

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**Інженерно-технологічний факультет**

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

**П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а**

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр"

на тему:

**Обґрунтування параметрів роботи відцентрового насоса обприскувача**

**Виконав:** студент 2 курсу, групи МГАІ-3-24

за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

\_\_\_\_\_ Брага Сергій Володимирович

**Керівник:** \_\_\_\_\_ Кобець Олександр Миколайович

**Рецензент:** \_\_\_\_\_

Дніпро 2025

# ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра: Тракторів і сільськогосподарських машин

Освітній ступінь: "Магістр"

Спеціальність: 208 "Агроінженерія"

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри

ТСГМ \_\_\_\_\_

(назва кафедри)

\_\_\_\_\_ доцент \_\_\_\_\_

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис) (прізвище, ініціали)

„\_\_\_\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## З А В Д А Н Н Я

НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

**Брага Сергію Володимировичу**

(прізвище, ім'я, по батькові)

**1. Тема роботи: Обґрунтування параметрів роботи відцентрового насоса обприскувача**

**керівник роботи:** Кобець Олександр Миколайович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «24» жовтня 2025 року № 3182

**2. Строк подання студентом роботи:** 6.12.2025 р.

**3. Вихідні дані до роботи:**

3.1. Агротехнічні вимоги до хімічного захисту рослин.

3.2. Підвищення продуктивності обприскувача на 5...7%, при зменшенні ризиків забруднення навколишнього середовища.

3.3. Термін окупності вдосконаленої машини не більше 5 років.

---

**4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити:** 1. Аналіз існуючих конструкцій насосів обприскувачів та досліджень по їх вдосконаленню. 2. Теоретичні дослідження роботи відцентрового насоса. 3. Програма і методика експериментальних досліджень. Прилади та обладнання. 4. Експериментальні дослідження та їх аналіз. 5. Охорона праці. 6. Економічна ефективність впровадження. Загальні висновки та пропозиції

5. Перелік демонстраційного матеріалу: 1. Тема, мета та задачі роботи. 2. Аналіз існуючих конструкцій насосів. 3. Теоретичні дослідження по відцентровим насосам. 4. Програма, методика досліджень. Прилади та обладнання. 5. Експериментальні дослідження. 6. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень. 7. Охорона праці. 8. Техніко-економічні показники впровадження. 9. Загальні висновки.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Кобець О.М., доцент		
2	Кобець О.М., доцент		
3	Кобець О.М., доцент		
4	Кобець О.М., доцент		
5	Кобець О.М., доцент		
нормоконтроль	Лепеть Є.І., асистент		

7. Дата видачі завдання: 1.10.2025 р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 25.10.2025 р.	
2	Теоретичний	до 30.10.2025 р.	
3	Експериментальний	до 10.11.2025 р.	
4	Охорона праці	до 20.11.2025 р.	
5	Економічний	до 25.11.2025 р.	
6	Демонстраційна частина	до 05.12.2025 р.	

Студент

\_\_\_\_\_ ( підпис )

\_\_\_\_\_ ( прізвище та ініціали )

Керівник роботи

\_\_\_\_\_ ( підпис )

\_\_\_\_\_ ( прізвище та ініціали )



## РЕФЕРАТ

Брага Сергій Володимирович. Обґрунтування параметрів роботи відцентрового насоса обприскувача.

Випускна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 - Агроінженерія. – Дніпровський державний аграрно-економічний університет, Дніпро, 2025 рік.

Розрахунково-пояснювальна записка включає 76 сторінок друкованого матеріалу та 13 слайдів презентаційних ілюстрацій.

В першому розділі роботи розглянуто сучасні машини для хімічного захисту рослин, їх конструкцію та параметри встановлених насосних агрегатів. За результатами першого розділу були обрані напрямки подальших досліджень.

В другому розділі роботи приведено аналітичні дослідження. Теоретично обґрунтовано основні параметри та режими роботи відцентрового насосу.

В третьому розділі розроблено програму та методику проведення експериментальних досліджень. Наведено опис об'єкта дослідження, приладів та устаткування.

В четвертому розділі проведено аналіз результатів експериментальних досліджень та визначено закономірності основних експлуатаційних параметрів відцентрового насосу.

П'ятий розділ присвячено охороні праці, в якому розроблено головні правила безпеки праці перед роботою, під час роботи з лабораторним стендом та після.

В шостому розділі проведено розрахунок економічної доцільності впровадження вдосконаленого насосного агрегату для використання на робочих рідинах для захисту рослин.

Ключові слова: *обприскувач, відцентровий насос, тиск, кавітація, витрата, економічна ефективність.*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ ОБПРИСКУВАЧІВ ТА НАСОСІВ, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ НА НИХ.....	11
1.1. Аналіз конструктивних схем існуючих обприскувачів.....	11
1.2. Класифікація насосів, які використовуються на обприскувачах.....	23
1.3. Аналіз конструктивних схем обприскувачів та роботи сучасних насосів.....	25
1.4. Висновки.....	30
2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА.....	31
2.1. Основне рівняння відцентрового насосу.....	31
2.2. Залежність теоретичного напору відцентрового колеса від числа лопатей.....	33
2.3. Плани швидкості руху рідини. Вплив кута установки лопатей на напір відцентрового колеса.....	34
2.4. Робочі процеси в нерухомих частинах проточної частини відцентрового насоса.....	39
2.5. Втрати в робочих органах та коефіцієнт корисної дії відцентрового насоса.....	42
2.6. Висновки.....	46
3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ. ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ, ПРИЛАДИ ТА ОБЛАДНАННЯ.....	47
3.1. Програма досліджень.....	47
3.2. Методика проведення експериментальних досліджень. Методи і засоби вимірювань.....	47
3.3. Об'єкт дослідження.....	48
3.4. Прилади та обладнання.....	51
3.4.1. Стенд для випробовування НА.....	51
3.4.2. Прилади та обладнання.....	52

3.5. Порядок випробовувань.....	55
3.6. Обробка результатів випробовування.....	56
3.7. Висновки.....	56
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ.....	57
4.1. Обкатка насосного агрегату.....	57
4.2. Напірна характеристика.....	57
4.3. Енергетична характеристика.....	59
4.4. Кавітаційна характеристика.....	62
4.5. Кавітаційний запас.....	64
4.6. Висновки.....	65
5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	66
5.1. Загальні положення.....	66
5.2. Вимоги безпеки під час випробувань насоса на лабораторному стенді.....	66
5.3. Рекомендації щодо безпеки та поліпшення умов праці під час випробування насосного агрегату.....	67
5.4. Висновки.....	68
6. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ УДОСКОНАЛЕНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА.....	69
6.1. Вихідні дані.....	69
6.2. Розрахунок показників економічної ефективності.....	70
6.3. Висновки.....	71
ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ.....	72
ЛІТЕРАТУРА.....	74
Додатки.....	77

## ВСТУП

**Актуальність теми.** З огляду на високу біологічну і економічну ефективність хімічний захист рослин, має велике значення в процесі вирощування сільськогосподарських культур.

Застосування хімічних засобів захисту рослин проти комплексу шкідників, хвороб і бур'янів на сільськогосподарських культурах визначається технічним і технологічним рівнем засобів механізації захисту рослин. Значне розширення асортименту сучасних засобів з малими нормами витрати препаратів, представленого державним каталогом пестицидів і агрохімікатів, висуває особливі екологічні і економічні вимоги по агротехнологічним показникам якості при внесенні таких препаратів.

В основному існуючий в Україні парк обприскувальної техніки складається з машин ВАТ «Львівагрохіммаш». Ці технічні засоби є моделями зразка 1980-х років, які при нормативному терміні експлуатації (сім років) досягли повного морального і фізичного зносу. При цьому забезпеченість потреби сільськогосподарського виробництва в машинах і устаткуванні для захисту рослин складає близько 50%, а експлуатаційне навантаження на один обприскувач у ряді регіонів в 2 рази перевищує нормативну [1].

В умовах гострого дефіциту засобів механізації захисту рослин в Україні йдуть спонтанні процеси зростання виробництва і модернізації існуючої обприскувальної техніки. Цей, здавалося б, позитивний чинник промислового зростання на практиці призводить до негативних результатів. Розробка і виробництво нової техніки для захисту рослин в регіонах України здійснюється без урахування сучасних досягнень вітчизняної і зарубіжної науки, вимоги державних і галузевих стандартів, технологічних і екологічних вимог. При зростанні номенклатури технічних засобів в регіонах з'являється безліч однотипних конструкцій, при цьому в умовах жорсткої конкуренції йде боротьба незаякість і високий технічний і технологічний рівень машин для захисту рослин, а за зменшення ціни шляхом використання

комплектуючих низької якості і неприпустимого спрощення конструкції в збиток вимогам екологічної безпеки.

В більшості випадків сільгоспвиробникові пропонується техніка для захисту рослин, що не пройшла державні приймальні випробування. Технологія внесення засобів захисту рослин з використанням нової техніки не проходить випробувань для внесення її до Державного реєстра. Тому техніка, що в більшості випадків випускається, не відповідає сучасним агротехнічним, технологічним і екологічним вимогам, конструктивним вимогам вітчизняних і міжнародних стандартів, а по ряду показників виявляється економічно і екологічно неповноцінною і представляє загрозу для навколишнього середовища і людини.

Найуживанішими машинами для хімічного захисту рослин є обприскувачі, ключовим елементом яких виступають насоси. Вони мають гарантувати виконання технологічного процесу в заданих межах і відповідно до встановлених вимог. Зокрема, насос повинен забезпечувати необхідний робочий тиск у гідросистемі обприскувача, підтримувати стабільну концентрацію робочого розчину в основній ємності та забезпечувати його розпилення. За конструктивними ознаками такі насоси поділяють на відцентрові, поршневі, діафрагмові та шестеренні.

Загальним недоліком насосів можна назвати високу вартість та незадовільну якість диспергування препарату під час приготування робочого розчину.

**Мета і завдання дослідження.** Визначення експлуатаційних параметрів та дослідження відцентрового насосу при використанні на малооб'ємних обприскувачах.

**Об'єкт дослідження** – відцентровий насосний агрегат..

**Предмет дослідження** – експлуатаційні параметри відцентрового насоса.

**Методи дослідження.** Аналітичні, теоретичні та експериментальні дослідження гідравлічної характеристики насосного агрегату у лабораторних умовах на стенді.

**Особистий внесок здобувача.** Проведено аналіз сучасного стану та перспективи розвитку насосів для хімічного захисту рослин. Визначено напрямки та обрано методи досліджень. Експериментальні дослідження проведено у лабораторії.

**Апробація результатів магістерської роботи.** Основні положення та результати роботи були представлені під час виступу на засіданні кафедри тракторів сільськогосподарських машин Дніпровського державного аграрно-економічного університету (м. Дніпро, 2025 р.).

**Публікації.** Результати магістерської роботи відображені у збірнику тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» 21 листопада 2025 року. ДДАЕУ, м. Дніпро.

# 1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ ОБПРИСКУВАЧІВ ТА НАСОСІВ, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ НА НИХ

## 1.1. Аналіз конструктивних схем існуючих обприскувачів.

Нині замість технічних засобів виробництва, які тривалий час застосовувалися на підприємстві ВАТ «Львовагрохіммаш» (Україна), налагоджено серійний випуск модернізованих обприскувачів, створених українськими конструкторами [2]. Понад 90% їх загального обсягу становлять маловитратні штангові обприскувачі. Залежно від способу агрегування з енергетичними засобами такі машини поділяють на самохідні, монтовані, навісні, напівпричіпні та причіпні.

У монтованих моделях бак, трубопроводи та штанга закріплюються безпосередньо на тракторі. Навісні конструкції являють собою агрегат, змонтований на спеціальній рамі, що встановлюється на стандартну три-точкову навісну систему трактора. Напівпричіпні та причіпні обприскувачі виконуються у формі одноосного причепа, на якому розташовані всі основні робочі вузли машини [3].

Напівпричіпні та навісні обприскувачі становлять основну частку машинного парку, тоді як самохідні та монтовані агрегати займають менше ніж 1% його загальної кількості.

Проведений аналіз конструкцій українських штангових обприскувачів свідчить, що їх технологічні процеси загалом не мають суттєвих відмінностей.

Серед вітчизняної техніки для захисту рослин найбільш помітні зміни відбулися саме у конструкції польових штангових обприскувачів, номенклатура яких значно розширилась протягом останніх років.

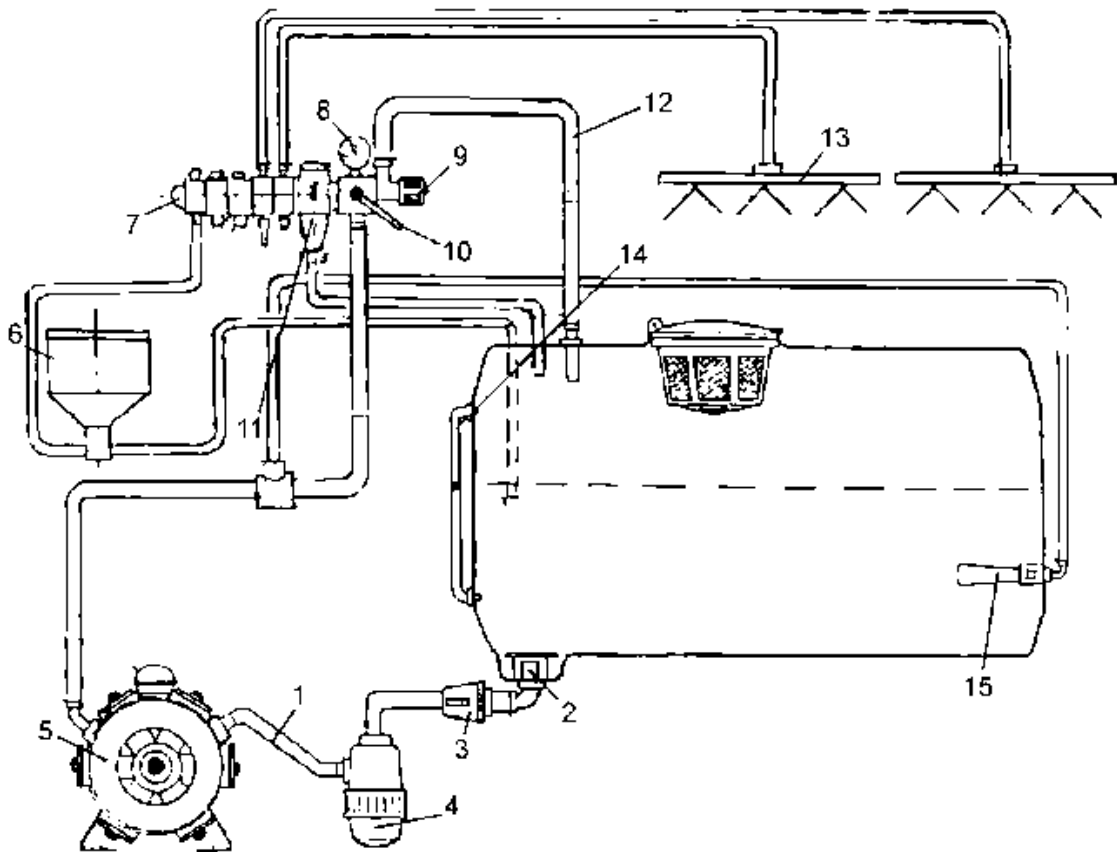


Рис. 1.1. Принципова гідравлічна схема розташування основних вузлів і елементів обприскувача: 1 – бак для робочого розчину; 2 – пристрій забірний антівороночне; 3 – двоходовий кран; 4 – фільтр всмоктуючий; 5 – насос; 6 – екоміксер (опція); 7 – регулятор-розподільник; 8 – манометр; 9 – маховик регулювання тиску; 10 – рукоятка керування потоком; 11 – фільтр напірний з самоочищенням; 12 – шланг зливу зайвої робочої рідини; 13 – робочий колектор; 14 – рівнемір; 15 – гідро змішувач.

Обертальний момент від ВВП трактора через карданний вал передається на вал насоса 5. Через заливну горловину з фільтром у бак 1 подається робочий розчин, який надходить у насос через всмоктувальний трубопровід та фільтр 4. Далі насос перекачує розчин по нагнітальній лінії через фільтр 11 до регулятора-розподільника 7, звідки, за допомогою рукоятки керування потоком 10, він спрямовується до робочого колектора 13 та гідрозмішувача 15 або через шланг 12 повертається в бак для приготування розчину та його активного перемішування.

Під час обприскування основний потік розчину подається під тиском, який встановлюється маховиком 9 і контролюється за показами манометра 8. Далі рідина по окремих шлангах надходить до секцій колектора 13 і через розпилювачі наноситься на поверхню оброблюваних об'єктів. Частина розчину через відповідний клапан надходить у гідрозмішувач 15. Надлишки рідини з регулятора-розподільника 7 відводяться шлангом 12 назад у бак, що також забезпечує додаткове перемішування робочого розчину.

Однією з ключових тенденцій у розвитку сучасних обприскувачів є підвищення рівня їх екологічної безпеки [4]. Досягнення цього результату можливе завдяки комплексному впливу низки чинників, зокрема поліпшенню якості розпилення робочого розчину, зменшенню механічного пошкодження рослин і ущільнення ґрунту колесами техніки, а також упровадженню нових, більш екологічних технологій внесення препаратів та інших інновацій.

На сьогодні в країні налагоджено власне виробництво сучасних обприскувачів. Найбільшого поширення серед них набули маловитратні напівпричіпні та навісні штангові моделі. Вітчизняні підприємства машинобудування активно впроваджують у виробництво самохідні обприскувачі, створені на базі українських (ГАЗ-66, УАЗ-3303) та закордонних автомобілів («Nissan Atlas», «Toyota Hiace» тощо). Такі машини забезпечують менший питомий тиск на ґрунт, підвищену прохідність і дозволяють істотно збільшити продуктивність роботи.

Аналіз технічних характеристик свідчить, що ширина захвату сучасних обприскувачів сягає 30 м, місткість робочих баків становить 3,2-6 тис. л, а продуктивність – 27-30 га/год, тоді як для самохідних моделей вона може досягати 75 га/год. Норма витрати робочого розчину для більшості агрегатів становить 75-300 л/га, а для ультрамалооб'ємного обприскування – лише 5-10 л/га.

У порівнянні з обприскувачами попереднього покоління в конструкцію більшості нових моделей закладені прогресивні елементи, що

дозволяють оптимізувати показники роботи: нові більш якісні та продуктивні насосні агрегати та регулятори тиску (переважно закордонного виробництва); розпилювачі з поліпшеними якісними характеристиками вітчизняного та зарубіжного виробництва; системи фільтрації, що відрізняються більш якісним очищенням робочого розчину, з додатковими фільтрами, які встановлюються на окремих ділянках комунікацій обприскувача, а також індивідуально на кожному розпилювачі; ходова частина з регульованою шириною колії, шинами зі зниженим тиском на ґрунт, можливістю руху «слід у слід» за трактором; штанги, що мають захист від поломок при зустрічі з перешкодою, з можливістю посекційно включення в роботу; робочі баки обприскувачів виконуються з хімічно стійких матеріалів, оснащуються гідравлічними або ежекторними мішалками [5].

Сучасні вітчизняні моделі обприскувачів дедалі частіше оснащуються додатковими баками для промивної води, а в окремих конструкціях передбачені також ємності для приготування робочого розчину.

Закордонні обприскувачі розвиваються в аналогічному напрямі: продовжує зростати ширина захвату, об'єм баків та робоча продуктивність; все більше уваги приділяється підвищенню якості обприскування за умови дотримання екологічних вимог. Активно впроваджуються системи автоматичного контролю та керування, які забезпечують не лише регулювання норми витрати робочого розчину, а й стабілізацію положення штанги, автоматичне промивання обприскувача після завершення роботи та покращення стабільності руху машини по полю.

Компанія «John Deere» (США) пропонує сучасну лінійку причіпних обприскувачів серії 800 та самохідних моделей. Новий причіпний обприскувач серії 840 розроблений для роботи на відносно невеликих полях і за середніх обсягів робіт. До його конструктивних переваг належать удосконалена підвіска з електронною системою стабілізації штанги, вакуумна система автоматичного заповнення трубопроводів, а також

автоматичний зчіпний механізм, який забезпечує точне копіювання колії трактора (рис. 1.2).



Рис. 1.2. Причіпний обприскувач мод. 840 фірми «JohnDeere» (США)

Модель оснащена баком об'ємом до 4 тис. л, штангою з шириною захвату від 24 до 39 м (із потрійним механізмом складання), а також насосом продуктивністю 280-460 л/хв. Для її роботи необхідно щонайменше 80 к.с. Потужності, а маса повністю заправленого обприскувача становить 7880 кг.

Обприскувачі серії 800 вирізняються застосуванням системи примусової подачі повітря до розпилювача «TwinFluid», яка формує повітряно-краплинну суміш і забезпечує вищу якість обробки завдяки поліпшеному утриманню крапель на рослинній поверхні. Додатковими перевагами є збільшена ширина захвату, більша місткість робочого бака, можливість вибіркового вимкнення окремих секцій штанги, подвійне або потрійне складання штанги під час транспортування, а також наявність електронних систем контролю обприскування та моніторингу «GreenStar».

Самохідні обприскувачі моделей 4710 і 4720 обладнані шумоізолюваною кабіною з покращеним оглядом, гідравлічною системою регулювання ширини колії, а також захищеними крайніми секціями штанги, які складаються при контакті з перешкодами. Обприскувачі оснащені сучасною системою управління нормою витрати пестицидів, яка дає

можливість установки і вибору будь-якої з трьох програмованих норм витрати хімікату в діапазоні від 15 до 356 л/хв. Для забезпечення можливості подальшого аналізу автоматично реєструються розмір обробленої площі, обсяг витраченого хімікату і час роботи. Діагностична система постійно контролює робочі параметри машин, включаючи частоту обертання колінчастого валу двигуна, для забезпечення точного дотримання норми витрати отрутохімікатів.



