

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему:

**Розробка змінної проточної частини відцентрового насоса для підтримання
пластового тиску в технологічних процесах нафтовидобування зі зменшеною
подачею рідини ($Q = 0,8 Q_{\text{ном}}$)**

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

Виконавець роботи: Шевченко Анастасія Ігорівна

підпис, дата

Науковий керівник: Кондусь Владислав Юрійович

науковий ступінь, учене звання

Кондусь Владислав Юрійович
прізвище, ім'я, по-батькові

підпис, дата

Суми 2021

Реферат

Пояснювальна записка: 64 с., 22 рисунків, 3 таблиця, 14 літературних джерел.

Тема бакалаврської роботи – «Розробка змінної проточної частини відцентрового насоса для підтримання пластового тиску в технологічних процесах нафтовидобування зі зменшеною подачею рідини ($Q = 0,8 Q_{ном}$)». Графічні матеріали: 7 аркуші формату А1: монтажне креслення насосного агрегату, складальне креслення насоса, теоретичне креслення робочого колеса, складальне креслення робочого колеса, кришка, направляючий апарат, ротор.

Мета роботи – розробка змінної проточної частини відцентрового насоса на параметри: подача $Q = 250 \text{ м}^3 / \text{год}$; напір $H = 190 \text{ м}$.

Відповідно до поставленої мети:

- обґрунтовано вибір конструктивної схеми насоса;
- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- обрано тип кінцевого ущільнення;
- підібрано двигун насоса;
- визначена працездатність складальних одиниць і деталей насоса (підшипників, шпонкового з'єднання).

В економічній частині описана організація виробничих процесів у просторі. Основні критерії, методи, підходи. У розділі охорони праці дана оцінка метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Нормування параметрів мікроклімату.

Ключові слова: відцентровий насос, направляючий апарат, робоче колесо, ущільнення, підшипник, міцність.

Зміст

Реферат.....	3
Вступ	5
1. Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса.....	7
1.1 Відцентрові насоси та їх використання.....	10
2. Конструктивні розрахунки проточної частини насоса (визначення основних геометричних параметрів проточної частини)	15
2.1 Вихідні дані для розрахунку	15
2.1.1 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса	18
2.1.2 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо	19
2.1.3 Визначення числа лопатей та їх товщини	21
2.1.4 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса.....	21
2.1.5 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей	23
2.2. Розрахунок та проектування направляючого апарату	25
2.2.1 Проектування дифузорного каналу.....	29
3. Розрахунок сил, що діють на ротор (визначення осьової і радіальної сил)	31
3.1 Визначення осьової сили	31
3.2.Визначення радіальної сили.....	34
4. Розрахунки насоса на кавітацію.....	35
5. Визначення роботоздатності складальних одиниць та деталей насоса	39

					131.11ВР.000.00 ПЗ						
<i>Зм</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>	Зміст						
<i>Розроб.</i>	Шевченко								<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перев.</i>	Кондусь									3	64
<i>Н. контр.</i>	Алексєенко								СумДУ ГМ-71		
<i>Затв.</i>											

5.1 Розрахунок шпонкових з'єднань	39
5.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою	42
5.3 Розрахунок довговічності підшипників	44
6. Вибір кінцевих ущільнень	47
7. Розрахунки з вибору електродвигуна	50
8. Охорона праці	53
8.1 Метеорологічні умови у виробничих приміщеннях. Нормування параметрів мікроклімату.	53
8.1.1 Оптимальні умови мікроклімату	53
8.1.2 Основні вимоги до засобів нормалізації мікроклімату та теплозахисту	54
8.1.3. Загальні вимоги до методів вимірювання параметрів мікроклімату та їх оцінки	56
9. Економіка	58
Список літератури	63

Вступ

Насос – гідравлічна машина, яка призначена для перекачування рідини під напором. Насоси підіймають рідину на певну висоту, подають її на відстань у горизонтальній площині або змушують циркулювати в будь-якій замкненій системі.

Найпоширенішими серед насосів є відцентрові, які являють собою конструкцію із спіралевидного корпусу, та робочих колес з лопатями.

Щодо принципу дії, то назва цих насосів відповідає сама за себе. Коли рідина поступає через всмоктуючий патрубок і корпус помпи наповнюється рідиною, колесо починає обертатись створюючи відцентрову силу, відштовхуючи рідину від центру до периферії. В цей момент виникає зона підвищеного тиску, яка виштовхує рідину в напірний патрубок

Одноступенчатый насос



Рисунок 1 – Схема відцентрового насоса

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Залежно від параметрів, умов роботи та призначення, на даний момент розроблено багато різних конструкцій відцентрових насосів. Розрізняються по кількості робочих коліс одноступінчасті та багатоступеневі насоси. У багатоступеневих – рідина проходить послідовно через всі колеса, які закріплені на валу. Таким чином в таких насосах значно збільшується напір, який рівен сумі напорів, які створюються кожним колесом. . По способу підведення рідини до робочого колеса розрізняють насоси з однобічним підведенням і насоси із двостороннім підведенням або так звані відцентрові насоси двостороннього входу типу Д.

Найбільш простими є насоси типу К та КМ, вони мають не великі габарти та металоємність. Дані насоси застосовуються для перекачування води й інших рідин з температурою до 105°C.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса

Для дипломного проекту я обрала насос типу ЦНС. Даний насос призначений для перекачування рідини за допомогою послідовно з'єднаних ступенів, які надають приріст енергії потоку рідини та збільшують напір. Робота даного насоса полягає в закачуванні технічної рідини в нефтяному пласті, для того щоб створити надлишковий тиск. Агрегат призначений для експлуатації у вибухонебезпечних і пожежонебезпечних приміщеннях у відповідності з «Правилами пристрою електроустановок».

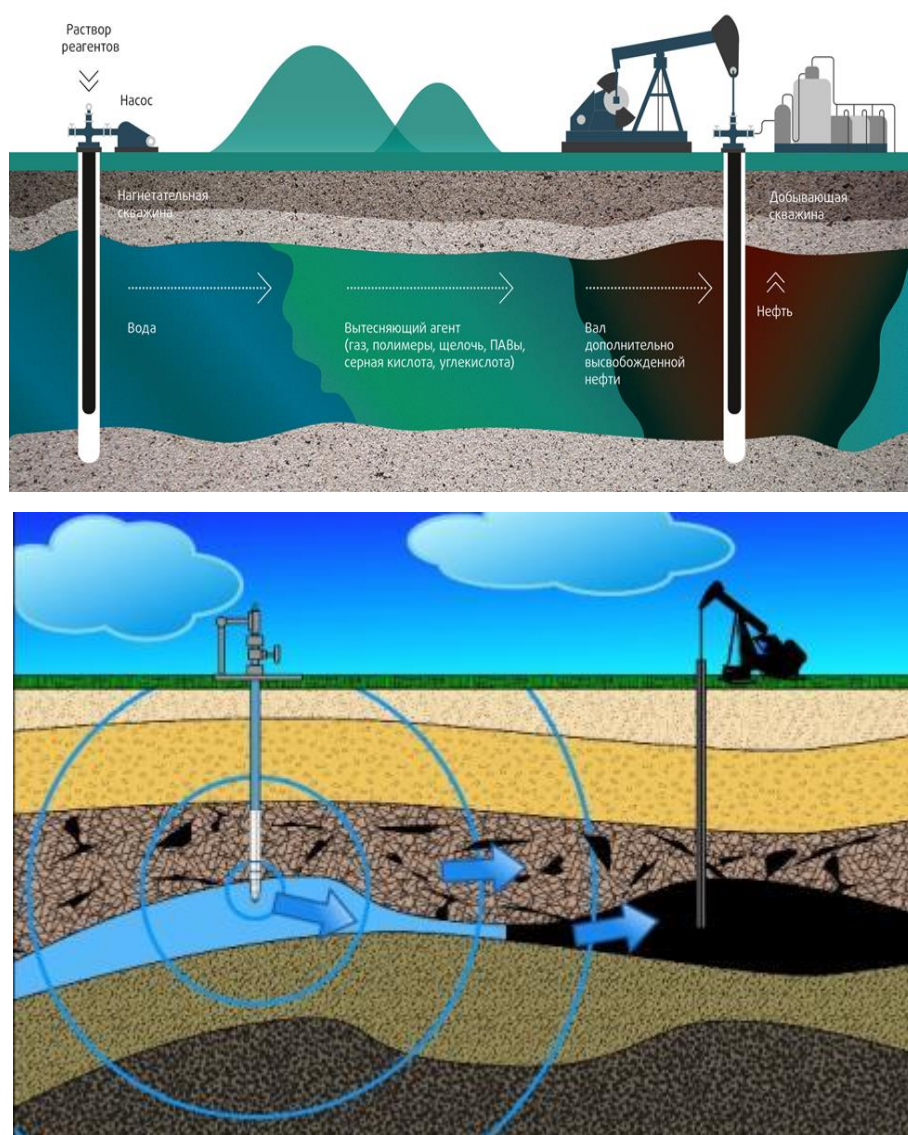


Рисунок 2 – Схема перекачування технічної рідини в нефтяному пласті

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Розшифровка умовного позначення насоса: Насос ЦНС 315-189, де ЦНС – відцентровий насос секційний, 315 – номінальна подача м³/год, 189 – номінальний напір при номінальній подачі.



Рисунок 3 – Насос ЦНС вигляд зовні

При проектуванні даного насоса я модернізувала його шляхом зменшення подачі, таким чином розрахункова точка зменшується на 80% від початкової, при цьому отримуємо високий ККД та показники надійності. Даний насос має найбільшу надійність в робочій точці так як в цій точці найменше значення осьової та радіальної сили, вони створюють найменше навантаження на підшипники. Зменшується також надійність та ресурс роботи насоса в номінальній точці. Тобто чим далі ми відхиляємося від розрахункової точки, тим менше буде ресурс роботи насоса. Саме для того, щоб цього уникнути, я проектую змінну проточну частину.

