

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ  
ТА ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему:

### **Розробка конденстного насосного агрегату конструктивного виконання VS6, з параметрами:**

**$Q=72\text{м}^3/\text{год}$ ,  $H=57\text{м}$**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

Кандиба Єгор Валерійович  
*прізвище, ім'я, по-батькові*

---

*підпис, дата*

Науковий керівник

---

*науковий ступінь, учене звання*

Лобуренко М.В.

*прізвище, ім'я, по-батькові*

---

*підпис, дата*

Суми 2022

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

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

гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
прикладної

\_\_\_\_\_ Сотник М.І.  
“ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ**  
**до випускної роботи бакалавра студенту**

Кандибі Єгору Валерійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1. Тема роботи - «Розробка конденстного насосного агрегату конструктивного виконання VS6, з параметрами:  $Q=72\text{м}^3/\text{год}$ ,  $H=57\text{м}$ »**  
затверджена наказом по університету від \_\_\_ " \_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_
- 2. Термін здачі студентом закінченої роботи - 31.05.2022 р.**
- 3. Вихідні дані до проекту:**  
параметри насосу:  
подача насоса  $Q_n = 72 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H_n = 57 \text{ м}$ .
- 4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**  
гідравлічні розрахунки, 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), креслення прямого апарату (A1), креслення підводу-відводу (A1).

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| №  | Найменування етапів роботи                                    | Термін виконання етапів роботи | Примітка  |
|----|---|--------------------------------|---|
| 1  | Загальна характеристика консольних насосів                    | до 21.04.2022                  |   |
| 2  | Вибір конструктивної схеми насоса                             |                                |   |
| 3  | Опис конструкції вибраного насоса                             |                                |   |
| 4  | Гідравлічні 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                            | до 25.04.2022                  |   |
| 10 | Розрахунок кінцевого ущільнення                               |                                |   |
| 11 | Розрахунки на міцність  |                                |   |
| 12 | Розрахунки з вибору підшипників                               |                                |   |
| 13 | Креслення робочого колеса                                     | до 30.04.2022                  |   |
| 15 | Складальне креслення насоса                                   | до 15.05.2022                  | Керівник  |
| 17 | Оформлення РПЗ та графічних матеріалів                        | до 09.06.2022                  |   |
| 18 | Представлення роботи керівнику. Внесення поправок.            | до 10.06.2022                  |   |
| 19 | Перевірка роботи на плагіат.                                  | до 15.06.2022                  |   |
| 20 | Час для попереднього захисту. Підготовка доповіді до захисту. | до 15.06.2022                  |   |
| 21 | Розміщення роботи в репозитарій. Отримання рецензії.          | до 20.06.2022                  |   |
| 22 | Захист роботи в ЕК (згідно графіка захисту).                  | з 22.06.2022 до 26.06.2022     | До захисту робота допускається після перевірки на плагіат |

Дата видачі завдання - 01.02.2022 р.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис)

Лобуренко М.В.  
(прізвище, ініціали)

## Реферат

Пояснювальна записка: 57 с., 13 рисунків, 5 таблиць, 7 літературних джерел.

Тема дипломного проекту «Розробка конденстного насосного агрегату конструктивного виконання VS6, з параметрами:  $Q=72\text{м}^3/\text{год}$ ,  $H=57\text{м}$ »

Графічні матеріали: 4 аркуша формату А1:

креслення робочого колеса, складальне креслення насоса, креслення напрямного апарату, креслення підводу-відводу, креслення кришки підшипника.

Мета проекту – розробка насосу для перекачування конденсату водяної пари на теплових електростанціях: подача  $72\text{ м}^3/\text{год}$ , напір –  $57\text{ м}$ .

Відповідно до поставленої мети було:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- виконано опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки на міцність: вала, шпонкових з'єднань;
- вибрана з'єднувальна муфта.

У розділі з економіки розглянуто систему створення та освоєння виробництва нової техніки.

У розділі із охорони праці розглянуто безпеку експлуатації герметичних систем, що працюють під тиском.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ЧАСТОТА ОБЕРТАННЯ, ТИСК, КАВАТАЦІЯ, КОНДЕНСАТ.

## Зміст

С.

|  |           |
|--|-----------|
| Реферат .....  | 4         |
| Вступ .....  | 6         |
| <b>3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ .....</b>                                       | <b>8</b>  |
| 3.1 Вихідні дані для розрахунку.....   | 8         |
| 3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса .....                                     | 9         |
| 3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо .....                               | 10        |
| 3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини.....  | 11        |
| 3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку.....  | 12        |
| 3.6 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса .....                            | 13        |
| 3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей.....    | 14        |
| 3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса.....                      | 15        |
| <b>4 ПРОЕКТУВАННЯ МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА .....</b>                                | <b>17</b> |
| 4.1 Загальні відомості.....  | 17        |
| 4.2 Побудова меридіанного перерізу.....  | 18        |
| <b>5 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ .....</b>          | <b>22</b> |
| 5.1 Побудова нормалей .....  | 22        |
| 5.2 Побудова ліній течії .....   | 23        |
| <b>6 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТІ .....</b>   | <b>26</b> |
| 6.1 Загальні положення .....   | 26        |
| 6.2 Побудування координатної сітки на розгортці циліндра.....                                    | 26        |
| 6.3 Побудова конформного відображення координатної сітки на поверхні течії.....                  | 27        |
| 6.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра .....                                     | 29        |
| 6.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса ..... | 32        |
| 6.6 Побудова лопаті у плані.....   | 34        |

|                  |             |                 |              |             |  |  |  |             |              |                |    |
|------------------|-------------|-----------------|--------------|-------------|--|--|--|-------------|--------------|----------------|----|
|                  |             |                 |              |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b>  |  |  |             |              |                |    |
| <i>Зм</i>        | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підп.</i> | <i>Дата</i> | Розробка конденстного насосного агрегату<br>Пояснювальна записка |  |  | <i>Лім.</i> | <i>Аркуш</i> | <i>Аркушів</i> |    |
| <i>Розроб.</i>   | Кандиба     |                 |              |             |  |  |  |             |              | 4              | 57 |
| <i>Перев.</i>    | Лобуренко   |                 |              |             |  |  |  |             |              |                |    |
| <i>Н. контр.</i> | Лобуренко   |                 |              |             |  |  |  |             |              | СумДУ ГМ-81/1  |    |
| <i>Затв.</i>     |             |                 |              |             |  |  |  |             |              |                |    |

|   |    |
|---|----|
| 7 ВИКОНАННЯ РОБОЧОГО КРЕСЛЕННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА .....    | 34 |
| 8 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА.....                  | 36 |
| 8.1 Вибір типу ущільнення .....                         | 36 |
| 8.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні..... | 37 |
| 9 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА .....                        | 38 |
| 9 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ .....                            | 40 |
| 9.1 Розрахунок реакцій в опорах.....                    | 40 |
| 9.2 Розрахунок довговічності підшипників .....          | 42 |
| 9.3 Розрахунок вала на статичну міцність .....          | 44 |
| 9.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом..... | 46 |
| 10 Розділ з охорони праці.....                          | 49 |
| 11 Економічний розділ .....                             | 53 |
| Список використаної літератури.....                     | 57 |

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 5           |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |



## Вступ

Насоси типу КсВ призначені для подавання конденсату відпрацьованої пари стаціонарних парових турбін, конденсату пари для підігрівання з теплообмінних апаратів, а також рідин, подібних до води за в'язкістю та хімічною активністю. Насоси даного типу відцентрові, вертикальні, багатоступеневі, двокорпусні із секційним внутрішнім корпусом і однобічним розміщенням робочих коліс. Для підвищення усмоктувальної здатності насоса перед першим ступенем встановлене передвключене колесо. Базовою деталлю насоса є зовнішній корпус, який залежно від типу насоса виконують або зварним, або чавунним литим. У зовнішньому корпусі розміщені вхідний і напірний патрубки і опорна плита. Внутрішній корпус складається із підводу, комплекту секцій із запресованими у них напрямними апаратами і напірної кришки, яку шпильками кріплять до верхнього торця зовнішнього корпусу. Між зовнішнім і внутрішнім корпусами передбачений ущільнювальний стик з гумовим кільцем для розділення порожнин високого та низького тиску усередині насоса. Ротор насоса є окремим складальним елементом, який складається із комплекту робочих коліс, втулок, розвантажувального барабану. У осьовому напрямку деталі ротора фіксують на валу круглими гайками. Робоче колесо першого ступеня має збільшену вхідну воронку, проточна частина інших коліс є однаковою. Верхньою опорою ротора слугує здвоєний радіально-упорний шарикопідшипник, встановлений у корпусі. Корпус кріплять до напірної кришки насоса. Масло до підшипника подають з ванни за допомогою різьбової втулки, а стікає самопливом. У корпусі підшипника передбачені камери для охолоджувальної води. Розвантаження осьового зусилля ротора виконує розвантажувальний барабан, залишкове осьове зусилля сприймає верхній підшипник. Цей підшипник також фіксує положення ротора у насосі. Нижньою опорою ротора слугує металопластмасовий підшипник кочення, який змащує перекачувана рідина.

Умовне позначення насоса означає: КсВ – конденсатний вертикальний, 72 – подача у м<sup>3</sup>/год, 57 – напір у м.

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 6           |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |



Насоси конденсатні типу КсВ і насосні агрегати на їх основі типу АКсВ призначені для перекачування конденсату в пароводяних мережах теплових і енергетичних блоків ТЕС, а також чистої води з температурою до 140 °С в системах тепло- і водопостачання.



Рисунок 1 – Насос КсВ

Принцип роботи насоса КсВ: рідина надходить у насос через вхідний патрубок, та через отвори у корпусі потрапляє до баку. Потім проходить через шнек та робоче колесо та через корпус виходить через напірний патрубок. Крутний момент передається від двигуна через полумуфту на вал. Захист від протікань забезпечує сальникове ущільнення.

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 7           |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса наведений на рис. 1.

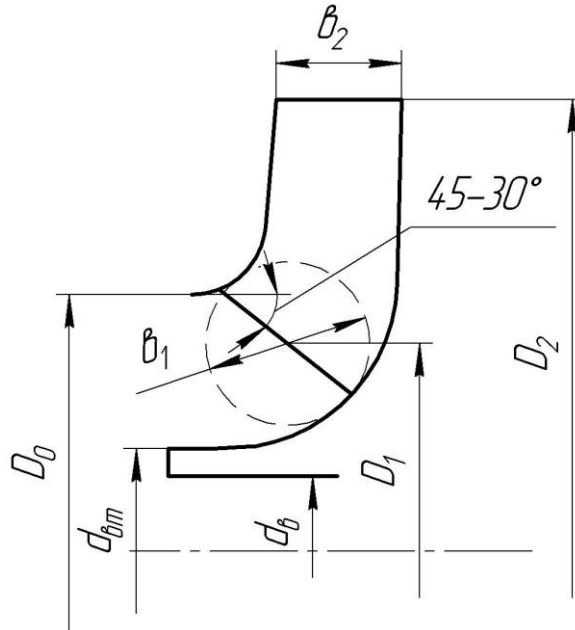


Рисунок 1 – Меридіанний переріз робочого колеса відцентрового насоса

#### 3.1 Вихідні дані для розрахунку

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ( $\alpha = 1$ ), двопотокове ( $\alpha = 2$ );
- густина перекачуваної рідини  $\rho = 1000$ , кг/м<sup>3</sup>;
- подача  $Q' = \frac{Q}{\alpha} = 72$  м<sup>3</sup>/год = 0,02, м<sup>3</sup>/с;
- напір  $H = 57$ , м;
- частота обертання  $n = 3000$ , об/хв.

Коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q'}{3600}}}{H^{\frac{3}{4}}} = \frac{3,65 \cdot 3000 \sqrt{\frac{72}{3600}}}{(57/2)^{\frac{3}{4}}} = 125.$$

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{пр} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{3600n}} 10^3,$$

де  $K_{ex} = 3,5 - 5,0$  - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Більші значення  $K_{ex}$  беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса, а також при малих його розмірах ( $D_{пр} < 70$  мм).

|     |      |          |        |      |                    |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|------|
|     |      |          |        |      | 131.06BP.000.00 ПЗ | Лист |
|     |      |          |        |      |                    | 8    |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                    |      |

$$D_{1np} = 4,25 \sqrt[3]{\frac{72}{3600 \cdot 3000}} 10^3 = 80 \text{ мм}$$

Об'ємний ККД визначається за формулою

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{\frac{2}{3}}} = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 125^{\frac{2}{3}}} = 0,963.$$

Подача робочого колеса

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_0} = \frac{72}{0,963} = 74,77 \text{ м}^3/\text{год},$$

Гідравлічний ККД

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 80 - 0,172)^2} = 0,86.$$

Внутрішній механічний ККД

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 n_s^{-2}} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 125^{-2}} = 0,873.$$

Повний ККД насоса

$$\eta = \eta_{об} \eta_{Г} \eta'_M \eta_M,$$

де  $\eta_{Г}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_M$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_M$  - зовнішній механічний ККД.

Зовнішній механічний ККД задаємо:  $\eta_M = 0,95 - 0,99$  (менші значення беруться для малих потужностей).

$$\eta = 0,963 \cdot 0,86 \cdot 0,873 \cdot 0,99 = 0,716$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою

$$N = \frac{\rho g Q H}{3600 \eta},$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 72 \cdot 57}{3600 \cdot 0,716} = 15619 \text{ Вт.}$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_{Г}} = \frac{57}{0,86} = 66,28 \text{ м.}$$

### 3.2 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

У першому наближенні діаметр вала, мм, визначається з розрахунку на кручення за формулою

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 9    |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_\kappa]}}$$

де  $M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi n}$  - крутний момент на валу насоса, Н·м;

$N_{\max} = 1,1 \cdot N$  - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_\kappa] = 10 - 30$  МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (менші значення беремо при консольному розташуванні робочого колеса).

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 15619 = 17181 \text{ Вт,}$$

$$M = \frac{17181 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 54,69 \text{ Н·м,}$$

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{54,69 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 26,3 \text{ мм.}$$

Отримане значення діаметра округляють до стандартного у більшу сторону

$$d_g = 28 \text{ мм.}$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно вибирають з виразу

$$d_{gm} = (1,2 - 1,25)d_g = (1,2 - 1,25)28 = (33,6 - 35) \text{ мм.}$$

Приймаємо

$$d_{gm} = 35 \text{ мм.}$$

### 3.3 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{gm}^2} = \sqrt{80^2 + 35^2} = 87,3 \text{ мм.}$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k.}}{3600\pi(D_0^2 - d_{gm}^2)} = \frac{4 \cdot 74,77}{3600\pi(0,0873^2 - 0,035^2)} = 4,13 \text{ м/с.}$$

Далі задаються положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 45-30° до осі насоса (аналогічно робочим колесам із високим ККД подібних  $n_s$ ).

Орієнтовно  $D_1$  беруть таким, що дорівнює  $0,8D_0$

$$D_1 = 0,8D_0 = 0,8 \cdot 87,3 = 70 \text{ мм.}$$

Визначаємо радіус середньої точки  $R_1$ , за яким ведеться розрахунок кута потоку на вході  $\beta_{1п}$ .

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{70}{2} = 35 \text{ мм.}$$

Для підвищення антикавітаційних якостей робочого колеса вхідну кромку виконують криволінійною та виносять у вхідну воронку. У першому наближенні

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 10   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

меридіанну складову швидкості  $V'_{1m}$  без урахування стиснення потоку лопатями беруть такою, що дорівнює  $V_0$ .

$$V'_{1m} = V_0 = 4,13 \text{ м/с.}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається виразом

$$V_{1m} = \Psi_1 V'_{1m},$$

де  $\Psi_1 = 1,15 - 1,3$  - коефіцієнт стиснення потоку на вході.

$$V_{1m} = 1,25 \cdot 4,13 = 5,16 \text{ м/с.}$$

У загальному випадку кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}},$$

де  $U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$  - переносна швидкість на вході у робоче колесо, м/с;

$V_{1U}$  - колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо, м/с.

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,07 \cdot 3000}{60} = 10,99 \text{ м/с.}$$

Тоді

$$\beta_{1П} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,16}{10,99} = 25,15^\circ.$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

$$\beta_1 = \beta_{1П} + \Delta\beta.$$

Цей кут повинен знаходитися у межах  $15-30^\circ$ . Кут атаки  $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$  вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей. У деяких випадках кут атаки  $\Delta\beta$  може бути збільшений до  $15^\circ$ .

$$\beta_1 = 25,15 + 3 = 28,15^\circ.$$

### 3.4 Визначення числа лопатей та їх товщини

Більшість відцентрових насосів різних розмірів та коефіцієнтів швидкохідності з високими техніко-економічними показниками має число лопатей  $z = 5 - 8$ . У деяких випадках число лопатей зменшують до 1-3 (наприклад, при перекачуванні забруднених рідин або газорідних сумішей).

Приймаємо  $z = 6$ .

Товщину лопаті робочого колеса вибирають з технологічних міркувань (залежно від матеріалу робочого колеса, його розмірів та технологічних ливарних можливостей підприємства). Орієнтовно можна взяти товщину лопаті на вході у робоче колесо  $s_1 = 2 - 10$  мм при  $D_1 = 150 - 500$  мм.

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 11   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

Товщина лопаті на виході з робочого колеса  $s_2$  часто береться такою, що дорівнює  $s_1$ , а до середини лопаті плавно зростає.

Приймаємо  $s_1 = s_2 = 5$  мм.

### 3.5 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюють значення  $\Psi'_1$  за формулою

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_1}{2\pi R_1 \sin \beta_1}}$$

Повинна бути забезпечена умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ . Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись  $\Psi''_1 = \Psi'_1$ , визначають  $V_{1m}$ , потім  $\beta_{1л}$  та  $\Delta\beta$  (див. п. 1.3). Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi'_1 - \Psi_1| \leq 0,01$ .

1-е наближення

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 5}{2\pi \cdot 35 \sin 28,15^\circ}} = 1,407$$

$$|1,407 - 1,25| = 0,157 > 0,01 - \text{умова не виконується.}$$

У другому наближенні приймаємо  $\Psi_1 = 1,4$ . Тоді

$$V_{1m} = 1,4 \cdot 4,13 = 5,78 \text{ м/с.}$$

$$\beta_{1л} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,78}{10,99} = 27,74^\circ$$

$$\beta_1 = 27,74 + 3 = 30,74^\circ$$

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 5}{2\pi \cdot 35 \sin 30,74^\circ}} = 1,36$$

$$|1,4 - 1,36| = 0,04 > 0,01 - \text{умова не виконується.}$$

У третьому наближенні приймаємо  $\Psi_1 = 1,37$ . Тоді

$$V_{1m} = 1,37 \cdot 4,13 = 5,66 \text{ м/с.}$$

$$\beta_{1л} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,66}{10,99} = 27,25^\circ$$

$$\beta_1 = 27,25 + 3 = 30,25^\circ$$

$$\Psi'_1 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 5}{2\pi \cdot 35 \sin 30,25^\circ}} = 1,371$$

$$|1,371 - 1,37| = 0,001 < 0,01 - \text{умова виконується.}$$

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 12   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |



Виходячи із забезпечення мінімуму втрат, рекомендують такі значення:

|                     |      |      |      |      |
|---------------------|------|------|------|------|
| $n_s$               | 40   | 100  | 200  | 300  |
| $\beta_2$ ,<br>град | 30   | 25   | 20   | 15   |
|                     | - 36 | - 30 | - 22 | - 20 |

Для збільшення напору кут  $\beta_2$  може бути збільшений, але при цьому складніше отримати повільно спадаючу напірну характеристику.

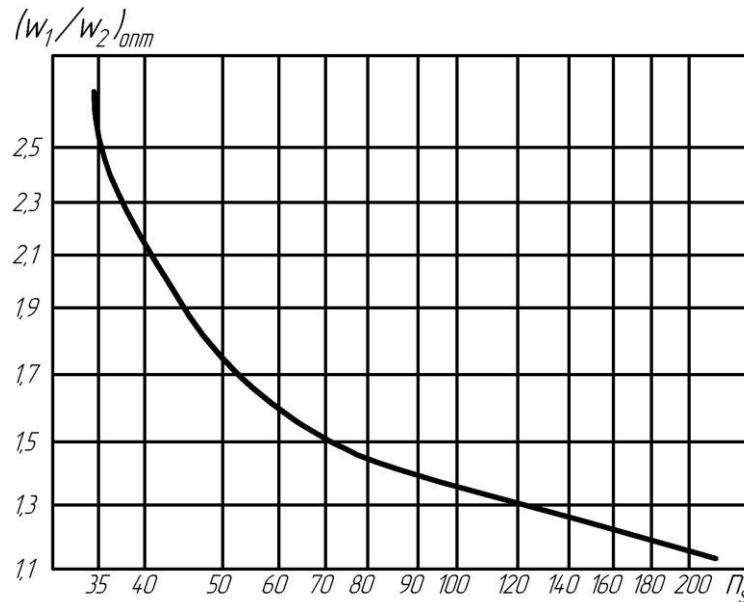


Рисунок 2 – Залежність  $\frac{W_1}{W_{2\infty}}$  від  $n_s$

При  $n_s = 75$  визначаємо за графіком  $\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 1,45$ .

$$\beta_2 = \arcsin\left(\frac{W_1}{W_{2\infty}} \frac{\Psi_2}{\Psi_1} \frac{V'_{2m}}{V'_{1m}} \sin \beta_1\right) = \arcsin\left(1,45 \cdot \frac{1,07}{1,37} \cdot \frac{3,1}{4,13} \sin 30,25^\circ\right) = 25,36^\circ$$

