

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Сумський державний університет**  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Микола СОТНИК

\_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня магістр**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»,

освітньо-професійної програми «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

на тему: **Розробка вертикального насоса для систем перекачування водяного конденсату**

Здобувача групи ГМ.м-31      Нечипоренко Назар Олегович

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

\_\_\_\_\_ Нечипоренко Назар Олегович

Керівник

доцент каф. ПГМ,

канд. техн. наук, доцент

Віталій ПАНЧЕНКО

\_\_\_\_\_

Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»  
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
прикладної  
гідроаеромеханіки  
\_\_\_\_\_ Сотник М.І.  
“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## **ЗАВДАННЯ до кваліфікаційної роботи магістра студенту**

Нечипоренко Назар Олегович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка вертикального насоса для систем перекачування водяного конденсату»**  
затверджена наказом по університету від 14.11.2024 р. №1385-VI
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 06.12.2024 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**  
параметри насосу:  
подача насоса  $Q_n = 740 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_n = 170 \text{ м}$ , частота обертів  $n_n = 1450 \text{ об/хв}$ .
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**  
гідравлічні розрахунки елементів проточної частини насоса, розрахунки з вибору електродвигуна, розрахунок кінцевого ущільнення, розрахунки на міцність, розрахунки з вибору підшипників
- 5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**  
креслення робочого колеса (A1), складальне креслення насосу (A1), теоретична креслення робочого колеса (A1), креслення напрямного апарату (A1).

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика консольних насосів		
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції вибраного насоса		
4	Гідрравлічні розрахунки		
5	Теоретичне креслення робочого колеса		
6	Виконання розділу «Охорона праці»		Керівник
7	Виконання економічного розділу		Керівник
8	Оформлення звіту з практики		
9	Розрахунки з вибору електродвигуна		
10	Розрахунок кінцевого ущільнення		
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса		
15	Складальне креслення насоса		Керівник
17	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів		
18	Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.		
19	Перевірка роботи на плагіат.		
20	Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту.		
21	Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.		
22	Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).		До захисту робота допускається після перевірки на плагіат

Дата видачі завдання - 01.11.2024 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Нечипоренко Н.О.

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище, ініціали)

Панченко В.О.

## Анотація

Пояснювальна записка: 57 с., 7 рисунків, 5 таблиць, 35 літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка вертикального насоса для систем перекачування водяного конденсату»

Графічні матеріали: 6 аркушів формату А1.

Мета проекту – розробка вертикального насоса з відцентровими робочими колесами, призначеного для перекачування гарячого водяного конденсату у системах теплових електростанцій на параметри: подача  $740 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір – 170 м, частота обертання ротора насоса – 1450 об/хв.

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки (розрахунок відцентрового колеса, розрахунок напрямного апарату);
- виконано розрахунки на міцність: валу, шпонкових з'єднань;
- вибрано електричний двигун.

У розділі із охорони праці розглянуто нормування та контроль у галузі охорони праці на промисловому підприємстві.

У розділі з економіки розглянуто функціонально-вартісний аналіз нової техніки.

Ключові слова: НАСОС, КОНДЕНСАТ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, НАПРЯМНИЙ АПАРАТ, НАПІР, ПОДАЧА.

## Зміст

Вступ.....	5
1.Вибір та опис вибраної схеми.....	9
1.1.1 Призначення та область застосування.....	9
1.1.2 Пристрій та принцип роботи .....	9
1.1.3 Опис конструкції насоса.....	10
2. Гідравлічний розрахунок.....	11
2.1 Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса.....	11
2.2 Розрахунок напрямного апарату.....	26
3. Розрахунок на міцність.....	29
3.1 Розрахунок сили діючої на ротор насоса.....	29
3.2 Розрахунок вала на міцність.....	32
3.3 Розрахунок шпонкового з'єднання.....	35
3.4 Розрахунок довговічності підшипників.....	36
4. Розрахунок ущільнення.....	38
5. Вибір електродвигуна.....	41
6.Охорона праці.....	42
7. Економічна частина.....	48
Список літератури.....	54

## Вступ

Конденсатні вертикальні насоси [1] призначені для перекачування водяного конденсату в системах теплових електростанцій (ТЕС). Ці насоси відіграють ключову роль у підтриманні циркуляції робочого контуру та забезпечення ефективної роботи паротурбінного обладнання електростанції, призначеного для вироблення електричної енергії.

Зазначені насоси мають наступні характеристики та особливості:

### 1. Вертикальна конструкція:

- компактна конструкція дозволяє встановлювати насоси в умовах обмеженого простору, характерного для машинних зал ТЕС;

- вертикальне виконання сприяє мінімізації вібрації та підвищенню надійності.

### 2. Робота з низькими тисками на вході до насоса:

- призначені для перекачування рідин з низьким тиском (конденсат з конденсатора парової турбіни ТЕС);

- спеціальна конструкція забезпечує стійку роботу при низьких рівнях всмоктування, знижуючи ризик виникнення кавітації у проточній частині насоса.

### 3. Матеріали та стійкість до корозії:

- робочі частини насосів виготовляють з корозійностійких матеріалів, стійких до впливу деаерованого конденсату з мінімальним вмістом кисню.

### 4. Висока енергоефективність:

- забезпечують високий коефіцієнт корисної дії завдяки гідравлічній оптимізації робочих коліс та інших елементів проточної частини насоса;

- часто оснащені системами частотного регулювання для адаптації витрати насоса до умов, що постійно змінюються під час його експлуатації.

### 5. Надійність та довговічність:

- насоси розраховані на роботу в умовах безперервної експлуатації;

- використання сучасних ущільнювальних систем збільшує термін служби і знижує витрати на обслуговування такого насоса.

## 6. Застосування багатоступеневої конструкції:

- для забезпечення необхідного напору за низьких вхідних тисків насоси часто виготовляють багатоступеневими.

Конденсатні вертикальні насоси мають наступні переваги [1,3]:

### 1. Висока енергоефективність:

- конструкція насосів оптимізована для зниження гідравлічних втрат, що дозволяє досягнути високих значень коефіцієнту корисної дії насоса;

- сучасні моделі часто оснащені системами частотного регулювання, які дозволяють автоматично адаптувати подачу насоса до реальних експлуатаційних умов, що знижує енергоспоживання та витрати на електроенергію.

### 2. Компактність та економія простору:

- вертикальне компонування насосів мінімізує площу, яку займає насос, що є особливо важливим для використання в машинних залах теплових електростанцій, де простір є строго обмеженим;

- зручність розміщення забезпечує гнучкість під час проектування і модернізації систем.

### 3. Надійність в умовах низького тиску та температури:

- насоси є стійкими до роботи з деаерованим конденсатом, який має низький тиск і температуру, що мінімізує ризик виникнення кавітації в елементах проточної частини насоса. Цього досягають за рахунок спеціальної конструкції робочих коліс і точного гідравлічного розрахунку проточної частини;

- зниження кавітаційних зношень збільшує термін служби насоса та відповідно надійність усієї гідравлічної системи теплової електростанції.

### 4. Корозійна стійкість:

- використання високоякісних матеріалів, таких як нержавіючі сталі, нікелеві сплави і антикорозійні покриття, захищає насос від агресивного впливу водяного конденсату з низьким вмістом кисню. Це є критично важливим для забезпечення довговічності гідравлічного та іншого обладнання.

### 5. Довговічність і мінімізація експлуатаційних витрат:

- міцні конструкції і використання сучасних ущільнювальних систем (наприклад, механічних торцевих ущільнень) знижують можливість витоків та необхідність частого технічного обслуговування як самих насосів, так і допоміжного обладнання;

- підвищена зносостійкість робочих коліс та підшипникових вузлів продовжує міжремонтний період і зменшує витрати на експлуатацію обладнання.

#### 6. Стійкість до гідравлічних ударів:

- конструкція таких насосів розрахована на роботу в складних гідравлічних умовах, включно з різкими змінами подачі та/або тиску. Це дозволяє уникати відмов обладнання у випадку виникнення раптових додаткових навантажень, що значним чином підвищує надійність гідравлічної системи теплової електростанції.

#### 7. Багатоступеневі рішення для створення високого напору насоса:

- з метою забезпечення необхідного тиску в системах циркуляції водяного конденсату часто застосовують багатоступеневі конструктивні схеми відцентрових насосів. Такий підхід дозволяє перекачувати рідину на значні відстані (обумовлені розмірами гідравлічної системи станції) або висоту за мінімального енергоспоживання.

#### 8. Гнучкість в експлуатації:

- простота налаштування насосів під конкретні задачі завдяки модульній конструкції та широкого діапазону подач;

- легкість інтеграції із сучасними системами автоматизації та контролю.

#### 9. Екологічна безпека:

- надійні ущільнення унеможливають витікання перекачуваної рідини, що знижує ризик забруднення навколишнього середовища;

- висока енергоефективність і надійність сприяє зниженню вуглецевого сліду ТЕС, покращує загальні екологічні показники.

#### 10. Зручність технічного обслуговування:

- проста конструкція забезпечує легкий доступ до основних вузлів для проведення огляду та/або заміни компонентів (вузлів, деталей).



