

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**магістра**

**на тему: "Дослідження вібраційної надійності насосів атомних електро-  
станцій за допомогою методів чисельного моделювання"**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерна механіка

Виконав: студент групи КМ.м-11

Хоменко В.А.

Керівник: проф. Павленко І.В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А.В.

Суми 2022

## ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	3
ВСТУП.....	4
1 ПРИЗНАЧЕННЯ І ОБЛАСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВИРОБІВ, ЩО РОЗРОБЛЯЮТЬСЯ.....	6
1.1 Коротка характеристика області та умов застосування виробів.....	6
1.2 Загальна характеристика об'єкта, для застосування у якому призначено виріб.....	16
2 ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА.....	26
2.1 Основні технічні характеристики виробів.....	26
2.2 Відомості про відповідність або відхилення від вимог, установлених попередніми стадіями розробки.....	35
3. ОПИС ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ.....	46
3.1 Опис та обґрунтування обраної конструкції.....	46
3.2 Дані для порівняння основних технічних характеристик виробів з характеристиками аналогів.....	54
4. РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ РОБОТОЗДАТНІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ.....	62
4.1 Індефікація параметрів одномасової моделі.....	62
4.2 Математична модель динаміки одно масового ротора.....	62
4.3 Динамічна стійкість руху ротора.....	64
4.4 Математична модель вимушених коливань ротора відцентрованих насосів з урахуванням зовнішнього і внутрішнього тертя.....	68
ВИСНОВКИ.....	72
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	73

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 76 с., 23 таблиці, 11 рисунків,  
40 літературних джерел.

Мета роботи: Підвищення напірності ступенів насосних агрегатів та забезпечення вібраційної надійності функціональних елементів комплексної гідродинамічної системи на основі удосконалення конструкцій насосного обладнання атомних електростанцій (АЕС) шляхом розроблення технічних проєктів насосів водозабезпечення та допоміжних систем..

Предметом дослідження є гідродинаміка перекачуваного середовища у насосах систем АЕС; вплив режимних та конструктивних параметрів проточної частини на напірні та енергетичні характеристики насосів

Об'єктом дослідження є процес відцентрового робочого насоса та насосне обладнання.

Ключові слова: НАСОС, КОЛИВАННЯ, АНІЗОТРОПІЯ, РЕЗОНАНС, ВІБРОНАДІЙНІСТЬ, АТОМНА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЯ.

## ВСТУП

Забезпечення енергоефективності та вібраційної надійності відцентрових машин є одним із них першочергові завдання при їх проектуванні та експлуатації [1]. Ця проблема полягає в забезпеченні ротації стабільність і досить низький рівень вібрації. Воно посилюється перебуванням при владі машини не тільки відцентрові сили, викликані дисбалансом, з частотою рівною швидкість обертання, а також високочастотні сили (наприклад, компонент леза) з частоти, що у багато разів перевищують частоту обертання ротора [2].

Зокрема, у разі втрати стійкості, яку можна оцінити на основі лінійної моделі коливань ротора, сумарна амплітуда не може перевищувати допустиму амплітуду. Однак можуть виникнути недопустимі автоколивальні властивості нелінійних динамічних систем. Їх наявність можна підтвердити за допомогою спектроскопічного аналізу [3]. У цьому випадку неналежні умови динаміки ротора можна виявити за допомогою спеціального обладнання, яке не завжди доступне під час роботи силової машини. Відповідно до вищевикладеного, динаміка та стійкість відцентрових роторів насосів АЕС є актуальною проблемою, особливо з огляду на внутрішнє тертя [4]. Його рішення доповнюються продуманим поєднанням сучасних обчислювальних інструментів і аналітичних методів. Тому основною метою є розробка загальної методики забезпечення вібраційної надійності відцентрових насосів атомних електростанцій.

Наукова новизна даного дослідження полягає в розгляді одномасової моделі ротора динаміка. У цій моделі еквівалентна маса та жорсткість визначаються параметром ідентифікаційний підхід на основі кінцево-елементного аналізу динаміки ротора [5]. в У цьому випадку умови стійкості визначаються аналітичною залежністю.

Крім того, це слід проаналізувати вплив основних конструктивних параметрів і режимів роботи на стан динамічна стійкість руху ротора.

# 1 ПРИЗНАЧЕННЯ І ОБЛАСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ВИРОБІВ

## 1.1 Коротка характеристика області та умов застосування виробів

### 1.1.1 Насос системи розхолодження басейну витримки

Схема руху атомного палива по активній зоні у прийнятому наразі паливному циклі є традиційною. Вона здійснюється за три перегрузки палива в активній зоні. Свіжі ТВЗ збагачені 4,4% по урану 235 встановлюються на периферії активної зони і частково вигорівші - переставляються ближче до центру. Відпрацьоване за три роки паливо видаляється з центру активної зони. Така схема руху палива (периферія - центр) дозволяє забезпечувати рівномірне енерговиділення у паливі і максимальний запас до кризи теплообміну води на оболочках ТВЕЛ.

Вивантажені з ядерного реактора ТВЗ, що відпрацювали три роки містять всередині твелів велику кількість радіоактивних речовин ("осколків" розподілу урану). Їх розміщують у воді басейну витримки, де зменшується їхня радіоактивність і потужність залишкових енерговиділень.

Практика експлуатації вітчизняних та зарубіжних АЕС з водо-водяними реакторами, а також відомі проектні рішення з питань перевантаження ВВЕР дають підстави стверджувати, що найбільш оптимальним для цього типу реакторів є так званий "мокрый" спосіб перевантаження. "Мокре" перевантаження передбачає транспортування відпрацьованих касет від реактора до місця витримки під шаром води. Виходячи з цього генеральним проектувальником РУ ВВЕР-1000 (ОКБ "Гідропрес") був прийнятий "мокрый" спосіб перевантаження.

Організація зберігання відпрацьованих ТВЗ в приреакторних басейнах витримки з подальшим відправленням їх на завод по регенерації або в окремі

довготривалі сховища - заключний етап всієї технологічної схеми експлуатації ядерного палива на АЕС.

Передбачається тривала витримка відпрацьованого палива в басейнах при АЕС для забезпечення спаду залишкового тепловиділення, через активність продуктів поділу, при якій транспортування його до місця призначення стане можливою і економічно доцільною.

Після вивантаження з реактора і до відправлення на регенерацію відпрацьоване паливо має зберігатися в басейні витримки не менше трьох років для спаду залишкових енерговиділень до необхідного значення.

Для відводу залишкового тепла реакторний цех експлуатує систему охолодження басейну витримки (БВ). Устаткування системи охолодження басейну витримки отмаркіровано латинськими буквами TG.

Система охолодження БВ призначена для відводу тепла від знаходяться в касетних відсіках відпрацьованих або тимчасово вивантажених з реактора ТВЗ. Тепло відводиться технічною водою VF, що циркулює в трубному просторі теплообмінників розхолодження БВ. До складу системи входять: насоси розхолодження, теплообмінники розхолодження, трубопроводи, арматура, прилади КВП.

Вода в кожному відсіку басейну витримки циркулює через систему охолодження БВ, яка забезпечує допустиму температуру води басейну витримки не більше 70°C (при аварійній вивантаженні зони), визначену виходячи з умови неприпустимість закипання охолоджуючої води і розплавлення палива від залишкових енерговиділень.

Для подачі води до відсіків БВ передбачена установка 3-х насосів і 3-х теплообмінників. Кожен насос може подати воду в будь-який відсік БВ, для чого на всмоктуванні і напорі насосів передбачена перемичка.

При компонованні насоси з відповідним теплообмінником були розташовані в окремих приміщеннях, не пов'язаних один з одним, що дозволяє

забезпечувати незалежність каналів охолодження, електропостачання, контролю тощо.

У разі відмови працюючого насоса розхолодження БВ здійснюється від резервного насоса, що включається оператором БЩУ. Насоси охолодження БВ запитані від секцій 2 категорії надійного запитування, які в разі знеструмлення отримують енергопостачання від дизель-генератора.

На напірних і всмоктувальних магістралях системи встановлені по дві локалізуючі пневмоарматури. З метою недопущення переповнення басейну в кожному з його відсіків встановлено по 2 переливу, один з яких відповідає рівню води при тривалому зберіганні палива, другий - рівню води при перевантаженні.

Всі трубопроводи, що входять і виходять з паливних відсіків БВ заведені зверху басейну таким чином, щоб їхні розриви не приводили до зниження рівня нижче позначки, необхідної для режиму зберігання палива. Крім того, напірні трубопроводи від насосів, що проходять під шаром води до самого дна відсіків, обладнані пристроєм пасивного зриву сифона, який може виникнути при розриві зазначених трубопроводів. Ці пристрої являють собою гідрозатвор з отвором у верхній точці, що з'єднує гідрозатвор з атмосферою захисній оболонці.

Основним критерієм виконання системою розхолодження БВ своїх функцій є підтримка температури в басейні витримки не більше 50°C при плановій перевантаженні і тривалому зберіганні палива та не більше 70°C при вивантаженні всієї активної зони.

Система охолодження БВ є системою, важливою для безпеки, в частині напірних трубопроводів в гермозоні вона відноситься до захисних систем безпеки. У частині інших трубопроводів система є системою нормальної експлуатації.



Устаткування системи зберігання відпрацьованих ТВЗ і конструкції БВ розраховані на навантаження при сейсмічній дії не менше 7 балів за шкалою MSK-64, на ударну хвилю від розриву головного циркуляційного трубопроводу, ваги ТВЗ, стелажів і води БВ.

На даний час для створення циркуляції в системі охолодження БВ застосовуються насоси типу ТХ800/70/8-К-2 Е, які виготовляються ПО "Уралгідромаш" (м Сисерть Свердловської області, РФ).

### 1.1.2 Насос промконтур

Для охолодження обладнання та зниження температури робочих середовищ систем реакторного відділення (РВ), як правило, використовується технічна вода групи «А» (VF) і «В» (VB). Однак в разі охолодження споживачів з радіоактивним середовищем при високих параметрах з використанням систем техводи при пошкодженні теплообмінних пристроїв можливе її забруднення внаслідок надходження радіоактивних речовин. У цьому випадку використання технічної води небажано, оскільки може відбуватися забруднення навколишнього середовища.

Тому в РВ є промконтур - система, спроектована для відводу тепла від споживачів, які працюють з радіоактивними теплоносіями високих параметрів:

- головних циркуляційних насосів;
- охолоджувача організованих протікань;
- доохолоджувача продувки 1-го контуру;
- охолоджувача барботера;
- охолоджувачів відбору проб з реактора та інших систем.

Вода промконтур, охолоджуючи споживачів, циркулює по замкнутому контуру за допомогою насосів промконтур і охолоджується в

теплообмінниках промконтур технічною водою. Таким чином, промконтур - замкнута система, яка не виходить за межі будівлі реакторного відділення і служить сполучною ланкою між радіоактивними споживачами і техводою групи «А» 1, 2 систем безпеки. Промконтур запобігає потраплянню радіоактивних ізотопів в технічну воду у разі порушення герметичності устаткування, безпосередньо пов'язаного з 1-м контуром.

У основу проекту системи промконтур покладені вимоги до неї з боку реакторної установки, згідно з якими критерієм виконання покладених на систему функцій є забезпечення відводу тепла від устаткування. Система промконтур – система нормальної експлуатації, важлива для безпеки.

Устаткування та арматура частини системи, розташованої в герметичній оболонці, розраховані на аварійні параметри, що виникають при аваріях пов'язаних з розущільненням трубопроводів 1-го контуру.

Система відноситься до 2-ї категорії сейсмостійкості. Устаткування системи промконтур маркується латинськими літерами TF.

Система промконтур функціонує у всіх режимах нормальної експлуатації, включаючи пуск і зупинення енергоблока, в режимах знеструмлення енергоблоку. В аварійних режимах, пов'язаних з підвищенням тиску під оболонкою більше  $0,3 \text{ кгс / см}^2$  або зниженням запасу до закипання теплоносія 1-го контуру менше  $10^\circ \text{ C}$ , робота системи не вважається необхідною. У даній ситуації закривається вся пневмовідсічна арматура на подачі промконтур до споживачів гермооб'єму і система перестає виконувати свої функції.

Система промконтур складається з трьох насосів промконтур, двох теплообмінників, дихального бака, трубопроводів, арматури і споживачів охолоджувальної води.

Тепло, відведений теплоносієм промконтур від споживачів РВ, передається технічній воді групи «А» VF в теплообмінниках промконтур. З метою організації технічного обслуговування і чищення теплообмінників TF їх

в системі встановлено два; для нормальної роботи одного досить для організації теплогрійому.

Для безперебійного охолодження споживачів в системі передбачено три насоса, один з яких знаходиться в роботі при експлуатації системи, а решта – в резерві. Один з резервних насосів промконтура може бути виведений в ремонт.

Загальна витрата по споживачах становить  $610 \text{ м}^3 / \text{год}$ . Безпосереднього контакту з системами реакторної установки, які є споживачами промконтура, система не має, так як вона і призначена для виключення контакту охолоджувальної і охолоджуючої середовищ. Відведення тепла від споживачів відбувається в теплообмінниках поверхневого типу, де контакт середовищ відсутній.

В якості теплоносія в системі промконтура використовується хімічно очищена вода (дистилят). Система промконтура має зв'язок з системою дистиляту РВ, так як вона заповнюється і підживлюється від системи дистиляту через відповідний трубопровід.

Проектом передбачений автоматичний контроль радіоактивності води промконтура. Для компенсації температурних змін і підтримки необхідного обсягу води в замкнутій системі промконтура встановлений дихальний бак об'ємом  $1 \text{ м}^3$ .

Трубопроводи і обладнання системи промконтура виготовлені виходячи з вимог до якості робочої середовища, забезпечення працездатності системи в умовах нормальної експлуатації і порушень нормальних умов експлуатації з корозійностійкої сталі.

Для виконання технологічних переключень система забезпечена сильфонною запірною арматурою, спеціально виконаною для АЕС. На напірних і зливних трубопроводах промконтура споживачів гермозони встановлена пневмопривідна арматура, по дві в обстройці і одна в гермозоні на

кожному трубопроводі, яка служить для локалізації гермооб'єму при аваріях, пов'язаних з розущільненням 1-го контуру. Час закриття арматури не повинен перевищувати 10 с.

Арматура та обладнання системи промконтура запитані електропостачанням від системи надійного живлення. При знеструмленні секцій надійного живлення вони живляться від аварійних дизель-генераторів. Наразі у системі промконтуру застосовуються насоси типу ТХ800/70/8-К-2 Е, які виготовляються ПО "Уралгідромаш" (м Сисерть Свердловської області, РФ).

У системах розхолодження басейну витримки та промконтуру наразі застосовуються насосні агрегати ТХ 800/70/8-К-2Е з маркуванням ТG1113D01 та ТF31-33D01 відповідно.

### 1.1.3 Насос системи гідровипробування барботеру і продувки датчиків КВП

Цей насос, що має маркування 2UE30D01 призначений для створення тиску в підсистемі 2UE30 подачі дистиляту в барботаажний бак, для його гідровипробувань і в продуванні колектора для продувки датчиків КВП.

До складу підсистеми 2UE30 входять:

- насос 2UE30D01;
- арматура;
- трубопроводи, дросельні шайби; - КВП.

Робота системи полягає в подачі дистиляту з напірних трубопроводів насосів системи дистиляту TN21,22,23D01 в:

- барботаажний бак у режимі гідровипробувань;
- продувальні колектори.

Насоси TN21,22,23D01 здійснюють подачу дистилляту і використовуються для створення тиску на всмоктуванні насоса 2UE30D01, тобто є «першим ступенем» підйому тиску в підсистемі 2UE30 (з 0 до  $5 \div 7$  кгс /  $\text{см}^2$ ). «Другим ступенем» є насос 2UE30D01 (підйом з  $5 \div 7$  до  $11 \div 13$  кгс /  $\text{см}^2$ ).

