

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри ПГМ

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему

Розробка багатоступеневого відцентрового насоса

(Development of a multistage centrifugal pump)

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»  
(освітня програма «Гідравлічні машини,  
гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

\_\_\_\_\_

(підпис)

Сохань А.О.

(прізвище, ініціали)

У роботі не виявлено  
текстових, ілюстративних  
та інших запозичень без  
корректного на них  
посилання

Керівник

\_\_\_\_\_

(підпис)

Ратушний О.В.

(прізвище, ініціали)

Суми 2024

# Зміст

Реферат	3
Вступ	4
1. Опис та обґрунтування обраної конструкції	5
1.1. Призначення та сфера застосування	5
1.2. Пристрій та принцип роботи	5
1.3. Опис конструкції насоса	6
Розділ 2. Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса	9
2.1. Визначення основних геометричних параметрів	9
2.2. Профілювання меридіанного перерізу робочого колеса	23
2.3. Профілювання робочого колеса. Побудова конформної діаграми	28
Розділ 3. Розрахунки елементів насоса на міцність	37
3.1. Розрахунок шпонкових з'єднань	37
3.2. Розрахунок секцій	39
3.3. Визначення кавітаційного запасу	44
3.4. Розрахунок втрат потужності у торцевому ущільненні	45
3.5. Визначення осьової сили, що діє на ротор	47
3.6. Розрахунок буртика на зминання	49
Розділ 4. Розрахунок динамічних параметрів ротора	50
4.1. Опис конструкції та роботи щілинних ущільнень	50
4.2. Амплітудні частотні характеристики (АЧХ)	54
4.3. Розрахунок власних частот ротора	57
4.4. Аналіз динамічної стійкості ротора	61
Розділ 5. Розрахунки по вибору двигуна	62
5.1 Вибір двигуна	62
5.2 Розрахунок пускового моменту характеристик	62
Розділ 6. Охорона праці	64
Висновок	68
Список використаної літератури	69
Додаток А	71

# Реферат

Записка с.85; Мал 5.; табл.3; джерел.15

Тема роботи: «Розробка багатоступеневого відцентрового насоса».

Мета роботи: розробити високооборотний відцентровий насос на зазначені параметри, забезпечивши його працездатність та вібраційну надійність.

Насос ЦНС 30-420 призначений для використання у системі підтримки пластового тиску нафтових родовищ.

Під час проектування насоса було проведено вибір робочих органів та проектування робочого колеса. Складна динамічна модель ротора вивчена за допомогою нових програмних засобів чисельних розрахунків, що дало змогу отримати АЧХ та ФЧХ вимушених коливань ротора. Відповідно до отриманих даних можна дійти невтішного висновку – насос працює до критики. Це дає підстави стверджувати, що ротор динамічно стійкий.

Зроблено розрахунки на міцність найбільш відповідальних деталей.

Зроблені розрахунки дозволяють зробити висновок про те, що насос ЦНС 30-420 відповідає вимогам, що пред'являються до нього у технічному завданні на проектування.

Виконані: монтажне креслення насосного агрегату, складальні креслення насоса, ротора, ущільнення, муфти, теоретичний креслення профілю робочого колеса, креслення кришки напірної, плакати по економіці та віброннадійності.

Ключові слова: НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, РОТОР, УЩІЛЬНЕННЯ, ГІДРАВЛІЧНІ РОЗРАХУНКИ, МІЦНІСНІ РОЗРАХУНКИ, ВІБРОСТІЙКІСТЬ, ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

## Вступ

Насосне обладнання сьогодні відіграє значну роль у житті людини, хоча це часто залишається поза увагою. Воно застосовується у різноманітних сферах: від систем опалення та кондиціонування до забору та транспортування води. Насосні системи знаходять застосування в численних технологічних процесах. Усе сучасне насосне обладнання можна умовно поділити на побутове та промислове. Вироби, які пропонуються сьогодні на ринку, проходять сертифікацію відповідно до українських та міжнародних стандартів.

Перед інженерами галузі насособудування завжди стоять масштабні завдання, серед яких розробка нових енергоефективних насосів із покращеними характеристиками, зниження питомої витрати матеріалів, підвищення уніфікації елементів, а також модернізація існуючих моделей та їх складових (наприклад, робочих коліс або направляючих апаратів). Це потребує подальшого вдосконалення досліджень, проектування та впровадження інноваційних технологій.

Сучасні моделі насосів відзначаються енергоефективністю завдяки автоматизованим системам управління, якими вони обладнані. Такі системи забезпечують автоматичне вмикання та вимикання обладнання відповідно до потреб користувача або промислових процесів. У виробничих умовах часто використовуються багатоступінчасті насоси відцентрового типу.

Україна традиційно має потужний науково-технічний та виробничий потенціал у сфері розробки й виготовлення насосного та компресорного обладнання для різних галузей, включаючи енергетику, нафтогазовий сектор, водопостачання тощо. Це дозволяє зберігати вагоме місце на міжнародному ринку насосних технологій.

# **Розділ 1. Опис та обґрунтування обраної конструкції**

## **1.1. Призначення та сфера застосування.**

Насос ЦНС 35-420 призначений для перекачування води, очищеної після механічної обробки, з метою закачування її в нафтоносні пласти. Це обладнання широко використовується в системах підтримки пластового тиску на нафтових родовищах.

Виробництво насосів і агрегатів на їх основі здійснюється у кліматичному виконанні УХЛ з категорією розміщення 4, відповідно до вимог ДСТУ EN 60529:2018.

Робочі характеристики насоса дозволяють ефективно працювати з пластовою водою за таких умов:

- Температура середовища – до 80°C.
- Щільність рідини – до 1200 кг/м<sup>3</sup>.
- Масова концентрація твердих частинок – до 0,1%, з розміром частинок не більше 0,1 мм.
- Водневий показник (рН) – у межах 5,4–7,5.
- Загальна мінералізація води – до 248 г/л.
- Вміст нафтового газу – до 100 л/м<sup>3</sup>.
- Концентрація нафти – до 60 мг/л.

Такий набір технічних характеристик забезпечує універсальність і надійність насоса в умовах нафтовидобутку.

## **1.2. Пристрій та принцип роботи.**

Електронасосний агрегат включає насос, мультиплікатор та електродвигун. Передача приводу насоса здійснюється за допомогою сполучної муфти. Обертання ротора відбувається проти годинникової стрілки, якщо дивитися з боку електродвигуна.

Цей насос є відцентровим, горизонтальним, багатоступінчастим і секційним, із робочими колесами одностороннього входу. Фіксація робочих

коліс на валу здійснюється за допомогою шпонки, а в секціях насоса встановлені напрямні апарати.

Ротор насоса складається з валу, робочих коліс і втулки. Ущільнення валу виконане за допомогою торцевого ущільнення. Осьові зусилля сприймаються підшипниками, що забезпечує стабільну роботу пристрою.

З'єднання валу насоса з мультиплікатором здійснюється пластинчастою муфтою, так само як і з'єднання мультиплікатора з електродвигуном. Для забезпечення безпеки обидві муфти закриті кожухами.

Корисна потужність насосного агрегату спрямована на збільшення енергії рідини. Принцип роботи насоса базується на взаємодії лопаток робочого колеса з потоком рідини, що забезпечує її рух та підвищення енергії.

### **1.3. Опис конструкції насосу.**

Насос ЦНС 30–420 – це 12-ступінчастий відцентровий насос горизонтального виконання. Його конструкція розроблена з урахуванням сучасних вимог до енергоефективності, компактності та надійності. Основні технічні переваги насоса включають:

- *Підвищений коефіцієнт корисної дії (ККД)* завдяки збільшенню коефіцієнта швидкохідності.
- *Зменшення питомого навантаження на щабель*, що сприяє тривалому терміну служби.
- *Компактні розміри* завдяки оптимізації конструкції.
- *Використання підшипників ковзання*, які працюють на перекачуваній рідині без необхідності додаткового змащення.

*Основні вузли та елементи насоса:*

1. *Корпусні частини* – включають секції, кришку всмоктування, кришку нагнітання та напрямні апарати.
2. *Підшипниковий вузол* – забезпечує підтримку ротора та сприйняття залишкових осьових навантажень.

3. *Робочі колеса* – виготовлені з просторовими лопатями, методом цільного лиття з подальшою механічною обробкою. Разом із напрямними апаратами вони формують ступені насоса.
4. *Напрямні апарати* – фіксуються штифтами для запобігання провороту, а останній апарат у модулі модифіковано для встановлення пристрою сприйняття осьової сили.

*Конструктивні особливості:*

- *Підшипники ковзання:* Радіальні підшипники працюють на рідині, що перекачується, і встановлені у втулках напрямних апаратів.
- *Осьове навантаження:* Залишкові осьові зусилля сприймає опора, яка складається з двох підшипників кочення, встановлених "спина до спини". Додатково застосовується система пружинного натягу для підтримання стабільного стану без зношування.
- *Робочі колеса:* Відцентрові, з оптимальною просторовою формою лопат, виконані як монолітні вироби.

*Привід насоса*

Насос працює у зв'язці з електродвигуном, що забезпечує ефективний та стабільний привід.

Матеріали, з яких виготовлені основні компоненти насоса, наведено в таблиці 1.1. Вони підібрані з урахуванням умов експлуатації, що забезпечує довговічність і стійкість до зношування.

Ця конструкція насоса робить його надійним вибором для застосувань, що потребують тривалої роботи в складних умовах.

Таблиця 1.1 – Матеріали основних деталей насоса.

Найменування деталі	Матеріал
Секція	Сталь 20Х13Л
Напрямний апарат	Сталь 20Х13Л
Корпус відведення	Сталь 20Х13Л
Корпус підводу	Сталь 20Х13Л

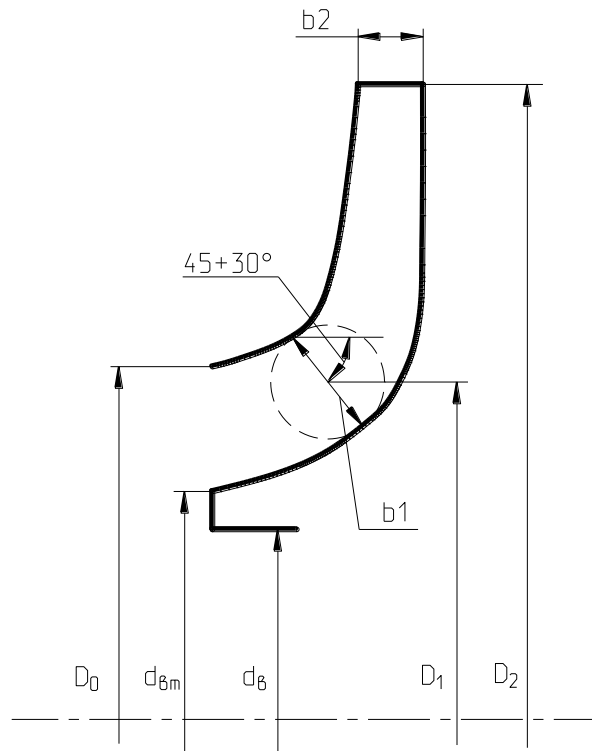
Вал	Сталь 30Х13
Робоче колесо	Сталь 12Х18Н9Т



## Розділ 2. Розрахунок та проектування відцентрового робочого колеса

### 2.1. Визначення основних геометричних параметрів.

Меридіанний переріз робочого колеса (р. к.) з основними геометричними параметрами наведено на рис. 2.1. [1]



Малюнок 2.1. Меридіанний перетин.

#### 2.1.1. Вихідні дані до розрахунку.

Тип р.к. однопоточний ( $\alpha=1$ ).

Число щаблів  $i=12$ .

Щільність рідини, що перекачується  $\rho=1200$  кг/м<sup>3</sup>.

Подача  $Q = 35$  м<sup>3</sup>/год.

Натиск  $H = 420$  м.

Частота обертання  $n=3000$  об/хв.

Коефіцієнт швидкості:

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{35}}{60 \cdot \left(\frac{420}{12}\right)^{0,75}} = 69$$

Наведений діаметр р.к. м визначаємо за формулою Суханова:

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

де  $K_{вх} = 3,5 \div 5,0$  - коефіцієнт вхідної воронки р.к. Приймаємо  $K_{вх} = 5$ . [1]

$$D_{1np} = 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{9,72 \cdot 10^{-3}}{3000}} = 0,07 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_g \cdot \eta_{мех'} \cdot \eta_{мех}, \quad (2.3)$$

де  $\eta_o$  - об'ємний ККД насоса;

$\eta_g$  - гідравлічний ККД;

$\eta_{мех'}$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_{хутро}$  - зовнішній механічний ККД.

Об'ємний ККД:

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

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 75^{-2/3}} = 0,963$$

Гідравлічний ККД:

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

де  $D_{1np}$  - наведений діаметр р.к., мм.

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg 70 - 0,172)^2} = 0,85$$

Внутрішній механічний ККД:

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

$$\eta_{мех'} = \frac{1}{1 + 820 \cdot 75^{-2}} = 0,97$$

Зовнішнім механічним ККД задаємося:  $\eta_{мех} = 0,97$ .

$$\eta = 0,96 \cdot 0,85 \cdot 0,97 \cdot 0,97 = 0,67.$$

Потужність, що споживається насосом:

$$N = \frac{\rho H_{max}}{\eta}, \quad (2.7)$$

$$N = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 35 \cdot 420}{3600 \cdot 0,67} = 61,5 \text{ кВт}$$

Подання р.к.

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

$$Q_{pk} = \frac{35}{3600 \cdot 0,96} = 10,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Теоретичний натиск р.к.

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

$$H_T = \frac{420}{0,85} = 494 \text{ м}$$

### 2.1.2. Визначення діаметра валу та втулки р.к.

У першому наближенні діаметр валу визначається з розрахунку на кручення за формулою:

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

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

$[\tau]$  – знижена допустима напруга на кручення, Н/м<sup>2</sup>.

Обертаючий момент:[2]

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

де  $N_{max}$  -максимальна потужність, Вт.  $N_{max}=1,1 \cdot N=1,1 \cdot 61,5 = 67,7$  кВт.

$$M = \frac{30 \cdot 67,7 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 3000} = 215,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Знижену допустиму напругу приймаємо  $[\tau]=325 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 215,5}{3,14 \cdot 325 \cdot 10^5}} = 0,032 \text{ м}$$

Виходячи з розрахунку валу на критичну частоту обертання, приймаємо за ГОСТ 6636 – 69  $= 0,035 \text{ (м)} \cdot d_g$

Діаметр втулки, орієнтовно вибирають:

$$d_{em} = (1.2 \div 1.25)d_g \quad (2.12)$$

$$d_{em} = 1.2 \cdot 0,035 = 0,042 \text{ м}$$

### 2.1.3. Визначення геометричних параметрів входу до р.к.

Діаметр вхідної лійки р.к. визначаємо з виразу:[1]

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2} \quad (2.13)$$

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

$$D_0 = \sqrt{0,07^2 + 0,042^2} = 0,082 \text{ м}$$

Швидкість потоку на вході до р.к.

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

де  $Q_{pk}$  - подача р.к.,  $\text{М}^3/\text{с}$ .

$$v_0 = \frac{4 \cdot 10,1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,07^2} = 2,6 \text{ м/с}$$

Задаємося положенням вхідної кромки лопаті насоса:

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

$$D_1 = 0,9 \cdot 0,082 = 0,074 \text{ м}$$

У першому наближенні меридіанну складову швидкості без урахування стиснення потоку лопатями приймаємо рівною. При вході потоку на лопату меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається з виразу:  $v'_{1m} v_0$

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

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

Приймаємо  $\psi_1 = 1,15$

$$v_{1m} = 1,15 \cdot 2,6 = 2,26 \text{ м/с}$$

Кут потоку на вході в лопату розраховуємо з трикутника швидкостей:

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

де - переносна швидкість на вході в р.к. м/с;  $U_1$

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

Окружна швидкість на вході в р.к.