### 3.7 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Поправка  $K_z$  на кінцеве число лопатей може бути визначена за формулою Пфлейдерера:

$$K_z = \frac{1}{1+p},$$

де

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2'}\right)^2}.$$

|     |      |          |        |      |                    |  |  |  |  |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|--|--|--|--|------|
|     |      |          |        |      |                    |  |  |  |  | Лист |
|     |      |          |        |      |                    |  |  |  |  | 14   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 131.06ВР.000.00 ПЗ |  |  |  |  |      |



Коефіцієнт  $\Psi$  визначається залежно від  $n_s$ :

- при  $n_s < 150$ :

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin \beta_2,$$

Приймаємо

$$\Psi = (0,55 - 0,65) + 0,6 \sin 25,36^\circ = 0,807$$

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2'}\right)^2} = 2 \frac{0,807}{6} \frac{1}{1 - \left(\frac{70}{230}\right)^2} = 0,296$$

$$K_z = \frac{1}{1 + p} = \frac{1}{1 + 0,296} = 0,772$$

Теоретичний напір при нескінченному числі лопатей

$$H_{T_\infty} = \frac{H}{\eta_T K_z} = \frac{57 / 2}{0,86 \cdot 0,772} = 42,85 \text{ м.}$$

Меридіанна швидкість на виході з урахуванням стиснення

$$V_{2m} = \Psi_2 V_{2m}' = 1,07 \cdot 3,1 = 3,32 \text{ м/с.}$$

Колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + g H_{T_\infty} + V_{1U} U_1} =$$
$$= \frac{3,32}{2 \operatorname{tg} 25,36^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,32}{2 \operatorname{tg} 25,36^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 42,85 + 0} = 28,73 \text{ м/с.}$$

Уточнений діаметр робочого колеса

$$D_2 = \frac{60 U_2}{\pi n} = \frac{60 \cdot 28,73}{\pi \cdot 3000} = 0,16 \text{ м.}$$

### 3.8 Уточнення коефіцієнта стиснення потоку на виході з робочого колеса

Після визначення  $s_2$  та  $D_2$  уточнюють коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса

$$\Psi_2' = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}}.$$

При цьому повинна бути забезпечена умова  $|\Psi_2' - \Psi_2| \leq 0,01$ . Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись  $\Psi_2'' = \Psi_2'$ , визначають  $V_{2m}$ ,  $\beta_2$  та  $D_2$ . Обчислення повторюють, поки не буде виконана умова  $|\Psi_1' - \Psi_1| \leq 0,01$ .

1-е наближення

|     |      |          |        |      |                    |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|------|
|     |      |          |        |      | 131.06BP.000.00 ПЗ | Лист |
|     |      |          |        |      |                    | 15   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                    |      |

$$\Psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 5}{\pi \cdot 208 \cdot \sin 25,36}} = 1,062$$

$$|1,062 - 1,07| = 0,008 < 0,01 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з виразу

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi D_2 V_{2m}} = \frac{74,77}{\pi \cdot 0,16 \cdot 3,32 \cdot 3600} = 0,012 \text{ м.}$$

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 16   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |



матимемо нераціональне збільшення довжини, а отже, і маси колеса; у другому внаслідок малого радіуса  $R_{II}$  (рис. 4 а) виникає небезпека відриву потоку від передньої стінки. Як правило, це  $l_1 = 0$  або  $l_1 = 0,05D_0$ ;

- площа нормального перерізу проточної частини робочого колеса повинна плавно зростати від входу до виходу. На графіку зміни площ (рис. 5) найкращі результати дає вигнута крива  $F = f(l)$ , спрямована приблизно за бісектрисою кута [3]. Необхідно зауважити, що робоче колесо з розширеною (з метою підвищення його антикавітаційних якостей) вхідною воронкою тут не розглядаються.

Місцеве розширення меридіанного перерізу колеса на повороті компенсує стиснення перерізу лопатями, які, як правило, починаються у цій зоні. Зазначене розширення рекомендується виконувати головним чином за рахунок збільшення радіуса кривизни покривного диска колеса. При цьому зменшується нерівномірність розподілу швидкості на повороті, що сприяє зниженню гідравлічних втрат у колесі.

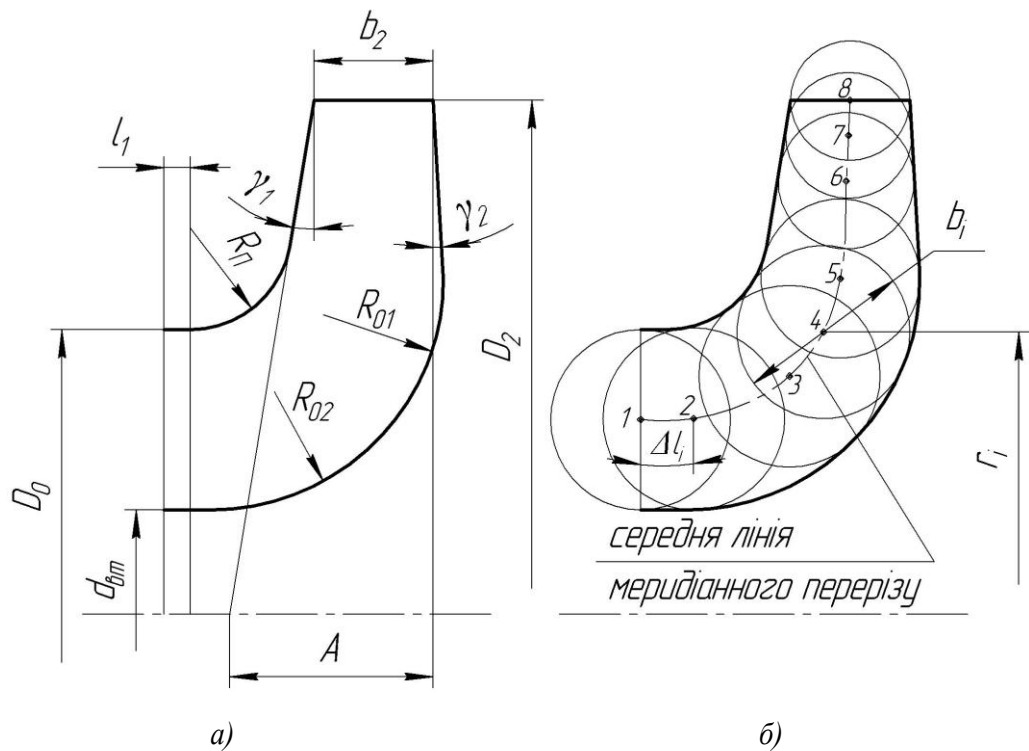


Рисунок 4 – До проектування меридіанного перерізу

## 4.2 Побудова меридіанного перерізу

Контури меридіанного перерізу знаходять методом послідовних наближень.

Намічають попередньо «на око» контури перерізу. Рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі робочі колеса з подібним коефіцієнтом швидкохідності.

Для того щоб з'ясувати характер зміни площі нормального перерізу проточної частини колеса для наміченого меридіанного перерізу, необхідно побудувати графік  $F = f(l)$  (див. рис. 5), де  $l$  - відстань вздовж середньої лінії меридіанного перерізу колеса від входу до виходу. При цьому робимо так: у намічений меридіанний переріз колеса

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 18   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

вписуємо тонкими лініями від входу до виходу 8–10 кіл. У зоні повороту потоку кола, як правило, розташовують густіше. Центр першого кола розміщується на лінії, проведеної перпендикулярно до осі колеса через точку, розміщену на відстані  $l_i$  від центра дуги радіусом  $R_{\pi}$  (див. рис. 4 а). Центр останнього кола розміщується на лінії, що визначається зовнішнім діаметром колеса.

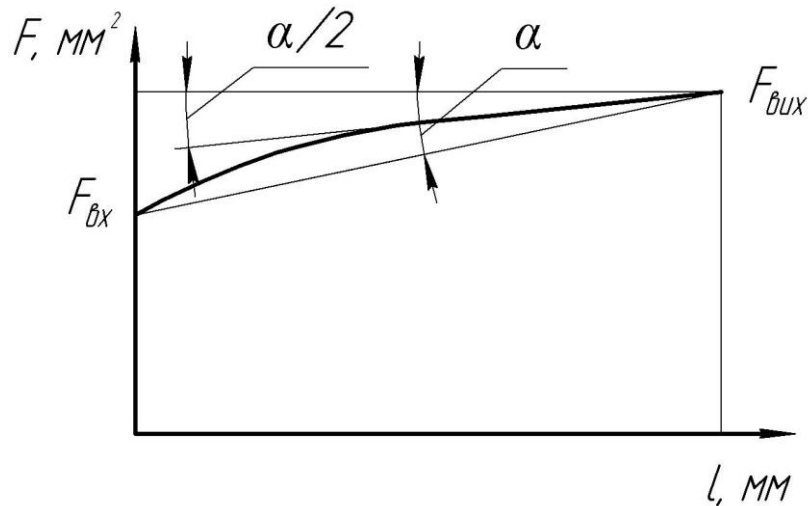


Рисунок 5 – Рекомендований графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

З'єднуючи центри вписаних кіл плавною лінією, отримують середню геометричну лінію меридіанного перерізу. Центри вписаних кіл нумеруються цифрами 1, 2, 3, ... від входу до виходу.

Далі обчислюють площі нормальних перерізів:

- початкового (на вході у робоче колесо):

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{em}^2),$$

- кінцевого (на виході з колеса):

$$F_{вих} = \pi D_2 b_2,$$

- проміжних:

$$F_i = 2\pi r_i b_i,$$

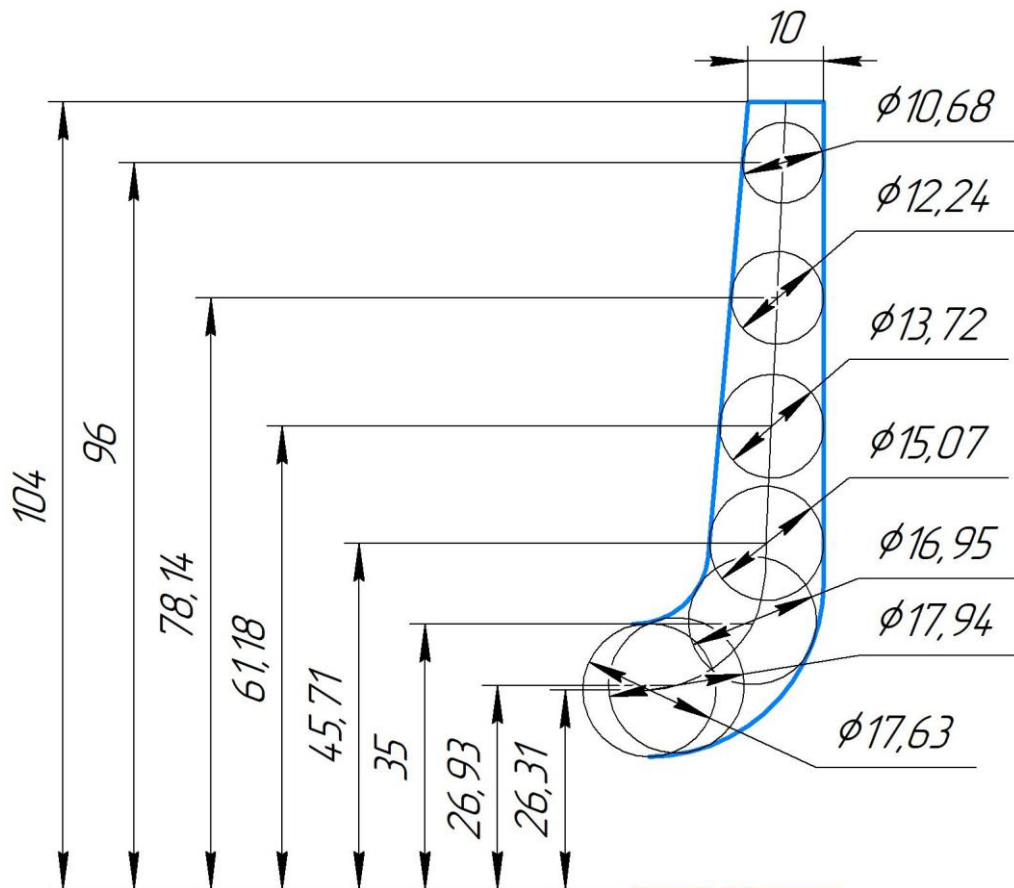
де  $r_i$  - відстань від осі колеса до центра вписаного кола;

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

Величини  $r_i$  та  $b_i$  визначаються з креслення.

