

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики  
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота  
на правах рукопису

**Борисюк Максим Анатолійович**

**УДК 631.34**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ ВІДЦЕНТРОВИХ  
НАСОСІВ СИСТЕМ КРАПЕЛЬНОГО ЗРОШУВАННЯ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_ Борисюк М.А.

**Керівник роботи**

Савченко В.М.

к.т.н., доцент

**Житомир – 2023**

## АНОТАЦІЯ

**Борисюк Максим Анатолійович. Дослідження надійності відцентрових насосів систем крапельного зрошування. – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.**

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавр за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2023.

В кваліфікаційній роботі встановлено, що усі ці види класифікації та відмов елементів систем крапельного зрошування мають випадковий характер. Отже, їх врахування дає можливість під час експлуатації таких систем встановити критерії відмов елементів.

У роботі розглянуто завдання підвищення ресурсу роботи відцентрового насоса ЦНС 180, зокрема удосконалення вузла розвантаження (гідропятки) ротора. Концепція вирішення проблеми полягала у використанні вузла розвантаження з дроселюючим каналом між задньою пазухою щаблі насоса та камерою. В результаті проведених розрахунків вдалося досягти збільшення гідростатичної жорсткості вузла розвантаження на 30% та збільшення ККД насоса на 2,6 %.

Практична цінність роботи полягає в тому, що сьогодні багато сільськогосподарських підприємств, не дотримуються рекомендацій з експлуатації насосного обладнання, зокрема нехтують термінами капітального ремонту, використовують запасні частини, не рекомендовані заводом – виробником, використовують обладнання, технічні та економічні показники якого не відповідають умовам експлуатації. Заходи щодо забезпечення надійності насосного обладнання систем крапельного зрошування будуть ефективними лише у разі тісної взаємодії виробника обладнання та експлуатуючої організації.

*Ключові слова: насос, надійність, крапельне зрошування, ресурс, експлуатація.*

## ANNOTATION

***Borysiuk Maksym Anatoliiovych. Study of reliability of centrifugal pumps of drip irrigation systems. – Qualification work on the rights of the manuscript.***

Qualification work for obtaining a bachelor's degree in the specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2023.

In the qualification work, it was established that all these types of classification and failures of drip irrigation system elements are random in nature. Therefore, their consideration makes it possible to establish criteria for element failures during the operation of such systems.

The paper considers the task of increasing the service life of the centrifugal pump CNS 180, in particular, improving the rotor unloading unit (hydraulic patch). The concept of solving the problem was to use a discharge unit with a throttling channel between the rear sinus of the pump stage and the chamber. As a result of the calculations, it was possible to increase the hydrostatic stiffness of the unloading unit by 30% and increase the efficiency of the pump by 2.6%.

The practical value of the work is that today many agricultural enterprises do not adhere to the recommendations for the operation of pumping equipment, in particular, they neglect the timing of overhauls, use spare parts not recommended by the manufacturer, and use equipment whose technical and economic performance does not meet the operating conditions. Measures to ensure the reliability of pumping equipment for drip irrigation systems will be effective only if the equipment manufacturer and the operating organisation closely cooperate.

*Keywords: pump, reliability, drip irrigation, service life, operation.*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ КРАПЕЛЬНОГО ЗРОШЕННЯ, ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ТА ОСНОВНІ ВИДИ ВІДМОВ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ КРАПЕЛЬНОГО ЗРОШУВАННЯ.....	8
РОЗДІЛ 2. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ТА ПРИЗНАЧЕННЯ НАСОСА ЦНС-180.....	19
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКОВО – КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	29
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	47
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	48

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Крапельний полив з використанням зрошувальної води вважається найбільш водозберігаючим та екологічно безпечним способом зрошення, а за своєю технічною реалізацією найбільш автоматизованим.

Можливість підтримання оптимального рівня вологості ґрунту і рівномірного постачання поживними елементами сприяє підвищенню врожайності зрошуваних культур за краплинного зрошення від 20 до 100 %.

Настільки висока різниця в урожаї альтернативних варіантів зумовлена безстресовим комплексним впливом зрошення на ґрунт, рослини і приземний шар повітря. Аналогічні висновки отримано і при проведенні малоінтенсивного зрошення за інших способів поливу, наприклад, синхронно-імпульсного дощування.

Важлива перевага створення локальних систем краплинного зрошення полягає в коротких термінах проведення будівельно-монтажних робіт і низьких витратах праці на поливі – 64...71 % порівняно з дощуванням.

Популярність крапельного зрошення зростає і вимагає стандартизації підходів для поліпшення розвитку власного виробництва. З асортименту обладнання для систем крапельного зрошення в країні виробляється всього лише тонкостінний тип крапельної стрічки малого терміну служби. Щорічна потреба в ній понад 1173 млн. погонних метрів. Практично всі комплектуючі систем завозяться в Україну з-за кордону. Цим займається близько 2 тисяч малих і середніх дилерських фірм. При цьому ціна виробів зростає в 2-3, а то й 4 рази через недосконалість логістики цього товару, а сам перелік обладнання не відповідає якісному підбору для базової комплектації систем крапельного зрошення, що відповідає вимогам технологічного процесу. Для успішного розвитку крапельного зрошення на даному етапі бракує доступного і зрозумілого для споживача інформаційного та методичного забезпечення, особливо це

стосується низового споживача. Відсутня комплексна інформація формування систем крапельного зрошення. Капітальні витрати на влаштування систем крапельного зрошення із зарубіжного обладнання, залежно від виду зрошуваних культур, становлять 4,2...5,5 тис. доларів на гектар.

Тому дослідження, спрямовані на обґрунтування методів та способів підвищення надійності відцентрових насосів систем крапельного зрошення, є актуальними.

**Мета роботи** – є підвищення надійності відцентрових насосів систем крапельного зрошення.

Для реалізації поставленої мети у роботі необхідно вирішити такі **завдання**:

- провести аналіз проблем розвитку крапельного зрошення, показників їх надійності та основні види відмов елементів систем крапельного зрошення

- підвищити ресурс роботи відцентрового насоса ЦНС 180.

**Об'єкт дослідження**: процес роботи відцентрового насоса в системі крапельного зрошення.

**Предмет дослідження**: вплив параметрів та режимів роботи відцентрового насоса на показники його надійності.

**Перелік публікацій за темою роботи**:

1. Савченко В.М., Міненко С.В., **Борисюк М.А.** Проблеми розвитку крапельного зрошення. Технічний прогрес в АПВ: матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції, 9-10 травня 2023 року / Державний біотехнологічний університет. Харків. С. 88-91.

2. Савченко В.М., **Борисюк М.А.** Показники надійності та основні види відмов елементів систем крапельного зрошення. *Наукові читання–2023: матеріали науково-практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та*

*енергетики*. 19 квітня 2023 р. Житомир : Поліський національний університет, 2023. Т. 3. С. 19-23.

**Практичне значення одержаних результатів.** Практична цінність роботи полягає в тому, що сьогодні багато сільськогосподарських підприємств, не дотримуються рекомендацій з експлуатації насосного обладнання, зокрема нехтують термінами капітального ремонту, використовують запасні частини, не рекомендовані заводом – виробником, використовують обладнання, технічні та економічні показники якого не відповідають умовам експлуатації. Нерозвинена система аутсорсингу та логістики також відкладає відбиток на експлуатації відцентрових насосів. Заходи щодо забезпечення надійності насосного обладнання систем крапельного зрошування будуть ефективними лише у разі тісної взаємодії виробника обладнання та експлуатуючої організації.

**Структура та обсяг роботи.** Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 17 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 50 сторінок комп'ютерного тексту, містить 13 рисунків та 2 таблиці.

## РОЗДІЛ 1

### ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ КРАПЕЛЬНОГО ЗРОШЕННЯ, ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ТА ОСНОВНІ ВИДИ ВІДМОВ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМ КРАПЕЛЬНОГО ЗРОШУВАННЯ

Крапельний полив з використанням зрошувальної води вважається найбільш водозберігаючим та екологічно безпечним способом зрошення, а за своєю технічною реалізацією найбільш автоматизованим.

Можливість підтримання оптимального рівня вологості ґрунту і рівномірного постачання поживними елементами сприяє підвищенню врожайності зрошуваних культур за краплинного зрошення від 20 до 100 %.

Настільки висока різниця в урожаї альтернативних варіантів зумовлена безстресовим комплексним впливом зрошення на ґрунт, рослини і приземний шар повітря. Аналогічні висновки отримано і при проведенні малоінтенсивного зрошення за інших способів поливу, наприклад, синхронно-імпульсного дощування.

Важлива перевага створення локальних систем краплинного зрошення полягає в коротких термінах проведення будівельно-монтажних робіт і низьких витратах праці на поливі – 64...71 % порівняно з дощуванням.

Системи крапельного зрошення застосовні й адаптовані під різні розміри площі ділянок від найменших до сотень гектарів. У країнах розвиненого зрошувального землеробства для реалізації заходів економії зрошувальної води в господарствах малих форм земельної власності організовано випуск проектних і найдешевших систем крапельного зрошення дрібноконтурних ділянок, що не перевищують 1...2 га. У США такі системи у вигляді поливних комплектів застосовуються на площі понад 250 тис. га.

Популярність крапельного зрошення зростає і вимагає стандартизації підходів для поліпшення розвитку власного виробництва. З асортименту обладнання для систем крапельного зрошення в країні виробляється всього лише



тонкостінний тип крапельної стрічки малого терміну служби. Щорічна потреба в ній понад 1173 млн. погонних метрів. Практично всі комплектуючі систем завозяться в Україну з-за кордону. Цим займається близько 2 тисяч малих і середніх дилерських фірм. При цьому ціна виробів зростає в 2-3, а то й 4 рази через недосконалість логістики цього товару, а сам перелік обладнання не відповідає якісному підбору для базової комплектації систем крапельного зрошення, що відповідає вимогам технологічного процесу. Для успішного розвитку крапельного зрошення на даному етапі бракує доступного і зрозумілого для споживача інформаційного та методичного забезпечення, особливо це стосується низового споживача. Відсутня комплексна інформація формування систем крапельного зрошення. Капітальні витрати на влаштування систем крапельного зрошення із зарубіжного обладнання, залежно від виду зрошуваних культур, становлять 4,2...5,5 тис. доларів на гектар.

Створення систем крапельного зрошення на базі вітчизняного обладнання поки що перебуває на стадії освоєння. На внутрішньому ринку з'явилася низка вітчизняних виробників, які почали освоєння виробництва окремих елементів обладнання систем краплинного зрошення, переважно це тонкостінні стрічки краплинного зрошення (0,15...0,3 мм) діаметром 16 мм.

Устаткування для комплектації систем крапельного зрошення (клапани, контролери, фільтри, фітинги, ПВХ-шланги (LayFlat), дозатори добрив тощо) вітчизняна промисловість практично не випускає, що стримує розвиток наряду та розширення площ цього виду зрошення.

Системи крапельного зрошення залежно від їхнього призначення, типу водовипусків (крапельниць) можна адаптувати до зрошуваних агроландшафтів із різними ґрунтово-топографічними умовами, конфігурації ґрунтових ділянок і виду зрошуваних культур. Однак при цьому необхідно дотримуватися низки умов, що визначають ефективність застосування систем краплинного зрошення, зокрема вибір конструкції залежно від виду сільськогосподарських культур, якості зрошувальної води та її підготовки до поливу, проведення поливу

заданими поливними нормами для підтримання оптимального рівня вологості ґрунту.