Рис. 1.3. Самохідний обприскувач моделі 4720 фірми «JohnDeere»

Особливу увагу заслуговують самохідні обприскувачі SPRA-COUPЕ 4460/4660 компанії «Challenger» (США), які обладнані двигуном потужністю 125 к.с., баком об'ємом 1575 л та штангою з шириною захвату 18,3 або 24,4 м (рис. 1.4). Дорожній просвіт цих машин досягає 122 см, а ширина колії задніх коліс регулюється в межах 1,84–2,75 м. Маса обприскувачів становить 6278 та 6383 кг відповідно.



Рис. 1.4. Самохідний обприскувач «SPRA-COUPÉ 4460»

Голландська компанія «Agrifac» виготовляє самохідні обприскувачі «Condor», які мають штангу з шириною захвату до 51 м та резервуар об'ємом до 4 тис. л. Машина обладнана системою автоматичного регулювання ширини колії в межах 150-225 см та дорожнім просвітом до 110 см (рис. 1.5). Комп'ютерна система управління двигуном та обприскуванням дозволяє зменшити витрату пестицидів на 10% та палива на 30%. Робоча швидкість обприскувача досягає 50 км/год, а потужність двигуна становить 190 к.с.



Рис. 1.5. Самохідний обприскувач «Condor»

Французька фірма «Berthoud» випускає сучасні самохідні обприскувачі серії «Raptor», які оснащуються двигуном потужністю 200 к.с.,

робочим баком місткістю 4,2 тис. л, алюмінієвою штангою з діапазоном ширини 36–44 м, двотурбінним відцентровим насосом продуктивністю 550 л/хв і гідростатичною трансмісією, керування якою здійснюється одним важелем. (рис. 1.6).

Американська компанія «Ag-Chem», що входить до корпорації «Agco», виробляє самохідні обприскувачі лінійок «Rogator» та «Spra-Cour». Моделі серії *Rogator* є повнопривідними машинами, оснащеними двигуном з електронною системою керування, турбонаддувом і примусовим повітряним охолодженням. Вони мають регульовану ресорну підвіску з газовими амортизаторами, кабіну на триточковому підвісі з гумовими демпферами, широке панорамне скління з круговим оглядом 360°, а також радіоприймач і холодильник. Крім того, машини обладнані системою автоматичного вирівнювання штанги, колесами з широкопрофільними шинами та можливістю зміни ширини колії (від 3048 до 3860 мм), а також сучасними електронними блоками керування Falcon II та Raven SCS 661.



Рис. 1.6. Самохідний обприскувач «Raptor»

Німецька компанія «Amazone» пропонує на вітчизняному ринку серію причіпних обприскувачів UX та навісних UF (рис. 1.7).



Рис. 1.7. Обприскувачі фірми «Amazone»: причіпний серії UX;  
навісний серії UF

Обприскувачі серії UX комплектуються штангами Super-S із шириною захвату від 15 до 28 м. Для збільшення покриття застосовуються нові штанги Super-L із діапазоном ширини захвату 24–40 м, які можуть складатися до надвузкої транспортної ширини 2,6 м. Штанги розташовуються по боках бака.

Навісні обприскувачі серії UF оснащуються баками об'ємом від 1050 до 1980 л із оптимальним розташуванням центру тяжіння, системою перемикачів Varig, циркуляційною системою DUS та різними типами штанг. Вони можуть додатково комплектуватися гнучкими шлангами для локального внесення рідких мінеральних добрив і металевими трубами для захисту розпилювачів на зовнішніх ділянках або по всій робочій ширині. Широкозахватні штанги (до 28 м) компактно складаються до транспортного положення шириною 2,4 м.

Німецька компанія «Rau» пропонує причіпні високопродуктивні обприскувачі з баками об'ємом до 4 тис. л та штангами шириною 18–36 м. Вони оснащені маятниковими механізмами, які забезпечують підтримку відстані 50 см між розпилювачами та оброблюваною поверхнею як на рівнинних ділянках, так і на схилах.

Ці машини мають регульовану ширину колії в межах 1,5-2,1 м, високу точність дозування, пінні маркери та можливість забору води з відкритих водойм. Крім того, вони обладнані вдосконаленою системою управління промиванням і заповненням бака та системою Telemat, що дозволяє керувати обприскувачем безпосередньо з кабіни трактора (рис. 1.8).



Рис. 1.8. Причіпний обприскувач «Explorer B-28» фірми «Rau»

Німецька компанія «Lemken» налагодила виробництво нової серії навісних обприскувачів із баками об'ємом 1,6-1,9 тис. л (рис. 1.9). Вони оснащені алюмінієвими штангами шириною захвату від 15 до 24 м та системою контролю норми внесення пестицидів Easyspray.

Серед сучасних причіпних обприскувачів переважають моделі зі штангами шириною 27 м і робочими баками об'ємом 2-2,5 тис. л, тоді як максимальні значення цих параметрів можуть досягати 42 м і 13 тис. л відповідно. У більшості конструкцій насоси приводяться в дію безпосередньо через карданний вал від ВВП трактора. Якщо гідросистема трактора має достатню потужність, насос обприскувача може працювати безпосередньо від неї.



Рис. 1.9. Начіпний обприскувач фірми «Lemken»

Підвищенню якості обробки та зменшенню знесення дрібних крапель сприяє застосування штанг із повітряною завісою, які останніми роками широко використовуються в ряді країн, зокрема в Данії, Німеччині, США, Франції, Великобританії та Ізраїлі. У центральній секції штанги встановлюють осьовий вентилятор із системою повітропроводів у вигляді еластичних рукавів, що кріпляться вздовж секцій штанги паралельно колекторам із розпилювачами. Потік повітря, що надходить від вентилятора, виходить через вузьку щілину вздовж штанги, створюючи повітряну завісу, яка зменшує знесення, частково подрібнює краплі та спрямовує їх на об'єкт обробки (рис. 1.10).



Рис. 1.10. Обприскувач «Advance 3000 Vortex» фірми «Jacto» (Бразилія)

Аналогічний обприскувач «Alpha 2500 TwinForce» з шириною захвату штанги до 36 м випускає і фірма «Hardi» (Данія) (рис. 1.11).



Рис. 1.11. Самохідний обприскувач мод. «Alpha 2500 TwinForce»

Система подачі повітряного потоку на розпилювачі дозволяє зменшити норму витрати пестицидів на 10-15% без зниження їх біологічної ефективності, забезпечуючи повне покриття рослин як зверху, так і знизу листків. Вона також більш ніж у два рази підвищує продуктивність обприскувача завдяки можливості збільшення швидкості руху агрегату до 10-15 км/год під час обробки. Крім того, система розширює можливості проведення захисних заходів за вітряної погоди, дозволяючи обприскувати при швидкості вітру до 7 м/с без знесення крапель і зниження ефективності препаратів. Направлений повітряний потік сприяє проникненню пестицидів через густий стеблостій зернових колосових культур, що особливо важливо при обробках фунгіцидами та інсектицидами (рис. 1.12).



Рис. 1.12. Технологічна схема подачі робочого розчину в прикореневу частину зернових колосових культур

## 1.2. Класифікація насосів, які використовуються на обприскувачах.

Насоси призначені для подання робочої рідини до розпилюючих наконечників та створення певного тиску рідини. Як правило, для обприскування с/г культур достатньо тиску робочої рідини від 0,5 до 1 МПа.

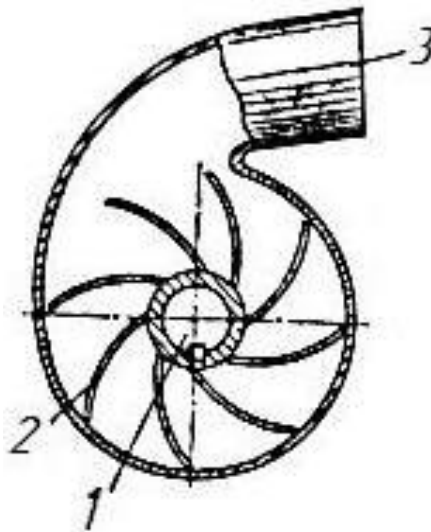


Рис.1.13. Відцентровий насос: 1 – всмоктувальний рукав; 2 – робоче колесо; 3 – напірний рукав.

Гідравлічні насоси одержали найбільше розповсюдження. Їх розділяють на відцентрові, поршневі, діафрагмові, шестеренні.

Відцентрові насоси знаходять застосування головним чином у вентиляторних обприскувачах, де потрібна висока швидкість струменя при порівняно низькому тиску. Перевагами таких насосів є простота будови та надійність в роботі.

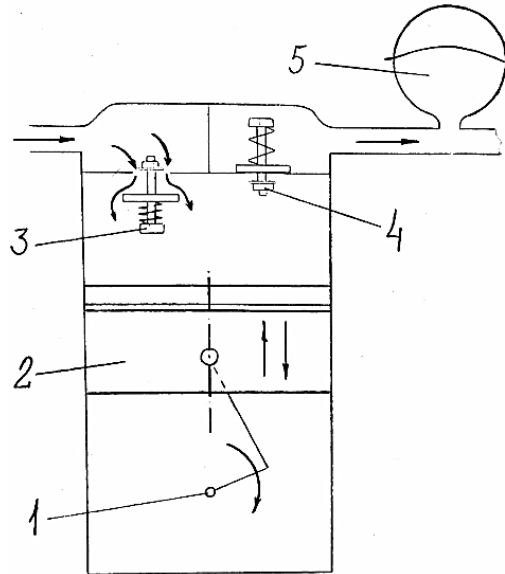


Рис.1.14. Поршковий насос: 1 – колінчастий вал; 2 – поршень;  
3 – всмоктувальний клапан; 4 – нагнітальний клапан; 5 – гідроакумулятор.

Поршкові насоси забезпечують тиск у системі у межах 0,5...1 МПа при відносно низькій подачі рідини. Основним недоліком цього різновиду насосів є пульсуючий потік рідини у зв'язку з чим використовують додаткові пристрої. Різновидом цієї групи насосів є діафрагмові насоси, які використовуються головним чином на ранцевих обприскувачах.

Шестеренні насоси встановлюють на обприскувачах типу ПОМ-630. При роботі забезпечують тиск 0,5...0,6 МПа при порівняно низькій продуктивності. Основний недолік цього різновиду насосів – недовговічність роботи на розчинах отрутохімікатів.

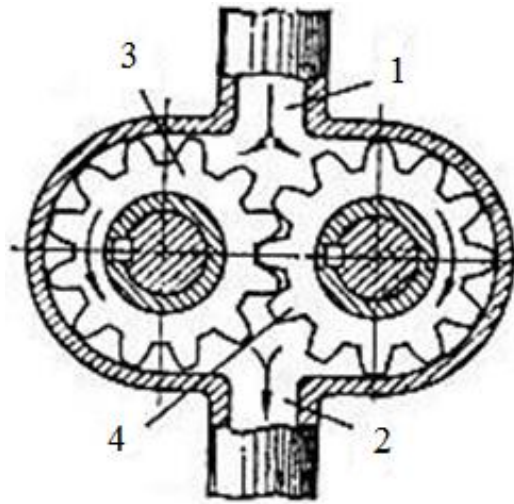


Рис. 1.15. Шестеренний насос: 1 – всмоктувальний рукав; 2 – напірний рукав; 3 – ведуча шестерня; 4 – ведена шестерня.

### 1.3. Аналіз конструктивних схем обприскувачів та роботи сучасних насосів.

Для обприскування сільськогосподарських культур необхідно створити відповідний тиск робочої рідини. Так, при обробітку польових культур тиск складає 0,2...1,0 МПа, для обробітку садів – 2,0...2,5 МПа. Незважаючи на різноманіття конструкцій і виконання серед робочих органів вирізняється насос, без існування якого неможливе виконання процесу. Насоси надають робочій рідині швидкість, яка необхідна для її розпилення і нанесення на рослини з відповідним шаром.

На обприскувачах можливе використання пневматичних і гідравлічних насосів. Переважно пневматичні насоси використовуються на ручних (ранцевих) обприскувачах.

Деталі гідравлічних насосів контактують з робочою рідиною і тому мають мати абразивну і корозійну стійкість. В конструкціях обприскувачів поширення набули поршневі, плунжерні, відцентрові, вихрові, діафрагмові та шестеренні насоси. В ультрамалооб'ємних обприскувачах поширеними є поршневі, відцентрові та мембранні насоси, рідше - плунжерні.

Поршневі і плунжерні насоси є поширеними в обприскувачах високого тиску, а вихрові, шестеренні та діафрагмові - в обприскувачах низького тиску.

Плунжерні насоси розвивають тиск 2,5...3,0 МПа і подібні за своєю будовою (плунжерний насос - це поршковий насос, робоча довжина поршня якого значно більша за його діаметр), але відрізняються наявністю ущільнення між плунжером та стінками циліндра.

Для плунжерних та поршкових насосів характерною є пульсуюча подача рідини (періодичність дії і непостійний напір внаслідок нерівномірного руху поршня). Для вирівнювання пульсацій на насосах встановлюють ковпаки, які в значній частині заповнені повітрям.

На обприскувачах західноєвропейських фірм встановлюють, здебільшого, мембранно-поршкові насоси спеціалізованих фірм «Comet», «Annovi Reverberi», «Imovilli Pumpe», «Udor» (Італія) (рис.1.16).



Рис. 1.16. Мембранно-поршковий насос фірми Annovi Reverberi (Італія)  
продуктивністю 135л/хв

Переважно відцентрові (рис. 1.17) та вихрові насоси встановлюють на вентиляторних та авіаційних обприскувачах, де потрібно створювати високу швидкість струменя при незначному тиску, а робоча рідина може при цьому

мати абразивні частинки. Хоча тиск, який створюється вихровими насосами у 3...5 разів вищий ніж у відцентрових. На обприскувачах, робочою рідиною яких є розчин пестицидів (рідше – суспензій) використовуються для створення тиску шестеренні та діафрагмові насоси.



Рис. 1.17. Відцентровий насос італійської фірми Rovatti



Рис. 1.18. Поршневий насос УН.41.000

Серед переваг вихрових насосів слід відзначити простоту конструкції і незначні розміри, хоча при цьому слід відзначити істотний недолік - низький коефіцієнт корисної дії (0,25-0,50). Залежність напору, потужності, коефіцієнту корисної дії насоса від подачі при постійній величині частоти обертання робота для вихрового насоса відрізняється від подібних характеристик для інших типів насосів, особливо від поршневих, оскільки із зменшенням витрати потужності у вихрових насосів зростає напор, а у поршневих навпаки - зменшується його величина. Найбільший напір у вихрових насосів досягається при мінімальній витраті, тому необхідно встановлювати запобіжний клапан.

В більшості моделей обприскувачів вартість насоса складає близько 10-20% ціни всієї машини. Величина тиску робочої рідини, що створюється насосом, має бути достатньою для забезпечення розпилювання робочої рідини на краплини відповідного розміру та надання їм необхідної швидкості для досягнення рівномірного покриття поверхні рослин. В обприскувачах насос може також використовуватися для самозавантажування резервуара обприскувача робочою рідиною, її примусового перемішування для забезпечення заданої концентрації робочого розчину пестицидів протягом обприскування.

Розмір насоса залежить від ширини захвату і кількості препарату, що вноситься (л/га, продуктивність). Насос має розраховуватися так, що навіть при значній кількості рідини його має вистачити також і на мішалку. Інжекторні мішалки ефективно працюють з меншими об'ємами, ніж звичайні гідравлічні мішалки. Більш дорогі спарені (здвоєні) насоси навіть при малій частоті обертання здатні забезпечити високу продуктивність.

Нами було проведено аналіз технічних характеристик існуючих сучасних начіпних, причіпних та самохідних польових обприскувачів [6]. На основі проведеного аналізу (рис. 1.19) встановлено, що ширина штанг начіпних обприскувачів обмежується 21-24 м, а продуктивність насосів, які використовуються на таких обприскувачах, складає до 250 л/хв.

Ширина штанг причіпних обприскувачів коливається в межах 15...36 м (JohnDeere840 - до 45 м). Насоси, що використовуються при цьому, мають продуктивність 180-320 л/хв (в деяких випадках використовуються кілька насосів і продуктивність при цьому складатиме до 500-552 л/хв).

Незважаючи на те, що ширина штанг самохідних обприскувачів досягає 36-38 м, продуктивність насоса при цьому складає від 250 л/хв до 795 (в Nitro 4215, 4240,4275) і навіть до 922 л/хв на обприскувачі Apache типу AS.

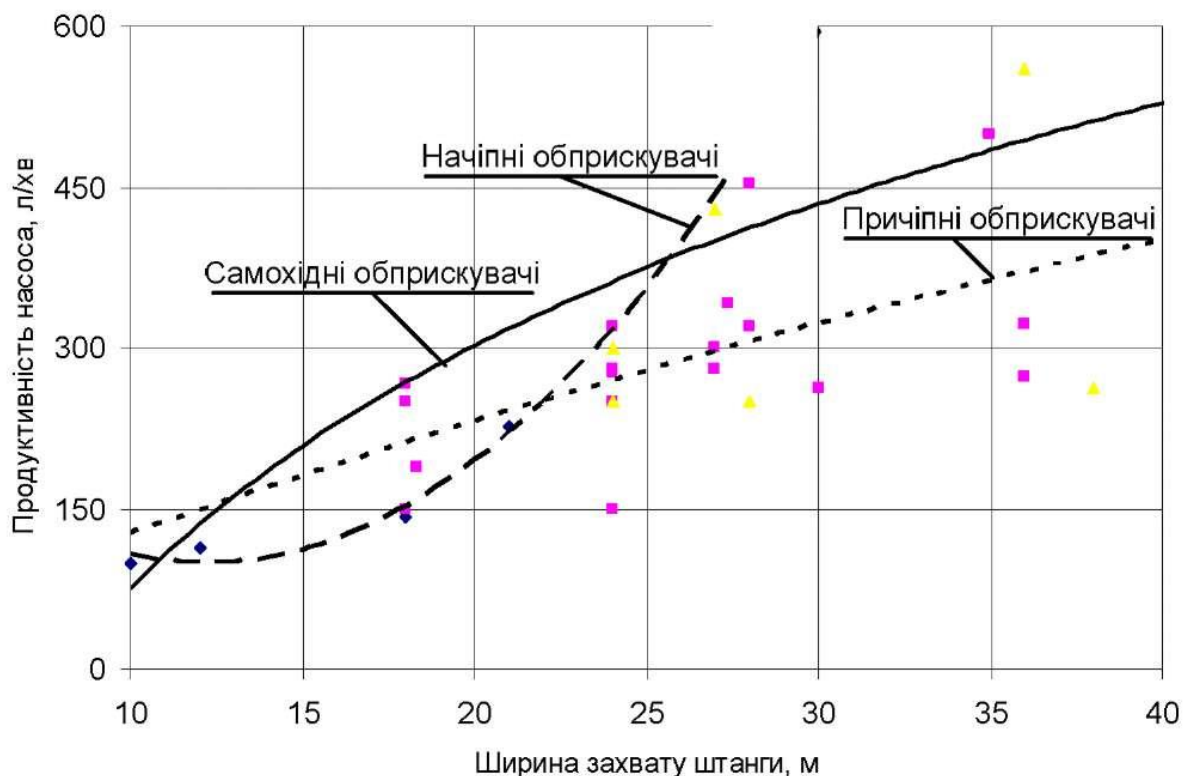


Рис. 1.19. Залежність продуктивності насоса від ширини захвату для різних типів обприскувачів

В більшості вітчизняних сільськогосподарських підприємств різних форм власності використовується застаріла сільськогосподарська техніка, в тому ж числі і обприскувачі. Інколи їх застосування стає неефективним. Забезпечення підвищення ефективності сільськогосподарської техніки в умовах виробничої діяльності можна досягнути шляхом її модернізації. Одним із дієвих шляхів модернізації конструкцій обприскувачів слід вважати

заміну насосів на більш ефективні, надійні та довговічні із врахуванням характеристики машини і її практичного використання.

#### **1.4. Висновки**

1. Сучасні технічні засоби для проведення обприскування с.-г. культур мають високу продуктивність, надійність та якість використання технологічного процесу. При цьому одним з найбільш важливих пристроїв є насосний агрегат від показників роботи якого залежить стійке протікання всього процесу обприскування в цілому.

2. В результаті проведеного аналізу встановлено, що найбільшого поширення на обприскувачах набули мембранно-поршневі та відцентрові насоси. При цьому вартість насосного агрегату в деяких випадках складає до 20-25% від вартості всього обприскувача.

3. При виборі насосу необхідно враховувати як продуктивність обприскувача так і його функціональне призначення. При цьому, доводить аналіз, перевага віддається мембранно-поршневим насосам.

4. При проведенні модернізації існуючих обприскувачів доцільним є використання відцентрових насосів, які мають меншу вартість та нерівномірність подачі рідини. Використання сучасних відцентрових насосів на обприскувачах має свої особливості і потребує додаткових досліджень як теоретичного так і експериментального характеру.

#### **Напрямки досліджень**

1. Розробка математичної моделі роботи відцентрового насоса.
2. Розробка програми і методики експериментальних досліджень.
3. Проведення досліджень та обробка отриманих результатів.
4. Обґрунтування показників економічної ефективності впровадження.

