

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ ТА
ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ ГІДРОАЕРОМЕХАНІКИ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему

**“ Проєктування перспективного вільновихрового насоса типу
СВН 25-25 для потреб перекачування патоки цукрових
підприємств ”**

зі спеціальності 131 “Гідравлічні машини, гідроприводи та
гідропневмоавтоматика”

Виконавець роботи

Бражнік Богдан Анатолійович

прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дата

Науковий керівник

асистент

науковий ступінь, вчене звання

Кондусь В.Ю.

прізвище, ім'я, по батькові

підпис, дат

Суми – 2022

Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Спеціальність 6.131 – «Прикладна механіка»
Освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки

_____ Сотник М.І.
«___» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

До випускної роботи бакалавра студента

Бражніка Богдана Анатолійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проектування перспективного вільновихрового насоса типу СВН 25-25 для потреб перекачування потоку цукрових підприємств

(Designing of the perspectivatorque-flow pump type SVN 25-25 for needs of molasses pumping of sugar enterprises).

2. Термін здачі студентом закінченої роботи – до 17.06.2022 р.

3. Вихідні дані до проекту:

подача $Q = 25 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $= 25 \text{ м}$, густина рідини $\rho = 1075 \text{ кг/м}^3$.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):

4.1 Обґрунтування вибору конструктивної схеми насоса

4.2 Конструктивні розрахунки проточної частини насоса (визначення основних геометричних параметрів проточної частини)

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

4.4 Розрахунки насоса на кавітацію

4.5 Визначення робоздатності складальних одиниць та деталей насоса (розрахунок реакцій на опорах вала; розрахунок довговічності підшипників; розрахунок шпонкових з'єднань)

4.6 Вибір кінцевих ущільнень

4.7 Розрахунки з вибору електродвигуна

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Складальне креслення насоса (А1), складальне креслення агрегату (А1),
креслення робочого колеса (А1), теоретичне креслення відводу (А1)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Найменування етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна відомості щодо роботи тевих насосів на забруднену воду	до 15.04.2021	консультант – ерівник роботи
2	Вибір конструктивної схеми насоса		
3	Опис конструкції обраного насоса		
4	Виконання розділу з охорони праці	до 20.04.2021	
5	Виконання економічного розділу		
6	Оформлення звіту з практики		
7	Конструктивні розрахунки проточної ини насоса	до 26.04.2021	
8	Складальне креслення насоса	до 03.05.2021	
9	Розрахунки з вибору електродвигуна	до 10.05.2021	
10	Розрахунок кінцевого ущільнення	до 17.05.2021	
11	Розрахунки на міцність		
12	Розрахунки з вибору підшипників		
13	Креслення робочого колеса	до 24.05.2021	
14	Створення 3Dмоделі робочого колеса		
15	Теоретичне креслення відводу	до 31.05.2021	консультант – ерівник роботи
16	Складальне креслення насосного гату	до 07.06.2021	
17	Оформлення РПЗ та графічних ріалів	до 14.06.2021	
18	Захист роботи	з 27.06.2021 до 30.06.2021	

Дата видачі завдання – «01» квітня 2021 р.

Студент

(підпис)

Бражнік Б.А.

(прізвище, ініціали)

Керівник

(підпис)

Кондусь В.Ю.

(прізвище, ініціали)

Зміст

Технічне завдання	
Реферат	
Вступ	
1 Вибір конструктивної схеми	6
2 Опис конструкції вибраного насосу	10
3 Модельний розрахунок проточної частини	13
4 Розрахунок гідродинамічних сил	18
4.1 Осьові сили, що діють на ротор	
4.2 Визначення радіальної сили	
4.3 Врівноваження осьової сили	
5 Розрахунок на кавітацію	23
6 Розрахунок вибору приводу насоса	24
6.1 Вибір електродвигуна	
6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики	
7 Розрахунок на міцність	30
7.1 Розрахунок конструкції вала	
7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала	
7.2.1 Вибір типу ущільнення	
7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільнення	
7.3 Розрахунок вала	
7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах	
7.3.2 Наближений розрахунок вала	
7.3.3 Перевірочний розрахунок вала	
7.4 Розрахунок шпонкового з'єднання	
7.4.1 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з робочим колесом	
7.4.2 Розрахунок на міцність з'єднання шпонки вала з напівмуфтою	
7.5 Вибір муфти крутного моменту	
7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність	
8 Розділ з охорони праці	50
Висновки	64
Список літератури	66

Реферат

Пояснювальна записка: 64 с., 22 рисунків, 7 таблиць, 13 літературних джерел.