Проте ці насоси мають і недоліки, а саме [1, 2]:

1. Складність монтажу і демонтажу насоса:

- встановлення вертикальних насосів вимагає ретельного вивірювання осей і дотримання точних параметрів монтажу, що підвищує витрати робочого часу;

- внаслідок вертикального компонування доступ до деяких вузлів, наприклад, до робочих коліс або підшипників, може бути ускладненим, що ускладнює й проведення ремонту або заміну деталей;

- для монтажу таких насосів часто є необхідним створення спеціальної конструкції основи або глибокого колодязя, що призводить до зростання капітальних витрат.

2. Чуттєвість до якості перекачуваної рідини:

- наявність твердих частинок може призвести до швидкого зношування робочих коліс і як наслідок до зменшення параметрів та навіть виходу насоса з ладу.

3. Високі вимоги до технічного обслуговування:

- для забезпечення довговічності насосів необхідне часте технічне обслуговування, включно з перевіркою ущільнень, підшипників і робочих коліс;

- використання спеціальних матеріалів робить запчастини дорогими та довго тривалими у виробництві;

- деякі операції вимагають демонтажу усього насоса, що призводить до довгих простоїв і додаткових витрат.

## 1. Вибір та опис вибраної конструкції

### 1.1.1 Призначення та область застосування

Конденсатні вертикальні насоси [10] призначені для перекачування водяного конденсату у замкнених системах теплоенергетичних установок. Вони є важливим елементом у теплових електростанціях (ТЕС) та інших установках, де відбувається перетворення водяної пари у конденсат, і цей конденсат необхідно транспортувати для повторного використання.

Конденсатні вертикальні насоси використовують у широкому спектрі промислових і енергетичних об'єктів, де є необхідним перекачування низькотемпературного водяного конденсату:

- теплові електростанції (ТЕС) – забезпечення циркуляції води в системах пароконденсатного циклу;
- атомні електростанції (АЕС) – аналогічно з ТЕС;
- парові та теплофікаційні котельні – у системах повернення конденсату від теплообмінників;
- промислові підприємства хімічної, нафтохімічної, целюлозо-паперової галузі – для зворотного транспортування конденсату у котли або теплообмінники;
- системи центрального тепलोзабезпечення – повернення води після теплообміну в системах опалення;
- суднобудування – перекачування конденсату у замкненому циклі парових і теплоенергетичних установок.;
- енергетичні об'єкти з когенераційними установками – циркуляція конденсату на об'єктах, де одночасно виробляють електроенергію і тепло.

### 1.1.2. Устрій і принцип роботи.

Проектований насос [13] – відцентровий, двокорпусний секційного типу, в вертикальному, однопотоковому, багатоступеневому виконанні. Зовнішній корпус являє собою зварену конструкцію з привареними патрубками, призначеними для

під'єднання насоса до всмоктувального та напірного трубопроводів. Внутрішній корпус насоса виконано з можливістю його виймання. Складові частини насоса: ротор, статорні деталі, кінцеві ущільнення (сальниковий/торцевий тип), підшипники, електродвигун. Ротор підтримується парою опор: нижній - підшипник ковзання, верхній - підшипники кочення виносні, оброблювані мастилами картерного або пластичного типів. Зниження навантаження від осьових сил на ротор відбувається гідравлічним способом завдяки застосуванню таких пристроїв, як розвантажувальний барабан або гідропята. Кінцеві ущільнення на валу - набивка (-Т) торцевого типу або (-С) сальникового. Ці види механічних ущільнень є взаємозамінними.

Принцип роботи конденсатного вертикального насоса заснований на перетворенні механічної енергії колеса, що обертається, на кінетичну та потенціальну енергію перенкачуваної рідини.

Конденсат надходить до насоса через всмоктувальний патрубок, розміщений у нижній частині. Через підвідний пристрій вона потрапляє до шнекового робочого колеса. Після проходження через шнек рідина потрапляє у відцентрове робоче колесо, яке обертається з високою швидкістю. Під впливом відцентрової сили рідина у робочому колесі прискорюється і рухається до периферії робочого колеса. Після проходження робочого колеса рідина потрапляє у напрямний апарат, який переводить її до робочого колеса наступного ступеня. Після останнього ступеня рідина через напірний патрубок надходить на напірного трубопроводу.

### 1.1.3. Опис конструкції насоса.

Насос [1] відцентровий, вертикальний, 3-ступеневий (три відцентрових ступені і передвключене шнекове колесо).

Насос складається з наступних основних вузлів і деталей: корпусних частин, підшипникового вузла, робочих коліс, напрямних апаратів та перевідних трубок.

Робочі колеса - відцентрові з просторовою формою лопастей, виконані суцільно литими із наступним механічним обробленням. Разом із напрямними апаратами робочі колеса утворюють робочий ступінь насоса. Робочі колеса – основні елементи, які створюють відцентрову силу та передають енергію рідині від ротора насоса.

Підшипники насоса підтримують вал і забезпечують його стійке обертання. Підшипники – радіальні підшипники ковзання, які працюють на перекачуваній рідині, та радіально-осьові шарикопідшипники. Залишкове осьове зусилля сприймає розвантажувальний барабан.

Корпусні частини насоса - секції, напрямні апарати, кришка всмоктування і кришка нагнітання.

У секціях насоса встановлені напрямні апарати, які перетворюють кінетичну енергію рідини у енергію тиску і забезпечують плавний поворот потоку рідини. Направні апарати фіксують від провороту за допомогою циліндричних штифтів.

Привід насоса – електродвигун, який слугує джерелом механічної енергії.

Таблиця 1.1 – Матеріали головних деталей насоса.

Назва деталі	Матеріал
Секція	Сталь 20Х13Л ДСТУ 977-88
Направляний апарат	Сталь 20Х13Л ДСТУ 977-88
Корпус відводу	Сталь 20Х13Л ДСТУ 977-88
Корпус підводу	Сталь 20Х13Л ДСТУ 977-88
Вал	Сталь 30Х13 ДСТУ 5632-72
Колесо робоче	Сталь 12Х18Н9Т ДСТУ 5632-72

## 2. Гідравлічний розрахунок

### 2.1 Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

#### 1. Визначення основних геометричних параметрів.

Меридіанний переріз робочого колеса (р. к.) з основними геометричними параметрами наведено на рис 2.1.

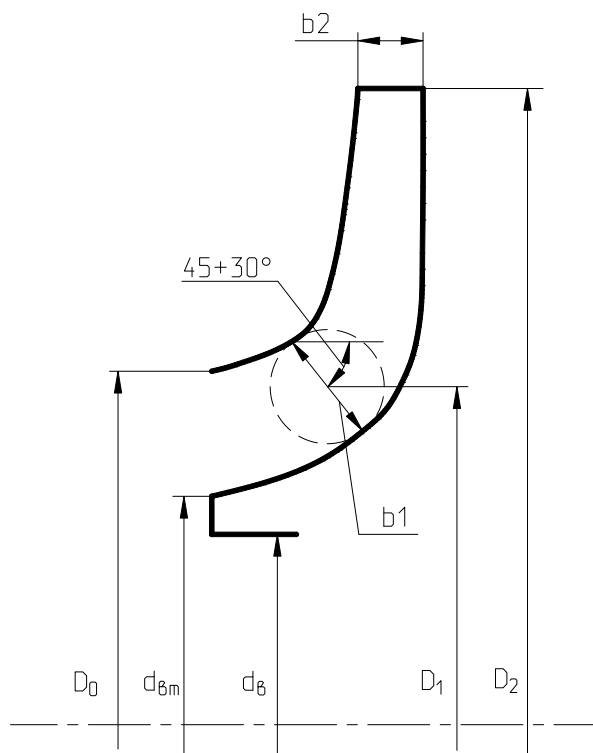


Рисунок 2.1. Меридіанний переріз проточної частини відцентрового робочого колеса насоса

Вихідні дані для розрахунку.

Тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ ).

Густина перекачуваної рідини  $\rho = 960 \text{ кг/м}^3$ .

Подача  $Q = 740 \text{ м}^3 / \text{ч}$ .

Напір  $H = 170/3 = 56,7 \text{ м}$ .

Частота обертання  $n = 1450 \text{ об} / \text{хв}$ .

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{0,75}}, \quad (2.1)$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1450 \cdot \sqrt{740}}{60 \cdot (56,7)^{0,75}} = 116$$

Приведений діаметр р.к., визначаємо за формулою Суханова:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (2.2)$$

де  $K_{bx}=3,5 \div 5,0$  – коефіцієнт вхідної воронки р.к. Приймаємо  $K_{bx}=4,5$ .

$$D_{1np} = 4,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{740}{3600 \cdot 1450}} = 0,235 м$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_{mex'} \cdot \eta_{mex}, \quad (2.3)$$

де  $\eta_o$  – об'ємний ККД насоса;

$\eta_r$  – гидравлічний ККД;

$\eta_{mex'}$  – внутрішній механічний ККД;

$\eta_{mex}$  – зовнішній механічний ККД.

Об'ємний ККД:

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.4)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 116^{-2/3}} = 0,972$$

Гідравлічний ККД:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2}, \quad (2.5)$$

де  $D_{1np}$  – приведений діаметр р.к., мм.