Результати обчислень зводяться до таблиці 1.

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 19   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |



Побудова меридіанного перерізу

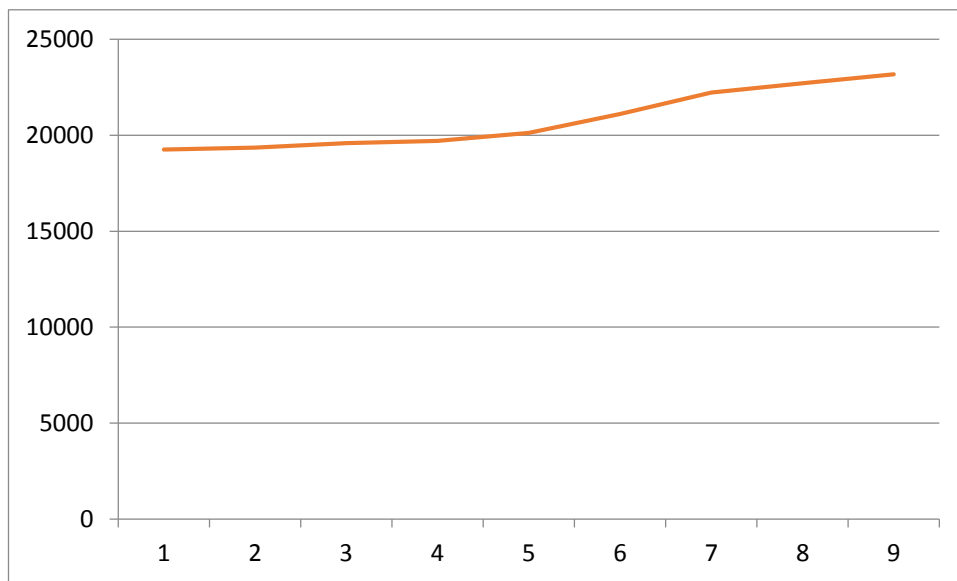
Таблиця 1 – Розрахунок площ меридіанного перерізу

| Номер точки | $r_i$ , мм | $b_i$ , мм | $\Delta l_i$ , мм | $F_i$ , мм <sup>2</sup> |
|-------------|------------|------------|-------------------|-------------------------|
| 1           | 26,31      | 17,63      | 0                 | 2914                    |
| 2           | 26,93      | 17,94      | 3,6               | 3036                    |
| 3           | 35         | 16,95      | 16,52             | 3727                    |
| 4           | 45,71      | 15,07      | 26,9              | 4328                    |
| 5           | 61,18      | 13,72      | 42,38             | 5274                    |
| 6           | 78,14      | 12,24      | 59,36             | 6009                    |
| 7           | 96         | 10,68      | 77,24             | 6442                    |
| 8           | 104        | 10         | 85,25             | 6535                    |

За даними таблиці будують приблизний графік  $F = f(l)$ . Відстань  $\Delta l_i$  вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначається з креслення.

Далі порівнюють результати розрахунку з рекомендованим графіком. Як правило, побудову меридіанного перерізу робочого колеса повторюють декілька разів, поки не

буде отримано бажаного графіка  $F = f(l)$ . При цьому зміна форми меридіанного перерізу робочого колеса досягається за рахунок зміни розміру  $A$  та радіусів  $R_{II}$ ,  $R_{01}$ ,  $R_{02}$ .



Графік зміни площ меридіанного перерізу

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 21   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

## 5 ПІДГОТОВКА МЕРИДІАННОГО ПЕРЕРІЗУ РОБОЧОГО КОЛЕСА ДЛЯ ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

Підготовка меридіанного перерізу колеса полягає у побудові розрахункових ліній течії. Для побудови розрахункових ліній течії (струминок) необхідно на меридіанному перерізі колеса спочатку побудувати нормалі та прийняти розподіл меридіанної швидкості у перерізах колеса вздовж нормалей.

### 5.1 Побудова нормалей

Нормалі називають лінії, перпендикулярні до ліній течії. Розглянемо наближений спосіб побудови нормалей на меридіанному перерізі колеса.

У меридіанний переріз вписуються тонкими лініями рівномірно від входу до виходу 8-10 кіл. Кола вписуються так само, як і при побудові графіка  $F = f(l)$  (див. рис. 4), тому можна використовувати раніше вписані кола.

Відмічають точки  $A$  і  $C$  дотику вписаного кола з контуром меридіанного перерізу (рис. 6 а). Точкою  $O$  позначається центр вписаного кола. Проводяться відрізки  $AO$ ,  $CO$  та  $AC$ . З точок  $A$  та  $C$  перпендикулярно до відрізків  $AO$  і  $CO$  проводять промені, що перетинаються у точці  $K$ , з якої радіусом  $R=KA=KC$  проводиться дуга  $AC$ , що береться за нормаль.

Таким способом будуються й інші нормалі, які нумеруються від входу до виходу (рис. 6 б). Перша нормаль – пряма лінія, перпендикулярна до осі колеса, а остання збігається з лінією меридіанного перерізу, яка визначається діаметром  $D_2$ .

|     |      |          |        |      |                    |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|------|
|     |      |          |        |      | 131.06ВР.000.00 ПЗ | Лист |
|     |      |          |        |      |                    | 22   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                    |      |



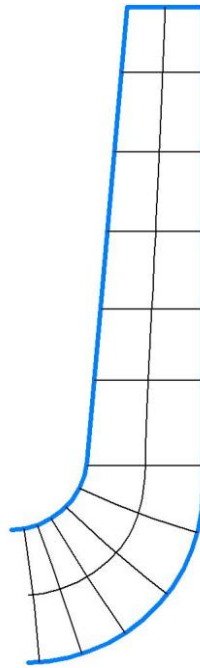


Рисунок 6 – Побудова нормалей

## 5.2 Побудова ліній течії

Лінії течії утворюються перерізом поверхонь течії меридіанною площиною (рис. 7). По ширині меридіанного перерізу робочого колеса меридіанна швидкість рідини  $V_m$  розподіляється нерівномірно, причому нерівномірність тим більша, чим ширшим є канал та меншим радіус. Точний розподіл швидкості  $V_m$  вздовж нормалей невідомий. З урахуванням цього при проектуванні відцентрових робочих коліс насосів набула поширення так звана схема рівношвидкісного потоку, за якою меридіанна швидкість  $V_m = \frac{Q_{р.к.}}{F}$  береться сталою вздовж нормалі. Практика показала, що розрахунок робочого колеса відцентрових насосів за прийнятою спрощеною схемою ( $V_m = const$ ) вздовж нормалі досить добре забезпечує задані параметри. Розрахункові лінії течії зручно проводити таким чином, щоб вони ділили меридіанний переріз робочого колеса на ділянки, у яких протікала б однакова кількість рідини. Кількість таких ділянок залежить від  $n_s$  та орієнтовно може бути визначена з таблиці 2.

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 23   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

Таблиця 2

| $n_s$   | <100 | 100  | 150  | 300  |
|---|------|------|------|------|
|   |      | -150 | -300 | -450 |
| Кількість потоків<br>$k$                                  | 2    | 3    | 4-5  | 6-7  |
| Кількість<br>розрахункових<br>перерізів (ліній течії) $n$ | 3    | 4    | 5-6  | 7-8  |

Приймаємо кількість потоків – 2.

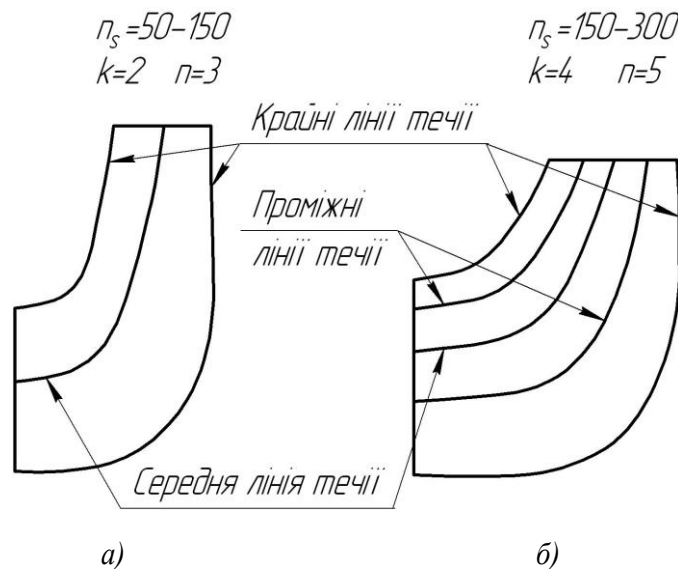


Рисунок 7 – Меридіанний переріз із проміжними лініями течії

Таким чином, за умови рівношвидкісного потоку, що відповідає постійності меридіанної швидкості  $V_m$  вздовж даної нормалі, через кожен струминку, окреслену лініями течії, протікають рівні кількості рідини:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600k} = 2\pi V_m (r_{u.m.} l)_1 = 2\pi V_m (r_{u.m.} l)_2 = 2\pi V_m (r_{u.m.} l)_k$$

де  $Q_{p.k.}$  - постійна витрата через робоче колесо;

$l$  - довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями течії;

$r_{u.m.}$  - відстань від центра тяжіння відрізка  $l$  до осі колеса.