Оскільки рекомендований діапазон зміни вологості ґрунту під час краплинного зрошення досить вузький, а норми, що подаються, невеликі та за величиною співставні з нормами евапотранспірації, то будь-яка відмова на системі, пов'язана зі скороченням або припиненням подачі зрошувальної води, призведе до непоправної втрати врожаю. Таким чином, профілактика проведення виникнення відмов і скорочення часу на їх усунення визначають надійність експлуатації систем крапельного зрошення. Одними з найпоширеніших помилок під час використання та експлуатації систем краплинного зрошення залишаються неправильний підбір обладнання та недотримання технологічних вимог (регламенту) в період експлуатації.

Зазвичай обладнання систем краплинного зрошення має складатися з насосної станції, фільтростанції, вузла підготовки та внесення добрив, магістрального та розподільчих трубопроводів, регуляторів тиску, клапанів випуску повітря, сполучної та запірної арматури, ліній краплинного зрошення - поливних трубопроводів (стрічок або трубок краплинного зрошення) та контрольних-вимірних приладів і систем управління поливом.

З насосного обладнання для систем краплинного зрошення найдоцільніше застосовувати низьконапірні відцентрові насоси та насоси консольного типу. Нестачі в пропозиції такого обладнання як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва немає. Головним критерієм оцінки є їхня продуктивність, економічність і надійність. Продуктивність обраного насоса повинна відповідати потребі ділянки у воді і визначається залежно від розмірів ділянки, кліматичних умов і культури. Рекомендується вибирати насос із 10 %-им запасом продуктивності. Водозабірний патрубок насосної станції має бути обладнаний фільтром грубого очищення і сміттєзатримувальними пристроями.

Фільтраційне обладнання для систем крапельного зрошення представлено практично повністю від зарубіжних виробників. Вітчизняна промисловість

випускає фільтри грубого і тонкого очищення виключно для потреб питного водопостачання та комунального господарства. Вони відрізняються від фільтрів для зрошення ступенем очищення, продуктивністю, типорозмірним рядом і мають високу вартість.

Залежно від якості використовуваної води на системі може передбачатися встановлення фільтрів грубого, основного, тонкого очищення або їх поєднання, а для підвищення продуктивності групування фільтрів у блоки.

Для попереднього очищення води з вмістом важких частинок (пісок та інше) використовують фільтри-відстійники або гідроциклони. У разі присутності у воді водоростей та іншої органічної й неорганічної суспензії використовують засипні гравійно-піщані фільтри. Вони покликані фільтрувати частинки з розмірами понад 80 мкм. Фракційний склад гравійно-піщаного наповнювача має відповідати розмірам частинок від 0,5 до 2,8 мм, причому велика фракція (1,2...2,8 мм) засипається знизу, а дрібна (0,5...0,8) засипається зверху.

Для задоволення потреб фільтрації води на системах краплинного зрошення, з їхньою різноманітністю розмірів ділянок і типів краплинного обладнання, типорозмірний ряд фільтраційного обладнання має бути представлений розмірами від 1/2" до 12". За ступенем фільтрації зрошувальної води для потреб краплинного зрошення фільтри мають відповідати параметрам фільтрації в інтервалі від 80 до 155 mesh або 0,178-0,104 мм. Вони мають витримувати робочий тиск від 6 до 8 атм. Вхідний тиск не має бути меншим за 3 атм, тому що за нижчого тиску знижується ефективність промивання наповнювача зворотним струмом. Перепад тиску на фільтрах не повинен перевищувати 0,3 атм. За брудної води необхідність промивання фільтрів становить не рідше ніж 1 раз на годину, а за чистої води не менше ніж 2 рази на добу. Тому для зручнішої роботи фільтри оснащують ручною, напівавтоматичною або автоматичною системою промивання, що працює за перепадом тиску. Зазвичай за фільтрами розташовується лічильник води і регулятор тиску для підтримки постійного заданого тиску в системі. Регулятори

тиску для потреб зрошення не випускаються. Вони розробляються інститутом комунального господарства і не придатні для сільськогосподарського використання. Їх типорозмірний ряд також широкий – 1/2" - 12".

Для введення розчинів добрив з поливною водою вітчизняною промисловістю нині обладнання також не випускається. У зв'язку з цим існує необхідність освоєння випуску засобів пропорційного введення розчинів добрив із заданими параметрами концентрації в поливній воді. Найприйнятнішим варіантом може слугувати насос-дозатор, що працює від енергії потоку води з мінімальними втратами його витрати і тиску.

Магістральні та розподільні трубопроводи системи краплинного зрошення можуть бути виконані в двох варіантах: з поліетиленових труб або з м'якого плоскозгорнутого ПВХ-шланга. Пластикові трубопроводи зазвичай використовують на стаціонарних системах із заглибленням їх у землю нижче орного горизонту (0,5...0,7 м) і виводами на поверхню в місцях підключення дільничних трубопроводів. Асортимент пластикових трубопроводів і сполучних елементів до них, що випускаються в країні, повністю задовольняє потреби в цій продукції. Для сезонно-стаціонарних систем найкращим варіантом може слугувати використання як транспортувальних і розподільних трубопроводів м'який ПВХ-шланг або LAY FLAT (LFT) з ПВХ просоченням армований синтетичною ниткою (поліестер і поліамід). Шланг не деформується від температури і стійкий до ультрафіолетових променів. У складі відсутні хлор та інші агресивні хімічні елементи, що негативно діють на рослини. Використання м'якого шланга дає змогу проходженню колісної техніки при знятті тиску в мережі. Він зручний в експлуатації та зберіганні. Служить до 5...7 років. Випускається у відрізках 50...100 м діаметрами від 1" до 8" і більше з робочими тисками від 2 до 16 атм. Пропускна спроможність плоскозгорнутого ПВХ шланга, за умови забезпечення 90 % рівномірності поливу, становить для Ø 150 мм – 150 м<sup>3</sup>/год, Ø 100 мм – 70 м<sup>3</sup>/год, Ø 75 мм - 30 м<sup>3</sup>/год. Для з'єднання шлангів і під'єднання крапельних ліній передбачено широкий асортимент з'єднувальної

та запірної арматури. Щорічна потреба в такому шлангу з урахуванням кількості введення нових площ становить близько 600 тис. погонних метрів.

Для нормальної роботи системи під час її запуску та зупинки необхідно оснащувати її клапанами для випуску та впуску повітря, щоб уникнути защемлення повітря та довгої його вигонки під час запуску, що призводить до нерівномірності розподілу витрат та утворення вакууму в системі й засмоктування бруду під час зупинки системи, що призводить до швидкого засмічення крапельниць, а також постачання закритих ємностей для запобігання утворенню в них вакууму. Типорозмірний ряд повітряних клапанів від 1/2" до 2". Клапани подібного типу у нас не виробляються.

Найважливішим елементом технологічного процесу під час краплинного зрошення є поливні трубопроводи. Поливні трубопроводи представлені на ринку в трьох видах: стрічки краплинного зрошення, трубки краплинного зрошення і зовнішні крапельниці, які монтують на сліпому трубопроводі, для краплинного зрошення з різними аксесуарами. Стрічки крапельного зрошення являють собою плівковий трубопровід діаметром від 6 до 25 мм з товщиною стінки від 0,15 мм до 0,45 мм (6-18 mil) з інтегрованими в стінку трубопроводу водовипусками. За конструкцією стрічкові трубопроводи можуть бути лабіринтового, щілинного та емітерного типів. У лабіринтового типу стрічки на поверхні тонкостінної трубки розташовано спеціальний зигзагоподібний канал у формі лабіринту, який отримують шляхом склеювання країв плівки з тисненням лабіринту.

Надійність (безвідмовність) будь-яких систем здебільшого залежить від тих елементів, які складають цю систему. Отже, у разі виходу з ладу окремих цих елементів (авторегулятор постійної витрати, насосна станція, сітка для збирання сміття, відстійник, магістральний, розподільчий, дільничний і поливний трубопроводи, крапельниця, з'єднувальна й регулювальна арматура) система краплинного зрошення може перебувати в стані відмови.

Відмова - це випадкова подія, після настання якої подальша експлуатація цього елемента без проведення відновлювальних робіт неможлива.

Наприклад, у разі відмови авторегулятора постійної витрати порушується працездатність цього елемента, тому неможливо забезпечити рівномірно подачу води систем крапельного зрошення. Під відмовою насосної станції розуміється подія, за якої кількість працездатних насосних агрегатів у певному інтервалі часу не може забезпечити в потрібній кількості подачу води.

Відмовами магістрального напірного трубопроводу, розподільного, дільничного і поливного трубопроводів вважаються поломки і руйнування трубопроводів.

Оцінку працездатності крапельниці, згідно з рекомендаціями Науменка І.І., Токаря А.І., можна провести за коефіцієнтом рівномірності розподілу витрати води крапельницями. Згідно з їхніми рекомендаціями, відмову крапельниць і поливного трубопроводу можна прийняти за подію, за якої коефіцієнт рівномірності поливу  $K_p < 0,50$  і коефіцієнт зміни середньої витрати поливного трубопроводу  $K_e > 0,50$ .

Розрізняють три типи відмов:

1) відмови на початку експлуатації в період освоєння техніки - їх усувають під час тимчасової експлуатації, випробувань і введення в дію (припрацювання техніки);

2) відмови внаслідок зносу окремих елементів у системі (старіння) - їх усувають заміною елементів до зносу;

3) відмови внаслідок змінних умов і концентрації навантажень - це випадкові відмови, які оцінюються за законами великих чисел, їх усувають резервуванням і поліпшенням конструкцій.

За кожним типом відмов збираються статистичні дані на підставі випробувань у процесі експлуатації, за якими оцінюються фактичні розподіли вимірних величин і підбираються відповідні закономірності з теорії випадкових процесів.

Під час визначення надійності систем крапельного зрошення насамперед необхідно визначити види відмов і класифікувати їх за певною схемою. Далі необхідно визначити ті кількісні характеристики, які є показником надійності.

Результати та обговорення. Розглянемо можливі види відмов кожного елемента системи крапельного поливу окремо (таблиця 1).

Таблиця 1.1 – Можливі види відмов елементів крапельного зрошування

№	Елемент системи крапельного поливу	Причини виникнення, ознаки відмови
1	Насосна станція	Відмова відбувається внаслідок поломки трубопровідної арматури, згоріли пускач або обмотка двигуна, стало непридатним робоче колесо насоса тощо.
2	Авторегулятор постійної витрати	Внаслідок виходу його з ладу порушується подача постійної витрати води.
3	Напірний магістральний трубопровід	Відмовами цього вузла є поломка трубопроводу, розгерметизація з'єднань, текти води через трубопровідну арматуру тощо.
4	Вузол очищення - відстійник і касетний фільтр і (або) сітка, що збирає сміття	Основними видами відмов вузла очищення є недоочищення поливної води і псування (розрив) сітки, що збирає сорочки.
5	Шаровий кран	До відмови цього елемента можна віднести вихід його з ладу, наслідком якого є неможливість регулювання витрати води та витік.
6	Крапельниці	Дослідження показали, що в крапельницях у період проведення поливів каламутною водою характерним видом відмов є зменшення її витрати від початкової або повне закупорювання поливного отвору. У міжполивні періоди спостерігалися випадки засмічення крапельниці павутиною, яку залишають кліщі.