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

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,074 \cdot 3000}{60} = 11,62 \text{ м/с}$$

Окружна складова абсолютної швидкості на вході[1]

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

$$v_{1u} = \frac{0,12 \cdot \sqrt[3]{0,0101^2 \cdot 3000}}{0,074} = 0,99 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{2,6}{11,62 - 1,85} = 13,7^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в р.к.

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

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

Кут атаки вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат у ділянці р. к. та покращення його кавітаційних якостей, приймаємо  $\Delta\beta=5^\circ$ .

$$\beta_1 = 13,7^\circ + 5^\circ = 18,7^\circ.$$

#### 2.1.4. Визначення числа лопатей та їх товщини.

Більшість сучасних відцентрових насосів, незалежно від їхніх розмірів і коефіцієнтів швидкохідності, характеризуються високими техніко економічними показниками. Типова кількість лопатей робочого колеса (р.к.) зазвичай становить від 5 до 8.

Вибір товщини лопатей

Товщина лопаті робочого колеса визначається переважно технологічними вимогами, такими як:

Матеріал виготовлення.

Габаритні розміри робочого колеса.

Технологічні можливості лиття підприємства.

Рекомендовані значення:

На вході до робочого колеса ( $S_1$ ): 2–10 мм, залежно від діаметра  $D_2$  (150–500 мм).

На виході з робочого колеса ( $S_2$ ): часто приймається рівною  $S_1$ , при цьому лопатка плавно потовщується до середини.

Прийняті параметри

Відповідно до рекомендацій, для конструкції приймаємо такі значення:

Товщина лопаті на вході та виході:  $S_1 = S_2 = 3$  мм.

Кількість лопатей:  $z = 7$ .

Ці параметри забезпечують оптимальний баланс між міцністю, ефективністю та технологічністю виготовлення.

#### 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 - крок лопат на вході в РК.  $t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,074}{7} = 0,033 \text{ мм}$$

$$\psi'_1 = \frac{0,033}{0,033 - \frac{0,003}{18,7^\circ}} = 1,396$$



Повинна виконуватися умова.  $|\psi'_1 - \psi_1| \leq 0,01$

$$|1,396 - 1,15| = 0,246 > 0,01.$$

Т.к. умова не виконується, то робимо друге наближення, задаємося ,  
тоді:  $\psi''_1 = \psi'_1 = 1,396$

$$v_{1m} = 1,396 \cdot 2,26 = 3,15 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,15}{11,62 - 1,85} = 15,2^\circ$$

$$\beta_1 = 15,2^\circ + 5^\circ = 20,2^\circ$$

$$\psi''_1 = \frac{0,033}{0,033 - \frac{0,003}{\sin 20,2^\circ}} = 1,357$$

$$|1,357 - 1,396| = 0,039 > 0,01.$$

Робимо третє наближення, тоді:  $\psi'''_1 = \psi''_1 = 1,357$

$$v_{1m} = 1,357 \cdot 2,26 = 3,07 \text{ м/с}$$

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,07}{11,62 - 1,85} = 14,8^\circ$$

$$\beta_1 = 14,8^\circ + 5^\circ = 19,8^\circ$$

$$\psi'''_1 = \frac{0,033}{0,033 - \frac{0,003}{\sin 19,8^\circ}} = 1,367$$

$$|1,367 - 1,357| = 0,01 = 0,01.$$

$|1,367 - 1,357| = 0,01 = 0,01$ . Умови виконуються. З рівняння нерозривності знаходимо ширину р.к. на вході:[4]

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

$$b_1 = \frac{10,1 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,074 \cdot 3,07} = 0,014m.$$

### 2.1.6. Визначення геометричних параметрів виходу із р.к.

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

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_{pk}}}{n}, (n_s \leq 100), \quad (2.23)$$

де  $H_{pk}$  - натиск р.к.

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

$$H_{pk} = \frac{420}{12} = 35m$$

$$D'_2 = 19,1 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35}}{3000} = 0,167m$$

Меридіанна швидкість без урахування стиснення на виході з р.к.

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

$$v'_{2m} = 0,8 \cdot 3,07 = 1,54 \text{ м/с}$$

Кут на виході із р.к. визначають із трикутника швидкостей залежно від прийнятого значення так, щоб отримати бажане відношення  $\beta_2 v'_{2m} \frac{W_1}{W_{2\infty}}$

З трикутника швидкостей:

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

де - коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з р.к.,  $\psi_2$

$$\psi_2 = 1,05 \div 1,1. \text{ Приймаємо } = 1,1 \cdot \psi_2$$

Меридіанна швидкість на виході з р.к.

$$v_{2m} = \psi_2 \cdot v'_{2m} \quad (2.27)$$

$$v_{2m} = 1,1 \cdot 3,55 = 3,91 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість на вході в РК із трикутника швидкостей:

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

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

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

$$\frac{W_1}{W_{2\infty}} = 3,7 - 0,054 \cdot 69 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot 72^2 - 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 69^3 = 1,56$$

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

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

$$\beta_2 = \arcsin \left( 1,56 \cdot \frac{1,1}{1,357} \cdot \frac{1,54}{4,64} \cdot \sin 19,8^\circ \right) = 17^\circ$$

2.1.7. Уточнення зовнішнього діаметра р.к. з урахуванням кінцевого числа лопатей.

Окружна швидкість на виході з р.к.

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

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

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

де – поправка на кінцеве число лопатей.  $K_z$

Виправлення на кінцеве число лопатей визначатимемо за формулою Пфлейдерера:  $K_z$

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

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

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

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

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 17^\circ = 0,725 \div 0,825$$

Приймаємо  $= 0,75 \cdot \psi$

$$p = 2 \cdot \frac{0,75}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,074}{0,167}\right)^2} = 0,25$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,25} = 0,8$$

$$H_{T\infty} = \frac{35}{0,85 \cdot 0,8} = 51,5 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{1,69}{2 \operatorname{tg} 17^\circ} + \sqrt{\frac{1,69^2}{(2 \operatorname{tg} 17^\circ)^2} + 9,81 \cdot 51,5 + 1,85} = 25,66 \text{ м/с}$$

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

$$D_2 = \frac{60 \cdot 25,66}{3,14 \cdot 3000} = 0,163 \text{ м}$$

### 2.1.8. Уточнення коефіцієнта стиснення потоку $\psi_2$

Коефіцієнт стиснення потоку на виході з р.к. уточнюють за формулою:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S_2}{\pi \cdot D_2 \sin \beta_2}} \quad (2.37)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,163 \cdot \sin 17^\circ}} = 1,163$$

Повинна виконуватися умова  $|\psi'_2 - \psi_2| \leq 0,01$

$$|1,163 - 1,1| = 0,063 > 0,01.$$

Т.к. умова не виконується, то робимо друге наближення, задаємося ,  
тоді  $\psi_1'' = \psi_1' = 1,257$

$$v_{2m} = 1,163 \cdot 1,54 = 1,79 \text{ м/с}$$

$$\beta_2 = \arcsin \left( 1,56 \cdot \frac{1,163}{1,357} \cdot \frac{1,54}{2,26} \cdot \sin 19,8^\circ \right) = 18^\circ$$

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \sin 18^\circ = 0,735 \div 0,835$$

Приймаємо  $= 0,75 \cdot \psi$

$$p = 2 \cdot \frac{0,75}{7} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,074}{0,163}\right)^2} = 0,26$$

$$K_z = \frac{1}{1 + 0,26} = 0,79$$

$$H_{T\infty} = \frac{35}{0,85 \cdot 0,79} = 52,1 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{1,79}{2 \operatorname{tg} 18^\circ} + \sqrt{\frac{1,19^2}{(2 \operatorname{tg} 18^\circ)^2} + 9,81 \cdot 52,1 + 1,85} = 25,62 \text{ м/с}$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 25,62}{3,14 \cdot 3000} = 0,163 \text{ м}$$

$$\psi_2'' = \frac{1}{1 - \frac{7 \cdot 0,003}{3,14 \cdot 0,163 \cdot \sin 18^\circ}} = 1,153$$

$|1,153 - 1,163| = 0,01 = 0,01$ . Умови виконуються.

2.1.9. Визначення ширини р.к. на виході.

Ширину р.к. на виході визначаємо з рівняння нерозривності:

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

$$b_2 = \frac{9,11 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,163 \cdot 1,79} = 0,009 \text{ м.}$$

## 2.2. Проектування меридіанного перерізу робочого колеса.

### 2.2.1. Загальні положення.

Контури меридіанного перерізу робочого колеса (р.к.) вибираються з урахуванням низки вимог, які забезпечують ефективність і надійність його роботи:[2]

Основні вимоги до контурів меридіанного перерізу:

Плавність контурів:

Контури мають бути максимально плавними для зменшення втрат енергії та уникнення турбулентних зон у потоці.

Кути нахилу стінок на виході:

- Зазвичай кути  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$  (нахили передньої та задньої стінок відповідно) вибираються в межах  $0-5^\circ$ .
- У випадках, коли  $\gamma_1 \neq \gamma_2$ , приймається  $\gamma_1 > 5^\circ$ , а  $\gamma_2 = 0^\circ$ .

Уникнення надмірного збільшення або скорочення осьового розміру р.к.:

- Надмірне збільшення осьового розміру призводить до нерціонального зростання довжини та маси робочого колеса.

- Занадто малий осьовий розмір може спричинити небезпеку відриву потоку від передньої стінки через малий радіус

Рекомендації щодо осьового розміру:

- Зазвичай відношення довжини лопаті до діаметра входу вибирається як  $l_1 = 0l_1 = 0,05D_0$

Зростання площі нормального перерізу:

Площа нормального перерізу міждискового простору р.к. має плавно збільшуватися від входу до виходу для забезпечення рівномірного руху потоку без значних втрат тиску.

### 2.2.2. Методика побудови меридіанного перерізу.

Обриси меридіанного перерізу, які відповідають застосованим вище вимогам, знаходять методом послідовних наближень:

- намічають попередньо (“на око”) контури крайніх ліній струму (рекомендується при цьому орієнтуватися на існуючі р.к. подібних), (рис.2.1); $n_s$
- наносять середню лінію каналу, яка є геометричним місцем центрів вписаних кіл (рис.2.2), зазвичай від входу до виходу р. к. тонкими лініями вписується 8-10 кіл; в зоні повороту потоку кола розташовують густіше. Центри вписаних кіл нумерують 1,2,3 ...;
- обчислюють площі нормальних перерізів за формулами:

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_{gm}^2), \quad (2.39)$$

де - площа початкового нормального перерізу (на вході до р.к.), м<sup>2</sup>.  $F_{ex}$

$$F_{ex} = \frac{3,14}{4} (0,07^2 - 0,042^2) = 0,001932 \text{ м}^2$$

$$F_{вых} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2, \quad (2.40)$$



де – площа кінцевого нормального перерізу (на виході з р.к.), м<sup>2</sup>.  $F_{\text{вих}}$

$$F_{\text{вих}} = 3,14 \cdot 0,118 \cdot 0,006 = 0,002205(\text{м}^2)$$

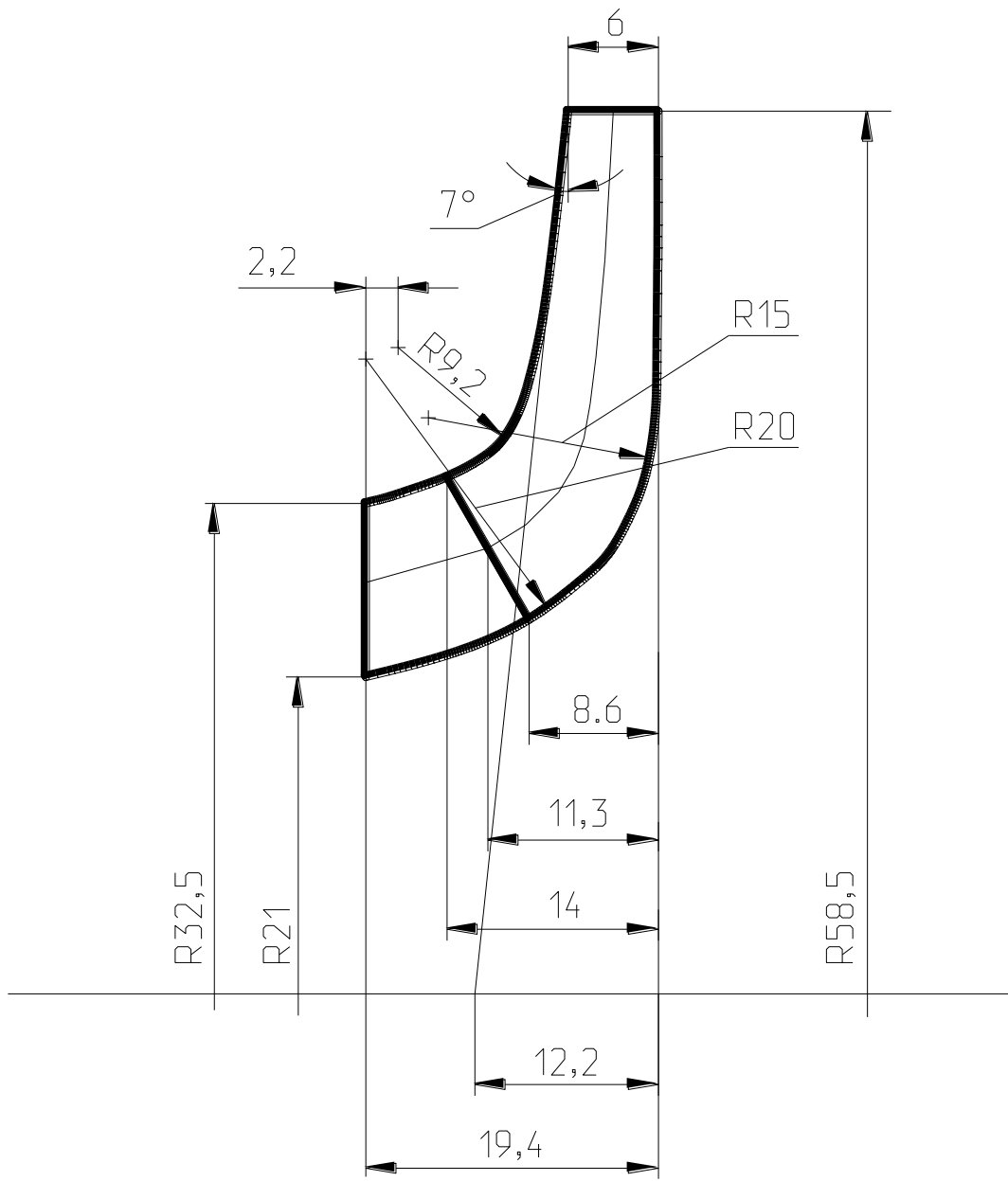
$$F_i = 2\pi \cdot r_i \cdot b_i, \quad (2.41)$$

де – площа проміжного нормального перерізу, м<sup>2</sup>;  $F_i$

- Відстань від осі р.к. до центру вписаного кола, м;  $r_i$  [3]

- Діаметр вписаного кола, м.  $b_i$

Результати розрахунків зводимо до таблиці.



Малюнок 2.2 – Меридіанний перетин.

Таблиця 2.1 - Визначення площ меридіанного перерізу р.к.

№ точки	z, мм	l, мм		b, мм	F, м2
1	27,5	0	0	11,5	0,001932
2	29,5	8,5	8,5	10,9	0,00202
3	31	3	11,5	10,5	0,002048
4	33	3	14,5	10	0,002076
5	36	2	16,5	9,5	0,002096
6	40	2	18,5	9,1	0,002116
7	45	2,5	21	8,8	0,002138
8	50	3	24	8,2	0,00216
9	55	6,5	30,5	7,1	0,002186
10	58,5	10	40,5	6	0,002205

За даними таблиці 2.1 будемо графік зміни площ меридіанного перерізу р.к. (Рисунок 2.3).