При переробці нафти, на вузли і агрегати відцентрового нафтового

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

насоса впливають складні вуглеводи та широкий діапазон температур і різний тиск. Іншою особливістю переробки нафти і нафтопродуктів є в'язкість рідини яку перекачують, відцентрові нафтові насоси повинні забезпечувати перекачування нафти з в'язкістю до 2000 сСт.

Саме тому головними факторами для вибору цього насосу стали:

- Здатність перекачувати забрудненні маси;
- Подача робочої середовища з великої висоти;
- Полегшеність конструкції та довговічність

Проте є і ряд недоліків:

- Необхідність попередньої заливки рідини перед експлуатацією;
- малий ККД при перекачуванні субстанцій з великими показниками в'язкості;
- Швидке утворення засмічень

Та все-таки насос ЦНС найбільш підходящий для перекачування нафти, так як відцентрові нафтові насоси – це насоси, що забезпечують безпеку, надійність, ремонтпридатність і енергоефективність переробки нафти і нафтопродуктів, перекачуванні.

Висновки:

1. Ми обрали насос для модернізації ЦНС 315-189.
2. Модернізацію будемо виконувати шляхом проектування змінної проточної частини за умови подачі в розрахунковій точці 80% від номінальної у даному насосі.
3. Така модернізація дозволить нам підвищити енергоефективність насоса ЦНС при роботі на режимах зменшених подач за рахунок узгодження розрахункової точки з подачею насоса.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1 Відцентрові насоси та їх використання

Агрегати електронасосні типу АЦНС (рис. 4) складаються з насоса, двигуна, з єднальної муфти з огорожею. Насос, двигун і огорожа встановлені на загальній плиті.



Рисунок 4 - Зовнішній вигляд агрегату електронасосного типу АЦНС

Проектований насос - відцентровий, горизонтальний, однокорпусний, секційний, десятиступеневий.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

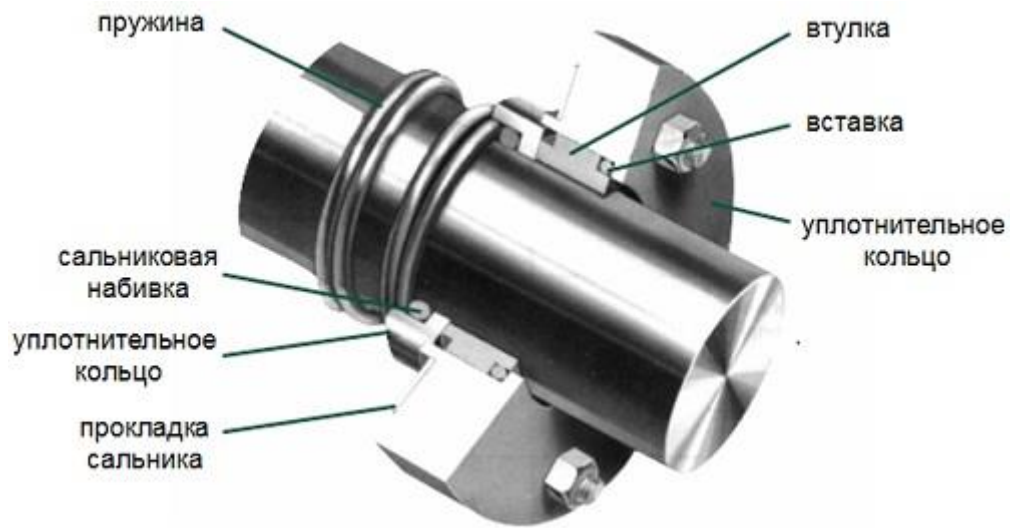


Рисунок 6 – одинарное торцевое ущёльнення

Основною деталлю насоса слугує корпус, який складається з вхідної та напірної кришки, а також секцій (рис. 7), які стягуються шпильками та гайками.

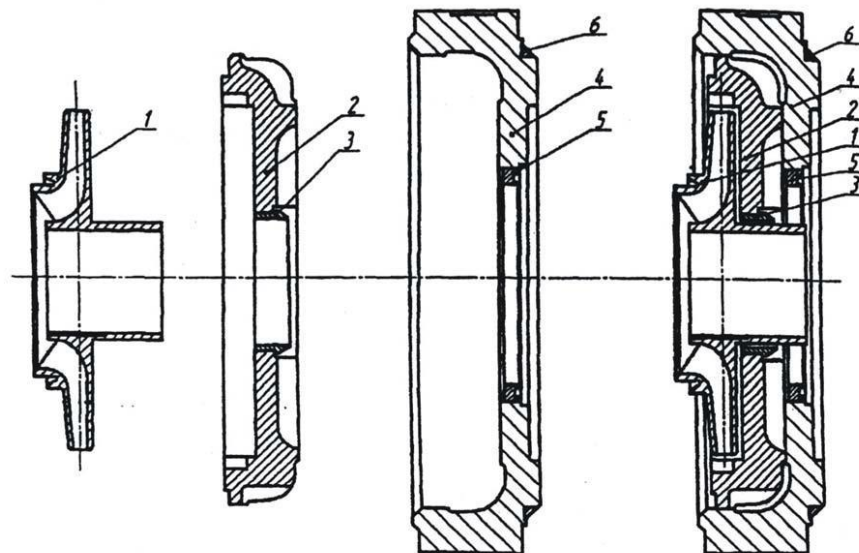


Рисунок 7 - Ступінь насоса ЦНС: 1 – робоче колесо, 2 – направляючий апарат, 3, 5, 6 – ущёльнення, 4 – секція

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Під час роботи насоса, на бічні поверхні робочих коліс (рис. 7), які є не рівними за площею, діє осьове зусилля, яке прагне змістити ротор насоса в бік всмоктування. Для врівноваження осьового зусилля в насосі застосовується розвантажувальний пристрій - вузол гідравлічний розвантаження. До кришки кріпляться корпус кінцевого ущільнення насоса, а до нього, корпус підшипника. В кришках виконані лапи для кріплення насоса до рами. Опорні поверхні лап розташовані горизонтально, внизу. Вхідний патрубок насоса розташований горизонтально, напірний - вертикально вгору. Виконання патрубків - фланцевого типу.



Рисунок 8 - Робоче колесо насоса типу ЦНС

Для ущільнення валу насоса передбачені торцеві ущільнення з додатковим ущільненням або подвійні торцеві ущільнення з системою замикання. Відведення перекачується з камери вузла гідравлічного розвантаження здійснюється в порожнину кришки всмоктування через трубопровід розвантаження. У нижній частині кришок всмоктування і нагнітання передбачені сливні отвори з пробками для зливу середовища, яке

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

перекачують, з внутрішньої порожнини насоса перед ревізією або ремонтом . У кришці підшипника з боку кришки нагнітання змонтовано датчик осьового зсуву ротора для контролю ступеня зносу кілець пристрою розвантаження.

Принципова схема насоса

- 1 – Насос;
- 2 – Перегородка;
- 3 – Муфта пружня втулочно-пальцева;
- 4 – Елекстродвигун;
- 5 – Плита фундаментна.

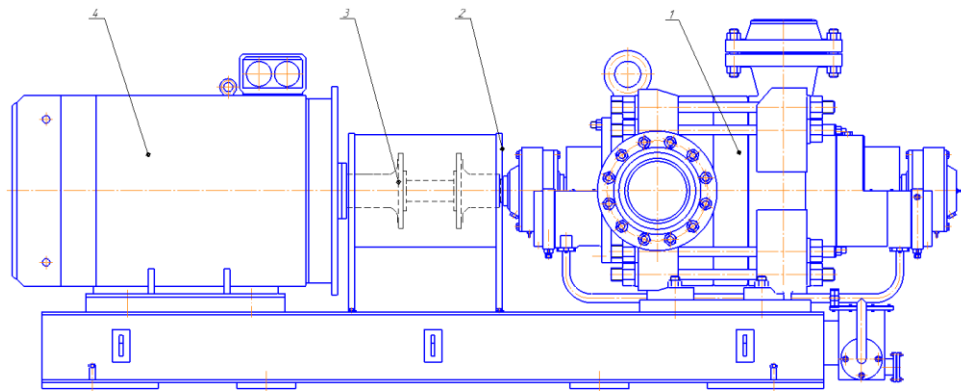


Рисунок 9 - Принципова схема насоса ЦНС 315-189

Висновки:

Спроекувала відцентровий, трьох секційний насос ЦНС 315-189, складається з відцентрових коліс, асинхронного двигуна та муфти. Призначений для експлуатації у вибухонебезпечних і пожежонебезпечних приміщеннях у відповідності з «Правилами пристрою електроустановок».

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

2. Конструктивні розрахунки проточної частини насоса (визначення основних геометричних параметрів проточної частини)

2.1 Вихідні дані для розрахунку

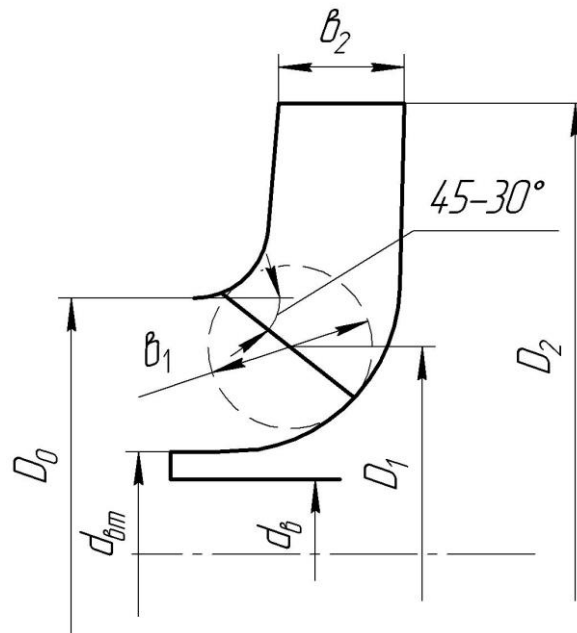


Рисунок 10 – Меридіальний переріз робочого колеса

При проектуванні робочого колеса задаються його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- подача $Q = 250 \text{ м}^3/\text{с}$;
- напір $H = 190 \text{ м}$;
- частота обертання $n = 1500 \text{ об/хв}$.