Об'єкти гідромеліоративних систем за рівнем надійності можна класифікувати за двома групами. Ті об'єкти, відмови яких неприпустимі, належать до першої групи. Такі об'єкти потребують величезних матеріальних витрат і не можуть тривалий час функціонувати. Ті об'єкти, які на довготривалий період виходять з ладу, але не призводять до колосальних матеріальних збитків,

належать до другої групи. Згідно з даними передумовами, системи крапельного зрошення за надійністю можна віднести до другої групи.

Для визначення показників надійності будь-яких систем необхідно враховувати ті відновлювані та невідновлювані елементи, з яких ця система складається.

Під час встановлення критерію надійності насамперед проаналізуємо невідновлювані елементи.

Загалом для відновлюваних систем, як зазначалося вище, з урахуванням першої відмови викладені критерії також застосовні.

Під час експлуатації елементів для досягнення високої надійності систем необхідно протягом тривалої експлуатації цих елементів провести своєчасну заміну до моменту відмови. Отже, чим вища надійність, тим нижча інтенсивність відмов.

Враховуючи вищевикладені передумови, наведені формули можна зобразити у вигляді кривої залежності інтенсивності відмов елементів систем від часу експлуатації, яка представлена на рис. 1.



Рис. 1.1. Графік кривої залежності інтенсивності відмов елементів зрошувальної системи від часу

Із графіка видно, що середню довговічність елементів зрошувальної системи можна розділити на три періоди:

- 1) від 0 до 1 - період припрацювання;
- 2) від 1 до 2 - період нормальної роботи;
- 3) від 2 до 3 - період зносу.



Значення інтенсивності відмов у період приробітку досить велике. Через це дефектні елементи в цьому періоді цьому дефектні елементи в цьому періоді дуже часто виходять з ладу. Коли інтенсивність відмов починає знижуватися, настає період нормальної експлуатації системи. Якщо ще не настає знос, але відбуваються раптові відмови, то тоді інтенсивність відмов зростає постійно.

За результатами проведених досліджень нами виявлено основні чинники, що визначають експлуатаційну надійність системи крапельного зрошення. Їх умовно можна розділити на три групи: конструктивні, технологічні (рис. 2).

Розглянемо деякі класифікації відмов технічних систем. Відмова за причиною виникнення і за характером прояву може бути: раптовою, поступовою, залежною, повною, стійкою, частковою, самоусувною, прихований (неявний), конструкційний, виробничий, експлуатаційний, старіння (знос), механічний і біологічний.



Рис. 1.2. Структурна схема основних факторів, що впливають на експлуатаційну надійність системи крапельного зрошення

Аналізуючи всі види відмов і враховуючи деякі особливості експлуатації систем крапельного зрошення, ми вважаємо за необхідне класифікувати відмови за такими дев'ятьма ознаками (табл. 2).

Табл. 1.2. Класифікація відмов систем крапельного зрошення.

Група класифікації	Класифікаційна ознака	Відмова
1	Характер появи	Раптовий, поступовий
2	Час виникнення	Припрацювання, період проведення поливів, міжполивний період і період зберігання
3	Причина виникнення	Конструкційна, біологічна, експлуатаційна, виробнича, механічна, зношена, причина не встановлена
4	Наслідки	Частковий і повний зрив програми поливу
5	Взаємозв'язок	Незалежний, залежний
6	Складність усунення	Перша, друга і третя група складності
7	Спосіб усунення	Самоусувний, з відновленням та/або із заміною елемента
8	Під час розрахунку немає необхідності врахування показників надійності	Відмови, що усуваються під час ремонту і під час планового технічного обслуговування системи. Відмови, що виникають з вини обслуговуючого персоналу, а також відмови, що з'являються внаслідок зриву енергозбереження
9	Частота виникнення	Одиничний, повторюваний

### Висновки по розділу

Загалом усі ці види класифікації та відмов елементів систем крапельного зрошення мають випадковий характер. Отже, їх врахування дає можливість під час експлуатації таких систем встановити критерії відмов елементів.

Таким чином, за період проведення нами дослідження не виявлено жодної відмови в роботі розподільного та дільничного трубопроводів, відстійника, крапельниці, тобто за період, що розглядається, коефіцієнт надійності цих елементів дорівнював одиниці ( $P(t) = 1,0$ ). Отже, встановлюючи закон розподілу показників надійності, порівняно легко можна провести контроль надійності в період експлуатації.

## РОЗДІЛ 2

### ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ТА ПРИЗНАЧЕННЯ НАСОСА ЦНС-180

Насоси типу ЦНС 180 (рис. 2.1) - горизонтальні, секційні, багатоступінчасті, з одностороннім розташуванням робочих коліс, обладнуються у загальнопромисловому виконанні.

Насосний агрегат ЦНС 180 -500....900А має позначення: Ц – відцентровий Н – насос; С – секційний; 180 - номінальна подача за м<sup>3</sup>/годину; Цифри за тире - тиск, що розвивається насосом в номінальному режимі, м; Літера А вказує на агрегатну постановку;

Після літери А вказується кліматичне виконання У та категорія розміщення при експлуатації за ДСТУ. Відцентрові насоси типу ЦНС 180 (високонапірні) призначаються для перекачування води температурою від 274 до 318К (від 1 до 80°С). Конструкція насосів типу ЦНС 180 розроблена з урахуванням створення однієї корпусної бази трьох модифікацій з тиском нагнітання 4,5 – 19 МПа. Також допустима зміна робочих характеристик за допомогою зменшення числа ступенів (не більше 2) з установкою проставочних втулок, без зміни розмірів прив'язувальних, з обов'язковим динамічним балансуванням ротора.

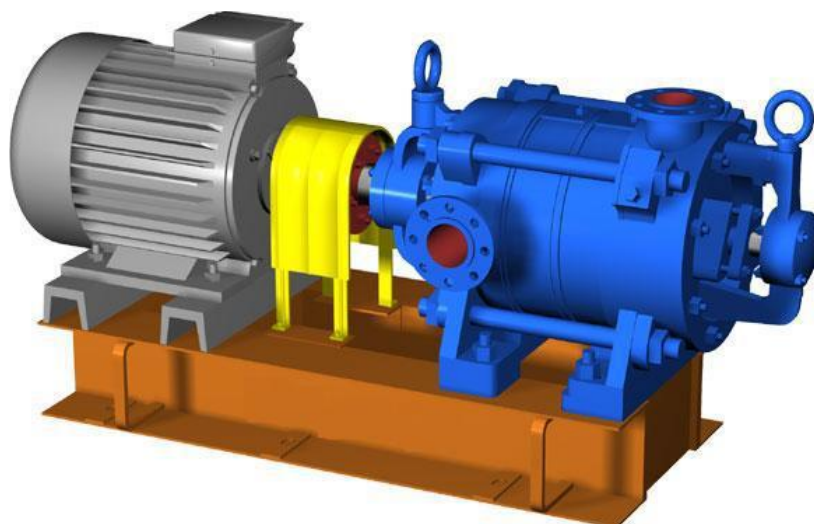


Рис. 2.1. Насос типу ЦНС 180 М

До складу насосного агрегату входять:

- насос

- електродвигун
- плита фундаментна
- кожух для огороження муфти

Відцентрові насоси ЦНС 180-500 ... 900 - секційні, виготовляються з кількістю секцій від 5 до 10.

Основними конструктивними блоками насоса є корпус та ротор. До корпусу відносяться кришки ліній всмоктування та нагнітання, направляючі апарати, передній та задній кронштейни. Корпуси направляючих апаратів, кришки всмоктування та нагнітання стягуються стяжними болтами. Направляючий апарат, кільце (з кільцями, що ущільнюють) і робоче колесо утворюють секцію насоса. Стики корпусів направляючих апаратів ущільнені гумовими кільцями, виконані з масло-бензостійкої гуми діаметром 6,3 мм середньої твердості (ГОСТ 6467-79). Через те, що корпус насоса складається з окремих секцій, є можливість, не змінюючи подачі, регулювати тиск шляхом встановлення потрібного числа робочих коліс і направляючих апаратів з корпусами. При цьому змінюється тільки довжина валу і стяжних шпильок.

Опорні кронштейни насоса виготовлені з чавуну, спрямовуючий апарат, кільце і корпус спрямовуючого апарату, втулка сальника - з пресматеріалу АГ-4В, інші деталі - з хромонікелевої сталі. Ротор насоса складається з валу, в якому встановлені робочі колеса, кільце, сорочка валу, дистанційна втулка, кільця регульовальні і диск розвантаження. Усі деталі на валу стягуються гайкою ротора. Опорами ротора служать два радіальні сферичні підшипники, встановлені в передньому і задньому кронштейнах по ковзній посадці, які дозволяють ротору переміщатися в осьовому напрямку на величину "розбігу" ротора. Підшипникові камери ущільнені манжетами, які встановлені в кришках підшипників. Кронштейн із зовнішнього боку закритий кришкою, в якому змонтовано пристрій контролю зміщення ротора. Місця виходу валу з корпусу підшипників та камер ущільнені сальником.

Опорами ротора служать два радіальні підшипники (N215 за ГОСТ 8338-75), які встановлені в кронштейнах посадки дозволяє переміщатися ротору в осьовому напрямку на величину «розбігу» ротора. Підшипникові камери ущільнюються манжетами (1.2.95x120-2 ГОСТ 8752-79).

Для запобігання потраплянню води в підшипникові комори встановлюються відбійні кільця. Осьові зусилля ротора насоса розвантажуються за допомогою гідравлічної п'яти. Кінцеві ущільнення ротора сальникового або торцевого типу. Опорами ротора є підшипники ковзання з примусовим мастилом. Приводом насосів є синхронні або асинхронні електродвигуни потужністю від 500 до 2000 кВт, момент, що крутить, від яких передається завдяки зубчастій муфті. ЦНС оснащені системою автоматичного захисту та сигналізації за основними параметрами. Ротор насоса обертається від електродвигуна через пружну втулково-пальцеву муфту, яка складається з двох напівмуфт, що з'єднуються між собою через гумові втулки, встановлені на сталеві циліндричні пальці, жорстко закріплені в напівмуфті електродвигуна. Повертання ротора насоса праве (по руху: годинної варті), якщо дивитися з боку електродвигуна.

На сьогодні насоси типу ЦНС доступні в трьох варіаціях матеріального виконання: звичайному, корозійностійкому та зносо-корозійностійкому. У першому випадку проточна частина і деталі щілинних ущільнень виготовлені зі сталі типу 20Х13 і 30Х13. Вхідні та напірні кришки - зі сталі 25Л з корозійностійкими наплавками, вал - сталь 40ХФА. Такий насос має застосування переважно для перекачування чистої води без домішок сірководню.

Матеріальне виконання насосів ЦНС залежить від умов експлуатації та фізико-хімічних параметрів середовища, що перекачується. Корозійностійке виконання передбачає виготовлення проточної частини та деталей щілинних ущільнень зі сталі типу КС14 та ВНЛ, вал - зі сталі 14Х17Н2. Насос у корозійностійкому виконанні використовується для перекачування рідин із вмістом сірководню до 100 мг/л. У разі зносо-корозійностійкого виконання проточна частина та деталі щілинних ущільнень виготовлені із сталі типу

12Х18Н12М3ТЛ із спецнаплавками. За допомогою такого насоса здійснюється перекачування рідин із вмістом сірководню до 300 мг/л.

Робота насоса базована на взаємодії лопаток обертового робочого колеса і рідини, що перекачується. При обертанні робоче колесо повідомляє круговий рух рідини, що знаходиться між лопатками. Після відцентрової сили, що виникає, рідина від центру колеса переміщається до зовнішнього виходу, а простір, що звільнився, знову заповнюється рідиною, що надходить з всмоктуючої труби під дією створюваного розрідження. Вийшовши з робочого колеса першої секції, рідина потрапляє в канали направляючого апарату і потім друге робоче колесо з тиском, створеним у першій секції, звідки - третє робоче колесо зі збільшеним тиском, створеним у другій секції і т.д.