## 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

### 2.1. Основне рівняння відцентрового насосу.

Приріст механічної енергії рідини в насосі відбувається в обертовому відцентровому колесі завдяки постійному силовому тиску робочих лопатей на неї. Рух рідини в міжлопастних каналах має досить складний характер. Для теоретичного рішення задачі взаємодії робочих лопатей відцентрового колеса з рідиною використовують схему колеса з нескінченно великим числом лопатей. У цьому випадку потік рідини в робочому колесі симетричний осі, а напрямок відносних швидкостей його в будь-якій точці міжлопастних каналів збігається з дотичною до профілю лопаті. Якщо прийняти, що рух рідини в колесі усталений, а рідина ідеальна (втрат енергії немає), то, відповідно до закону зміни моменту кількості руху для кожного елементарного струменя, що протікає між двома лопатями, можна записати [7]:

$$\Delta M = \Delta m v_{2u} r_2 - \Delta m v_{1u} r_1 = \rho \Delta Q_k v_{2u} r_2 - \rho \Delta Q_k v_{1u} r_1, \quad (2.1)$$

де  $\Delta M$  – момент сили впливу лопаті на елементарний струмінь рідини, Н-м;  $\Delta m$  – маса рідини, що проходить через поперечний переріз в одиницю часу, кг/с;  $\Delta Q_k$  – витрата рідини через поперечний переріз елементарного струменя, м<sup>3</sup>/с;  $v_{2u}$ ,  $v_{1u}$  – проекції абсолютних швидкостей рідини на дотичні до кіл обертання при виході елементарного струменя рідини з робочого колеса і при вході її до лопаті, м/с;  $r_1$ ,  $r_2$  – радіуси обертання вхідної і вихідної кромки лопаті, м.

Для всієї маси рідини, що проходить через робоче колесо,

$$\Sigma \Delta M = M = \rho \Sigma \Delta Q_k (v_{2u} r_2 - v_{1u} r_1). \quad (2.2)$$

Помножимо обидві частини рівняння (2.2) на  $\omega$  та приймемо  $r\omega = u$ , тоді

$$M\omega = N_k = \rho Q_k (v_{2u} u_2 - v_{1u} u_1),$$

де  $\omega$ —кутова швидкість обертання колеса, м/с;  $N_k$ —корисна потужність, що передається робочим колесом рідини, Вт;  $Q_k$ —подача робочого колеса, м<sup>3</sup>/с;  $Q_k = Q + \Delta Q$ ;  $Q$ —подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta Q$ —втрата рідини через ущільнення насоса, м<sup>3</sup>/с;  $u_1, u_2$ —колові швидкості вхідних і вихідних кромek лопатей, м/с.

Оскільки

$$N_k = \rho g Q_k H_{T\infty},$$

то

$$H_{T\infty} = (u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}) / g, \quad (2.3)$$

Де  $H_{T\infty}$  — теоретичний напір робочого колеса з нескінченно великим числом лопатей, м;  $g$  — прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Рівняння 2.3 називають основним рівнянням відцентрових насосів або рівнянням Ейлера. Воно було виведено в XVIII столітті членом Петербурзької академії наук Л. Ейлером [7].

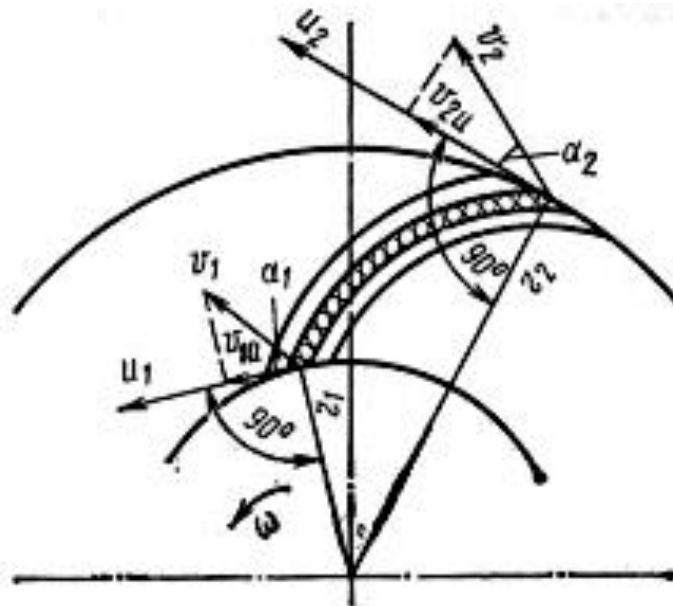


Рис. 2.1. Схема руху рідини в робочому колесі відцентрового насоса в плані

Потік рідини, що увійшову відцентрове колесо, повертає в радіальному напрямку і розтікається по ньому симетрично щодо осі обертання. У плані кожна частка рідини в абсолютному русі підходить до

лопаті під кутом  $\alpha_1 = 90^\circ$ , тобто  $v_{1u} = v_1 \cos \alpha_1 = 0$  (рис. 2.1). В цьому випадку рівняння Ейлера приймає вид

$$H_{T\infty} = u_2 v_{2u} / g. \quad (2.4)$$

## 2.2. Залежність теоретичного напору відцентрового колеса від числа лопатей.

Кожна лопать відцентрового колеса «тисне» на рідину і обтікає її. Тому з передньої сторони лопаті статичний тиск в рідині буде більше, ніж у задній. На основі рівняння Бернуллі для відносного руху можна довести, що внаслідок цього уздовж передньої сторони лопаті рідина рухається з меншими відносними швидкостями, ніж уздовж задньої. Абсолютний рух міжлопатевого каналу робочого колеса в плані являє собою обертання з кутовою швидкістю, рівною кутовій швидкості обертання відцентрового колеса. Надходить в канал рідина, щочинить опір (силі інерції) цьому обертанню. Тому в міжлопатевому каналі має місце обертальний рух рідини щодо його стінок (рис. 2.2).

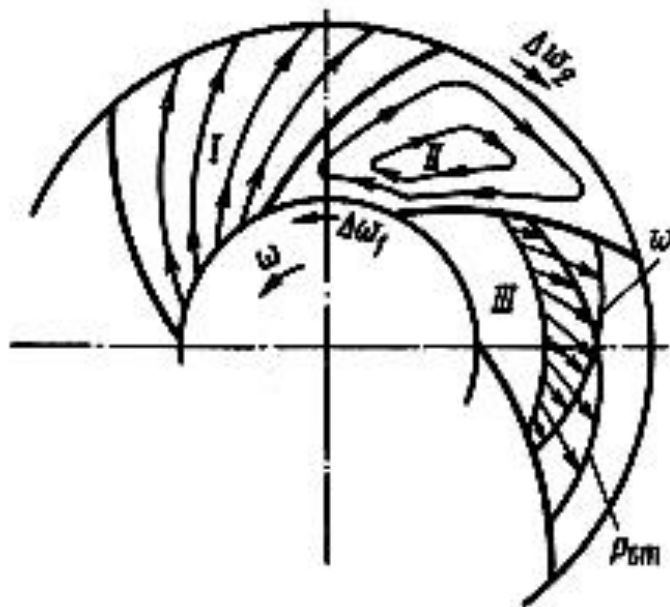


Рис. 2.2. Схема відносного руху рідини в каналах відцентрового робочого колеса з кінцевим числом лопатей: **I**, **II** – поступальний і обертальний рух; **III** – епюри розподілу відносних швидкостей  $\omega$  і статичного тиску  $p_{ст}$  в поперечному перерізі міжлопатевого каналу відцентрового колеса.

Складаючи швидкості поступального руху рідини вздовж лопатей, отримують наближену епюру відносних швидкостей  $\omega$  в середині поперечного перерізу.

Відносний обертальний рух рідини в міжлопатевому каналі відхиляє середню відносну її швидкість на виході з робочого колеса  $\omega_2$  в сторону, зворотню обертанню колеса, а на вході – в сторону обертання.

Гідродинамічні явища, що відбуваються у відцентровому колесі, складні і до кінця не вивчені. Тому знайти точну теоретичну залежність напору від числа лопатей важко. Теоретичний напір найчастіше визначають, використовуючи струминну модель течії ідеальної рідини в міжлопатевих каналах робочого колеса з нескінченним числом лопатей, тобто при  $Z = \infty$ . Отриманне значення  $H_{T\infty}$  корегують відповідно до дійсного числа лопатей  $Z$  [7].

В практиці найбільшого поширення набув метод визначення теоретичного напору насоса К. Пфлейдера:

$$H_T = \chi H_{T\infty}, \quad (2.5)$$

де  $\chi$  – поправка на кінцеве число лопатей  $Z$ ,  $\chi = 1/(1 + p_Z)$ ;

$$p_Z = \frac{1.2(1 + \sin \beta_{2\text{лоп}})}{Z[1 - (r_1/r_2)^2]}, \quad (2.6)$$

$\beta_{2\text{лоп}}$  – кут установки лопаті при виході з колеса на радіусі  $r_2$

Поправку  $\chi$  можна наближено прийняти за наступними даними ( $n_s$  – коефіцієнт швидкохідності насоса) [7], [8]:

$n_s$ , об/хв	40	50	75	100	125	150	175	200	250
$\chi$	0,780	0,800	0,810	0,82	0,805	0,770	0,715	0,675	0,550

### 2.3. Плани швидкості руху рідини. Вплив кута установки лопатей на напір відцентрового колеса.

Для побудови планів швидкостей руху рідини на вході в робоче колесо й виході з нього необхідно знати геометричні розміри, подачу  $Q_k$  і

частоту обертання робочого колеса. У відповідності зі струменевою теорією течії ідеальної рідини в робочому колесі насоса допускається, що в поперечних перерізах міжлопатевих каналів швидкості руху її однакові і залежать від розмірів цих перерізів витрат рідини через них, а траєкторії руху її потоку повністю відповідають контурам лопатей колеса в плані (див. рис. 2.1). Ширина канала проходить через вісь обертання робочого колеса, дорівнює діаметру вписаного кола (рис. 2.3).

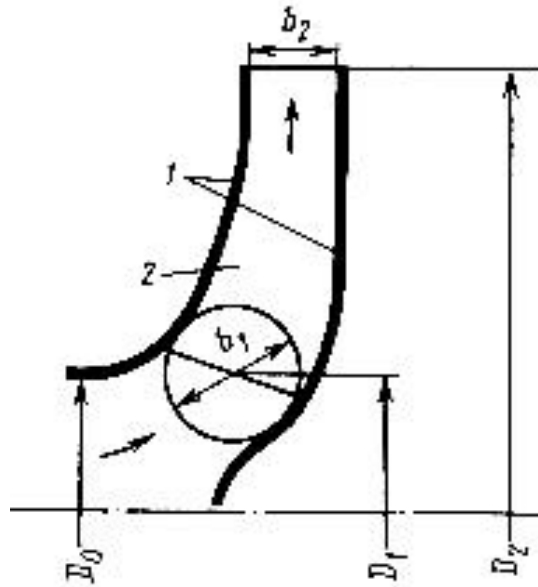


Рис. 2.3. Меридіанний перетин проточної частини робочого колеса лощиною, що проходить через вісь його обертання: 1 – диски; 2 – робоча лопать.

Швидкість руху рідини при вході в робоче колесо

$$v_0 = \frac{Q_k}{F_0} = \frac{Q}{\eta_{об} F_0} = \frac{4Q_k}{\pi(D_0^2 - d_{вт}^2)} \quad (2.7)$$

де  $F_0$  – площа входу в робоче колесо,  $m^2$ ;  $Q$  – подача насоса,  $m^3/c$ ;  $\eta_{об}$  – об'ємний ККД насоса, враховує витік рідини в насосі.

У робочого колеса, проточна частина якого показана на рис. 2.3, втулка відсутня, через це  $d_{вт} = 0$ . Зазвичай перетин колеса профілюють так, щоб середня швидкість руху рідини при повороті її потоку від осьового напрямку до радіального не змінювалася. Тоді за відсутності закручування потоку перед колесом

$$v_0 = v_1 = v_{1m},$$

де  $v_1$  – абсолютна швидкість руху рідини при вході її на робочі лопаті, м/с;  $v_{1m}$  – меридіанна складова абсолютної швидкості  $v_1$  м/с.

Середня колова швидкість руху вхідних крайок лопатей  $u_1 = \pi D_1 n / 60$  спрямована по дотичній до кола обертання їх середини.

План швидкостей руху рідини при вході її на лопаті будують таким чином (рис. 2.4).

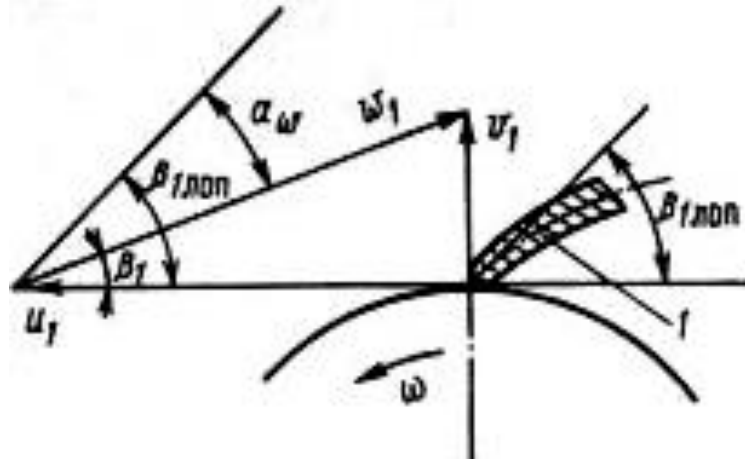


Рис. 2.4. План швидкостей при вході рідини на лопаті відцентрового колеса:

1 – лопать.

По дотичній до кола діаметром  $D_1$  відкладають вектор швидкості  $u_1$ , а уздовж радіуса обертання - вектор швидкості  $u_1 = u_{1m}$ . Оскільки  $\vec{v}_1 = \vec{\omega}_1 + \vec{u}_1$ , то вектор відносної швидкості  $\vec{\omega}_1$  ( $\omega_1$  – середня швидкість руху потоку рідини відносно обертової лопаті робочого колеса) отримують, з'єднуючи кінці векторів  $\vec{u}_1$  і  $\vec{v}_1$ . Різниця між кутом напрямки лопаті  $\beta_{1\text{лоп}}$  і кутом входу потоку рідини на лопаті називають *кутом атаки*  $\alpha_\omega$ . Для відцентрових насосів значення кута атаки  $\alpha_\omega$  має бути позитивним і становитиме 3... 8°. При цьому потік рідини може відірватися від лопаті, що викличе помітне підвищення гідравлічних втрат в колесі. Відрив потоку від вхідної кромки лопаті може призвести до виникнення там явища кавітації і подальшої ерозії поверхні лопаті. Увійшовши до колеса, рідина рухається до його периферії уздовж лопатей. Траєкторії руху всіх частинок рідини відповідають обрисам міжлопатевих каналів.



лопатею  $Z$  менше проекції вектора абсолютної швидкості на напрям швидкості  $u_2$  із-за відхилення відносної швидкості  $\omega_2$  в напрямку, зворотному напрямку обертання робочого колеса. У відповідності з рівняннями 2.4 та 2.5 дійсна колова складова абсолютної швидкості

$$v'_{2u} = u_2 \chi \quad (2.9)$$

По значенню  $v'_{2u}$  можна знайти і інші дійсні швидкості  $v'_2$  і  $\omega'_2$  (див. рис. 2.5). Підставляючи в рівняння Ейлера значення швидкості  $v'_{2u}$ , отримують

$$H_T = u_2 v'_{2u} / g \quad (2.10)$$

План швидкостей руху рідини на виході з відцентрового колеса свідчить про обернено пропорційну залежність теоретичного напору  $H_T$  від подачі  $Q_k$ . З плану швидкостей (див. рис. 2.5) і рівняння 2.10 випливає, що значення  $H_T$  залежить від кута установки лопаті  $\beta_{2 \text{ лоп}}$ . Збільшення  $\beta_{2 \text{ лоп}}$  приводить: 1) до збільшення швидкості  $u_2$  і  $u_{2u}$ , а значить, і теоретичного напору  $H_{T\infty}$  (формула 2.4); 2) до зменшення значення  $\chi$ , отже, і напору,  $H_T$  (формули 2.5 і 2.6).

Розрахунки і досліди показали, що зміна поправки  $\chi$  надає менш значний вплив на теоретичний напір  $H_T$ , чим зміна швидкостей  $u_2$  і  $u_{2u}$ , тобто збільшення кута установки лопатей  $\beta_{2 \text{ лоп}}$  призводить до збільшення швидкостей  $v'_2$  і  $v'_u$ , а значить, й напору  $H_T$ .

При одному і тому ж теоретичному напорі  $H_T$  збільшення кута  $\beta_{2 \text{ лоп}}$  дозволяє зменшити діаметр  $D_2$  робочого колеса, а значить, розміри і масу насоса. Однак при збільшенні кута  $\beta_{2 \text{ лоп}}$  слід мати на увазі наступне. Теоретичний напір насоса складається з статичної та динамічної складових:

$$H_T = H_{ст} + H_{дин} = H_{ст} + v_2^2 / 2g \quad (2.11)$$

Динамічний напір  $\frac{v_2^2}{2g}$  перетвориться в нерухомих елементах насоса в статичний зі значними гідравлічними втратами. Це призводить при збільшенні значення  $v_2$  до зниження коефіцієнта корисної дії насоса.

Для відцентрових насосів оптимальними є кути установки лопатей на виході з колеса  $\beta_{2\text{ лоп}} = 15 \dots 40^\circ$ . Статичний напір  $H_{ст}$  при таких значеннях  $\beta_{2\text{ лоп}}$  приблизно в 3 ... 4 раза більше динамічного  $H_{дин}$ .

#### 2.4. Робочі процеси в нерухомих частинах проточної частини відцентрового насоса.

До нерухомих елементів проточної частини відцентрового насоса відносять: підведення (ділянка від фланця до входу в робоче колесо), спіральний відвід (розташований навколо робочого колеса) і конічний дифузор (з'єднує спіральний відвід з вихідним фланцем).

Підведення забезпечує надходження рідини до робочого колеса насоса з найбільш рівномірним профілем швидкостей. Найчастіше його виконують у вигляді конічного конфузора або бокового напівспірального патрубку (рис. 2.6).

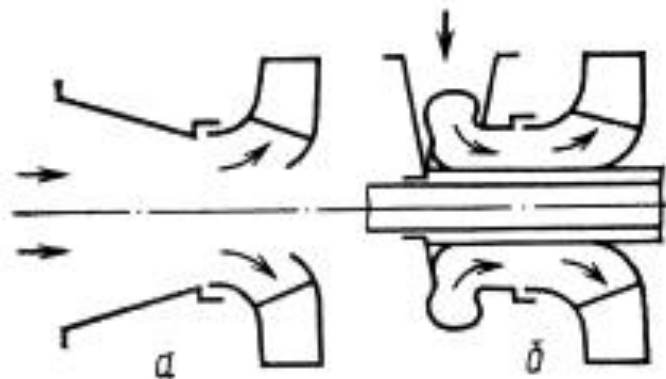


Рис. 2.6. Схеми підведень насосів:

а – з прямим конічним конфузуром; б – з боковим напівспіральним патрубком.

Поперечний переріз підведення поступово звужується (приблизно на 10 - 20% по площі). Спіральне відведення (рис. 2.7) приймає рідину від відцентрового колеса.

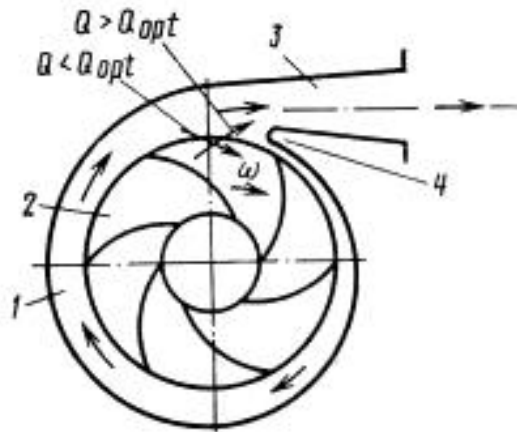


Рис. 2.7. Схема насоса із спіральним відводом:

1 – спіральний відвід; 2 – робоче колесо; 3 – конічний дифузор; 4 – «язик».

Поперечний переріз його зазвичай має грушовидну (рис. 2.8), кругову або прямокутну форму і рівномірно збільшується пропорційно куту повороту від «язика» до горлового перетину дифузора.

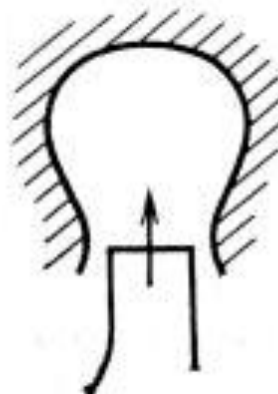


Рис. 2.8. Найбільш поширена форма поперечного перерізу спірального відводу

Перебіг рідини в спіральному відводі носить складний просторовий характер. Якщо модель течії спростити то для розрахункового режиму насоса при  $Q = Q_{opt}$  можна вважати середню швидкість руху рідини по всьому колу спірального відводу постійною і рівною

$$v_{сп} = \frac{Q}{F_{сп}} = (0,65 \dots 0,8)v'_{2u}.$$

При  $Q < Q_{opt}$  на ділянці перед «язиком» частина рідини з спірального відводу повертається назад в робоче колесо. При  $Q > Q_{opt}$  з колеса на цій же ділянці в спіральний відведення надходить додаткова витрата рідини. Якщо при розрахункових подачах  $Q = Q_{opt}$  статичний тиск уздовж кола робочого колеса практично постійний, то при подачах, відмінних від розрахункових, він може сильно змінитися. Тому відцентрове колесо при нештатних режимах працює несиметрично - з'являються вібрації, зростають радіальні навантаження на нього.