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q'}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1475 \cdot \sqrt{0,069^{0,5}}}{\left(\frac{190}{3}\right)^{0,75}} = 63$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Приведений діаметр робочого колеса визначається за формулою Суханова, мм:

$$D_{1np} = K_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q'}{n}}$$

$$D_{1np} = 4,8 \sqrt[3]{\frac{250}{3600 \cdot 1475}} = 0,173 \text{ м}$$

де $K_{bx} = 3.25 - 5.0$ - коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса (більші значення K_{bx} беруться для підвищення кавітаційних якостей робочого колеса)

Подача робочого колеса:

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_{ob}}$$

$$Q_{pk} = 250 / 0,956 = 261,5 \text{ м}^3/\text{год}$$

де η_{ob} - об'ємний ККД, що визначається за формулою

$$\eta_{ob} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{\frac{2}{3}}}$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 63^{\frac{2}{3}}} = 0,956$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_{ob} \eta_{\Gamma} \eta'_M \eta_M$$

$$\eta = 0,956 \cdot 0,9 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 0,81$$

де η_{Γ} - гідравлічний ККД;

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД.

Гідравлічний ККД:

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

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg(0,174 \cdot 10^3) - 0,172)^2} = 0,9$$

Внутрішній механічний ККД:

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}}$$

$$\eta'_M = \frac{1}{1 + 820 \cdot 56^{-2}} = 0,996$$

Потужність, споживана насосом (Вт), визначається за формулою:

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,069 \cdot 190}{0,81} = 52925,5$$

Теоретичний напір робочого колеса, м:

$$H_T = \frac{H}{\eta_{\Gamma}}$$

$$H_T = \frac{190}{0,9} = 70,4$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.1 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 16}{\pi \cdot [\tau_k]}}$$
$$d_v = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 377,1}{3,14 \cdot 150}} = 0,045$$

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

N_{\max} - максимальна потужність насоса, Вт;

$[\tau_k] = 15$ МПа- занижене максимальне напруження на кручення, МПа (при $\alpha = 1$).

$$M = \frac{N_{\max} \cdot 30}{\pi}$$
$$M = \frac{30 \cdot 58218,05}{3,14 \cdot 1475} = 377,1$$

Виходячи із конструктивних міркувань обираємо $d_v = 100$ мм

Занижена напруга, що допускається на кручення для одноступінчатих насосів приймають:

для консольних насосів ($\alpha = 1$) $[\tau] = 150 \cdot 10^5$ Н/м²;

Діаметр втулки визначають за формулою:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N$$
$$N_{\max} = 1,1 \cdot 52925,5 = 58218,05$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно обирають з виразу:

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{em} = (1,2 - 1,25)d_{\epsilon}$$

$$d_{BT} = 1,22 \cdot 0,1 = 0,122$$

2.1.2 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

Діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм, визначають з виразу:

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2}$$

$$D_0 = \sqrt{0,173^2 + 0,122^2} = 0,205$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо:

$$V_0 = \frac{4Q_{p.k}}{\pi \cdot D_{1np}^2}$$

$$V_0 = \frac{4 \cdot 261,5}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,173^2} = 3,1$$

Задаємося положенням вхідної кромки, яка, як правило, розміщується у зоні повороту потоку з осьового напрямку у радіальний під кутом 45-30° до осі насоса.

При цьому визначають радіус середньої точки $R_1 = \frac{D_1}{2}$, за яким ведеться розрахунок

кута потоку на вході $\beta_{1П}$.

Визначимо орієнтовне значення діаметра положення вхідної кромки

$$D_1 = 0,8D_0$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,089 = 0,071(\text{м})$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості визначається виразом:

$$V_{1m} = \kappa_1 V'_{1m},$$

$$V_{1m} = 1,15 \cdot 3,1 = 3,565$$

де $\kappa_1 = 1.15 - 1.30$ – коефіцієнт стиснення потоку на вході.

Кут потоку на вході, град, розраховують з трикутника швидкостей за формулою

$$\beta_{1II} = \operatorname{arctg} \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1U}}$$

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{3,565}{15,8 - 1,16} = 13,5$$

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

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

Переносна швидкість:

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,205 \cdot 1475}{60} = 15,8$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град:

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

$$\beta_1 = 13,5 + 7,5 = 21$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

де $\Delta\beta = 3 - 8^\circ$ - кут атаки, вводиться з метою зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращання його кавітаційних властивостей.

$\Delta\beta$ прийнято 7,5, для забезпечення збільшеного напору у робочому колесі

2.1.3 Визначення числа лопатей та їх товщини

Після вибору числа лопатей і їх товщини уточнюють значення коефіцієнта стиснення потоку лопатями на вході в робоче колесо k_1 за формулою:

$$k_1 = \frac{t_1}{t_1 - S_1 / \sin \beta_1} = \frac{1}{1 - z S_1 / 2\pi R_1 \sin \beta_1}.$$

$$k_1 = \frac{1}{1 - (8 \cdot 0,005) / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,103 \cdot \sin 21)} = 1,21$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|k'_1 - k_1| \leq 0,01.$$

Якщо ця умова не виконується, то роблять друге наближення, задаючись $k''_1 = k'_1$ після чого визначають знову V_{1m} , а потім $\beta_{1п}$ и $\Delta\beta$.

Ширину робочого колеса на вході знаходять з виразу:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_1 V_{1m}}$$

$$b_1 = \frac{261,5}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,205 \cdot 3,565} = 0,032$$

2.1.4 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса (при нескінченному числі лопатей z) може бути визначене спрощено з основного

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$.

Діаметр на виході з робочого колеса:

$$D'_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n}$$

$$D'_2 = 19,1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{190}{3}\right)}}{1475} = 0,456$$

де $m_2 = 19.1$ при $n_s \leq 100$

Кінцеве значення D_2 визначають з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Кут на виході з робочого колеса β_2 визначають з трикутника швидкостей у залежності від прийнятого значення V'_{2m} :

$$\beta_2 = \arcsin \left[\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{opt} \cdot \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{V_{m1}}{V_{m2}} \cdot \sin \beta_1 \right],$$

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,728 \cdot \frac{1,2}{1,21} \cdot 0,8 \cdot \sin 21 \right) = 29$$

Відношення $\left(\frac{W_1}{W_2}\right)_{opt}$ залежить від n_s та визначається за наступною формулою:

$$\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{opt} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65$$

$$\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{opt} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 63^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 63 + 2,65 = 1,728$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.5 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Колова швидкість на виході з робочого колеса

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + gH_{T\infty} + V_{1U}U_1}$$

$$U_2 = \frac{4,456}{2 \cdot \operatorname{tg} 29} + \sqrt{\left(\frac{4,456}{2 \cdot \operatorname{tg} 29} \right)^2 + 9,81 \cdot 90,17 + 1,16 \cdot 15,8} = 34,3$$

де $V_{2m} = k_z \cdot V'_{2m}$ – меридіальна швидкість на виході з робочого колеса

Теоретичний напір

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r K_z}$$

$$H_{T\infty} = \frac{63,3}{0,9 \cdot 0,78} = 90,17$$

де k_z – поправка на кінцеве число лопатей

Поправку K_z на кінцеве число лопатей визначаємо за формулою Пфлейдерера:

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

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,279} = 0,78$$

де:

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

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

$$p = 2 \cdot \frac{0,89}{8} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,205}{0,456}\right)^2} = 0,279$$

Коефіцієнт Ψ визначається:

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 29 = 0,89$$

Уточнений зовнішній діаметр робочого колеса, м, з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей визначають з виразу:

$$D_2 = \frac{60U_2}{\pi n},$$

$$D_2 = \frac{60 \cdot 34,3}{3,14 \cdot 1475} = 0,44$$

Коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса:

$$k'_2 = \frac{1}{1 - \frac{zS_2}{\pi D_2 \sin \beta_2}}.$$

$$k'_2 = \frac{1}{1 - (8 \cdot 0,015) / (3,14 \cdot 0,44 \cdot \sin 29)} = 1,21$$

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi D_2 V_{2m} 3600}$$

$$b_2 = \frac{261,5}{3,14 \cdot 0,44 \cdot 4,456 \cdot 3600} = 0,012$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

2.2. Розрахунок та проектування направляючого апарату

Алгоритм розрахунку та проектування окремих елементів направляючого апарату (рис. 11, 12)



Рисунок 11 - Направляючий апарат насоса ЦНС (дифузорний канал)

- визначають діаметр початкової окружності D_3 .