Рідина, що вийшла з останнього робочого колеса, через направляючий апарат надходить у кришку нагнітання, а потім з неї в нагнітальний трубопровід. Під час роботи насоса через тиск води на нерівні по площі бічні поверхні робочих коліс виникає осьове зусилля, яке прагне змістити ротор насоса у бік всмоктування. Для балансу осьового зусилля в насосі передбачено розвантажувальний пристрій, який складається з диска розвантаження, кільця, втулки розвантаження та дистанційної втулки.

Рідина, що виходить з розвантажувальної камери, охолоджує сальник з боку нагнітання.

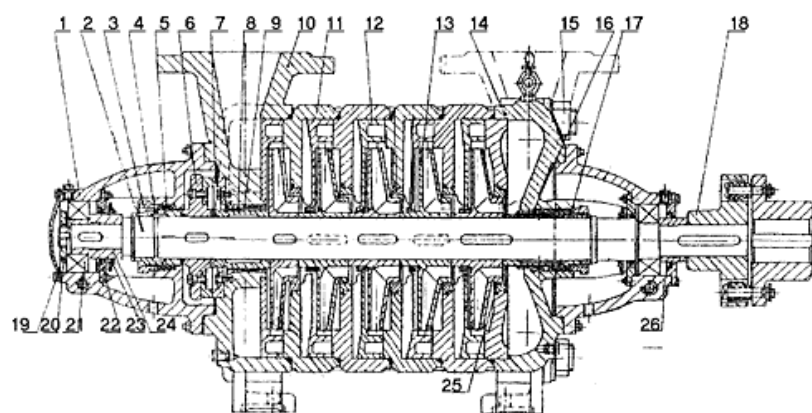


Рис. 2.2: Основні деталі насоса ЦНС 180

Основні деталі насоса ЦНС 180: 1 – кронштейн задній; 2 – вал; 3 – втулка сальника; 4 – гайка ротора; 5 - набивання сальник; 6 – диск розвантаження; 7 - кільце розвантаження; 8 – втулка розвантаження; 9 - дистанційна втулка; 10 – кришка нагнітання; 11 - корпус напрямного апарату; 12 - напрямний апарат; 13 - робоче колесо; 14 – кришка всмоктування; 15 – гайка стяжного болта; 16 - втулка гідрозатвору; 17 – захисна втулка; 18 – 22 муфти; 19 – кришка підшипника; 20 – гайка кругла; 21 – підшипник; 22 - кришка підшипника; 23 – кільце-відбійник; 24 – втулка підшипника; 25 – кільце ущільнююче; 26 – кронштейн передній.

Сальник з боку всмоктування омивається рідиною, яка надходить під тиском із трубопроводу, що всмоктує. Рідина, що проходить по сорочці валу через набивання сальника, попереджає засмоктування повітря в насос і одночасно охолоджує сальник. Більша частина рідини проходить через зазор між сорочкою валу і втулкою гідрозатвора в порожнину всмоктування, а інша частина проходить між сорочкою вала і сальником з боку всмоктування, охолоджуючи його, решта виходить назовні через штуцер.

Затяжка сальника забезпечує можливість просочування рідини, що перекачується між валом і сальниковим набивкою назовні в кількості 5-15 л/год. Невелика кількість свідчить про надмірне затягування сальника, що підвищує втрати на тертя і підвищує знос сорочки валу і гайки ротора.

Ротор насоса обертається електродвигуном, приєднаним до насоса, наприклад, через пружну втулково-пальцеву муфту, яка складається з двох напівмуфт (насоса та електродвигуна) та пальців з гумовими втулками. Напрямок обертання ротора насоса за годинниковою стрілкою, якщо дивитися з боку електродвигуна.

Насос і електродвигун установлені на загальній фундаментній плиті так, що між напівмуфтами залишається зазор 10 мм при роторі насоса, зсунутому до відмови в бік всмоктування. Монтаж обладнання здійснюється відповідно до вимог ДСТУ.

На корпусі насоса є табличка, що містить товарний знак заводу: виробника, тип насоса, заводський номер, подачу, рік випуску, натиск, допустима вакуумметрична висота всмоктування, коефіцієнт корисної дії (ККД), масу, потужність, що споживається, і номер технічних умов на насос. Нормальна робота насоса здійснюється за умови правильно підключеної системи обводнення і постійної течії води зі зливальної трубки.

Заборонено роботу насосів без захисного кожуха для муфти. Регулювання та підтяжка сальників здійснюється тільки при відключеному насосі. Патрубки насоса під час транспортування та зберігання закриті заглушками та опломбовані. Запасні частини до насоса промарковані позначенням по кресленню.

При відправці споживачеві насос і електродвигун монтуються на плиті, муфта закрита кожухом.

Насос без електродвигуна під час відправки монтується на дерев'яних полозах. Запасні частини прикріплені до насоса дротом. Технічна та експлуатаційна документація прикріплена у горловині кришки всмоктування чи нагнітання.

Перед пуском внутрішні поверхні насоса розконсервації не підлягають.

Електродвигун, як правило, це СТД – 6000/1600 – 23 УХЛ4 повинен мати заземлення. Стрілка, яка вказує напрямок обертання ротора насоса, повинна бути пофарбована в червоний колір.

Заборонено вмикати насосний агрегат, що не закріплений на фундаменті.

Необхідність та частота ремонту визначаються надійністю машини чи апарата. Надійність – це властивість виробу виконувати свої функції, зберігаючи при цьому експлуатаційні показники в заданих межах протягом необхідного проміжку часу.

Під час розробки устаткування забезпечення надійності машин треба забезпечити надійність кожної її деталі. Так як на надійність деталей впливають умови експлуатації, підвищення надійності вимагає отримання інформації від



підприємств, що експлуатують обладнання та аналізу причин виходу з ладу обладнання. Крім того, щоб визначити надійність, використовуються спеціальні прискорені випробування на стендах.

Надійність обладнання закладається на стадіях його проектування, виготовлення та експлуатації.

Основні проблеми забезпечення надійності можуть бути сформульовані таким чином:

1. На стадії проектування - забезпечення рівномірності всіх деталей машини або апарату, виявлення вузлів і деталей, що швидко зношуються, виключення місць концентрації напруг, забезпечення ремонтпридатності апарату, розробка запобіжних пристроїв.

2. На стадії виготовлення - використання ефективних засобів зміцнення поверхневих шарів пар, що труться, дотримання точності і частоти обробки деталей, удосконалення методів контролю виготовлення і складання, підвищення вимог до зварювання та випробування апарату.

3. На стадії експлуатації - виконання рекомендацій щодо мастила, техогляд, дотримання термінів ремонтів, температурних режимів.

Вимога надійності дуже впливає на конструкцію апарату. При зменшенні конструктивних елементів надійність апарату зростає. В апараті складної конструкції не вдається досягти рівномірності всіх деталей.

Аналіз надійності під час проектування можливий за оцінкою надійності типових деталей апаратури, що застосовуються в аналогічних конструкціях. Відомості, накопичені за відмовами цих типових вузлів, містять як перелік відмов, а й дані про причини із зазначенням стану довкілля, у якому відмови мали місце.

Зрештою, надійність – це економічний параметр. У разі підвищення витрат на виготовлення апарату з метою підвищення його надійності зменшуються витрати на ремонт протягом усього терміну надійність служби апарату. Сумарні витрати мають мінімальне значення, що відповідає оптимальній надійності. Для

цього необхідно досягати не просто надійності, а саме оптимальності. Відповідно до даних паспорта термін служби апарату (машини) – 10 років.

Нормативи, що регламентують черговість та строки проведення оглядів та ремонту такі:

К - 8640/1080

Т - 5040 / 360

Визначимо показники надійності насоса ЦНС-180:

1. Напрацювання на відмову (год) – тривалість чи обсяг роботи об'єкта до відмови (відмова – подія, полягає у порушенні працездатності об'єкта) – 8640 год.

2. Встановлений ресурс та термін служби до капітального ремонту – 8640 год.

3. Строк служби до списання (год, міс, років).

Термін служби до списання є нормованим показником надійності, який визначається за формулою:

$$T_{\text{сп}} = \frac{T_p (n_k + 1)}{24 \cdot PK_u} \quad (2.1)$$

де  $T_p$  – ресурс до капітального ремонту (год); 8640

$N_k$  – доцільна кількість капітальних ремонтів технічного об'єкта за період його експлуатації; 1

$\Pi$  - кількість робочих днів у році (тобто без святкових днів); 350 дн.

$$T_{\text{сп}} = \frac{8640 (1 + 1)}{24 \cdot 350 \cdot 1} = 2,0 \quad (2.2)$$

$K_i$  - Коефіцієнт використання обладнання. Для безперервного режиму експлуатації  $K_i = 1$

4. Призначений ресурс між операціями відновлення:

А) між поточними ремонтами – 5040 год.

5. Сумарна тривалість планових ремонтів (год) за цикл

$$t_{\text{рем}} = T_{\text{nm}} \Omega_m + T_{\text{nk}} \Omega_k \Omega_m = 1$$

$$t_{\text{рем}} = 360 + 1080 = 1440$$

де  $T_{nk}$  - середня тривалість одного капітального ремонту; - 1440 год.

$T_{nm}$  - Середня тривалість одного поточного ремонту; - 360 год.

$n_m$  – кількість поточних ремонтів, запланованих термін служби технічного об'єкта;  $1k^{10}$  років = 10

$n_k$ -кількість капітальних ремонтів, що плануються за термін служби технічного об'єкта;  $1k^{10} = 10$

7. Коефіцієнт технічного використання.

Відповідно до ДСТУ коефіцієнт технічного використання являє собою відношення:

$$K_T = \frac{t_p}{t_p + t_n + t_{no}} ;$$

$$t_n = 1400 \text{ год.};$$

$$T_p = 8640 - 1440 = 7200;$$

$$K_T = \frac{7200}{7200 + 1440} = 0,83 \text{ тобто } 0.83\%, \quad (2.3)$$

де  $t_p$  - напрацювання за весь планований термін служби машини, апарату;

$t_n$  - сумарна тривалість простою на ремонті;

$t_{no}$  - сумарна тривалість операцій технічного обслуговування крім тривалості планових поточних та капітальних ремонтів;  $t_n$ .

Коефіцієнт технічного використання є критеріями розвитку, що дозволяють судити про технічну досконалість машини, апарату.

8. Коефіцієнт готовності за ГОСТ 27.002-89:

$$K_G = \frac{t_p}{t_p + t_n} \quad (2.4)$$

$$K_G = \frac{7200}{7200 + 21440} = 0,83, \text{т.е. } 83\%; \quad (2.5)$$

$K_G$  – ймовірність того, що об'єкт опиниться в працездатному стані в довільний момент часу, крім запланованих періодів, протягом яких застосування об'єкта за призначенням не передбачається.

## 9. Гарантійний термін служби -86 400 (год).

Гарантійний термін роботи, як правило, вказується в паспорті технічного об'єкта та вибирається в межах між мінімальним терміном, що забезпечує конкурентоспроможність технічного об'єкта та напрацюванням на відмову.