Між «язиком» спірального відводу і робочим колесом є зазор (зазвичай становить  $0,03 \dots 0,05D_2$ ). Для зниження рівня вібраційних явищ цей зазор іноді збільшують. Кут повороту спіралі відведення становить  $360^\circ$ . Спіральне відведення переходить в конічний дифузор (рис. 2.7). Конічний дифузор перетворює кінетичну енергію потоку рідини в спіральному відводі в потенційну.

Багатоступінчасті відцентрові насоси з метою зменшення їх габаритних розмірів і маси виготовляють з лопатковими направляючими апаратами (рис. 2.9).

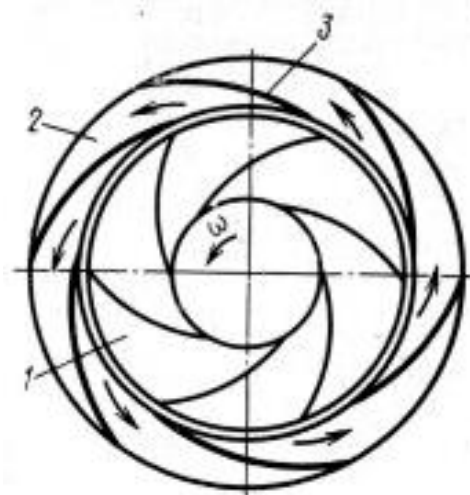


Рис. 2.9. Схема відведення з лопатковим направляючим апаратом:

1 – робоче колесо; 2 – спіральне відведення;

3 – лопаті направляючого апарату.

У нерухомому корпусі насоса навколо робочого колеса 1 встановлюють декілька лопатей 3 (зазвичай менше 8). Лопаті утворюють, по суті, декілька спіральних відводів 2, переходять у криволінійні конічні дифузори. Кути повороту цих спіральних відводів у кілька разів менше  $360^\circ$ . Потоки рідини, що виходять з міжлопатевих каналів робочого колеса першого ступеня, об'єднуються в єдиний потік і через криволінійне підведення надходять до робочого колеса наступного ступеня. Радіальні навантаження на робочі колеса завдяки симетричності процесів, що відбуваються в спіральних відводах, утворених лопатями 3, мало змінюються при зміні подачі насоса. Недоліки лопаткових направляючих апаратів ускладнюють у порівнянні зі звичайним одиничним спіральним відводом конструкцію корпусу і знижують ККД насоса.

## **2.5. Втрати в робочих органах та коефіцієнт корисної дії відцентрового насоса.**

Втрати у відцентровому насосі поділяють на гідравлічні, об'ємні та механічні.

*Гідравлічними втратами  $h_r$*  називають втрати напору рідини при русі її через всі рухомі і нерухомі робочі органи насоса. Вони складаються з втрат напору на тертя рідини об стінки каналів насоса і вихроутворення при обтіканні рідиною різних елементів робочих органів.

Дійсний напір насоса  $H$  рівний теоретичному напору робочого колеса  $H_T$  мінус гідравлічні втрати  $h_r$ .

Мінімальні значення гідравлічних втрат зазвичай бувають при розрахункових режимах роботи насосів, тобто при  $Q = Q_{opt}$  (рис. 2.10).

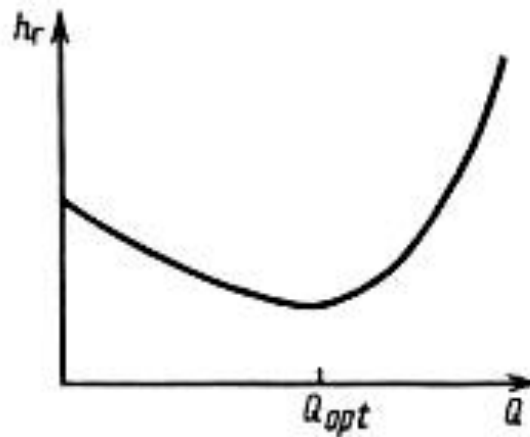


Рис. 2.10. Залежність гідравлічних втрат в насосі  $h_r$  від його подачі  $Q$

*Гідравлічний ККД насоса*

$$\eta_r = H/H_T = (H_T - h_r)/H_T, \quad (2.12)$$

де  $H$  – напор насоса, м;  $H_T$  – теоретичний напір робочого колеса, м.

Значення гідравлічного ККД залежить від відносної шорсткості поверхонь проточних каналів або в кінцевому підсумку при однаковій абсолютній шорсткості поверхонь від абсолютних розмірів насосів.

Значення гідравлічного ККД при розрахункових режимах насосів А. І. Михайлов і В. В. Малюшенко рекомендують визначати за такою емпіричною формулою [7]:

$$\eta_r = 0,7 + 0,0835 \log D_0 \quad (2.13)$$

де  $D_0$  – діаметр входу в робоче колесо насоса, мм.

Підвищення чистоти обробки поверхонь каналів проточної частини насоса, як правило, призводить до збільшення його гідравлічного ККД.

*Об'ємними втратами  $\Delta Q$*  називають витік рідини через щілинні зазори між обертовими і нерухомими елементами насоса. Вони виникають через різниці статичних тисків в нагнітальних і всмоктуючих порожнинах насоса і знижують його подачу в порівнянні з подачею робочого колеса, а отже, і загальний ККД насоса. При зменшенні зазорів між обертовими і нерухомими деталями насоса знижуються і втрати  $\Delta Q$ . Однак, в силу

конструктивних причин і умов експлуатації насосів значно зменшувати зазори не завжди можливо і доцільно.

*Об'ємний ККД насоса* (враховує витік рідини в ньому)

$$\eta_{об} = Q/Q_k = Q/(Q + \Delta Q), \quad (2.14)$$

де  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с.

Об'ємний ККД насосів для розрахункових режимів А. А. Ломакін рекомендує визначати за наступною формулою [9]:

$$\eta_{об} = 1/(1 + 0,68n_s^{-\frac{2}{3}}), \quad (2.15)$$

де  $n_s$  – коефіцієнт швидкості насоса, хв<sup>-1</sup>.

*Механічні втрати*  $\Delta N_{мех}$  складаються з втрат на тертя зовнішніх сторін двох дисків відцентрового колеса об рідину, якою заповнені порожнини між дисками і корпусом насоса, і на тертя в сальникових ущільненнях і підшипниках.

Втрати на тертя зовнішніх сторін дисків об воду або дискові втрати (кВт):

$$N_{т.д.} = 1,13 \cdot 10^{-5} u_2^3 D_2^2, \quad (2.16)$$

де  $u_2$  – колова швидкість, м/с.

Втрати на тертя в сальникових ущільненнях і підшипниках зазвичай складають близько 2 - 4% споживаної насосом потужності, причому у насосів з більшою потужністю вони менше.

При подачі насоса  $Q < 1/2 Q_{opt}$  виникають ще й втрати гідравлічного гальмування, пов'язані з гальмуванням робочого колеса, викликаним зворотними течіями рідини через нього.

*Механічний ККД насоса*

$$\eta_{мех} = 1 - \Delta N_{мех}/N \quad (2.17)$$

де  $N$  – споживана насосом потужність, кВт.

Механічний ККД насосів для розрахункових режимів при роботі на воді А. А. Ломакін рекомендує визначати за наступною формулою [9]:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{0,97}{1+820/n_s^2}. \quad (2.18)$$

Підвищення чистоти обробки зовнішніх сторін дисків колеса і протилежних їм поверхонь корпусу, особливо у насосів з низьким коефіцієнтом швидкохідності  $n_s$ , призводить до збільшення їх механічного ККД.

$$\eta = N_n/N = \frac{\rho g Q H}{1000 N} = \eta_r \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}}. \quad (2.19)$$

Розрахункові залежності  $\eta = f(n_s, D_0)$ , побудовані з урахуванням виразів (2.13), (2.15) і (2.18), за якими можна орієнтовно визначати ККД відцентрових насосів, наведені на рис.2.11.

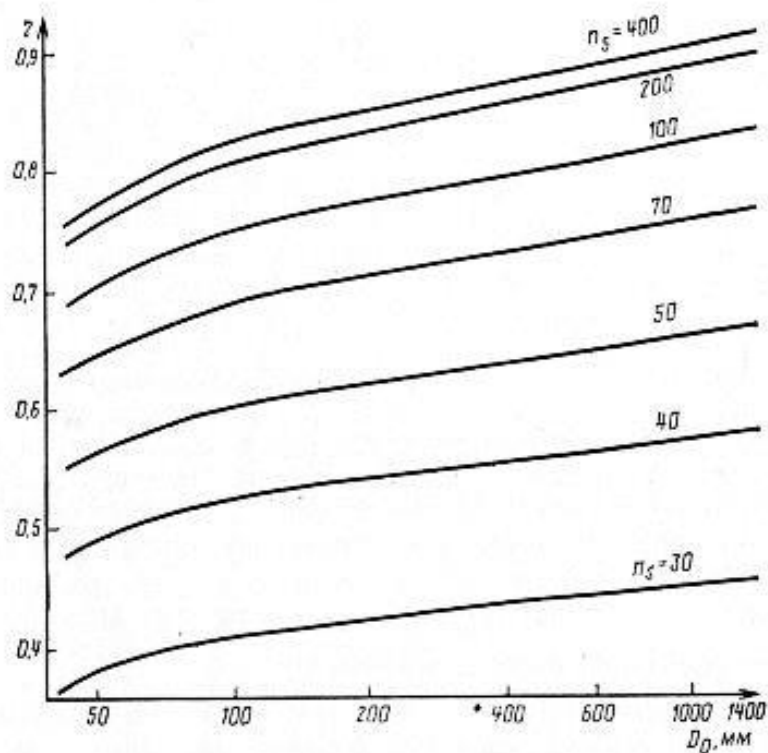


Рис. 2.11. Розрахункові залежності повного ККД насоса від коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  і діаметра входу в робоче колесо,  $D_0$

Високі значення ККД можна отримати у насосів тільки при  $n_s > 100$ . Звичайно, кожен насос має свої конструктивні особливості, зокрема, може мати: одне або два щілинних ущільнення, розвантажувальний пристрій (впливає на ККД насоса), свій ступінь чистоти обробки стінок проточної

частини, дисків і внутрішніх поверхонь насоса і т. д. Все це, природно, впливає і на значення різних втрат, а значить, і на відповідні ККД насоса.

## **2.6. Висновки**

1. Гідродинамічні процеси, які відбуваються при роботі відцентрового насосу складні і недостатньо вивчені. З урахуванням великої кількості спрощень, теоретичний напор відцентрового насоса залежить перш за все від кутової швидкості лопаті робочого колеса.

2. Аналітичні залежності свідчать про обернено пропорційну залежність основних експлуатаційних показників відцентрових насосів – напору та подачі рідини.

3. З метою збільшення загального ККД відцентрового насоса доцільно перш за все оптимізувати геометричні параметри робочого колеса та кінематичні режими роботи.

4. У зв'язку з недосконалістю аналітичних методик визначення основних параметрів робочого процесу відцентрових насосів на сьогодні основним методом отримання результатів, близьких до реальних, є експериментальний.

### **3. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ. ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ, ПРИЛАДИ ТА ОБЛАДНАННЯ**

Програма і методика випробування встановлює методи визначення і контролю технічної характеристики насосного агрегату АН-5 (в подальшому - НА) в умовах, які відповідають обприскувачу ОП-2000.

НА приводиться в дію електродвигуном з регульованою частотою обертів.

Вимоги до випробування розроблені у відповідності до ГОСТ 6137 – 2007 (ISO9906 - 1999).

#### **3.1. Програма досліджень.**

Програмою передбачалося дослідження напірної і енергетичної характеристик відцентрового насоса.

При цьому визначалась залежність тиску рідини та необхідної потужності на привід насоса від витрати рідини. Крім цього програмою дослідження передбачалось визначення кавітаційного запасу при різних режимах експлуатації відцентрового насосу.

#### **3.2. Методика проведення експериментальних досліджень. Методи і засоби вимірювань.**

Частота обертів крильчатки насоса визначається за формулою

$$n_{\kappa} = i n_{\Delta}, \quad (3.1)$$

де  $n_{\Delta}$  – частота обертів електродвигуна за вимірюваннями приладом управління частотою обертання;

$i$  – передаточне відношення.

**Витрата рідини.** Вимірюється приладом встановленим на виході з НА. Місце установки визначається за вимогами до приладу.

**Тиск.** Тиск на виході з НА вимірюється манометром з межами вимірювання 0-0,6 МПа  $P_{роб} = 0,6$  МПа, на вході – мікроманометром або мановакууметром  $P_{роб} = 0,6$  МПа.

**Потужність.** Визначається через потужність електродвигуна з урахуванням його ККД в заданому режимі роботи

$$N_{НА} = N_{д} \cdot \eta \quad (3.2)$$

$\eta$  – ККД електродвигуна відповідно паспортним даним.

**Температура рідини.** Вимірюється термометром в баці з похибкою  $\pm 0,2$  °С, а температура корпусу насоса і мультиплікатора – термометром з похибкою не більше  $\pm 5$  °С.

**Вібрації.** Вібрація НА вимірюються віброметром, який відповідає вимогам ГОСТ 25865 – 83 класу точності не нижче 2,0 на корпусі насоса в двох взаємно перпендикулярних площинах. Вимірюється вібрація НА, встановленого на трактор.

**Шум.** Вимірюється шумомірами ГОСТ 17187 – 81 класу точності не нижче 2,0 для НА з електродвигуном на відстані  $\sim 0,5$  м.

Вимірювальні засоби.

Похибки вимірювання повинні відповідати ГОСТ 6134-87 і бути не більшими:

- для витрати рідини  $\pm 2,0$  %;
- тиску  $\pm 1,5$  %;
- потужності  $\pm 1,5$  %;
- частоти обертів  $\pm 0,5$  %;
- ККД –  $\pm 3$  % ;

### 3.3. Об'єкт дослідження.

Конструктивна схема НА показана на рис. 3.1.

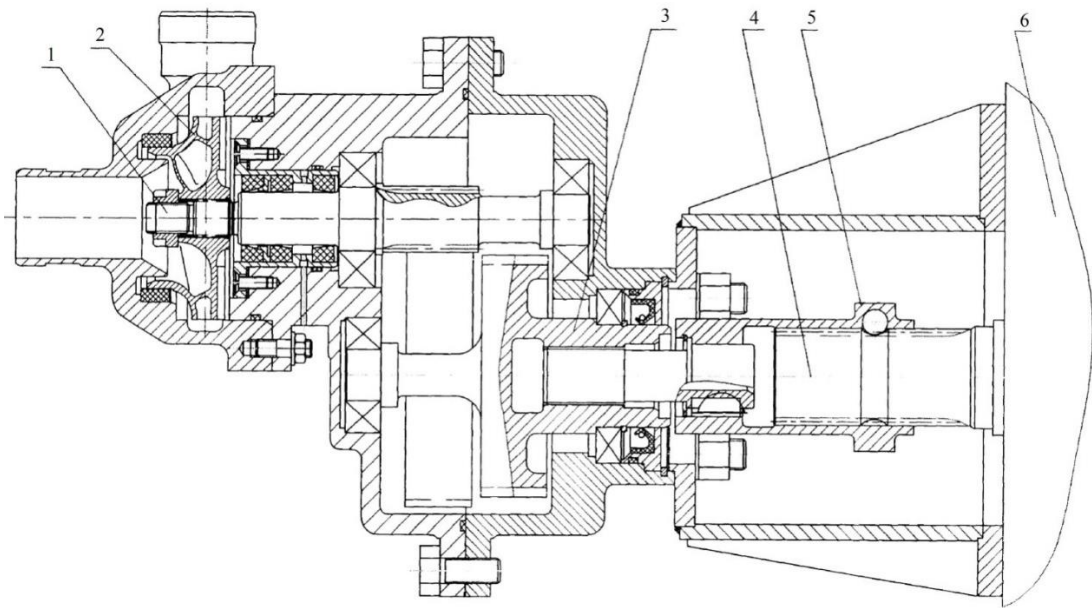


Рис. 3.1. Насосний агрегат АН-5: 1 – вал низько обертовий;  
 2 – крильчатка; 3 – вал-шестерня низько обертова; 4 – вал відбору потужності трактора; 5 – муфта перехідна з фіксатором та запобіжним пристроєм;  
 6 – корпус коробки зміни передач трактора.

Таблиця 3.1

## Технічна характеристика насоса:

№	Параметр	Значення
1	2	3
1	Витрата води, л/хв: номінальна максимальна	220 250
2	Тиск, МПа: номінальний максимальний	0,3 0,42
3	Частота обертів валу відбору потужності, хв. <sup>-1</sup> : номінальна максимальна	540 560
4	Частота обертання робочого колеса насоса, хв. <sup>-1</sup> : номінальна	7600

1	2	3
4	Діаметр краплин нерозчинної рідини на виході з насосу, мкм максимальна	30
Показники ефективності:		
5	Потужність, кВт	3
6	Коефіцієнт корисної дії (ККД), %	80,5
Конструктивні параметри:		
7	Передаточне число $i$ мультиплікатора	12,96
8	Габаритні розміри, мм	
	довжина	395
	ширина	280
	висота	240
9	Внутрішній діаметр патрубку, мм	
	вхідного	38
	вихідного	25
10	Маса, кг	26

Загальний вид насосного агрегату АН-5 наведено на рис. 3.2.



Рис. 3.2. Насосний агрегат АН-5

### 3.4. Прилади та обладнання.

#### 3.4.1. Стенд для випробовування НА

Принципова схема стенда для випробовувань показана на рис. 3.3. До складу стенда входять: бак 1, забірник рідини 2, всмоктувальний трубопровід 3, фільтр 4, кран 5, електродвигун 6, напірний трубопровід 7, кран 8, вимірювач витрати рідини 9, манометри 10, 12. Бак має в своєму складі перегородку 13, трубу 14 для впуску рідини в бак, показник рівня рідини 15, фільтр 16.

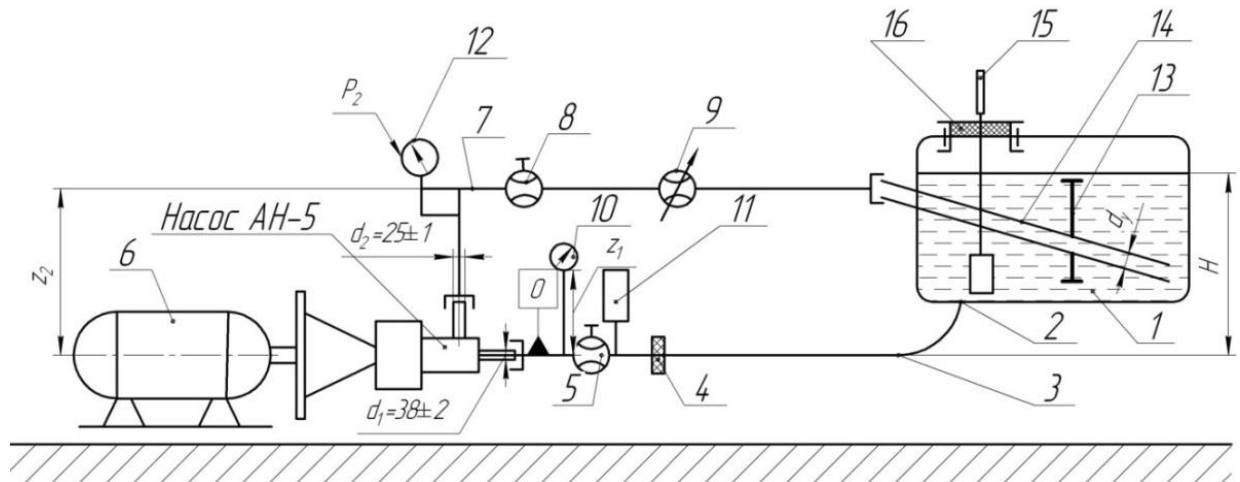


Рис. 3.3. Принципова схема стенда для випробовувань насосного агрегату:

- 1 – бак; 2 – забірник; 3 – рукав; 4 – фільтр всмоктувальний; 5 – кран;  
 6 – електродвигун; 7 – шланг; 8 – кран; 9 – витратомір; 10 – мікроманометр;  
 11, 12 – манометр; 13 – перегородка; 14 – труба мішалки; 15 – рівнемір;  
 16 – фільтр заливний.

Всмоктувальний 3 і напірний 7 трубопроводи мають внутрішній діаметри і довжину відповідні обприскувачу.