Робоче середовище на всмоктування насоса 2UE30D01 подається з напірного колектора насосів TN21,22,23D01, або з трубопроводу рециркуляції цих насосів. Потім дистиллят подається насосом 2UE30D01 в напірний колектор, з якого виробляється його подача на споживачів. Всмоктування з трубопроводу рециркуляції насосів TN21,22,23D01 здійснюється при неможливості подачі дистилляту в напірний колектор насосів TN (при проведенні на ньому ремонтних робіт).

Подача дистилляту в продувні колектори датчиків КВП низького тиску (до  $8$  кгс /  $\text{см}^2$ ) проводиться безпосередньо з напірного колектора насосів TN21,22,23D01.

Для отримання необхідного тиску в напірному колекторі насоса 2UE30D01 використовується лінія рециркуляції, що здійснює перепуск частини робочого середовища з напірного колектора в бак.

Для захисту барботажного бака від перевищення тиску вище допустимого, при проведенні гідравлічних випробувань, на напірному колекторі насоса 2UE30D01 встановлений запобіжний клапан. При його спрацьовуванні скидання середовища відбувається в трап системи спецканалізації реакторного відділення.

На даний час у підсистемі 2UE30 застосовуються насоси типу X 8/60/ K-2Г, які виготовлялися ТОВ «Целінгідромаш» (м Нур-Султан, Казахстан).

#### 1.1.4 Насос подачі на очистку аварійного розчину бору

Для отримання прийнятної тривалості роботи реактора (так званої кампанії реактора) в нього необхідно завантажити надкритичну кількість ядерного палива. Створений у реакторі запас реактивності необхідно компенсувати.

У сучасних реакторах типу ВВЕР, що експлуатуються українським АЕС, створений запас реактивності компенсується механічними органами регулювання та рідким поглиначем – борною кислотою, розчиненою у воді 1го контуру. Така форма управління реактивністю називається рідинним регулюванням. Борне регулювання використовується на всіх потужних енергетичних реакторах з водою під тиском. Сутність борного регулювання полягає в тому, що надмірна реактивність при пуску реактора після навантаження компенсується введенням в теплоносій 1-го контуру рідкого поглинача нейтронів – борної кислоти. У ході роботи реакторної установки (РУ) на потужності проводиться поступове плавне зменшення концентрації борної кислоти в теплоносій 1-го контуру шляхом водообміну компенсації вигорання ядерного палива. Є багато причин для використання розчинених у теплоносій поглиначів. При цьому зменшується кількість поглинаючих стрижнів разом із приводами та електрообладнанням схеми управління, що призводить до економії витрат. Борна кислота рівномірно розподіляється в теплоносій 1-го контуру, і тому при зміні її концентрації не порушується розподіл енерговиділення в активній зоні. високий переріз поглинання теплових нейтронів. Природний бір має нижчу поглинаючу здатність через розведення бору-10 бором-11. Борна кислота має цілу низку важливих переваг у порівнянні з іншими розчинними у воді поглиначами нейтронів – «нейтронними отрутами»: борна кислота добре розчиняється у воді, її розчинність зростає з підвищенням температури; вона мало реагує з матеріалами контуру, причому її інертність зростає з підвищенням температури; вона не відкладається і не дає з'єднань, здатних відкладатися на внутрішніх поверхнях конструкційних елементів реакторної

установки. Різні операції, пов'язані зі зміною концентрації борної кислоти в теплоносія 1-го контуру, умовно називають борним регулюванням. Для збільшення концентрації розчину борної кислоти (РБК) в 1-му контурі концентрований розчин борної кислоти подається в 1-й контур підживлювальними насосами. Щоб зменшити концентрацію, можна використовувати систему продування/підживлення (злив теплоносія 1-го контуру з поточним вмістом бору та заміну його чистим дистиллятом) або поглинання борної кислоти аніонітними фільтрами. Відповідно для здійснення борного регулювання у складі обладнання реакторного відділення повинні бути баки для зберігання розчину борної кислоти та насоси для його подачі до споживачів. Для виконання зазначених вище завдань є системи боровмісної води та борного концентрату. Обладнання систем боровмісної води та борного концентрату маркується латинськими літерами ТВ. Системи боровмісної води та борного концентрату забезпечує певну гнучкість і автономність у роботі з застосуванням у технологічних процесах розчином борної кислоти, а також створюють оперативний резервний обсяг РБК, що використовується при регулюванні потужності та зупинення РУ.

Система борного концентрату призначена для створення запасу та зберігання борного концентрату в баках; подачі його в перший контур насосами при борному регулюванні в режимі нормальної експлуатації та аварійних режимах енергоблоку, а також для подачі борного концентрату для очищення насосом.

Система боровмісної води ТВ30, у якій експлуатується насос подачі на очистку аварійного розчину бору призначена для:

- створення запасу та зберігання боровмісної води в баках;
- заповнення першого контуру;
- підживлення басейну витримки та баків;
- прийому води при дренаванні першого контуру, баків;

- ведення водообміну.

Наразі у системі подачі на очистку аварійного розчину бору застосовуються насоси типу X 45/90/К-2Г, які виготовляються АТ "Катайський насосний завод" (м Катайськ Курганської області, РФ). Насос має маркуванням ТВ30D04.

## 1.2 Загальна характеристика об'єкта, для застосування у якому призначено виріб

### 1.2.1 Насоси системи розхолодження басейну витримки

Агрегати АЦНА 600-35 (ідентифікатор TG11D01, TG12D01, TG13D01) є елементом системи охолодження басейну витримки і перевантаження палива (TG) та призначені для здійснення примусової циркуляції з метою відводу тепла в касетних відсіках (TG21B01, TG21B02, TG21B03) від відпрацьованих або тимчасово вивантажених з реактора ТВЗ (тепловиділяючих збірок).

Агрегати АЦНА 600-35 (ідентифікатор TG11D01, TG12D01, TG13D01) встановлюються у приміщенні технологічного устаткування А-123/1,2,3 зони суворого режиму реакторного відділення, на відмітці 0,000 м.

Класифікація агрегатів залежно від ступеня впливу на безпеку, класифікаційне позначення, група обладнання та категорія сейсмостійкості вказані в таблиці 1.1

Таблиця 1.1 – Класифікація агрегатів



Найменування насосного агрегату	АЦНА 600-35
Ідентифікатор	TG11D01 TG12D01 TG13D01
Клас безпеки згідно НП 306.2.141-2008	2
Класифікаційне позначення згідно НП 306.2.141-2008	2Н
Група обладнання згідно НП 306.2.227-2020	В
Категорія сейсмостійкості згідно НП 306.2.208-2016	I

Складальні одиниці і деталі, що відносяться до корпусу насоса, повинні відповідати вимогам НП 306.2.227-2020, СОУ НАЕК 158:2020, СОУ НАЕК 159:2020, СОУ НАЕК 160:2020 і ПНАЭ Г-7-002-86.

Арматура, що відноситься до корпусу насоса і входить в комплект поставки агрегату, повинна відповідати вимогам ОТТ-87.

Агрегат АЦНА 600-35 повинен виконувати свої функції щодо забезпечення безпеки АЕС під час і після проходження землетрусу інтенсивністю до максимального розрахункового землетрусу (МРЗ) включно.

Обґрунтування сейсмостійкості агрегатів при сейсмічних впливах має проводитися розробником розрахунковим шляхом відповідно до ПНАЕ Г-7002-86.

Розрахунки на сейсмостійкість повинні виконуватися з умови одночасного сейсмічного впливу в трьох взаємно перпендикулярних напрямках (горизонтальних – X, Y і вертикальному – Z).

Допускається розрахунки на сейсмостійкість агрегату виконувати за умовами сейсмічного впливу окремо за трьома напрямками (компонентами).

Вихідними даними для розрахунків повинні бути впливи рівня МРЗ, повторюваністю один раз в 10000 років.

При укладанні договорів на поставку агрегатів або насосів постачальнику обладнання повинні надаватися дані для можливості виконання розрахунків на сейсмічні впливи для заданих майданчиків блоків АЕС.

Критерії міцності при сейсмічних впливах відповідно до ПН АЕ Г-7-002-86.

Група умов експлуатації агрегатів – Е1.2 (приміщення технологічного устаткування), група умов розміщення агрегату – Р3.1 (на будівельних конструкціях) згідно СОУ НАЕК 100:2016.

Режим роботи агрегатів – постійний.

Агрегат АЦНА 600-35 повинен бути виготовлений для експлуатації в кліматичному виконанні УХЛ4, категорії розміщення 4 (при нижньому значенні температури навколишнього повітря плюс 5°С і верхньому плюс 40°С), в атмосфері типу II по ГОСТ 15150-69 та іншими зовнішніми впливовими факторами навколишнього середовища відповідно з вимогами 3.9.

Категорія приміщення по вибухонебезпечності та пожежною небезпечкою, в якій встановлюються агрегати – «Д» відповідно до ДСТУ Б В.1.1-36:2016.

Агрегати не призначені для експлуатації у вибухонебезпечних та пожежонебезпечних виробництвах відповідно до «Правил улаштування електроустановок (ПУЕ)».

Кваліфікація агрегатів, включаючи двигуни, що входять до їхнього складу, повинна бути виконана у відповідності до вимог НП 306.2.141-2008.

Умовне позначення агрегатів АЦНА 600-35:

де: А – відмітний індекс агрегату; насос

ЦНА 600-35;

де: ЦН – відцентровий насос;

A – для АЕС;

600 – номінальна подача базового насоса, м<sup>3</sup>/год;

35 – напір базового насоса при номінальній подачі, м.

### 1.2.2 Насос системи промконтур

Агрегати АЦНА 600-35-1 (ідентифікатор TF31D01, TF32D01, TF33D01) є елементом системи води промконтур (TF) та призначені для здійснення примусової циркуляції з метою охолодження теплообмінників ГЦН, барботажного бака, доохолоджувача продувки I контуру, охолоджувача організованих витоків, охолоджувачів системи відбору проб.

Агрегати АЦНА 600-35-1 (ідентифікатор TF31D01, TF32D01, TF33D01) встановлюються у приміщенні технологічного устаткування зони суворого режиму реакторного відділення, на відмітці +6,600 м.

Класифікація агрегатів залежно від ступеня впливу на безпеку, класифікаційне позначення, група обладнання та категорія сейсмостійкості вказані в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Класифікація агрегатів

Найменування насосного агрегату	АЦНА 600-35-1
Ідентифікатор	TF31D01 TF32D01 TF33D01
Клас безпеки згідно НП 306.2.141-2008	3
Класифікаційне позначення згідно НП 306.2.141-2008	3Н
Група обладнання згідно НП 306.2.227-2020	С
Категорія сейсмостійкості згідно НП 306.2.208-2016	II

Складальні одиниці і деталі, що відносяться до корпусу насоса, повинні відповідати вимогам НП 306.2.227-2020, СОУ НАЕК 158:2020, СОУ НАЕК 159:2020, СОУ НАЕК 160:2020 і ПНАЭ Г-7-002-86.

Арматура, що відноситься до корпусу насоса і входить в комплект поставки агрегату, повинна відповідати вимогам ОТТ-87Агрегат АЦНА 60035-1 повинен зберігати працездатність після проходження землетрусу інтенсивністю до проектного землетрусу (ПЗ) включно.

Обґрунтування сейсмостійкості агрегатів при сейсмічних впливах має проводитися розробником розрахунковим шляхом відповідно до ПНАЕ Г-7002-86.

Розрахунки на сейсмостійкість повинні виконуватися з умови одночасного сейсмічного впливу в трьох взаємно перпендикулярних напрямках (горизонтальних – X, Y і вертикальному – Z).

Допускається розрахунки на сейсмостійкість агрегату виконувати за умовами сейсмічного впливу окремо за трьома напрямками (компонентами).

Вихідними даними для розрахунків повинні бути впливи рівня ПЗ, повторюваністю один раз в 100 років.

При укладанні договорів на поставку агрегатів або насосів постачальнику обладнання повинні надаватися дані для можливості виконання розрахунків на сейсмічні впливи для заданих майданчиків блоків АЕС.

Критерії міцності при сейсмічних впливах відповідно до ПНАЕ Г-7-002-86.

Група умов експлуатації агрегатів – Е1.2 (приміщення технологічного устаткування), група умов розміщення агрегату – Р3.1 (на будівельних конструкціях) згідно СОУ НАЕК 100:2016.

Режим роботи агрегатів – постійний.

Агрегат АЦНА 600-35-1 повинен бути виготовлений для експлуатації в кліматичному виконанні УХЛ, категорії розміщення 4 (при нижньому

значенні температури навколишнього повітря плюс 15 °С і верхньому плюс 60 °С), в атмосфері типу II по ГОСТ 15150-69 та іншими зовнішніми впливовими факторами навколишнього середовища відповідно з вимогами 3.9.

Категорія приміщення по вибухонебезпечності та пожежною небезпечкою, в якій встановлюються агрегати – «Д» відповідно до ДСТУ Б В.1.1-36:2016.

пожежонебезпечних виробництвах відповідно до «Правил улаштування електроустановок (ПУЕ)».

Кваліфікація агрегатів, включаючи двигуни, що входять до їхнього складу, повинна бути виконана у відповідності до вимог НП 306.2.141-2008.

Умовне позначення агрегатів АЦНА 600-35-1:

де: А – відмітний індекс агрегату; насос

ЦНА 600-35-1

де: ЦН – відцентровий насос;

А – для АЕС;

600 – номінальна подача базового насоса, м<sup>3</sup>/год;

35 – напір базового насоса при номінальній подачі, м; 1 – порядковий номер модифікації.

### 1.2.3 Насос системи гідровипробування барботеру і продувки датчиків КВП

Агрегати АЦНА 8-60 (ідентифікатор UE30D01) призначені для гідровипробувань барботера та продувки датчиків КВП.

Агрегати встановлюються у приміщенні реакторного відділення, на відмітці +6,600 м.

Агрегат, включаючи електродвигун (далі – двигун), що входить до його складу, повинні відноситися до обладнання класу безпеки 3 (класифікаційне позначення – 3Н) згідно НП 306.2.141-2008. Група обладнання – С згідно НП 306.2.227-2020.

Складальні одиниці і деталі, що відносяться до корпусу насоса, повинні відповідати вимогам НП 306.2.227-2020, СОУ НАЕК 158:2020, СОУ НАЕК 159:2020,

СОУ НАЕК 160:2020 і ПНАЭ Г-7-002-86.

Арматура, що відноситься до корпусу насоса і входить в комплект поставки агрегату, повинна відповідати вимогам ОТТ-87.

Агрегат повинен відноситися до категорія сейсмостійкості II згідно НП 306.2.208-2016 та повинен зберігати працездатність після проходження землетрусу інтенсивністю до проектного землетрусу (ПЗ) включно.

Обґрунтування сейсмостійкості агрегатів при сейсмічних впливах має проводитися розробником розрахунковим шляхом відповідно до ПНАЕ Г-7002-86.

Розрахунки на сейсмостійкість повинні виконуватися з умови одночасного сейсмічного впливу в трьох взаємно перпендикулярних напрямках (горизонтальних – X, Y і вертикальному – Z).

Допускається розрахунки на сейсмостійкість агрегату виконувати за умовами сейсмічного впливу окремо за трьома напрямками (компонентами).

Вихідними даними для розрахунків повинні бути впливи рівня ПЗ, повторюваністю один раз в 100 років.

При укладанні договорів на поставку агрегатів або насосів постачальнику обладнання повинні надаватися дані для можливості виконання розрахунків на сейсмічні впливи для заданих майданчиків блоків АЕС.

Критерії міцності при сейсмічних впливах відповідно до ПН АЕ Г-7-002-86.