Оскільки швидкість  $V_m$  вздовж нормалі стала, то наведена вище умова матиме вигляд

$$r_{u.m.} l = const .$$

Побудову ліній течії починають з розмітки точок на вихідній кромці п-п (рис. 8), на якій відкладають рівні відрізки  $\frac{b_2}{k}$ . Положення ліній течії на вході у робоче колесо (переріз I-I) визначають з рівності

|     |      |          |        |      |                    |  |  |  |  |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|--|--|--|--|------|
|     |      |          |        |      |                    |  |  |  |  | Лист |
|     |      |          |        |      |                    |  |  |  |  | 24   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата | 131.06BP.000.00 ПЗ |  |  |  |  |      |

$$D_0^2 - d_k^2 = d_k^2 - d_{k-1}^2 = \dots = \frac{D_0^2 - d_{\text{вм}}^2}{k}.$$

Контури ліній течії між входом та виходом знаходять методом послідовних наближень. Необхідно провести ці лінії таким чином, щоб проточна частина колеса була розділена на частини, у яких протікали б однакові кількості рідини  $q$ . Для цього нормаль розбивають на ділянки  $l'$ ,  $l''$  та  $l'''$  (рис. 8). Після нанесення ділянок для кожної з них обчислюють добуток  $r_{\text{ц.м.}} \cdot l$ . Величини  $r_{\text{ц.м.}}$  та  $l$  визначаються з креслення. При цьому повинна виконуватися умова  $r'_{\text{ц.м.}} \cdot l' = r''_{\text{ц.м.}} \cdot l'' = r'''_{\text{ц.м.}} \cdot l'''$ . Якщо цього не досягнуто, виконується коригування ліній течії.

Коригування закінчують, якщо відхилення між добутками на одній нормалі не перевищує 5%.

Ділянки нормалі у багатьох випадках унаслідок їх малої кривизни можна замінити на відрізки прямих.

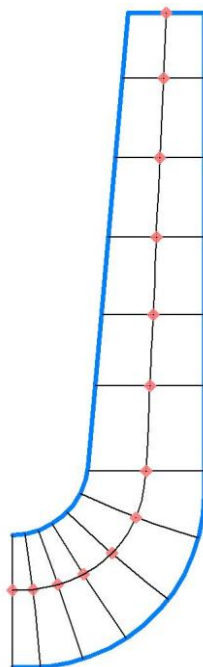


Рисунок 8 – Побудова ліній течії

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 25   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

## 6 ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТИ

### 6.1 Загальні положення

Найбільш поширеним у насособудуванні способом профілювання лопатей є метод конформного відображення поверхні течії на поверхню обертання, що розгортається (конус або циліндр). При конформному відображенні кути лопатей зображуються без спотворення, а подібні лінійні розміри – пропорційні. Профілювання лопаті здійснюють у наступній послідовності: будують координатну сітку на поверхні току; профілюють поверхні лопаті на розгортці циліндру; будують меридіанні перерізи поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса та лопаті у плані.

### 6.2 Побудовання координатної сітки на розгортці циліндра

Координатна сітка необхідна для встановлення взаємозв'язку між відповідними точками поверхні течії та конформної діаграми. Сітка на розгортці відображувального циліндра (рис. 9) утворюється системою вертикальних та горизонтальних ліній (меридіанів та паралелей), проведених із відстанями між ними відповідно  $\Delta S$  та  $\Delta L$ . Меридіани відповідають перерізам поверхні течії рядом меридіанних площин. Паралелі відповідають ряду концентричних кіл на поверхні течії, співвісних робочому колесу. Для побудови координатної сітки задаються кутом  $\Delta\phi$  між меридіанними перерізами відображувального циліндра (рис. 9), який, як правило беруть таким, що дорівнює  $5-10^\circ$ , та радіусом конформного циліндра  $R_{к.ц.} = 150 - 200$  мм (іноді припускають, що  $R_{к.ц.} = R_2$ ), після чого визначають розміри  $\Delta S$  та  $\Delta L$  за формулами

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{C},$$

де  $C$  - стала, що, як правило, береться такою, що дорівнює 10 (для спрощення розрахунків);

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ}.$$

Приймаємо  $R_{к.ц.} = 200$  мм,  $C = 10$ ,  $\Delta\phi = 10^\circ$ . Тоді

$$\Delta L = \frac{200}{10} = 20 \text{ мм},$$

$$\Delta S = \frac{\pi R_{к.ц.} \Delta\phi^\circ}{180^\circ} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 10}{180} = 34,91 \text{ мм}.$$

|     |      |          |        |      |                    |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|------|
|     |      |          |        |      | 131.06ВР.000.00 ПЗ | Лист |
|     |      |          |        |      |                    | 26   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                    |      |





де  $\sum \Delta l$  - сумарна довжина відрізків  $\Delta l$  ;

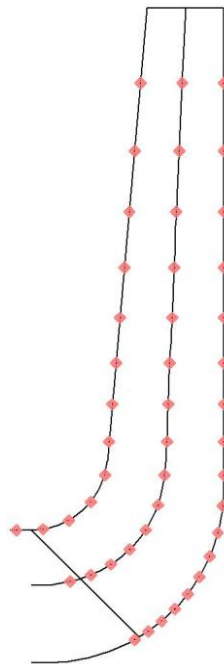
$l_{0-i}$  - загальна довжина даної лінії течії від початкової точки 0 до останньої точки розмітки  $i$ .

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом охвата  $\Theta$  лопаті, який в основному залежить від  $n_s$  (табл. 4).

Таблиця 4

|                 |         |         |         |         |
|-----------------|---------|---------|---------|---------|
| $n_s$           | 50-70   | 70-100  | 100-300 | 300-400 |
| $\Theta$ , град | 140-120 | 120-110 | 110-80  | 80-60   |

Приймаємо кут охвату  $120^\circ$ .



Побудова координатної сітки

#### 6.4 Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра

Поверхня лопаті на розгортці циліндра профілюється з урахуванням таких рекомендацій:

1. Кут нахилу лопаті  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії течії повинен плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\beta_1$  до кута  $\beta_2$ .

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 29   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

2. Вхідну кромку лопаті робочого колеса бажано розмістити у одній меридіанній площині (на розгортці циліндра – вертикально). При цьому спрощується технологія виготовлення та контролю виконання вхідних кромки лопатей колеса.

Якщо від відцентрового насоса вимагаються підвищені кавітаційні властивості, то його лопаті необхідно продовжити у бік входу і у цьому випадку вхідну кромку можна розмістити нахилено, тобто не в одній меридіанній площині (на рис. 11 – пунктирна лінія).

3. Ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з робочого колеса повинна мати постійний кут нахилу  $\beta$  на кожній розрахунковій лінії течії на довжині, що визначається на розгортці циліндра величиною  $\delta = \frac{t}{2}$ , де  $t$  - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра (рис. 11).

$$t = \frac{2\pi R_{к.ц.}}{z}$$

Постійний кут нахилу лопатей на виході робочого колеса на зазначеній ділянці полегшує розрахунок теоретичного напору та контроль величини кута  $\beta_2$ .

4. Кут охоплення лопаті у плані (кут між меридіанними перерізами, що проходять через вхідну та вихідну кромки лопаті на розглядуваній лінії течії) повинен відповідати умові

$$\Theta \geq 1,5t^0,$$

де  $t^0 = \frac{360^0}{z}$  - кутовий крок лопатей.

Порядок профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра такий (див. рис. 11):

- через точку  $I$  координатної сітки проводять промінь під кутом  $\beta_2$ ;
- на відстані  $\delta \geq \frac{1}{2}t$  від точки  $I$  проводять меридіан (пунктирна лінія), яка перетинає промінь у точці  $n_L$ ;
- з урахуванням вибору кута охоплення лопаті та положення вхідної кромки намічають меридіан  $i-i$ ;
- паралелі точок  $a, b, c$  для кожної лінії течії визначають у відповідності до розміщення вхідної кромки у меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки ( $a, b, c$ ) на конформну діаграму здійснюється за допомогою перехідного графіка або за допомогою властивостей конформного відображення (див. рис. 19) за залежністю

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i},$$

де  $x_i$  - відстань від поточної паралелі до шуканої точки вхідної кромки конформної діаграми;

$y_i$  - відповідна відстань на лінії течії.

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 30   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |



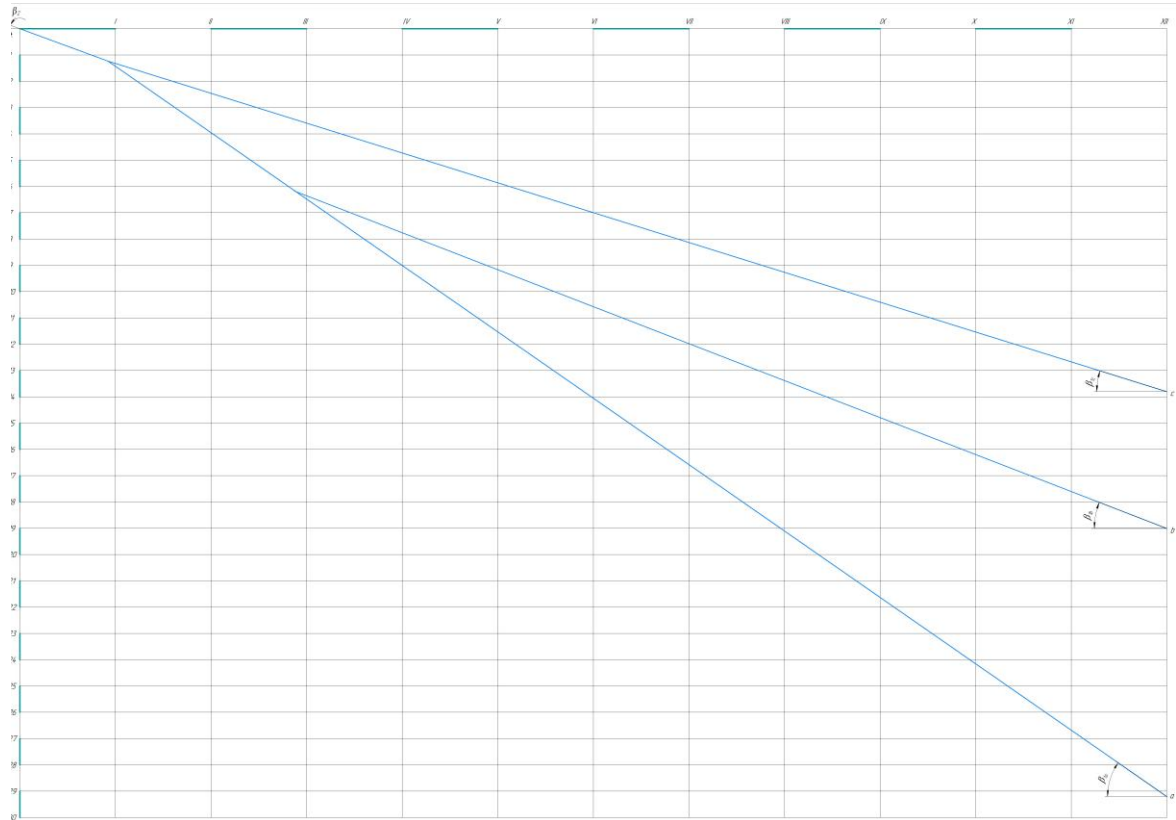


Рисунок 11 – Профілювання поверхні лопаті на розгортці циліндра (конформна діаграма)

Через точки  $a$ ,  $b$ ,  $c$  проводимо промені під кутами  $\beta_{1a}$ ,  $\beta_{1b}$ ,  $\beta_{1c}$  до перетину променя, проведеного під кутом  $\beta_2$  у точках, що лежать нижче від точки  $n_D$ .