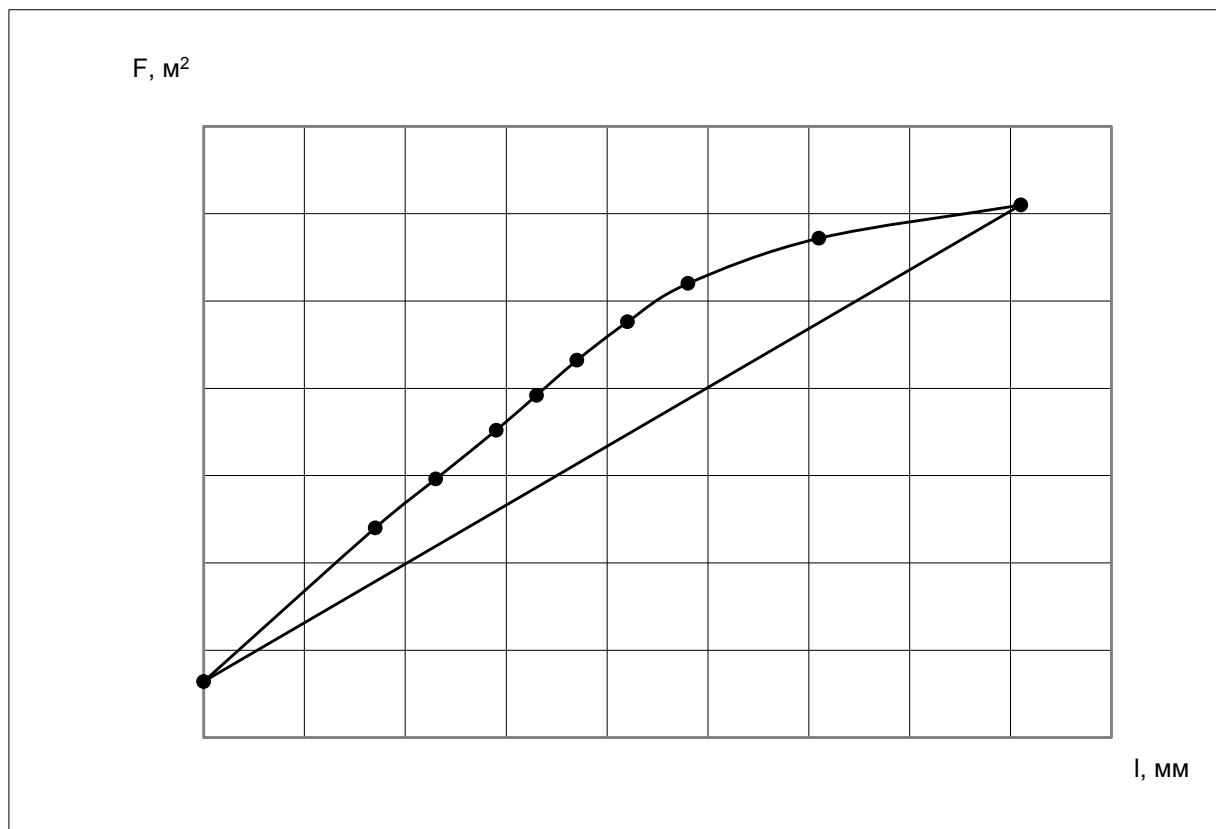


Рисунок 2.3 – Графік зміни площ меридіанного перерізу р.к.

## 2.3. Профільювання робочого колеса. Побудова конформної діаграми.

### 2.3.1. Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса до профільювання лопатей

Проектування робочого колеса базується на використанні рівношвидкісної схеми потоку, за якою меридіанна швидкість ( $V_m$ ) приймається постійною вздовж нормалі. Ця методика зарекомендувала себе як ефективна для досягнення заданих параметрів насоса.[4]

Основні положення:

#### 1. Постійність меридіанної швидкості:

При  $V_m = \text{const}$  вздовж нормалі забезпечується рівномірний розподіл потоку по меридіанному перерізу, що сприяє підвищенню ефективності насоса.

#### 2. Розрахункові лінії струму:

- Лінії струму проводяться так, щоб вони ділили меридіанний переріз на ділянки, через які проходить однакова витрата енергії.
  - Такий підхід дозволяє забезпечити рівномірний розподіл потоку по всьому робочому колесу.

#### 3. Кількість потоків і ліній струму:

- Для насосів із коефіцієнтом швидкохідності ( $n_{sn}$ ) менше 100:
  - $k = 2k = 2k = 2$  – кількість потоків.
  - $n = 3n = 3n = 3$  – кількість ліній струму.

Розбивка на лінії струму

Розподіл потоку здійснюється графічно або з використанням спеціалізованих програмних засобів. Малюнок 2.4 демонструє схему розбивки меридіанного перерізу на ділянки. Лінії струму мають бути рівномірними, що забезпечує стабільний і рівномірний рух потоку через робоче колесо.[2]

Переваги підходу:

- Гарантоване досягнення проектних параметрів.
- Ефективне використання енергії потоку.

- Зменшення турбулентності та втрат у робочому колесі.

Цей методологічний підхід дозволяє проектувати високоефективні насоси з передбачуваними параметрами роботи.

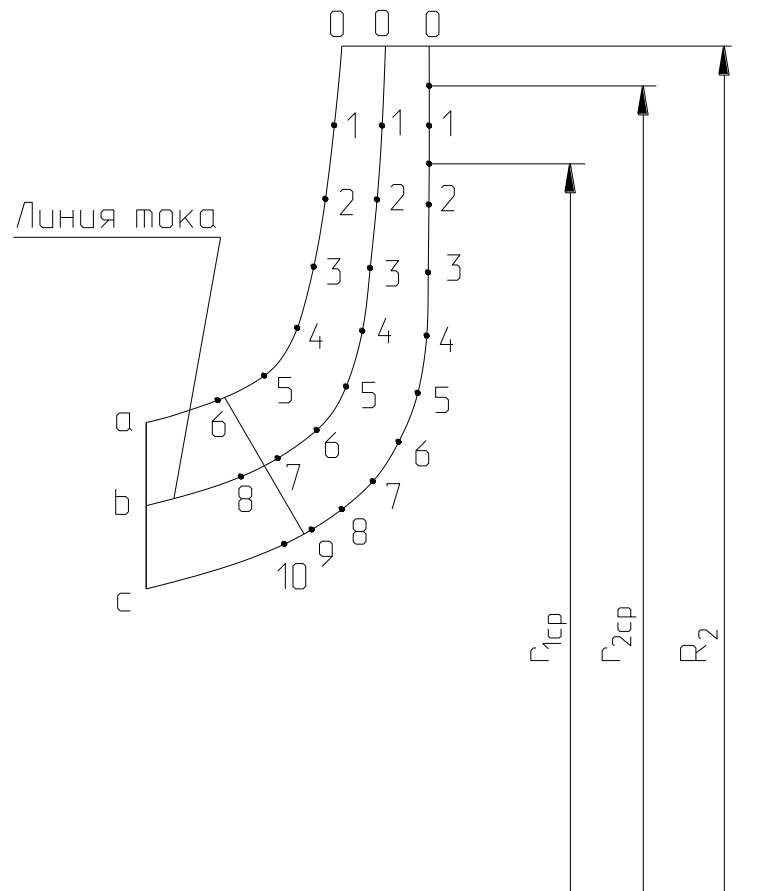


Рисунок 2.4 – Розбивка ліній струму.

### 2.3.2. Профілювання лопаті

Для профілювання лопатей робочого колеса використовується метод конформного відображення, який дозволяє перенести поверхню струму на поверхню обертання (циліндр), що розгортається. Цей підхід забезпечує точне визначення форми лопаті та її подальше узгодження з параметрами потоку.

Послідовність профілювання:

1. Побудова конформної сітки:
  - На розгортці циліндра створюється конформна координатна сітка.
  - Сітка включає систему вертикальних і горизонтальних ліній (меридіанів і паралелей).

- Відстань між меридіанами та паралелями визначається значеннями  $\Delta S$  і  $\Delta L$ , що відповідають певним параметрам проекту.
2. Відображення сітки на поверхню струму:
- Конформне відображення координатної сітки дозволяє перенести розрахункові точки з розгортки циліндра на поверхню струму.
  - Цей етап формує базу для визначення геометрії лопаті.
3. Профілювання лопаті на розгортці:
- Профіль лопаті визначається на розгортці циліндра відповідно до отриманої конформної сітки.
  - Форма лопаті обирається з урахуванням поточних гідродинамічних вимог.
4. Побудова меридіанного перерізу:
- Меридіанний переріз лопаті будується відповідно до отриманого профілю.
  - У плані лопаті визначається форма та розташування на поверхні робочого колеса.

Структура сітки на розгортці

Сітка на розгортці циліндра складається з:

- Вертикальних ліній (меридіанів): визначають напрямок потоку вздовж осі.
- Горизонтальних ліній (паралелей): відповідають за поділ поверхні за радіусом.

Відстань між лініями  $\Delta S$  і  $\Delta L$  підбирається так, щоб забезпечити рівномірність профілю та мінімізацію похибок при його відображенні на реальну геометрію лопаті.

Переваги методу:

- Точність у формуванні геометрії лопатей.
- Мінімізація втрат енергії завдяки оптимальній формі поверхні.
- Забезпечення стабільності роботи робочого колеса при заданих параметрах потоку.

Метод конформного відображення є найбільш поширеним завдяки його універсальності та ефективності при проектуванні насосів різного призначення.

$$\Delta L = \frac{R_{кц}}{c}, \quad (2.42)$$

де  $R_{кц}$  – радіус конформного циліндра,  $R_{кц} = 150 \div 200$  мм. Приймаємо

$R_{кц} = 150$  мм;

$c$  – константа. Приймаємо  $c = 10$ .

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 \text{ мм}$$

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{кц}}{180} \cdot \Delta \phi, \quad (2.43)$$

де  $\Delta \phi$  – кут між меридіанним перерізом циліндра, що відображає

( $\Delta \phi = 5 \div 10^\circ$ ), приймаємо  $\Delta \phi = 10^\circ$ .

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 10}{180} = 26 \text{ (мм)}$$

Довжина координатної сітки у горизонтальному напрямку визначається кутом обхвату  $\Theta$ . Для низьких  $n_s = 140 \div 110^\circ$ . Приймаємо  $\Theta = 110^\circ$ . Маємо всі дані для побудови координатної сітки.

Будуємо конформне відображення на поверхні струму:

а – диск, що покриває;

б – середньовитратна лінія струму;

с – основний диск на відрізку  $\Delta L$  за умовами конформності:

$$\frac{r_{спi}}{\Delta l} = \frac{R_{кц}}{\Delta L} = 10 = \text{const} \quad (2.44)$$

де  $r_{срі}$  - відстань від осі колеса до середини відрізка  $l$  (див. рис.2.4).

Поверхня лопаті на розгортці циліндра профілюється з урахуванням наступних основних рекомендацій:

- кут нахилу лопаті на кожній розрахунковій лінії струму має плавно збільшуватися або зменшуватися від кута  $\beta_1$  до  $\beta_2$ ;
- ділянка поверхні лопаті поблизу виходу з р. до. повинен мати постійний кут обхвату  $\theta$  по кожній розрахунковій лінії струму по довжині, яка визначається на розгортці циліндра величиною  $\theta \geq 0,5 \cdot t$  де  $t$  - лінійний крок лопатей на розгортці циліндра, мм.

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{кц}}{z} \quad (2.45)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{7} = 135 \text{ (мм)}$$

- кут обхвату лопаті в плані має задовольняти умові:

$$\theta \geq 0,5 \quad (2.46)$$

де  $t^\circ = 360/z$ ;  $t^\circ = 360/7 = 51^\circ$ .

$$110^\circ > 1,5 \cdot 51^\circ = 76,5^\circ.$$

- паралелі точок  $a, b, c$  для кожної лінії струму визначають відповідно до розташування вхідної кромки в меридіанному перерізі. Перенесення точок вхідної кромки на конформну діаграму здійснюється за допомогою властивості конформного відображення залежно від:



$$\frac{x_i}{\Delta L} = \frac{y_i}{\Delta l_i}, \quad (2.47)$$

де  $x_i$  - відстань від поточної паралелі до точки вхідної кромки, що шукається конформної діаграми;

$y_i$  – відповідна відстань на лінії струму.

### 2.3.3. Вибір положення вхідної кромки та визначення кутів входу.

Меридіанна швидкість:  $V_{1ma} = V_{1mb} = V_{1mc} = 4.6$  м/с.

Визначимо окружну швидкість за формулою:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{ex} \cdot n}{60}, \quad (2.49)$$

де  $D_{вх}$  - діаметр кола на якому лежить дана точка входу, м.

$$D_{вха} = 0,0685\text{м}; D_{вхb} = 0,059\text{м}; D_{вхc} = 0,0496\text{м}.$$

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,0685 \cdot 9000}{60} = 32,3(\text{м/с})$$

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,059 \cdot 9000}{60} = 27,8(\text{м/с})$$

$$U_{1c} = \frac{3,14 \cdot 0,0496 \cdot 9000}{60} = 23,3(\text{м/с})$$

Визначаємо кут потоку на вході в річку. до. без урахування сором'язності за формулою:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{v'_{1m}}{U_1}, \quad (2.50)$$

$$\beta'_{1na} = \operatorname{arctg} \frac{4,56}{32,3} = 8^\circ$$

$$\beta'_{1nb} = \operatorname{arctg} \frac{4,56}{27,8} = 9,3^\circ$$

$$\beta'_{1nc} = \operatorname{arctg} \frac{4,56}{23,3} = 11^\circ$$

Переносимо точки вхідного краю на конформну діаграму (рис. 2.5).

Знаходимо коефіцієнт стиснення потоку лопатями:

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (2.51)$$

де  $t_1$  - крок лопатей, м;

$\sigma_1$  - Товщина лопаті вздовж кола  $D_{вх}$ , м.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_{вх}}{z} \quad (2.52)$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \phi_{1л}}, \quad (2.53)$$

$\phi_{1л}$  - кут лопаті у площині, перпендикулярній до дотичної до вхідної кромці в точці входу, визначається із співвідношення:

$$\operatorname{tg} \phi_{1л} = \operatorname{tg} \beta_1 \sin \lambda \quad (2.54)$$

$$\phi_{1л} = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \beta_1 \sin \lambda) \quad (2.55)$$

Знаходимо кут (з урахуванням стиснення потоку лопатями):

$$\beta_{1n} = \arctg(\operatorname{tg}\beta'_{1n} \cdot 1/\psi_1) \quad (2.56)$$

Далі визначаємо кут атаки:

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1n} \quad (2.57)$$

Проводимо розрахунок для лінії струму а:

$$t_{1a} = \frac{3,14 \cdot 68,5}{7} = 30,7 \quad (\text{мм})$$

$$\lambda_a = 84^\circ$$

$$\phi_{1\lambda a} = \arctg(\operatorname{tg}18^\circ \sin 84^\circ) = 17,7^\circ$$

$$\sigma_{1a} = \frac{3}{\sin 17,9^\circ} = 9,76 \quad (\text{мм})$$

$$\psi_{1a} = \frac{30,7 - 9,76}{30,7} = 0,68$$

$$\beta_{1na} = \arctg(\operatorname{tg}8^\circ \cdot 1/0,68) = 11,8^\circ$$

$$\beta_{1\lambda a} = 18^\circ; \Delta\beta_a = 6,5^\circ$$

Лінія струму b:

$$t_{1b} = \frac{3,14 \cdot 59}{7} = 26,4(\text{мм})$$

$$\lambda_b = 88^\circ$$

$$\phi_{1lb} = \arctg(\operatorname{tg}24^\circ \sin 88^\circ) = 23,99^\circ$$

$$\sigma_{1b} = \frac{3}{\sin 23,99^\circ} = 7,4(\text{мм})$$

$$\psi_{1b} = \frac{26,4 - 7,4}{26,4} = 0,72$$

$$\beta_{1nb} = \arctg(\operatorname{tg}9,3^\circ \cdot 1/0,72) = 12,8^\circ$$

$$\beta_{1lb} = 24^\circ; \Delta\beta_b = 11,2^\circ$$

Лінія струму з:

$$t_{1c} = \frac{3,14 \cdot 49,6}{7} = 22,3(\text{мм})$$

$$\lambda_c = 91^\circ$$

$$\phi_{1lc} = \arctg(\operatorname{tg}32^\circ \sin 91^\circ) = 31,996^\circ$$

$$\sigma_{1c} = \frac{3}{\sin 31,996^\circ} = 5,7(\text{мм})$$

$$\psi_{1c} = \frac{22,3 - 5,7}{22,3} = 0,74$$

$$\beta_{1nc} = \arctg(\operatorname{tg}11^\circ \cdot 1/0,74) = 14,7^\circ$$

.