Тема випускної роботи бакалавра «Розроблення вільновихрового насоса з параметрами: подача $Q=25\text{м}^3/\text{год}$; напір $H=25\text{м}$.».

Графічні матеріали – 2 листи формату А1: монтажне креслення електронасосного агрегату,; складальне креслення вільновихрового насоса СВН 25/25.

Мета роботи – розробка вільновихрового насоса СВН 25/Відповідно до поставленої мети було виконано:

- Розрахунок РК
- визначено гідродинамічні сили, що діють на рото насоса;
- розвантаження осьової сили шляхом використання радіальних лопаток-імпеллерів;
- розрахунки вала на міцність;
- розрахунки сальникового ущільнення, шпонок, муфти крутного моменту;
- кавітаційні розрахунки насоса;
- підбір електродвигуна;
- розрахунки підшипників на довговічність;
- розділ охорони праці.

Ключові слова: ВІЛЬНОВИХРОВИЙ НАСОС, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, НАПІВВІДКРИТЕ РОБОЧЕ КОЛЕСО, КІЛЬЦЕВИЙ ВІДВІД, ВІЛЬНА КАМЕРА, ГІДРОДИНАМІЧНІ СИЛИ, МІЦНІСТЬ, МОДЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК.

1. Вибір конструктивної схеми насоса

Темою дипломного проекту є: проектування лопатевого насоса при роботі на забруднену воду. Проаналізувавши типи насосів було прийнято рішення вибрати насос СВН, так як він найбільше задовільне наші потреби. Вільно вихрові насоси одні з найпоширеніших типів насосів, які пристосовані для перекачування рідин що містять гідросуміші, забруднених рідин , гази які містять тверді та волокнисті речовини.



Рисунок 1 – Вільновихровий насос

Конструкція СВН зі специфічною проточною частиною є найбільш підходящим і ефективним у порівнянні з другими типами насосів, при роботі на перекачування рідин з різними домішками. Вільновихрові насоси части застосовуються в господарстві для перекачування ґрунтових і стічних вод, також для гідротранспорту органічних добрив, у виробництві насоси використовують для перекачування сиропів, суспензій, соків та інших продуктів.

Перевагами даного типу насосів являється:

1. Проста конструкція та невелика вага
2. Висока надійність

3. Легкість в експлуатації
4. Довговічність роботи на гідросумішах

На сьогоднішній день велика кількість компаній нашої країни та країни Європи випускають вільно вихрові насоси, також ці компанії знаходять все більше способів застосування в різних галузях господарства та промисловості.

Одним з найголовніших пунктів вибору насосу є загальна вартість його життєвого циклу (LCC) він є основним показником економічного використання. Життєвий цикл насосу включає в себе: повну вартість насосного обладнання за весь час експлуатації (придбання і монтаж, ремонт і демонтаж насосної установки, витрати на обслуговування). Одне з головних завдань аналізу життєвого циклу полягає не в купівлі дешевого обладнання а в використанні найбільш надійного і енергоефективного обладнання з мінімальними експлуатаційними витратами.

Ключове значення в витратах мають статичні і динамічні витрати, так як вони мають ключове значення для ефективної і безперебійної роботи насоса. Ключове завдання полягає в тому щоб придбати таке обладнання яке буде енергоефективним і при цьому забезпечить мінімальні витрати на ремонт та обслуговування в процесі його використання.

Вільновихрові насоси почали вивчати у 50-х роках ХХ століття. В даний час широке поширення одержали три конструктивні схеми СВН: Wemco, Turo та Seka.

Конструкція насосу Wemco передбачає використання осьового підводу, тангенціального відводу та вільно вихрового робочого колеса, що розташоване у розточці корпусу насоса.