Для точки  $a$ :

$$U_{1a} = \frac{\pi D_{1a} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,0417 \cdot 3000}{60} = 6,55$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,66}{6,55} = 40,83^\circ$$

$$\beta_{1a} = 40,83 + 3 = 43,83^\circ$$

Для точки  $b$ :

$$U_{1b} = \frac{\pi D_{1b} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,05714 \cdot 3000}{60} = 8,98$$

$$\beta_{1Pb} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,66}{8,98} = 32,22^\circ$$

$$\beta_{1b} = 32,22 + 3 = 35,22^\circ$$

Для точки  $c$ :

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 31   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

$$U_{1c} = \frac{\pi D_{1c} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,07 \cdot 3000}{60} = 10,99$$

$$\beta_{1Pa} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1} = \arctg \frac{5,66}{10,99} = 27,25^\circ$$

$$\beta_{1a} = 27,25 + 3 = 30,25^\circ$$

### 6.5 Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції робочого колеса

Меридіанними перерізами називаються лінії перерізу поверхні лопаті з площинами, що проходять через вісь робочого колеса. Меридіанні перерізи виконуються для контролю плавності профільованої поверхні лопаті та подальшого проектування робочого колеса.

Побудова меридіанних перерізів поверхні лопаті на меридіанній проекції здійснюється на основі конформної діаграми.

На лінії течії меридіанного перерізу переносяться відповідні точки з конформної діаграми (рис. 19) для кожної лінії течії окремо за допомогою співвідношення

$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i},$$

- де  $x_i$  - відстань від шуканої точки до паралелі на координатній сітці;  
 $y_i$  - відповідні відстань на лінії течії меридіанного перерізу.

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 32   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

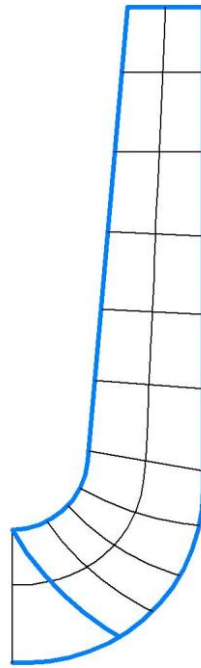


Рисунок 19 – Побудова меридіанних перерізів робочої поверхні лопаті

Для більш точної побудови рекомендується будувати перехідні графіки  $l = f(\Delta L)$  для розрахункових ліній течії.

|     |      |          |        |      |                    |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|------|
|     |      |          |        |      | 131.06BP.000.00 ПЗ | Лист |
|     |      |          |        |      |                    | 33   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                    |      |



лопаті. Зазначаються координати цих перерізів (проставляються координати кожного окремого перерізу або зводяться до таблиці). Якщо меридіанний переріз лопаті прямолінійний, досить зазначити лише його координати на крайніх лініях течії (дисках робочого колеса).

Для криволінійного перерізу вводиться додатковий розмір – радіус кривизни.

Для кожного меридіанного перерізу робочої сторони лопаті зазначають відповідну товщину лопаті.

Поряд з меридіанними перерізами креслять план робочого колеса, на якому проводять меридіани *I, II, III* тощо з кутовим кроком  $\Delta\varphi$ . На план переносять раніше побудовану проекцію лопаті, що відповідає виду на колесо з боку входу.

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 35          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

## 8 ВИБІР КІНЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА

### 8.1 Вибір типу ущільнення

Для розробленої конструкції насоса в якості кінцевого ущільнення вала застосовано сальникове ущільнення (рис. 4.1).

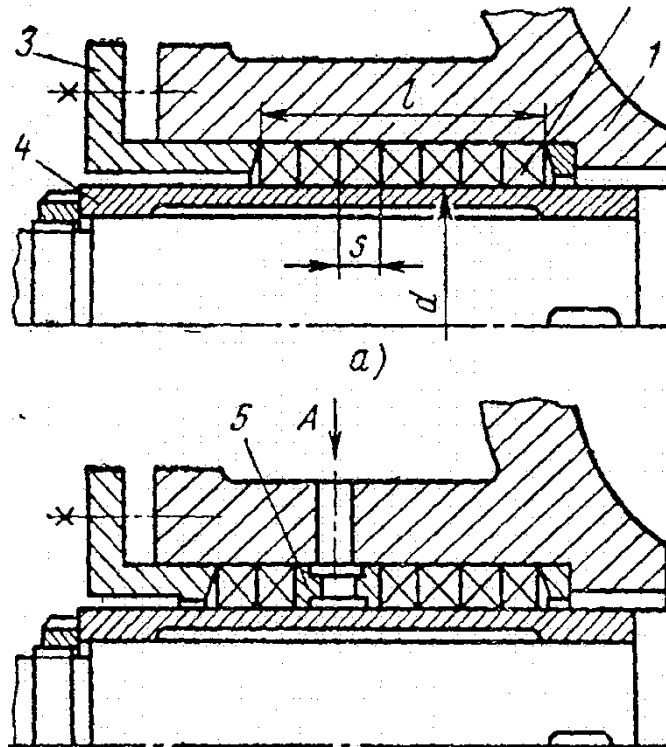


Рисунок 4.1 – Схема сальникового ущільнення

Для надійної роботи насоса необхідно забезпечити підпір на вході в насос. Підпір, який вимірюється у всмоктуючому патрубку, повинен бути не менше 1 м.

З метою захисту сальникового ущільнення від зносу в вузол ущільнення подається запірна рідина під тиском, що перевищує тиск на виході з насоса на 0,05 МПа. В якості запірної рідини використовується технічно чиста вода з температурою не вище 40<sup>0</sup>С. Витрата води, яка подається в сальнику

0,01 м<sup>3</sup>/год.

|     |      |          |        |      |                    |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|------|
|     |      |          |        |      | 131.06ВР.000.00 ПЗ | Лист |
|     |      |          |        |      |                    | 36   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                    |      |

Згідно [1] товщина кільця набивка

$$S = \sqrt{d}, \quad (4.1)$$

де  $d$  – діаметр вала в місці набивки сальника, мм ( $d = 70$  мм).

$$S = \sqrt{70} = 8,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S = 12$  мм.

Довжина сальникового ущільнення дорівнює

$$L = i \cdot s, \quad (4.2)$$

де  $i$  – кількість кілець набивки, шт. ( $i = 4$ ),

$s$  – товщина кільця набивки, мм.

$$L = 4 \cdot 12 = 48 \text{ мм.}$$

Відповідно до ГОСТу 5152-84 вибираємо сальникову набивку з одношаровим обплетенням марки АГІ 12х12.

## 8.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Визначимо втрати потужності в сальнику [1]

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot r^2 \cdot s \cdot \sigma_0 \left(1 - e^{-2af \frac{l}{s}}\right), \quad (4.3)$$

де  $r$  – радіус натискної втулки, см.

$$(r = d/2 = 3,5 \text{ см})$$

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 37   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

$n$  – частота обертання вала, об/хв,

$\sigma_0$  – контактне напруження між набивкою і валом, кг/см<sup>2</sup>,

$l$  – довжина пакета сальникової набивки, см,

$a = 0,5$  – коефіцієнт тертя набивки,

$f$  – коефіцієнт тертя ( $f = 0,01 - 0,1$ ).

Контактне напруження

$$\sigma_0 = P_0 \cdot e^{2af\frac{l}{s}}, \quad (4.4)$$

де  $l$  – довжина пакета ( $l = 4,8$  см),

$f = 0,05$  – коефіцієнт тертя,

$s$  – товщина кільця сальникової набивки, см ( $s = 1,2$  см),

$P_0$  – тиск на вході в насос ( $P_0 = 6$  кг/см<sup>2</sup>).

$$\sigma_0 = 6 \cdot e^{2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,8}{1,2}} = 7,32 \text{ кг/см}^2.$$

$$N_c = 3,22 \cdot 10^{-5} \cdot 3000 \cdot 3,5^2 \cdot 1,2 \cdot 7,32 \left(1 - e^{-2 \cdot 0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{4,8}{1,2}}\right) = 1,88 \text{ кВт.}$$

## 9 ВИБІР ПРИВІДНОГО ДВИГУНА

Потужність насоса на номінальному режимі при густині рідини

$\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta} \quad (5.1)$$

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 315 \cdot 80}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,8} = 85,8 \text{ кВт}$$

$\eta = 0,8$  – ККД насоса.

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 38   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |



Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ЕД}} = K \cdot N$$

де  $K = 1,1 - 1,3$  – коефіцієнт, враховує допустиме граничне відхилення напору.

Приймаємо  $K = 1,1$ .

$$N_{\text{ЕД}} = 1,1 \cdot 85,8 = 94,4 \text{ кВт}$$

Для приводу насоса вибираємо електродвигун 4АМУ250S2У3 з параметрами:

Потужність – 110 кВт;

Напруга – 380/660 В.

Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 39          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

## 9 МЕХАНІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### 9.1 Розрахунок реакцій в опорах

Розрахункова схема дії сил на ротор насоса представлена на рис 6.1

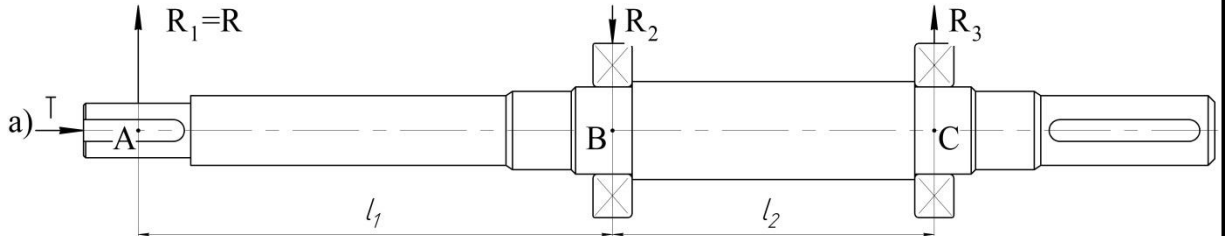


Рисунок 13.1 – Схема навантаження вала

Навантаження  $P_1$  визначається за формулою

$$P_1 = G_K + \frac{1}{3} G_{1B} + R \quad (6.1)$$

де  $G_K$  – вага робочого колеса, Н,

$G_{1B}$  – вага вала на ділянці  $l_1$ , Н,

$R$  – радіальна сила, Н.

$$G_K = 88 \text{ Н}, G_{1B} = 53 \text{ Н}, R = 2154 \text{ Н}.$$

$$P_1 = 88 + \frac{1}{3} \cdot 53 + 2154 = 2260 \text{ Н}.$$

Навантаження  $P_2$ :

$$P_2 = \frac{1}{3} G_{2B} \quad (6.2)$$

де  $G_{2B}$  – вага вала на ділянці  $l_2$ , Н.

$$G_{2B} = 66 \text{ Н}, P_2 = \frac{1}{3} \cdot 66 = 22 \text{ Н}.$$

|     |      |          |        |      |                    |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|------|
|     |      |          |        |      | 131.06BP.000.00 ПЗ | Лист |
|     |      |          |        |      |                    | 40   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                    |      |

Навантаження  $P_3$ :

$$P_3 = G_{\text{ПМ}} + \frac{1}{3} G_{3\text{В}} \quad (6.3)$$

де  $G_{\text{ПМ}}$  – вага напівмуфтами,  $G_{3\text{В}}$  – вага вала на ділянці  $l_3$ , Н.

$$G_{\text{ПМ}} = 57 \text{ Н}, G_{3\text{В}} = 30 \text{ Н}.$$

$$P_3 = 57 + \frac{1}{3} \cdot 30 = 67 \text{ Н}.$$

Для визначення реакцій в підшипникових опорах складемо рівняння моментів сил щодо точок опор.