В даний час більшість об'єктів ППД практикують різні варіанти ремонту обладнання. Це в основному планово-попереджувальний ремонт, що проводиться через фіксовану кількість робочих годин. До недоліків такого ремонту можна віднести низький коефіцієнт використання деталей (через часті зняття), виконання великого обсягу ремонтних робіт та невикористання індивідуальних ресурсів більшості деталей. А також, на випадок раптових відмов, необхідно мати у своєму арсеналі великий обмінний фонд запасних частин.

Інший варіант – це ремонт після відмови. В основному, аварійний ремонт супроводжується великими матеріальними витратами: відмова обладнання призводить до серйозних наслідків, що несе за собою різке скорочення обсягів перекачування, довгий простий насос та зниження рівня безпеки експлуатації об'єкта.

### **Висновки по розділу**

Проведення безперервного контролю та вимірювання параметрів, що визначають технічний стан деталей, забезпечує підтримку заданого рівня їхньої надійності під час експлуатації та повне використання індивідуальних ресурсів. Елементи замінюються лише тоді, коли значення прогнозованого параметра наближається до граничного рівня. Такий ремонт дозволяє скоротити трудовитрати на обслуговування та витрату дорогих вузлів та деталей. Середнє напрацювання деталей між замінами збільшується при цьому в 1,5–2 рази, а витрати на ремонт та відновлення працездатності вузлів, навпаки, скорочуються у 1,5 рази.

## **РОЗДІЛ 3**

### **РОЗРАХУНКОВО – КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА**

#### **3.1. Підвищення надійності експлуатації насосного обладнання систем крапельного зрошення**

Ефективність роботи систем крапельного зрошення багато в чому залежить від надійності та ефективності роботи насосного обладнання. Підвищення цих показників залежить від успішності оптимізації режимів роботи насосів в мережі, вдосконалення конструкції насосів та їх вузлів, застосування стійких до середовища матеріалів і підвищення ефективності системи обслуговування і ремонту обладнання на місці експлуатації. Тим часом в даний час проблема неправильного підбору насосного обладнання та його робочих характеристик, як і раніше, актуальна. Робота не оптимально підбраного насосного агрегату найчастіше супроводжується значним підвищенням температури, зниженням ресурсу роботи підшипників та ущільнень внаслідок підвищеної вібрації, а також кавітацією та перевантаженням електродвигуна.

Експлуатація відцентрових насосів за межами робочої області його характеристики може спричинити серйозні наслідки, у тому числі зміна ККД насоса, напору, потужності та необхідного кавітаційного запасу. Експлуатація обладнання в такому режимі створює умови для появи течій, що не встановилися, які можуть стати причиною появи турбулентності і пульсацій тиску в системі водоводів.

#### **3.2. Врівноваження ротора в багатоступінчастих насосах**

У середовищі, що перекачується, містяться солі і абразив, з цієї причини відбуваються знос проточної частини насоса і втрата продуктивності, і настає

момент, коли експлуатація насоса стає недоцільною: експлуатаційні витрати зростають, необхідні витрати і напір насос не дає.

Конструктивною особливістю відцентрових насосів є осьова сила, що діє на ротор і спрямована у бік вхідної лійки. Причина її виникнення полягає в різниці сил тиску, діючого на основний та покриваючий диски робочого колеса. На розподіл швидкостей і тисків по поверхні диска впливає ряд різних факторів, таких як розміри і форма пазухи, шорсткість стінок, величина і напрямок радіального перебігу, викликаного витокком через ущільнення ступеня, закрутка потоку на виході з робочого колеса. У зв'язку з цим величина осьової сили визначається приблизно. У багатоступінчастих насосах реальна осьова сила більша за розрахункову. Зношування міжступеневих ущільнень робочих коліс додатково призводить до збільшення осьової сили, яка може досягати подвоєного значення в порівнянні з силою, що діє в новому насосі.

Осьова сила пропорційна натиску та числу щаблів і має відносно велику величину, що робить нераціональним врівноважування її наполегливим підшипником. Тому в більшості насосів застосовують різні способи розвантаження ротора від осьових зусиль. В одноступінчастих насосах більш ефективним є усунення умов виникнення неврівноважених сил шляхом забезпечення повної геометричної симетрії або штучною зміною розподілу швидкостей і тисків у пазухах щаблі таким чином, щоб результуючі сили тиску були врівноважені. Залишкові неврівноважені осьові зусилля сприймаються двостороннім наполегливим підшипником. Недоліком усіх способів осьового врівноваження ротора в одноступінчастих насосах є значне зниження ККД, викликане високими витокками або втратами енергії на тертя та закрутку рідини в пазусі у разі застосування імперелів.

У більшості багатоступінчастих насосів спеціальних заходів для зменшення осьової сили не застосовують, а сили, що діють на ротор, врівноважують спеціальними гідравлічними розвантажувальними пристроями. Найбільш простим врівноважуючим пристроєм є поршень розвантажувальний. Однак він

має ряд недоліків: врівноважує осьову силу тільки на розрахунковому режимі роботи, а витік рідини через щільне ущільнення барабана значно знижує ККД насоса. Найбільш поширеним способом осьового розвантаження в багатоступінчастих насосах є застосування автоматичного пристрою, що врівноважує - гідроп'яти. Її переваги полягають у саморегулюванні, що дозволяє використовувати її як осьовий підшипник і нижчий витік порівняно з барабаном. Істотними недоліками гідроп'яти є складність конструкції при виготовленні та складанні, а також чутливість до пароутворення. Крім того, досвід експлуатації показує, що поломки гідроп'ят є однією з найпоширеніших причин відмови насосів.

Надійність роботи автоматичного врівноважувального пристрою на стадії проектування визначається, насамперед, за рахунок вибору оптимальних геометричних параметрів, що забезпечують стабільну та безвідмовну роботу під час експлуатації. Таким чином, система осьового врівноважування повинна забезпечувати мінімальну зміну торцевого зазору при зміні осьової сили, що дозволяє мінімізувати номінальний торцевий зазор і витік рідини, тим самим підвищивши ефективність пристрою. Якщо в одноступінчастих насосах одностороннього всмоктування осьова сила може бути надійно сприйнята завзятим підшипником, це буде економічним рішенням. В іншому випадку необхідно вжити заходів для зменшення осьової сили, що діє на завзятий підшипник. Це зменшення може бути досягнуто лише при зниженні ККД насоса. Способи осьового врівноваження ротора відцентрового насоса відображені у додатку.

### **3.3. Класифікації методів урівноваження ротора**

#### **Використання розвантажувального барабана**

Одна з модифікацій насоса типу ЦНС - це насос із зустрічним розташуванням груп щаблів (за так званою схемою «спина-до-спини») (рис. 3.1). Робочі колеса одностороннього входу насаджуються на вал, причому одна група

коліс спрямована вхідними лійками протилежно напрямку вхідних лійок іншої групи. В результаті осьові сили обох груп робочих коліс взаємно врівноважуються. Залишкові осьові зусилля сприймаються завзятим підшипником, розрахованим на сумарне зусилля  $\sum T_{ст}^*$  всіх коліс, вхідні вирви яких спрямовані в один бік.

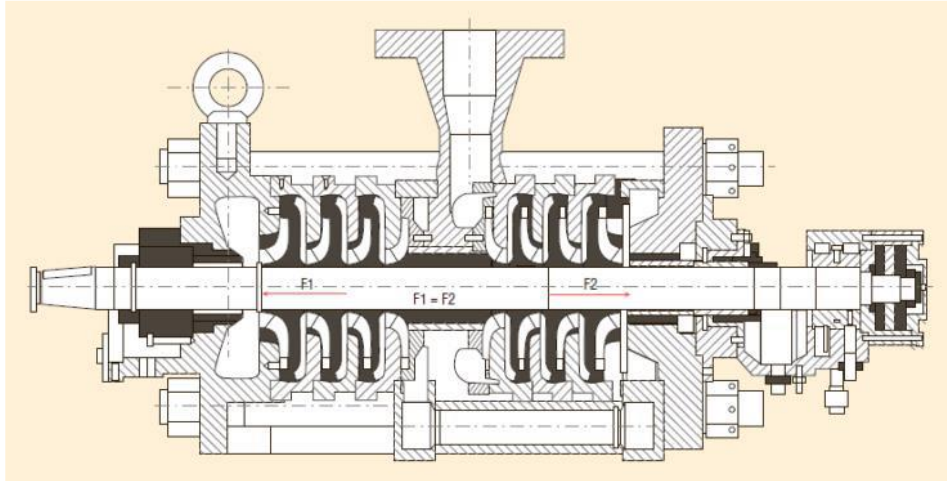


Рис. 3.1. Насос ЦНС з опозитним розташуванням робочих коліс

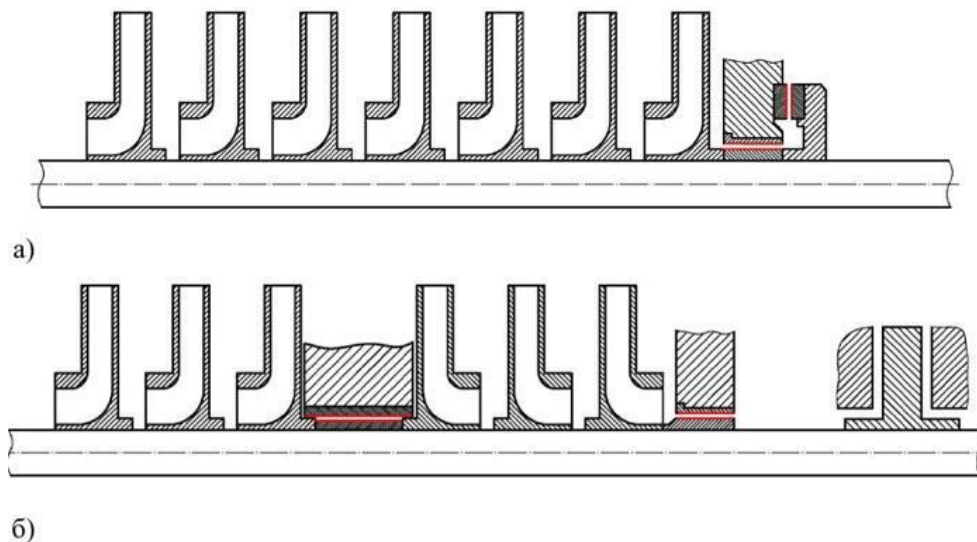


Рис. 3.2. Конструктивні схеми насосів:

- а) з послідовним розташуванням робочих коліс та гідроп'ятою;
- б) із зустрічним розташуванням робочих коліс та завзятим підшипником.

Недоліком цього способу розвантаження є додаткові гідравлічні втрати в перекладних каналах, збільшені габарити та металоємність, ускладнення виливків та конструкції в цілому.



У більшості конструкцій багатоступінчастих насосів особливих заходів щодо зменшення осьових сил не приймають, а сили, що діють на ротор, врівноважують спеціальними розвантажувальними пристроями. Використання розвантажувального барабана

Розвантажувальний барабан (думис) (рисунок 3.3) являє собою масивний циліндр, жорстко встановлений на вал за останнім щаблем насоса. Між барабаном і корпусом утворюється циліндричний дросель із зазором порядку  $0,2 \div 0,4$  мм. Порожнина за барабаном з'єднана обвідною трубою з входом у насос, завдяки чому в цій порожнині підтримується тиск, що дорівнює тиску на вході в насос. Для забезпечення цього площа поперечного перерізу обвідної труби повинна дорівнювати не менше  $4 \div 5$  площі зазору в циліндричному дроселі барабана. В результаті різниці тисків ліворуч і праворуч на барабан діятиме осьове зусилля, спрямоване у бік нагнітання, яке врівноважує осьові зусилля, що діють на робочі колеса.