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 235 - 0,172)^2} = 0,912$$

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}} \quad (2.6)$$

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 116^{-2}} = 0,943$$

Зовнішнім механічним ККД задається:  $\eta_{мех} = 0,98$ .

$$\eta = 0,972 \cdot 0,912 \cdot 0,98 \cdot 0,943 = 0,819.$$

Потужність, споживана насосом:

$$N = \frac{\rho_{\max} \cdot g \cdot Q_n \cdot H_n}{\eta} ; \quad (2.7)$$

$$N = \frac{960 \cdot 9,81 \cdot 740 \cdot 170}{3600 \cdot 0,819} = 401823 \text{ Вт}$$

Подача робочого колеса насоса

$$Q_{pk} = \frac{Q}{\eta_o} \quad (2.8)$$

$$Q_{pk} = \frac{740}{3600 \cdot 0,972} = 0,211 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Теоретичний напір робочого колеса насоса (одного ступеня)

$$H_T = \frac{H}{\eta_z}, \quad (2.9)$$

$$H_T = \frac{56,7}{0,912} = 62,17 \text{ м}$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi \cdot [\tau]}} , \quad (2.10)$$

де  $M$  - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$[\tau]$  – знижене допустиме напруження на кручення, Н/м<sup>2</sup>.

3. Визначення діаметру вала і втулки робочого колеса насоса



Крутний момент:

$$M = \frac{30 N_{\max}}{\pi \cdot n}, \quad (2.11)$$

де  $N_{\max}$  - максимальна потужність, Вт.  $N_{\max} = 1,1 \times N = 1,1 \times 401,8 = 441,9$  кВт.

$$M = \frac{30 \cdot 441,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1450} = 2911 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Знижене допустиме напруження приймаємо  $[\tau] = 80 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$

$$d_{\epsilon} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2911}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^5}} = 0,122 \text{ м}$$

Виходячи з конструктивних особливостей і особливостей складання насоса враховуючи розрахунки вала на критичну частоту обертання, приймаємо за ДСТУ 6636 -  $d_{\epsilon} = 0,125$  (м).

Діаметр втулки, орієнтовно вибирають:

$$d_{\epsilon m} = (1,2 \div 1,25) d_{\epsilon} \quad (2.12)$$

$$d_{\epsilon m} = 1,25 \cdot 0,125 = 0,156 \text{ м}$$

Приймаємо  $d_{\epsilon m} = 0,158 \text{ м}$

4. Визначення геометричних параметрів входу в робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначаємо з виразу:

$$D_{\text{вп}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\epsilon m}^2} \quad (2.13)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2} \quad (2.14)$$

$$D_0 = \sqrt{0,235^2 + 0,158^2} = 0,283 \text{ м}$$

швидкість потоку на вході в робоче колесо

$$v_0 = \frac{4Q_{pk}}{\pi \cdot D_{1np}^2}, \quad (2.15)$$

де  $Q_{pk}$  – подача робочого колеса, м<sup>3</sup>/с.

$$v_0 = \frac{4 \cdot 0,211}{3,14 \cdot 0,283^2} = 3,36 \text{ м/с}$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

$$D_1 = 0,9 \cdot D_0 \quad (2.16)$$

$$D_1 = 0,9 \cdot 0,283 = 0,255 \text{ м}$$

У першому наближенні меридіан складову швидкості  $v'_{1m}$  без урахування стиснення потоку лопатями приймаємо такою, що дорівнює  $v_0$ . При вході потоку на лопаті меридіанна складова абсолютної швидкості зростає і визначається з виразу:

$$v_{1m} = \psi_1 \cdot v'_{1m}, \quad (2.17)$$

де  $\psi_1 = 1,15..1,3$  – коефіцієнт стиснення потоку на вході.

Приймаємо  $\psi_1 = 1,15$ .

$$v_{1m} = 1,15 \cdot 3,36 = 3,86 \text{ м/с}$$

Кут потоку на вході в лопаті розраховуємо з трикутника швидкостей:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{v_{1m}}{U_1 - v_{u1}}, \quad (2.18)$$

де  $U_1$  - переносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$v_{1u}$  - колова складова абсолютної швидкості на вході, м/с.

Колова швидкість на вході в робоче колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad (2.19)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,255 \cdot 1450}{60} = 19,35 \text{ м/с}$$

Колова складова абсолютної швидкості на вході

$$v_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{Q_{pk}^2 \cdot n}}{D_1} \quad (2.20)$$

$$v_{1u} = 0$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,86}{19,35} = 10,18^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо насоса:

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta$$

де  $\Delta\beta = 3..8^\circ$  - кут атаки.

Кут атаки вводять з метою зменшення гідравлічних витрат в області робочого колеса і покращення його антикавітаційних властивостей, приймаємо  $\Delta\beta=5^\circ$ .

$$\beta_1 = 10,18^\circ + 5^\circ = 15^\circ 18'$$

5. Визначення числа лопатей та їх товщини.

Більшість відцентрових насосів різних розмірів що випускають і з високими техніко-економічними показниками мають число лопатей  $z = 5..8$ .

Товщину лопаті робочого вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу робочого колеса, його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна прийняти товщину лопаті на вході в робоче колесо  $S_1 = 2..10$  мм при  $D_2 = 150 - 500$  мм. Товщина лопатки на виході з робочого колеса  $S_2$  часто приймають рівному  $S_1$ , а до середини лопатка плавно потовщується.

Виходячи з вищевказаного приймаємо товщину лопаті  $S_1=S_2= 8$  мм, а число лопатей  $z = 7$ .

2.1.5. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.

Значення коефіцієнта стиснення потоку уточнюють за формулою:

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - S_1 / \sin \beta_1}, \quad (2.21)$$

де  $t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}$  - шаг лопатей на вході в РК.

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,255}{7} = 0,114 \text{ мм}$$

$$\psi_1' = \frac{0,114}{0,114 - \frac{0,009}{\sin 15,18^\circ}} = 1,43$$

Повинна виконуватися умова  $|\psi_1' - \psi_1| \leq 0,01$ .

$$|1,43 - 1,15| = 0,29 > 0,01.$$

Оскільки умова не виконана, то робимо друге наближення, задаємося  $\psi_1'' = \psi_1' = 1,43$ , тоді:

$$v_{1m} = 1,43 \cdot 3,36 = 4,79 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{4,79}{19,35} = 14,05^\circ$$

$$\beta_1 = 14,05^\circ + 5^\circ = 19,05^\circ$$

$$\psi_1'' = \frac{0,114}{0,114 - \frac{0,009}{\sin 19,05^\circ}} = 1,42$$

$|1,42 - 1,43| = 0,01$ . Умова виконується.

З рівняння нерозривності знаходимо ширину р.к. на вході:

$$b_1 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_1 \cdot v_{1m}} \quad (2.22)$$

$$b_1 = \frac{0,211}{3,14 \cdot 0,255 \cdot 4,79} = 0,055 \text{ м.}$$

#### 6. Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей  $z$ ) може бути визначено спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для  $v_{1u} = 0$  и  $v_{2u} = 0,5 \cdot U_2$ :

$$D_2' = 19,68 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{pk}}}{n}, \quad (n_s > 100), \quad (2.23)$$

де  $H_{pk}$  – напір р.к.

$$H_{pk} = \frac{H}{i} \quad (2.24)$$

$$D_2' = 19,68 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 56,7}}{1450} = 0,452 \text{ м}$$

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з робочого колеса

$$v_{2m}' = (0,5 \div 1,0) v_{1m}' \quad (2.25)$$

$$v_{2m}' = 0,52 \cdot 3,36 = 1,75 \text{ м/с}$$

Кут на виході з робочого колеса  $\beta_2$  визначають з трикутника швидкостей залежно від прийнятого значення  $u'_{2m}$  так, щоб отримати бажане відношення

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}}.$$

З трикутника швидкостей:

$$W_{2\infty} = \frac{u_{2m}}{\sin \beta_2} = \frac{\psi_2 \cdot u'_{2m}}{\sin \beta_2}, \quad (2.26)$$

де  $\psi_2$  - коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з робочого колеса,  $\psi_2 = 1,05 \div 1,1$ . Приймаємо  $\psi_2 = 1,1$ .

Меридіана швидкість на виході з робочого колеса:

$$u_{2m} = \psi_2 \cdot u'_{2m} \quad (2.27)$$

$$u_{2m} = 1,1 \cdot 1,75 = 1,93 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість на вході в робоче колесо з трикутника швидкостей:

$$W_1 = \frac{u_{1m}}{\sin \beta_1} = \frac{\psi \cdot u'_{1m}}{\sin \beta_1} \quad (2.28)$$

Відношення  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  залежить від  $n_s$  і визначається з виразу:

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot n_s + 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_s^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot n_s^3 \quad (2.29)$$

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 116 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot 116^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 116^3 = 1,29$$

З рівняння для  $W_{2\infty}$  після перетворення отримують наступний вираз для визначення кута  $\beta_2$ :

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{v_{2m}'}{v_{1m}'} \cdot \sin \beta_1\right) \quad (2.30)$$

$$\beta_2 = \arcsin\left(1,29 \cdot \frac{1,1}{1,42} \cdot \frac{1,75}{3,36} \cdot \sin 19,05^\circ\right) = 19,55^\circ$$

7. Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей. Колова швидкість на виході з робочого колеса:

$$U_2 = \frac{v_{2m}}{2\text{tg}\beta_2} + \sqrt{\frac{v_{2m}^2}{(2\text{tg}\beta_2)^2} + g \cdot H_{T\infty} + v_{1u} \cdot U_1}, \quad (2.31)$$

де  $H_{T\infty}$  - теоретичний напір насоса з урахуванням кінцевого числа лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H_{pk}}{\eta_z \cdot K_z}, \quad (2.32)$$

де - поправка на кінцеве число лопатей  $K_z$ .