Група умов експлуатації агрегатів – Е1.2 (приміщення технологічного устаткування), група умов розміщення агрегату – Р3.1 (на будівельних конструкціях) згідно СОУ НАЕК 100:2016.

Режим роботи агрегатів – періодичний.

Агрегат АЦНА 8-60 повинен бути виготовлений для експлуатації в кліматичному виконанні УХЛ4, категорії розміщення 4 (при нижньому значенні температури навколишнього повітря плюс 5 °С і верхньому плюс 40 °С), в атмосфері типу II за ГОСТ 15150-69.

Категорія приміщення по вибухонебезпечності та пожежною небезпечкою, в якій встановлюються агрегати – «Д» відповідно до ДСТУ Б В.1.1-36:2016. пожежонебезпечних виробництвах відповідно до «Правил улаштування електроустановок (ПУЕ)».

Кваліфікація агрегатів, включаючи двигуни, що входять до їхнього складу, повинна бути виконана у відповідності до вимог НП 306.2.141-2008.

Умовне позначення агрегатів АЦНА 8-60:

де: А – відмітний індекс агрегату; насос

ЦНА 8-60

де: ЦН – відцентровий насос;

А – для АЕС;

8 – номінальна подача базового насоса, м<sup>3</sup>/год;

60 – напір базового насоса при номінальній подачі, м.

#### 1.2.4 Насос подачі на очистку аварійного розчину бору

Агрегати АЦНА 45-90 (ідентифікатор ТВ30D04) є елементом системи боровмісної води (ТВ30) та призначені для відкачки води баку аварійного запасу бору на очищення.

Агрегати встановлюються у приміщенні у приміщенні А123/3 зони суворого режиму реакторного відділення, на відмітці -4,200 м.

Агрегат, включаючи електродвигун (далі – двигун), що входить до його складу, повинні відноситися до обладнання класу безпеки 3 (класифікаційне позначення – 3Н) згідно НП 306.2.141-2008. Група обладнання – С згідно НП 306.2.227-2020.

Складальні одиниці і деталі, що відносяться до корпусу насоса, повинні відповідати вимогам НП 306.2.227-2020, СОУ НАЕК 158:2020, СОУ НАЕК 159:2020, СОУ НАЕК 160:2020 і ПНАЭ Г-7-002-86.

Арматура, що відноситься до корпусу насоса і входить в комплект поставки агрегату, повинна відповідати вимогам ОТТ-87

Агрегат повинен відноситися до категорія сейсмостійкості II згідно НП 306.2.208-2016 та повинен зберігати працездатність після проходження землетрусу інтенсивністю до проектного землетрусу (ПЗ) включно.

Обґрунтування сейсмостійкості агрегатів при сейсмічних впливах має проводитися розробником розрахунковим шляхом відповідно до ПНАЕ Г-7002-86.

Розрахунки на сейсмостійкість повинні виконуватися з умови одночасного сейсмічного впливу в трьох взаємно перпендикулярних напрямках (горизонтальних – X, Y і вертикальному – Z).

Допускається розрахунки на сейсмостійкість агрегату виконувати за умовами сейсмічного впливу окремо за трьома напрямками (компонентами).

Вихідними даними для розрахунків повинні бути впливи рівня ПЗ, повторюваністю один раз в 100 років.

При укладанні договорів на поставку агрегатів або насосів постачальнику обладнання повинні надаватися дані для можливості виконання розрахунків на сейсмічні впливи для заданих майданчиків блоків АЕС.

Критерії міцності при сейсмічних впливах відповідно до ПН АЕ Г-7-002-



86.

Група умов експлуатації агрегатів – Е1.2 (приміщення технологічного устаткування), група умов розміщення агрегату – Р3.1 (на будівельних конструкціях) згідно СОУ НАЕК 100:2016.

Режим роботи агрегатів – періодичний.

Агрегат АЦНА 45-90 повинен бути виготовлений для експлуатації в кліматичному виконанні УХЛ4, категорії розміщення 4 (при нижньому значенні температури навколишнього повітря плюс 5 °С і верхньому плюс 40°С), в атмосфері типу II за ГОСТ 15150-69.

Категорія приміщення по вибухонебезпечності та пожежною небезпечкою, в якій встановлюються агрегати – «Д» відповідно до ДСТУ Б В.1.1-36:2016. пожежонебезпечних виробництвах відповідно до «Правил улаштування електроустановок (ПУЕ)».

Кваліфікація агрегатів, включаючи двигуни, що входять до їх складу, повинна бути виконана у відповідності до вимог НП 306.2.141-2008.

Умовне позначення агрегатів АЦНА 45-90:

де: А – відмітний індекс агрегату; насос

ЦНА 45-90

де: ЦН – відцентровий насос;

А – для АЕС;

45 – номінальна подача базового насоса, м<sup>3</sup>/год;

90 – напір базового насоса при номінальній подачі, м.

## 2 ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

## 2.1 Основні технічні характеристики виробів

### 2.1.1 Насос системи розхолодження басейну витримки

Показники призначення насосів ЦНА 600-35 (агрегатів АЦНА 600-35) за параметрами в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Показники призначення

Найменування показника	Значення показника
Подача, (м <sup>3</sup> /год)	600
Напір, м	35
Частота обертання, с <sup>-1</sup> (об/хв)	1485
Потужність, кВт	
– насоса	71,9 <sup>1)</sup>
– агрегату	75,6 <sup>1)</sup>
Максимальна потужність, кВт	
– насоса	86,3 <sup>1)</sup>
– агрегату	90,7 <sup>1)</sup>
Максимальний тиск на виході з насоса, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	1,17 (11,97) <sup>1)</sup>

1) Значення наведено при щільності  $\rho = 1005 \text{ кг/м}^3$ .

**Примітки:**

1 Допустимі виробничі відхилення по напору від плюс 5% до мінус 3% від номінального значення.

2 Зниження напору насоса після вироблення середнього ресурсу до капітального ремонту – не більше 2%.

3 Максимальні потужності визначені при максимальній подачі робочого інтервалу характеристик з урахуванням допустимих виробничих відхилень по напору (плюс 5%) і ККД насоса (мінус 3%).

4 Показники потужності, максимальної потужності насоса та агрегату, максимального тиску на виході не є здавальними при випробуваннях.

5 Розрахунковий тиск на міцність корпусу насоса – 1,4 МПа (14,3 кгс/см<sup>2</sup>).

6 Тиск гідравлічних випробувань корпусу насоса – 1,83 МПа (18,7 кгс/см<sup>2</sup>).

Показники технічної та енергетичної ефективності насосів (агрегатів) в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Показники ефективності

Найменування показника	Значення показника
Коефіцієнт корисної дії ККД, %	
– насоса	80
– агрегату	76
Допустимий кавітаційний запас, м	6
Зовнішні витоки через торцеве ущільнення, м <sup>3</sup> /с (л/ч), не більше	$0,83 \cdot 10^{-8}$ (0,03)
<b>Примітки:</b>	
1 Допустимі виробничі відхилення по ККД. насоса: верхнє – не обмежується, нижнє – мінус 3%.	
2. Зниження ККД насоса після вироблення середнього ресурсу до капітального ремонту – не більше 2%.	

Конструктивні показники насосів (агрегатів) повинні відповідати зазначеним в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Конструктивні показники

Найменування показника	Величина показника
Маса, кг	
– насоса	1100 <sup>1)</sup>
– агрегату	2400 <sup>1)</sup>
Габарити (довжина × ширина × висота), мм	Згідно з додатком А
<sup>1)</sup> Уточняється при випробуванні першого насоса (агрегату). <b>Примітки:</b> 1. Допуск на масу: верхнє відхилення плюс 5 %, нижнє – не обмежується. 2. Допуск на габаритні розміри насоса ± 20 мм, агрегату – від мінус 25 до плюс 50 мм.	

### 2.1.2 Насос системи промконтур

Показники призначення насосів ЦНА 600-35-1 (агрегатів АЦНА 600-35-1) за параметрами в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним в таблиці 2.4.

Показники технічної та енергетичної ефективності насосів (агрегатів) в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним у таблиці 2.5.

Таблиця 2.4 – Показники призначення

Найменування показника	Значення показника
Подача, (м <sup>3</sup> /год)	600
Напір, м	35
Частота обертання, с <sup>-1</sup> (об/хв)	1485
Потужність, кВт	71,5 <sup>1)</sup>
– насоса	75,2 <sup>1)</sup>
– агрегату	

Максимальна потужність, кВт – насоса – агрегату	85,8 <sup>1)</sup> 90,2 <sup>1)</sup>
Максимальний тиск на виході з насоса, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,7 (7,14) <sup>1)</sup>
<p><sup>1)</sup> Значення наведено при щільності <math>\rho = 1000 \text{ кг/м}^3</math>.</p> <p style="text-align: center;"><b>Примітки:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Допустимі виробничі відхилення по напору від плюс 5% до мінус 3% від номінального значення.</li> <li>2. Зниження напору насоса після вироблення середнього ресурсу до капітального ремонту – не більше 2%.</li> <li>3. Максимальні потужності визначені при максимальній подачі робочого інтервалу характеристик з урахуванням допустимих виробничих відхилень по напору (плюс 5%) і ККД насоса (мінус 3%).</li> <li>4. Показники потужності, максимальної потужності насоса та агрегату, максимального тиску на виході не є здавальними при випробуваннях.</li> <li>5. Розрахунковий тиск на міцність корпусу насоса – 1,4 МПа (14,3 кгс/см<sup>2</sup>).</li> <li>6. Тиск гідравлічних випробувань корпусу насоса – 1,83 МПа (18,7 кгс/см<sup>2</sup>).</li> </ol>	

Таблиця 2.5 – Показники ефективності

Найменування показника	Значення показника
Коефіцієнт корисної дії ККД, % – насоса – агрегату	80 76
Допустимий кавітаційний запас, м	6
Зовнішні витоки через торцеве ущільнення, м <sup>3</sup> /с (л/ч), не більше	$0,83 \cdot 10^{-8}$ (0,03)
<p><b>Примітки:</b></p> <p>1 Допустимі виробничі відхилення по ККД. насоса: верхнє – не обмежується, нижнє – мінус 3%.</p>	

2. Зниження ККД насоса після вироблення середнього ресурсу до капітального ремонту – не більше 2%.

Конструктивні показники насосів (агрегатів) повинні відповідати зазначеним в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Конструктивні показники

Найменування показника	Величина показника
Маса, кг	
– насоса	1100 <sup>1)</sup>
– агрегату	2400 <sup>1)</sup>
Габарити (довжина × ширина × висота), мм	Згідно з додатком А
<sup>1)</sup> Уточняється при випробуванні першого насоса (агрегату).	
<b>Примітки:</b>	
1. Допуск на масу: верхнє відхилення плюс 5 %, нижнє – не обмежується.	
2. Допуск на габаритні розміри насоса ± 20 мм, агрегату – від мінус 25 до плюс 50 мм.	

### 2.1.3 Насос системи гідровипробування барботеру і продувки датчиків КВП

Показники призначення насосів ЦНА 8-60 (агрегатів АЦНА 8-60) за параметрами в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним в таблиці 2.7.

Показники технічної та енергетичної ефективності насосів (агрегатів) в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним у таблиці 2.8.

Конструктивні показники насосів (агрегатів) повинні відповідати зазначеним в таблиці 2.9.

Таблиця 2.7 – Показники призначення

Найменування показника	Значення показника
Подача, (м <sup>3</sup> /год)	8
Напір, м	60
Частота обертання, с <sup>-1</sup> (об/хв)	2915
Потужність, кВт	
– насоса	5,0 <sup>1)</sup>
– агрегату	5,7 <sup>1)</sup>
Максимальна потужність, кВт	
– насоса	6,5 <sup>1)</sup>
– агрегату	7,3 <sup>1)</sup>
Максимальний тиск на виході з насоса, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,95 (9,72) <sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Значення наведено при щільності  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

**Примітки:**

1. Допустимі виробничі відхилення по напору від плюс 5% до мінус 3% від номінального значення.
2. Зниження напору насоса після вироблення середнього ресурсу до капітального ремонту – не більше 2%.
3. Максимальні потужності визначені при максимальній подачі робочого інтервалу характеристик з урахуванням допустимих виробничих відхилень по напору (плюс 5%) і ККД насоса (мінус 3%).
4. Показники потужності, максимальної потужності насоса та агрегату, максимального тиску на виході не є здавальними при випробуваннях.
5. Розрахунковий тиск на міцність корпусу насоса – 1,0 МПа (10,2 кгс/см<sup>2</sup>).
6. Тиск гідравлічних випробувань корпусу насоса – 1,5 МПа (15,3 кгс/см<sup>2</sup>).

Таблиця 2.8 – Показники ефективності

Найменування показника	Значення показника
Коефіцієнт корисної дії ККД, %	
– насоса	26
– агрегату	23
Допустимий кавітаційний запас, м	3,0
Зовнішні витоки через торцеве ущільнення, м <sup>3</sup> /с (л/ч), не більше	0,83·10 <sup>-8</sup> (0,03)
<b>Примітки:</b>	
1 Допустимі виробничі відхилення по ККД. насоса: верхнє – не обмежується, нижнє – мінус 3%.	
2. Зниження ККД насоса після вироблення середнього ресурсу до капітального ремонту – не більше 2%.	

Таблиця 2.9 – Конструктивні показники

Найменування показника	Величина показника
Маса, кг	
– насоса	75 <sup>1)</sup>
– агрегату	2350 <sup>1)</sup>
Габарити (довжина × ширина × висота), мм	Згідно з додатком А
<sup>1)</sup> Уточняється при випробуванні першого насоса (агрегату).	
<b>Примітки:</b>	
1. Допуск на масу: верхнє відхилення плюс 5 %, нижнє – не обмежується.	
2. Допуск на габаритні розміри насоса ± 20 мм, агрегату – ± 30 мм.	

#### 2.1.4 Насос подачі на очистку аварійного розчину бору

Показники призначення насосів ЦНА 45-90 (агрегатів АЦНА 45-90) за параметрами в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним в таблиці 2.10.



Таблиця 2.10 – Показники призначення

Найменування показника	Значення показника
Подача, (м <sup>3</sup> /год)	45
Напір, м	98
Частота обертання, с <sup>-1</sup> (об/хв)	2940
Потужність, кВт	
– насоса	24,3 <sup>1)</sup>
– агрегату	26,1 <sup>1)</sup>
Максимальна потужність, кВт	
– насоса	29,5 <sup>1)</sup>
– агрегату	31,7 <sup>1)</sup>
Максимальний тиск на виході з насоса, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	1,63 (16,65)
<p><sup>1)</sup> Значення наведено при щільності <math>\rho = 1005 \text{ кг/м}^3</math>.</p> <p>Примітки:</p> <p>1 Допустимі виробничі відхилення по напору від плюс 5% до мінус 3% від номінального значення.</p> <p>2 Зниження напору насоса після вироблення середнього ресурсу до капітального ремонту – не більше 2%.</p> <p>3 Максимальні потужності визначені при максимальній подачі робочого інтервалу характеристик з урахуванням допустимих виробничих відхилень по напору (плюс 5%) і ККД насоса (мінус 3%).</p> <p>4 Показники потужності, максимальної потужності насоса та агрегату, максимального тиску на виході не є здавальними при випробуваннях.</p> <p>5 Розрахунковий тиск на міцність корпусу насоса – 1,8 МПа (18,4 кгс/см<sup>2</sup>).</p> <p>6 Тиск гідравлічних випробувань корпусу насоса – 2,6 МПа (26,5 кгс/см<sup>2</sup>).</p>	

Показники технічної та енергетичної ефективності насосів (агрегатів) в номінальному режимі роботи повинні відповідати зазначеним у таблиці 2.11.