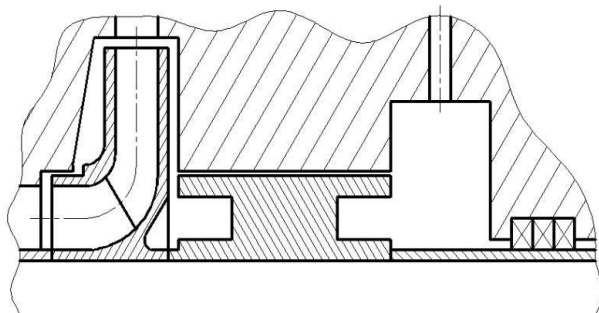


Рис. 3.4. Розвантажувальний барабан

Оскільки в процесі роботи насоса осьова сила, що діє на ротор, може змінюватися в широких межах при зміні режиму роботи, розвантажувальний барабан доповнюється завзятим підшипником, розрахованим на сприйняття порівняно великих залишкових осьових навантажень. Довжина барабана вибирається з конструктивних міркувань з урахуванням можливості забезпечення мінімальної протікання для недопущення різкого зниження ККД насоса. Розвантажувальний барабан виконує дві функції: врівноваження осьової сили та зниження тиску перед кінцевим ущільненням з боку нагнітання насоса. Перевагою розвантажувального барабана поряд з його конструктивною

простотою є можливість збереження працездатності при виникненні пароутворення в насосі, що особливо важливо для енергетичних насосів.

### *Застосування гідравлічної п'яти*

Найбільш поширеним способом урівноваження осьової сили в насосах секційного типу є автоматичне врівноваження ротора гідроп'ятою (рисунок 6). Гідроп'ята містить жорстко закріплений на валу розвантажувальний диск 5, нерухоме опорне кільце (подушку) 2, послідовно розташовані циліндричний 1 і торцевий 3 дроселі і 4 камеру, розділяє ці дроселі.

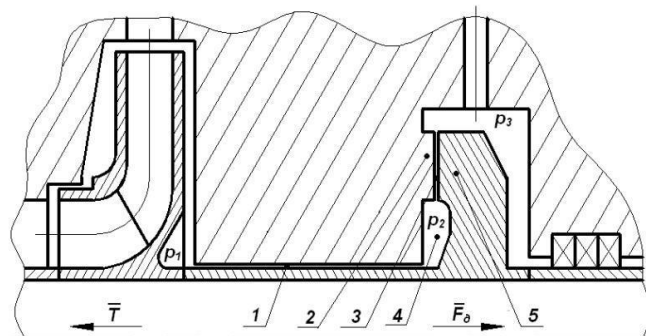


Рис. 3.5. Гідравлічна п'ята

Повний перепад тиску на п'яті є різницею між тиском нагнітання і тиском в камері за гідроп'ятою, яка зазвичай з'єднується обвідною трубою з вхідним патрубком насоса. Частина загального перепаду тиску дроселюється на торцевому дроселі, провідність якого залежить від осьового зміщення ротора. Наприклад, якщо під дією надмірної осьової сили ротор зміститься вліво, то зазор в торцевому дроселі зменшиться, що в свою чергу викликає зростання тиску в камері гідроп'яти до рівня, що забезпечує відновлення рівноваги ротора. Крім осьового врівноваження ротора, гідроп'ята виконує додаткову функцію розвантаження кінцевого ущільнення насоса з боку нагнітання високого тиску. Для запобігання задир у торцевому дроселі п'яти в насосах, для яких за умовами експлуатації потрібні часті пуски – зупинки, додатково встановлюються віджимні пристрої, які при малих обертах зсувають ротор у бік нагнітання, збільшуючи торцевий зазор. Температура рідини в камері гідроп'яти вище, ніж на вході в насос за рахунок втрат енергії на в'язке тертя в проточній частині та

каналах, що дроселюють. У деяких випадках температура може досягти критичного значення, при якому тиск у камері гідроп'яти буде меншим за тиск насиченої пари

рідини, що перекачується. В результаті, внаслідок пароутворення в торцевому дроселі, знижується здатність гідроп'яти, що несе, і збільшується небезпека виникнення задир торцевих поверхонь. Для запобігання пароутворенню в торцевому дроселі зазвичай використовують додатковий циліндричний дросель, розташований після торцевого або змінюють послідовність розташування циліндричного дроселів і торцевого.

Таким чином, до переваг гідроп'яти можна віднести саморегулювання та нижчі витоку рідини порівняно з розвантажувальним барабаном. До недоліків відносяться велика складність у виготовленні та складанні, а також чутливість до пароутворення в насосі.

#### *Застосування комбінованого розвантажувального пристрою*

При цьому способі осьового врівноваження розвантажувальний пристрій являє собою послідовно розташовані гідроп'яту і барабан. В особливо відповідальних насосах до складу комбінованого пристрою може входити двосторонній завзятий підшипник. У цьому випадку гідроп'ята працює з постійним зазором торцевим і сприймає певну частину осьового зусилля.

Сучасні тенденції щодо вдосконалення конструкції вузла осьового розвантаження ротора

У зв'язку зі зростанням вимог кінцевих споживачів до економічності та надійності насосного обладнання, провідні представники насособудування інтенсивно впроваджують нові технологічні рішення з метою підвищення ККД насоса та зниження експлуатаційних витрат.

Вартість електроенергії становить 85% експлуатаційних витрат насосів підтримки пластового тиску (ППД), встановлених на нафтових родовищах. Зі зростанням вимог до енергозбереження та збільшення видобутку нафти,

необхідні технології насосів, що дозволяють досягати цих цілей з мінімальними капіталовкладеннями та максимальною окупністю.

Насоси для підтримки пластового тиску зазвичай є багатоступінчастими, горизонтальними секційними насосами з робочими колесами, встановленими послідовно і розвантажувальним пристроєм у вигляді гідроп'яти. Однак, конструктивно і за матеріальним виконанням такий тип насосів зазвичай не підходить для надійної та економічної роботи в системах підтримки пластового тиску. Найбільш чутливою частиною таких секційних насосів є стандартний пристрій розвантаження від осьових зусиль – а саме гідравлічна п'ята. Збільшення внутрішніх проміжків насоса і поганий стан основних деталей веде до значного зниження ККД. Це, у свою чергу, веде до значних втрат енергії та збільшення експлуатаційних витрат.

#### **3.4. Конструктивне рішення вузла розвантаження з дроселюючим каналом між задньою пазухою ступеня насоса та камерою**

У даній конструкції вузла розвантаження додатково застосовується гідростатичне ущільнення, що є безконтактним торцевим ущільненням з саморегульованим зазором. Існує кілька типів конструкції гідростатичного ущільнення. Варіанти конструкції, які технологічно доцільно застосовувати у цій конструкції вузла осьового розвантаження, наведено рисунку 3.4.

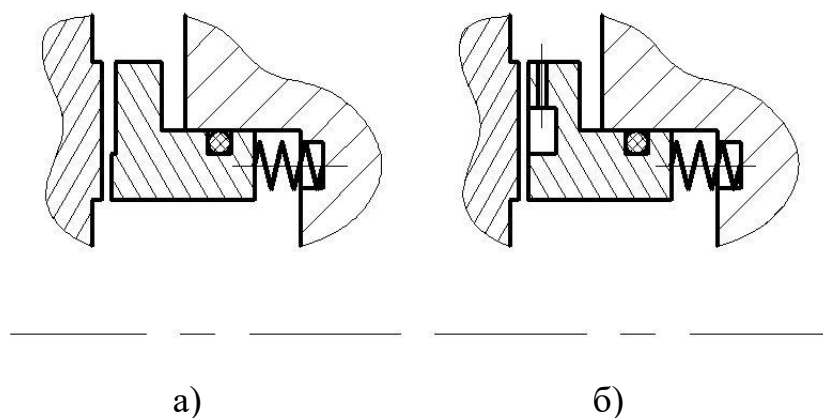


Рис. 3.6. Гідростатичні ущільнення : а) – із ступінчастим зазором; б) – з капілярними дроселями

Принцип роботи ущільнення заснований на залежності сили тиску в щілині торцевої від ширини зазору. В ущільненні зі ступінчастим зазором (рисунки 3.6 а) при зменшенні зазору гідравлічний опір щілини торцевої збільшується, що призводить до зменшення витрати. Це, у свою чергу, зменшує втрати тиску на широкій ділянці щілини і відповідно збільшує на вузькому. У ущільненні з капілярними дроселями (рисунки 3.6 б) зниження витрати при зменшенні торцевого зазору призводить до зменшення падіння тиску в капілярі і, відповідно, збільшення тиску в камері ущільнення, що збільшує силу тиску. Зазор в гідростатичному ущільненні практично не залежить від величини тиску, що ущільнюється, і частоти обертання ротора, що дозволяє використовувати його як дросель з постійною провідністю (замість радіального щілинного ущільнення). При цьому мінімальна величина зазору в щілинному ущільненні становить близько 0,2 мм, а торцеве гідростатичне ущільнення може працювати з гарантованим зазором починаючи від 0,005 мм, тобто з його допомогою можна забезпечити значне підвищення опору в гідравлічному тракті врівноважує пристрою. Як показано вище, збільшення гідравлічного опору дроселя з постійною провідністю підвищує гідростатичну жорсткість пристрою, що врівноважує, і зменшує величину об'ємних втрат. Крім того, гідростатичне ущільнення має значно менший розмір в осьовому напрямку, порівняно з циліндричним дроселем, що дозволяє створювати більш компактні пристрої, що врівноважують. Так як торцеві поверхні ущільнення розділені шаром рідини, вони практично не зношуються і не вимагають застосування при виготовленні дорогих антифрикційних матеріалів. Таким чином, застосування в системі осьового врівноважування гідростатичного ущільнення дозволяє підвищити надійність та економічність пристроїв, що врівноважують.

Недоліком застосування гідростатичного ущільнення в якості дроселя з постійною провідністю є можливість відхилення величини торцевого зазору на номінальному режимі роботи ущільнення від розрахункового значення, що викликає зміну торцевого зазору між диском і під'ятником. На величину

відхилення впливають різні фактори, такі як ступінь зносу торцевої поверхні ущільнення, стан пружного елемента гумового кільця ущільнювача. Ці недоліки відсутні у дроселя у вигляді циліндричного каналу, провідність якого в основному залежить від площі поперечного перерізу і забезпечується з довільною точністю.

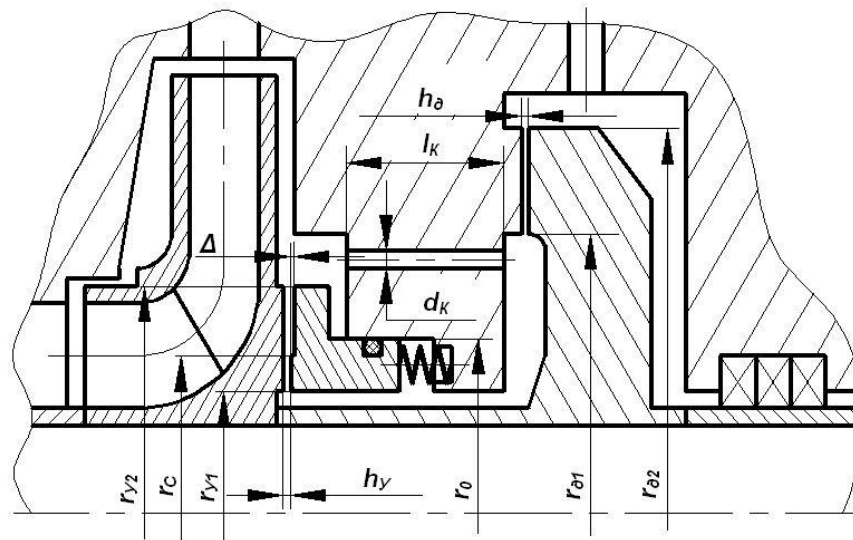


Рис. 3.7. Автоматичний врівноважуючий пристрій з дроселюючим каналом  
Торцеве ущільнення в такому конструктивному рішенні вузла розвантаження (рис. 3.5) виконує функцію герметичного розділення задньої пазухи ступеня насоса і камери вузла розвантаження, тому розраховується на роботу з мінімальним торцевим зазором, що забезпечує краплинну протікання для збереження режиму рідинного тренування.