Поправку на кінцеве число лопатей  $K_z$  будемо визначати за формулою

Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p} \quad (2.33)$$



$$\text{де } p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - (D_1/D_2)^2} \quad (2.34)$$

Коефіцієнт  $\psi$  визначається в залежності від  $n_s$ , при  $n_s < 150$ :

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin \beta_2 \quad (2.35)$$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 19,55^\circ = 0,751 \div 0,851$$

Приймаємо  $\psi = 0,815$ .

$$p = 2 \cdot \frac{0,815}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,255}{0,452}\right)^2} = 0,341$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,341} = 0,745$$

$$H_{T\infty} = \frac{56,7}{0,912 \cdot 0,745} = 83,45 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{1,93}{2 \operatorname{tg} 19,55^\circ} + \sqrt{\frac{1,93^2}{(2 \operatorname{tg} 19,55^\circ)^2} + 9,81 \cdot 83,45} = 31,46 \text{ м/с}$$

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi \cdot n} \quad (2.36)$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 31,46}{3,14 \cdot 1450} = 0,415 \text{ м}$$

8. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку  $\psi_2$ . Коефіцієнт стиснення потоку на виході з р.к. уточнюють за формулою:

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \sin \beta_2}} \quad (2.37)$$

$$\psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,009}{3,14 \cdot 0,415 \cdot \sin 19,55^\circ}} = 1,17$$

Повинна виконуватися умова  $|\psi_2' - \psi_2| \leq 0,01$ .

$$|1,17 - 1,1| = 0,07 < 0,1. \text{ Умова виконується.}$$

9. Визначення ширини робочого колеса на виході. Ширину робочого колеса на виході визначаємо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{2m}} \quad (2.38)$$

$$b_2 = \frac{0,211}{3,14 \cdot 0,415 \cdot 1,93} = 0,084 \text{ м}$$

## 2.2 Розрахунок напрямного апарату

Вихідні дані

Подача ступеня	$Q=740 \text{ м}^3/\text{Год};$
Напір ступеня	$H=56,7 \text{ м};$
Зовнішній діаметр робочого колеса	$D_2=0,415 \text{ м};$
Ширина робочого колеса на виході	$b_2=0,084 \text{ м};$
Колова складова швидкості потоку на виході з робочого колеса	$V_{u2}=8,15 \text{ м/с};$
частота обертання робочого колеса	$n=1450 \text{ об/хв.}$

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

Діаметр початкового кола:

$$D_3 = 1,06 \cdot D_2$$
$$D_3 = 1,06 \cdot 0,415 = 0,44 \text{ м.}$$

Ширина напрямного апарату в меридіанному перерізі:

$$b_3 = 1,1 \cdot b_2 + 1,5$$
$$b_3 = 1,1 \cdot 84 + 1,5 = 93,9 \text{ мм.}$$

Вибираємо число лопатей напрямного апарату  $z_{\text{на}}$  залежно від числа лопатей робочого колеса з умови відсутності неврівноваженої сили  $P$  і неврівноважених пульсацій тиску  $p_0$ .

При  $z_{\text{рк}}=7$  неврівноважені сили пульсацій тиску відсутні при  $z_{\text{на}}=9$  і  $z_{\text{на}}=12$ . з технологічних міркувань приймають меншу кількість лопатей  $z_{\text{на}}=9$ .

Визначаємо кут установки лопаті на вході:

Задаємося попередньо в першому наближенні товщиною лопатки на вході  $\delta=3\text{мм}$ , і кут на вході  $\alpha_{\text{вл}}=5^\circ$ .

Окружна швидкість на вході у н.а.:

$$V_{u3} = V_{u2} \frac{D_2}{D_3};$$
$$V_{u3} = 8,15 \frac{0,415}{0,44} = 7,69 \text{ м};$$

Меридіанна швидкість:

$$V_{m3} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3};$$

$$V_{m3} = \frac{740}{3600 \cdot \pi \cdot 0,44 \cdot 0,0939} = 1,58 \text{ м/с.}$$

Кут установки лопаті:

$$\alpha_{3л} = \arctg \frac{V_{m3}}{\left(1 - \frac{\delta \cdot z_{на}}{\sin \alpha_{3л} \cdot \pi \cdot D_3}\right) \cdot V_{u3}};$$

$$\alpha_{3л} = \arctg \frac{1,58}{\left(1 - \frac{0,003 \cdot 9}{\sin 5^\circ \cdot \pi \cdot 0,44}\right) \cdot 7,69} = 14,83^\circ.$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{3л} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha_{3л};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{3л} = 1,4 \cdot \operatorname{tg} 14,83 = 22,34^\circ.$$

Проектуємо спіральну ділянку:

$$R_3' = R_3 e^{\frac{2\pi}{9} \operatorname{tg} \alpha_{3л}};$$

$$R_3' = \frac{0,44}{2} e^{\frac{2\pi}{9} \operatorname{tg} 22,34} = 0,293 \text{ м.}$$

Висота вхідного перерізу:

$$a_3 = (R_3' - R_3) \cos \alpha_{3л} - \delta;$$

$$a_3 = (0,293 - 0,22) \cos 22,34 - 0,003 = 0,0155 \text{ м.}$$

Визначаємо розміри дифузорового каналу:

Довжина дифузорового каналу:

$$l_{\text{диф}} = 4,9 a_3;$$

$$l_{\text{диф}} = 4,9 \cdot 0,0155 = 0,076 \text{ м;}$$

Площа входу дифузорового каналу:

$$F_4 = 2,8 \cdot F_3;$$

$$F_4 = 2,8 \cdot 0,076 \cdot 0,0155 = 0,0328 \text{ м}^2;$$

Еквівалентний кут розширення дифузора:

$$\psi_{\text{екв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{F_4}{\pi}} - \sqrt{\frac{F_3}{\pi}}}{l_{\text{диф}}};$$

$$\psi_{\text{экв}} = 2 \arctg \frac{\sqrt{\frac{0,0328}{\pi}} - \sqrt{\frac{0,0117}{\pi}}}{0,076} = 6,9^{\circ}$$

Вибираємо число лопатей зворотнього каналу:  $z_{\text{пк}} = z_{\text{на}} = 9$ .

Кут установки лопатей зворотнього каналу приймаємо  $\alpha_{\text{зк}} = 82^{\circ}$

### 3. Розрахунки на міцність

#### 3.1 Сили, що діють на ротор насоса

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

##### 1. Визначення осьової сили, що діє на ротор насоса

Осьова гідравлічна сила складається із суми неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямку.

Загальне значення осьової сили:

$$T_{oc} = T_1 \pm (T_1^{1*} - T_2) + T_{шн} - T_{б} + T_p$$

де  $T_1$  – осьова сила, що діє в бік всмоктування на одному ступені.

$T_1^{1*}$  – осьова сила направлена в бік зношеного ущільнення

$T_2$  – динамічне зусилля, що діє уздовж осі ротора

$T_{шн}$  – осьова сила, що діє в бік всмоктування на шнеці

$T_{б}$  – осьова сила, що діє в бік нагнітання на барабані

$T_p$  – осьова сила, що виникає від ваги ротору.

$$T_1 = \int_{r_{y1}}^{r_{y2}} 2\pi dr \Delta p_i = \rho g \pi (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \left[ H_p - \frac{\omega^2}{8g} \left( r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right]$$

$$T_1 = 960 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,151^2 - 0,078^2) \left[ 62,17 - \frac{151,8^2}{8 \cdot 9,81} \left( 0,2075^2 - \frac{0,151^2 + 0,078^2}{2} \right) \right] = 22182 \text{ Н}$$

Під час аварійного зношування ущільнення виникає додаткова осьова сила  $T_1^*$ , спрямована у бік усмоктування.

Ця сила буде дорівнювати [10]:

$$T_1^* = \pi \cdot (r_2^2 \cdot r_{y1}^2) \cdot \gamma \cdot \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_{y1}^2} \cdot \ln \frac{r_2^2}{r_{y1}^2} + \frac{r_2^2 + r_{y1}^2}{2 \cdot r_2^2} - 2 \right)$$

Із креслення робочого колеса:  $r_{y1} = 0,151$  м;  $r_2 = 0,078$  м.

Колова швидкість на виході з робочого колеса:  $U_2 = 31,46$  м/с.

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,2075^2 - 0,151^2) \cdot \frac{960 \cdot 31,46^2}{8} \times \left( \frac{0,2075^2}{0,151^2 - 0,078^2} \cdot \ln \frac{0,2075^2}{0,078^2} + \frac{0,2075^2 + 0,151^2}{2 \cdot 0,2075^2} - 2 \right) = 1379 H$$

Уздовж осі насоса діє також динамічна сила  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку, а також зміною осьового напрямку його руху на радіальний.