## Розділ 3. Розрахунки елементів насоса на міцність

### 3.1. Розрахунок шпонкових з'єднань

3.1.1. Розміри шпонки під напівмуфтою  $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 60$ .

Матеріал шпонки – сталь 40Х.

Допустима напруга на зминання  $[\sigma_{см}] = 3000$  кгс/см<sup>2</sup>.

Матеріал втулки муфти – сталь 40Х.

Допустима напруга на зминання  $[\sigma_{см}] = 3000$  кгс/см<sup>2</sup>.

Матеріал валу – сталь 14Х17Н2.

Допустима напруга на зминання  $[\sigma_{см}] = 3000$  кгс/см<sup>2</sup>.

Максимальний момент, що крутить, переданий шпоночним з'єднанням

$$M_{кр} = 3343 \text{ кгс} \cdot \text{див.}$$

Напруга зминання в шпонковому з'єднанні:

$$\sigma_{см} = \frac{4M_{кр}}{d \cdot h \cdot l_p} \quad (3.1)$$

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 3343}{2,8 \cdot 0,7 \cdot 6,2} = 1100 \text{ кгс/см}^2$$

де  $d = 2,8$  см – діаметр конічної ділянки валу;

$h = 0,7$  см – висота шпонки;

$l_p = l - b = 6,0 - 0,8 = 6,2$  см – робоча довжина шпонки.

Умова міцності на зминання

$$\sigma_{см} = 1100 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} < [\sigma_{см}] = 3000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \text{ виконується.}$$

3.2.2. Розміри шпонки під колесом  $b \times h \times l = 5 \times 5 \times 22$ . [8]

Матеріал шпонки - сталь 14Х17Н2

Межа плинності  $\sigma_{0,2}=6370$  кгс/см<sup>2</sup>.

Матеріал колеса – сталь 20Х13Л.

Межа плинності  $\sigma_{0,2}=4000$  кгс/см<sup>2</sup>.

Матеріал валу – сталь 14Х17Н2.

Межа плинності  $\sigma_{0,2}=6370$  кгс/см<sup>2</sup>.

Максимальний момент, що крутить, переданий шпоночним з'єднанням:

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i} \quad (3.2)$$

$$M'_{кр} = \frac{327,9}{12} = 27,325 \text{ кгс} \cdot \text{см}$$

Напруга змінання в шпонковому з'єднанні:

$$\sigma_{см} = \frac{4M'_{кр}}{d \cdot h \cdot l_p} \quad (3.3)$$

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot 27,325}{3,5 \cdot 0,5 \cdot 1,7} = 374,5 \text{ кгс/см}^2$$

де  $d = 3,5$  см – діаметр валу під колесом;

$h = 0,5$  см – висота шпонки;

$l_p = l - b = 2,2 - 0,5 = 1,7$  см – робоча довжина шпонки.

Допустимі напруги змінання обчислюються для матеріалу (вал, шпонка, напівмуфта), що має найнижчу межу плинності. При передачі шпоночним з'єднанням знакопостійних навантажень допускається напруга змінання

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

$$[\sigma_{см}] = 0,56 \cdot 4000 = 2240 \text{ кгс/см}^2$$

Умова міцності на змінання

$$\sigma_{\text{см}} = 374,5 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} < [\sigma_{\text{см}}] = 2240 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} \text{виконується.}$$

### 3.2. Розрахунок секцій

Основні вихідні дані:

Матеріал секції – сталь 20Х13Л ГОСТ 977-88.

Межа плинності  $\sigma_{0,2} = 4000 \text{ кгс/см}^2$ ;

Межа міцності  $\sigma_B = 5400 \text{ кгс/см}^2$ ;

За розрахункове приймаємо тиск останнього ступеня  $P = 216 \text{ кгс/см}^2$ .

Тиск гідравлічних випробувань  $P_{\Gamma} = 244 \text{ кгс/см}^2$ .

Уяк розрахункову схему приймається циліндрична оболонка, один край якої шарнірно оперт, а другий жорстко зацемлений, навантажена внутрішнім тиском.

Параметр оболонки визначається за такою формулою:

$$B = \frac{1,285}{\sqrt{a \cdot S}}, \quad (3.4)$$

де  $a = 13,12 \text{ см}$

$S = 2,25 \text{ див.}$

$$B = \frac{1,285}{\sqrt{13,12 \cdot 2,25}} = 0,237 \text{ см}^{-1}$$

Так як

$$U \cdot l = 0,23 \cdot 8,4 = 1,932 < 3,$$

де  $l$  - довжина оболонки, то секцію будемо розраховувати як коротку оболонку,

$$l = 8,4 \text{ див.}$$

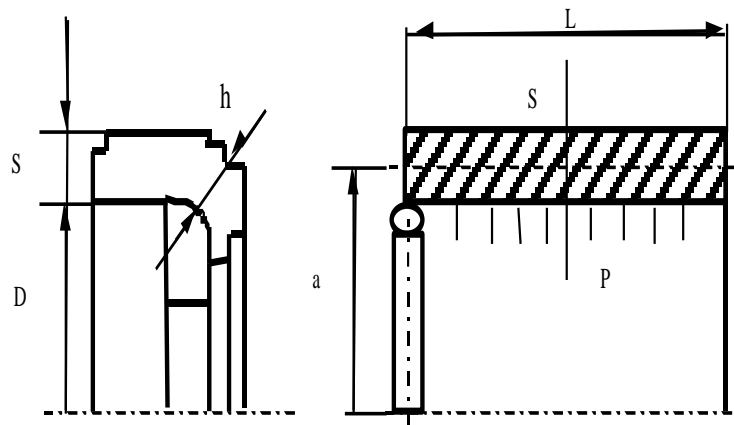
При обраній розрахунковій схемі максимальна загальна мембранна напруга виникає в окружному напрямку і визначається за формулою

$$\sigma_{\theta} = \frac{P \cdot a}{S} \quad (3.5)$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{216 \cdot 13,12}{2,25} = 1260 \text{ кгс/см}^2$$

Загальні згинальні ( $\sigma$ ) і місцеві мембранні ( $\sigma$ ) їм напруги в осьовому напрямку відсутні.

Максимальні місцеві згинальні напруги виникають в осьовому напрямку в закладенні та визначаються за формулою



Малюнок 3.1 – Розрахункова схема секції.

$$(\sigma)_{\text{їм}} = \frac{6 \cdot M}{\square^2} \quad (3.6)$$

де  $M$  - згинальний момент у закладенні, кгс·см/см;

$h$  - товщина секції у місці сполучення обічайки зі стінкою секції,

$h = 2$  см

Згинальний момент у закладенні визначається за формулою:

$$M = \frac{P}{B^2} \left[ -\phi \cdot K_3(BI) - \frac{1}{4} \psi K_1(BI) + K_2(BI) \right] \quad (3.7)$$

$$\text{де } \phi = \frac{4K_3^2 - K_2(1 - K_0)}{K_1 \cdot K_2 - K_0 \cdot K_3}$$



$$\psi = \frac{4 \cdot K_1 \cdot K_3 - K_0(1 - K_0)}{K_1 \cdot K_2 - K_0 \cdot K_3}$$

К, К1, К2, К3 - функції Кривої, які за  $V \cdot l = 1,93$  мають такі значення:  $K_0(Vl) = -1,23$ ;  $K_1(Vl) = 1,05$ ;  $K_2(Vl) = 1,58$ ;  $K_3(Vl) = 1,12$ .

$$\psi = \frac{4 \cdot 1,05 \cdot 1,12 - (-1,23(1 - (-1,23)))}{1,05 \cdot 1,58 - (-1,23)1,12} = 2,45$$

$$\phi = \frac{4 \cdot 1,12^2 - 1,58(1 - (-1,23))}{1,05 \cdot 1,58 - (-1,23)1,12} = 0,49$$

$$M = \frac{216}{0,237^2} \left[ -0,49 \cdot 1,12 - \frac{1}{4} 2,45 \cdot 1,05 + 1,58 \right] = 1492 \text{ кгс/см}^2$$

$$(\sigma)_{um} = \frac{6 \cdot 1492}{2^2} = 2238 \text{ кгс/см}^2$$

Загальні мембранні напруги, що виникають в осьовому напрямку, визначаються за формулою

$$(\sigma)_M = \frac{P \cdot a}{2 \cdot S}, \quad (3.8)$$

$$(\sigma)_m = \frac{216 \cdot 13,12}{2 \cdot 2,25} = 629,8 \text{ кгс/см}^2$$

Наведена мембранна напруга в окружному напрямку

$$(\sigma)_l = \sigma_1 - \sigma_3, \quad (3.9)$$

де  $\sigma_1 = \sigma_\theta = 1260 \text{ кгс/см}^2$ ;

$$\sigma_3 = -P = -216 \text{ кгс/см}^2.$$

$$(\sigma)_1 = 1260 + 216 = 1476 \text{ кгс/см}^2$$

Розмах наведених напруг, що визначається за сумою складових місцевих згинальних та загальних мембранних напруг визначається за формулою:

$$(\sigma)_{R1} = ((\sigma_1) - \sigma_3)_{\max} - ((\sigma_1) - \sigma_3)_{\min}, \quad (3.10)$$

де  $(\sigma_1) = (\sigma)_m + (\sigma)_{I.M.}$ ;

$((\sigma_1) - \sigma_3)_{\max}$  - максимальна різниця напруг;

$((\sigma_1) - \sigma_3)_{\min}$  - мінімальна різниця напруг.

$$(\sigma_1) = 629,8 + 2238 = 2867,8 \text{ кгс/см}^2$$

$$((\sigma_1) - \sigma_3)_{\max} = 2867,8 - (-216) = 3083,8 \text{ кгс/см}^2$$

$$((\sigma_1) - \sigma_3)_{\min} = 0$$

$$(\sigma)_{R1} = 3083,8 - 0 = 3083,8 \text{ кгс/см}^2$$

Максимальна загальна мембранна напруга в умовах гідравлічних випробувань визначається за формулою

$$(\sigma)_{mT} = \frac{P_z \cdot a}{S} \quad (3.11)$$

$$(\sigma)_{mT} = \frac{244 \cdot 13,12}{2,25} = 1423 \text{ кгс/см}^2$$

Наведені мембранні напруги визначаються за формулою

$$(\sigma) 1\Gamma = \sigma_1 - \sigma_3, \quad (3.12)$$

$$\text{де } \sigma_1 = (\sigma) m\Gamma = 1423 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_3 = -P = -216 \text{ кгс/см}^2;$$

$$(\sigma) 1\Gamma = 1423 + 216 = 1639 \text{ кгс/см}^2$$

Номінальна допустима напруга в робочих умовах приймається меншим із двох значень:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{II}^{80^0}}{n_b} \quad (3.13)$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{0,2}^{80^0}}{n_{0,2}} \quad (3.14)$$

$$[\sigma_H] = \frac{5400}{2,6} = 2080 \text{ кгс/см}^2$$

$$[\sigma_H] = \frac{4000}{1,5} = 2670 \text{ кгс/см}^2$$

Номінальна напруга, що допускається, в умовах гідравлічних випробувань визначається за формулою:

$$[\sigma_H]^{20^0C} = \frac{\sigma_{II}^{20^0C}}{n_b} \quad (3.15)$$

$$[\sigma]^{20^0C} = \frac{6000}{2,6} = 2310 \text{ кгс/см}^2$$

Умови міцності:

$$(\sigma)1 = 1476 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_H] = 2080 \text{ кгс/см}^2$$

$$(\sigma)R1 = 3083,8 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_H] \cdot 2,5 = 2,5 \cdot 2080 = 5200 \text{ кгс/см}^2$$

$$(\sigma)1Г = 1639 \text{ кгс/см}^2 < [\sigma_H] 20^\circ\text{C} \cdot 1,35 = 2310 \cdot 1,35 = 3120 \text{ кгс/см}^2$$

виконуються.

### 3.3. Визначення кавітаційного запасу

При проектуванні насосних установок поряд з енергетичними показниками приділяється увага та кавітаційним яkostям насоса. Один із основних показників, що характеризує роботу насоса – критичний кавітаційний запас.

Критичний кавітаційний запас розрахуємо за такою формулою:[1]

$$\Delta \square_{кр} = \lambda_1 \frac{v_0^2}{2g} + \lambda_2 \frac{w_1^2}{2g} \quad (3.16)$$

Для насосів середні значення коефіцієнтів при ненаголошеному вході приймають рівними  $\lambda_1=1,4$  і  $\lambda_2=0,085$ .

$$\Delta \square_{кр} = 1,4 \frac{4,64^2}{2 \cdot 9,81} + 0,085 \frac{21,45^2}{2 \cdot 9,81} = 3,5 \text{ м.}$$

Допустимий кавітаційний запас:

$$\Delta \square_{доп} = 1,3 \cdot \Delta \square_{кр} \quad (3.17)$$

$$\Delta \square_{доп} = 1,2 \cdot 3,5 = 4,2 \text{ м.}$$

Визначимо кавітаційний коефіцієнт швидкохідності за формулою:

$$C = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta \square_{кр}^{3/4}} \quad (3.18)$$

$$C = \frac{5,62 \cdot 9000 \cdot \sqrt{9,11 \cdot 10^{-3}}}{3,5^{3/4}} = 1887$$

#### **3.4. Розрахунок втрат потужності у торцевому ущільненні**

Розрахунок зводиться до визначення сумарної потужності, яка складається з втрат потужності в щілини торцевої ущільнення  $N_u$  і дискових втрат  $N_m$  :

$$N_{упл} = N_u + N_m \quad (3.19)$$

Параметри та розміри ущільнення наведені у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Параметри та розміри торцевого ущільнення.