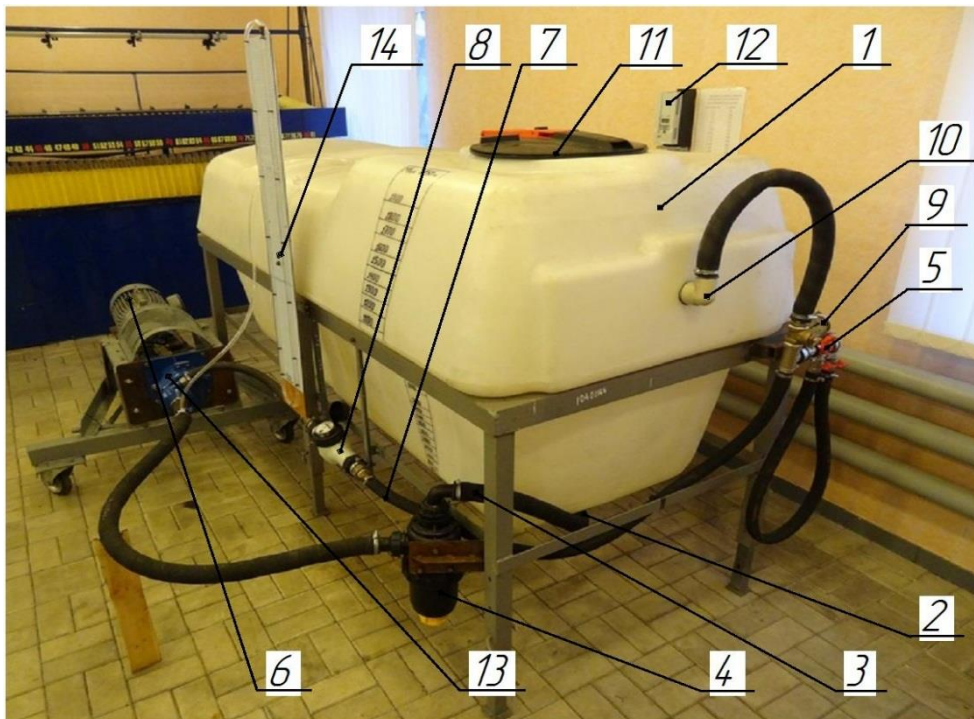


Рис. 3.4. Загальний вид стенда для випробувань насосного агрегату:  
 1 – бак; 2 – забірник; 3 – рукав; 4 – фільтр; 5 – кран; 6 – електродвигун;  
 7 – шланг; 8 – лічильник води; 9 – манометр; 10 – труба мішалки; 11 – заливна горловина; 12 – частотний регулятор; 13 – насос; 14 – трубка Піто.

### 3.4.2. Прилади та обладнання.

Для приводу насосного агрегату використовувався електродвигун ТИП АО 2-41-6, потужністю 3 кВт, з трьохфазним підключенням 380 В, робочим струмом 7.2 А, з максимальною частотою обертання 950 об/хв, та частотою мережі 50 Гц.

Управління електродвигуном здійснювалось за допомогою частотного регулятора (рис. 3.5) EATONMoellerAWB 8230-1603 04W11, 9.6 А, 380-480 В, 50/60 Гц, 3 кВт.



Рис. 3.5. Частотний регулятор EATONMoellerAWB 8230-1603

Навантаження напірної системи стенда змінювали за допомогою пульта керування (рис. 3.6), який в свою чергу має кран 1 та манометр 2.

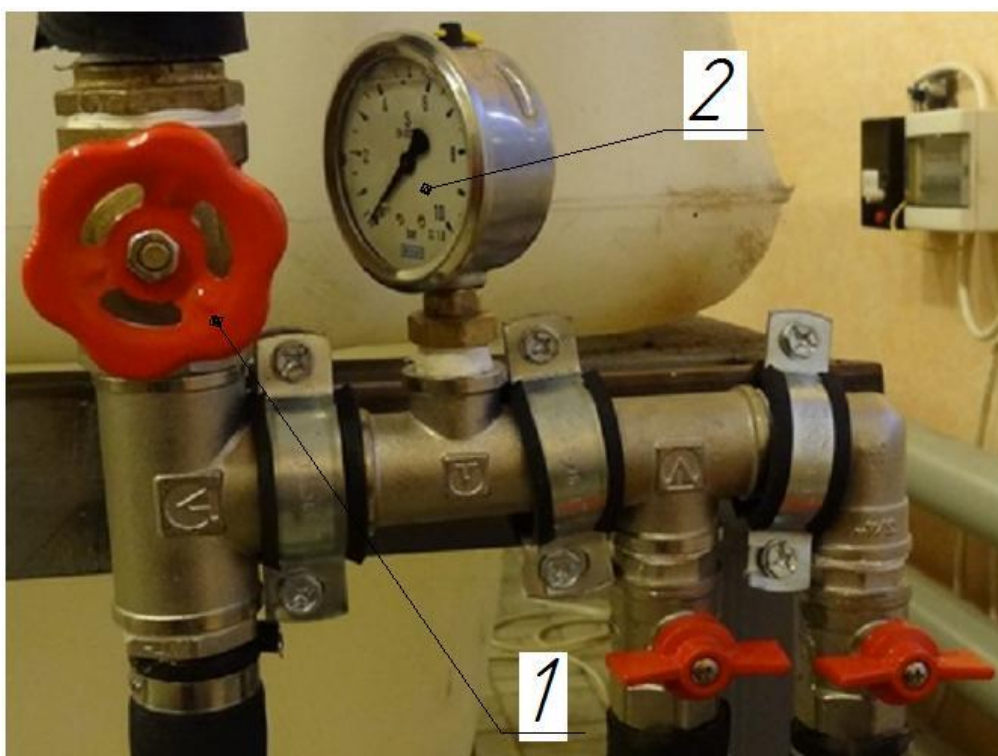


Рис. 3.6. Пульт керування: 1 – кран; 2 – манометр.

Витрата води контролювалася витратоміром (рис. 3.7).



Рис. 3.7. Лічильник води крильчастий багатострумний СВКМ-10

Для створення реальних умов роботи насосу було встановлено фільтр (рис. 3.8) на всмоктуючій магістралі, який створював опір потоку рідини.



Рис. 3.8. Фільтр

### 3.5. Порядок випробовувань.

Стенд повинен мати паспорт, в якому наведені дані про робочу рідину і вимірювальні прилади та їх точність. Перед початком випробовування провести обкатування НА при температурі води і повітря  $20 \pm 5$  °С. З частотою обертання  $540 \text{ хв}^{-1}$ . І витраті води  $220 \text{ л/хв.} - 10 \text{ хв.}$  Та при виході з НА (максимальний тиск) –  $3 \text{ хв.}$

Під час обкатки перевіряють правильність складання агрегату, герметичність і відсутність ознак дефектів виготовлення, таких як перегрів мультиплікатора, вібрації або підвищений шум. Забороняється підтікання води з насоса та масла з мультиплікатора.

Напірна та енергетична характеристики.

Напірна характеристика визначається як залежність тиску НА від витрати рідини і вимірюється в інтервалі від нульової витрати до максимальної. Енергетична характеристика показує залежність споживаної потужності НА та його ККД від витрати рідини.

Режим роботи регулюється за допомогою крана 8 (рис. 3.2) на виході насоса. Під час визначення характеристик проводять не менше 10 замірів з коливанням витрати не більш ніж на 12% від номінальної. На кожному режимі реєструють частоту обертів, витрату рідини, тиск на вході та виході насоса, а також температуру рідини.

Кавітаційна характеристика.

Якщо тиск на вході в крильчатку падає нижче тиску насиченої пари при даній температурі води, насос працює в умовах кавітації. Такий режим неприпустимий через зменшення витрати та кавітаційне зношення деталей. Кавітаційна характеристика визначається як залежність кавітаційного запасу від витрати рідини.

### 3.6. Обробка результатів випробовування.

Тиск насоса, в МПа

$$P = P_2 = \left( \frac{\varphi Q}{\pi} \right)^2 \cdot \left( \frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) \cdot 10^{-6} + (z_2 - z_1) \cdot \varphi g \cdot 10^{-6} \quad (3.3)$$

$P_2$  – тиск вимірний манометром на виході з насоса, МПа;

$Q$  – об’ємна витрата насоса, м<sup>3</sup>/с;

$\varphi$  – густина води при вимірній температурі (ГОСТ 6134 – 87)  $\pi = 3,14$ ;  
 $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$d_1, d_2$  – внутрішній діаметра труб в містах вимірювання тиску, м;

$z_1, z_2$  – висотаманометрів над нульовою позначкою, м.

ККД насоса

$$\eta_n = 100 \cdot \frac{QP}{N_B} \quad (3.4)$$

$N_B$  – потужність електродвигуна, Вт.

Кавітаційний запас насоса, Па

$$\Delta P = P_1 - P_{II} \quad (3.5)$$

$P_1$  – тиск на вході в насос, Па;

$P_{II}$  – тиск насиченої пари води на вході в насос в залежності від температури, Па (табл. 5 с. 25 ГОСТ 6134 – 87)

Побудувати графік характеристики тиску в залежності від витрати потужності і ККД, а також кавітаційного запасу від витрати рідини.

### 3.7. Висновки

1. Розроблена програма та методика проведення експериментальних досліджень насосного агрегату дозволяє провести визначення необхідних показників у відповідності до існуючих вимог.

2. Розроблений та виготовлений стенд для дослідження роботи насосного агрегату відповідає технічним умовам на проведення досліджень.

## 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

### 4.1. Обкатка насосного агрегату.

Перед початком випробовування провели обкатування насосного агрегату (в подальшому НА) при температурі води і повітря  $20 \pm 5$  °C [10].

Обкатування провели в двох режимах: холостому та максимальному навантаженні. За допомогою електронного частотного регулятора встановили частоту обертання валу електродвигуна –  $540 \text{ хв}^{-1}$ , номінальна частота обертання ВВП трактора, систему водопроводу повністю відкрили (тиск в магістралі не створювали), даний режим роботи витримувався 10 хв. Іншими словами, НА працював з максимальною витратою та мінімальним тиском 10 хв. При наступному режимі обкатування на виході з НА встановили максимальний тиск, система працювала 3 хв на цьому режимі.

Під час обкатування було здійснено контроль правильності складання, перевірено герметичність вузлів і відсутність характерних дефектів виготовлення, таких як перегрівання мультиплікатора, надмірні вібрації чи підвищений рівень шуму. Підтікання води з насоса та витікання масла з мультиплікатора не зафіксовано.

Регулювання режиму роботи здійснюється шляхом перемикання крана на виході з НА. Під час визначення робочих параметрів виконували щонайменше 10 подач, при цьому відхилення від номінальної витрати не перевищувало 12 %.

### 4.2. Напірна характеристика.

Напірна характеристика – це залежність тиску НА від витрати рідини [11]. Визначали в інтервалі від нульової витрати до максимальної. Частотним регулятором встановили частоту обертання валу електродвигуна  $50 \text{ хв}^{-1}$ , за допомогою витратоміра та секундоміра визначили витрату за хвилину, при цьому манометром фіксували тиск. Аналогічно знімали показники при

обертах електродвигуна  $100 - 550 \text{ хв}^{-1}$ , з кроком в  $50 \text{ хв}^{-1}$ . За результатами проведених досліджень побудовано графічні залежності. Вихідні дані, до побудови графічних залежностей наведені в додатку 1.



Рис. 4.1. Залежність теоретичної  $\blacksquare$  і експериментальної  $\blacklozenge$  витрати від частоти обертання електродвигуна  $\text{хв}^{-1}$

Аналіз залежності витрати рідини від частоти обертання вала електродвигуна свідчить про лінійність та пряму залежність цих параметрів. Дані отриманні експериментальним шляхом відповідають аналітичним розрахункам з відхиленням не більше 10 % в робочому діапазоні частоти обертання вала електродвигуна ( $500 - 550 \text{ хв}^{-1}$ ).

Теоретичну витрату ( $Q_T$ ) насоса розраховували за формулою (4.1)[12]:

$$Q_T = F_0 \cdot V_0, \quad (4.1)$$

де  $F_0$  – площа входу в робоче колесо,  $\text{м}^2$  ( $F_0=0,002512$ );

$V_0$  – швидкість руху рідини при вході в робоче колесо,  $\text{м/с}$ .

$$Q_T = 0,002512 \cdot 0,15 = 0,0003768 \left(\frac{M^3}{c}\right) = 23,16 \left(\frac{л}{хв}\right)$$

### 4.3. Енергетична характеристика

Енергетична характеристика – це залежність споживаної потужності НА і його ККД від витрати рідини.

Для того щоб побудувати енергетичну характеристику нам необхідно розрахувати ККД електродвигуна ( $\eta$ , %) та корисну потужність ( $N_k$ , кВт).

Корисну потужність розраховували за формулою (4.2)[12]:

$$N_k = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H, \quad (4.2)$$

де  $Q$  – фактична витрата насоса, м<sup>3</sup>/с;

$\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup> (густина води  $\rho = 1000$ );

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup> ( $g = 9,8$ );

$H$  – напір насоса, м;

$$N_k = 0,000333 \cdot 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,102 = 0,33 \text{ (кВт)}$$

Результати розрахунків корисної потужності наведено в додатку 2.

Коефіцієнт корисної дії розраховували за формулою (4.3)[12]:

$$\eta = N_k / N_D, \quad (4.3)$$

де  $N_D$  – потужність електродвигуна, кВт.

$$\eta = 0,33 / 3 = 0,11$$

Результати розрахунків ККД при різних режимах роботи приведено в додатку 2.

Енергетична характеристика насосного агрегату АН-5 подана в виді графіків на рис. 4.2 та рис. 4.3.

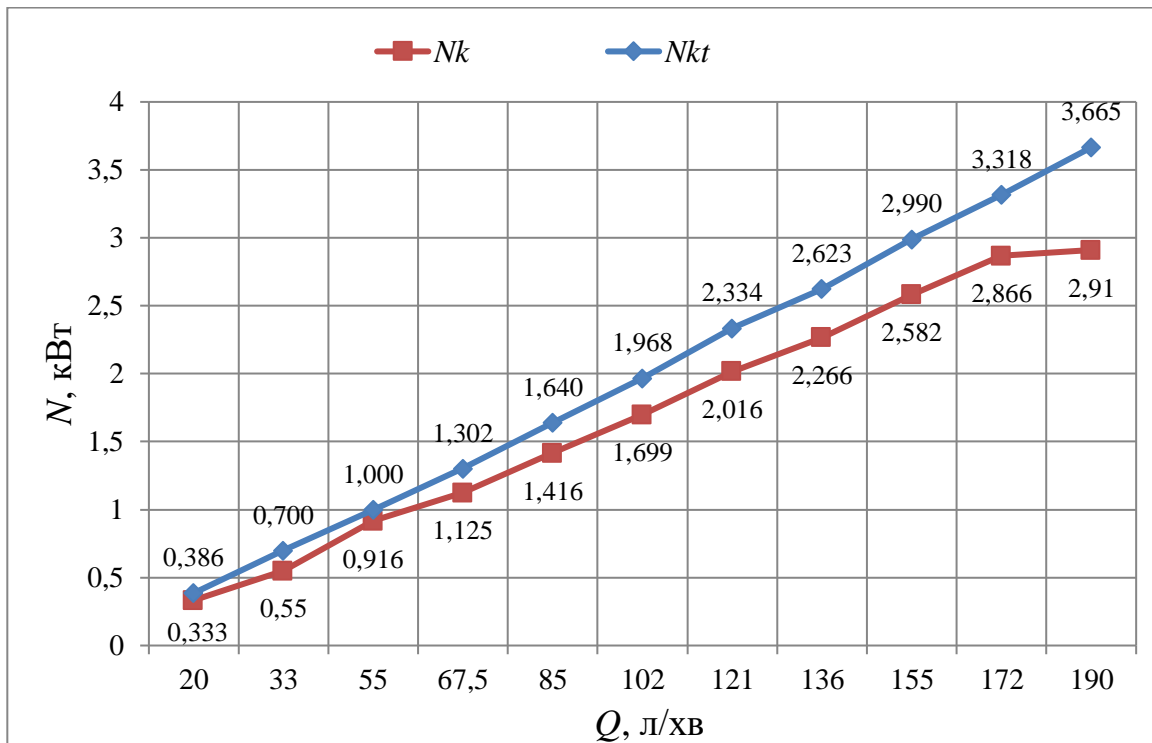


Рис. 4.2. Залежність корисної теоретичної ( $N_{kt}$ ) і фактичної ( $N_k$ ) потужності від витрати насосного агрегату

Аналіз енергетичної характеристики свідчить про пряму лінійну залежність споживаної корисної потужності від витрати. При цьому теоретичні значення корисної потужності більші у зв'язку з неврахованими втратами, які впливають на експериментальні значення цього показника.

Аналіз залежності корисної потужності від витрати свідчить про те що в інтервалі витрат 20-170 л/хв це пропорційно лінійна залежність, а в інтервалі 170-190 л/хв корисна потужність фактично не змінюється, що свідчить про оптимальну межу витрат потужності на виконання роботи.

Теоретичну корисну потужність ( $N_{kt}$ ) підраховували за формулою (4.4), підставивши в формулу (4.2) замість фактичної витрати ( $Q$ ) підставляємо теоретичну ( $Q_T$ ).

$$N_{kt} = Q_T \cdot \rho \cdot g \cdot H, \quad (4.4)$$

де  $Q_T$  – теоретична витрата насосного агрегату, м<sup>3</sup>/с.

$$N_{kt} = 0,000386 \cdot 1000 \cdot 9,8 \cdot 0,102 = 0,386 \text{ (кВт)}$$

На рис. 4.3 представлено залежність коефіцієнта корисної дії ( $\eta$ , %) електродвигуна від витрати ( $Q$ , л/хв) насосного агрегату АН-5

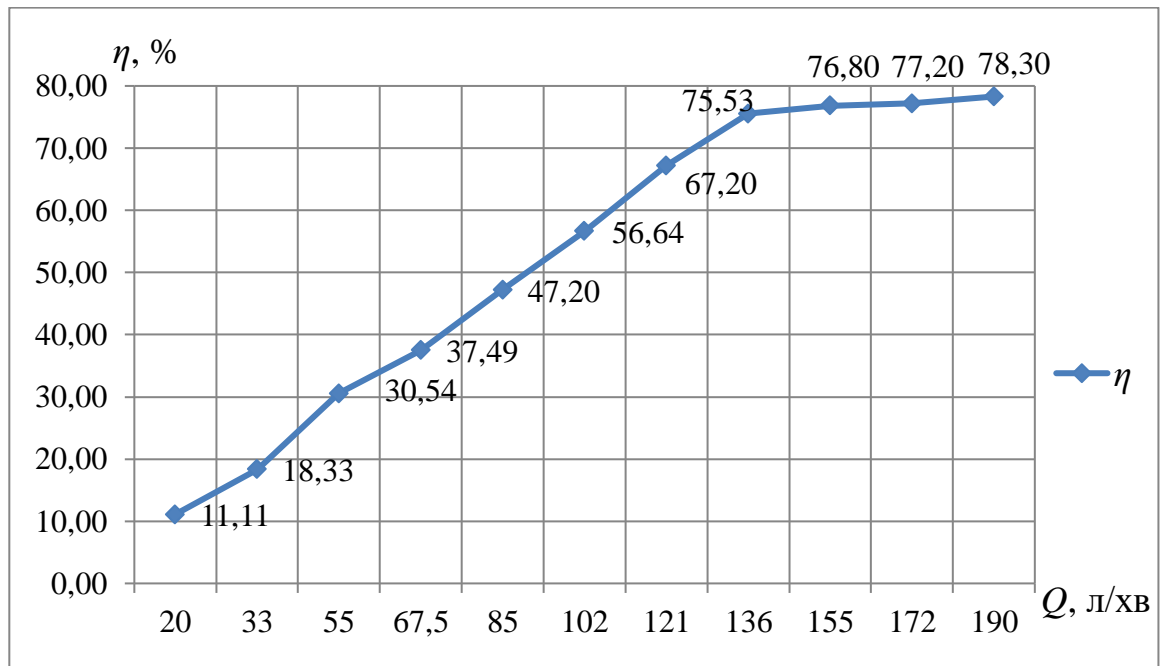


Рис. 4.3. Залежність ККД ( $\eta$ , %) від витрати насоса ( $Q$ , л/хв)

Аналіз залежності ККД від витрати відцентрового насоса свідчить про зростання цього показника в інтервалі витрати 20 – 130 л/хв. В робочому діапазоні витрати (140 – 180 л/хв) ККД насоса знаходиться в оптимальних межах і складає 75 – 77%.

На кожному режимі вимірювали: частоту обертів, витрату рідини, тиск робочий та номінальний на виході з насоса. Проаналізувавши отриманні показники, побудували графіки залежностей робочого ( $P_{роб}$ ) і номінального ( $P_{ном}$ ) тиску від кількості обертів (рис. 4.4).

Аналіз залежності робочого тиску рідини, який створює насос свідчить про те, що в діапазоні витрати 130 – 180 л/хв, що характерно для робочого режиму обприскувача ОП-2000 тиск становить від 0,08 до 0,14 МПа. Враховуючи те, що більшість сучасних обприскувачів, що мають ширину захвату 18 – 24 м, працюють при тиску 0,2 – 0,4 МПа при встановленні відцентрового насоса на обприскувач ОП-2000 необхідно

провести перевірку експлуатаційних показників на відповідність існуючим вимогам на різних режимах роботи регулятора тиску.

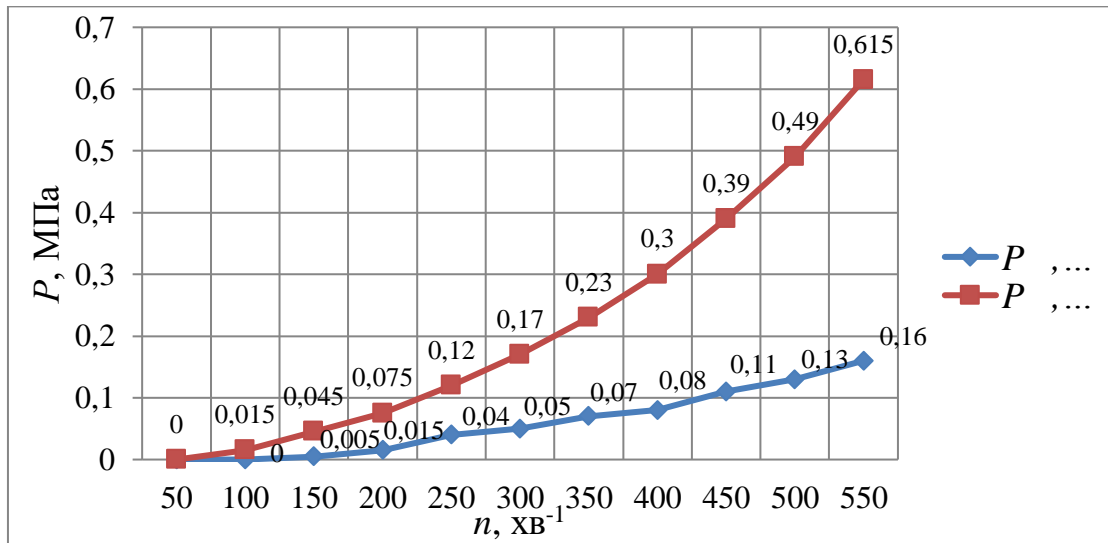


Рис. 4.4. Залежність робочого ( $P_{\text{роб}}$ ) та номінального ( $P_{\text{ном}}$ ) тисків АН-5 від частоти обертів ( $n, \text{хв}^{-1}$ )

#### 4.4. Кавітаційна характеристика.

Якщо тиск на вході в крильчатку падає нижче тиску насиченої пари при даній температурі води, насос працює в умовах кавітації. Такий режим неприпустимий через зменшення витрати та кавітаційне зношення деталей. Кавітаційна характеристика визначається як залежність кавітаційного запасу від витрати рідини.