Сила  $T_2$  дорівнює [1]:

$$T_2 = B \cdot \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot v_0,$$

де  $B = 1$  - для радіальних коліс;

$v_0$  – швидкість на вході в робоче колесо, м/с,  $v_0 = 3,36$  м/с

$$T_2 = \frac{960 \cdot 740}{3600} \cdot 3,36 = 663 H$$

осьова сила, що діє в бік всмоктування на шнеці

$$T_{\text{шн}} = S \cdot \Delta p$$

$$T_{\text{шн}} = \pi(R^2 - r^2) \cdot \Delta p$$

$$T_{\text{шн}} = \pi(0,142^2 - 0,068^2) \cdot 15273 = 745 H$$

де  $R, r$  – зовнішній радіуси відповідно та вхідний радіус шнеку, м

$\Delta p$  - перепад тиску на шнеці.

Осьова сила, що діє в бік нагнітання на барабані

$$T_{\text{б}} = S \cdot \Delta p$$

Де  $S$  – площа барабану.

$\Delta p$  - перепад тиску на барабані.

$$T_{\text{б}} = \pi(R_{\text{б}}^2 - r_{\text{б}}^2) \cdot \Delta p_{\text{б}}$$

$$T_{\text{б}} = \pi(0,1305^2 - 0,059^2) \cdot 1482911 = 63122 H$$

$$T_{\text{б}} = \pi(0,129^2 - 0,061^2) \cdot 1431864 = 58089 H$$

осьова сила, що діє в сторону всмоктування від ваги ротору.

$$T_p = mg$$

де  $m=386\text{кг}$  - маса ротора

$$T_p = 386 \cdot 9,81 = 3787\text{Н}.$$

Максимальна осьова сила, що діє на робоче колесо:

$$T_{oc} = T_1 \pm (T_1^{1*} - T_2) + T_{ун} - T_{\bar{o}} + T_p$$

$$T_{oc} = 3 \cdot 22182 + (1379 - 663) + 745 - 58089 + 3787 = 13705 \text{ Н}$$

## 2. Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили у відцентровому насосі використаємо формулу [3]:

$$R = K_R \cdot \left( 1 - \left( \frac{Q}{Q_{omm}} \right)^2 \right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2'$$

де  $K_R$  – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса,  $D_2 = 0,415 \text{ м}$ ;

$b_2$  – ширина колеса на виході, що включає в себе й товщину його дисків,

Коефіцієнт  $K_R$  залежить від  $n_s$ . При  $n_s = 116$   $K_R = 0,498$ .

Максимальна сила буде за режиму  $Q = 0$ .

$$R = 0,498 \cdot 1 \cdot 960 \cdot 9,81 \cdot 170 \cdot 0,415 \cdot 0,084 = 27794\text{Н}$$



### 3.2 Розрахунок валу на міцність

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [10]

1. Розрахунок валу на міцність здійснюється за максимальної потужності.

Розрахунок валу на статичну потужність дозволяє визначити запаси міцності і порівняти їх з мінімально припустимими значеннями.

Матеріал валу – Сталь 45 ДСТУ 1050.

Характеристика матеріалу.

- межа міцності  $\sigma_y = 600 \text{ МПа}$  ;
- границя текучості  $\sigma_T = 350 \text{ МПа}$  ;
- межа втоми при вигині  $\sigma_{-1} = 270 \text{ МПа}$  ;
- межа втоми при крутінні  $\tau_{-1} = 160 \text{ МПа}$ .

Потужність насосу:

$$N = \frac{\rho_{\max} \cdot g \cdot Q_H \cdot H_H}{\eta}$$
$$N = \frac{960 \cdot 9,81 \cdot 740 \cdot 170}{3600 \cdot 0,819} = 401823 \text{ Вт}$$

Крутний момент на валу,

$$M = \frac{30 N_{\max}}{\pi \cdot n},$$

де  $N_{\max}$  - максимальна потужність, Вт.  $N_{\max} = 1,1 \times N = 1,1 \times 519 = 571 \text{ кВт}$ .

$$M = \frac{30 \cdot 441,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1450} = 2911 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Понижене допустиме напруження приймаємо  $[\tau] = 190 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2911}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^5}} = 0,122 \text{ м}$$

2. Визначаємо згинальний момент:

$$M_{32} = 0,1 \cdot M_{кр},$$

$$M_{32} = 0,1 \cdot 2911 = 291 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Визначаємо момент опору кручення з урахуванням ослаблення шпонковим пазом:

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d},$$

де  $d$  – діаметр вала, під шпонкою, м;

$b$  – ширина шпонки, м;

$h$  – висота шпонки, м.

$$W_{кр} = \frac{3,14 \cdot 0,12^3}{16} - \frac{0,01 \cdot 0,006 \cdot (0,12 - 0,006)^2}{2 \cdot 0,12} = 335 \cdot 10^{-6}.$$

Момент опору згину:

$$W_{изг} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d},$$

$$W_{изг} = \frac{3,14 \cdot 0,12^3}{32} - \frac{0,001 \cdot 0,006 \cdot (0,12 - 0,006)^2}{2 \cdot 0,12} = 166 \cdot 10^{-6}.$$

4. Визначаємо дотичне напруження:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

$$\tau_{кр} = \frac{2911}{335} = 8,69 \text{ МПа}.$$

5. Визначаємо нормальне напруження:

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{32}},$$

$$\sigma_{32} = \frac{291}{166} = 1,75 \text{ МПа.}$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{32}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2},$$

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(1,75 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (8,69 \cdot 10^6)^2} = 15,15 \text{ МПа.}$$

Запас по статичній міцності:

$$n = \frac{\sigma_m}{\sigma_{екв}},$$

$$n = \frac{350 \cdot 10^6}{15,15 \cdot 10^6} = 23,1.$$

При відношенні:  $\frac{\sigma_m}{\sigma_{\epsilon}} = \frac{350 \cdot 10^6}{600 \cdot 10^6} = 0,58$ , мінімальне допустиме значення

$$[n]_{\min} = 1,4 \div 1,6.$$

Таким чином, запас по статичній міцності забезпечений, оскільки  $[n]_{\min} < n$ .

Діаметри валу під колесом, підшипниками та шнеком вибираємо, виходячи з конструктивних параметрів за умови, що він більше розрахованого.

### 3.3 Розрахунок шпонкового з'єднання валу з колесом

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [31]

Вихідні дані для розрахунку.

Матеріал валу - Сталь 40Х.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 750$  МПа.

Матеріал шпонки - Сталь 45.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 345$  МПа.

Матеріал колеса - 20Х13Л.

Границя текучості -  $\sigma_{0,2} = 435$  МПа.

Крутний момент на валу  $M_{кр} = 2911$  Нм.

Розмір шпонки під робочим колесом, мм  $b \times h \times l = 18 \times 9 \times 60$ .

При розрахунку шпонкового з'єднання валу із колесом визначальною є напруга зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)},$$

де  $l_p$  – робоча довжина шпонки;

$t_1$  – глибина паза валу;

$h$  - висота шпонки;

$d$  - діаметр валу.

$$d = 122 \text{ мм}, \quad t_1 = 4,5 \text{ мм}, \quad h = 9 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 2911}{0,122 \cdot 0,06 \cdot (0,009 - 0,0045)} = 175 \text{ МПа}$$

Допустиму напругу зминання обчислюємо для матеріалу шпонки, що має найнижчу границю текучості.

Допустиме напруження зминання:

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2};$$

$$[\sigma_{зм}] = 0,56 \cdot 350 = 196 \text{ МПа};$$

Умова міцності виконується.

### 3.4 Розрахунок довговічності підшипників

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [31]

Попередньо приймаємо в опорах два радіально-упорні шарикопідшипники важкої вузької серії 54115 ДСТУ 831, з такими параметрами:  $d=75$  мм;  $D=162$  мм;

- динамічна вантажопідйомність –  $C=143$  кН;

- статична вантажопідйомність –  $C_0=91,2$  кН.

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{11581}{1 \cdot 20794} = 0,557, \quad \frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{13705}{1 \cdot 27794} = 0,493,$$

$e = 0,8$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < 0,8$$

Визначаємо еквівалентне навантаження:

$$P_E = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

де  $V$  – коефіцієнт обертання,  $V=1$  під час обертання внутрішнього кільця підшипника щодо напрямку радіального навантаження;

$F_r$  – радіальне навантаження,  $F_r=R/2=13897$  Н;

$K_\sigma$  – коефіцієнт безпеки,  $K_\sigma=1$ ;

$K_T$  – температурний коефіцієнт,  $K_T=1,1$ .

$$P_E = 1 \cdot 13897 \cdot 1 \cdot 1,1 = 15287 \text{ Н}$$

$$L = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)$$

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot 1450} \left( \frac{143000}{15287} \right)^3 = 32684 \text{ год}$$

Значення розрахункової довговічності, що рекомендуються, для машин цілодобового використання, зокрема для насосів відповідає 30000 годин, а встановлений ресурс до капремонту 20000 годин. Отже умову виконано.

## 4 Розрахунок ущільнень

Розрахунок виконуємо згідно з рекомендаціями [16]

У даному розрахунку необхідно визначити перепади тиску в передньому, міжступеновому ущільненнях робочого колеса а також величину витоків.

Витоки в ущільненнях:

$$q = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати шпарини,  $\mu=0,5$ ;

$f$  - площа шпарини,  $f = 2\pi r_1 \delta$  ;

$p$  - перепад тиску на шпарини.

Перепад тиску на передньому ущільненні робочого колеса:  $P_p = \psi \times H_{\text{пот}} - P_{\text{п}}$  ,

де  $\psi$  - питома вага рідини, Н/м<sup>3</sup>;

$H_{\text{пот}}$  - потенційний напор, м .

$$H_{\text{ном}} = H \cdot \left( 1 - \frac{g \cdot H}{2 \cdot \omega^2 \cdot R_2} \right),$$

де  $H$  - напір ступеня, м.