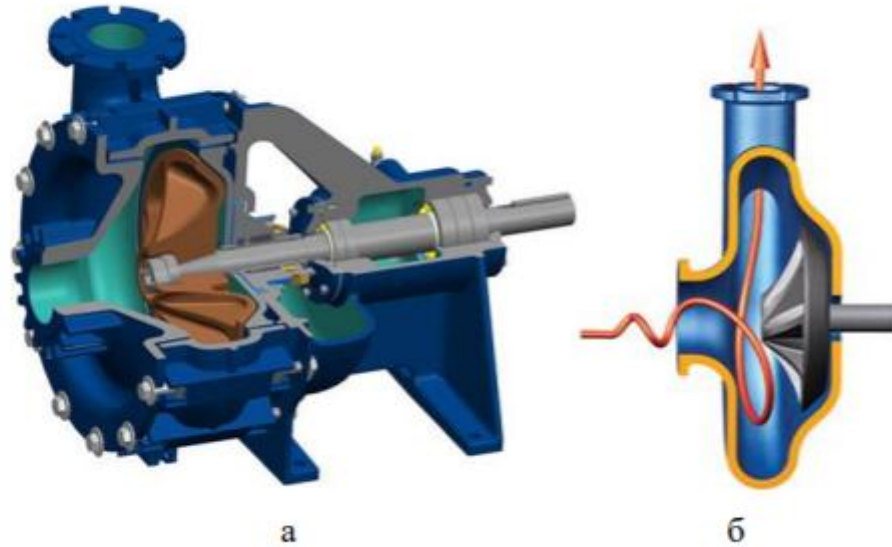


Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос «Wemco»

а) конструкція насосу; б) робочий процес

Також у насос має вільну камеру між робочим колесом, розташованим у ниші корпусу і передньою кришкою насоса. Робоче колесо виконане за типом робочого колеса гідромуфти, однак ці насоси забезпечують високу надійність при гідротранспортуванні матеріалів високої крупності. Провівши дослідження було виявлено, що гранична корисна потужність насосів типу «Wemco» досягається при колій швидкості насоса 26 м/с, що забезпечує напір близько 32 м. Як наслідок ККД даного типу насосів низький і не перевищує 35%.

Згодом за допомогою 170 випробувань, Е. Еггером було знайдено нове конструктивне рішення – вільно вихровий насос типу «Tigo», що відрізняється від «Wemco» розташуванням робочого колеса виключно у розточці корпусу. Це призвело до збільшення вільної камери, як наслідок збільшення взаємодії робочого колеса з рідиною. ККД даного типу насосів підвищилось до 50%

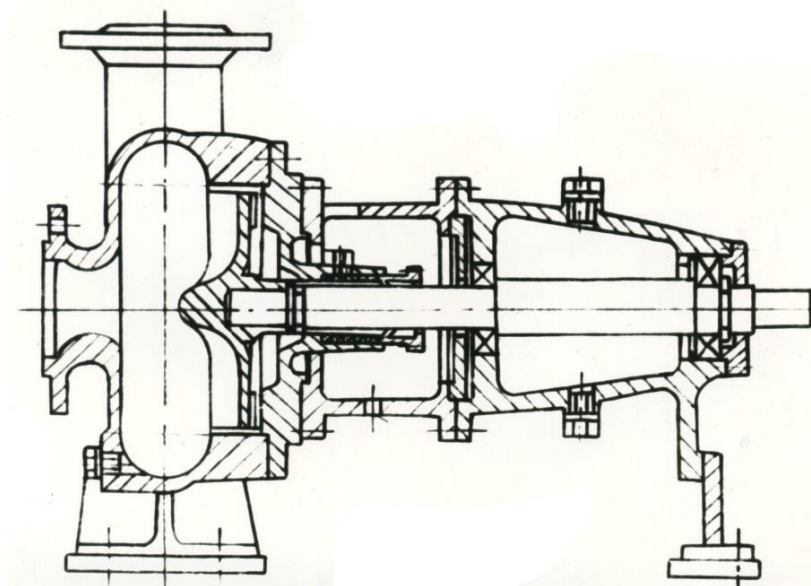


Рисунок 1.2 –Вільновихровий насос типу «Туро»

За основу насосу «Seka» було взято принцип висування робочого колеса з корпусу у вільну камеру, що приводить до збільшення напору і ККД насосу. Робоче колесо даного типу насосів не обмежується периферією і висунуте у вільну камеру, рідина що виходить з робочого колеса спрямована безпосередньо у відвід. Проте застосування цих насосів обмежено через можливе закупорення продуктом що перекачується, особливо при перекачуванні рідин що містять волокнисті речовини.