Таблиця 2.11 – Показники ефективності

Найменування показника	Значення показника
Коефіцієнт корисної дії ККД, %	
– насоса	49
– агрегату	25,6
Допустимий кавітаційний запас, м	4,0
Зовнішні витoki через торцеве ущільнення, м <sup>3</sup> /с (л/ч), не більше	$0,83 \cdot 10^{-8}$ (0,03)
<b>Примітки:</b>	
1 Допустимі виробничі відхилення по ККД. насоса: верхнє – не обмежується, нижнє – мінус 3%.	
2. Зниження ККД насоса після вироблення середнього ресурсу до капітального ремонту – не більше 2%.	

Конструктивні показники насосів (агрегатів) повинні відповідати зазначеним в таблиці 2.12.

Таблиця 2.12 – Конструктивні показники

Найменування показника	Величина показника
Маса, кг	
– насоса	120 <sup>1)</sup>
– агрегату	500 <sup>1)</sup>
Габарити (довжина × ширина × висота), мм	Згідно з додатком А
<sup>1)</sup> Уточняється при випробуванні першого насоса (агрегату).	
<b>Примітки:</b>	
1. Допуск на масу: верхнє відхилення плюс 5 %, нижнє – не обмежується.	
2. Допуск на габаритні розміри насоса ± 20 мм, агрегату – ± 50 мм.	

2.2 Відомості про відповідність або відхилення від вимог,  
установлених попередніми стадіями розробки

2.2.1 Насос системи розхолодження басейну витримки

Надійність насоса і двигуна в умовах і режимах експлуатації, повинна характеризуватися величинами показників надійності, зазначеними в таблиці 2.13.

Таблиця 2.13 – Показники надійності насоса

Найменування показника	Величина показника
Строк служби насоса, років, не менше	30 1)
Призначений строк служби корпусних деталей, років, не менше	30 1)
Призначений строк служби виймальних частин та комплектуючих виробів, років, не менше	10 1)
Середнє напрацювання на відмову, год, не менше	15 000
Середній ресурс до капітального ремонту, год, не менше	45 000
Експлуатаційний ресурс між капітальними ремонтами (міжремонтний інтервал), років, не менше	4
Функціонування без обслуговування і ремонту, годин, не менше	10 000
<p><sup>1)</sup> За умови виконання вимог по заміні частин з меншими строками служби, викладеними в експлуатаційній документації.</p> <p><b>Примітка</b> – Величини показників надійності забезпечуються за умови проведення споживачем технічного обслуговування і ремонту згідно з вимогами експлуатаційної документації, що поставляється разом з насосом.</p>	

Критеріями відмови при нормальних умовах експлуатації агрегату є:

– для насоса:

а) температура підшипників понад 90 °С;

б) вібрація на кронштейні в зоні розташування підшипникових опор в робочому інтервалі подач понад 11,2 мм/с;

в) витіки через торцеве ущільнення понад  $0,83 \cdot 10^{-8}$  м<sup>3</sup>/с (0,03 л/г);

г) невиконання основної функції;

д) заклинювання рухомих частин;

е) руйнування і/або втрата щільності матеріалу деталей, що знаходяться під тиском середовища, яке перекачується;

ж) порушення герметичності фланцевих з'єднань, яке неможливо усунути додатковою підтяжкою кріпильних з'єднань;

– для двигуна:

а) вібрація підшипникових опор при роботі насоса в робочому інтервалі подач більш 7,1 мм/с;

б) температура підшипників понад 95 °С;

в) вихід з ладу обмотки статора і (або) підшипників; г) відмова на запуск;

д) заклинювання рухомих частин.

Величина витоків через торцеве ущільнення контролюється візуально, а вібрація та температура підшипникових опор двигуна контролюється за допомогою переносних засобів вимірювання.

Критерієм граничного стану для виведення насоса в капітальний ремонт є вироблення ресурсу рівного 0,9 від величини середнього ресурсу до капітального ремонту.

Критеріями граничного стану, при якому подальша експлуатація насоса неможлива і недоцільна, є:

– втрата герметичності корпусом і / або кришкою напірної по відношенню до зовнішньої середовищі, яка не може бути усунена при капітальному ремонті насоса;

– вироблення корпусними деталями насоса терміну служби, рівного призначеного терміну служби (більше 30 років).

Показники надійності комплектуючих виробів повинні відповідати технічній документації підприємств-виробників, при цьому їх середнє напрацювання на відмову повинно бути не менше, ніж для насоса.

Напірні, енергетичні і кавітаційні характеристики насосів наведені в додатку Б.

Насоси повинні забезпечувати тривалу експлуатацію в робочому інтервалі подач від 0,028 до 0,2 м<sup>3</sup>/с (від 100 до 720 м<sup>3</sup>/ч).

Напірна характеристика повинна бути стабільною, при збільшенні подачі напір насоса повинен постійно знижуватися.

Вібраційна технічна характеристика – середнє квадратичне значення віброшвидкості, виміряне на кронштейні насоса на номінальному режимі – не більше 4,5 мм/с, а в робочому інтервалі подач – не більше 7,1 мм/с.

Шумова технічна характеристика насоса – еквівалентний рівень звукового тиску середній рівень звуку на відстані 1 м від контуру агрегату при роботі на номінальному режимі повинен бути не більше 90 дБА.

Шумова і вібраційна технічні характеристики двигуна – у відповідності до технічної документації на його поставку.

### 2.2.2 Насос системи промконтур

Надійність насоса і двигуна в умовах і режимах експлуатації, повинна характеризуватися величинами показників надійності, зазначеними в таблиці 2.14.

Критеріями відмови при нормальних умовах експлуатації агрегату є:

– для насоса:

а) температура підшипників понад 90 °С;

б) вібрація на кронштейні в зоні розташування підшипникових опор в

робочому інтервалі подач понад 11,2 мм/с;

в) витоки через торцеве ущільнення понад  $0,83 \cdot 10^{-8}$  м<sup>3</sup>/с (0,03 л/ч); г) невиконання основної функції;

д) заклинювання рухомих частин;

е) руйнування і/або втрата щільності матеріалу деталей, що знаходяться під тиском середовища, яке перекачується;

ж) порушення герметичності фланцевих з'єднань, яке неможливо усунути додатковою підтяжкою кріпильних з'єднань;

Таблиця 2.14 – Показники надійності насоса

Найменування показника	Величина показника
Строк служби насоса, років, не менше	30 1)
Призначений строк служби корпусних деталей, років, не менше	30 1)
Призначений строк служби виймальних частин та комплектуючих виробів, років, не менше	10 1)
Середнє напрацювання на відмову, год, не менше	15 000
Середній ресурс до капітального ремонту, год, не менше	45 000
Експлуатаційний ресурс між капітальними ремонтами (міжремонтний інтервал), років, не менше	4
Функціонування без обслуговування і ремонту, годин, не менше	10 000
<p><sup>1)</sup> За умови виконання вимог по заміні частин з меншими строками служби, викладеними в експлуатаційній документації.</p> <p><b>Примітка</b> – Величини показників надійності забезпечуються за умови проведення споживачем технічного обслуговування і ремонту згідно з вимогами експлуатаційної документації, що поставляється разом з насосом.</p>	

– для двигуна:

а) вібрація підшипникових опор при роботі насоса в робочому інтервалі подач більш 7,1 мм/с;

б) температура підшипників понад 95 °С;

в) вихід з ладу обмотки статора і (або) підшипників; г) відмова на запуск;

д) заклинювання рухомих частин.

Величина витоків через торцеве ущільнення контролюється візуально, а вібрація та температура підшипникових опор двигуна контролюється за допомогою переносних засобів вимірювання.

Критерієм граничного стану для виведення насоса в капітальний ремонт є вироблення ресурсу рівного 0,9 від величини середнього ресурсу до капітального ремонту.

Критеріями граничного стану, при якому подальша експлуатація насоса неможлива і недоцільна, є:

– втрата герметичності корпусом і/або кришкою напірної по відношенню до зовнішньої середовищі, яка не може бути усунена при капітальному ремонті насоса;

– вироблення корпусними деталями насоса терміну служби, рівного призначеного терміну служби (більше 30 років).

Показники надійності комплектуючих виробів повинні відповідати технічній документації підприємств-виробників, при цьому їх середнє напрацювання на відмову повинно бути не менше, ніж для насоса.

Насоси повинні забезпечувати тривалу експлуатацію в робочому інтервалі подач від 0,108 до 0,2 м<sup>3</sup>/с (від 390 до 720 м<sup>3</sup>/ч).

Напірна характеристика повинна бути стабільною, при збільшенні подачі напір насоса повинен постійно знижуватися.

Вібраційна технічна характеристика – середнє квадратичне значення віброшвидкості, виміряне на кронштейні насоса на номінальному режимі – не більше 4,5 мм/с, а в робочому інтервалі подач – не більше 7,1 мм/с.

Шумова технічна характеристика насоса – еквівалентний рівень звукового тиску середній рівень звуку на відстані 1 м від контуру агрегату при роботі на номінальному режимі повинен бути не більше 90 дБА.

Шумова і вібраційна технічні характеристики двигуна – в відповідності до технічної документації на його поставку.

### 2.2.3 Насос системи гідровипробування барботеру і продувки датчиків КВП

Надійність насоса і двигуна в умовах і режимах експлуатації, повинна характеризуватися величинами показників надійності, зазначеними в таблиці 2.15.

Таблиця 2.15 – Показники надійності насоса

Найменування показника	Величина показника
Строк служби насоса, років, не менше	30 <sup>1)</sup>
Призначений строк служби корпусних деталей, років, не менше	30 <sup>1)</sup>
Призначений строк служби виймальних частин та комплектуючих виробів, років, не менше	10 <sup>1)</sup>
Середнє напрацювання на відмову, год, не менше	15 000
Середній ресурс до капітального ремонту, год, не менше	45 000
Експлуатаційний ресурс між капітальними ремонтами (міжремонтний інтервал), років, не менше	4
Функціонування без обслуговування і ремонту, годин, не менше	10 000

<sup>1)</sup> За умови виконання вимог по заміні частин з меншими строками служби, викладеними в експлуатаційній документації.

**Примітка** – Величини показників надійності забезпечуються за умови проведення споживачем технічного обслуговування і ремонту згідно з вимогами експлуатаційної документації, що поставляється разом з насосом.



Критеріями відмови при нормальних умовах експлуатації агрегату є:

– для насоса:

а) температура підшипників понад 90 °С;

б) вібрація на кронштейні в зоні розташування підшипникових опор в робочому інтервалі подач понад 11,2 мм/с;

в) витіки через торцеве ущільнення понад  $0,83 \cdot 10^{-8}$  м<sup>3</sup>/с (0,03 л/ч);

г) невиконання основної функції;

д) заклинювання рухомих частин;

е) руйнування і/або втрата щільності матеріалу деталей, що знаходяться під тиском середовища, яке перекачується;

ж) порушення герметичності фланцевих з'єднань, яке неможливо усунути додатковою підтяжкою кріпильних з'єднань;

– для двигуна:

а) вібрація підшипникових опор при роботі насоса в робочому інтервалі подач більш 7,1 мм/с;

б) температура підшипників понад 95 °С;

в) вихід з ладу обмотки статора і (або) підшипників;

г) відмова на запуск;

д) заклинювання рухомих частин.

Величина витоків через торцеве ущільнення контролюється візуально, а вібрація та температура підшипникових опор двигуна контролюється за допомогою переносних засобів вимірювання.

Критерієм граничного стану для виведення насоса в капітальний ремонт є вироблення ресурсу рівного 0,9 від величини середнього ресурсу до капітального ремонту.

Критеріями граничного стану, при якому подальша експлуатація насоса неможлива і недоцільна, є:

- втрата герметичності корпусом і / або кришкою напірної по відношенню до зовнішньої середовищі, яка не може бути усунена при капітальному ремонті насоса;
- вироблення корпусними деталями насоса терміну служби, рівного призначеного терміну служби (більше 30 років).

Показники надійності комплектуючих виробів повинні відповідати технічній документації підприємств-виробників, при цьому їх середнє напрацювання на відмову повинно бути не менше, ніж для насоса.

Напірні, енергетичні і кавітаційні характеристики насосів наведені в додатку Б.

Насоси повинні забезпечувати тривалу експлуатацію в робочому інтервалі подач від 0,0014 до 0,0028 м<sup>3</sup>/с (від 5 до 10 м<sup>3</sup>/ч).

Напірна характеристика повинна бути стабільною, при збільшенні подачі напір насоса повинен постійно знижуватися.

Вібраційна технічна характеристика – середнє квадратичне значення віброшвидкості, виміряне на кронштейні насоса на номінальному режимі – не більше 4,5 мм/с, а в робочому інтервалі подач – не більше 7,1 мм/с.

Шумова технічна характеристика насоса – еквівалентний рівень звукового тиску середній рівень звуку на відстані 1 м від контуру агрегату при роботі на номінальному режимі повинен бути не більше 90 дБА.

Шумова і вібраційна технічні характеристики двигуна – в відповідності до технічної документації на його поставку.

## 2.2.4 Насос подачі на очистку аварійного розчину бору

Надійність насоса і двигуна в умовах і режимах експлуатації, повинна характеризуватися величинами показників надійності, зазначеними в таблиці 2.16.

Таблиця 2.16 – Показники надійності насоса

Найменування показника	Величина показника
Строк служби насоса, років, не менше	30 <sup>1)</sup>
Призначений строк служби корпусних деталей, років, не менше	30 <sup>1)</sup>
Призначений строк служби виймальних частин та комплектуючих виробів, років, не менше	10 <sup>1)</sup>
Середнє напрацювання на відмову, год, не менше	15 000
Середній ресурс до капітального ремонту, год, не менше	45 000
Експлуатаційний ресурс між капітальними ремонтами (міжремонтний інтервал), років, не менше	4
Функціонування без обслуговування і ремонту, годин, не менше	10 000
<sup>1)</sup> За умови виконання вимог по заміні частин з меншими строками служби, викладеними в експлуатаційній документації. <b>Примітка</b> – Величини показників надійності забезпечуються за умови проведення споживачем технічного обслуговування і ремонту згідно з вимогами експлуатаційної документації, що поставляється разом з насосом.	

Критеріями відмови при нормальних умовах експлуатації агрегату є:

– для насоса:

а) температура підшипників понад 90 °С;

б) вібрація на кронштейні в зоні розташування підшипникових опор в робочому інтервалі подач понад 11,2 мм/с;

в) витіки через торцеве ущільнення понад  $0,83 \cdot 10^{-8}$  м<sup>3</sup>/с (0,03 л/ч);

- г) невиконання основної функції;
- д) заклинювання рухомих частин;
- е) руйнування і/або втрата щільності матеріалу деталей, що знаходяться під тиском середовища, яке перекачується;
- ж) порушення герметичності фланцевих з'єднань, яке неможливо усунути додатковою підтяжкою кріпильних з'єднань;
  - для двигуна:
    - а) вібрація підшипникових опор при роботі насоса в робочому інтервалі подач більш 7,1 мм/с;
    - б) температура підшипників понад 95 °С;
    - в) вихід з ладу обмотки статора і (або) підшипників;
    - г) відмова на запуск;
    - д) заклинювання рухомих частин.

Величина витоків через торцеве ущільнення контролюється візуально, а вібрація та температура підшипникових опор двигуна контролюється за допомогою переносних засобів вимірювання.

Критерієм граничного стану для виведення насоса в капітальний ремонт є вироблення ресурсу рівного 0,9 від величини середнього ресурсу до капітального ремонту.

Критеріями граничного стану, при якому подальша експлуатація насоса неможлива і недоцільна, є:

- втрата герметичності корпусом і / або кришкою напірної по відношенню до зовнішньої середовищі, яка не може бути усунена при капітальному ремонті насоса;
- вироблення корпусними деталями насоса терміну служби, рівного призначеного терміну служби (більше 30 років).

Показники надійності комплектуючих виробів повинні відповідати технічній документації підприємств-виробників, при цьому їх середнє напрацювання на відмову повинно бути не менше, ніж для насоса.