Найменування величин	Позначення	Числове значення
Внутрішній діаметр ущільнюючої поверхні, см	$D1$	5,7
Зовнішній діаметр поверхні, що ущільнює, см	$D2$	6,7
Діаметр врівноваження ущільнення, см	$D3$	6,0
Ширина контактної пояски, см	$b = \frac{D_2 - D_1}{2}$	0,5
Середній діаметр ковзання, см	$D_{cp} = \frac{D_2 + D_1}{2}$	6,2
Коефіцієнт тертя на поверхні ковзання	$f$	0,04
Частота обертання валу, об/хв	$n$	3000
Тиск перед ущільненням, кгс/см <sup>2</sup>	$P0$	11,3
Зусилля пружин, кгс	$F$	11
Площа поверхні ковзання, см <sup>2</sup>	$S = 0,785 \cdot (D_2^2 - D_1^2)$	9,73
Тиск зусилля пружин, кгс/см <sup>2</sup>	$Pnp = F/S$	1,13
Коефіцієнт врівноважування	$k = \frac{D_2^2 - D_3^2}{D_2^2 - D_1^2}$	0,717
Температура води в камері ущільнення °З	$t_{ex}$	80
Питома вага, кгс/м <sup>3</sup>	$\gamma$	1176
Щільність, кг/м <sup>3</sup>	$\rho$	1200
Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м <sup>2</sup> /с	$\nu$	0,365·10 <sup>-6</sup>
Критерій Рейнольдса на торцевій поверхні обертової обойми	$Re = \frac{R_a^2 - R_i^2}{\nu} \cdot \omega$	2,98·10 <sup>6</sup>
Зовнішній радіус торцевої поверхні обойми, що обертається, м	$Ra$	0,038
Внутрішній радіус торцевої поверхні обертової обойми, м	$Ri$	0,017
Кутова частота обертання валу, рад/с	$\omega = \frac{\pi n}{30}$	942

$$N_y = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot b \cdot D_{cp}^2 \cdot f \cdot \bar{P} \cdot n, \quad (3.20)$$

де – питомий тиск між поверхнями, що ущільнюються, кгс/см<sup>2</sup>.  $\bar{P}$

$$\bar{P} = P_{np} + P_0(k - 0,5) \quad (3.21)$$

$$\bar{P} = 3,37 + 11 \cdot (0,717 - 0,5) = 5,8 \text{ кгс/см}^2$$

$$N_y = 16,16 \cdot 10^{-6} \cdot 0,5 \cdot 6,2^2 \cdot 0,04 \cdot 5,8 \cdot 9000 = 0,67 \text{ кВт.}$$

$$N_{my} = \frac{0,0196}{20} C_f \rho (R_a^5 - R_i^5) \omega, \quad (3.22)$$

де  $C_f$  – коефіцієнт тертя. Для  $Re > 2 \cdot 10^5$

$$C_f = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{Re}} \quad (3.23)$$

$$C_f = \frac{0,0465}{\sqrt[5]{2,98 \cdot 10^6}} = 0,323 \cdot 10^{-3}$$

$$N_{my} = \frac{0,0196}{20} \cdot 0,323 \cdot 10^{-3} \cdot 1200 (0,038^5 - 0,017^5) \cdot 942 = 0,0004 \text{ кВт}$$

Сумарна потужність тертя торцевого ущільнення:

$$N_{y_{пл}} = 0,67 + 0,0004 = 0,674 \text{ кВт}$$

### 3.5. Визначення осьової сили, що діє на ротор

Сумарна осьова сила, що діє на робоче колесо, визначається за формулою:

$$T = T_1 + T_1^* - T_2 \quad (3.24)$$

де  $T_1$  - осьова сила створювана колесом через відсутність симетрії його щодо площини, перпендикулярної осі обертання ротора;  
 $T_1^*$  - сила, що виникає при аварійному зносі ущільнення;  
 $T_2$  - сила обумовлена натіканням потоку робоче колесо.

Осьова сила, що створюється колесом через відсутність симетрії його щодо площини, перпендикулярної осі обертання ротора визначається за формулою:[7]

$$T_1 = \pi \cdot \rho \cdot g \cdot (R_1^2 - R_0^2) \cdot \left( H_p - \frac{\omega^2}{8g} \cdot \left( R_2^2 - \frac{R_1^2 + R_0^2}{2} \right) \right), \quad (3.25)$$

де  $H_p$  - потенційний натиск, м;

$\omega$  - частота обертання ротора, с-1;

$R_1, R_2, R_0$  - радіуси колеса див. мал. 2.1

$$T = 3,14 \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot (0,0295^2 - 0,0325^2)$$

$$\cdot \left( 145,9 - \frac{942^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( 0,0585^2 - \frac{0,0295^2 + 0,0325^2}{2} \right) \right) = 846,2H$$

Сила, що виникає при аварійному зносі ущільнення, визначимо за формулою:

$$T_1^* = \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \cdot \left( \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \ln \frac{R_2^2}{R_1^2} + \frac{R_2^2 + R_1^2}{2R_2^2} - 2 \right) \quad (3.26)$$

Підставивши значення формулу (3.26) отримаємо:

$$T_1^* = 3,14 \cdot (0,0585^2 - 0,0295^2) \cdot 1200 \cdot 9,81 \cdot \frac{55,2^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left( \frac{0,0585^2}{0,0585^2 - 0,0295^2} \cdot \ln \frac{0,0585^2}{0,0295^2} + \frac{0,0585^2 + 0,0295^2}{2 \cdot 0,0585^2} - 2 \right) = 122H$$

Сила  $T_2$ , обумовлена натіканням потоку на робоче колесо, визначимо за формулою:



$$T_2 = B \cdot \rho \cdot Q \cdot v_0 \quad (3.27)$$

де  $B = 1$  для радіальних коліс.

Підставивши значення формулу (3.27) отримаємо:

$$T_2 = 1 \cdot 1200 \cdot 9,11 \cdot 10^{-3} \cdot 4,64 = 50,7 \text{ Н}$$

Підставивши всі певні значення у формулу (3.24) визначимо сумарну осьову силу, що діє на робоче колесо:

$$T = 846,5 + 122 - 50,7 = 917,3 \text{ Н}$$

Отже, сумарна сила, що діє на вал дорівнюватиме:

$$F = 12 \cdot 917,3 = 11008 \text{ Н}$$

### 3.6. Розрахунок буртика на зминання

Матеріал з якого виготовлений буртик Сталь 40. Для Сталі 40 [см] = 2400кгс/см<sup>2</sup> = 235,4 · 10<sup>6</sup>Па.

Для того щоб буртик не зруйнувався від навантаження повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{S} \leq [\sigma_{см}] \quad (3.28)$$

де  $F$  – сила, що діє на буртик, Н;

$S$  – площа зминання, м<sup>2</sup>.

$$\sigma_{см} = \frac{37321}{8,79 \cdot 10^{-4}} = 42,46 \cdot 10^6 \leq 235,4 \cdot 10^6 \quad (3.29)$$

Умова (3.29) виконується отже наш буртик витримає дане навантаження.

## Розділ 4. Розрахунок динамічних параметрів ротора

### 4.1. Опис конструкції та роботи щілинних ущільнень.

Щілинні безконтактні ущільнення, що використовуються у багатоступінчастих відцентрових насосах, виконують важливу роль у забезпеченні стабільної та надійної роботи роторної системи. Їх вплив на динамічну стійкість ротора пояснюється тим, що ущільнення генерують гідродинамічні сили у щілинному зазорі. Ці сили можуть як сприяти стабілізації ротора, так і викликати його автоколивання, залежно від конструктивних особливостей ущільнень і режиму їх експлуатації.

Основні типи ущільнень в об'єкті дослідження

1. Переднє ущільнення: Виконує функцію підготовки потоку перед входом у насос. Визначає початкову закрутку рідини, яка впливає на подальші гідродинамічні процеси в насосі.
2. Міжступеневе ущільнення: Розташоване між робочими колесами насоса. Основна функція — зниження витоків рідини між ступенями. Також стабілізує динаміку ротора, зменшуючи коливання.
3. Кінцеве ущільнення: Відповідає за збереження герметичності системи та зменшення витоків рідини назовні.

Вплив конструкції та умов роботи

Динамічні характеристики ротора залежать від наступних параметрів:

- Геометрія ущільнення: Радіальний зазор, довжина та діаметр ущільнення визначають його гідродинамічні властивості.
- Перепад тиску: Чим більший перепад тиску на ущільненні, тим більші сили, які можуть впливати як стабілізуюче, так і дестабілізуюче.

Закрутка потоку: Залежить від особливостей передньої пазухи і впливає на циркуляційні сили, які можуть бути причиною автоколивань. Відомо, що у щілинному ущільненні ротора відцентрового насоса при його обертанні діють сили, схема яких показана на рис. 4.1.

•

Сили, що діють у щілинних ущільненнях, відіграють вирішальну роль у забезпеченні динамічної стійкості ротора. Основні з них:

1. Пружна сила  $F_k$  :

- Пропорційна відносному зміщенню роторної та статорної поверхонь.
- Виражається через коефіцієнт жорсткості  $k_{s1}$ .
- Центруюча сила, яка прагне повернути ротор у початкове концентричне положення.
- Величина сили  $F_k$  прямо залежить від осьового перепаду тиску в ущільненні, що робить її однією з основних стабілізуючих сил у системі.

2. Демпфуюча сила  $F_v$  :

- Пропорційна коефіцієнту демпфування  $b_1$
- Зменшує амплітуду коливань ротора, сприяючи його динамічній стійкості.
- Направлена протилежно руху ротора і виконує функцію гасіння вібрацій.

3. Циркуляційна сила  $F_q$  :

- Протилежна демпфуючій силі за напрямком.
- Визначається коефіцієнтом циркуляційних сил  $q_1$ .
- Викликається закруткою потоку рідини у щілинному ущільненні.
- Має дестабілізуючий вплив, зменшуючи ефективність дії демпфуючої сили.

Спільний вплив сил

- Пружна сила забезпечує базову стабільність, утримуючи ротор у робочій позиції.
- Баланс між демпфуючою і циркуляційною силами визначає ефективність гасіння коливань і загальну динамічну стійкість.

Практичне значення

Для забезпечення надійної роботи ущільнень у відцентрових машинах важливо правильно підібрати конструктивні параметри ущільнення, які впливають на значення коефіцієнтів  $k_{s1}$ ,  $b_1$  та  $q_1$ . Це дозволяє мінімізувати дестабілізуючий вплив циркуляційних сил і забезпечити стабільну роботу роторної системи.[1]

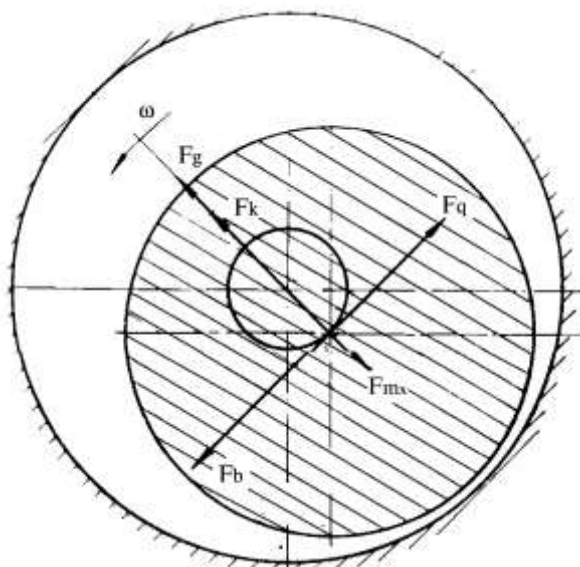


Рисунок 4.1 – Схема дії гідродинамічних сил у щілинному ущільненні ротора відцентрового насоса

Ключові характеристики та вплив гідродинамічних сил у щілинних ущільненнях роторів:

1. Коефіцієнт демпфування

- Залежить від перепаду тиску на ущільненні.
- Практично не залежить від швидкості обертання ротора.
- Впливає на здатність ущільнення гасити коливання ротора, стабілізуючи його положення.[]

2. Коефіцієнт циркуляційних сил

- Визначається осьовою швидкістю течії рідини в щілинному зазорі та швидкістю окружної течії (закрутка потоку).

- Циркуляційна сила, яка виникає в результаті закрутки потоку, спрямована протилежно демпфуючій силі, що зменшує її ефективність.
- Для зменшення негативного впливу циркуляційних сил необхідно оптимізувати геометрію ущільнень і умови вхідного потоку.

### 3. Гіроскопічна сила

- Пропорційна швидкості переміщення ротора.
- Перпендикулярна до напрямку переміщення ротора.
- Визначається коефіцієнтом гіроскопічних сил, який прямо пропорційний частоті обертання ротора.
- Через відносно малий вплив гіроскопічних сил у порівнянні з пружними та демпфуючими їх часто ігнорують у динамічних розрахунках.

У книзі В.А. Марцинковського наведені детальні дослідження та методи розрахунку:

- Розглядається ламінарний і турбулентний перебіг в'язкої стисливої рідини у кільцевій щілині.
- Враховуються конструктивні особливості, як-от конусність зазору та перекіс осей роторних і статорних втулок.
- Отримані аналітичні вирази для обчислення витрат рідини і радіальних сил, які суттєво впливають на вібраційний стан ротора.

Динамічні характеристики ущільнень

Гідродинамічні сили, що діють у зазорах, можуть:

- Викликати автоколивання, що призводить до втрати стійкості і руйнування системи.
- Стабілізувати ротор за умов оптимальної конструкції ущільнень.

Переваги щілинних ущільнень

- Працюють як малонавантажені гібридні підшипники ковзання.
- Володіють високим гідравлічним опором завдяки дроселюванню рідини через вузький зазор (0,1–0,3 мм).

- Мають широкий спектр застосувань: міжступеневі ущільнення, гідрозатвори, кінцеві ущільнення тощо.

Задачі гідродинаміки ущільнень

Завдання гідродинаміки примикають до теорії мастила, але мають особливості:

- Складний характер руху рідини, обумовлений перепадами тиску і рухом обмежуючих поверхонь.
- Турбулентні режими течії є переважними для сучасних ущільнень.

Вплив конструкції ущільнень на критичні частоти

- Гідростатичні сили, обумовлені перепадами тиску, суттєво змінюють критичні частоти ротора.
- Гідродинамічні сили можуть викликати нестійкість системи при високих обертах.

#### 4.2 Амплітудні частотні характеристики (АЧХ)

Для побудови частотних характеристик ротора, важливо враховувати залежність динамічних параметрів ущільнень від частоти обертання. Однак вплив частоти обертання на коефіцієнти гідростатичної жорсткості, демпфування та приєднану масу є незначним, що дозволяє спрощувати їх аналіз при побудові частотних характеристик. Натомість, частота обертання значно впливає на коефіцієнти гіроскопічних і циркуляційних сил, оскільки ці сили безпосередньо залежать від швидкості окружного руху середовища в робочому зазорі. Однак, у загальному випадку значення окружної швидкості може відрізнятися від  $0,5q = 0,5 \cdot \omega \cdot b$

$$q = \chi \omega b \quad (4.1)$$

де - Коефіцієнт циркуляційних сил.  $b$

Аналогічний вираз можна скласти і для коефіцієнта гіроскопічних сил:

$$q = \chi_g \omega m_*, \quad (4.2)$$

де – приєднана маса рідини, кг.  $m_*$

Особливе рішення неоднорідного рівняння (4.1) має вигляд:

$$z = z_0 \cdot e^{i(\omega t + \phi)}, \quad (4.3)$$

Пряма синхронна прецесія ротора є типом прецесії, при якому ротор обертається з певною амплітудою, частотою та фазовим зсувом відносно дисбалансу, при цьому його деформації та внутрішні напруження залишаються постійними в часі. Такий режим спостерігається, коли вал обертається відносно лінії центрів опор, де вісь ротора прогинається, подібно до жорсткого тіла, тобто без коливань або відносного руху. Таким чином, ротор поводить як єдине жорстке тіло, що призводить до сталісності деформацій.  $z_0 \omega \phi z_0$

$$\dot{z} = i\omega z_0 e^{i(\omega t + \phi)} \quad (4.4)$$

$$\ddot{z} = -\omega^2 z_0 e^{i(\omega t + \phi)} \quad (4.5)$$

Підставляючи рішення в рівняння (4.1) та враховуючи залежності його коефіцієнтів від частоти, знаходимо комплексну приватну передавальну функцію ротора в щільному ущільненні, що становить відношення комплексного динамічного прогину до ексцентриситету центру мас. Вважаємо спочатку, що початковий прогин валу відсутня  $(\eta = 0)$

$$W_{(i\omega)} = \frac{z_0 e^{i\phi}}{\xi} = \frac{\alpha_2 (i\omega)^2}{\beta_0 + \beta_1 (i\omega) + \beta_2 (i\omega)^2}, \quad (4.6)$$

де

$$\alpha_2 = -1; \beta_0 = \omega_0^2; \beta_1 = b(1 - \chi); \beta_2 = a - \chi_g(a - 1). \quad (4.7)$$

- Власна частота коливань ротора, об/хв.  $\omega_0$

Коефіцієнти  $\alpha_j, \beta_j$  отриманої передавальної функції є дійсними числами. Приймаючи ці коефіцієнти комплексними, отримуємо можливість обліку початкового прогину, що має довільний фазовий зсув по відношенню до дисбалансу:  $\bar{\alpha}_j, \bar{\beta}_j$

$$W_{1(i\omega)} = \frac{\bar{\alpha}_0 + \bar{\alpha}_2(i\omega)^2}{\bar{\beta}_0 + \bar{\beta}_1(i\omega) + \bar{\beta}_2(i\omega)^2}. \quad (4.8)$$

Передатна функція виду (4.13) представляє також інтерес тим, що дозволяє враховувати вплив частоти обертання на всі гідродинамічні параметри ущільнень до розкладання коефіцієнтів у ряд за ступенями  $\omega$ .