Діаметр D_3 вибирають з умови забезпечення оптимального зазору між робочим колесом і Н.А. з метою як вирівнювання поля швидкостей після робочого колеса, так і отримання мінімальних втрат в зазорі:

$$D_3 = (1,03 - 1,05)D_2.$$

$$D_3 = 1,05 \cdot 0,44 = 0,462$$

Визначають ширину Н.А. в меридіальному перетині

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$b_3 = 1,1 b_2$$

$$b_3 = 1,1 \cdot 12 = 14$$

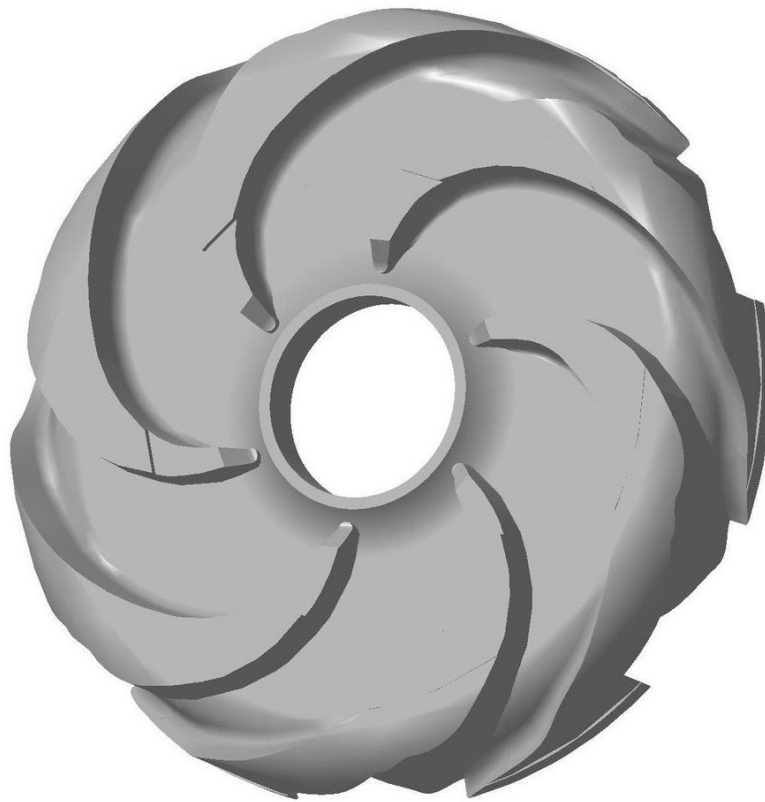


Рисунок 12 - Направляючий апарат насоса ЦНС (підвідний канал)

Виходячи з таблиці 1 число лопатей Н.А. становить 6, при наявності 8 лопатей робочого колеса.

Таблиця 1 - Вибір числа лопаток Н.А. в залежності від числа лопатей робочого колеса

$Z_{р.к}$	3	4	5	6	7	8	9	10
$Z_{н.а}$								
3	p ₀ p ₀ p ₀	PPp ₀	PPp ₀	p ₀ p ₀ p ₀	PPp ₀	PPp ₀	p ₀ p ₀ p ₀	PPp ₀
4	P ₀ p ₀	p ₀ p ₀ p ₀	P ₀ P	0p ₀ 0	P ₀ P	p ₀ p ₀ p ₀	P ₀ P	0p ₀ 0
5	0PP	P ₀ 0	p ₀ p ₀ p ₀	P ₀ 0	0PP	0PP	P ₀ 0	p ₀ p ₀ p ₀

					131.11BP.000.00 ПЗ				Лист
									26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

6	0p ₀ 0	00p ₀	P00	p ₀ p ₀ p ₀	P00	00p ₀	0p ₀ 0	00p ₀
7	0P0	0P0	00P	P00	p ₀ p ₀ p ₀	P00	00P	0P0
8	00P	0p ₀ 0	00P	000	P00	p ₀ p ₀ p ₀	P00	000
9	00p ₀	0P0	0P0	00p ₀	000	P00	p ₀ p ₀ p ₀	P00
10	00P	000	0p ₀ 0	000	00P	000	P00	p ₀ p ₀ p ₀
11	000	00P	0P0	0P0	0P0	000	000	P00
12	000	00p ₀	000	0p ₀ 0	000	00p ₀	000	000
13	000	00P	000	0P0	0P0	000	00P	000
Гармон и-ки	123	123	123	123	123	123	123	123

$$\psi_3 = 1 - \frac{\delta}{t \cdot \sin \alpha_{3л}};$$

$$\Psi_3 = 1 - \frac{3}{0,242 \cdot \sin 6} = 45,37$$

$$t = \frac{\pi \cdot D_3}{Z_{на}},$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 0,462}{6} = 0,242$$

δ - нормальна товщина лопатки Н.А. на вході, що визначається з технологічних міркувань;

$\alpha_{3л}$ – кут установки лопатки Н.А. рівним 5 – 8

Кут потоку на вході в Н.А. без урахування стиснення потоку лопатками визначають з трикутника швидкостей:

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_{3n} = \operatorname{arctg} \frac{V_{m3}}{V_{u3}}$$

$$\alpha_{3n} = \operatorname{arctg} \frac{3,397}{27,89} = 7$$

$$V_{r3} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3}$$

$$V_{m3} = \frac{0,069}{3,14 \cdot 0,462 \cdot 0,014} = 3,397$$

$$V_{u3} = \frac{V_{u2} D_2}{D_3}$$

$$V_{u3} = \frac{29,28 \cdot 0,44}{0,462} = 27,89$$

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

$$V_{u2} = 34,3 - \frac{4,456}{\operatorname{tg} 29} = 29,28$$

- визначаємо кут установки лопатки Н.А. $\alpha_{3л}$.

Даний кут визначають по куту потоку на виході з робочого колеса α_2 з урахуванням поправки на стиснення потоку лопатками ψ_3 і поправочний коефіцієнт μ , що враховує нерівномірність розподілу швидкостей по кроку лопатей робочого колеса і зворотних струмів в робочому колесі:

$$\operatorname{tg} \alpha_{3л} = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha'_{3n},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{3л} = 0,7 \cdot 0,1218 = 5$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Під кутом $\alpha_{3л}$ виконується спіральна (увігнута) частину лопаток Н.А.
 - вибирають і уточнюють розмір спіральної ділянки каналу в плані
 Спіральну ділянку лопаток Н.А. виконують за логарифмічною спіраллю:

$$R'_3 = R_3 \cdot e^{\frac{2\pi}{z_{на}} \mu \operatorname{tg} \alpha_{3л}}$$

$$R'_3 = \frac{0,462}{2} \cdot e^{\frac{2 \cdot 3,14}{6} \cdot 0,7 \cdot 0,1218} = 0,253$$

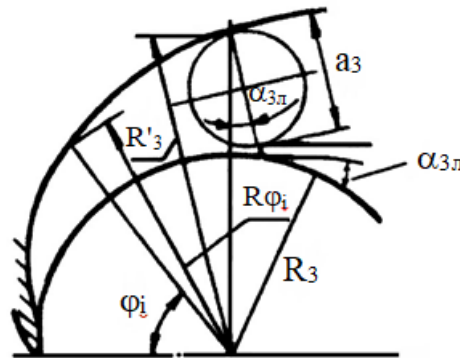


Рисунок 13 – Розрахункова схема спіральної частини Н.А.

Висота вхідного перерізу

$$a_3 = (R'_3 - R_3) \cdot \cos \alpha_{3л} - \delta.$$

$$a_3 = \left(0,253 - \frac{0,462}{2}\right) \cdot 0,996 - 0,003 = 0,018 \text{ м} = 18 \text{ мм}$$

2.2.1 Проектування дифузрного каналу

Початковим перетином дифузора є розрахунковий переріз спіральної ділянки ($a_3 \cdot b_3$), що визначає оптимальний режим роботи ступені і насоса в цілому. З точки зору гідродинаміки і технологічності виготовлення перевага віддається прямоосне дифузoram з розширенням в двох напрямках: осьовому і радіальному. Досконалість дифузорних каналів визначається коефіцієнтом використання кінетичної енергії

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

поток. Диффузорна ділянка визначає гідродинамічну досконалість Н.А. як перетворювач кінетичної енергії потоку в потенційну.

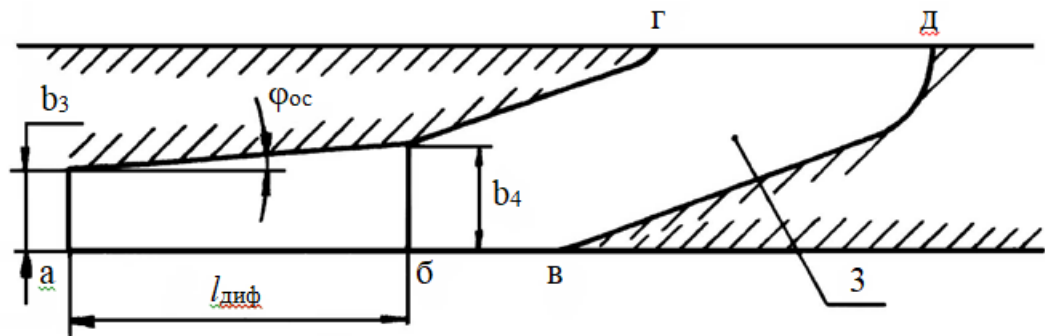


Рисунок 14 – Розгортка диффузорного і перевідного каналу по середній лінії

$$l_{\text{диф}} / a_3 = 3 \div 5$$

$l_{\text{диф}}$ - довжина диффузорного каналу;

З цього виходить

$$l_{\text{диф}} = 5 \cdot a_3$$

$$l_{\text{диф}} = 5 \cdot 0,018 = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}$$

$$b_4 = b_3 + l_{\text{диф}} \sin \varphi_{\text{ос}}$$

$$b_4 = 14 + 90 \cdot \sin 6^\circ = 23,4 \text{ мм}$$

$$a_4 = a_3 + l_{\text{диф}} \sin \varphi_{\text{рад}}$$

$$a_4 = 18 + 90 \cdot \sin 11^\circ = 35,2 \text{ мм}$$

Висновки:

1. Розроблена змінна проточна частина насоса ЦНС 315-189, з параметрами напір $H=190$ м, подача $Q=250\text{м}^3/\text{год}$ ККД $\eta=0.81$, потужність $N=52925,5$ кВт.