Напірні, енергетичні і кавітаційні характеристики насосів наведені в додатку Б.

Насоси повинні забезпечувати тривалу експлуатацію в робочому інтервалі подач від 0,0056 до 0,0153 м<sup>3</sup>/с (від 20 до 55 м<sup>3</sup>/ч).

Напірна характеристика повинна бути стабільною, при збільшенні подачі напір насоса повинен постійно знижуватися.

Вібраційна технічна характеристика – середнє квадратичне значення віброшвидкості, виміряне на кронштейні насоса на номінальному режимі – не більше 4,5 мм/с, а в робочому інтервалі подач – не більше 7,1 мм/с.

Шумова технічна характеристика насоса – еквівалентний рівень звукового тиску середній рівень звуку на відстані 1 м від контуру агрегату при роботі на номінальному режимі повинен бути не більше 90 дБА.

Шумова і вібраційна технічні характеристики двигуна – в відповідності до технічної документації на його поставку.

## 3 ОПИС ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

### 3.1 Опис та обґрунтування обраної конструкції

#### 3.1 Конструкція відцентрового насоса

Багатоступінчастий відцентровий насос СРН 600-35 забезпечує водопостачання промислового контуру атомних електростанцій. Його номінальні параметри - подача 600 м<sup>3</sup>/ год, напір 35 м, робоча частота 1500 об/хв.

Конструкція насоса повинна відповідати наступним національним стандартам щодо правил і норм в атомній енергетиці відповідно до вимог ДП «НАЕК «Енергоатом»: СОУ НАЕК 158:2020 «Забезпечення технічної безпеки. Технічні вимоги до конструкції та безпечної експлуатації обладнання та трубопроводів атомних електростанцій з ВВЕР», 159:2020 «Забезпечення технічної безпеки. Зварювання та наплавлення обладнання та трубопроводів атомних електростанцій з ВВЕР», 160:2020 «Забезпечення технічної безпеки. Контроль якості зварних з'єднань основного металу та наплавлення обладнання та трубопроводів атомних електростанцій з ВВЕР»; ПНАЕ Г-7-002-86 «Правила розрахунку на міцність обладнання та трубопроводів атомних електростанцій».

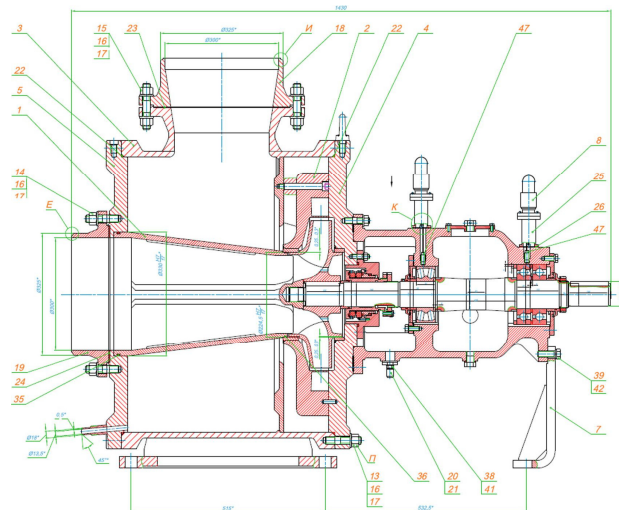


Рис.3.1.Збірка відцентрового насоса СРН 600-35.

Конструкція ротора представлена на рис.3.2. Він містить пару опор підшипників. Перший – сферичний дворядний підшипник кочення SKF 22314 E з такими характеристиками: базове динамічне навантаження 413 кН; максимальне втомне навантаження 45 кН; максимальна швидкість обертання 4500 об/хв. Другий — подвійні радіально-упорні кулькові підшипники SKF 7315 BECBJ з такими параметрами для кожного підшипника: базове динамічне навантаження 104 кН; максимальне втомне навантаження 4,15 кН; максимальна швидкість обертання 5300 об/хв.

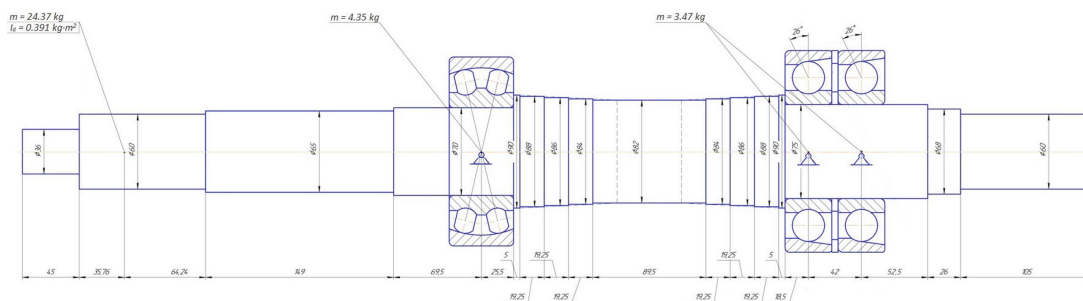


Рис. 3.2.Компонент (а), традиційна конструктивна схема (б) і одномасова конструктивна схема (б) ротора: $m$ –місцеві маси підшипників, кг; $яd$ –діаметральний момент інерції робочого колеса, кг·м<sup>2</sup>

Усі насосні агрегати повинні складатися з насоса і двигуна, закріплених на загальній фундаментній рамі і з'єднаних між собою муфтою, закритою огоорожею. Габаритне креслення агрегатів наведено в додатку А.

Кріплення агрегатів до фундаменту і трубопроводів до насоса повинно бути жорстким.

Конструкція агрегатів повинна забезпечувати їх працездатність в нормальних умовах експлуатації, порушення нормальних умов експлуатації та сейсмічних впливах.

Насос в складі агрегату повинен бути відцентровим, горизонтальним, консольним, одноступінчастим з осьовим підведенням рідини, з зварюваль-нокованим корпусом. Ротор має спиратися на підшипники кочення з рідинної змазкою. Кінцеве ущільнення насоса повинно бути торцевого типу.

Вхідний патрубок повинен бути розташований горизонтально уздовж осі обертання валу насоса, напірний патрубок повинен бути направлений вертикально вгору. На напірному трубопроводі насоса повинен бути встановлений зворотний клапан, призначений для запобігання перетіканню рідини, що перекачується, з напірного трубопроводу у вхідний трубопровід при стоянці насоса. Зворотний клапан в комплект поставки не входить.

Напрямок обертання ротора насоса повинен бути за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку приводу.

Конструкція агрегату повинна допускати короткочасне (не більше 2 хвилин) обертання ротора в зворотному напрямку, при цьому повинна бути виключена можливість гідравлічного удару.

Насос і електродвигун повинні встановлюватися на загальну фундаментну раму.

Крутний момент від двигуна до насоса повинен передаватися пружною вту-лично-пальцевою муфтою.

Корпус насоса повинен допускати 13 гідровипробувань і 25 зтяжок кріпиль-них деталей за весь термін служби.

Конструкція насоса повинна забезпечувати можливість технічного огляду корпусу насоса на місці експлуатації відповідно СОУ НАЕК 158:2020. Значення тисків гідравлічних випробувань повинні бути вказані в паспорті корпусу насоса.

Для ущільнення роз'ємних фланцевих з'єднань насоса повинні застосо-вуватися прокладки з терморозширеного графіту або з інших матеріалів.



Конструкція агрегатів повинна допускати дезактивацію внутрішніх і зовнішніх поверхонь насосів, двигунів – тільки зовнішніх, дезактивуючими розчинами, при цьому двигун повинен допускати дезактивацію зовнішніх поверхонь гарячим дистиллятом і методом вологої обробки. Глибина сумарного знімання металу від дезактивації за термін служби повинна складати не більше 0,1 мм. Після промивання розчинами виконується промивка хімічно очищеною водою не менше однієї години.

Дезактивація агрегатів повинна проводитися окисно-відновним методом розчинами з температурою від 80 до 95 °С:

– перша композиція:

- 1) перманганат калію – від 0,5 до 1,0 г/дм<sup>3</sup>;
- 2) азотна кислота – від 5 до 10 г/дм<sup>3</sup>;
- 3) оксиетилідендифосфонова або щавлева кислота – від 20 до 30 г/дм<sup>3</sup>; –

друга композиція – 1 % розчин СФ-ЗК:

- 1) щавлевої кислоти – 50 %;
- 2) гексаметафосфату натрію – 35 %;
- 3) сульфонолу, C<sub>12</sub>H<sub>25</sub>C<sub>6</sub>H<sub>4</sub>SO<sub>3</sub>Na – 15%.

Кількість дезактивацій за термін служби – 20. Тривалість циклу – до 10 год кожним розчином. Періодичність – один раз в 18 місяців.

Композиції дезактивуючих розчинів, а також кількість дезактивацій і їх періодичність можуть уточнюватися.

Агрегат повинен допускати 1500 пусків за весь термін експлуатації.

Зовнішні поверхні агрегату, що мають температуру вище 45 °С, повинні бути огорожені в місцях можливого дотику обслуговуючого персоналу. Огородження не входять до комплексу поставки підприємства-виробника агрегату.

У якості приводу повинен застосовуватися асинхронний, трифазного змінного струму, з короткозамкненим ротором електродвигун (далі – двигун). Двигун повинен повністю відповідати вимогам класифікації з безпеки і збереженню працездатності при сейсмічних і механічних впливах, що пред'являються до агрегату в цілому. Технічні параметри і характеристики двигуна наведені в додатку В.

Електроживлення двигунів повинно здійснюватися від мережі з:

– номінальною напругою 380 В (трифазне); –  
номінальною частотою 50 Гц.

Двигун повинен забезпечувати достатній пусковий момент при будь-яких умовах і достатню пускову потужність для зменшення пускового часу.

Двигун повинен мати такі характеристики крутильного моменту, які забезпечують роботу насосного агрегату при всіх експлуатаційних умовах.

Двигун повинен допускати два пуски підряд з холодного стану (двигун має температуру навколишнього середовища) або один пуск з гарячого. Повторний пуск агрегату після двох пусків з холодного або одного пуску з гарячого стану повинен допускатися не раніше, ніж через 3 години після відключення.

Конструкція двигуна повинна допускати обертання ротора в зворотному напрямку при відключеному електроживленні. При цьому частота обертання повинна бути не більше номінальної, тривалість обертання не більше 2 хвилини.

Ввідний пристрій статора має забезпечувати можливість його повороту на кут, кратний  $180^\circ$ .

Двигун повинен мати уземлювальний затискач, забезпечений пристроєм від самовідгвинчування.

Режим роботи двигуна – S1, ГОСТ 183-74.

Напрямок обертання ротора двигуна - проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку робочого кінця валу.

Вимоги електробезпеки повинні відповідати ДСТУ 8828:2019.

Ступінь захисту двигунів повинна бути не нижче IP44, клемної коробки – не нижче IP55 згідно ДСТУ EN 60034-5:2015.

Двигуни повинні допускати прямий пуск насосів від мережі як при напрузі живлення 1,1 Uном, так і при значенні напруги не менше 0,8 Uном в процесі пуску.

Клас ізоляції обмотки не нижче F по ГОСТ 8865-93.

Двигуни повинні відповідати Технічному регламенту низьковольтного електричного обладнання.

Інші вимоги до двигунів згідно з технічними умовами на їх поставку.

Якість та властивості матеріалів і напівфабрикатів повинні задовольняти вимогам відповідних стандартів та технічних умов і повинні бути підтвержені сертифікатами якості або паспортами підприємствпостачальників. При неповноті сертифікатних даних застосування матеріалів допускається тільки після проведення підприємством-виробником необхідних випробувань і досліджень, які підтверджують повну відповідність матеріалів вимогам стандартів, технічного завдання і креслень. Результати перевірки повинні бути оформлені в порядку, встановленому на підприємствівиробнику.

Матеріали деталей, що відносяться до корпусу насоса, арматури, допоміжних трубопроводів, що знаходяться в контакті з середовищем, що перекачується і під його тиском, повинні відповідати вимогам розділу 3 СОУ НАЕК 158:2020.

Матеріал деталей, виготовлених з корозійностійких сталей аустенітного класу, повинен бути стійким до міжкристалітної корозії.

На матеріали і напівфабрикати, призначені для виготовлення, наноситься відмінне маркування, яке повинне зберегтися до повного виготовлення виробу.

Зварні з'єднання і антикорозійне наплавлення корпусу насоса та допоміжних трубопроводів, які знаходяться в контакті з середовищем, що перекачується і під його тиском, а також зварювальні матеріали повинні відповідати вимогам СОУ НАЕК 159:2020

Виправлення дефектів основного металу і зварних з'єднань повинно проводитися відповідно до СОУ НАЕК 159:2020 і технологічних інструкцій підприємства-виробника, затвердженими в установленому порядку.

Складальні одиниці і деталі в процесі виготовлення повинні бути піддані термічній обробці відповідно до вимог конструкторської та виробничо-технологічної документації.

Необхідність проведення термічної обробки складальних одиниць і деталей насоса в процесі виготовлення повинна бути вказана в конструкторської документації.

Виливки зі сталі деталей, що не відносяться до основних корпусних деталей насоса, повинні відповідати вимогам ДСТУ 8781:2018, ДСТУ 2540-94, технічних умов підприємств-виробників і креслень. Допуски розмірів виливків по ГОСТ 26645-85.

Шорсткість поверхонь литих деталей, що стикаються з робочою рідиною, повинна відповідати зразку-еталону, затвердженому в установленому порядку.

Відхилення оброблених поверхонь від правильної геометричної форми, якщо немає особливих вказівок в кресленнях, повинні відповідати ДСТУ ISO 2768-2-2001.

Шорсткість оброблених поверхонь деталей повинна відповідати значенням, зазначеним на кресленнях.

Кріпильні деталі, що відносяться до корпусу насоса, повинні відповідати СОУ НАЕК 158:2020 і виготовлятися з полем допуску 6g и 6H по ДСТУ ГОСТ 16093:2018.

Нарізь повинна бути повного профілю, без вм'ятин, підрізів і зірваних витків. Не допускаються місцеві надриви, викришування і дроблення загальною довжиною понад 0,1 довжини нарізі, при цьому на одному витку – більше 0,2 його довжини.

Крім того, при вхідному контролі основних матеріалів для кріпильних деталей, на які поширюється дія НП 306.2.227-2020 і СОУ НАЕК 158:2020, повинні бути проведені:

- суцільний візуальний контроль.

Для кріпильних деталей з легованих сталей:

- суцільний візуальний контроль;
- суцільний стилоскопічний контроль.

Допуск на перпендикулярність шпильок діаметром понад 20 мм щодо опорної поверхні не повинен перевищувати 0,4 мм на 100 мм довжини.

Ротор насоса і сполучна муфта повинні бути збалансовані динамічно відповідно до вимог ГОСТ 22061-76 і відповідно до вимог креслень. Клас точності балансування – 3.

Згідно з вказівками в кресленнях на поверхні насоса повинні бути нанесені захисні лакофарбові або металеві покриття.

Захисні покриття агрегату повинні бути стійкі до впливу атмосфери, забезпечуючи захист від корозії, а також зберігати товарний вигляд насоса на період транспортування, зберігання, монтажних і пуско-налагоджувальних

робіт та гарантійного терміну експлуатації відповідно до цього технічного завдання.

Клас і умови експлуатації лакофарбових покриттів згідно ДСТУ ISO 12944-2:2019, ДСТУ ISO 12944-5:2019 і відповідно до вказівок в кресленнях.

Прокладки для ущільнень фланцевих з'єднань не повинні містити азбест.

3.2 Дані порівняння основних технічних характеристик виробів з характеристиками аналогів

### 3.2.1 Насоси систем розхолодження басейну витримки та промконтур

У системах розхолодження басейну витримки та промконтур наразі застосовуються насосні агрегати ТХ 800/70/8-К-2Е з маркуванням TG1113D01 та TF31-33D01 відповідно.