$g$  – прискорення вільного падіння;

$\omega$  - частота обертання ротора, рад/с;

$R_2$  – радіус робочого колеса, м.

$$H_{\text{ном}} = 56,7 \cdot \left( 1 - \frac{9,81 \cdot 56,7}{151,8^2 \cdot 0,415} \right) = 58,2 \text{ (м)}$$

Визначаємо падіння статичного натиску в пазусі переднього ущільнення першої ступені:

$$P_{\text{п}} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{8},$$

де  $R_1$  – діаметр переднього ущільнення, м;

$\rho$  - щільність рідини, перекачуваної насосом, кг/м .

$$P_{II} = 960 \cdot 151,8^2 \cdot \frac{0,2075^2 - 0,151^2}{8} = 56010 \text{ (Па)}$$

Тоді перепад тиску на передньому ущільненні робочого колеса першої ступені:

$$P_p = 9,81 \times 960 \times 58,2 - 56010 = 492094 \text{ (Па)}$$

Витоки в ущільненні:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_1 \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

м<sup>3</sup>/год.

$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,151 \cdot 0,0003 \sqrt{\frac{2 \cdot 492094}{960}} = 0,0041$$

Визначаємо падіння статичного тиску в пазусі переднього ущільнення проміжних ступенів:

$$P_{II} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_1^2}{8},$$

де  $R_1$  – діаметр переднього ущільнення, м;

$\rho$  - густина рідини, перекачуваної насосом, кг/м<sup>3</sup>.

$$P_{II} = 960 \cdot 151,8^2 \cdot \frac{0,2075^2 - 0,078^2}{8} = 102235 \text{ (Па)}$$

Тоді перепад тиску на передньому ущільненні робочого колеса проміжної ступені:

$$P_p = 9,81 \times 960 \times 58,2 - 102235 = 445869 \text{ (Па)}$$

Витрата шпарини:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_1 \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

м<sup>3</sup>/год.

$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,151 \cdot 0,0003 \sqrt{\frac{2 \cdot 445869}{960}} = 0,0032$$

Перепад тиску на міжступеневому ущільненні визначається по формулі:



$$P_{\Gamma} = \gamma \cdot (H - H_{ном}) + P_{\mathcal{M}},$$

де  $P_{\mathcal{M}}$  - перепад статичного тиску в пазусі міжступеневого ущільнення, Па.

$$P_{\mathcal{M}} = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{R_2^2 - R_3^2}{8},$$

$$P_{\mathcal{M}} = 960 \cdot 151,8^2 \cdot \frac{0,2075^2 - 0,081^2}{8} = 100916 \text{ (Па)}$$

$$P_{\Gamma} = 9,81 \times 960 \times 58,2 - 100916 = 447188 \text{ (Па)}$$

Витрата шпарини:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_1 \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

м<sup>3</sup>/год.

$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,081 \cdot 0,0003 \sqrt{\frac{2 \cdot 447188}{960}} = 0,00076$$

Перепад тиску на барабані:

$$P_{\delta} = \gamma \cdot H_n,$$

де  $H_n$  – напір насосу, м.

$$P_{\delta} = 9,81 \cdot 960 \cdot 170 = 1600992 \text{ Па}$$

Витрата шпарини:

$$q = \mu \cdot 2\pi r_{\delta} \delta \sqrt{\frac{2p}{\rho}}$$

м<sup>3</sup>/год.

$$q = 0,5 \cdot 2\pi \cdot 0,132 \cdot 0,0003 \sqrt{\frac{2 \cdot 1600992}{960}} = 0,0053$$

## 5 Вибір електродвигуна

Виходячи з споживаної потужності насоса вибираємо електродвигун асинхронний трифазний з короткозамкнутим ротором обдувається вертикальні вибухозахищені серії ВАОВ призначений для приводу нафтових підірних насосів типу НПВ

Основні технічні характеристики електродвигуна:

Тип електро-двигуна	Потуж-ність кВт	Напру-га В	Частота обертів (асинхронна), об/хв	ККД, %	cosφ	Ммах Мном	Мпуск Мном	Іпуск Іном	Момент інерції двигуна кг*м <sup>2</sup> ротора
ВАОВ 435 S-4	435	6000	1450	96,1	0,89	1,25	5,9	2,42	7,68

## 6 Охорона праці

### Нормування та контроль у галузі охорони праці на промисловому підприємстві

Нормування у галузі охорони праці на промисловому підприємстві – це процес щодо встановлення та застосування нормативів, правил та вимог, які безпосередньо спрямовані на забезпечення безпечних і здорових умов праці на даному конкретному промисловому підприємстві для працівників цього підприємства (персоналу), а також й інших осіб, що можуть перебувати на території цього промислового підприємства під час реалізації на ньому технологічних виробничих процесів [5].

Нормування у галузі охорони праці на промисловому підприємстві сприяє мінімізації професійних ризиків для працівників цього підприємства, а також покращанню виробничих умов. Конче необхідно вимагати від підприємців (роботодавців) ретельного дотримання прийнятих процедур, регулярного їхнього перегляду із внесенням необхідних актуальних змін та доповнень згідно з оновленими вимогами чинного на даний момент законодавства [8].

Контроль та нагляд за дотриманням трудового законодавства з боку підприємців-роботодавців здійснюють спеціалізовані державні органи (установи), кожен з яких має свої власні чітко визначені функції та повноваження.

Контролюючі органи зокрема можуть [6]:

- безперешкодно отримувати доступ у будь-який час доби до приміщень (виробничих та невиробничих) різних організацій будь-якої форми власності (зокрема й фізичних осіб – підприємців);

- вимагати від підприємців-роботодавців та їхніх уповноважених представників надати усі необхідні документи, які дозволяють винести судження про стан питання з охорони праці на даному конкретному підприємстві чи установі;

- вилучати з метою проведення аналізу шляхом відповідних досліджень та випробувань зразки матеріалів та речовин, які використовує дане конкретне

промислове підприємство у своєму виробничому технологічному процесі як сировину або допоміжний матеріал тощо;

- вести розслідування обставин, які спричинили до виникнення на даному конкретному промисловому підприємстві ситуації, що призвела до нещасного випадку та нанесла шкоду працівникам цього підприємства під час виконання ними своїх безпосередніх службових обов'язків, або ж іншим (стороннім) особам, які перебували на території цього промислового підприємства;

- висувати до підприємців-роботодавців та їхніх уповноважених представників вимоги щодо усунення виявлених під час проведення перевірок порушень чинного на даний момент трудового законодавства, які потенційно можуть призвести до виникнення шкідливих та небезпечних ситуацій і як наслідок до травматизму серед працівників даного конкретного промислового підприємства під час виконання ними своїх службових обов'язків у рамках реалізації технологічного процесу з виготовлення промислової продукції підприємства, або ж сторонніх осіб, які перебувають на його території;

- спрямовувати до судових інстанцій вимоги щодо ліквідації недобросовісного чи недбалого до дотримання вимог чинного законодавства щодо забезпечення безпечних та належних умов праці промислового підприємства або ж щодо зупинення (взагалі або на певний час – до усунення виявлених під час перевірки порушень щодо умов праці на виробництві) діяльності окремих структурних підрозділів цього підприємства (цехів, дільниць тощо);

- видавати приписи підприємствам, на території яких було проведено перевірки, щодо усунення від виконання службових обов'язків працівників цього підприємства, які з тих або інших причин не пройшли навчання з безпечних методів та способів виконання технологічних операцій і робіт на своєму робочому місці, інструктажу з охорони праці (первинного, повторного тощо), стажування на своїх робочих місцях, а також перевірку їхніх знань щодо вимог з техніки безпеки

і охорони праці на промисловому виробничому підприємстві машинобудівної галузі;

- забороняти використання засобів індивідуального та колективного захисту робітників і працівників та персоналу даного промислового підприємства у тому випадку, коли ці засоби не відповідають у повній мірі обов'язковим технічним вимогам, наведеним у відповідних нормативних документах, або ж вимогам щодо охорони праці та техніки безпеки на даному конкретному виробництві, з обов'язковим урахуванням усіх особливостей прийнятого на підприємстві технологічного процесу з виробництва промислової продукції, а також складати відповідні протоколи, що фіксують виявлені порушення у сфері техніки безпеки та охорони праці на промисловому підприємстві, та проводити розгляд справ про адміністративні порушення роботодавців у сфері охорони праці на власному виробничому підприємстві;

Також спеціалізовані державні органи (установи) мають право проводити перевірки на промислових підприємствах щодо дотримання наступних вимог [7]:

- ядерної, радіаційної, технічної та пожежної безпеки на промислових підприємства відповідних галузей (як промислових так й інших);

- промислової безпеки під час виконання робіт з проектування, будівництва, експлуатації виробничих ліній та устаткування, консервації та/або ліквідації небезпечних промислових об'єктів (ліній, цехів, ділянок, окремих будівель та приміщень тощо), виготовлення, монтажу, налагодження, технічного обслуговування та ремонту технічних пристроїв (обладнання, устаткування, пристосувань тощо), які застосовують на потенційно небезпечних виробничих та/або невиробничих об'єктах (цехах, ділянках, технологічних лініях тощо), транспортування потенційно небезпечних та/або шкідливих речовин (сировини, матеріалів тощо) на території виробничих та/або невиробничих приміщень під час реалізації прийнятого на даному конкретному виробництві технологічного процесу щодо виробництва конкретної промислової продукції;

- безпеки щодо електроенергетики: постачання та використання електричної енергії на підприємстві, зокрема, технологічним обладнанням підприємства на технологічних виробничих лініях;

- безпеки проведення усього спектру робіт, які безпосередньо або опосередковано пов'язані із використанням надр (корисних копалин);

- пожежної безпеки на підземних об'єктах (різних галузях) та під час проведення вибухових робіт;

- правил безпеки щодо утримання гідротехнічних споруд власниками гідротехнічних споруд та організаціями, які здійснюють їхню експлуатацію;

- дотриманням умов та вимог технічних регламентів у встановленій сфері діяльності даного конкретного виробничого чи невиробничого підприємства (організації, установи тощо).