Для побудови амплітудних та фазових частотних характеристик вимушених коливань ротора необхідно виділити у явному вигляді речову та уявну частини комплексної передавальної функції. Для цього помножимо чисельник і знаменник (4.6) на сполучене знаменнику вираз:

$$W_{i\omega} = U_{(\omega)} + iV_{(\omega)} = \frac{\alpha_2}{(\beta_0 - \beta_2\omega^2)^2 + (\beta_1\omega)^2} [(\beta_0 - \beta_2\omega^2) - i\beta_1\omega]. \quad (4.9)$$

Амплітуда і фазовий зсув коливань по відношенню до величини та кутового положення ексцентриситету центру мас визначаються виразами:

$$A_{(\omega)} = \sqrt{U_{(\omega)}^2 + V_{(\omega)}^2}; \quad (4.10)$$

$$\phi = \arctg \frac{U_{(\omega)}}{V_{(\omega)}}. \quad (4.11)$$

Підставляючи значення  $U, V$ , а також отримаємо:  $\alpha_j, \beta_j$



$$A(\omega) = \frac{z_0(\omega)}{\xi} = \frac{\omega^2}{\sqrt{\{\omega_0^2 - [a - \chi_g(a-1)]\omega^2\} + [b(1-\chi)]^2}}, \quad (4.12)$$

$$\phi(\omega) = -\arctg \frac{b(1-\chi)\omega}{\omega_0^2 - [a - \chi_g(a-1)]\omega^2}. \quad (4.13)$$

Приймаючи як аргумент безрозмірну частоту  $\nu = \frac{\omega}{\omega_0}$ , наводимо вирази (4.12) та (4.13) до виду, прийнятого в теорії коливань:

$$A(\omega) = \frac{\nu^2}{\sqrt{(1-p\nu^2)^2 + (2n\nu)^2}}, \quad (4.14)$$

$$\phi = -\arctg \frac{2n\nu}{1-p\nu^2}, \quad (4.15)$$

де  $p = a - \chi_g(a-1)n = \frac{b}{2\omega_0}(1-\chi)$ .

### 4.3. Розрахунок своїх частот ротора.

Розрахунок власних частот поперечних коливань виконано з допомогою методу кінцевих різниць. В ході розрахунків було використане програмне забезпечення кафедри ПГМ СумДУ.

Для визначення динамічних характеристик ротора необхідно мати дані гідродинамічних параметрів щілинних ущільнень [ ].

Напір щаблі:

$$H_{cm} = \frac{H}{i}, \quad (4.16)$$

де - Число ступенів насоса.  $i$

$$H_{cm} = \frac{420}{12} = 35\text{м}$$

Потенційний натиск ступеня:

$$H_p = H_{cm} \left( 1 - \frac{2gH_{cm}}{\omega^2 D_2^2} \right), \quad (4.17)$$

де - кругова частота обертання валу, с-1;  $\omega$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (4.18)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 300}{30} = 31,43 \text{ 1}$$

$$H_p = 35 \cdot \left( 1 - \frac{9,81 \cdot 35}{31,4^2 \cdot 0,167} \right) = 37,9\text{м}$$

Перепад тиску в передньому ущільненні:

$$\Delta p_{ny} = \rho \cdot g \cdot H_p - \rho \cdot \omega^2 \frac{R_2^2 - R_1^2}{8}, \quad (4.19)$$

Підставивши значення формулу (4.19) отримаємо:

$$\Delta p_{ny} = 1200 \cdot 9,81 \cdot 145,9 - 1200 \cdot 942^2 \cdot \frac{0,0585^2 - 0,0325^2}{8} = 1450540\text{Па}$$

Перепад тиску вміжступеневому ущільненні:

$$\Delta p_{my} = (H - H_p) \rho \cdot g + \rho \cdot \omega^2 \frac{R_2^2 - R_3^2}{8}, \quad (4.20)$$

Підставивши значення формулу (4.20) отримаємо:

$$\Delta p_{\text{мy}} = 1200 \cdot 9,81 \cdot (150 - 145,9) + 1200 \cdot 942^2 \cdot \frac{0,0585^2 - 0,0215^2}{8} = 442673 \text{ Па}$$

Перепад тиску в середньому щілинному ущільненні визначимо за формулою:

$$\Delta p_{\text{ср}} = \frac{\rho \cdot g \cdot H}{4} \quad (4.21)$$

Підставивши значення формулу (4.21) отримаємо:

$$\Delta p_{\text{ср}} = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 1900}{4} = 5,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Перепад тиску в ущільненні з боку приводу визначимо за такою формулою:

$$\Delta p_{\text{ср}} = \frac{\rho \cdot g \cdot H}{2} \quad (4.22)$$

Підставивши значення формулу (4.22) отримаємо:

$$\Delta p_{\text{нр}} = \frac{1200 \cdot 9,81 \cdot 1900}{2} = 10,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Параметри отримані при розрахунку щілинних ущільнень також являються вихідними даними до розрахунку радіальних сил у щілинних ущільненнях за методикою Марцинковського. Розрахунки проводяться за допомогою унікального програмного забезпечення. Вони виконуються для 3 варіантів зазорів  $\delta_1=0,15$  мм;  $\delta_2=0,22$  мм;  $\delta_3=0,3$  мм. Результати розрахунків зведено до таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Параметри щілинних ущільнень

Тип ущільнення	Радіальний проміжок	dy пл	lупл	Δр, МПа	Жорсткість Н/м · 10-6	Демпфування Н/(м/с) · 10-3	Подача Q м3/год	max гідростатична сила, Н	Приєднана маса, кг
Переднє	δ1=0,1 5	72	20	1,45	2,820	4,989	2,884	423	0,6 03
	δ2=0,2 2	72	20	1,45	2,326	2,979	4,971	512	0,4 11
	δ3=0,3	72	20	1,45	1,851	1,860	7,522	555	0,3 02
Міжсту пінчаст е	δ1=0,1 5	42	16.5	0,44	0,452	0,994	1,045	68	0,1 98
	δ2=0,2 2	42	16.5	0,44	0,353	0,574	1,755	78	0,1 35
	δ3=0,3	42	16.5	0,44	0,272	0,347	2,624	81	0,0 99
Ущільн ення валу з боку приводу	δ1=0,1 5	47	40	10.6	11,812	26,385	1,146	1772	3,1 50
	δ2=0,2 2	47	40	10.6	10,299	16,802	1,972	2266	2,1 48
	δ3=0,3	47	40	10.6	8,860	11,342	3,028	2658	1,5 75
Середнє	δ1=0,2	42	40	5.3	4,671	15,076	0,717	701	2,8 15
	δ2=0,3	42	40	5.3	4,095	9,632	1,238	901	1,9 19
	δ3=0,4	42	40	5.3	3,535	6,515	1,904	1061	1,4 07

Радіальні зусилля, що виникають у передніх та міжступневих ущільненнях, достатні для центрування ротора при типових радіальних зазорах.

#### **4.4. Аналіз динамічної стійкості ротора.**

Провівши аналіз результатів можна дійти до таких висновків. Даний насос працює до першої критичної власної частоти. При цьому питання з динамікою ротора не виникає.

Недоліками цієї конструкції є застосування радіальних опор щаблів з підшипниками ковзання, що працюють у середовищі, яке перекачується. Вони виконані у вигляді гумометалевих втулок з радіальними зазорами по валу, що досягають кількох десятків мкм. Враховуючи великій кількості ступенів та радіальних з'єднань у кожному ступені, проблема правильного центрування ротора в статорі може стати важко розв'язуваною з урахуванням технологій, застосовуваних в сучасному насособудуванні.

Аналізуючи велику кількість наукових джерел можна зробити висновок, що збільшення зазорів в ущільненнях веде до їх зниження жорсткості, а отже, і критичних частот роторів.

## Розділ 5. Розрахунки по вибору двигуна

### 5.1 Вибір двигуна

Електродвигун для приводу при з'єднанні валів за допомогою муфти вибирається по максимальній потужності насоса, Вт, зумовленої умовами роботи агрегату:

$$N_{\max} = \frac{k\rho g Q_{\max} H_{Q_{\max}}}{1000 \cdot 3600 \eta_{Q_{\max}}}, \quad (5.1)$$

де  $Q_{\max}$  – максимально можлива подача насоса, м<sup>3</sup>/год;

$H_{Q_{\max}}$ ,  $\eta_{Q_{\max}}$  - відповідно напір, м і ККД насоса при  $Q_{\max}$ ;

$\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$k$  - коефіцієнт запаса. По ГОСТ 12878-67 значення коефіцієнта запаса в залежності від потужності насоса до 20 кВт  $k = 1,25$ .

$$N_{\max} = \frac{1,25 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 420}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,713} = 60,19 \text{ кВт.}$$

Для приводу насоса обираємо електродвигун АІР250S2 з параметрами:

- Потужність – 75 кВт;
- Напруга – 380/660 В;
- ККД – 93.6%
- Частота обертання (синхронна) – 3000 об/хв.

### 5.2 Розрахунок пускового моменту характеристик

Виконано за типовою методикою [2].

Після вибору електродвигуна необхідно перевірити відповідність його пускових характеристик умов роботи агрегату в системі. Для цього будується графічна залежність моменту опору агрегату від частоти обертання (рис.5.1).

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- Початкового моменту рушання;
- Момент виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання;
- Мінімального моменту опору агрегату (точка С);

В початковий момент часу при  $n = 0$ :

$$M_0 = 0,21 \cdot M_{\text{НОМ}}; \quad (5.2)$$

де  $M_{\text{НОМ}}$  – момент електродвигуна.

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot N_{\text{ДВ}}}{n}; \quad (5.3)$$

$N_{\text{ДВ}} = 15$  кВт - номінальна потужність двигуна

$$M_{\text{НОМ}} = \frac{9736 \cdot 75}{3000} = 243,4 \text{ Нм},$$

$$M_0 = 0,21 \cdot 243,4 = 51,11 \text{ Нм}.$$

Момент виходу електродвигуна на номінальну частоту обертання.

Максимальний момент опору:

$$M_p = \frac{9736 \cdot N_{\text{max}}}{n}; \quad (5.4)$$

де  $N_{\text{max}}$ - максимальна потужність насоса.

$N_{\text{max}} = 60,19$ кВт;

$$M_p = \frac{9736 \cdot 60,19}{3000} = 195,33 \text{ Нм}.$$

Початку координат через точку  $M_p$  будуємо квадратичну параболу  $M \approx n^2$ , так як складові моменту опору пропорційні квадрату частоти обертання.

Експерименти показують, що в початковий момент пуску крива моменту опору різко відрізняється від параболи. Для того щоб отримати криву, близьку за формою до дійсної, на графік наносять додаткову точку «С» з координатами:

$n_c = 0,3 n_{\text{НОМ}}$  та  $M_c = 0,03 M_{\text{НОМ}}$

$$n_c = 0,3 \cdot 3000 = 900 \text{ об/хв}$$

$$M_c = 0,03 \cdot 243,4 = 7,3 \text{ Нм}$$

Пусковая моментная характеристика насосного агрегата представлена на рисунку 7.1.

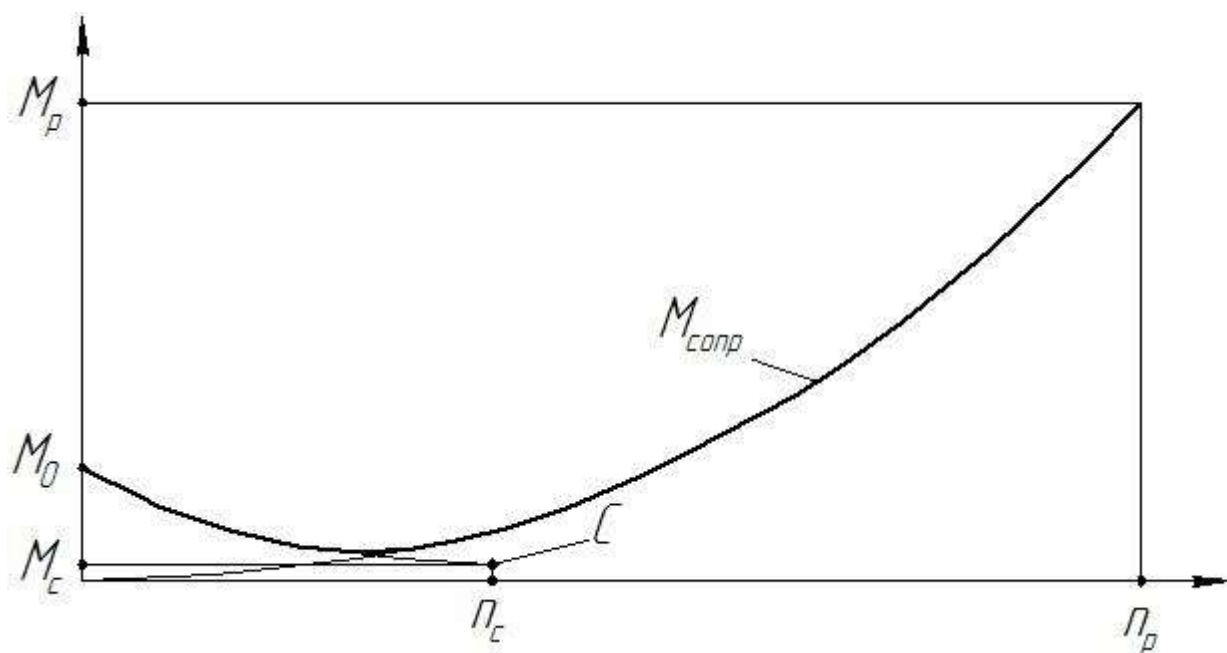


Рисунок 5.1 – Пусковая моментная характеристика насосного агрегату.



## Розділ 6: Охорона праці для конструкторів

### *Вступ*

Охорона праці є важливою складовою частиною будь-якої професійної діяльності, особливо в таких галузях, як машинобудування, будівництво, інформаційні технології та інших, де робота конструкторів пов'язана з високими вимогами до безпеки праці. Конструктори займаються розробкою, проектуванням і вдосконаленням технічних засобів, механізмів і систем, що вимагає ретельного дотримання стандартів безпеки на всіх етапах проектної діяльності.