Насос у складі агрегата – відцентровий, горизонтальний, консольний, одноступінчатий (рис. 3.1). Він призначений для перекачування хімічно активних і нейтральних рідин і суспензій з температурою від мінус 40°C до плюс 120° С, щільністю не більше 1850 кг/м<sup>3</sup>, в'язкістю до 30-10<sup>-6</sup>м<sup>2</sup>/с, що містять тверді включення розміром не більше 1 мм, об'ємна концентрація яких не перевищує 15%, в тому числі розміром не більше 5 мм, об'ємна концентрація яких не перевищує 1%. Електронасосний агрегат виконаний в загальнопромисловому виконанні і не призначений для вибухонебезпечних і пожежонебезпечних виробництв. (табл. 3.1)

Основні вузли і деталі насоса – корпус, робоче колесо, всмоктувальна кришка, захисна втулка, вузол опорної стійки. Для компенсації зносу робочих коліс і захисту корпусу насоса конструкцією передбачені передній і задній захисні диски. Робоче колесо – відкритого типу. Корпус, всмоктувальна кришка і робоче колесо – литі.

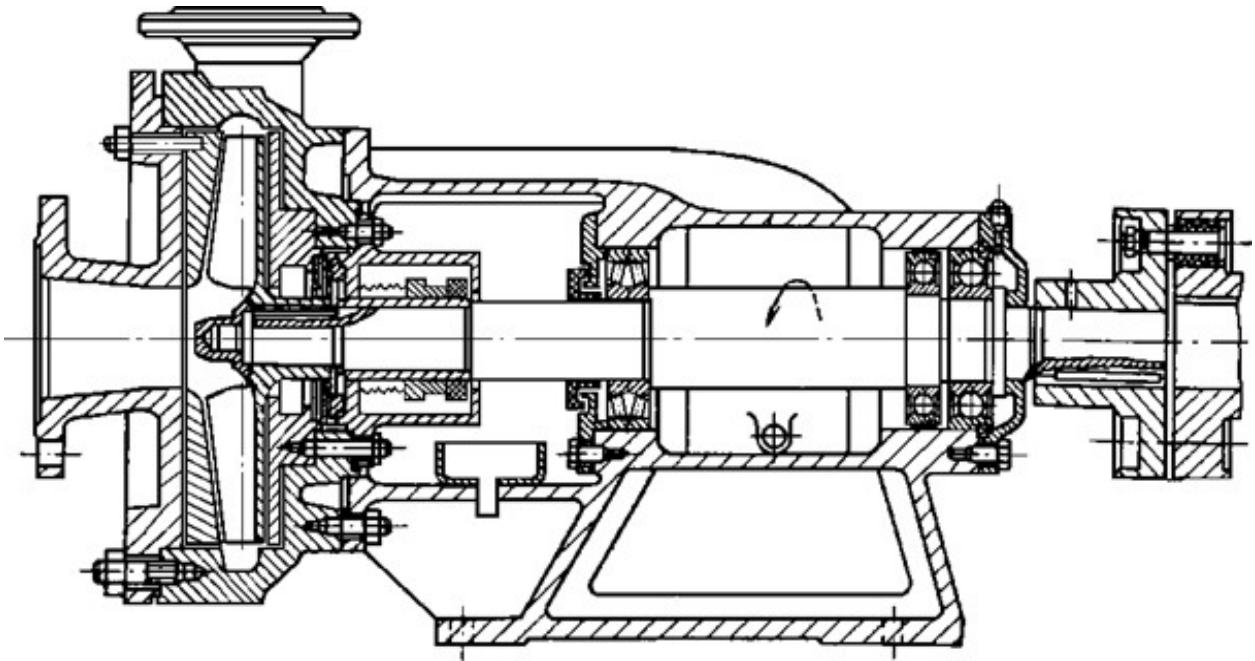


Рисунок 3.3 – Спрощена конструкція насоса типу TX 800/70

Таблиця 3.1

Технічна характеристика насосів TG11-13D01 та TF31-33D01	
<i>Параметр</i>	<i>Величина</i>
Продуктивність м <sup>3</sup> /год	600
Напір, м.в.ст.	35
Частота обертання, об/хв.	730
Допустимий кавітаційний запас, м.в.ст.	6,0
ККД, %	65
Тиск на всмоктуванні, не більше кг/см <sup>2</sup>	3
Просочування через ущільнення, л/год	0,03
Потужність двигуна, кВт	132

Напруга живлення, В	380/50 гц
Маса насосного агрегату, кг	2050
Тип електродвигуна	A03-3555-83

Ущільнення валу – одинарне торцеве. Змащування та охолодження поверхонь тертя в ущільненні здійснюється рідиною, що перекачується.

Ротор насоса обертається у двох підшипникових опорах. У лівій опорі встановлюється сферичний шарикопідшипник. У правій опорі встановлюється радіально-упорний підшипник, який сприймає осьове навантаження на ротор сприймається радіально-напруженим підшипником. Мاستило підшипників – консистентне, ЦИАТИМ-202. Мاستило повинна заповнювати 1/2-2/3 об'єму порожнини підшипника. Для захисту порожнини підшипників від попадання протікання середовища з ущільнення, а також витікання мастила з кронштейна на валу насоса, перед кришками підшипників встановлені відбійники.

Максимальна температура підшипників насоса і електродвигуна – 70 С°. Напрямок обертання вала насоса – проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку електродвигуна.

Матеріал основних деталей насоса: робочого колеса, всмоктуючої кришки, корпусу насоса, переднього і заднього захисних дисків – сталь 12Х18Н9ТЛ-11, захисної втулки і валу – сталь 12Х18Н9Т, кронштейна – Ст3, напівмуфти – сталь 35.

### 3.2.2 Насос системи гідровипробування барботеру і продувки датчиків КВП

На даний час у системи гідровипробування барботеру і продувки датчиків



КВП застосовуються насоси типу X 8/60/ К-2Г (рис 3.4). Насос має маркування 2UE30D01.

Насос і двигун встановлені на загальній фундаментній плиті. Вал насоса ущільнюється подвійним торцевим ущільненням типу 2Г. Корпус ущільнення має штуцери для підведення і відведення замикаючої рідини, яка необхідна для охолодження торцевих ущільнень і створення гідрозатвору, що запобігає або знижує витік рідини.

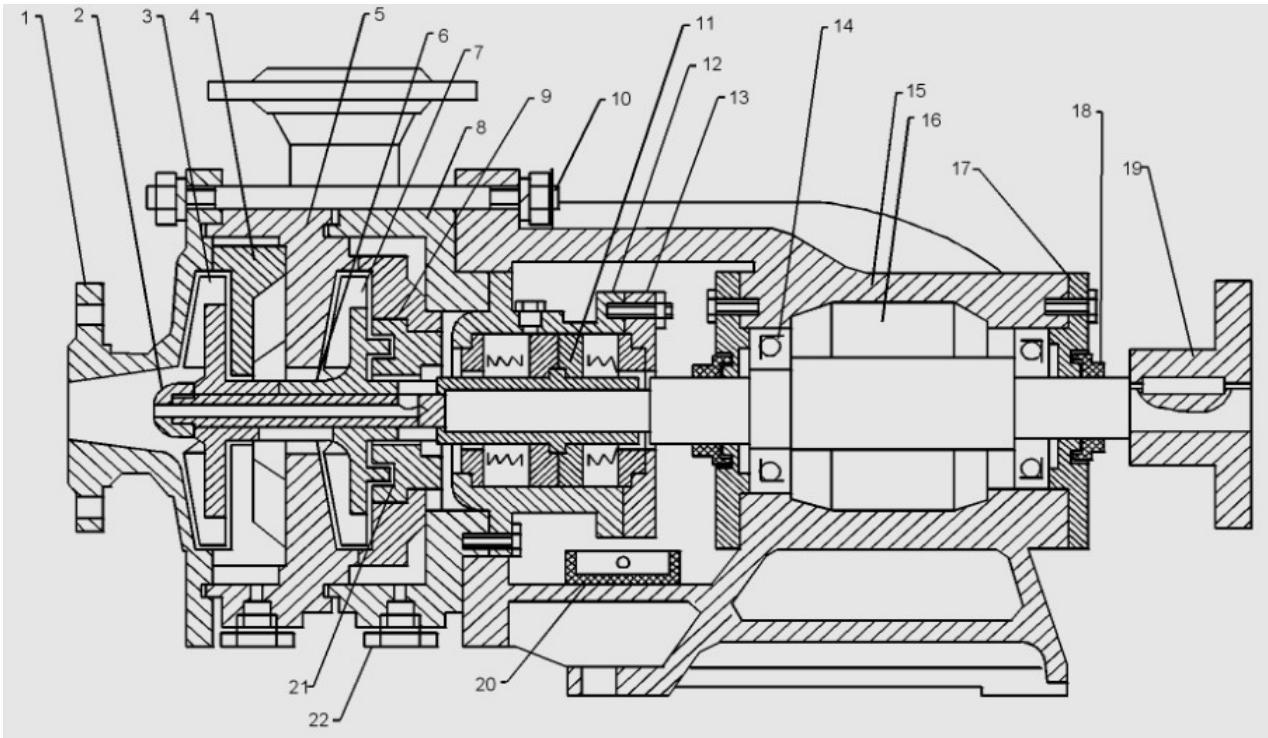


Рисунок 3.4 – Розріз насоса X8/60

У якості замикаючої рідини використовується дистилат. Подача дистилату здійснюється з напірного трубопроводу насоса з подальшим скиданням у всмоктуючий трубопровід.

При застосуванні проточної схеми кількість замикаючої рідини повинна становити 10-15 л/год, при тупиковій схемі – 0,06-0,1 л/год. При подачі замикаючої рідини поліпшуються умови охолодження вузла ущільнення.

Ротор насоса частково розвантажений від осьових зусиль шляхом з'єднання зони всмоктування з зоною нагнітання отвором за віссю вала. Опорами вала служать підшипники кочення розташовані в опорній стійці.

Мастило підшипників консистентне.

Температура підшипників кочення не повинна перевищувати температуру навколишнього повітря більш ніж на  $50^{\circ}\text{C}$ , але не повинна бути вище  $70^{\circ}\text{C}$ .

Напрямок обертання вала – проти годинникової стрілки, якщо дивитися на насос з боку двигуна.

Характеристика насоса наведена на рисунку 3.5 і таблиці 3.2.

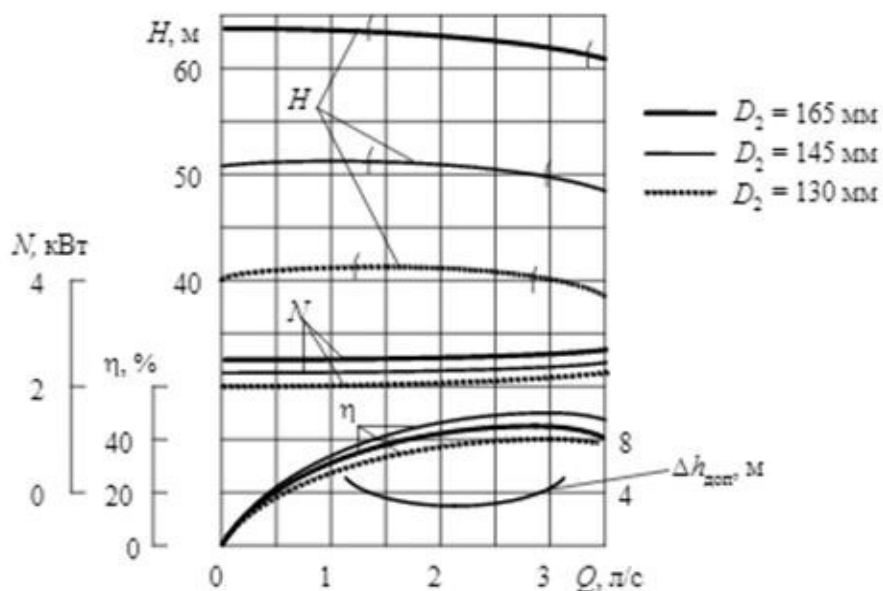


Рисунок 3.5 – Характеристика насоса X8/60

Таблиця 3.2

Параметр	Значення
Подача, $\text{м}^3/\text{год}$	8
Напір, м.в.ст.	60
Допустиме відхилення напорів, %	$\pm 10$
Частота обертання, об/хв.	2900
Допустимий кавітаційний запас, м	4 м

Допустимий тиск на вході в насос, кгс/см <sup>2</sup>	5
Витоки через ущільнення, л/год	0,03
Потужність насоса, кВт	8

### 3.2.3 Насос подачі на очистку аварійного розчину бору

Наразі у системі подачі на очистку аварійного розчину бору застосовуються насоси типу X 45/90/К-2Г, який Насос має маркуванням ТВ30D04 (рис. 3.6).

Тип насоса – відцентровий, горизонтальний, консольний, з приводом асинхронного двигуна, через пружну муфту. Насос та двигун встановлені на загальній фундаментній плиті. Вал насоса ущільнюється подвійним торцевим ущільненням. Корпус ущільнення має штуцера для підведення і відведення замикаючої рідини, яка необхідна для охолодження торцевих ущільнень і створення гідрозатвора, що запобігає або знижує витоку рідини, що перекачується.

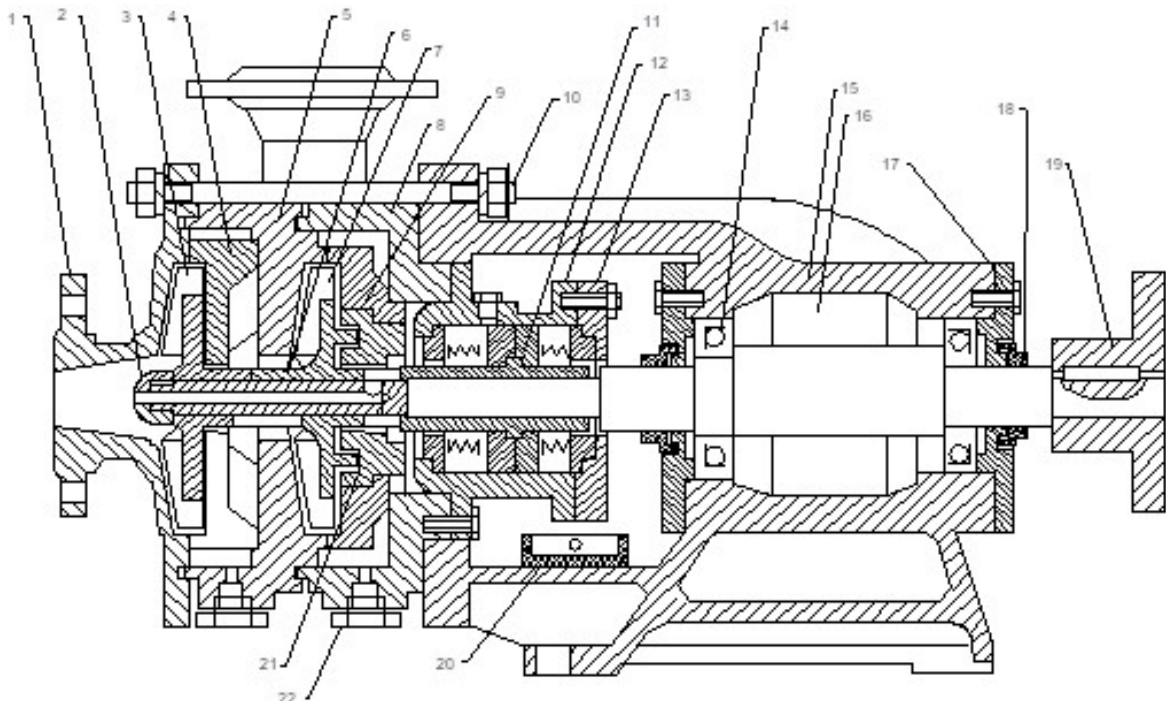


Рисунок 3.6 – Спрощене конструкція насоса X 8/60

У якості замикаючої рідини використовується дистилат. Вал насоса обертається у двох підшипниках, розташованих у кронштейні. Установка підшипників фіксована, мастило підшипників консистентне. Напрямок обертання вала проти годинникової стрілки, якщо дивитися на насос з боку двигуна.