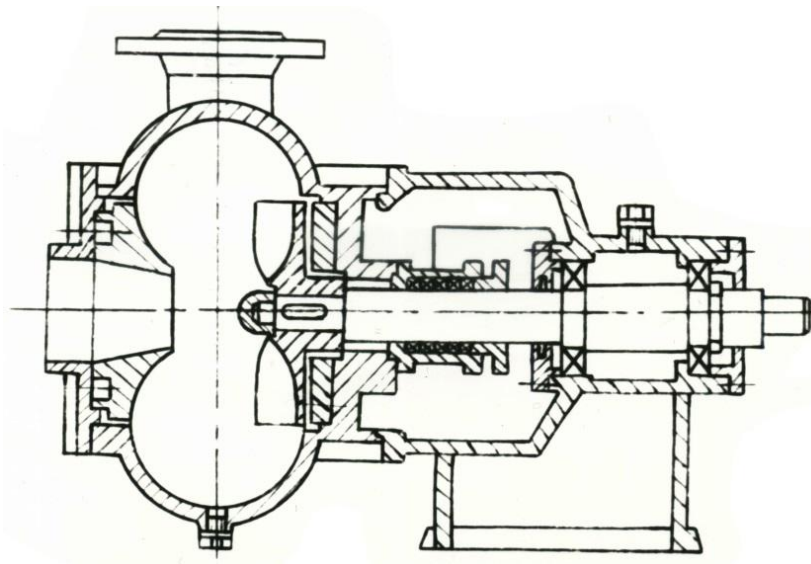


Рисунок 1.3 –Вільновихровий насос типу “Seka”

Розглянуті схеми вільно вихрових насосів являються основними, за цими схемами виготовляють вільновихрові насоси. Також ще існує декілька модифікованих варіантів.

Конструктивну схему насосу необхідно обирати з урахування умов використання та властивостей рідини що буде перекачуватися. Найбільш універсальним та широко використовуваним в країнах Європи конструктивна схема СВН «Tigo», який забезпечує мінімальне ушкодження продукту, що перекачується, і практичну незакупорюваність проточної частини при високій економічності.

2. Опис конструкцій вибраного насоса

Однією з особливостей вільно вихрових насосів є вільна камера перед робочим колесом.

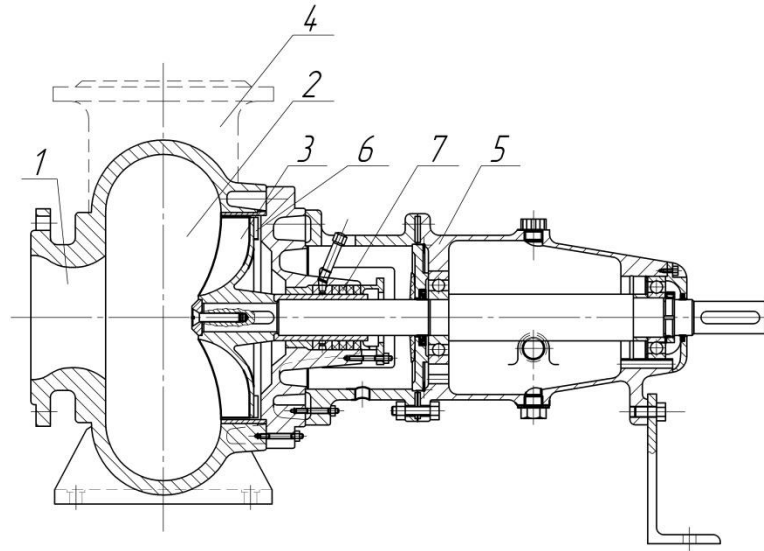


Рисунок 2.1 – Вільновихровий насос типу “Turo”

Якщо розглядати принцип дії даного насоса то він заключається в тому що: рідину зі всмоктуючого патрубку (1) надходить у вільну камеру (2), за якою розташоване робоче колесо (3) і під дією відцентрової сили переходить до його периферії. Одна частина рідини надходить у відвід а друга, повертається до входу в робоче колесо (РК) втрачаючи енергії. У вільній камері відбувається вихровий обмін між потоком що надходить зі всмоктувального патрубка і вихідним потоком з робочого колеса. При переміщуванні даних потоків, рідина у камері закручується в однаковому напрямку з напрямком руху РК і проходить у напірний патрубок (4).

Із цього виходить що РК даного типу насосу контактує не з усім продуктом транспортування, а тільки з його частиною. Тому ця особливість робочого процесу насосу привертає увагу спеціалістів, які звертають увагу на проблеми збереження транспортованих матеріалів і продуктів.

Насос має уніфіковану стійку (5). Осьове зусилля в насосі врівноважується за допомогою імпеллерів (6). Ротор насоса демонтується з боку з'єднувальної

муфти, виконаної із застосуванням проміжної проставки. У насосі також можуть використовуватися сальникові (7) або торцеві ущільнення. Проточна частина насоса може бути виготовлена з чавуну, бронзи, сталі, іноді її виготовляють за допомогою гумованої резини.