Щоб кавітація не виникла, висота всмоктування повинна бути менше допустимої, розрахованої по формулі (4.3)[12]:

$$H_{\text{ВС}}^{\text{ДОП}} = P_1/\rho g - (P_{\text{Н.П.}}/\rho g + 0.083(1 + \lambda \cdot l/d + \Sigma \zeta) Q^2/d^4 + h_K), \quad (4.3)$$

де  $P_1$  – тиск над рідиною в резервуарі, Па ( $P_1 = 760 \text{ мм рт. ст.} = 1013000 \text{ Па}$ );

$P_{\text{Н.П.}}$  – тиск насиченої пари при відповідній температурі, Па (при температурі  $25^\circ\text{C}$  становить –  $3169 \text{ Па}$ )[13];

$\lambda$  – коефіцієнт тертя у всмоктуючому трубопроводі;

$l$  – довжина всмоктуючого трубопроводу, м;

$d$  – діаметр всмоктуючого трубопроводу, м;

$\zeta$  – коефіцієнти місцевих опорів, які присутні на всмоктуючому трубопроводі;

$h_K$  – кавітаційна поправка, м.

Кавітаційну поправку розраховуємо для всіх режимів роботи насоса за формулою (4.4)[12]:

$$h_K = 0,019 \cdot (Q/n^2)^{\frac{2}{3}}/H, \quad (4.4)$$

де  $n$  – швидкість обертання робочого колеса насоса,  $\text{с}^{-1}$ .

$$h_K = 0,019 \cdot \frac{(0,000916667/32,40^2)^{\frac{2}{3}}}{0,102} = 0,06 \text{ (м)},$$

звідки значення  $h_K$  підставляємо в формулу 4.3 та розраховуємо  $H_{BC}^{ДОП}$ :

$$\begin{aligned} H_{BC}^{ДОП} &= 1013000/1000 \cdot 9,8 - (3169/1000 \cdot 9,8 \\ &+ 0,083(1 + 1 \cdot 2,9/0,04 + 1) 0,000916667^2/0,04^4 + 0,06 \\ &= 100,96 \text{ (м)} \end{aligned}$$

За отриманими даними побудували залежність (рис. 4.5) допустимої висоти всмоктування ( $H_{BC}^{ДОП}$ ) від обертів робочого колеса ( $n_K$ ) насоса

Отримані значення в ході розрахунків занесені до таблиці, додаток 2.

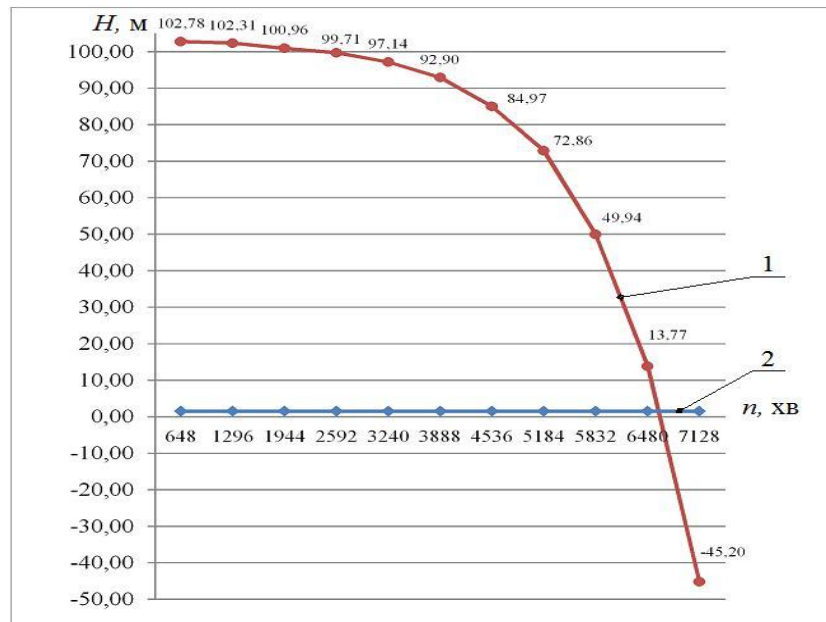


Рис. 4.5. Залежність допустимої висоти всмоктування ( $H_{BC}^{ДОП}$ ) від обертів робочого колеса ( $n_K$ ) насоса: 1 – теоретично допустима висота всмоктування ( $H_{BC}^{ДОП}$ ); 2 – фактична висота всмоктування ( $H_{\Phi}$ ).

Аналізуючи залежність (рис. 4.5) можна сказати що із збільшенням кількості обертів робочого колеса насоса допустима теоретична висота всмоктування зменшується. При частоті обертання робочого колеса насоса  $6510 \text{ хв}^{-1}$  виникають умови для появи кавітаційних явищ. На відрізку  $6510 \dots 7128 \text{ хв}^{-1}$  загроза кавітаційного зношування зростає.

#### 4.5. Кавітаційний запас

Кавітаційний запас – це відношення теоретичної висоти всмоктування рідини до фактичної. Скориставшись формулою 4.5, розрахували коефіцієнт кавітаційного запасу для всіх режимів роботи насоса [12].

$$K = H_{BC}^{ДОП} / H_{\Phi} \quad (4.5)$$

$$K = 102,78 / 1,5 = 68,52$$

За розрахунковими значеннями побудували залежність коефіцієнта кавітаційного запасу ( $K$ ) від витрати насоса ( $Q$ ). Результати розрахунків приведено в додатку 2.

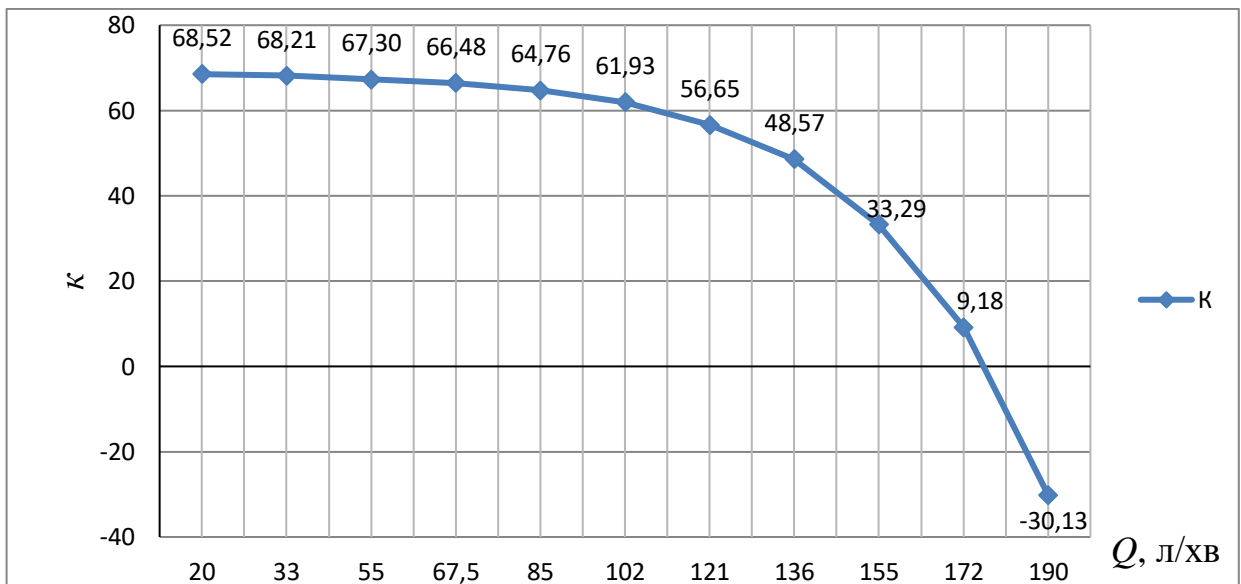


Рис. 4.6. Залежність коефіцієнту кавітаційного запасу ( $K$ ) від витрати насоса ( $Q$ )

Дана залежність має спадаючий характер. При збільшенні витрати кавітаційний запас зменшується, а отже ризик кавітаційного зношення

зростає. Оптимальною для умов проведення експериментальних досліджень з точки зору запобігання виникненню кавітаційних явищ є вибрати в межах 170 – 180 л/хв.

#### **4.6. Висновки**

1. В результаті проведення аналітичних розрахунків та експериментальних досліджень встановлено основні показники напірної та енергетичної характеристик відцентрового насоса. При цьому відхилення показників, отриманих аналітичним і експериментальним методом не перевищують 10 %.

2. Оптимальною витратою відцентрового насоса при максимальних значеннях корисної потужності і ККД та коефіцієнтом кавітаційного запасу не менше 5 є значення  $Q=160-170$  л/хв. Такі показники відцентрового насосу повністю відповідають технічним умовам до штангових причіпних обприскувачів з шириною захвату 22-28 м.

3. Робочий тиск, який створюється відцентровим насосом складає 0,16 МПа, а номінальний тиск, який може бути досягнутий з допомогою регулятора – 0,6 МПа що відповідає технічним вимогам до насосних установок причіпних обприскувачів.

## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

### 5.1. Загальні положення

Охорона праці та навчання персоналу безпечним методам роботи є важливою загальнодержавною функцією. На рівні Верховної Ради та Кабінету Міністрів ухвалені нормативні акти, що визначають вимоги безпеки та містять положення, спрямовані на захист здоров'я працівників аграрної сфери та операторів техніки.

Система охорони праці в Україні передбачає комплекс заходів, спрямованих на покращення умов роботи шляхом механізації та автоматизації шкідливих і трудомістких процесів, впровадження сучасних засобів захисту, запобігання нещасним випадкам і професійним захворюванням, а також забезпечення належних санітарно-гігієнічних умов на підприємстві. Виконання вимог безпеки є основою збереження життя та здоров'я працівників.

Основні нормативні документи щодо охорони праці, інструктажів і санітарно-гігієнічних норм у сільському господарстві детально викладені у спеціальній довідковій літературі [15].

### 5.2. Вимоги безпеки під час випробувань насоса на лабораторному стенді

До роботи на стенді допускаються тільки повнолітні особи, які пройшли навчання з безпечної експлуатації обладнання та перевірку знань з охорони праці. Працівник має бути у справному спецодязі, що не містить елементів, які можуть зачепитися за рухомі частини. Робота заборонена у стані сп'яніння чи поганого самопочуття, а також із несправним або невідповідним інструментом.

**Перед початком роботи.** Працівник повинен отримати завдання та провести необхідне технічне обслуговування стенду. Слід перевірити наявність та цілісність огороження приводу насоса, справність

електропроводів і їхній захист від пошкоджень. Обов'язковою є перевірка заземлення. Перед увімкненням стенду потрібно впевнитися, що поблизу немає людей та немає небезпеки від рухомих частин.

**Під час роботи.** Випробування насоса виконуються лише на чистій воді без домішок. До увімкнення стенду необхідно пересвідчитись, що зона навколо нього вільна. Будь-які регулювання, ремонт або змащення допускаються тільки після повного вимкнення живлення.

**Дії в аварійних ситуаціях.** Роботу негайно припиняють у разі появи стороннього шуму, вібрацій, запаху горілого, іскор або ознак електроудару. При появі напруги на корпусі установку необхідно терміново відключити та викликати електрика. У разі ураження людини струмом потерпілого слід негайно звільнити від дії струму – шляхом вимкнення живлення або відокремлення сухими діелектричними предметами, уникаючи контакту з оголеними поверхнями чи тілом потерпілого. Якщо людина стискає струмопровід, потрібно ізолювати її від землі та обережно відтягнути за сухий одяг.

**Після завершення роботи.** Необхідно вимкнути привід насоса, злити воду з обладнання, очистити стенд і привести в порядок робоче місце та спецодяг.

### **5.3. Рекомендації щодо безпеки та поліпшення умов праці під час випробування насосного агрегату**

До експлуатації відцентрового насоса допускаються працівники, які пройшли вступний та первинний інструктаж з охорони праці та перевірку знань. Роботу слід виконувати у задовільному фізичному стані, спокійно та уважно.

Працівник повинен бути ознайомлений з оригінальною інструкцією виробника. Під час роботи можливий вплив небезпечних факторів: електроструму, рухомих деталей, шлангів під тиском, перекачуваних речовин та токсичних продуктів перегріву.

Перед запуском необхідно оглянути насос і перевірити наявність справного заземлення (опір не більше 4 Ом). До роботи не допускаються особи без інструктажу або належної підготовки. Забороняється змінювати конструкцію та частоту обертання двигуна, знімати захисні огороження і проводити обслуговування під час роботи агрегату.

Насос слід розміщувати якомога ближче до джерела рідини для забезпечення його ефективної роботи. Експлуатацію потрібно негайно припинити при перегріві, пошкодженні елементів, сторонніх шумах, розриві шлангів або виникненні ситуацій, що загрожують безпеці.

У разі нещасного випадку необхідно надати першу допомогу, повідомити керівництву, викликати швидку (103), зберегти обстановку. Аптечка має постійно бути у робочій зоні й своєчасно поповнюватися.

При задимленні чи займання електрообладнання потрібно вимкнути живлення, використати порошковий вогнегасник, за потреби викликати пожежну службу (101) та повідомити керівнику.

#### **5.4. Висновки**

1. Проаналізовано основні небезпечні та шкідливі фактори, що виникають під час роботи з насосним обладнанням, та визначено заходи для забезпечення безпеки персоналу. Встановлено, що ефективна система охорони праці ґрунтується на своєчасному інструктажі працівників, дотриманні вимог експлуатаційної документації, технічному контролі стану обладнання та використанні засобів індивідуального й колективного захисту.

2. Наведені рекомендації спрямовані на запобігання травматизму, аваріям і професійним ризикам під час випробувань насосного агрегату. Виконання цих вимог забезпечує безпечні умови роботи, стабільну експлуатацію техніки та зменшення ймовірності нещасних випадків.

## 6. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТА

### 6.1. Вихідні дані

Розрахунок економічної ефективності виконується з метою комплексної оцінки результативності впровадження удосконаленого насосного агрегата та визначення ключових показників його використання у виробничих умовах. Аналіз спрямований на встановлення річного економічного ефекту, що відображає сумарну вигоду від застосування модернізованої конструкції порівняно з базовим варіантом, а також на визначення терміну окупності, який характеризує швидкість повернення вкладених інвестицій.

Отримані результати дозволяють об'єктивно оцінити рівень економічної доцільності впровадження удосконалення, виявити потенційні переваги щодо зниження експлуатаційних витрат, підвищення продуктивності, зменшення простоїв і підвищення ресурсу роботи агрегата.

Таблиця 6.1.

Вихідні дані проекту, який впроваджується

	Показники	Варіанти	
		Базовий	Проектний
1	Вид роботи, що виконується	Обприскування посівів	
2	Склад агрегату	МТЗ-80+ОП-2000	МТЗ-80+ОП-2000М
3	Обсяг роботи, га	2000	2000
4	Продуктивність агрегату за годину робочої зміни, га/год.	12	16
5	Балансова вартість агрегату, грн.: трактора обприскувача Всього:	160000 63000 223000	160000 64500 224500
6	Тривалість зміни, год.	6	6
7	Кількість обслуговуючого персоналу, осіб	1	1
8	Вартість палива, грн	55	55

## 6.2. Розрахунок показників економічної ефективності

Для проведення економічної оцінки проєту порівнюємо базовий та проєктний за наступними показниками: продуктивністю, нормативними та експлуатаційними витратами, капітальними вкладеннями. Розрахунки виконували у відповідності до методики [16].

Результати розрахунків заносимо в таблицю 6.2.

Таблиця 6.2

### Техніко-економічні показники впроваджуваного проєкту

Показники	Варіанти	
	базовий	проєктний
Обсяг роботи, га	2000	2000
Годинна продуктивність, га/год.	17,2	21,5
Витрати палива на 1 га, кг	0,6	0,4
Балансова вартість агрегату, грн.:		
трактора	175000	175000
обприскувача	146300	148000
Всього:	321300	323000
Нормативне навантаження, год.	116,28	93,02
Експлуатаційні витрати на 1 га, грн. всього: в т.ч.	36,74	34,24
заробітна плата з нарахуваннями, грн.	1,06	0,85
амортизаційні відрахування, грн.	25,3	25,8
вартість ПММ, грн.	30	20
витрати на ТО, ПР, КР, зберігання, грн.	0,5	0,4
інші витрати.	1,38	1,12
Капітальні вкладення на 1 га, грн.	160,7	161,5
Приведені витрати на 1 га, грн.	82,5	72,6
Річний економічний ефект, грн.	-	19800
Термін окупності додаткових капітальних вкладень, років	-	0,085

### 6.3. Висновки

Таким чином, одержані результати свідчать про економічну доцільність впровадження вдосконаленого насосного агрегату для використання робочих рідин для захисту рослин. Підставами для цього є одержання річного економічного ефекту в розмірі майже 20 тис. грн. та термін окупності додаткових капітальних вкладень за один сезон використання.

## ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

1. Одним з найбільш відповідальних агрегатів обприскувача є насос, від експлуатаційних показників якого залежать якісні та кількісні показники проведення захисту рослин.

2. В результаті проведеного аналізу встановлено, що найбільшого поширення на обприскувачах набули мембранно-поршневі та відцентрові насоси, вартість яких в деяких випадках складає до 20-25% від вартості всього обприскувача. При цьому, як доводить аналіз, мембранно-поршневі насоси достатньо складні та потребують відповідного технічного обслуговування.

3. Встановлено, що при проведенні модернізації існуючих обприскувачів доцільним є використання відцентрових насосів, які мають меншу вартість та стабільну рівномірність подачі рідини. Використання сучасних відцентрових насосів на обприскувачах має свої особливості і потребує додаткових досліджень як аналітичного так і експериментального характеру.

4. В результаті проведення аналітичних розрахунків та експериментальних досліджень встановлено, що оптимальною витратою відцентрового насоса при максимальних значеннях корисної потужності і ККД та коефіцієнтом кавітаційного запасу не менше 5 є значення  $Q=160 - 170$  л/хв, що свідчить про можливість його використання на штангових причіпних обприскувачах з шириною захвату 22 – 28 м та з нормою витрати 50–300 л/га.

Насосний агрегат забезпечує створення номінального тиску, який може бути досягнутий з допомогою регулятора, – 0,6 МПа що відповідає технічним вимогам до насосних установок причіпних обприскувачів.

5. Використання насосного агрегату АН-5 на вітчизняних обприскувачах забезпечує зменшення матеріаломісткості та підвищує

надійність виконання процесу завдяки монтажу його на корпус коробки передач енергозасобу.

6. Проаналізовано основні небезпечні та шкідливі фактори, що виникають під час роботи з насосним обладнанням, та визначено заходи для забезпечення безпеки персоналу. Встановлено, що ефективна система охорони праці ґрунтується на своєчасному інструктажі працівників, дотриманні вимог експлуатаційної документації, технічному контролю стану обладнання та використанні засобів індивідуального й колективного захисту.

7. Проведено розрахунок економічної ефективності, в ході якого одержано результати, які свідчать про економічну доцільність впровадження вдосконаленого насосного агрегату для використання на робочих рідинах для захисту рослин. Річний економічний ефект становить майже 20 тис. грн., а термін окупності додаткових капітальних вкладень – за один сезон використання.

8. Лабораторне обладнання, яке було розроблено та виготовлено для проведення експериментальних досліджень може бути використане в подальшому для випробувань відцентрових насосів, та в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю 208 - «Агроінженерія».