2. Розроблено та спроектовано робоче колесо змінної проточної частини насоса ЦНС 315-189. Його основні конструктивні параметри наступні: $D_2=440$ мм $D_0=205$ мм $b_2=12$ мм, $z=8$. Розроблене робоче колесо забезпечує параметри $H=63,3$ м, $Q=250\text{м}^3/\text{год}$.

3. Розроблено та спроектовано направляючий апарат змінної проточної частини насоса ЦНС 315-189. Його основні конструктивні елементи наступні $D_3=462$ мм $D_4=600$ мм $b=66$ мм, $z=6$.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Розрахунок сил, що діють на ротор (визначення осьової і радіальної сил)

3.1 Визначення осьової сили

Визначення основних розрахункових даних

Вихідні дані: подача $Q = 250 \text{ м}^3 / \text{год}$; напір $H = 190 \text{ м}$; частота обертання насоса $n = 3000 \text{ об/хв}$; густина рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт швидкохідності насоса при частоті обертання $n = 3000 \text{ об/хв}$: $n_s = 63$

Осьова гідравлічна сила представляє собою суму невірноважених сил, що діють на ротор в осьовому напрямку.

Для того щоб зрівноважити осьову силу, по обидві сторони робочого колеса застосоване симетричне ущільнення. Але повністю забезпечити зрівноваження осьової сили не вдається. Залишаються невірноваженими сила від аварійного зношування ущільнення T_1^* і сила T_2 , що виникає внаслідок зміни напрямку руху потоку рідини в робочому колесі.

Сила T_1^* спрямована у бік всмоктування:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right]$$
$$T_1 = 9810 \cdot 3,14 \cdot (0,11^2 - 0,064^2) \cdot \left[46,17 - \frac{157^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,22^2 - \frac{0,11^2 + 0,064^2}{2} \right) \right]$$
$$= 2642,03 \text{ Н}$$

де r_{y1} – радіус переднього ущільнення робочого колеса, м;

r_{y2} – радіус заднього ущільнення робочого колеса, м;

r_2 – зовнішній радіус колеса, м;

γ – питома вага рідини ($\gamma = 9810 \text{ Н/м}^3$);

H_p – потенційний напір.

Розміри робочого колеса: $r_{y1} = 0,11 \text{ м}$, $r_{y2} = 0,064 \text{ м}$, $r_2 = 0,22 \text{ м}$.

Теоретичний напір робочого колеса, м:

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$H_T = \frac{H}{\eta_r}$$

$$H_T = \frac{190}{0,9} = 70,4 \text{ м}$$

де H – напір насоса, м;

η_r - гідравлічний ККД.

Потенційний напір:

$$H_p = H \cdot \left(1 - \frac{V_{2u}}{2 \cdot U_2}\right)$$

$$H_p = 63,3 \cdot \left(1 - \frac{18,7}{2 \cdot 34,54}\right) = 46,17 \text{ м}$$

де U_2 – окружна швидкість;

V_{2u} – обертова складова абсолютної швидкості на вході.

$$U_2 = \omega \cdot r_2$$

$$U_2 = 157 \cdot 0,22 = 34,54 \text{ м/с}$$

Окружна складова абсолютної швидкості на виході:

$$V_{2u} = \frac{g \cdot H_T}{\omega \cdot r_2}$$

$$V_{2u} = \frac{9,18 \cdot 70,4}{157 \cdot 0,22} = 18,7 \text{ м/с}$$

де ω - кутова швидкість, с^{-1} ;

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

де n - швидкість обертання насоса, об/хв

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ c}^{-1}$$

По осі насоса діє динамічна сила T_2 , яка обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осевого напрямку його руху на радіальне.

Визначимо силу T_2 :

$$T_2 = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot V_0$$

де γ – питома вага рідини ($\gamma = 9810 \text{ Н/м}^3$);

Q – витрата насоса, $\text{м}^3/\text{с}$;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

V_0 – абсолютна швидкість на вході насоса, м/с .

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 69,44 \cdot 10^{-3}}{9,81} \cdot 3,1 = 215,26 \text{ Н}$$

$$T = 2642,03 - 215,26 = 2426,77 \text{ Н}$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.Визначення радіальної сили

Для визначення радіальної сили використовуємо формулу:

$$R = K_R \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_{\text{опт}}}\right)^2 \cdot \gamma \cdot H \cdot D_2 \cdot b_2$$

де K_R – безрозмірний коефіцієнт радіальної сили;

D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса, $D_2 = 0,44$ м;

b_2 - ширина колеса на виході, яка містить у собі товщину його дисків, $b_2 = 0,012$

м.

Оскільки коефіцієнт K_R залежить від n_s , то згідно [3] при $n_s = 63$, $K_R = 0,17$.

Максимальна сила буде в режимі $Q = 0$

$$R = 0,17 \cdot 1 \cdot 9810 \cdot 190 \cdot 0,44 \cdot 0,012 = 1673,04 \text{ Н}$$

Висновок:

1. У розділі 4.1 визначено величину осьової сили, що становить $T_2 = 215,26$ Н .
Осьова сила спрямована в сторону всмоктування і виникає в результаті несиметричності Н.А.
2. У розділі 4.2 визначено величину радіальної сили на нерозрахунковому режимі роботи $Q = 0$, що становить $R = 1673,04$ Н. Вона виникає у результаті несиметричності потоку на нерозрахункових режимах у відповідних патрубках.

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розрахунки насоса на кавітацію

Кавітація — це явище, яке відбувається в рухомих потоках, в той момент, коли місцевий тиск стає менше тиску насиченої пари рідини та розчинених в ній газів.

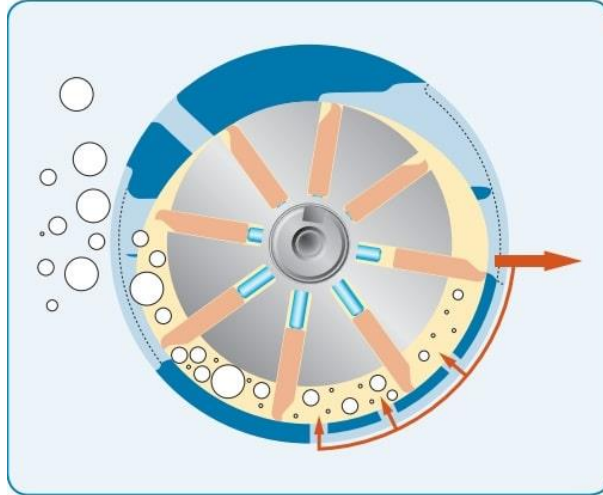


Рисунок 17 – схема виникнення кавітації

Явище кавітації супроводжується потріскуванням в області всмоктування, також шумом та вібрацією насоса.

Кавітація зменшує ККД, напір та продуктивність насоса. Від дій цього явища поверхні деталей насоса стають шорсткими і губчастими, що сприяє швидкому зношенню деталей.



Рисунок 18 – дія кавітації на метал

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

3 стадії кавітації:

- 1) Початкова. На даному етапі область кавітації відсутня
- 2) Розвинена. Є кавітаційні пустоти
- 3) Суперкавітація. Обтічний елемент повністю розташовується в області кавітаційної каверни.

Явище кавітації в насосному обладнанні можливо попередити. З цією метою розроблені спеціальні формули. Згідно з ними кавітація менш імовірна, коли збільшується висота підпору (тобто знижується висота всмоктування), зростає тиск на поверхні рідкого середовища. Щоб зменшити фізичні наслідки кавітації, виробники застосовують різного роду тверді напилення, а також загартування найуразливіших елементів насоса. Однак це практикується не так часто, оскільки дані методи не дуже ефективні і при цьому дорогі.

Мінімальний кавітаційний запас визначається за формулою:

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{v_0^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{W_1^2}{2 \cdot g}$$
$$\Delta h = 1,2 \cdot \frac{3,46^2}{2 \cdot 9,81} + 0,3 \cdot \frac{16,2^2}{2 \cdot 9,81} = 4,74 \text{ м}$$

де λ_1 і λ_2 – коефіцієнти;

v_0 – середня абсолютна швидкість при вході потоку в колесо;

W_1 – середня відносна швидкість при вході потоку на лопаті колеса.

Приймаємо: $\lambda_1 = 1,2$ і $\lambda_2 = 0,3$

Абсолютна швидкість:

$$V_0 = \frac{Q_{p.k}}{S_0}$$
$$V_0 = \frac{0,07264}{0,021} = 3,46 \text{ м\c}$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $Q_{p.k.}$ – подача робочого колеса, $Q_{p.k.} = 0,07264 \text{ м}^3/\text{с}$;

S_0 – площа вхідної вирви, м^2 .

Площа вихідної вирви:

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{BT}^2)}{4}$$
$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,205^2 - 0,122^2)}{4} = 0,021 \text{ м}^2$$

Відносна швидкість на вході колеса:

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + V_{m1}^2}$$
$$W_1 = \sqrt{15,8^2 + 3,565^2} = 16,2 \text{ м/с}$$

де V_{m1} - меридіанна складова швидкості, $V_{m1} = 3,565 \text{ м/с}$;

U_1 - окружна швидкість на вході в робоче колесо, $U_1 = 15,8 \text{ м/с}$.

Визначаємо кавітаційний коефіцієнт швидкохідності C за формулою:

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}$$
$$c = \frac{5,62 \cdot 1500 \cdot \sqrt{69,44 \cdot 10^{-3}}}{4,74^{\frac{3}{4}}} = 691,5$$

Дане значення C задовольняє вимогам.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки:

1. У розділі 5 розглянуто механізм виникнення кавітації у відцентрових насосах типу ЦНС.
2. Визначено величину мінімального кавітаційного запасу $\Delta h = 4,74$ м для розробленої змінної проточної частини насоса ЦНС 315-189.
3. Визначено кавітаційний коефіцієнт швидкохідності $C=692$. Встановлено, що цей показник відносно не високий і можна сказати, що насос не слід застосовувати при вакууметричному туску у всмоктувальному трубопроводі.