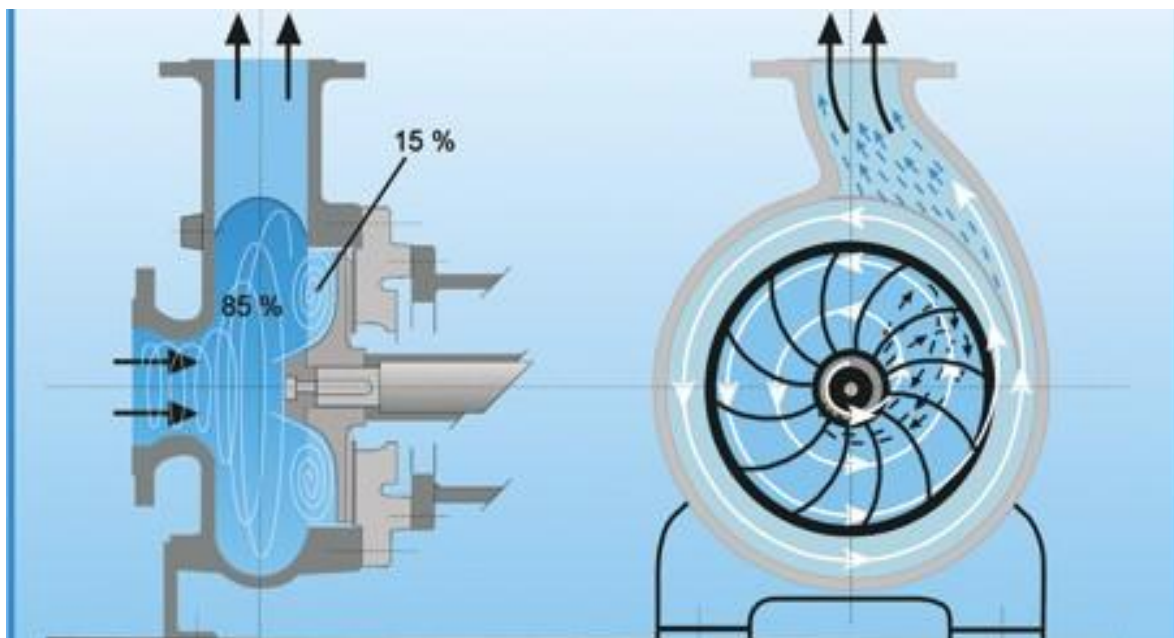


Рисунок 2.2 – Принцип роботи вільновихрового насоса типа «Туго»

Вільновихрові мають найчастіше використовують при необхідності перекачування рідини з великим вмістом абразивних і волокнистих включень і газоподібних бульбашок, окрім цього дані типи насосів використовують для перекачування промислових і побутових стоків. У цьому випадку насоси типу СВН забезпечують значно більшу довговічність та надійність роботи у порівнянні з відцентровими насосами що мають традиційну конструкцію, але СВН поступаються по ККД відцентровим насосам.

Окрім цього, СВН є набагато простішими у виготовленні, тому що лопаті їх робочих коліс являють собою плоскі пластини, а відводи, як правило, є кільцевими.

Також насоси даного типу мають високу надійність при перекачуванні газоподібних сумішей зі вмістом газу до 50%, великих абразивних включень розміром до 0,8 ширини вільної камери, висота всмоктування такого типу насосів досягає 8 м., а також СВН мало чутливі до кавітації. За своєю конструкцією СВН

одна з найпростіших і найдешевших, що може працювати на суміші рідини і газу, А також подача даного типу насосів менше залежить від протитиску мережі на яку працює.

Конструкція СВН з особливою проточною частиною є найбільш ефективною в порівнянні з іншими типами насосів при перекачуванні рідин з різними домішками.

3 Модельний розрахунок проточної частини насоса

Вихідні дані до виконання дипломного проекту.