## ЛІТЕРАТУРА

1. Постанова Кабінету Міністрів України від 30.05.2007 №785. «Державна цільова програма реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі на період до 2015 року».
2. Машины для хімічного захисту рослин. / За ред. Кравчука В.І., Войтюка Д.Г. Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. 2010. 184 с.
3. Сільськогосподарські машини: підручник / Д. Г. Войтюк, Л. В. Аніскевич, В. В. Іщенко та ін.; За ред. Д. Г. Войтюка. – К.: «Агроосвіта», 2015. – 679 с.
4. ДСТУ ISO 5682-2:2019. Устаткування для захисту рослин. Обприскувальне устаткування. Частина 2. Методи випробовування гідравлічних обприскувачів. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2019. 11 с.
5. Войтюк Д.Г., Барановський В.Н., Булгаков В.Н. та ін. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. – К.: Вища освіта, 2005. - 464 с.
6. Коман Р. Машины для хімічного захисту рослин/ Р.Коман// Пропозиція. - 2006. - №5. - С. 118-120.
7. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
8. Масло І. П., Тимошенко С. П., Онуфрієнко Ю. Ф. та ін. Механізація захисту рослин. – К.: Урожай, 1989. – 124 с.
9. Барановський О. Як підвищити якість внесення та ефективність використання пестицидів./ О. Барановський, М. Грицишин. ІМЕСГ УААН. - Сільськогосподарська техніка. №3 1999.- стор. 32.
10. Агрегат насосний АН – 5: Технічна документація. Інструкція по експлуатації – Дніпропетровськ: ТОВ «Агромодуль», 2011.
11. Насосы динамические. Методы испытаний: ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999).– М.: Стандарт ин форм, 2008, - 93 с.
12. Кириллов Д.В. Работа центробежного насоса.  
<http://www.isuct.ru/dept/chemkiber/piaht/edu/index.php?page=parameters.inc>

13. Коваль В. П. Малооб'ємне обприскування / В. П. Коваль, О. І. Мележик // Карантин і захист рослин. – 2009. – № 7. – С. 17–20.
14. Алієв Е. Б. Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва: підручник. Київ : Аграрна наука, 2023. 340 с. ISBN 978-966-540-584-9. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9
15. Методичні вказівки до написання розділу «Охорона праці» в дипломних проектах бакалаврів та дипломних роботах спеціалістів і магістрів факультету механізації сільського господарства. / ДДАУ. Дніпропетровськ, 2008 – 23 с.
16. Методичні рекомендації по економічному обґрунтуванню дипломних проектів для студентів факультету механізації сільського господарства, які захищають диплом на кафедрі сільськогосподарські машини. / ДДАУ. Дніпропетровськ, 2011 – 20 с.
17. Черненко Є. Все про гербіциди / Є. Черненко, О. Каліцький, С. Кондратюк // Агроном. – 2006. – № 2. – С. 68–76.
18. Кисельов О. В., Комарова І. Б., Мілько Д. О., Бакарджиев Р. О. Статистична обробка і оформлення результатів експериментальних досліджень (із досвіду написання дисертаційних робіт): навч. посіб.; за заг. ред. Д. О. Мілька. Інститут механізації тваринництва НААН. Запоріжжя: СТАТУС, 2017. 1181 с.
19. Патент 78346 Україна МПК (2006) А01М 7/00. Показчикрівня бака обприскувача / Горячкін В. М., Мележик О. І., Коваль В. П. – № а200501476; заявл. 17.02.05; опубл. 15.03.07, Бюл. № 3, 07.
20. Патент 80290 Україна МПК (2006) А01М 7/00. Бак обприскувача / Коваль В. П., Мележик О. І., Бардін О. Є. - № а200501569; заявл. 21.02.05; опубл. 10.09.07, Бюл. №14, 07.
22. Патент 43419 Україна МПК (2001) А01М 7/00. Обприскувач / Коваль В. П., Ткачов О. Ф., Лемішко М. В., Мележик О. І., Ралдугін М. І., Бардін О. Є. – № 97126418; заявл. 29.12.97; опубл. 17.12.01, Бюл. №11, 01.

23. Коваль В. П. Малооб'ємне обприскування / В. П. Коваль, О. І. Мележик // Карантин і захист рослин. – 2009. – № 7. – С. 17–20.
24. Техника и технология внесения пестицидов // Международный с.-х. журнал. – 2003. – №1. – с. 55–59.
25. Вялых В.А., Савушкин С.Н. От чего зависит качество работы опрыскивателей // Защита и карантин растений. – 2004. – №12. – с. 46–47.
26. Вялых В.А. и др. Устройство для промывки опрыскивателей // Защита и карантин растений. – 2004. – №6. – с. 37.
27. Киселев В.И., Бердыш Ю.И., Марсев П.И., Федотов А.А. Руководство по сборке и настройке полевых опрыскивателей для защиты растений. – Краснодар. 2002. – 36 с.
28. Методичні рекомендації до виконання та оформлення дипломних робіт для студентів інженерно-технологічного факультету денної та заочної форм навчання за спеціальністю 208 «Агроінженерія» ступінь вищої освіти «Магістр». – Дніпро: ДДАЕУ, 2018. – 32 с.
29. ДСТУ 4397: 2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 15 с.

# Додатки

## Додаток 1

## Результати експериментальних досліджень насосного агрегату АН-5

$n, \text{хв}^{-1}$	$Q, \text{л/хв}$	$P_{\text{роб}}, \text{МПа}$	$P_{\text{ном}}, \text{МПа}$
50	20	0	0
100	33	0	0,015
150	55	0,005	0,045
200	67,5	0,015	0,075
250	85	0,04	0,12
300	102	0,05	0,17
350	121	0,07	0,23
400	136	0,08	0,3
450	155	0,11	0,39
500	172	0,13	0,49
550	190	0,16	0,615

## Додаток 2

$n, \text{хв}^{-1}$	$n_k, \text{хв}^{-1}$	$Q_T, \text{л/хв}$	$V_0, \text{м/с}$	$N_k, \text{кВт}$	$N_{kt}, \text{кВт}$	$h_k, \text{м}$	$H, \text{м}$	$K$
50	648	23,16	0,15	0,333	0,386	0	102,78	68,52
100	1296	42	0,28	0,55	0,7	0	102,31	68,21
150	1944	60	0,4	0,916	1,0	0,06	100,96	67,3
200	2592	78,16	0,52	1,125	1,302	0,27	99,71	66,48
250	3240	98,42	0,65	1,416	1,64	1,06	97,14	64,76
300	3888	118,11	0,78	1,699	1,968	3,16	92,90	61,93
350	4536	140,11	0,93	2,016	2,334	8,25	84,97	56,65
400	5184	157,47	1,04	2,266	2,623	17,78	72,86	48,57
450	5832	179,5	1,19	2,582	2,99	36,99	49,94	33,29
500	6480	199,16	1,32	2,866	3,318	69,42	13,77	9,18
550	7128	220	1,46	2,91	3,665	124,02	-45,2	-30,13

**Дніпровський державний аграрно-економічний університет  
Інженерно-технологічний факультет  
Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин**

**Демонстраційний матеріал**

до дипломної роботи  
освітнього ступеня "Магістр"  
на тему:

**Обґрунтування параметрів роботи відцентрового насоса обприскувача**

**Виконав: Брага Сергій Володимирович**

студент 2 курсу, групи МГАІ-3-24  
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

Керівник: доц. Кобець О.М.

**Мета і завдання дослідження.** Визначення експлуатаційних параметрів та дослідження відцентрового насосу при використанні на малооб'ємних обприскувачах.

**Об'єкт дослідження** – відцентровий насосний агрегат.

**Предмет дослідження** – експлуатаційні параметри відцентрового насоса.

**Методи дослідження.** Аналітичні, теоретичні та експериментальні дослідження гідравлічної характеристики насосного агрегату у лабораторних умовах на стенді.

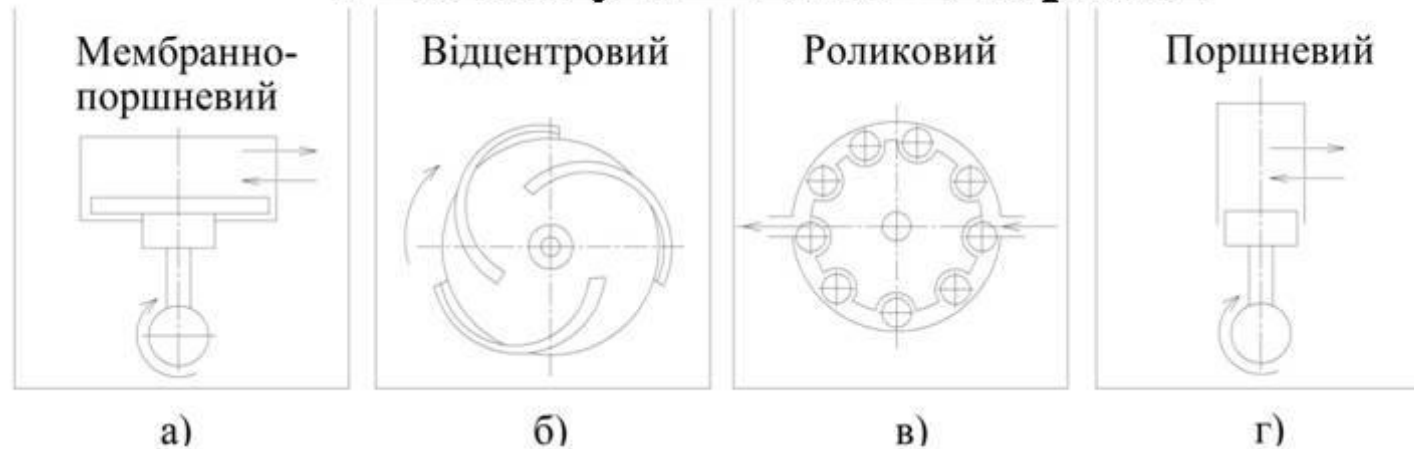
**Особистий внесок здобувача.** Проведено аналіз сучасного стану та перспективи розвитку насосів для хімічного захисту рослин. Визначено напрямки та обрано методи досліджень. Експериментальні дослідження проведено у лабораторії.

**Апробація результатів магістерської роботи.** Результати досліджень доповідалися на кафедрі тракторів і сільськогосподарських машин Дніпровського державного аграрно-економічного університету, (Дніпро, 2025 рік).

**Публікації.** Результати магістерської роботи відображені у збірнику тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених «Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу» 21 листопада 2025 року. ДДАЕУ, м. Дніпро.



## Аналіз існуючих насосних агрегатів



**а) Мембранно-поршневі.** Переваги: відсутність контакту металевих частин насосу з робочою рідиною. Недоліки: складність конструкції та необхідність додаткового обладнання. Для згладжування пульсацій тиску в системі нагнітання встановлюється пневматична камера, в яку необхідно закачувати повітря з тиском 25–33% від запланованого робочого тиску рідини.

**б) Відцентрові насоси.** Перевагою цих насосів є відсутність клапанів, що підвищує надійність робочого процесу і спрощує конструкцію, а також відсутність пульсацій тиску, що виключає необхідність використання пневмокамери. До недоліків насоса слід віднести:

- необхідність (у деяких випадках) установки мультишкікатора, що забезпечує необхідну частоту обертання робочого колеса насоса, що підвищує металоємність, вага і вартість агрегату;
- зниження продуктивності насоса при підвищенні тиску в системі нагнітання обприскувача;
- необхідність заповнення робочих порожнин насоса рідиною перед початком роботи.

**в) Роликові насоси.** Переваги: простота будови та обслуговування, мають відносно низьку ціну. Недоліки: порівняно малий термін експлуатації і необхідність заповнення рідиною перед запуском.

**г) Поршневі насоси.** Переваги: надійні і міцні. За принципом дії не відрізняються від мембранно-поршневих. У їх конструкції відсутня мембрана, роль якої виконує ущільнюючий манжет поршня. Недоліками поршневих насосів є висока вартість і вага, можливість значного зниження продуктивності в результаті абразивного зносу стінок гільзи і поршня

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

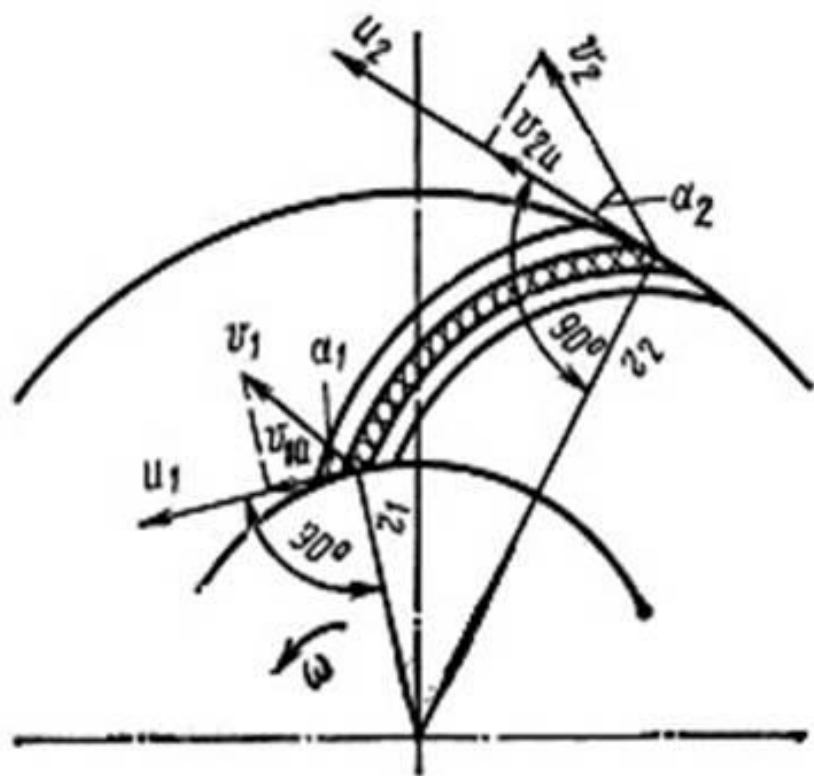


Схема руху рідини в робочому колесі відцентрового насоса

Основне рівняння відцентрових насосів:

$$\Delta M = \Delta m v_{2a} r_2 - \Delta m v_{1a} r_1 = \rho \Delta Q_k v_{2a} r_2 - \rho \Delta Q_k v_{1a} r_1$$

Де  $\Delta M$  – момент сили впливу лопаті на елементарний струмінь рідини, Н-м;  
 $\Delta m$  – маса рідини, що проходить через поперечний переріз в одиницю часу г/с;  
 $\Delta Q_k$  – витрата рідини через поперечний переріз елементарного струменя, м<sup>3</sup>/с;  
 $v_{2a}, v_{1a}$  – проєкції абсолютних швидкостей рідини на дотичні до кіл обертання при виході елементарного струменя рідини з робочого колеса і при вході її до лопаті, м/с;

$r_1, r_2$  – радіуси обертання вхідної і вихідної кромки лопаті, м.

Корисна потужність ( $N_K$ , кВт) визначається за залежністю

$$N_K = \rho g Q_k H_{TH}$$

Теоретичний напір ( $H_{TH}$ , м) робочого колеса з нескінченно великим числом

лопатей розраховується за формулою:  $H_{TH} = (u_2 v_{2a} - u_1 v_{1a}) / g$ ,

де  $Q_k = Q + \Delta Q$ ,  $Q_k$  – теоретична витрата,  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $\Delta Q$  – втрата рідини через ущільнення насоса, м<sup>3</sup>/с;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Швидкість руху рідини при вході в робоче колесо

$$v_0 = Q_k / F_0 = Q / \eta_{об} \cdot F_0 = 4 Q_k / \pi (D_0^2 - d_{ш}^2),$$

де  $F_0$  – площа входу в робоче колесо, м<sup>2</sup>;  $\eta_{об}$  – об'ємний ККД насоса.

Об'ємний ККД насоса (враховує втрати рідини в ньому)

$$\eta_{об} = Q / Q_k = Q / (Q + \Delta Q)$$

$$\text{Гідравлічний ККД насоса } \eta_r = H / H_T = \frac{H_T - h_r}{H_T}$$

$$\text{Механічний ККД насоса } \eta_{мех} = N - N_{мех} / N$$

## ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ <sup>Б</sup>

Програма і методика випробування встановлює методи визначення і контролю технічної характеристики насосного агрегату АН-5 (в подальшому - НА) в умовах, які відповідають об'єкту ОП-2000.

НА приводиться в дію електродвигуном з регульованою частотою обертів.

Вимоги до випробування розроблені у відповідності до ГОСТ 6137 – 2007 (ISO9906 - 1999).

### Програма досліджень

Програмою передбачалося дослідження напірної енергетичної характеристик відцентрового насоса.

При цьому визначалась залежність тиску рідини та необхідної потужності на привід насоса від витрати рідини. Крім цього програмою дослідження передбачалося визначення кавітаційного запасу при різних режимах експлуатації відцентрового насоса.

### Методика проведення експериментальних досліджень

Частота обертів кришки насоса визначається за формулою  $n_x = i n_{\Delta}$

де  $n_x$  – частота обертів електродвигуна за вимірюваннями приладом – частотний регулятор EATON Moeller AWB 8230-1603;

$i$  – передаточне відношення муфташлікатора насосного агрегату.

Витрата рідини вимірюється приладом (лічильником води кришастий багатострумивний СВКМ-10) встановленим на виході з НА. Місце установки визначається за вимогами до приладу.

Тиск на виході з НА вимірюється манометром з межами вимірювання 0-1,0 МПа,  $P_{\text{ном}}=0,6$  МПа, на вході – мікроманометром або мановакууметром.

$$N_{\text{НА}} = N_{\text{Д}} \cdot \eta$$

Потужність визначається через потужність електродвигуна з урахуванням його ККД в заданому режимі роботи

де  $\eta$  – ККД електродвигуна відповідно паспортним даним.

Температура рідини вимірюється термометром в баці з похибкою  $\pm 0,2$  °С, а температура корпусу насоса і муфташлікатора – термометром з похибкою не більше  $\pm 5$  °С.

Теоретичну витрату ( $Q_T$ ) насоса розраховали за формулою:  $Q_T = F_{\theta} \cdot V_{\theta}$ , де  $F_{\theta}$  – площа кюди в робоче колесо,  $\text{м}^2$  ( $F_{\theta}=0,002512$ );

$V_{\theta}$  – швидкість руху рідини при кюді в робоче колесо,  $\text{м/с}$ .

Корисну потужність розраховали за формулою:  $N_k = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H$ , де  $Q$  – фактична витрата насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\rho$  – густина рідини,  $\text{кг/м}^3$  (густина води  $\rho = 1000$ );  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$  ( $g = 9,8$ );  $H$  – напір насоса,  $\text{м}$ ;

Коефіцієнт кавітаційного запасу для всіх режимів роботи насоса:  $K = H_{\text{ВС}}^{\text{ДОН}} / H_{\text{Ф}}$ ,

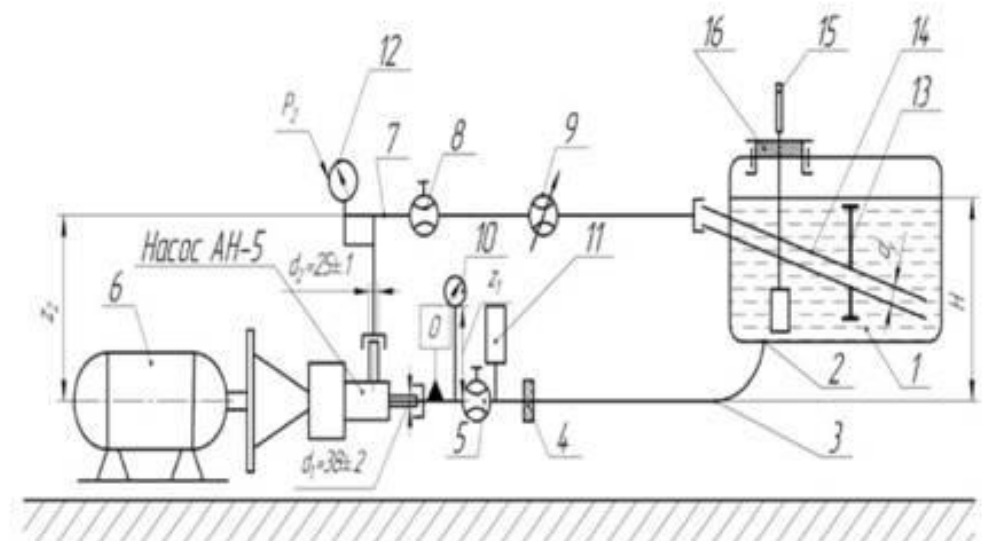
де  $H_{\text{ВС}}^{\text{ДОН}}$  – теоретично допустима висота всмоктування,  $\text{м}$ ,  $H_{\text{Ф}}$  – фактична висота всмоктування,  $\text{м}$ .

## Прилади та обладнання



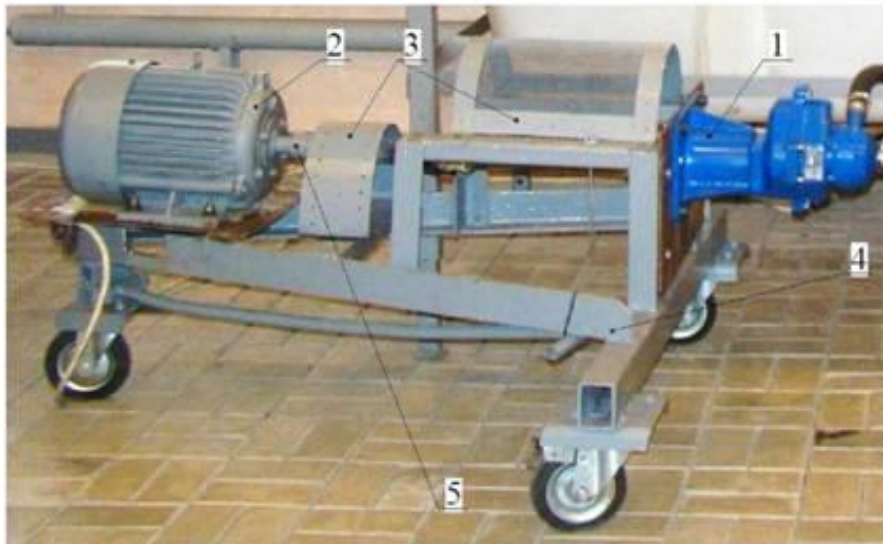
### Загальний вид стенда для випробувань насосного агрегату:

1 – бак; 2 – забірник; 3 – рукав; 4 – фільтр; 5 – кран; 6 – електродвигун;  
 7 – шланг; 8 – лічильник води; 9 – манометр; 10 – труба мішалки;  
 11 – заливна горловина; 12 – частотний регулятор; 1 – насос; 14 – трубка Піто.