$R_A$  і  $R_B$  – реакції в опорах А і В.

Розміри вала:  $l_1 = 0,290$  м,  $l_2 = 0,170$  м,  $l_3 = 0,140$  м.

$$\sum M_A = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + R_B l_2 + P_3(l_2 + l_3) - P_1 \cdot l_1 = 0 \quad (6.4)$$

$$R_B = \frac{P_1 l_1 - P_3(l_2 + l_3) - P_2 \cdot l_2 / 2}{l_2} \quad (6.5)$$

$$R_B = \frac{2260 \cdot 0,29 - 67(0,170 + 0,140) - 22 \cdot 0,17 / 2}{0,17} = 3722 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - R_A \cdot l_2 - P_3 \cdot l_3 = 0 \quad (6.6)$$

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 41   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

$$R_A = \frac{P_2 \cdot \frac{l_2}{2} + P_1(l_1 + l_2) - P_3 \cdot l_3}{l_2} \quad (6.7)$$

$$R_A = \frac{22 \cdot 0,17/2 + 2260 \cdot (0,29 + 0,17) - 67 \cdot 0,14}{0,17} = 6082 \text{ Н.}$$

## 9.2 Розрахунок довговічності підшипників

В опорі А встановлений підшипник 32314 ГОСТ 8328-75, підшипник 314 ГОСТ 8338-75, який сприймає осьове навантаження і є більш навантаженим. Розрахуємо його на довговічність.

Статична вантажопідйомність

$$C_0 = 60800 \text{ Н.}$$

Динамічна вантажопідйомність

$$C = 79000 \text{ Н.}$$

За умовами роботи передній підшипник (опора А) сприймає осьову і радіальну навантаження і є більш навантаженим.

Перевіряємо його на довговічність.

Розрахункова довговічність підшипника [5]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (6.8)$$

де С – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н,

Р - еквівалентне динамічне навантаження, Н.

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06ВР.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 42   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

$$P = (XVFr + YFa) = K_T K_\delta \quad (6.9)$$

За умовами роботи підшипника приймаємо: коефіцієнт безпеки  $K_\delta = 1,2$ , температурний коефіцієнт  $K_T = 1,0$ , коефіцієнт обертання  $V = 1$ .

Радіальна і осьова сили, що діють на підшипник

$$Fr = R_A = 6082 \text{ Н}; Fa = A = T = 259 \text{ Н.}$$

Визначаємо відношення осьового навантаження до радіального

$$\frac{Fa}{VFr} = \frac{259}{1 \cdot 6082} = 0,042$$

Визначаємо відношення

$$\frac{Fa}{C_0} = \frac{259}{60800} = 0,004$$

При цьому  $e = 0,12$ .

Так як  $Fa / V \cdot Fr < e$ , то коефіцієнт радіального навантаження  $X = 1$ .

Коефіцієнт осьового навантаження  $Y$

$$Y = 0$$

Динамічна навантаження

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 6082 + 0 \cdot 259) \cdot 1 \cdot 1,2 = 6082 \text{ Н}$$

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 43   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

Розрахункова довговічність підшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot \left( \frac{79000}{6082} \right)^3 = 12220 \text{ г.}$$

### 9.3 Розрахунок вала на статичну міцність

Розрахунок проводимо за методикою [6].

Для визначення напружень в перетинах вала побудуємо епюру згинальних моментів.

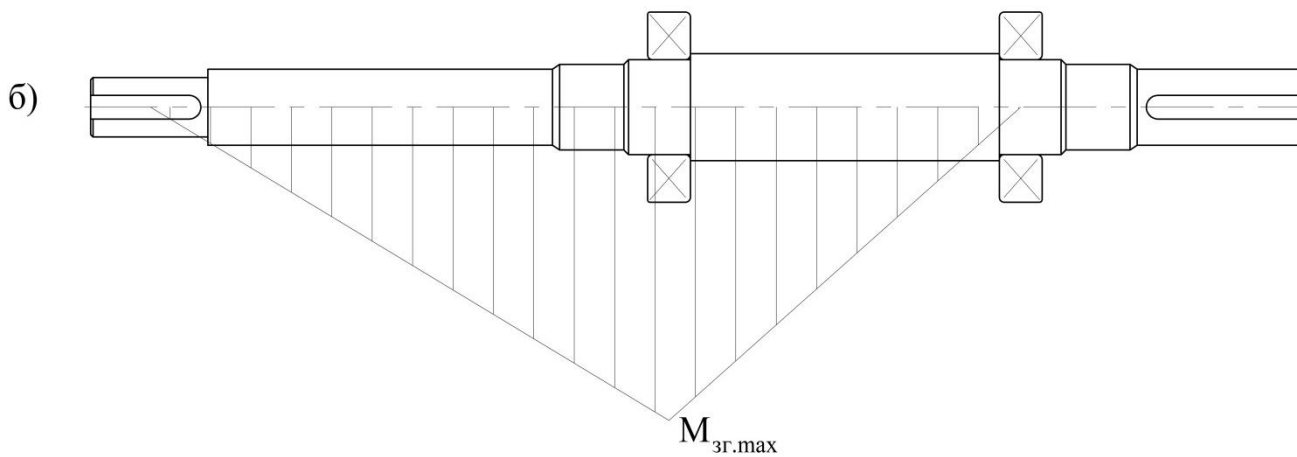


Рисунок 13.2 – Епюра згинальних моментів

Визначимо максимальний згинальний момент в перерізі А

$$M_u = P_1 \cdot l_1 \quad (6.10)$$

$$P_1 = 2260 \text{ Н, } l_1 = 0,290 \text{ м,}$$

$$M_u = 2260 \cdot 0,290 = 655 \text{ Н} \cdot \text{ м.}$$

Найбільший крутний момент на валу

|     |      |          |        |      |                    |      |
|-----|------|----------|--------|------|--------------------|------|
|     |      |          |        |      | 131.06BP.000.00 ПЗ | Лист |
|     |      |          |        |      |                    | 44   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                    |      |

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{N}{n}, \quad (6.11)$$

де  $N$  – потужність насоса,  $N = 85,5$  (див.розд.5)

$$M_{\text{кр}} = 9551 \cdot \frac{85,5}{3000} = 273 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу валу в точці А

$$W_{\text{и}} = 0,1d^3 \quad (6.12)$$

де  $d = 70$  мм – діаметр валу під підшипники

$$W_{\text{и}} = 0,1 \cdot 0,07^3 = 34,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент опору крученню

$$W_{\text{кр}} = 0,2d^3 \quad (6.13)$$

$$W_{\text{кр}} = 0,2 \cdot 0,07^3 = 68,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження згину

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{и}}} \quad (6.14)$$

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{655}{34,3 \cdot 10^{-6}} = 19,1 \cdot 10^6 \text{ Па} = 19,1 \text{ МПа}.$$

Напруження кручення

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}} \quad (6.15)$$

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 45          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{273}{68,6 \cdot 10^{-6}} = 3,98 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,98 \text{ МПа.}$$

Еквівалентна напруга

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\text{ЕКВ}} = \sqrt{19,1^2 + 3 \cdot 3,98^2} = 19,5 \text{ МПа.}$$

Матеріал вала – Сталь 40Х;

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 780 \text{ МПа.}$

Запас міцності за межею текучості

$$n_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{ЕКВ}}} \quad (6.17)$$

$$n_{\text{T}} = \frac{780}{19,5} = 40$$

Умова міцності виконується.

#### 9.4 Розрахунок шпоночного з'єднання вала з колесом

Основні вихідні дані для розрахунку

Матеріал вала – Сталь 40Х.

Межа текучості  $\sigma_{0,2} = 780 \text{ МПа.}$

Матеріал шпонки – Сталь 45.

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 350 \text{ МПа.}$

Матеріал колеса – Сталь 20Х13Л.

Межа текучості  $\sigma_{\text{T}} = 440 \text{ МПа.}$

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06ВР.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 46          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |



Крутний момент на валу

$$M_{\text{кр}} = 273 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Розмір шпонки під робочим колесом, мм

$$b \times h \times l = 12 \times 8 \times 50$$

При розрахунку шпоночного з'єднання вала з колесом визначальним є напруження змінання

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M_{\text{кр}}}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \quad (6.18)$$

де  $l_p$  – робоча довжина шпонки,

$t_1$  – глибина паза шпонки,

$h$  – висота шпонки,

$d$  – діаметр вала.

$$l_p = l - e = 48 - 12 = 36 \text{ мм}, t_1 = 5 \text{ мм}, h = 8 \text{ мм}, d = 48 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 273}{0,048 \cdot 0,036 \cdot (0,008 - 0,005)} = 68,7 \cdot 10^6 \text{ Па} = 105,3 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження змінання обчислюємо для матеріалу (шпонка), що має найнижчу межа текучості.

Допустиме напруження змінання

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,56 \cdot \sigma_{0,2} \quad (6.19)$$

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 47   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

Для матеріалу вала

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

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$$

Умови міцності на зминання виконується.

|     |      |          |        |      |                           |      |
|-----|------|----------|--------|------|---------------------------|------|
|     |      |          |        |      | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|     |      |          |        |      |                           | 48   |
| Зм. | Арк. | № докум. | Підпис | Дата |                           |      |

## 10 Розділ з охорони праці

### Безпека експлуатації герметичних систем, що працюють під тиском

Посудинами, що працюють під тиском, називають герметично закриті ємності, призначені для проведення хімічних та теплових процесів, а також для зберігання та перевезення стиснених, скраплених та розчинених газів і рідин під тиском.

Головна небезпека під час експлуатації таких посудів полягає у можливості їх руйнування під час раптового адіабатичного розширення газів та парів (фізичний вибух). Особливо небезпечними є вибухи посудів, які містять горючу речовину, оскільки уламки резервуарів навіть невеликої маси (до декількох тон) розлітаються на відстань до декількох сотень метрів і під час потрапляння на споруди, будівлі, технологічне обладнання, ємності викликають руйнування, нові осередки пожежі, загибель людей (робітників, працівників, персоналу).