### *Основні загрози та небезпеки, пов'язані з роботою конструкторів*

Діяльність конструкторів пов'язана з численними ризиками, які можуть виникнути як під час проектування, так і при використанні проєктованих конструкцій. Найбільш суттєвими загрозами є:

- Психофізичне навантаження: робота на комп'ютері та інтелектуальна діяльність можуть викликати перевантаження, яке призводить до зниження працездатності, зорового навантаження та розвитку втоми.
- Невідповідність робочого місця стандартам ергономії: неправильне розташування робочого місця або обладнання може призвести до проблем зі здоров'ям, таких як болі в спині, шиї, порушення зору.
- Необережність при використанні креслень та технічної документації: неправильне інтерпретування даних може спричинити серйозні помилки у проектуванні, що в подальшому загрожує не тільки безпеці, але й фінансовим втратам.

### *Основи охорони праці при виконанні конструкторських робіт*

Для забезпечення належного рівня охорони праці під час виконання конструкторських робіт необхідно дотримуватись низки основних принципів:

- Організація робочого місця: робоче місце повинно бути обладнане відповідно до вимог безпеки та ергономіки. Столи, крісла, комп'ютерні монітори повинні бути розташовані так, щоб мінімізувати фізичне навантаження на організм працівника.

- Забезпечення безпеки роботи з комп'ютерною технікою: робоче місце конструктора повинне бути оснащено комп'ютерною технікою з сертифікованими захисними пристроями для запобігання електричним та електромагнітним впливам.
- Профілактика професійних захворювань: необхідно здійснювати регулярні профілактичні огляди та забезпечувати робітників засобами індивідуального захисту при роботі в умовах підвищених фізичних навантажень або із джерелами небезпеки.

#### *Перша допомога при нещасних випадках*

Незважаючи на всі зусилля, спрямовані на запобігання нещасним випадкам, існує ймовірність їх виникнення. У разі нещасного випадку, який стався з конструктором під час виконання робіт, важливо дотримуватися наступних принципів надання першої допомоги:

- У разі травм: негайно припинити роботу, оцінити ситуацію та при необхідності викликати медичних працівників.
- У разі порушень зору або напруги з очей: забезпечити відпочинок, використовувати охолоджувальні засоби для очей, при необхідності звернутися до лікаря.
- У разі нервово-психічного перевантаження: створити спокійне середовище, надати перерву для відпочинку, за необхідності направити до психолога чи лікаря.

#### *Навчання та інструктажі з охорони праці для конструкторів*

Усі працівники, які здійснюють конструкторські роботи, повинні пройти спеціалізоване навчання з охорони праці. Це включає:

- Ознайомлення з нормативними документами: знання основних стандартів, правил і нормативів з охорони праці, зокрема, законодавства щодо безпеки в проектуванні та виробництві.
- Інструктажі на робочих місцях: проведення інструктажів з питань безпеки під час виконання робіт, особливо при використанні специфічного програмного забезпечення, технічних засобів та обладнання.

- Регулярні перевірки та оновлення знань: для підтримки високого рівня безпеки необхідно організувати періодичні навчання та перевірки знань у працівників.

#### *Використання засобів індивідуального захисту*

Для забезпечення безпеки конструкторів на робочому місці важливо використовувати засоби індивідуального захисту (ЗІЗ), навіть якщо вони в першу чергу стосуються робіт на етапах монтажу чи випробувань проєктованих виробів:

- Окуляри для захисту зору: особливо при роботі з лазерами чи іншими світловими джерелами.
- Антистатичні браслети: для захисту комп'ютерного обладнання та технічних засобів від електростатичних розрядів.
- Засоби для захисту від шуму: якщо робоче середовище супроводжується високим рівнем шуму, необхідно використовувати навушники чи інші засоби для захисту слуху.

#### **Висновки**

Охорона праці для конструкторів — це важлива складова частина професійної діяльності, яка вимагає ретельного підходу до організації робочих процесів, правильного обладнання робочих місць, а також навчання і контролю. Запровадження ефективних заходів безпеки дозволяє не тільки зберегти здоров'я працівників, але й підвищити якість виконуваних робіт, знижуючи ризики помилок і нещасних випадків.

## Висновок

У ході виконання дипломного проекту було отримано такі результати: розроблено конструкцію насоса з плаваючим ротором на  $n_s = 69$ ; Динамічна модель ротора досліджена за допомогою сучасних програмних засобів чисельних розрахунків та моделювання, що дало змогу отримати АЧХ та ФЧХ вимушених коливань ротора.

Робота містить наступні графічні матеріали: складальний креслення агрегату, складальний креслення насоса ЦНС – 35 – 420, креслення деталей, та вібронадійності.

Завершений комплекс проектних робіт дає підстави для висновку щодо працездатності спроектованого насоса.

## Список використаної літератури

1. 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.
2. Каталог консольних насосів К [Електронний ресурс]. – Режим доступу : [http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye\\_k-item/](http://ueck.ru/catalog/nasosy/konsolnye_k-item/).
3. ДСТУ 4132-2002. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил.
4. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення.
5. Спеціальні гідромашини : навч. посіб. / В. О. Панченко, О. В. Івченко, С. С. Мелейчук, Е. В. Колісніченко, О. В. Рясна; за заг. ред. В. О. Панченка. – Суми : СумДУ, 2021. – 229 с.
6. Панченко В. О. Гідравлічні машини і обладнання нафтових та газових комплексів / Суми : СумДУ, 2018 – 227 с.
7. Кондусь В. Ю. Лопатеві насоси: навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 294 с.
8. Підконтрольна 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.
9. Дегтярьов І. М. Прогресивні технології виготовлення деталей насосного обладнання : навч. посіб. / І. М. Дегтярьов, А. О. Нешта, В. О. Колесник. – Суми : СумДУ, 2021. – 265 с.
10. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., перероб. – Суми : СумДУ, 2022. – 251 с. 11. Гідрогазодинаміка: навч. посіб. / О. Г. Гусак, С. О. Шарапов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2022

11. Пістун І. П. Охорона праці в галузі машинобудування : навчальний посібник [для студентів вузів технічних спеціальностей] / І. П. Пістун, Р. Є. Стець, І. О. Трунова. – Суми : Університетська книга, 2017. – 556 с.
12. Сокурєнко В. В. Безпека життєдіяльності та охорона праці : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Харків : ХНУВС, 2021. – 308 с.
13. Краснянський М. Ю. Екологічна безпека: навчальний посібник. – Київ : Видавничий дім «Кондор», 2018. – 180 с.
14. 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



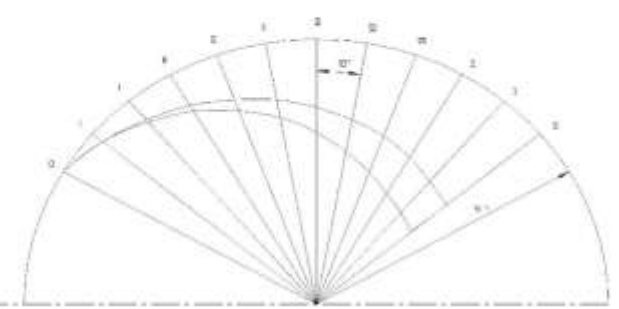
Наблюдательный чертеж рабочего колеса



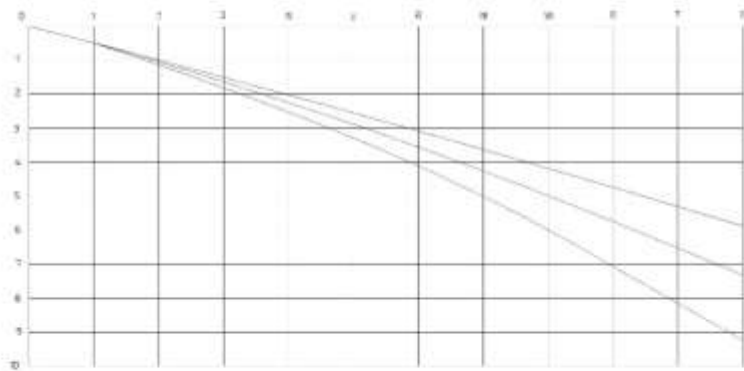
Зреш: робоча поверхня лопатки



Лопатка у площині



Конверсия Вазрана  
Радиус конформного отображения R = 150 мм



№ точки	Q	T	U	V	W	X	Y	Z	AA	BB	CC	DD	EE
R <sub>1</sub>	58,5	55,9	53	50,7	48	45,8	43	41,3	38,8	37,4	35,4	34,3	
R <sub>2</sub>	58,5	55,9	52,7	50	46,7	43,9	40,6	37,9	34,8	32,8	30,9	29,5	
R <sub>3</sub>	58,5	55,9	52,4	49,2	45,9	41,8	38	34,3	31	28,2	25,3	24,8	

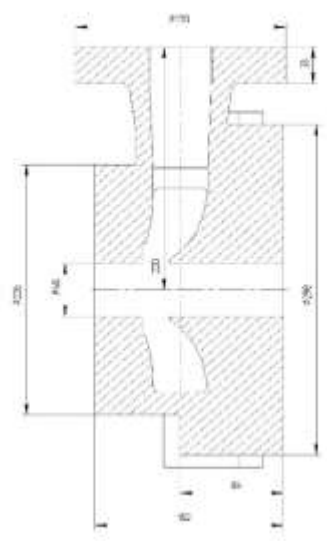
	a		b		c	
	Δ L, мм	r, мм	Δ L, мм	r, мм	Δ L, мм	r, мм
1-2	10,25	50,5	10,25	50,5	10,25	50,5
2-3	9,5	45,6	9,5	45,6	9,5	45,3
3-4	8,75	41,2	8,75	41	8,75	40,7
4-5	8	37,3	8	36,9	8	36,5
5-6	7,25	34,8	7,25	33,4	7,25	32,8
6-7	—	—	6,5	31	6,5	29,8
7-8	—	—	5,75	29,3	5,75	27,4
8-9	—	—	—	—	5	25,8
9-10	—	—	—	—	4,25	24,6

№ документа	Дата	Исполнитель	Проверенный	Специалист	Специалист	Специалист	Специалист
Контур изделия				Техническое задание			
Примечание				Лист 1 из 1			

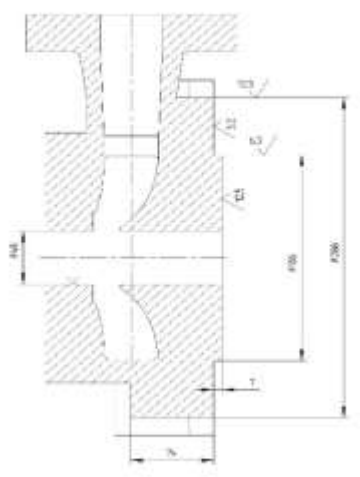




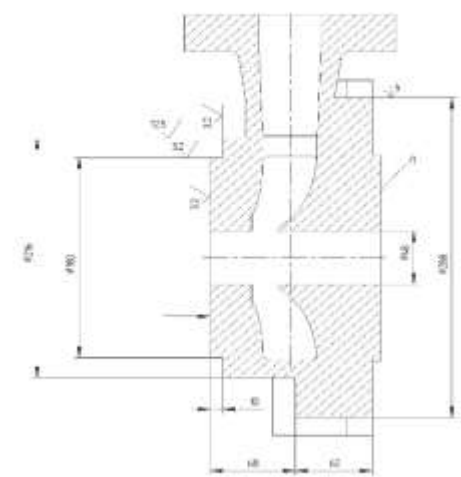
010 Стержневая



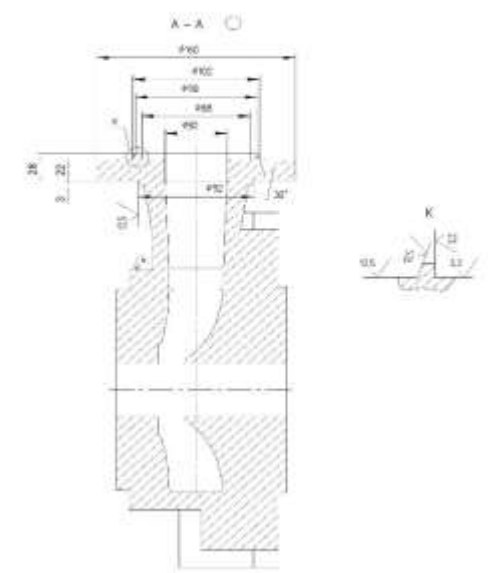
015 Токарка



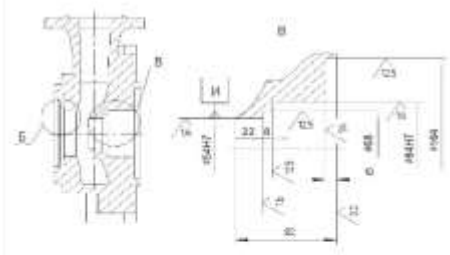
020 Токарка



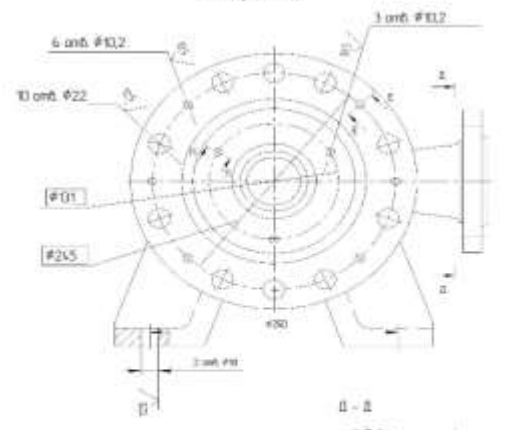
025 Разборочно



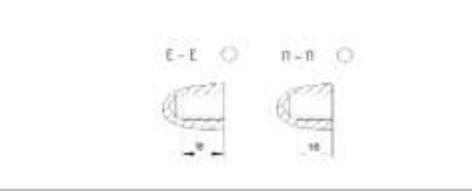
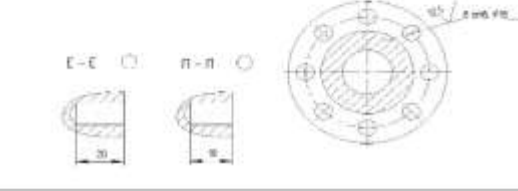
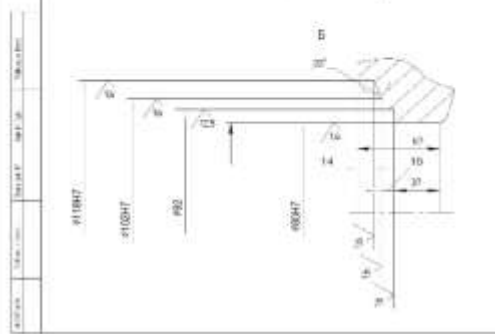
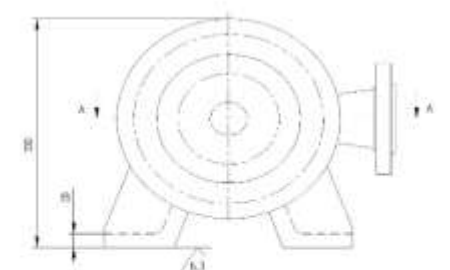
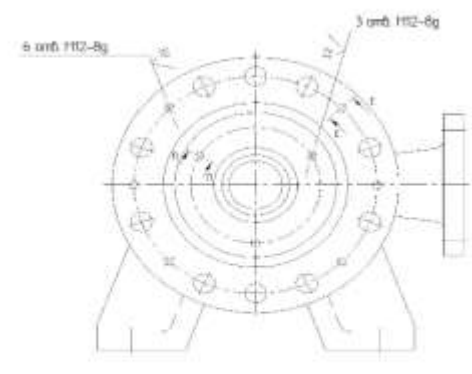
030 Токарка