Спеціалізовані державні органи (установи) можуть [5]:

- за умови надання відповідного службового посвідчення безперешкодно перебувати на території (зокрема й у виробничих та невиробничих приміщеннях) організацій, підприємств та установ, мати доступ до їхніх документів та матеріалів, перевіряти дотримання та виконання вимог законів щодо питань техніки безпеки і охорони праці на даному конкретному виробничому підприємстві;

- вимагати від керівництва підприємства, а також інших посадових офіційних осіб, надання усього комплексу необхідних документів, матеріалів та іншої інформації, необхідних для ретельного виконання перевірки щодо дотримання вимог чинного законодавства щодо питань техніки безпеки та охорони праці на підприємстві та його прилеглих територіях;

- вимагати проведення відповідних перевірок, ініційованих у зв'язку з отриманням звернень та вимог від громадян та інших зацікавлених осіб щодо дотримання вимог з техніки безпеки та охорони праці на промисловому підприємстві та його прилеглих територіях;

- викликати офіційних посадових осіб та громадян з метою надання офіційних пояснень з приводу отриманої інформації про наявність порушень

вимог чинного законодавства з питань техніки безпеки та охорони праці на даному промисловому підприємстві та його прилеглих територіях;

- вимагати від власників промислового підприємства та їхніх офіційних представників термінового виконання робіт щодо негайного та повного усунення виявлених порушень з питань техніки безпеки та охорони праці на даному промисловому підприємстві та його прилеглих територіях;

- порушувати адміністративні справи щодо виявлених порушень чинного законодавства з питань техніки безпеки та охорони праці на даному промисловому підприємстві та його прилеглих територіях;

- вимагати проведення відповідних перевірок з боку інших органів державного контролю з питань техніки безпеки та охорони праці у машинобудівній галузі.

За характером перевірки розділяють на [8]:

- планові (комплексні або тематичні);
- позапланові (цільові або контрольні).

За формою перевірки розділяють на:

- виїзні;
- документарні.

Заходи, пов'язані з проведенням планових перевірок стану технічної безпеки та охорони праці на промисловому підприємстві, проводять не частіше одного разу у три роки. Якщо така перевірка є комплексною, то під час проведення процедур з контролю стану технічної безпеки та охорони праці на промисловому підприємстві разом з питанням, які безпосередньо пов'язані з дотримання вимог щодо охорони праці, перевіряють також і правильність у веденні кадрової документації на промисловому підприємстві, місцеві нормативні акти та іншу документацію. Якщо ж така перевірка є тематичною, то перевірки підлягають лише ті питання, які безпосередньо пов'язані із дотриманням вимог чинного законодавства щодо техніки безпеки та охорони праці на підприємстві [6].

Документарну перевірку проводять без виїзду на територію промислового підприємства шляхом аналізу документації, яку підприємство надало установі на її офіційний запит [5].



## 7 Економічна частина

### Функціонально-вартісний аналіз нової техніки

З метою забезпечення заданого високого рівня з точки зору техніко-економічної досконалості нової промислової (зокрема насосної) продукції конче необхідним є організація роботи щодо визначення та неухильного досягнення оптимальних технічних параметрів, а також й економічних показників промислових виробів, які виготовляє підприємство під час реалізації затвердженого плану виробництва промислової продукції. Одним зі способів, що здатні ефективно вирішити таку задачу є запровадження на стадії підготовки продукції до її виробництва на промисловому підприємстві концепції, закладеної в основу функціонально-вартісного аналізу (ФВА) [35].

Під час проведення усіх заходів, які передбачає функціонально-вартісний аналіз, з'являється можливість щодо виявлення та усунення додаткових витрат (які не є обов'язковими та такими, що впливають на якість вироблюваної продукції), а також щодо створення нових конструктивних рішень уже відомих промислових виробів, які мають високий рівень якості, та при цьому пов'язані з витратами, які за своєю величиною не суттєво перевищують витрати, пов'язані з виробництвом базового варіанту даного типу продукції [35].

Функціональні методи вартісного аналізу можна використати також і під час виконання робіт, які пов'язані з проєктуванням технологічних виробничих процесів, організацією виробництва промислової продукції різного призначення, які виникають під час опанування нової продукції (техніки) на виробництві.

Функціонально-вартісний аналіз – це метод системного дослідження будь-якого типу або виду об'єкту (наприклад, деталі, виробу, обладнання, процесу, структури тощо), який спрямований на отримання більш високого рівня ефективності щодо використання наявних на даному конкретному виробничому підприємстві матеріальних (обладнання, устаткування, сировина, матеріали,

основні фонди тощо) та трудових (робітники, працівники, персонал, стейкхолдери тощо) ресурсів. Цей метод за умови його усвідомленого, неухильного та правильного використання здатен забезпечити оптимальний баланс між споживацькими властивостями виробленої продукції та витратами, пов'язаними з її життєвим циклом (від виробництва на підприємстві до завершення експлуатації) [35].

Функціонально-вартісний аналіз здатен забезпечити підвищення ефективності використання матеріальних та трудових витрат на виробництві ще на стадії підготовки виробництва промислової продукції машинобудівного підприємства за рахунок застосування наступних підходів [35]:

- попередження виникнення надлишкових витрат, пов'язаних з виробництвом промислової продукції, які мають чітко виражений функціональний характер;

- скорочення до прийняттого рівня або ж взагалі усунення невиправданих особливостями технологічного процесу або іншими об'єктивними факторами витрат на виробництво промислової продукції та витрат, які відбуваються під час реалізації прийнятого на підприємстві технологічного процесу виготовлення промислової продукції.

Цілком очевидно, що кожна нова одиниця виробу, яку розробляє виробник промислової продукції, має бути більш раціональною з точки зору виготовлення та використання у подальшому під час експлуатації та більш економічною (як з точки зору виготовлення – мати мінімальну собівартість, так і з точки зору експлуатації – має нести мінімальні витрати на підтримання її у належному стані включно з проведенням оглядів, ремонтів, обслуговування тощо) порівняно з усіма попередньо виготовленими чи розробленими конструкціями, які за своїм функціоналом та параметрами призначення відповідають цій новій одиниці промислового виробу [35].

Проведений на основі оброблення статистичних даних аналіз відомих конструкцій промислових виробів свідчить, що значна кількість елементів

виробів (деталі, комплектуючі, вузли, їхні конструктивні елементи тощо) достатньо часто мають економічні недоробки, які на перший погляд часто здаються зовсім незначними, неважливими та такими, що не мають економічного впливу. Економічна недоробка – це таке конструктивне рішення, прийняте під час виконання робіт з проєктування промислової продукції, яке у подальшому призводить до зростання витрат, яке не є обґрунтованим. Прикладами таких економічних недоробок можуть бути наступні [35]:

- невиправдане (наприклад особливостями технологічного процесу виготовлення, або новими функціональними можливостями) ускладнення форми деталі;

- надмірне та невиправдане завищення класу точності обробки поверхонь деталей (що призводить до зростання собівартості оброблювальних робіт);

- завищене значення чистоти тих поверхонь деталі, які не є робочими під час її роботи безпосередньо на місці її використання (у машині, механізмі, вузлі тощо);

- необґрунтоване застосування занадто коштовних матеріалів для виготовлення деталі у тих випадках, коли застосування більш дешевого замітника не призводить до принципового зменшення функціональних можливостей деталі та не впливає критично на її робочі параметри з точки зору міцності і довговічності тощо;

- закладення під час проєктування надмірної міцності деталей (таке підвищення міцності забезпечують більшими розмірами елементів деталі, що у свою чергу призводить до збільшення її маси та відповідно вартості заготовки);

- використання покриттів занадто великої вартості у тих випадках, коли більш дешеві варіанти цілком задовольняють вимоги щодо захисних покриттів та не впливають критично на довговічність виробу.

У разі неухильного планомірного та усвідомленого застосування функціонально-вартісного аналізу на промисловому виробництві виробник отримує можливість усунути значну частину недоробок ще на стадії проєктування

промислової продукції (на самому початку життєвого циклу виробу), а також під час виготовлення дослідних зразків цієї продукції. Не слід недооцінювати важливість використання функціонально-вартісного аналізу і під час серійного виробництва промислової продукції, коли зменшення вартості одного виробу буде як правило незначним, але для партії однорідної продукції таке зниження може бути досить суттєвим. У саму основу функціонально-вартісного аналізу було покладено принцип, який говорить, що об'єктом дослідження під час реалізації цього основного принципу мають бути не продукти праці (виготовлені на підприємстві окремі зразки промислової продукції) як такі, а ті функції, які виконують ці продукти праці. Такий підхід обумовлений тим, що саме виконувані фізичним об'єктом (продуктом праці) цікавлять споживача і задовольняють його потреби, а не самі продукти праці як такі [35].