### 3.5. Модернізація вузла розвантаження насоса ЦНС 180

Розрахункова схема вузла розвантаження нової конструкції наведено на рисунку 3.7. Вихідні дані розрахунку представлені у таблиці 1.

Згідно з одномірною моделлю перебігу рідини в рухомій системі координат, рівняння руху рідини через торцевий дросель запишемо наступним чином:

$$\frac{p_{\partial 1}}{\gamma} - \frac{\omega^2 r_{\partial 1}^2}{8g} = \frac{p_{\partial 2}}{\gamma} - \frac{\omega^2 r_{\partial 2}^2}{8g} + \frac{V_{\partial 2}^2}{2g} \zeta_{\partial}, \quad (3.1)$$

де  $p_{\partial 1}, p_{\partial 2}$  – тиск перед входом та на виході із зазору відповідно,

$V_{\partial 2}$ - швидкість рідини на виході із зазору,

$\zeta_{\partial}$  - коефіцієнт гідравлічного опору дроселя.

$$\zeta_{\partial} = \zeta_{\text{ex}} \frac{r_{\partial 2}^2}{r_{\partial 1}^2} + \lambda \frac{r_{\partial 2}^2}{2h_{\partial}} \left( \frac{1}{r_{\partial 1}} - \frac{1}{r_{\partial 2}} \right) + \zeta_{\text{вих}} . \quad (3.2)$$

З (1) з урахуванням (2) отримаємо швидкість рідини на виході із зазору:

$$V_{\partial 2} = \sqrt{p_{\partial 1} - p_{\partial 2} + \frac{\rho\omega^2}{8}(r_{\partial 2}^2 - r_{\partial 1}^2)(0,5\rho\zeta_{\partial})^{-0,5}} . \quad (3.3)$$

Витрата рідини через торцевий дросель дорівнюватиме:

$$\begin{aligned} q &= 2\pi r_{\partial 2} h_{\partial} (0,5\rho\zeta_{\partial})^{-0,5} \sqrt{p_{\partial 1} - p_{\partial 2} + \frac{\rho\omega^2}{8}(r_{\partial 2}^2 - r_{\partial 1}^2)} = \\ &= g_{\partial} \sqrt{p_{\partial 1} - p_{\partial 2} + \frac{\rho\omega^2}{8}(r_{\partial 2}^2 - r_{\partial 1}^2)} , \end{aligned} \quad (3.4)$$

де  $g_{\partial}$ – провідність дроселя.

За відомою витратою рідини з рівняння можна отримати розподіл тиску в зазорі:

$$\begin{aligned} p(r) &= p_{\partial 2} + \frac{\rho\omega^2}{8}(r^2 - r_{\partial 2}^2) + \frac{\rho q^2}{8\pi^2 r_{\partial 2}^2 h_{\partial}^2} \times \\ &\times \left( \zeta_{\text{вих}} - \frac{r_{\partial 2}^2}{r^2} + \lambda \frac{r_{\partial 2}^2}{2h_{\partial}} \left[ \frac{1}{r} - \frac{1}{r_{\partial 2}} \right] \right) \end{aligned} \quad (3.5)$$

Сила, що діє на диск, дорівнюватиме:

$$\begin{aligned} F_{\partial} &= \int_{r_e}^{r_{\partial 2}} \left( p_{\partial 2} + \frac{\rho\omega^2}{8}[r^2 - r_{\partial 2}^2] \right) 2\pi r dr - \\ &- \int_{r_{\partial 1}}^{r_{\partial 2}} p(r) 2\pi r dr - \int_{r_e}^{r_{\partial 1}} \left( p_{\partial 1} + \frac{\rho\omega^2}{8}[r^2 - r_{\partial 1}^2] \right) 2\pi r dr \end{aligned} \quad (3.6)$$

З (5) з урахуванням (6) отримаємо:

$$F_{\delta} = -\frac{\rho q^2}{8\pi r_{\delta 2}^2 h_{\delta}^2} \left( \zeta_{\text{вих}} [r_{\delta 2}^2 - r_{\delta 1}^2] - 2r_{\delta 2}^2 \ln \frac{r_{\delta 2}}{r_{\delta 1}} + \right. \\ \left. + \lambda \frac{r_{\delta 2}^2 [r_{\delta 2} - r_{\delta 1}]^2}{2h_{\delta} r_{\delta 2}} + \zeta_{\delta} [r_{\delta 1}^2 - r_{\delta}^2] \right) \quad (3.7)$$

При автоматичному врівноважуванні ротора рівняння рівноваги ротора матиме вигляд:

$$T_1 i + F_{\text{гид}} + F_{\delta} = 0, \quad (3.8)$$

де  $F_{\delta}$  – сила, що врівноважує, що діє на розвантажувальний диск.

Витік рідини можна визначити з рівнянь балансів витрат для першого та другого варіантів конструкції відповідно:

$$g_y \sqrt{p_{y2} - p_{y1} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{y1}^2 - r_{y2}^2)} = g_{\delta} \sqrt{p_{\delta 2} - p_{\delta 1} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{\delta 1}^2 - r_{\delta 2}^2)}, \quad (3.9)$$

$$g_y \sqrt{p_{y2} - p_{y1} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{y1}^2 - r_{y2}^2)} = g_{\delta} \sqrt{p_{\delta 1} - p_{\delta 2} + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{\delta 2}^2 - r_{\delta 1}^2)}.$$

Витік буде рівний:

$$q = \frac{g_y g_{\delta}}{\sqrt{g_y^2 + g_{\delta}^2}} \sqrt{\gamma (H [i - 1] + H_{\text{см}}) + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{\delta 1}^2 - r_{\delta 2}^2)}, \quad (3.10)$$

$$q = \frac{g_y g_{\delta}}{\sqrt{g_y^2 + g_{\delta}^2}} \sqrt{\gamma (H [i - 1] + H_{\text{см}}) + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_{\delta 2}^2 - r_{\delta 1}^2)}.$$

торцевий зазор  $h_{\delta} = 0,123 \cdot 10^{-3}$  м;

величина об'ємних втрат  $q = 3,49 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с;

гідростатична жорсткість  $k_{zc} = 2,28 \cdot 10^9$  Н/м ( $k_{zc} = 1,71$ ).

Витік рідини через переднє ущільнення робочого колеса ступеня насоса на номінальному режимі роботи становить.

Геометрія вузла розвантаження така:  $r_{\delta 1} = 0,1$  м;  $r_{\delta 2} = 0,15$  м;  $l_k = 0,05$  м;  $d_k = 0,0045$  м.

З рівняння осової рівноваги ротора (3.8) та рівняння витрати рідини (3.4), параметри врівноважуючого пристрою на номінальному режимі роботи рівні:



торцевий зазор  $h_0 = 99 \cdot 10^{-6}$ ;

витік рідини через врівноважуючий пристрій  $q = 1,87 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;

гідростатична жорсткість системи  $k_{zc} = 3,89 \cdot 10^9 \text{ Н/м}$  ( $k_{zc} = 2,35$ )

Таблиця 3.1 – Параметри насоса ЦНС 180

Параметр	Позначення	Одиниця виміру	Величина
подача насосу	$Q$	$\text{м}^3/\text{с}$	0,05
напір насосу	$H$	М	1900
ККД насосу	$\eta$	-	0,72
потужність	$N$	кВт	1280
частота обертання ротору	$\omega$	$\text{с}^{-1}$ (об/хв )	314 (3000)
кількість ступенів	$i$	-	15
частота перекачуваної рідини	$t$	$^{\circ}\text{C}$	20
густина перекачуваної рідини	$\rho$	$\text{кг}/\text{м}^3$	1000
Геометрія робочого колесу			
зовнішній радіус	$r_2$	М	0,154
радіус переднього ущільнення	$r_y$	М	0,09
довжина переднього ущільнення	$l_y$	М	0,025
радіальний зазор ущільнення	$h$	М	$0,25 \cdot 10^{-3}$
радіус валу	$r_v$	М	0,054
Геометрія гідроп'яти			
радіус валу	$r_v$	М	0,06
радіус камери	$r_{01}$	м	0,09
радіус розгрузочного диску	$r_{02}$	м	0,12
радіус циліндричного дроселю	$l_v$	м	0,17
радіальний зазор в циліндричному дроселі	$h_v$	м	$0,25 \cdot 10^{-3}$

Наведемо дослідження ефективності застосування запропонованого конструктивного рішення врівноважуючого пристрою. Зміна конструкції вузла розвантаження мало впливає величину механічного ККД, тому обмежимося оцінкою зміни величини об'ємного ККД.

Об'ємний ККД насоса вихідної конструкції дорівнює:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q + q_y + q}, \quad (3.13)$$

де  $Q$ - подача насоса на оптимальному режимі роботи;

$q_y$ - витік рідини через переднє ущільнення ступеня насоса;

$q$  - витік рідини через врівноважуючий пристрій.

Витік рідини через переднє ущільнення визначається за формулою

$$q_y = g_y \sqrt{\gamma H_{cm}^1 + \frac{\rho \omega^2}{8} (r_2^2 - r_y^2)}, \quad (3.14)$$

де  $g_y$ — провідність переднього ущільнення.

$$g_y = 2 \pi r_y h (0,5 \rho \zeta_y)^{-0,5}, \quad (3.15)$$

де  $\zeta_y$  - коефіцієнт гідравлічного опору переднього ущільнення.

$$\zeta_y = \zeta_{ex} + \lambda \frac{l}{2h} + \zeta_{вхк}. \quad (3.16)$$

Об'ємний ККД насоса нової конструкції дорівнює. Таким чином, застосування вузла розвантаження запропонованого конструкції призводить до підвищення об'ємного ККД насоса на 26%.

Загальний ККД насоса за формулою:

$$\eta = \eta_{гидр} \eta_{об} \eta_{мех}, \quad (3.17)$$

дорівнює. Дотримуючись отриманих результатів, застосування врівноважуючого пристрою даного типу дозволило підвищити гідростатичну жорсткість вузла розвантаження на 30% та ККД насоса на 2,6%.