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Визначення роботоздатності складальних одиниць та деталей насоса

5.1 Розрахунок шпонкових з'єднань

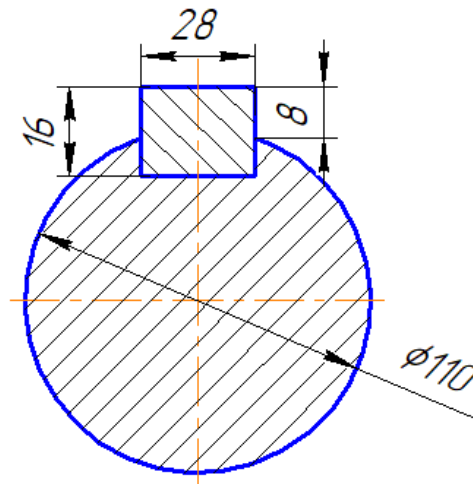


Рисунок 13 - Ескіз шпонкового з'єднання вала з робочим колесом

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
- матеріал шпонки – Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом $b = 28$ мм - ширина шпонки;

$h = 16$ мм - висота шпонки;

$l = 50$ мм - довжина шпонки

Під час розрахунку шпонкового з'єднання вала з колесом визначається напруження на зминання, МПа:

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

де $t_1 = 10$ мм – глибина паза вала;

$d = d_k$ – діаметр вала, мм;

M_{max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$M_{max} = \frac{N_{max}}{\omega},$$

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де N_{\max} – максимальна потужність насоса, Вт:

$$N_{\max} = N_{\text{дв}}$$

$$N_{\text{дв}} = 58 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{\max} = \frac{58 \cdot 10^3}{157} = 369,43 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Робоча довжина шпонки:

$$l_p = l - b.$$

$$l_p = 50 - 28 = 22 \text{ мм}$$

Напруження на зминання в шпонці складає:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{2 \cdot 369,43}{0,1 \cdot 0,022 \cdot (0,016 - 0,01)} = 55,97 \cdot 10^6 \text{ Па} = 55,97 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

де $\sigma_{0,2} = 343 \text{ МПа}$ - межа текучості матеріалу шпонки.

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{\text{зм}} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$
$$\sigma_{зм} = 55,97 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b}.$$
$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 369,43}{0,1 \cdot 0,05 \cdot 0,028} = 5,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,3 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

де:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм}$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ МПа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 5,3 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

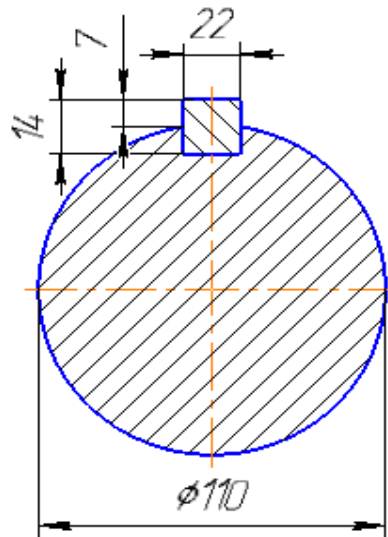


Рисунок 14 - Ескіз шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

Вихідні дані для розрахунку:

- матеріал вала - Сталь 40Х;
 - матеріал шпонки – Сталь 45.
- $b = 22$ мм - ширина шпонки;
 $h = 14$ мм - висота шпонки;
 $l = 110$ мм - довжина шпонки

Напруження на зминання, МПа:

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

де $t_1 = 9$ мм – глибина паза вала;

$d = d_m$ – діаметр вала, мм;

M_{\max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Звідки:

$$l_p = 110 - 22 = 88 \text{ мм}$$

Напруження на зминання в шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 369,43}{0,08 \cdot 0,088 \cdot (0,014 - 0,009)} = 20,99 \cdot 10^6 \text{ Па} = 20,99 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

де $\sigma_{0,2} = 343 \text{ МПа}$ - межа текучості матеріалу шпонки.

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівне:

$$[\sigma]_{зм} = 0,56 \cdot 343 = 192,08 \text{ МПа}$$

При розрахунку на зминання повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 20,99 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M_{\max}}{d \cdot l \cdot b}$$

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 369,43}{0,08 \cdot 0,11 \cdot 0,022} = 3,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,8 \text{ МПа}$$

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau]_{зр}.$$

де:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6[\sigma]_{зм}$$

Таким чином:

$$[\tau]_{зр} \approx 0,6 \cdot 192,08 = 115,25 \text{ Мпа}$$

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 3,8 \text{ МПа} < 115,25 \text{ Мпа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

5.3 Розрахунок довговічності підшипників

Діаметр вала $d_{п} = 86$ за [9, с.393] обираємо тип та марку підшипників, їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – двухрядний роликпідшипник.

Позначення – SKF 22320 EMW33 [6]

$$C = 847 \text{ кН}$$

$$C_0 = 950 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори. Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 40000$ годин.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

$$P = (X \cdot F_r \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T.$$

де $F_r = R$, $F_a = T$ – радіальне та осьове навантаження, Н;

$V = 1$ - коефіцієнт обертання;

$K_\delta = 1$ – коефіцієнт швидкохідності для спокійного навантаження;

K_T – температурний коефіцієнт: $K_T = 1$ при температурі підшипника $t \leq 100^\circ C$,

$K_T = 1,4$ при $t \approx 250^\circ C$;

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно. Вони вибираються з [9, с.211] залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = (1 \cdot 1673,04 + 0 \cdot 2426,77) \cdot 1 \cdot 1 = 1673,04 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \frac{10^6}{60n}$$

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{847000}{1673,04}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 1500} = 1,442 \cdot 10^9 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 1,442 \cdot 10^9 \text{ год} > 40000 \text{ год}$$

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується.
Тобто, підшипники обрані вірно.

Висновки:

1. В пункті 6.1 розрахувала шпонку з розмірами 28×16×50, ГОСТ 23360-78, матеріал Сталь 45.
2. Розрахувала шпонку з розмірами 22×14×110, ГОСТ 23360-78, матеріал Сталь 45.
3. В якості підшипників обрала роликопідшипник радіальний, двошрядний, типу SKF 22320 EMW33. Розрахунковий ресурс роботи $L_{hp} = 1,442 \cdot 10^9$ год

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Вибір кінцевих ущільнень

В якості кінцевого ущільнення обираємо торцеве ущільнення . Саме цей вид ущільнення забезпечує герметичність корпусу насоса. Дане ущільнення використовуються при перекачуванні токсичних, горючих, отруйних та інших рідин, тобто в тих випадках коли витік продукту не може бути дозволений. Торцеве ущільнення складається з двох частин, одна частина нерухома, а інша закріплена на валу та рухається разом з ним.

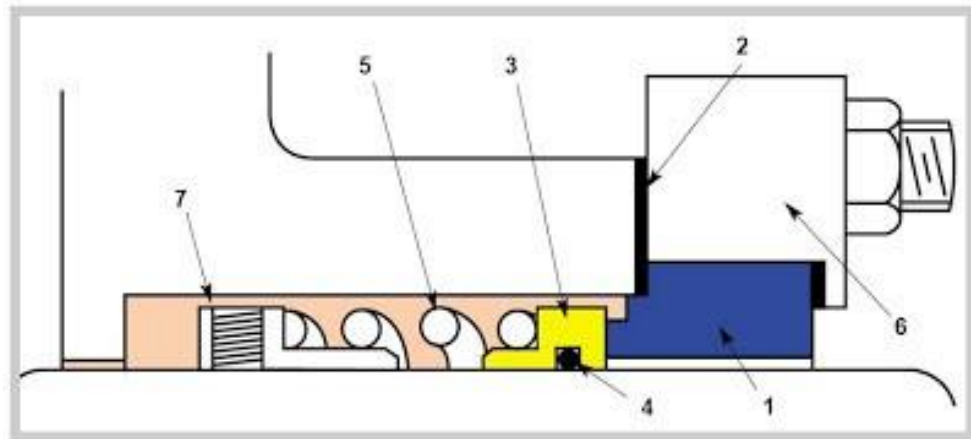


Рисунок 19 – конструкція торцевого ущільнення

1. Корпус;
- 2, 3. Пара тертя
4. Кільце круглого перетину
5. Пружина
6. Сальникова пластина
7. Затискний винт

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 20 - одинарне торцеве ущільнення

Розглянемо саме одинарне торцеве ущільнення. Даний тип ущільнення застосовують при перекачуванні світлих нафтопродуктів, різні не кристалізуючі харчові рідини, косметику, бітум, мазуту, нафте і т.д. Важливо, щоб виконувалося 2 основні умови - це фізична сумісність торцевого ущільнення з рідиною, що перекачується і щоб рідина не була схильна до кристалізації. Проте недоліком торцевих ущільнення є ціна та потреба кваліфікаційного підходу при підборі, встановленні, експлуатації та заміні.