Усі функції, притаманні продуктам праці (виробленим на промисловому підприємстві виробам), у теорії функціонально-вартісного аналізу розрізняють за наступними ознаками [35]:

- за областю застосування – функції зовнішні та функції внутрішні;
- за роллю, яку вони виконують у процесі задоволення потенційного покупця промислової продукції, – функції головні та функції допоміжні;
- за ступенем корисності функції для кожного конкретного споживача продукції промислового підприємства – функції корисні, функції некорисні (марні, некорисні, зайві, надлишкові тощо), функції шкідливі (а іноді й потенційно небезпечні для споживача).

На практиці реалізація функціонально-вартісного аналізу на підприємстві з виготовлення промислової машинобудівної продукції відбувається у декілька важливих та послідовних етапів [35]:

1-й етап – підготовчий – цей етап функціонально-вартісного аналізу передбачає виконання наступного комплексу дій: вибір об'єкту дослідження, постановку задачі для проведення подальшого дослідження, визначення мети, на яку буде спрямовано даний функціонально-вартісний аналіз, формування робочої

групи, яка буде безпосередньо реалізовувати функціонально-вартісний аналіз. При цьому слід зазначити, що об'єктом проведення функціонально-вартісного аналізу може бути як новий виріб (той, що передбачає його проектування «з нуля»), або ж модернізований варіант вже відомого виробу (який раніше вироблявся на цьому даному конкретному підприємстві, або ж на інших підприємства галузі);

2-й етап – інформаційний – цей етап функціонально-вартісного аналізу передбачає ознайомлення робочої групи з кресленнями виробу, технологічними процесами (прийняти на даному конкретному виробничому підприємстві для виготовлення цього типу виробів), паспортами на основне та допоміжне обладнання, яке є задіяним у процесі виготовлення одиниці промислової продукції, патентними формулярами (які дозволяють встановити патентну чистоту виробу щодо країн, які є потенційним ринками збуту промислової продукції даного підприємства), рекламними проспектами фірм-конкурентів (які виготовляють аналогічну або подібну продукцію), науковими статтями (які містять теоретичні та практичні відомості щодо розрахунку та проектування даного типу промислової продукції). На цьому етапі у обов'язковому порядку вивчають та аналізують також й економічні показники щодо виробництва промислової продукції: собівартість виготовлення на даному підприємстві зразків промислової продукції; ціни на ринку на аналогічну або подібну продукцію (з урахуванням особливостей окремих ринків збуту готової промислової продукції); витрати, пов'язані з провадженням та освоєнням нової техніки на виробництві;

3-й етап – аналітичний – цей етап функціонально-вартісного аналізу передбачає наступну його мету – проведення аналізу об'єкту (одиниці нової промислової продукції, придатної для її подальшого виробництва на даному машинобудівному підприємстві) в цілому з метою визначення конкретних задач щодо розроблення та формулювання різних придатних до подальшого провадження варіантів рішень, кожен з яких має бути спрямований на удосконалення уже існуючого виробу або його варіанту;

4-й етап – творчий – цей етап функціонально-вартісного аналізу передбачає наступну мету – пошук нових ідей, які можна було б покласти у основу створення різних варіантів вирішення поставленої задачі, а також процедуру вибору найбільш доцільних варіантів вирішення поставленої задачі (найбільш прийнятних варіантів вирішення даного конкретного виробу для його подальшого виробництва на підприємстві);

5-й етап – дослідницький – цей етап функціонально-вартісного аналізу передбачає проведення оцінювання обраних на попередньому етапі варіантів з подальшим вибором основного варіанту за допомогою попередньо прийнятих критеріїв щодо оцінювання та кількісного порівняння різних варіантів.

6-й етап – провадження та контроль за результатами – цей етап функціонально-вартісного аналізу передбачає розроблення графіка, за яким буде здійснюватися реалізація прийнятих попередньо організаційних та технічних рішень щодо виробництва нової промислової продукції машинобудівним підприємством, а також безпосередньо саму реалізацію цих рішень.

## Список літератури

1. <https://nasostrading.com.ua/ua/g6179612-kondensatnye-nasosy-tipa>
2. <https://opeks.ua/ua/kondensatni-nasosi/>
3. <https://ventilator.ua/product/nasos-kondensatnyj-ksv-125-140-1-s-uhl4/>
4. <https://buklib.net/books/25371/>
5. Левченко О. Г. Охорона праці та цивільний захист / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров. – Київ : КПП ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 420 с.
6. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
7. Основи професійної безпеки та здоров'я людини : підручник / В. В. Березуцький [та ін.] ; під ред. проф. В. В. Березуцького. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – 553 с.
8. Олійник П. В. Цивільний захист : підручник / П. В. Олійник, С. Т. Омельчук, В. В. Чаплик та ін. – Вінниця : Нова Книга, 2013. – 328 с.
9. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навчальний посібник / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 265 с.
10. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
11. Гідродинамічні передачі і приводи: конспект лекцій: у 2 ч. (Ч. 1. Гідродинамічні муфти) / укладач О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2015. – 109 с.
12. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. – Ч. 1. Гідравліка і гідравлічні машини/ В. Р. Кулінченко, І. В. Дубковецький, О. М. Деменюк. – Київ : НУХТ, 2012. – 246.
13. Панченко В. О. Експлуатація обладнання насосних станцій : навч. посіб. / В. О. Панченко, В. Ф. Герман, О. В. Івченко та ін.; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2020. – 270 с.

14. Підконтрольна експлуатація обладнання насосних станцій [Електронний ресурс] : конспект лекцій для студ. спец. 131 «Прикладна механіка» освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика») / В. О. Панченко, В. Ф. Герман. – Електронне видання каф. Прикладної гідроаеромеханіки. – Суми : СумДУ, 2020. — 264 с.
15. Ратушний О. В. VI технологічний уклад: перспективи розвитку систем, які передають енергію рідині : монографія / О. В. Ратушний. – Суми : Вид-во СумДУ., 2020. – 212 с.
16. Rzhebaeva N. K. Calculation and Designing of Centrifugal Pumps: study guide / N. K. Rzhebaeva, E. E. Rzhebaev. – Sumy : Sumy State University, 2016. – 205 p.
17. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки : навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : ЦУЛ, 2017. – 312 с.
18. Гусак О. Г. Теорія гідромашин : навч. посіб. / О. Г. Гусак, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2022. – 158 с.
19. Applied Fluid Mechanics Lab Manual [Електронний ресурс] / H. Ahmari, S. Md. I. Kabir; ed. G. Bowers. — Arlington : Mavs Open Press, 2019. – 104 p.
20. Gulich J F Centrifugal Pumps / Johann Friederich Gulich // Springer Heidelberg Dordrecht London New York. : 2020. – 1116 p.
21. Renewable Energy Devices and Systems with Simulations in MATLAB and ANSYS. Frede Blaabjerg, Dan M. Ionel / Taylor & Francis Group – 415 p.
22. Методологія наукових досліджень : навч. посіб. / В. І. Зацерковний, І. В. Тішаєв, В. К. Демидов. – Ніжин : НДУ ім. М. Гоголя, 2017. – 236 с.
23. Симоновський В. І. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика. : навчальний посібник / В. І. Симоновський. – Суми: СумДУ, 2015. – 121 с.
24. Краснянський М. Ю. Енергозбереження: навчальний посібник / М. Ю. Краснянський. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 136 с.



25. Управління енергоспоживанням: промисловість і соціальна сфера : монографія / за заг. ред.: О. М. Теліженка, М. І. Сотника. – Суми : Мрія-1, 2018. – 336 с.
26. Енергетичний інжиніринг та менеджмент: в 3-х ч. Ч. І. Проектування ефективних енергетичних систем / П. Г. Плешков, С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков, І. В. Савеленко. – МОН, Центральноукр. нац. техн. ун-т. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 156 с.
27. Основи енерго- і ресурсозбереження: навчальний посібник / Г. І. Канюк, Т. М. Пугачова, В. Ф. Без'язичний, О. М. Близниченко, Д. І. Шматков. – Харків : друкарня «Мадрид», 2019. – 230 с.
28. Нестерчук Д. М. Основи метрології та засоби вимірювань: навчальний посібник / Д. М. Нестерчук, С. О. Квітка, С. В. Галько. – Мелітополь : Видавничо-поліграфічний центр «Люкс», 2017. – 256 с.
29. Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи / укладачі : В. І. Склабінський, Я. Е. Михайловський, В. М. Маренок. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 52 с.
30. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye\\_k-item/](http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/).
31. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 48 с.
32. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності на тему «Розрахунок і проектування відповідних пристроїв» / укладачі: Е. В. Колісніченко, С. О. Лугова, В. О. Панченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 27 с.
33. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.

34. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажу та експлуатації. Звід правил.
35. Литвин З. Б. Функціонально-вартісний аналіз: навчальний посібник / З. Б. Литвин. – Тернопіль: Економічна думка, 2007. – 130 с.