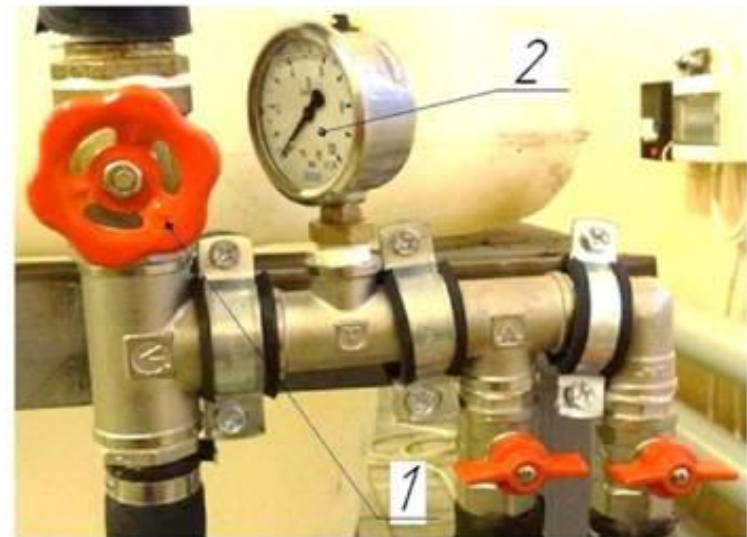
### Принципова схема стенда для випробувань насосного агрегату:

1 – бак; 2 – забірник; 3 – рукав; 4 – фільтр всмоктувальний; 5 – кран;  
 6 – електродвигун; 7 – шланг; 8 – кран; 9 – витратомір; 10 – мікроманометр;  
 11, 12 – манометр; 13 – перегородка; 14 – труба мішалки; 15 – рівнемір;  
 16 – фільтр заливний.



**Загальний вид приводної станції:**

1 – насос; 2 – електродвигун (ТИП АО 2-41-6, потужністю 3 кВт, з трьохфазним підключенням 380 В, робочим струмом 7.2 А, з максимальною частотою обертання 950 об/хв, та частотою мережі 50 Гц); 3 – захисний кожух; 4 – рама; 5 – приводний вал насоса.



Пульт керування: 1 – кран; 2 – манометр.



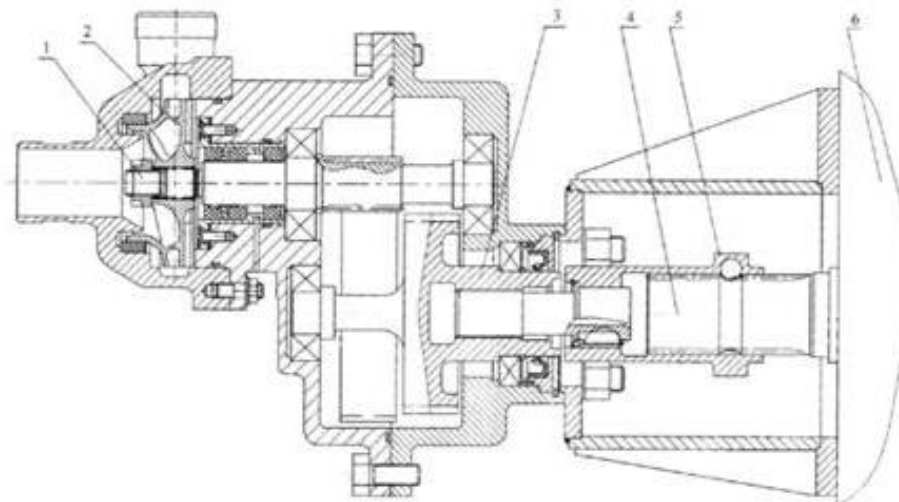
Частотний регулятор EATON Moeller AWB 8230-1603



Лічильник води крильчастий багатострумнинний СВКМ-10



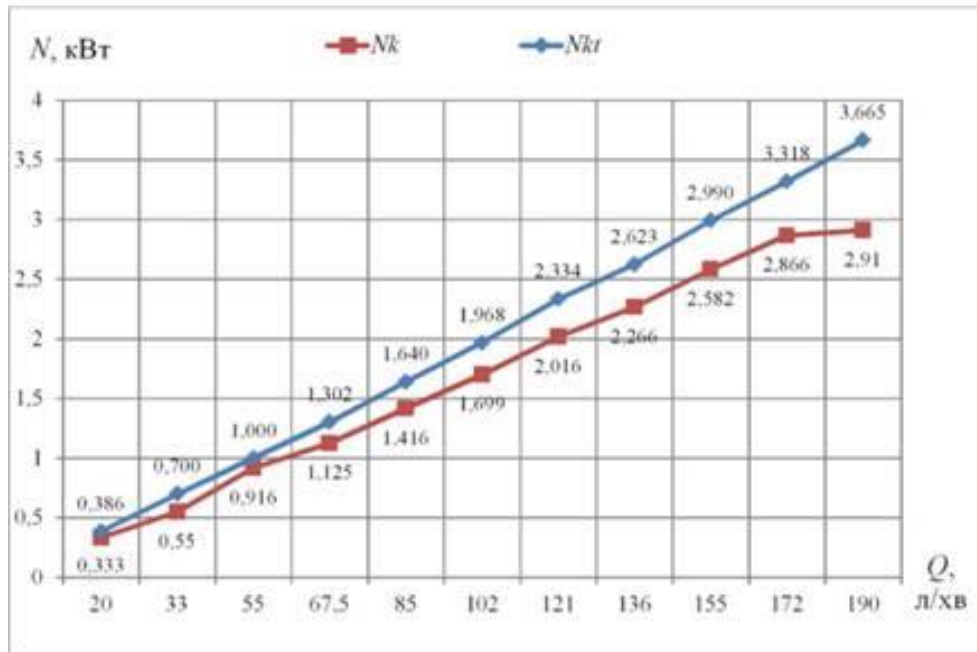
Загальний вид насосного агрегату АН-5



Конструктивна схема насосного агрегату АН – 5:

- 1 – вал низько обертовий; 2 – крильчатка; 3 – вал-шестерня низько обертова;
- 4 – вал відбору потужності трактора; 5 – муфта перехідна з фіксатором та запобіжним пристроєм; 6 – корпус коробки зміни передач трактора.

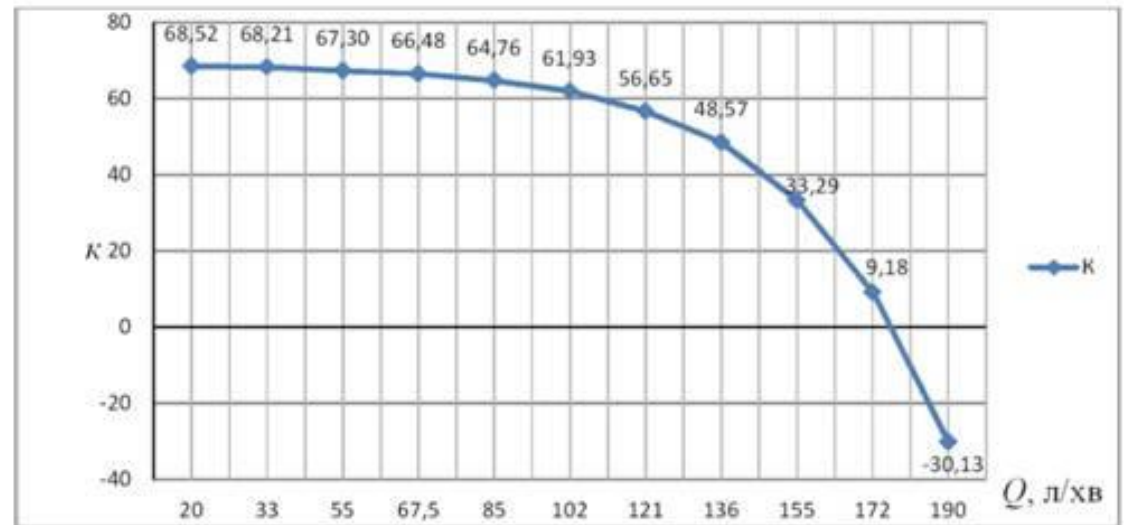
## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ



Залежність корисної теоретичної ( $N_{кр}$ ) і фактичної ( $N_k$ ) потужності від витрати насосного агрегату

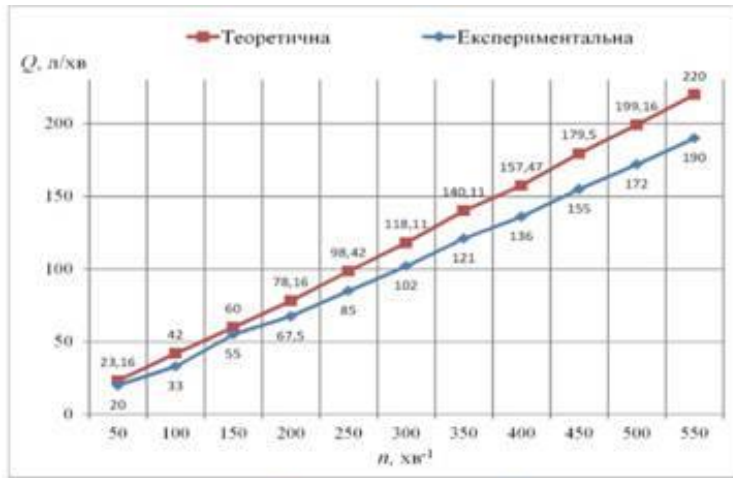
Аналіз енергетичної характеристики свідчить про пряму лінійну залежність споживаної корисної потужності від витрати. При цьому теоретичні значення корисної потужності більші у зв'язку з неврахованими втратами, які впливають на експериментальні значення цього показника.

Аналіз залежності корисної потужності від витрати свідчить про те що в інтервалі витрат 20 – 170 л/хв це пропорційно лінійна залежність, а в інтервалі 170 – 190 л/хв корисна потужність фактично не змінюється, що свідчить про оптимальну межу витрат потужності на виконання роботи.



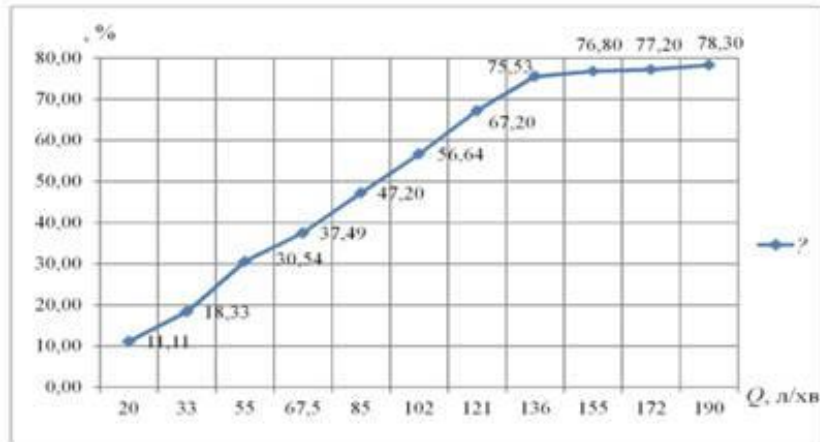
Залежність коефіцієнту кавітаційного запасу ( $K$ ) від витрати насоса ( $Q$ )

Дана залежність має спадаючий характер. При збільшенні витрати кавітаційний запас зменшується, а отже ризик кавітаційного зношення зростає. Оптимальною для умов проведення експериментальних досліджень з точки зору запобігання виникненню кавітаційних явищ є вибрати в межах 170 – 180 л/хв.



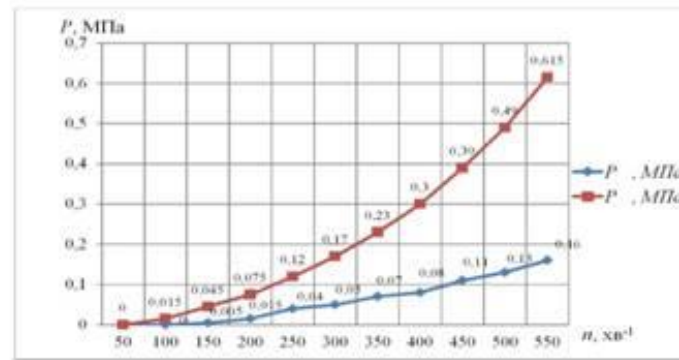
Залежність теоретичної і експериментальної витрати від частоти обертання електродвигуна хв<sup>-1</sup>

Аналіз залежності витрати рідини від частоти обертання вала електродвигуна свідчить про лінійність та пряму залежність цих параметрів. Дані отримані експериментальним шляхом відповідають аналітичним розрахункам з відхиленням не більше 10 % в робочому діапазоні частоти обертання вала електродвигуна (500 – 550 хв<sup>-1</sup>).



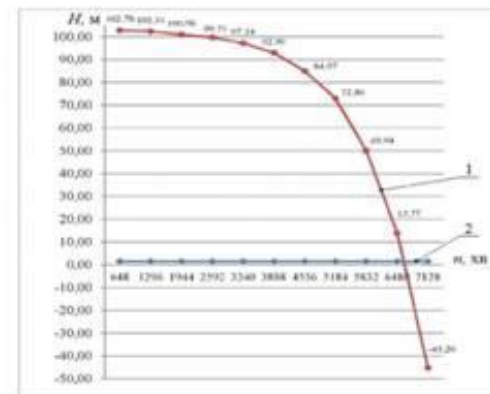
Залежність ККД (η, %) від витрати насоса (Q, л/хв)

Аналіз залежності ККД від витрати відцентрового насосу свідчить про зростання цього показника в інтервалі витрати 20 – 130 л/хв. В робочому діапазоні витрати (140 – 180 л/хв) ККД насоса знаходиться в оптимальних межах і складає 75 – 77%.



Залежність робочого (P<sub>роб</sub>) та номінального (P<sub>ном</sub>) тисків АН-5 від частоти обертів (n, хв<sup>-1</sup>)

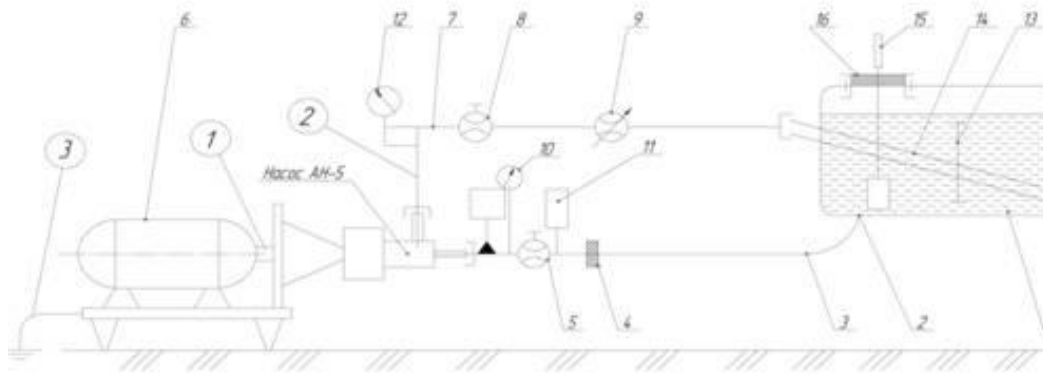
Аналіз залежності робочого тиску рідини, який створює насос свідчить про те, що в діапазоні витрати 130 – 180 л/хв, що характерно для робочого режиму обприскувача ОП-2000 тиск становить від 0,08 до 0,14 МПа. Враховуючи те, що більшість сучасних обприскувачів, що мають ширину захвату 18 – 24 м, працюють при тиску 0,2 – 0,4 МПа при встановленні відцентрового насоса на обприскувач ОП-2000 необхідно провести перевірку експлуатаційних показників на відповідність існуючим вимогам на різних режимах роботи регулятора тиску.



Залежність допустимої висоти всмоктування (H<sub>дс</sub><sup>теор</sup>) від обертів робочого колеса (n<sub>с</sub>) насоса: 1 – теоретично допустима висота всмоктування (H<sub>дс</sub><sup>теор</sup>); 2 – фактична висота всмоктування (H<sub>ф</sub>).

Аналізуючи залежність можна сказати що із збільшенням кількості обертів робочого колеса насоса допустима теоретична висота всмоктування зменшується. При частоті обертання робочого колеса насоса 6510 хв<sup>-1</sup> виникають умови для появи кавітаційних явищ. На відрізку 6510...7128 хв<sup>-1</sup> загроза кавітаційного зношування зростає.

## Охорона праці



Принципова схема стенда для випробування насосного агрегату:

1 - вал, 2 - задірник, 3 - рукав, 4 - фільтр вакуумний,  
5 - кран, 6 - електродвигун, 7 - шланг, 8 - кран, 9 - витратомір,  
10 - мікроманометр, 11, 12 - манометр, 13 - перегородка, 14 - труба мішалки, 15 - рівнемір,  
16 - фільтр залізний.

№	Небезпека	Заходи
1	Карданний вал, що обертається	Забороняється працювати без захисного кожуха (екрану)
2	Трубопровід, який знаходиться під тиском рідини	Забороняється знімати чи міняти шланги під час працюючого насоса
3	Заземлюючий пристрій	Забороняється працювати без заземлюючого контуру

### Вимоги безпеки перед початком робіт

1. Отримайте від керівника робіт завдання.
2. Проведіть технічне обслуговування лабораторного стенду.
3. Перевірте наявність і справність захисного огороження приводу насоса.
4. Забезпечте захист струмовідвідних проводів до лабораторного стенду від механічних пошкоджень або підвісьте їх на висоту, недоступну для торкання людьми.
5. Перевірте надійність кріплення й наявність заземлення електрообладнання лабораторного стенду.  
Не приступайте до роботи на лабораторному стенду при відсутності заземлення.
6. Перед включенням стенду переконайтесь, що нікому із присутніх не загрожує небезпека від рухомих частин і механізмів.

### Вимоги безпеки під час виконання роботи

1. Випробування насосного агрегату проводить на чистій воді, без механічних та органічних включень.
2. Перед включенням стенду переконайтесь, що поблизу нього відсутні люди.
3. Усувайте несправності, мащення й регулювання тільки при виключеному рубильнику, відключеному штепсельному з'єднанні.

## Техніко – економічні показники впроваджуваного проекту <sup>12</sup>

Показники	Варіанти	
	базовий	проектний
Обсяг роботи, га	1200	1200
Годинна продуктивність, га/год.	16,8	21,6
Витрати палива на, кг	0,6	0,4
Балансова вартість агрегату, грн.:		
трактора	175000	175000
обприскувача	146300	148000
Всього:	321300	323000
Нормативне навантаження, год.	71,43	55,56
Експлуатаційні витрати на, грн. всього:	59,55	53,8
в т.ч. заробітна плата з нарахуваннями, грн.	1,09	0,84
амортизаційні відрахування, грн.	42,83	43,03
вартість ПММ, грн.	15	10
витрати на ТО, ПР, КР, зберігання, грн.	4,6	2,17
інші витрати.	1,9	1,67
Капітальні вкладення на, грн.	267,75	269,16
Приведені витрати на, грн.	105,46	97,99
Річний економічний ефект, грн.	-	8964
Термін окупності додаткових капітальних вкладень, років	-	0,18

## ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

1. Одним з найбільш відповідальних агрегатів обприскувача є насос, від експлуатаційних показників якого залежать якісні та кількісні показники проведення захисту рослин.
2. В результаті проведеного аналізу встановлено, що найбільшого поширення на обприскувачах набули мембранно-поршневі та відцентрові насоси, вартість яких в деяких випадках складає до 20–25% від вартості всього обприскувача. При цьому, як доводить аналіз, мембранно-поршневі насоси достатньо складні та потребують відповідного технічного обслуговування.
3. Встановлено, що при проведенні модернізації сучасних обприскувачів доцільним є використання відцентрових насосів, які мають меншу вартість та стабільну рівномірність подачі рідини. Використання сучасних відцентрових насосів на обприскувачах має свої особливості і потребу додаткових досліджень як аналітичного так і експериментального характеру.
4. В результаті проведення аналітичних розрахунків та експериментальних досліджень встановлено, що оптимальною витратою відцентрового насоса при максимальних значеннях корисної потужності і ККД та коефіцієнтом кавітаційного запасу не менше 5 є значення  $Q=160-170$  л/хв, що свідчить про можливість його використання на штангових причіпних обприскувачах з шириною захвату 22–28 м та з нормою витрати 50–300 л/га.  
Насосний агрегат забезпечує створення номінального тиску, який може бути досягнутий з допомогою регулятора, – 0,6 МПа що відповідає технічним вимогам до насосних установок причіпних обприскувачів.
5. Використання насосного агрегату АН–5 на вітчизняних обприскувачах забезпечує зменшення матеріаломісткості та підвищує надійність виконання процесу завдяки монтажу його на корпус коробки передач енергозасобу.
6. Розроблено інструкцію з охорони праці при роботі на лабораторному стенді під час випробувань насосів. Розраховано параметри заземлення лабораторного стенду, в ході якого встановлено кількість заземлюючих стержнів – 2 шт., довжиною – 3 м. Розроблено карту безпеки праці для стенду випробування насосного агрегату. В якій наведені основні небезпечні зони та заходи по запобіганню травматизму.
7. Проведено розрахунок економічної ефективності, в ході якого одержано результати, які свідчать про економічну доцільність впровадження вдосконаленого насосного агрегату для використання на робочих рідинах для захисту рослин. Річний економічний ефект становить 8964 грн. та терміну окупності додаткових капітальних вкладень за один сезон експлуатації.
8. Лабораторне обладнання, яке було розроблено та виготовлено для проведення експериментальних досліджень може бути використане в подальшому для випробувань відцентрових насосів, та в навчальному процесі при підготовці фахівців за спеціальністю «Агроінженерія»