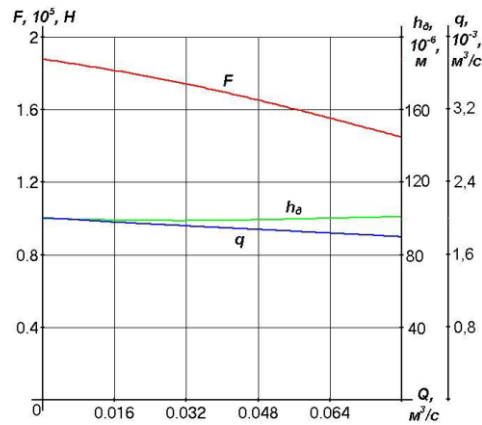


Рис.3.7. Залежність параметрів вузла розвантаження від режиму роботи насоса

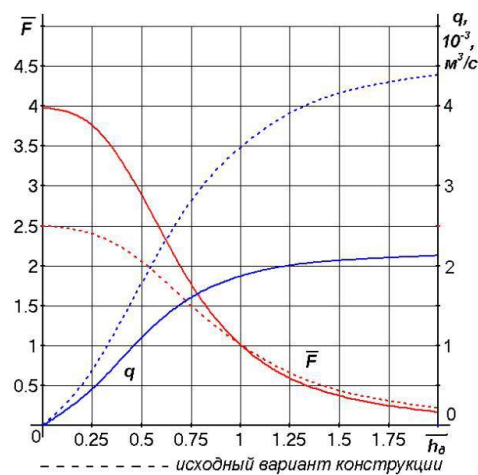


Рис. 3.8. Статична та видаткова характеристика автоматичного врівноважуючого пристрою

Згідно з отриманою статичною характеристикою, розглянуте врівноважуючий пристрій забезпечує значне підвищення гідростатичної жорсткості за рахунок збільшення площі розвантажувального диска та зменшення провідності дроселя, що забезпечує постійний гідравлічний опір. Об'ємні втрати на вузлі розвантаження на номінальному режимі роботи насоса зменшено у 2 рази порівняно з гідроп'ятою.

Також на ефективність роботи гідроп'ят істотно впливають матеріал зношуються поверхонь і відношення провідностей торцевого та циліндричного дроселів. Так, наприклад, ефективність роботи гідроп'яти з додатковим циліндричним дроселем у 2 рази вища, ніж без нього.

### 3.6. Розрахунок шпоночного з'єднання

Однією з елементів насоса, якого пред'являються особливі вимоги під час експлуатації, є шпоночне з'єднання валу з робочим колесом. Розрахуємо його на зріз і на зминання:

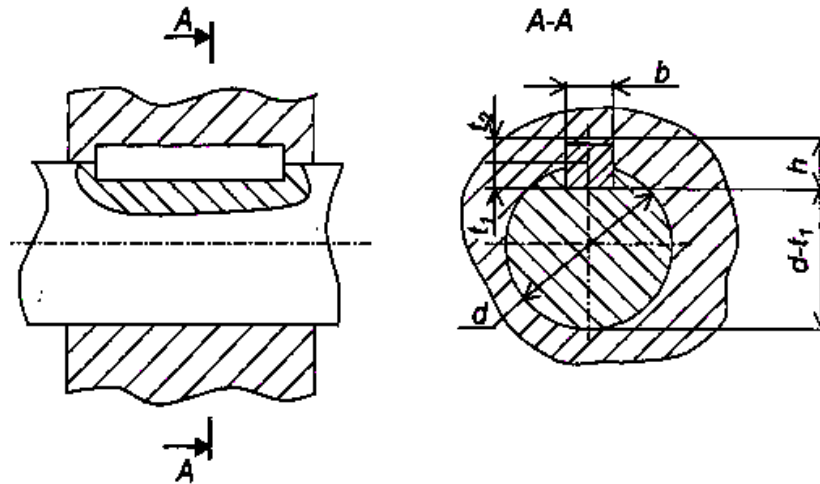


Рис. 3.9. Схема шпоночного з'єднання валу з робочим колесом.

Виконуємо перевірку шпоночного з'єднання на зминання:

$$\sigma_{см} = \frac{2 M_{кр}}{d * l_p (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см} \quad (3.18)$$

де  $M_{кр} = 0,11 * 10^{-2}$  Мн \* м - переданий крутний момент;

$d = 0,055$  м – діаметр валу у місці встановлення шпонки;

$l_p = 0,036$  м – робоча довжина шпонки при округлених торцях;

$h = 0,008$  м – висота шпонки;

$t_1 = 0,005$  м – глибина паза валу;

$[\sigma]_{см} = 100$  МПа – допустима напруга на зминання.

$$\sigma_{см} = \frac{2 M_{кр}}{d * l_p (h - t_1)} = 2 * 0,11 * 10^{-2} / 0,045 * 0,036 (0,008 - 0,005) = 55 \text{ МПа}$$

55 МПа < 100 МПа

Умова міцності виконується.

Виконуємо перевірку міцності шпонки на зріз.

$$\tau_{\text{сп}} = \frac{2T}{d * l * b} \leq [\tau]_{\text{сп}} \quad (3.19)$$

$$[\tau_{\text{сп}}] = 0,6[\tau_{\text{сп}}] \quad (3.20)$$

$$\tau_{\text{сп}} = \frac{2T}{d * l * b} = 2 * 0,11 * 10^{-2} / 0,045 * 0,036 * 0,012 = 11 \text{ МПа},$$

11МПа < 33Мпа;

Умова міцності виконується.

### 3.7.Випробовування та здавання насоса ЦНС-180 в експлуатацію

До пуску та випробування насосних агрегатів приступають тільки після закінчення будівельних та монтажних робіт. Змонтовані насосні агрегати спочатку випробувають, а потім випробовують під робочим навантаженням. Випробовування насосних агрегатів ведуть відповідно до вимог заводських інструкцій.

Під час випробування перевіряють правильність монтажу насосних агрегатів, виявляють та усувають виявлені несправності та дефекти.

Насосний агрегат повинен працювати без стукоту та надмірного шуму; не повинно бути витоків перекачуваних, змащувальних, охолоджуючих та ущільнюючих рідин у місцях з'єднань деталей та вузлів; температура олії в масляних ваннах, резервуарах, корпусах приводів, гідромуфт, редукторах і картерах рам не повинна перевищувати 60С°, температура підшипників, підп'ятників гідромуфт і поверхонь, що труться - 65С°.

Під час випробування насосних агрегатів рідина, що перекачується, подається на скидання: в насосах з байпасом - через байпас - трубопровід при закритій засувці на напірному трубопроводі, в насосах без байпасу - через тимчасовий трубопровід, що приєднується до насосного агрегату за запірною засувкою.

Опробування насоса вважається закінченим при досягненні стійкої роботи агрегату протягом 2 годин.

Напір, продуктивність та споживана потужність насосних агрегатів у процесі випробування під робочим навантаженням повинні відповідати паспортним даним заводу-виробника.

### **Висновки по розділу**

Практична цінність роботи полягає в тому, що сьогодні багато сільськогосподарських підприємств, не дотримуються рекомендацій з експлуатації насосного обладнання, зокрема нехтують термінами капітального ремонту, використовують запасні частини, не рекомендовані заводом – виробником, використовують обладнання, технічні та економічні показники якого не відповідають умовам експлуатації. Нерозвинена система аутсорсингу та логістики також відкладає відбиток на експлуатації відцентрових насосів. Заходи щодо забезпечення надійності насосного обладнання систем крапельного зрошування будуть ефективними лише у разі тісної взаємодії виробника обладнання та експлуатуючої організації.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В роботі встановлено, що усі ці види класифікації та відмов елементів систем крапельного зрошування мають випадковий характер. Отже, їх врахування дає можливість під час експлуатації таких систем встановити критерії відмов елементів.

У роботі розглянуто завдання підвищення ресурсу роботи відцентрового насоса ЦНС 180, зокрема удосконалення вузла розвантаження (гідропятки) ротора. Концепція вирішення проблеми полягала у використанні вузла розвантаження з дроселюючим каналом між задньою пазухою щаблі насоса та камерою. В результаті проведених розрахунків вдалося досягти збільшення гідростатичної жорсткості вузла розвантаження на 30% та збільшення ККД насоса на 2,6 %.

Практична цінність роботи полягає в тому, що сьогодні багато сільськогосподарських підприємств, не дотримуються рекомендацій з експлуатації насосного обладнання, зокрема нехтують термінами капітального ремонту, використовують запасні частини, не рекомендовані заводом – виробником, використовують обладнання, технічні та економічні показники якого не відповідають умовам експлуатації. Нерозвинена система аутсорсингу та логістики також відкладає відбиток на експлуатації відцентрових насосів. Заходи щодо забезпечення надійності насосного обладнання систем крапельного зрошування будуть ефективними лише у разі тісної взаємодії виробника обладнання та експлуатуючої організації.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Богданович В. С. Аналіз залежності крутизни напірної характеристики насоса від геометричних параметрів робочого колеса. *Вісник Сумського державного університету*. Серія Технічні науки. 2013. №4. С. 52-56.
2. Мілтих В. С. Вплив ширини каналу робочого колеса на крутизну напірної характеристики при проектуванні змінних коліс насосів типу Д. *Журнал інженерних наук*. 2016. №1. Том 3. С. В1-В8.
3. Богданович В. С. Про способи розширення зони високої енергоефективності роботи насосів. *Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали 18 міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 21 – 24 травня)*. Київ : НТУУ «КПІ», 2013. С. 123-124.
4. Тимухін С. А., Белов С. В., Мамедов А. Ш. Оцінка енергетичної ефективності насосних установок гірничих підприємств. *Вісник енергозбереження*. 2000 1 (10). С. 26–27.
5. Александров В. І. Зміна концентрації гідросуміші в перерізі трубопроводів систем гідротранспорту. *Записки гірничого інституту*. Т. 2 (142). СПб, 1995. С. 83-86.
6. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Дубовик В.О. Підвищення надійності та довговічності шестеренних насосів типу НШ-У шляхом створення на внутрішній поверхні колодязів корпусу залишкових напружень стискування. *Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства*. Випуск № 8 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин». Том 1 Харків 2001. С.143 – 148.
7. Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Бевз О.В., Титов Ю.А. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления. (Теория, конструкция и расчет) Монография. Кіровоград:«КОД», 2009. - 247 с.
8. Кулешков Ю.В., Аулин В.В., Магопец С.А. Моделирование внутренних утечек в шестеренных насосах НШ с использованием электрических



аналогій. Збірник наукових праць КДТУ Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Випуск 8. – Кіровоград: КДТУ. 2001. С. 8 – 15.

9. Черновол М.І., Кулешков Ю.В.. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки. Вісник аграрної науки, серпень 2008 № 8. С. 52-54.

10. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Теоретическое определение подачи шестеренного насоса с регулируемой подачей. Промислова гідравліка і пневматика № 2 (8)2005. С. 114 -19.

11. Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація Випуск 21. Кіровоград: 2008. С. 253-262.

12. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ГСТУ 3-25-180-97. Мінпром політики України. Москва: Київ. 1998. 48 с.

13. ДСТУ 2192-93. Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги. Чинний від 1.07.94р.

14. Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Ф.І. Василенко та ін. Статистичні методи обробки та аналізу експериментальних даних. Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей. За ред. Ю.В. Кулешкова Кіровоград; КДТУ, 2002. 134 с.

15. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Бевз О.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. Промислова гідравліка і пневматика № 3 (13)2006. С. 35-45.

16. Савченко В.М., Міненко С.В., **Борисюк М.А.** Проблеми розвитку крапельного зрошення. Технічний прогрес в АПВ: матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції, 9-10 травня 2023 року / Державний біотехнологічний університет. Харків. С. 88-91.

17. Савченко В.М., **Борисюк М.А.** Показники надійності та основні види відмов елементів систем крапельного зрошування. *Наукові читання–2023: матеріали науково-практичної конференції науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів та молодих вчених факультету інженерії та енергетики.* 19 квітня 2023 р. Житомир : Поліський національний університет, 2023. Т. 3. С. 19-23.