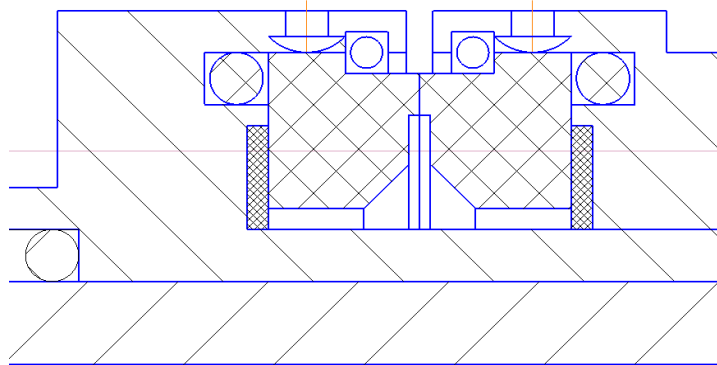


Рисунок 21 – схема ущільнення для нососа ЦНС 250-190

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки:

Для насосу ЦНС 315-189 було обрано одинарне торцеве ущільнення, для того щоб забезпечити герметичність насоса. Саме ці ущільнення найкраще підходять для насосів які перекачують технічну рідину.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Розрахунки з вибору електродвигуна

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta}$$

де $\eta = 0,81$ – ККД насоса;

Q - витрата насоса, м³/год;

H – напір насоса, м

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 250 \cdot 190}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,81} = 159,8 \text{ кВт}$$

Потужність електродвигуна

$$N_{\text{ед}} = K \cdot N$$

де $K = 1,1 - 1,3$ - коефіцієнт, який ураховує припустиме граничне відхилення напору. Встановимо $K = 1,2$

$$N_{\text{ед}} = 1,2 \cdot 159,8 = 191,76 \text{ кВт}$$

За відомою частотою обертання 1500 об/хв та отриманою потужністю електродвигуна 191,76 кВт обираємо вибухозахищений асинхронний трифазний електродвигун АИР315М4.

Розшифровка позначення АИР315М4:

5. АИР - тип електродвигуна
6. 315 - умовний габарит
7. М - позначення довжини сердечника
8. 4 - число пар полюсів

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. У2 - категорія розміщення

10. ІМ 1081 - монтажне виконання лапи

Параметри 200 кВт 1500 об / хв:

- Тип - загальнопромисловий трифазний асинхронний;
- Режим роботи - тривалий S1;
- Термічний клас ізоляції обмоток F - до 150 ° C;
- Тип корпусу - чавун / силумін / алюміній;
- Ступінь захисту від вологи і пилу - IP54;



Рисунок 22 - загальний вигляд електродвигуна АІР315М4

Переваги:

- Товщина мідного дроту, маса міді - це стійкість до перевантажень. Різниця кількості міді може досягати 30%. Матеріали обмотки дешевих електромоторів - алюмоцинк або мідь з великим вмістом інших металів, як наслідок - низька стійкість до нагріву і невідповідність заявленої потужності.
- Підшипникові щити - масивність і якість металу в зоні посадочних місць під підшипник визначають стійкість електромотора АІР 315 М4 до вібрацій, поздовжнім і радіальним навантаженням на вал. Можлива просадка посадочних місць і оберт підшипника, тріщини і подрібнення кришок.

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

- Матеріал корпусу - чавунні масивні корпусу добротного алюмінієвих, але ще тяжче й легше кришаться - обидва матеріали прийнятні. Дешеві електричні двигуни 200 кВт 1480 оборотів в хвилину можуть йти з неякісними корпусами з пресованого порошку вторинного металу, це набагато гірше!
- Підшипники - визначають віброшумові показники, стійкість до поздовжніх навантажень, вібрації, ударів.
- Електрика і ізоляція - низька якість ізоляції і просочення обмотки в дешевих моторах, може привести до короткого або міжвиткового замикання. Також поширене оплавлення ізоляції вивідних кінців і замикання в клемній коробці низькоякісних двигунів.

Таблиця 2 – параметри електродвигуна

Тип електродвигуна	АИР315М4
Номінальна потужність	200 кВт
Номінальна частота обертання, об/хв	1500
Номінальний струм	360 А
ККД, %	94,9
Напруга живлення	Трифазне, 380/660 вольт
Співвідношення моментів струму Мп / Мн	2,1
Співвідношення моменту сили Мmax / Мн	2,2
Відношення струму Іп / Ін	6,9
Момент інерції кг· м ²	4,82
Діаметр вала, мм	90
Маса двигуна, кг	1200

Висновки:

У пункті 7 були проведені розрахунки для вибору двигуна. З потужністю $N_{ед}=191,76$ кВт та відомою частотою обертання 1500 об/хв, обрала вибухозахищений асинхронний трифазний електродвигун АИР315М4.

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Охорона праці

8.1 Метеорологічні умови у виробничих приміщеннях. Нормування параметрів мікроклімату.

Мікроклімат виробничих приміщень — це умови внутрішнього середовища цих приміщень, що впливають на тепловий обмін працюючих з оточенням. Як фактор виробничого середовища, мікроклімат впливає на теплообмін організму людини з цим середовищем і, таким чином, визначає тепловий стан організму людини в процесі праці.

Згідно з [6] виділяють такі вимоги до параметрів мікроклімату:

- Температура повітря
- Відносна вологість повітря
- Швидкість руху повітря
- Інтенсивність теплового опромінення
- Температура поверхні

Для робочої зони виробничих приміщень встановлюються оптимальні та допустимі мікрокліматичні умови з урахуванням на скільки важка виконувана робота та період року. При одночасному виконанні робіт різної важкості показники мікроклімату повинні встановлюватись з урахуванням найбільш чисельної групи працівників.

8.1.1 Оптимальні умови мікроклімату

- Встановлюються для постійних робочих місць
- Показники температури повітря в робочій зоні по висоті та по горизонталі, а також протягом робочої зміни не повинні виходити за межі нормованих величин оптимальної температури для даної категорії робіт
- Температура внутрішніх поверхонь робочої зони (стіни, підлога, стеля), технологічного обладнання зовнішніх поверхонь технологічного устаткування, охолоджуючих конструкцій не повинна виходити більш ніж 2°C за межі оптимальних величин температури повітря для даної категорії робіт

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- При виконанні робіт операторського типу, пов'язаних з нервово-емоційним напруженням в кабінетах, пультах та постах керування технологічними процесами, в залах обчислювальної техніки та інших приміщеннях повинні дотримуватися оптимальна умови мікроклімату (температура повітря 22-24°C, відносна вологість 60-40%, швидкість руху повітря не більш 0,1 м/сек.)

Таблиця 3 - Оптимальні величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху, м/с
Холодний період року	Легка 1а	22-24	60-40	0,1
	Легка 1б	21-23	60-40	0,1
	Середньої важкості IIа	19-21	60-40	0,2
	Середньої важкості IIб	17-19	60-40	0,2
	Важка III	16-18	60-40	0,3
Теплий період року	Легка 1а	23-25	60-40	0,1
	Легка 1б	22-24	60-40	0,2
	Середньої важкості IIа	21-23	60-40	0,3
	Середньої важкості IIб	20-22	60-40	0,3
	Важка III	18-20	60-40	0,4

8.1.2 Основні вимоги до засобів нормалізації мікроклімату та теплозахисту

Нормалізація несприятливих мікрокліматичних умов виконується за допомогою комплексу заходів та способів, які включають: будівельно-планувальні, організаційно-технологічні та інші заходи колективного захисту. Для профілактики перегрівань та переохолоджень робітників використовуються засоби індивідуального захисту, медико-біологічні тощо.

Нормовані параметри мікроклімату на робочих місцях повинні бути досягненні, в першу чергу, за рахунок раціонального планування виробничих приміщень і оптимального розміщення в них устаткування з тепло-, холоду- та волого виділеннями.

У приміщеннях в яких значну площу займають засклені поверхні, передбачаються заходи захисту від перегрівання при попаданні прямих сонячних променів в теплий період року та від радіаційного охолодження — в зимовий.

У виробничих приміщеннях де недостатньо тепла, використовують природну вентиляцію (аерацію). Аераційні ліхтарі та шахти розташовують над основними джерелами тепла на одній осі. У разі неефективності аерації встановлюють механічну загально обмінну вентиляцію. Якщо в наявності є одиничні джерела тепловиділень то оснащують обладнання місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін.

У замкнутах і невеликих за об'ємом приміщеннях використовують системи кондиціонування повітря з індивідуальним регулюванням температури та об'єму повітря, що подається.

При умові якщо неможливо технічними засобами забезпечити допустимі гігієнічні нормативи опромінення на робочих місцях, використовуються засоби індивідуального захисту (ЗІЗ) — спецодяг, спецвзуття, ЗІЗ для захисту голови, очей, обличчя, рук.

В залежності від призначення розрізняють такі ЗІЗ:

- для постійної роботи в гарячих цехах — спецодяг
- для захисту ніг від теплового випромінювання, іскор і бризок розплавленого металу, контакту з нагрітими поверхнями — взуття шкіряне спеціальне для працюючих в гарячих цехах;
- для захисту рук від опіків — рукавиці суконні, брезентові, комбіновані з надолонниками з шкіри та спилку;
- для захисту голови від теплових опромінь, іскор та бризок металу - повсякний капелюх, захисна каска з підшоломником, каски текстолітові або з полікарбонату;
- для захисту очей та обличчя - щиток теплозахисний сталевара, з прикладними для нього захисними окулярами із

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

світлофільтрами, маски захисні з прозорим екраном, окуляри захисні, козиркові з світофільтрами;

8.1.3. Загальні вимоги до методів вимірювання параметрів мікроклімату та їх оцінки

- Вимірювання параметрів мікроклімату проводяться на робочих місцях і в робочій зоні на початку, в середині та в кінці робочої зміни. При коливаннях мікрокліматичних умов, пов'язаних з технологічним процесом та іншими причинами, вимірювання проводяться з урахуванням найбільших і найменших величин термічних навантажень протягом робочої зміни.
- Вимірювання здійснюються не менше 2-х разів на рік (теплий та холодний періоди року) у порядку поточного санітарного нагляду, а також при прийманні до експлуатації нового технологічного устаткування, внесенні технічних змін в конструкцію діючого устаткування, організації нових робочих місць тощо.
- При проведенні вимірювання в холодний період року температура зовнішнього повітря не повинна бути вищою за середню розрахункову температуру, в теплий період - не нижчою за середню розрахункову температуру, що приймається для опалення та кондиціонування за оптимальними та допустимими параметрами.
- Вимірювання параметрів мікроклімату на робочих місцях проводяться на висоті 0,5 - 1,0 м від підлоги - при роботі сидячи, 1,5 м від підлоги - при роботі стоячи.
- Температура та відносна вологість повітря вимірюються приладами, заснованими на психрометричних принципах. Можливе використання тижневих і добових термографів і гігрографів.
- Швидкість руху повітря вимірюється анемометрами ротаційної дії. Малі величини швидкості руху повітря (менше 0,3 м/сек.), особливо при наявності різноспрямованих потоків,

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

вимірюються електроанемометрами, циліндричними або кульовими кататермометрами.