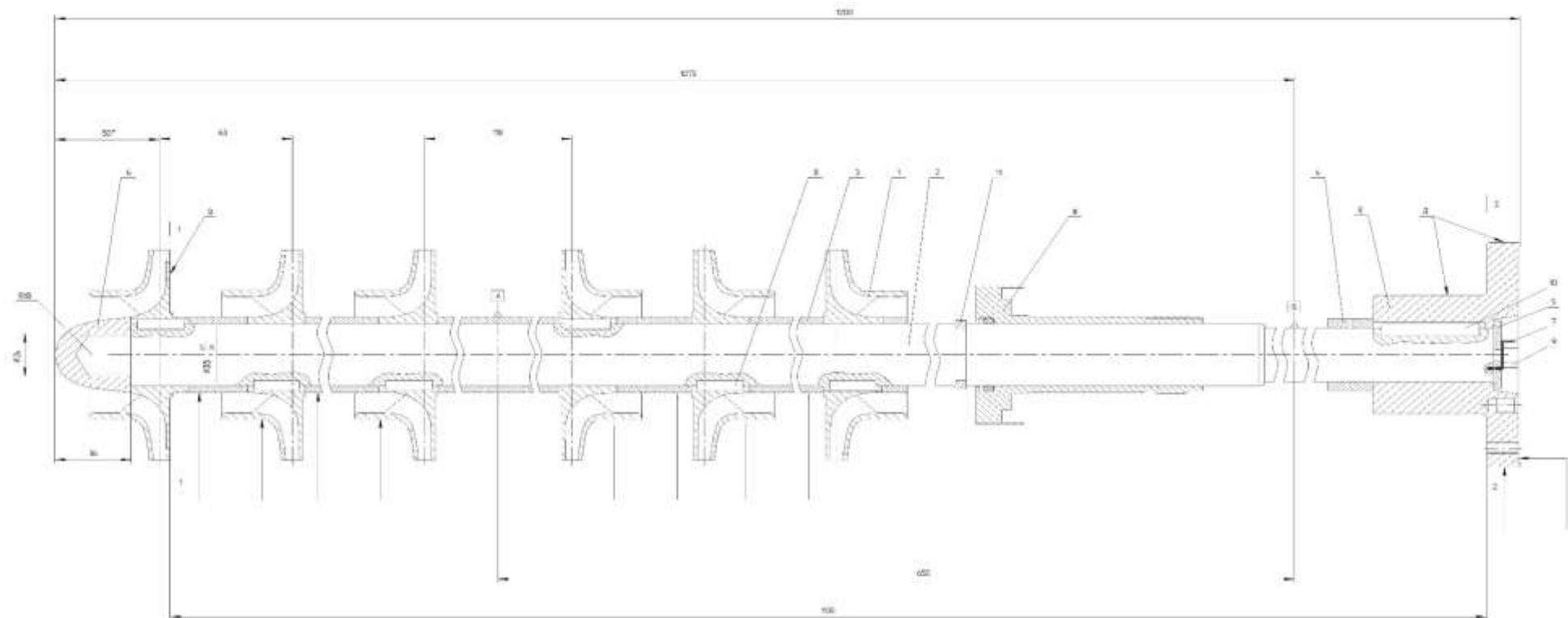
040 Стержневая



050 Разборочно



№	Изменения	№	Дата	Исполнитель	Проверенный
1					
2					
3					
4					
5					



1. Ротор балансувати динамічно з балансуєць по поверхнях А і Б, з діаметром таріжки ухваленням «Ж» і налітцуркою «Б». Значість діаметр поз. 11 і діаметр «Ж» визначаються встановлюються технологічними вимогами.

2. Нарізувати парніковий напір діаметр ротора, робочі колеса, втулки між робочими колесами, шпінки і шпандарні поєднанням зазначеним способом.

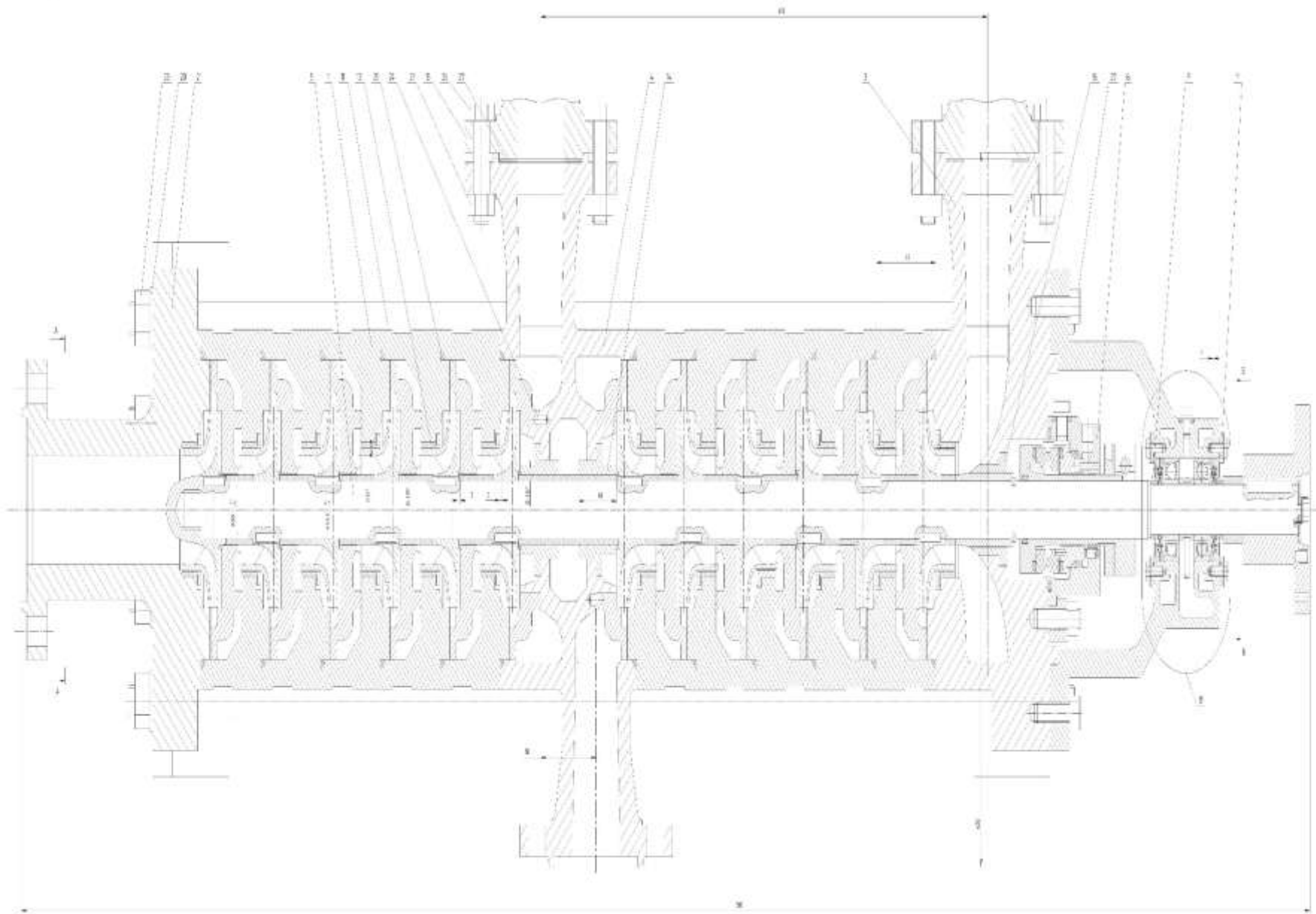
3. \*Позначити для довідки.

4. Як площини корекції використовувувати, площини 1-1) 2-2) Корисувати напір здійснювати в площині 1-1 з металу з поверхні «В» на глибину не більше ніж 15 мм, в площині 2-2 з металу з поверхні «Д» на глибину не більше 2 мм, забезпечити шорсткість поверхонь.

RV

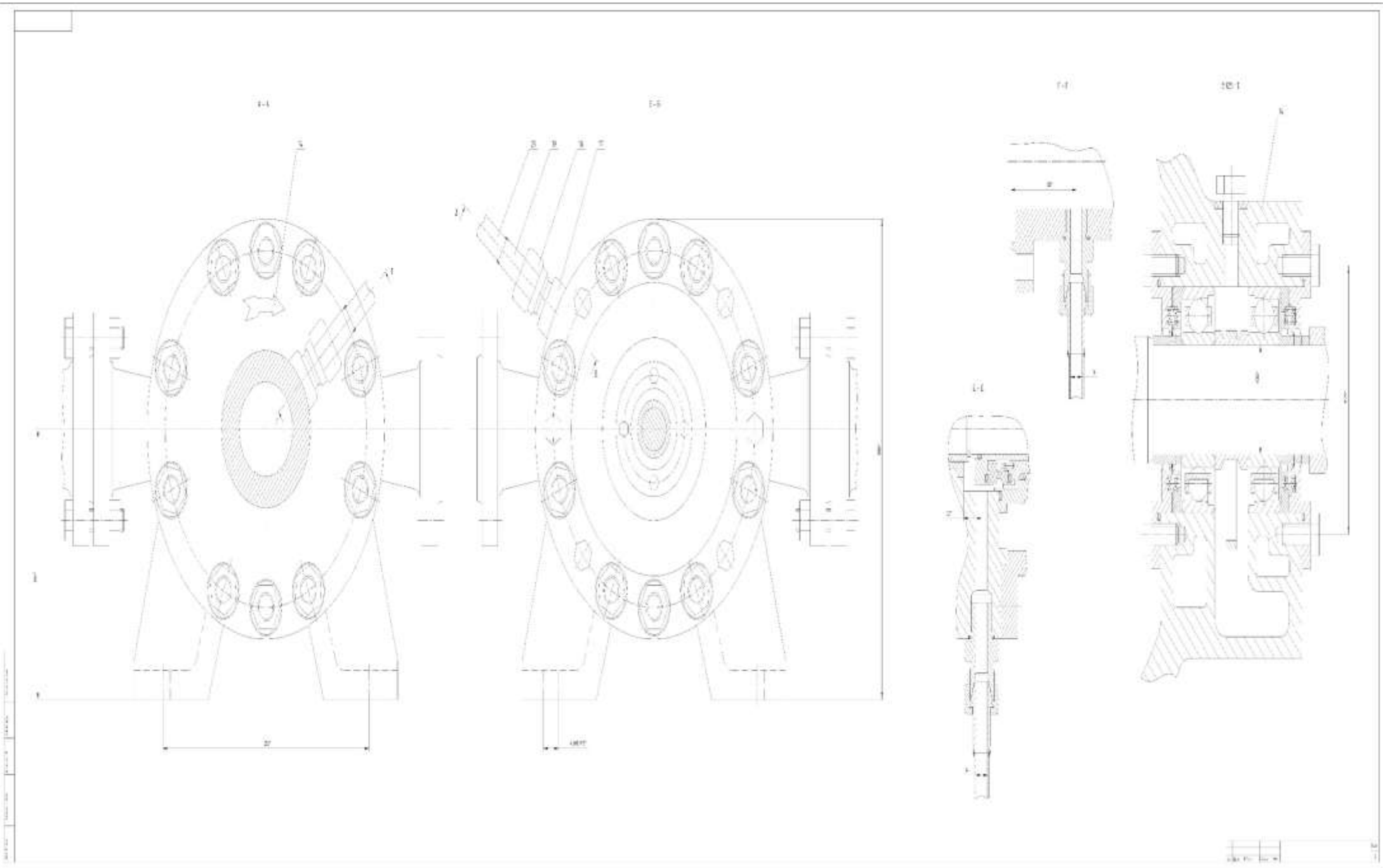
№	Діаметр	Матеріал	Кількість	Вимоги	Розмір	Масштаб	Лист
1					Детальні нарізки		51
2							3. Формат А3





- 1. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 2. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 3. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 4. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 5. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 6. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 7. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 8. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 9. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 10. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 11. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 12. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 13. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 14. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 15. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 16. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 17. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 18. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 19. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.
- 20. Trave in legno lamellare a sezione variabile, spessore 200 mm, con giunti a incastro.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20



Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість в	Примітка
				<b><u>Документація</u></b>		
*)			7.051224.05ДР.000.00 МЧ	Монтажне креслення		*) А2*3
			7.051224.05ДР.000.00 ПЗ	Пояснювальна записка		
				<b><u>Складальні одиниці</u></b>		
		1	7.051224.05ДР.100.00	Насос	1	
		2	7.051224.05ДР.200.00	Муфта пластинчаста	1	
		3	7.051224.05ДР.300.00	Кожух муфти пласт.	1	
		4	7.051224.05ДР.400.00	Мультиплікатор	1	
		5	7.051224.05ДР.500.00	Муфта пружна	1	
		6	7.051224.05ДР.600.00	Кожух муфти	1	
		8	7.051224.05ДР.700.00	Рама	1	
				<b><u>стандартні вироби</u></b>		
				Болт		
		9		Фундаментний М36		
					10	
		10		М16х1, 5.6gx70		
				ДСТУ 7798:2008	8	

Ізм	Арку	№ докум.	Підпис	Дата	Агрегат електронасосний	Літера	Аркуш	Листів	
Розроб.						Д	Р	1	2
Перевір.									
Н. контр.									
Затверджено.									





Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація</u>		
*)			7.051224.05ДР.100.00 СБ	Складальне креслення		*) А1*2
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	7.051224.05ДР.100.01	Секція	12	
		2	7.051224.05ДР.100.02	Кришка всмоктування	1	
		3	7.051224.05ДР.100.03	Напірна кришка	1	
		4	7.051224.05ДР.100.04	Корпус	1	
		5	7.051224.05ДР.100.05	Ротор	1	
		6	7.051224.05ДР.100.06	Ущільнення ротора	1	
		7	7.051224.05ДР.100.07	Опора ротора у зборі	1	
				<u>Деталі</u>		
		11	7.051224.05ДР.100.11	Шпилька	10	
		12	7.051224.05ДР.100.12	Переднє ущільнення	12	
		13	7.051224.05ДР.100.13	Труба сполучна	1	
		14	7.051224.05ДР.100.14	Ущільнення середнє	2	
		15	7.051224.05ДР.100.15	Ущільнення заднє	1	
		16	7.051224.05ДР.100.16	Стрілка	1	

Ізм	Арку	№ докум.	Підпис	Дата	Літера	Аркуш	Листів			
Розроб.								Д Р	1	2
Перевір.										
Н. контр.								Насос ЦНС 35-420		
Затверджено.										





<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Позначення</i>	<i>Найменування</i>	<i>Кількість</i>	<i>Примітка</i>		
				<u>Документація</u>				
A2			7.051224.05ДР.106.00 СБ	Складальне креслення				
				<u>Складальні одиниці</u>				
		1	7.051224.05ДР.106.01	Корпус	1			
		2	7.051224.05ДР.106.02	Кільце клекове	1			
		3	7.051224.05ДР.106.03	Гайка	1			
		4	7.051224.05ДР.106.04	Втулка	1			
		5	7.051224.05ДР.106.05	Обойма	1			
		6	7.051224.05ДР.106.06	Кільце	2			
		7	7.051224.05ДР.106.07	Платик	4			
		8	7.051224.05ДР.106.08	Штифт	2			
		9	7.051224.05ДР.106.09	Пружина	12			
		10	7.051224.05ДР.106.10	Гвинт	1			
		11	7.051224.05ДР.106.11	Штифт	4			
				<u>стандартні вироби</u>				
		13		Пробка М12х1, 5-8g	1			
				ДСТУ 16093:2018				
<b>Ізм</b>	<b>Арку</b>	<b>№ докум.</b>	<b>Підпис</b>	<b>Дата</b>				
Розроб.					<b>Ущільнення торцеве</b>	<b>Літера</b>	<b>Аркуш</b>	<b>Листів</b>
Перевір.				Д		Р	1	2
Н. контр.								
Затверджено.								