Характеристика насоса наведена на рисунку 3.7 і таблиці 3.3.

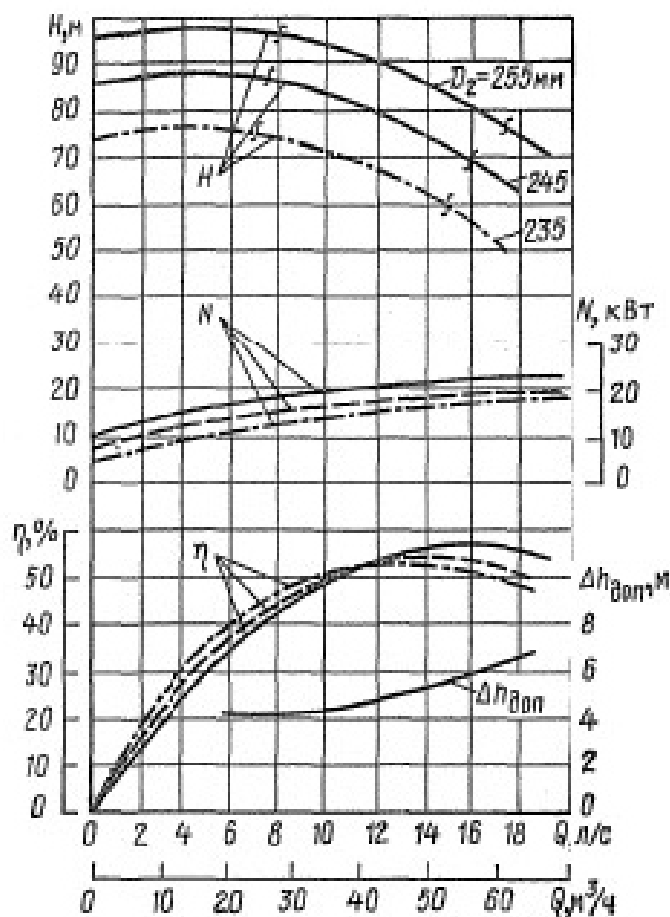


Рисунок 3.7 – Характеристика Насоса X45 / 90-К-2Г

Таблиця 3.3

<b>Технічна характеристика насоса ТВ30D04</b>	
<i>Параметр</i>	<i>Величина</i>
Продуктивність м <sup>3</sup> /год	45
Напір, м.в.ст.	90
Частота обертання, об/хв.	2900
ККД, %	53
Тиск на всмоктуванні, не більше кгс/см <sup>2</sup>	0,8
Просочування через ущільнення, см <sup>3</sup> /год	100
Напруга живлення, В	380/50 гц

## 4 РОЗРАХУНКИ, ЩО ПІДТВЕРДЖУЮТЬ РОБОТОЗДАТНІСТЬ І НАДІЙНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ

### 4.1 Ідентифікація параметрів одномасової моделі

Задача динаміки ротора в основному досліджується методом скінченних елементів. Однак це не дозволяє аналітично оцінити динамічну стійкість роторних систем. Таким чином, підхід ідентифікації параметрів застосовується комплексно з аналізом кінцевих елементів та аналітичними підходами.

Процедура ідентифікації параметрів одномасової математичної моделі динаміки ротора базується на гіпотезі про те, що податливість ротора та його перша власна частота можуть бути такими ж, як і для кінцево-елементної моделі. У зв'язку з цим повинні виконуватися такі рівняння:

$$c_e = \frac{F_{unit}}{x_{res}}; m_e = \frac{c_e}{\omega_1^2} \quad (4.1)$$

Де  $c_e$  –еквівалентна жорсткість, N/m;  $m_e$ –еквівалентна маса, кг;  $F_{unit}$ –одичина сила, прикладена в центрі мас робочого колеса при близькому до нуля значенні робочої частоти, N;  $x_{res}$ – результуюче зміщення центру мас робочого колеса, м;  $\omega_1^2$ – 1-а власна частота.

### 4.2. Математична модель динаміки одномасового ротора

Запропонована модель динаміки ротора в складному вигляді виглядає наступним чином (рис.4.1):

$$m_e \ddot{Z} + C_e \dot{Z} = D\omega_0^2 e^{i(\omega_0 t + \varphi)} + F_c + F_b + F_q + F_\zeta \quad (4.2)$$

Де  $Z = x + iy$ –комплексне зміщення центру мас;  $x, y$  – складові переміщення центру мас у площині, перпендикулярній до осі обертання, м;  $D$  –

допустимий залишковий дисбаланс, кг·м;  $\omega_0$  – робоча швидкість, рад/с;  $t$  – час, с;  $\phi$  – фазовий зсув, рад;  $i$  – уявна одиниця.

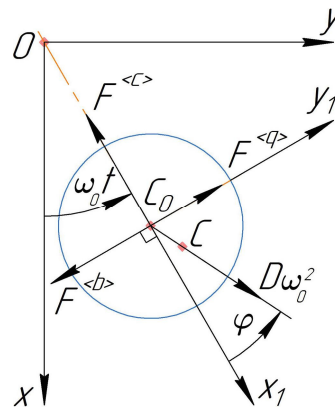


Рис. 4.1. Розрахункова схема коливань ротора:  $x, y$  – глобальні координати;  $x_1, y_1$  – місцеві координати;  $C_0$  – геометричний центр перерізу;  $C$  – центр мас ротора.

Ця модель також включає гідродинамічні сили, що діють на робоче колесо, зокрема гідродинамічну силу жорсткості  $F_c$  пропорційна переміщенню, сила демпфування  $F_b$  пропорційна швидкості та циркуляційна сила  $F_q$  пропорційні поперечним переміщенням [34 ]:

$$F_c = -c_0 Z; F_b = -b_0 \dot{Z}; F_q = i q_0 Z. \quad (4.3)$$

Де  $c_0$  – коефіцієнт гідродинамічної жорсткості, Н/м;  $b_0$  – коефіцієнт демпфування, Н·с/ м;  $q_0$  – коефіцієнт сили циркуляції, Н/м.

Гідродинамічні коефіцієнти визначаються наступними залежностями [35]:

$$c_0 = \frac{\pi d_0 l_0}{4 h_0} \Delta p_0; b_0 = \frac{\pi \mu d_0 l_0^3}{24 h_0^3}; q_0 = \frac{1}{2} b_0 \omega_0 \quad (4.4)$$

Де  $d_0, l_0, h_0$  – діаметр, довжина і радіальний зазор дроселя, м;  $\mu$  – динамічна в'язкість робочої рідини, Па·с/м;  $\Delta p_0$  – різниця тиску на зазорі, Па.

Додатково враховується сила внутрішнього в'язкого тертя, пропорційна відносній швидкості. Його значення в рухомій і нерухомій системах координат наступні [36]:

$$F_{1\zeta} = -\zeta\dot{Z}_1; F_\zeta = -\zeta(\dot{Z} - i\omega_0 Z) \quad (4.5)$$

Де  $\zeta$  – коефіцієнт внутрішнього тертя, Н·с/м.

Загалом початкове диференціальне рівняння динаміки ротора набуває вигляду:

$$m_e \ddot{z} + (b_0 + \zeta)\dot{z} + [c_e + c_0 - i(q_0 + \zeta\omega_0)]z = D\omega_0^2 e^{i(\omega_0 t + \varphi)} \quad (4.6)$$

Або в проекціях на координатах  $x, y$ , і враховуючи формулу:

$$\begin{cases} m_e \ddot{x} + (b_0 + \zeta)\dot{x} + (c_e + c_0)x + \frac{1}{2}(b_0 + 2\zeta)\omega_0 y = D\omega_0^2 \cos(\omega_0 t + \varphi) \\ m_e \ddot{y} + (b_0 + \zeta)\dot{y} + (c_e + c_0)y - \frac{1}{2}(b_0 + 2\zeta)\omega_0 x = D\omega_0^2 \sin(\omega_0 t + \varphi) \end{cases} \quad (4.7)$$

### 4.3 Динамічна стійкість руху ротора

Відомо, що внутрішнє тертя не впливає на амплітудно-частотну характеристику. Однак вплив цієї сили на стійкість ротора не враховувався повністю.

Динамічну стійкість руху ротора можна досліджувати за критерієм Рауса-Гурвіца [37]. У цьому випадку компоненти в правих частинах рівнянь дорівнюють нулю, а диференціальний оператор вводиться. Отже, можна отримати систему лінійних алгебраїчних рівнянь.



$$\begin{cases} [m_e p^2 + (b_0 + \zeta)p + c_e + c_0]x + \frac{1}{2}(b_0 + 2\zeta)\omega_0 y = 0 \\ -\frac{1}{2}(b_0 + 2\zeta)\omega_0 x + [m_e p^2 + (b_0 + \zeta)p + c_e + c_0]y = 0 \end{cases} \quad (4.7)$$

Отже, внутрішнє тертя збільшує умови, що стосуються демпфірування та циркуляційних сил.

Відповідне характеристичне рівняння має такий вигляд:

$$\left| \begin{array}{cc} m_e + b_0 p + c_e + c_0 & \frac{1}{2}(b_0 + 2\zeta)\omega_0 \\ -\frac{1}{2}(b_0 + 2\zeta)\omega_0 & m_e + (b_0 + \zeta)p + c_e + c_0 \end{array} \right| = \sum_{j=0}^4 a_j p^{4-j} = 0 \quad (4.8)$$

де введено такі коефіцієнти:

$$\begin{aligned} a_0 &= m_e^2; a_1 = 2(b_0 + \zeta)m_e; a_2 = (b_0 + \zeta)^2 + (c_e + c_0)m_e \\ a_3 &= 2(b_0 + \zeta)(c_e + c_0); a_4 = c^2 + (b_0 + \zeta)\zeta\omega_0^2 + \frac{1}{4}b_0^2\omega_0^2 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Від'ємні частини розв'язків  $p_j$  визначити область стійкості руху ротора. Відповідно до критерію Рауса-Гурвіца ця вимога повністю виконується для таких нерівностей:

$$a_j > 0$$

$$\begin{cases} \Delta_2 = a_1 a_2 - a_0 a_3 = 2m_e(b_0 + \zeta)[(c_e + c_0)m_e + (b_0 + \zeta)^2] > 0 \\ \Delta_2 a_3 - a_1^2 a_4 = (b_0 + \zeta)[(c_e + c_0)(b_0 + \zeta)^2 - m_e(b_0 + \zeta)^2 \omega_0^2] > 0 \end{cases} \quad (4.10)$$

Перші дві з цих нерівностей виконуються автоматично. Однак останнє призводить до наступної умови стійкості (рис.4.2) [38]:

$$\Psi(x) < \frac{2(1+x)}{1+2x} \quad (4.11)$$

де наступна безрозмірна частота  $\psi$  і коефіцієнт тертя  $\chi$  були введені:

$$\Psi = \frac{\omega_0}{\omega_{cr}}; \chi = \frac{\zeta}{b_0} \quad (4.12)$$

Де  $\omega_{cr}$  – критична частота,

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{c_e + c_0}{m_e}} = \omega_1 \sqrt{1 + \frac{c_0}{c_e}} \quad (4.13)$$

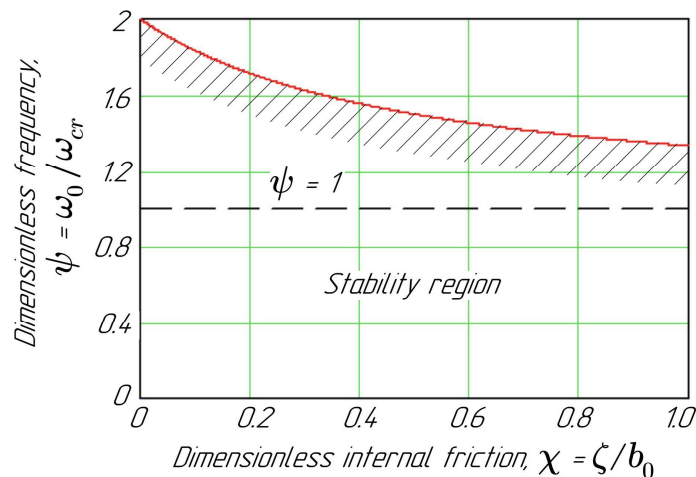


Рис. 4.2. Область стійкості руху ротора [38].

Тому, незважаючи на те, що внутрішнє тертя не впливає на амплітудно-частотну характеристику, воно впливає на стабільність ротора. Крім того, за критерієм

стабільності максимальна робоча частота повинна бути менше максимального значення  $\psi\omega_{кр}$ , де безрозмірний коефіцієнт змінюється в діапазоні  $1 \leq \psi < 2$  в залежності від значення коефіцієнта внутрішнього тертя  $\zeta$ . Примітно, якщо безрозмірна частота  $\psi < 1$ , рух ротора є стійким у всьому діапазоні зміни коефіцієнта внутрішнього тертя.

Вихідні дані для динамічного аналізу та стійкості розробленого відцентрового насоса CPN 600-35 на основі кінцево-елементної моделі зведені в табл. 4.1. Розрахунки здійснені з використанням авторського операційного файлу “Критичні частоти ротора” системи комп’ютерної алгебри MathCAD.

Таблиця 4.1. Вихідні дані динамічного аналізу.

Розділ №	Довжина, м	Діаметр, м	Місцева маса, кг	Момент інерція, кг·м <sup>2</sup>	Жорсткість, Н/м
1	0,045	0,036	—	—	—
2	0,036	0,060	—	—	—
3	0,064	0,060	24.37	0,391	—
4	0,149	0,065	—	—	—
5	0,07	0,070	—	—	—
6	0,026	0,070	4.35	—	1·1012
7	0,005	0,090	—	—	—
8	0,057	0,086	—	—	—
9	0,090	0,082	—	—	—
10	0,057	0,086	—	—	—
11	0,005	0,090	—	—	—
12	0,019	0,075	—	—	—
13	0,042	0,075	3.47	—	1·1012
14	0,053	0,075	3.47	—	1·1012
15	0,026	0,068	—	—	—
16	0,105	0,060	—	—	—

Традиційна схема проектування, що відповідає рис. 4.2 і табл. 4.1 представлена на рис. 4.5.

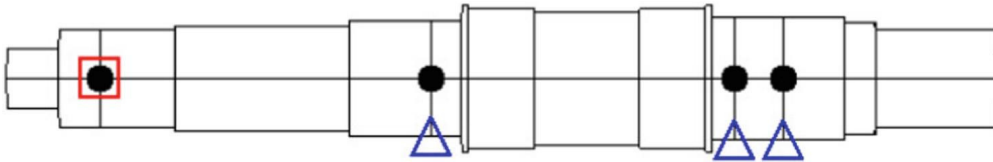


Рис. 4.3. Традиційна конструктивна схема ротора

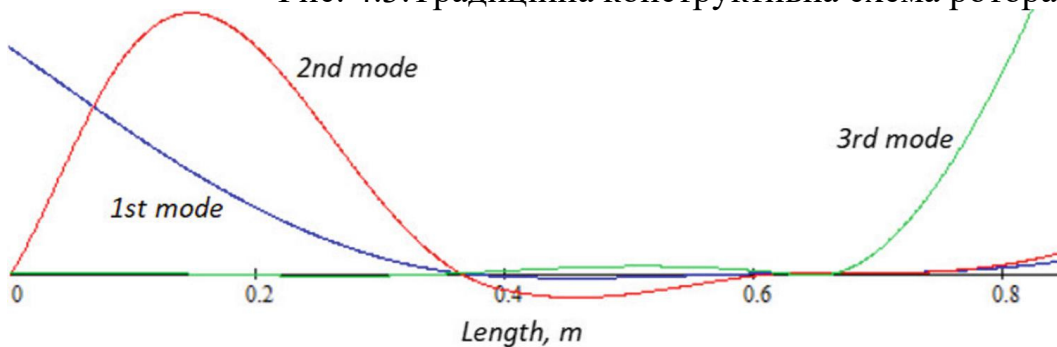


Рис. 4.4. Форми вільних коливань, отримані за допомогою програми “Критичні частоти ротора” [38].