- Температура поверхонь огороджуючих конструкцій (стін, стелі, підлоги) або обладнань (екранів і т. ін.), зовнішніх поверхонь технологічного устаткування вимірюються приладами, що діють за принципом термоелектричного ефекту.

Висновки:

Мікроклімат у приміщеннях є дуже важливим фактором для робітників, адже він впливає на теплообмін організму людини з цим середовищем і, таким чином, визначає тепловий стан організму людини в процесі праці. Для приміщень де недостатньо тепла, необхідні додаткові джерела тепла. Для гарячих цехів, необхідний спец одяг. Також важливо хоча б 2 рази на рік (в теплий та холодний період) вимірювати параметри мікроклімату.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Економіка

Організація виробничих процесів у просторі. Основні критерії, методи, підходи.

Організація виробництва – це комплекс заходів, які спрямованні на раціональне поєднання процесів праці з речовинними елементами виробництва в просторі й часі[7].

Організація виробництва охоплює всі складові виробничої системи, аспекти її виробничо-господарської діяльності та включає:

- організацію праці робітників підприємства;
- організацію виробничих процесів у часі і просторі;
- організацію допоміжних цехів і обслуговуючих господарств підприємства;
- організацію контролю якості продукції;
- організацію технічного нормування праці;
- організацію управління.

Організація виробничого процесу в просторі забезпечується виробничою структурою фірми і її взаємодією з організаційною структурою.

Фактори, що впливають на виробничу структуру фірми:

- Чисельність персоналу;
- Конструктивно-технологічні особливості продукції, що випускається та її номенклатура;
- Обсяг випуску продукції та її трудомісткість;
- робота з іншими фірмами;
- Характер використовуваного виробничого обладнання;
- Кваліфікація працівників.

Основна структурна виробнича одиниця фірми - це цех: це організаційно відособлений підрозділ підприємства, що складається з низки виробничих і допоміжних ділянок та обслуговувальних ланок.

Види цехів:

- Основні цехи - займаються виготовленням продукції для реалізації і поділяються на заготівельні, обробні та складальні;

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

- Допоміжні цехи забезпечують безперебійну роботу основних цехів;
- Обслуговуючі цехи займаються зберіганням продукції, транспортуванням сировини, виготовленням тари та ін.;
- Побічні цехи займаються утилізацією та переробкою відходів, виробництвом ширвжитку та ін.

Формування виробничих підрозділів підприємства у просторі відбувається переважно за двома напрямками спеціалізації:

- за однорідністю виконуваних ними технологічних процесів (технологічна спеціалізація), тобто виробничі дільниці формуються у вигляді певної групи технологічно однорідних робочих місць (машин);
- на основі технологічної послідовності операцій виготовлення виробів (предметна спеціалізація), тобто виробничі дільниці формуються з певної кількості технологічно різнорідних робочих місць (машин), які встановлюються відповідно до послідовності операцій виробничого процесу.

Побудова раціональної виробничої структури фірми здійснюється в наступному порядку:

- Встановлюється число цехів і дільниць, що забезпечують заданий випуск продукції;
- Розраховуються площі для кожного цеху і складу, визначається їх місце розташування в генеральному плані фірми;
- Плануються всі транспортні зв'язки всередині фірми;
- Намічаються найкоротші маршрути пересування предметів праці по ходу виробничого процесу.

Основні напрямки розвитку виробничої структури:

- Укрупнення і розукрупнення фірми і її цехів;
- Пошук раціонального співвідношення між основними, допоміжними і обслуговуючими цехами;
- Швидка зміна виробничого профілю в умовах ринкової економіки;
- Вдосконалення спеціалізації і кооперування;
- Розвиток комбінованого виробництва;

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Досягнення конструктивно-технологічної однорідності продукції в результаті широкої уніфікації та стандартизації.

Організаційна структура - це сукупність виробничих ланок і впорядкованих потоків ресурсів у виробничій системі, а також органів управління та їх певний взаємозв'язок, які забезпечують досягнення стратегічних цілей підприємства.

Першим кроком при формуванні організаційної структури є розподіл організації на підрозділи або департаменти, про які говорилось вище.

Другим кроком у формуванні організаційної структури є встановлення кількості підрозділів, які входять до структури, та їх обов'язків.

Основні ланки організаційної (управлінської) структури.

1 рівень: директор, який керує фірмою за допомогою апарату управління. Директор може бути як власником, так і найманим працівником. У нього є заступники, кожен з яких керує частиною роботи з управління виробничим процесом.

2 рівень: начальник цеху відповідає за роботу цеху і керує ним за допомогою цехового апарату управління, куди входять бюро: планово-диспетчерське; технічне; праці та заробітної плати та ін.

3 рівень: начальник дільниці в цеху (старший майстер) організує виробництво на ділянці. Йому підпорядковані змінні майстри.

Основні напрямки розвитку організаційної структури:

- Ефективне управління інвестиціями і технологіями для найкращого використання виробничих ресурсів;
- Ефективна організація спільної діяльності персоналу, включаючи розподіл завдань по конкретним виконавцям і термінам, і контроль виконання;
- Розвиток соціального боку, забезпечує ефективну роботу системи (раціональна оплата праці, просування працівників по службі і т.д.);
- Забезпечення мобільності та адаптивності структури до змін.

Шляхи поліпшення організації виробничого процесу в просторі:

- Регламентация управління організаційної і виробничою структурою;
- Вдосконалення системи менеджменту фірми;
- Інноваційний характер розвитку фірми;

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Орієнтація процесів на якість;
- Застосування сучасних методів управління персоналом;
- Ранжування об'єктів управління;
- Автоматизація процесів.

Висновки:

Першим кроком для формування організаційної структури, це розподіл організації на підрозділи. Другим кроком є встановлення кількості підрозділів та їх обов'язки. Для поліпшення організації виробничого процесу в просторі необхідно: орієнтувати процеси на якість, застосовувати сучасні методи управління персоналом, максимально автоматизувати процеси, вдосконалили систему менеджменту фірми.

					131.11BP.000.00 ПЗ	Лист
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

В бакалаврській роботі була розроблена змінна частина насоса ЦНС 315-189 з параметрами $H=190$ м, $Q=250$ м³/год. Розраховано величину осьової сили, що становить $T=2424,77$ Н. Дана сила спрямована в сторону всмоктування і виникає в результаті несиметричності направляючого апарату. Також розраховано радіальну силу $R=1673,04$ Н, яка виникає у результаті несиметричності потоку на нерозрахованих режимах у відвідних патрубках.

В наступних розділах розглянуто причину виникнення кавітації у відцентрових насосах типу ЦНС; розраховано шпонки які з'єднують косело с валом, так напівмуфту з валом; підібрано роликопідшипники радіальні, двохрядні, типу SKF 22320 EMW33; в якості кінцевого ущільнення було обрано торцеве ущільнення, яке забезпечує герметичність насоса. Згідно з потужністю насоса, та частотою обертання, обрала вибухозахищений асинхронний трифазний електродвигун АИР315М4. У розділі охорони праці було розглянуте питання мікроклімату у виробничих приміщеннях. У розділі економіки було розглянуто питання «Організація виробничих приміщень у просторі»

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список літератури

1. Колісниченко Е.В., Панченко В.О. Методичні вказівки до виконання курсового проекту зі спеціальності «Розрахунок та проектування консольного насоса з використанням теорії подібності». – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 37 с.
2. Ржебаєва Н.К., Ржебаєв Е.Є. «Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. - 220 с.
3. Лопастные насосы: Справочник (Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А.)
4. Чернавский А.С. «Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие» / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцев – 3-е изд. Стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», - 2005. – 416 с.
5. Асинхронні електродвигуни [Електронний ресурс]–
Режим доступу:
https://xn--80aqy.com.ua/katalog_elektrovdigatelei_air/
6. ДСН 3.3.6-042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень / ДСН 3.3.6-042-99. – 1999.
7. ДСТУ 2960-94. Організація промислового виробництва. Основні поняття. Терміни та визначення / ДСТУ 2960-94. – 1996.
8. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / Ломакин., 1966. – 364 с.
9. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы / Пфлейдерер К., 1937. – 497 с
10. Кондусь В. Ю., Котенко О.І. Лопатеві насоси / Кондусь В. Ю., 2021.
11. Луговая С. О. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СМЕННЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ПРИ СОЗДАНИИ УНИФИЦИРОВАННОГО РЯДА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ / Луговая С. О., 2009.

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. ГОСТ 22247-96 НАСОСЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОНСОЛЬНЫЕ ДЛЯ ВОДЫ. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАЗМЕРЫ. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ. МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ <http://www.agrovodcom.ru/gost/gost4.html>
13. ДСТУ 3974-2000 Система разработки и постановки продукции на производство. Правила выполнения опытно-конструкторских работ. Общие положения http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=67207
14. ДСТУ ГОСТ 6134:2009 Насоси динамічні. Методи випробування http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=63379

					131.11ВР.000.00 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64