Найчастіші причини виникнення аварій та вибухів посудів, що працюють під тиском:

- невідповідність конструкції максимально припустимим тиску та температурі;
- перевищення тиску понад припустиме значення;
- втрата механічної міцності апарату (корозія, внутрішні дефекти металу, місцеві перегрівання);
- недотримання встановленого режиму роботи обладнання (устаткування);
- недостатня кваліфікація персоналу (працівників, робітників);
- відсутність технічного нагляду за порядком експлуатації обладнання та його станом.

Правила експлуатації гідравлічних систем, що знаходяться під тиском, встановлюють спеціальні вимоги безпеки, обов'язкові для дотримання на підприємстві:

- до конструкції посудів та апаратів, що знаходяться під тиском;
- до матеріалів посудів та апаратів, що працюють під тиском;
- до виготовлення, проєктування, монтажу та ремонту посудів та апаратів, які працюють під тиском;

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 49          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

- до запірної та регулювальної арматури, контрольно-вимірювальних приладів та запобіжних пристроїв гідравлічних систем, що працюють під тиском;
- до встановлення, реєстрації та технічного обслуговування судів та апаратів, що працюють під тиском;
- інші.

Конструкція судів та апаратів, що працюють під тиском, має бути надійною, забезпечувати безпеку під час їхньої експлуатації та забезпечувати можливість огляду, очищення, промивання, продування та ремонту судів та апаратів. Зокрема, висувають вимоги до облаштування та виготовлення лазів та люків, днищ судів та апаратів, до зварювальних швів та їхнього розміщення тощо.

Сосуди із внутрішнім діаметром більше ніж 800 мм оснащують достатньою для їхнього огляду та ремонту кількістю лазів, розміщених у місцях, які є доступними та зручними для проведення технічного обслуговування.

Сосуди із внутрішнім діаметром 800 мм та менше повинні мати у доступних місцях стінок судів круглі або овальні отвори для проведення технічного обслуговування.

Зварні шви судів виконують лише тільки стикового виду. Отвори для люків та лазів розміщують лише поза зварними швами. Зварні шви обов'язково мають бути доступними для їхнього контролю під час виготовлення, монтажу та подальшої експлуатації судів та апаратів, що працюють під тиском.

Контроль якості виконаних зварювальних з'єднань та їхніх елементів обов'язково повинен бути виконаний:

- за допомогою зовнішнього огляду та технічними вимірюваннями;
- за допомогою ультразвукової дефектоскопії, рентгенівських або гамма-променів або ж цими методами у їхньому різноманітному поєднанні;
- за допомогою проведення механічних випробувань отриманого зварювального шва;
- за допомогою металографічних випробувань отриманого зварювального шва;
- за допомогою гідравлічних випробувань отриманого на суді або апараті зварювального шва;

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 50          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

- за допомогою інших відомих та поширених на практиці машинобудування методів.

Результати контролю виконаних на сосудах або апаратах зварювальних з'єднань необхідно занести до відповідних нормативних технічних документів (журналів, паспортів, карт тощо).

Матеріали, які було застосовано під час виготовлення судів або апаратів, повинні забезпечувати хороший ступінь зварюваності, а також міцності разом із пластичними характеристиками, які здатні забезпечити надійну та довговічну роботу судів та апаратів у заданих умовах подальшої технічної експлуатації відповідного гідравлічного обладнання.

Проектування, виготовлення, монтаж та ремонт судів і апаратів та їхніх елементів необхідно виконувати згідно із технологією, розробленою безпосередньо заводом-виробником гідравлічного обладнання, монтажною або ремонтною організацією. Проведення гідравлічного випробування має бути забезпечене для усіх судів та апаратів після їхнього виготовлення.

Сосуд або апарат вважають таким, що пройшов гідравлічне випробування, якщо не було виявлено ознак розриву, протікання, потіння у зварних з'єднань та на стінках судів або апаратів, залишкових деформацій стінок судів або апаратів.

З метою управління роботою та забезпечення безпечних умов для персоналу (робітників, працівників) під час експлуатації суди та апарати, які працюють під тиском, оснащують:

- спеціальними приладами, призначеними для вимірювання тиску у самому резервуарі або апараті та температури середовища;
- запобіжними пристроями;
- показчиками рівня рідини у резервуарі або апараті;
- запірною та регулювальною арматурою.

Суди та апарати, що працюють під тиском, піддають обов'язковому технічному внутрішньому огляду та гідравлічному випробуванню до їхнього пуску у роботу та періодично у процесі технічної експлуатації.

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 51          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

Перед проведенням технічного огляду посуд або апарат має бути зупинений, охолоджений (відігрітий), звільнений від робочого середовища, відключений за допомогою заглушок від усіх трубопроводів.

|            |             |                 |               |             |                           |      |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|            |             |                 |               |             |                           | 52   |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |      |

## 11 Економічний розділ

### Система створення та освоєння виробництва нової техніки

Під новою технікою у найбільш широкому розуміння зазвичай розуміють такі конструкції машин, приладів, механізмів, апаратів, а також різноманітні технологічні виробничі процеси, які уперше було розроблено на підприємстві. Ступінь новизни нової техніки можна визначити за системою показників, до якої належать наступні:

- конструкції машин, приладів, механізмів, апаратів, що не мають відомих аналогів;
- конструкції машин, приладів, механізмів, апаратів, що було удосконалено (модернізовано);
- принципово нові технологічні виробничі або невиробничі процеси;
- частково змінені (модифіковані, модернізовані, удосконалені) технологічні виробничі процеси, що підвищують ефективність промислового або непромислового виробництва.

Комплекс робіт, спрямований на створення нової техніки, зазвичай містить у собі наступні складові (етапи):

- науково-дослідні роботи;
- конструкторська підготовка персоналу промислового або непромислового виробництва;
- технологічна підготовка персоналу промислового або непромислового виробництва;
- організаційна підготовка персоналу промислового або непромислового виробництва;
- безпосереднє виробництво нової техніки на окремому промисловому виробництві.

Науково-дослідна підготовка промислового виробництва до впровадження нової техніки – це передусім перевірка попередньо виконаних теоретичних розрахунків та

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 53          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

висновків, отримання експериментальних даних, які у подальшому будуть виконані під час створення на підприємстві нової техніки.

Кількість етапів та їхній зміст під час проведення науково-дослідної підготовки промислового підприємства залежить від новизни та складності нової техніки. Для науково-дослідної підготовки промислового виробництва нової техніки виділяють наступні етапи:

- розроблення технічного завдання на виробництво нової техніки;
- теоретичні та експериментальні дослідження щодо можливості впровадження нової техніки на промисловому виробництві;
- оцінювання отриманих під час проведення дослідження результатів;
- приймання роботи після завершення усіх попередніх етапів.

Для кожного із перелічених вище етапів встановлюють терміни їхнього виконання, безпосередніх виконавців кожного етапу та очікуваний кінцевий результат для кожного з етапів.

Кожний з етапів науково-дослідної підготовки щодо впровадження нової техніки на промисловому виробництві вирішує конкретні заздалегідь встановлені задачі, які є необхідними для проведення подальшого заздалегідь запланованого етапу.

Конструкторська підготовка з впровадження нової техніки на виробництві – це цілий комплекс робіт зі створення технічних креслень нової конструкції машини, агрегату, обладнання тощо та їхнього дослідного зразка. Безпосередній перелік робіт, які необхідно виконати під час проведення конструкторської підготовки, залежить від типу конкретного виробничого підприємства, новизни та складності конструкції, ступеня її уніфікації тощо.

Після завершення робіт з виготовлення та випробування дослідного зразка нової техніки з урахуванням отриманих результатів виконують коригування розробленої раніше конструкторської документації.

Технологічна підготовка з впровадження нової техніки на виробництві – це передусім розроблення промислової технології виробництва нової конструкції, методів

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 54          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |



та засобів технічного контролю, створення усіх необхідним для подальшого виробництва матеріальних та трудових нормативних документів.

Технологічну підготовку з впровадження нової техніки на виробництві зазвичай починають із розроблення міжцехових технологічних маршрутів на промисловому підприємстві, які визначають порядок проходження заготовок, деталей, складальних одиниць, вузлів по промисловим підрозділам на конкретному промисловому підприємстві.

Технологічна готовність промислового підприємства до випуску на ньому нової техніки передбачає наявність на підприємстві повного комплексу технологічної документації та засобів технологічного оснащення (устаткування, обладнання тощо), які є необхідними для подальшого випуску на даному промисловому підприємстві вказаної нової техніки.

Організаційна підготовка щодо впровадження на промисловому виробництві нової техніки передбачає зазвичай виконання наступних етапів:

- розробка проекту організації основного виробничого процесу на промисловому підприємстві;
- розробка проекту технологічного обслуговування основного промислового виробництва;
- розробка системи організації та оплати праці працівників (робітників, персоналу тощо);
- організація матеріально-технічного забезпечення конкретного промислового виробництва;
- створення та впровадження на виробництві нормативної бази для забезпечення внутрішньозаводського планування виробництва нової техніки.

Виробництво нової конструкції – це організація безпосереднього виготовлення на конкретному промисловому виробництві нової техніки.

Процес створення та освоєння нових товарів, як і будь-який складний процес, що складається з багатьох стадій та етапів, виконуваних різними підрозділами підприємства

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 55          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |

має бути ретельно скоординованим та узгодженим у часі. Вимоги до систем планування та управління:

- оцінювання існуючого стану на виробництві;
- прогнозування подальшого розвитку подій;
- розроблення варіантів рішень та вибір оптимального варіанту дій щодо підготовки виробництва до подальшого впровадження нової техніки;
- контроль виконання робіт, їхня координація та регулювання.

Графік підготовки виробництва для впровадження нової техніки як елемент системи планування та управління має відображати суттєві щодо досягнення кінцевої мети роботи (етапи, фази тощо). Він має також враховувати можливі стани комплексу відповідних робіт, терміни їхнього виконання, можливі порушення цих термінів та відповідні наслідки від порушень.

|            |             |                 |               |             |                           |      |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06BP.000.00 ПЗ</b> | Лист |
|            |             |                 |               |             |                           | 56   |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |      |

## Список використаної літератури

1. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование: учеб. пос. / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. - М. : Машиностроение, 1977. - 288 с.
2. Лопастные насосы: справочник / под общ. ред. В. А. Зимницкого, В. А. Умова. - Л. : Машиностроение, 1986. - 334 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пос. / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1987. - 416 с.
4. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пос. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - М. : Высшая школа, 1984. - 336 с.
5. Анурьев, В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в трех томах. / В. И. Анурьев. - М. : Машиностроение, 2001. – т.1 - 920 с.
6. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності» / укладачі: Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
7. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов: учебное пособие / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.

|            |             |                 |               |             |                           |             |
|------------|-------------|-----------------|---------------|-------------|---------------------------|-------------|
|            |             |                 |               |             | <b>131.06ВР.000.00 ПЗ</b> | <i>Лист</i> |
|            |             |                 |               |             |                           | 57          |
| <i>Зм.</i> | <i>Арк.</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Підпис</i> | <i>Дата</i> |                           |             |