#### 4.4 Математична модель вимушених коливань ротора відцентрових насосів з урахуванням зовнішнього і внутрішнього тертя

Запропоновано наступну модель динаміки ротора у комплексній формі [38]:

$$m_e \ddot{z} + c_e z = D \omega_0^2 e^{i(\omega_0 t + \varphi)} + F_c + F_b + F_q + F_\zeta \quad (4.13)$$

де  $z = x + iy$  – комплексне переміщення центра мас;

$x, y$  – компоненти переміщення центра мас у площині, перпендикулярній осі обертання, м;

$D$  – допустимий залишковий дисбаланс, кг·м;  $\omega_0$  – робоча частота, рад/с;  $t$  – час, с;

$\varphi$  – зсув фази, рад;

$i$  – уявна одиниця.

Ця модель також містить гідродинамічні сили, що діють на робоче колесо:

- сила гідродинамічної жорсткості  $F_c$ , пропорційна переміщенню;
- демпфувальна сила  $F_b$ , пропорційна швидкості;
- циркуляційна сила  $F_q$ , пропорційна перехресним переміщенням:

$$F_c = -c_0 z; F_b = -b_0 \dot{z}; F_q = i q_0 z \quad (4.14)$$

де  $c_0$  – коефіцієнт гідродинамічної жорсткості, Н/м;

$b_0$  – коефіцієнт демпфування, Н·с/м;

$q_0$  – коефіцієнт циркуляційної сили, Н/м.

Також запропонована модель ураховує силу внутрішнього тертя, пропорційні відносній швидкості. Її значення в неінерційній та інерційній системах відліку такі:

$$F_{1\zeta} = -\zeta \dot{Z}_1; F_\zeta = -\zeta(\dot{Z} - i\omega_0 z) \quad (4.15)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт внутрішнього тертя, Н·с/м.

Таким чином, початкове диференціальне рівняння динаміки ротора набуває вигляду:

$$m_e \ddot{z} + (b_0 + \zeta) \dot{z} + [c_e + c_0 - i(q_0 + \zeta\omega_0)]z = D\omega_0^2 e^{i(\omega_0 t + \varphi)} \quad (4.16)$$

Динамічна стійкість руху ротора досліджується за методом Раусса–Гурвіца. За такого підходу компоненти правої частини системи прирівнюються до нуля, а також вводиться оператор диференціювання  $p$ .

У проєкціях на осі координат  $x$  та  $y$ , можна одержати наступну систему лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{cases} [m_e p^2 + (b_0 + \zeta)p + c_e + c_0]x + \frac{1}{2}(b_0 + 2\zeta)\omega_0 y = 0 \\ -\frac{1}{2}(b_0 + 2\zeta)\omega_0 x + [m_e p^2 + (b_0 + \zeta)p + c_e + c_0]y = 0 \end{cases} \quad (4.17)$$

Відповідне характеристичне рівняння:

$$\sum_{j=0}^4 a_j p^{4-j} = 0 \quad (4.18)$$

Де вводяться такі коефіцієнти:

$$a_0 = m_e^2; a_1 = 2(b_0 + \zeta)m_e; a_2 = (b_0 + \zeta)^2 + 2(c_e + c_0)m_e \quad (4.19)$$

$$a_3 = 2(b_0 + \zeta)(c_e + c_0); a_4 = c^2 + (b_0 + \zeta)\zeta\omega_0^2 + \frac{1}{4}b_0^2\omega_0^2 \quad (4.20)$$

Нулі від'ємних частин коренів  $p_j$  визначають межу динамічної стійкості ротора. Відповідно до критерія Раусса–Гурвіца, динамічна стійкість ротора забезпечуватиметься за одночасного виконання усіх нерівностей:

$$\begin{cases} a_j > 0; \\ a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0; \\ (a_1 a_2 - a_0 a_3) a_3 - a_2^1 a_4 > 0 \end{cases} \quad (4.21)$$

Перші дві нерівності автоматично виконуються. Проте, останнє призводить до необхідності виконання наступної умови динамічної стійкості [38]:

$$\omega_0 < 2 \frac{b_0 + \zeta}{b_0 + 2\zeta} \sqrt{\frac{c_e + c_0}{m_e}} \quad (4.22)$$

Не зважаючи на те, що внутрішнє тертя не впливає на амплітуду вимушених коливань ротора, його негативний вплив на динамічну стійкість підтверджено у кількісному вимірі.

Таким чином, набула подальшого розвитку математична модель вимушених коливань ротора відцентрових насосів з урахуванням зовнішнього і внутрішнього тертя, що дозволило встановити межу динамічної стійкості системи «ротор – ущільнення».

## ВИСНОВКИ

Так, у роботі модернізовано відцентровий насос СРН 600-35 для водопостачання промислового контуру атомних електростанцій. Ця конструкція відповідає національні стандарти щодо правил і норм в атомній енергетиці відповідно до вимог ДП «НАЕК «Енергоатом», а саме СОУ НАЕК 158:2020, 59:2020, 160:2020 та РНАЕ G-7-002-86. Для забезпечення вібраційної надійності розробленого насоса застосовано метод ідентифікації параметрів, а також кінцево-елементний аналіз та аналітичний аналіз. моделювання. В результаті була досягнута еквівалентна маса і оцінена жорсткість роторної системи. Розроблено ротординамічну математичну модель для сил інерції, жорсткості, демпфування, циркуляції та внутрішнього тертя. Оскільки робоча швидкість 157 рад/с значно нижча за першу критичну частоту 702 рад/с, розбудова резонансу становить 347%. Тому динамічне балансування ротора повинно проводитися відповідно до міжнародного стандарту ISO 1940-1:2003. Крім того, перші три власні частоти були чисельно розраховані за допомогою поточного файлу «Critical Rotor Frequency» і системою комп'ютерної алгебри MathCAD. Кожна програма базується на кінцевому елементі методу. Відносна різниця між першими двома власними частотами не перевищує 4%. Нарешті, на основі критерію Рауса-Гурвіца динамічна стійкість руху ротора оцінюється за робочою частотою та коефіцієнтом тертя., а також була побудована відповідна область стабільності. Особливо, для проектованого ротора, його рух є динамічно стабільним із запасом 764%. Зазначимо, що представлене дослідження відповідає меті «Підвищення тиску ступенів насосних агрегатів та забезпечення вібраційної надійності функціональних елементів складної гідродинамічної системи на основі вдосконалення конструкції насосних обладнання атомних електростанцій (АЕС) шляхом розробки технічних проектів водопровідних насосів та допоміжних систем» .



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Hadroug, N., Hafaifa, A., Alili, B., Iratni, A., Chen, X.: Fuzzy diagnostic strategy implementation for gas turbine vibrations faults detection: towards a characterization of symptom–fault correlations. *J. Vib. Eng. Technol.* (2021).
2. Qin, J., Gao, X., Yan, Q., Huang, W.-C., Yao, G.: High frequency modal test and dynamic performance evaluation of turbine rotor blades. In: 31st Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS 2018, p. 143115 (2018)
3. Yanez-Borjas, J.J., Camarena-Martinez, D., Vasquez-Barrera, M.A., Romero-Troncoso, R.J., Morinigo-Sotelo, D.: Experimental validation of the broken rotor bar fault evolution in linefed induction motors. In: 2018 IEEE International Autumn Meeting on Power, Electronics and Computing. ROPEC 2018, pp. 1–7 (2019).
4. Dimentberg, M.F.: Vibration of a rotating shaft with randomly varying internal damping. *J. Sound Vib.* 285, 759–765 (2005).
5. Simonovskiy, V., Pavlenko, I., Pitel, J., Stremoukhov, D., Ivanov, V.: Methods and algorithms for calculating nonlinear oscillations of rotor systems. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Liaposhchenko, O., Machado, J., Edl, M. (eds.) DSMIE 2021. LNME, pp. 63–74. Springer, Cham (2021).
6. Zou, M., Fang, P., Hou, Y., Peng, H.: Investigation on multiple-frequency synchronization experiment of vibration system with dual-rotor actuation. *Mech. Syst. Signal Process.* 164, 108261 (2022).
7. Kumar, M., Affijulla, S.: On-line estimation of alternators rotor angle dynamics in the modern power system. *Int. J. Electr. Power Energy Syst.* 134, 107314 (2022).
8. Li, Z., Li, Z., Li, J., Feng, Z.: Leakage and rotordynamic characteristics for three types of annular gas seals operating in supercritical CO<sub>2</sub> turbomachinery. *J. Eng. Gas Turbines Power* 143(10), 101002 (2021).

9. Chao, D., Chakraborty, P., Nishikawa, T., Motter, A.E.: Hierarchical power flow control in smart grids: enhancing rotor angle and frequency stability with demand-side flexibility. *IEEE Trans. Control Netw. Syst.* 8(3), 1046–1058 (2021).
10. Chelabi, M.A., Basova, Y., Hamidou, M.K., Dobrotvorskiy, S.: Analysis of the threedimensional accelerating flow in a mixed turbine rotor. *J. Eng. Sci.* 8(2), D1–D7 (2021).
11. Sokolov, V., Porkuian, O., Krol, O., Stepanova, O.: Design calculation of automatic rotary motion electrohydraulic drive for technological equipment. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Zajac, J., Perakovi'c, D. (eds.) *DSMIE 2021. LNME*, pp. 133–142. Springer, Cham (2021).
12. Li, K., Peng, C., Deng, Z., Huang, W., Zhang, Z.: Field dynamic balancing for active magnetic bearings supporting rigid rotor shaft based on extended state observer. *Mech. Syst. Signal Process.* 158, 107801 (2021).
13. Filsoof, O.T., Yde, A., Bøttcher, P., Zhang, X.: On critical aeroelastic modes of a tri-rotor wind turbine. *Int. J. Mech. Sci.* 204, 106525 (2021).
14. Chen, X., Liu, J., Li, L.: Dynamics of the vibration system driven by three homodromy eccentric rotors using control synchronization. *Appl. Sci.* 11(16), 7691 (2021).
15. Yashchenko, A.S., Rudenko, A.A., Simonovskiy, V.I., Kozlov, O.M.: Effect of bearing housings on centrifugal pump rotor dynamics. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 233(1), 012054 (2017).
16. Shrestha, A., Gonzalez-Longatt, F.: Parametric sensitivity analysis of rotor angle stability indicators. *Energies* 14(16), 5023 (2021).
17. Li, Y., Luo, Z., Liu, J., Ma, H., Yang, D.: Dynamic modeling and stability analysis of a rotor-bearing system with bolted-disk joint. *Mech. Syst. Signal Process.* 158, 107778 (2021).
18. Krol, O., Porkuian, O., Sokolov, V., Tsankov, P.: Vibration stability of spindle nodes in the zone of tool equipment optimal parameters. *Comptes Rendus de l'Acadé'mie Bulgare des Sciences* 72(11), 1546–1556 (2019).

19. Jiang, L.: Finite element analysis and multi-objective optimization of flexible rotor-bearing system. *Atomic Energy Sci. Technol.* 55, 327–334 (2021).
20. Li, Y., Tang, Z.: High-speed rolling bearing-dual rotor spindle system numerical simulation analysis of discrete modeling dynamics. *J. Mech. Strength* 43(4), 798–807 (2021).
21. Zhang, W., Qin, P., Zhang, X., Ma, K., Yin, L., Li, C.: Rotordynamic characteristics of a novel pocket damper seal with self-regulated injection.
22. Liu, Z., He, Y.-Q., Gu, F., Yang, L.-Y., Han, J.-D.: Passivity-based control and flight experiment of quad-tilt rotor unmanned aerial vehicle.
23. Zhao, B.-S., Li, N., Ma, H., Han, H.-Z., Zhao, Z.-F.: Vibration characteristics of the helical gear rotor system considering mixed modification.
24. Osadchiy, I., Kryvoruchko, D., Kolesnyk, V., Hatala, M., Duplak, J., Mital, D.: Development of integrated technology of FRP gear manufacturing. *Manufact. Technol.* 16(3), 574–578 (2016)
25. Volina, T., Pylypaka, S., Rebrii, A., Pavlenko, O., Kremets, Y.: Particle movement on concave coulters of the centrifugal distributor with radially installed vertical blades. In: Tonkonogyi, V., et al. (eds.) *InterPartner 2020. LNME*, pp. 237–246. Springer, Cham (2021).
26. Volina, T., Pylypaka, S., Nesvidomin, V., Pavlov, A., Dranovska, S.: The possibility to apply the Frenet trihedron and formulas for the complex movement of a point on a plane with the predefined plane displacement. *Eastern-Eur. J. Enterp. Technol.* 3(7(111)), 45–50 (2021).
27. Pylypaka, S., Volina, T., Nesvidomin, A., Zakharova, I., Rebrii, A.: Particle movement in a centrifugal device with vertical blades. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Liaposhchenko, O., Machado, J., Edl, M. (eds.) *DSMIE 2021. LNME*, pp. 156–165. Springer, Cham (2021).
28. Saeed, N.A.-F., Mahrous, E., Nasr, E.A., Awrejcewicz, J.: Nonlinear dynamics and motion bifurcations of the rotor active magnetic bearings system with a new control scheme and rub-impact force. *Symmetry* 13(8), 1502 (2021).

29. Berladir, K.V., Hovorun, T.P., Bilous, O.A., Baranova, S.V.: The modeling of the composition and properties of functional materials based on polytetrafluoroethylene. *Funct. Mater.* 25(2), 342–347 (2018).
30. Tarel'nyk, V., et al.: New sulphiding method for steel and cast iron parts.
31. Martsynkovskyy, V., Tarel'nyk, V., Konoplianchenko, I., Gaponova, O., Dumanchuk, M.: Technology support for protecting contacting surfaces of half-coupling—shaft press joints against fretting wear.
32. Svirzhevskiy, K., Zabolotnyi, O., Tkachuk, A., Zablotskiy, V., Cagáňová, D.: Methods of evaluating the wear resistance of the contact surfaces of rolling bearings.
33. Kotliar, A., Gasanov, M., Basova, Y., Panamariova, O., Gubskiy, S.: Ensuring the reliability and performance criterias of crankshafts.
34. Simonovskiy, V.I.: *Dynamics of Rotors of Centrifugal Machines*. Sumy State University, Sumy, Ukraine (2006)
35. Martsynkovskyy, V.A., Pozovnyi, O.O.: The impact of the multi-gap seals on rotor dynamics. *J. Eng. Sci.* 4(1), C7–C12 (2017).
36. Simonovskiy, V.: *Dynamics of Rotor Machines*. Sumy State University, Sumy, Ukraine (2011)
37. Gadyaka, V., Leikykh, D., Simonovskiy, V.: Phenomena of stability loss of rotor rotation at tilting pad bearings.
38. Pavlenko, I., Simonovskiy, V., Verbovyi, A., Ivchenko, O., Ivanov, V. (2022). Rotor Dynamics and Stability of the Centrifugal Pump CPN 600-35 for Nuclear Power Plants. In: Ivanov, V., Pavlenko, I., Liaposhchenko, O., Machado, J., Edl, M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 33–46. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_4)