Параметр	Значення	Одиниця вимірювання
Подача (Q)	25	м ³ /ГОД
Напір (H)	25	м
Густина рідини (ρ)	1075	кг/м ³
Частота обертання (n)	3000	об/хв

Таблиця 3.1 – Вихідні дані

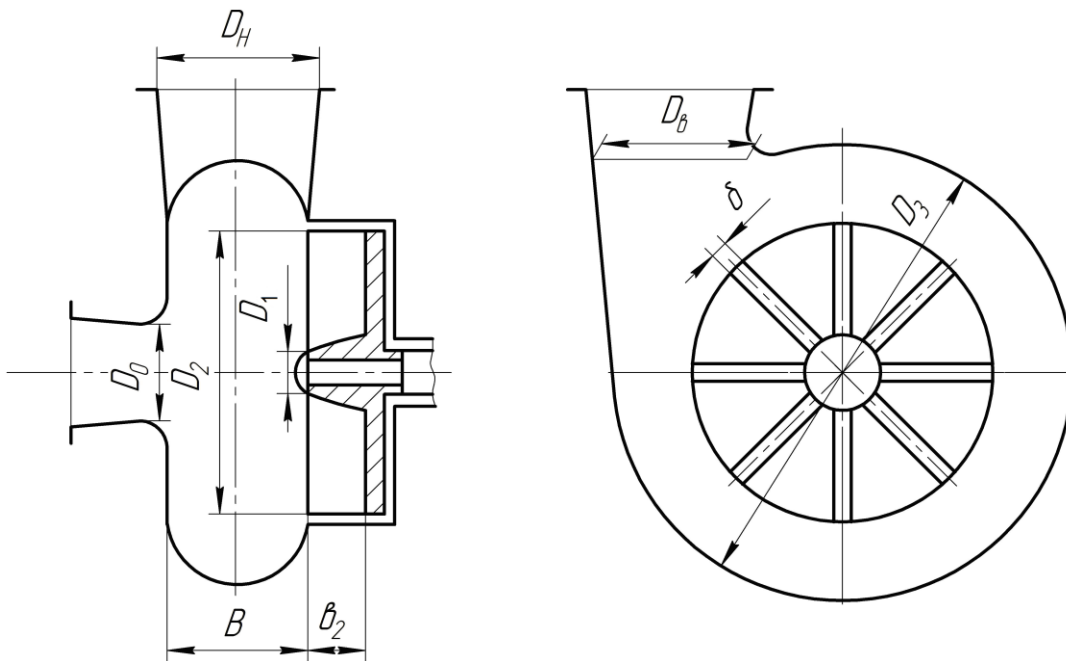


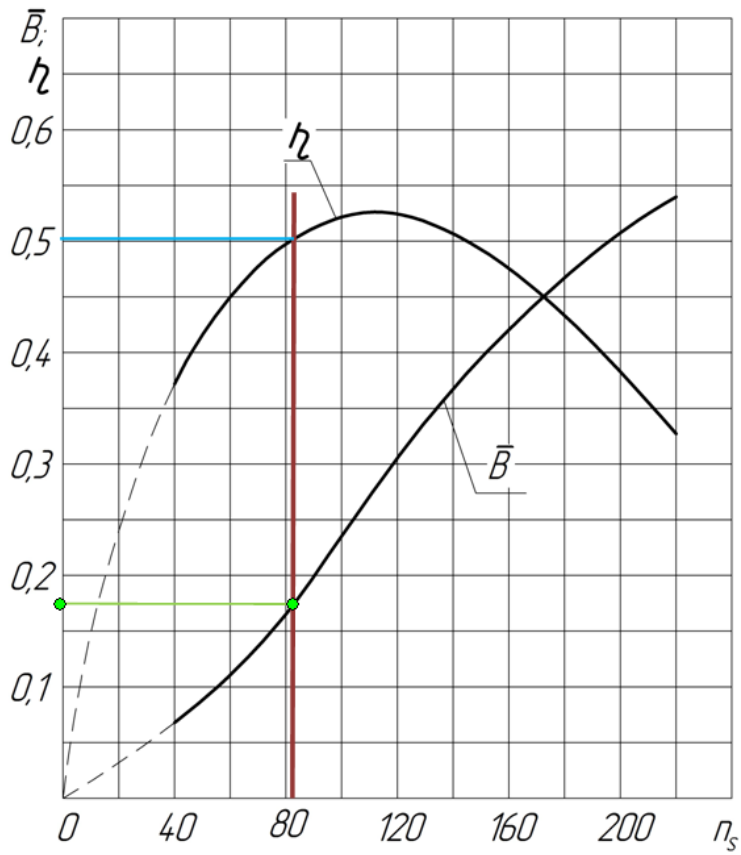
Рисунок 3.1 – Геометричні розміри проточної частини СВН типу "Туро"

1. Визначаємо коефіцієнт швидкохідності насоса.

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

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 3000 \cdot \sqrt{0,0069}}{25^{\frac{3}{4}}} = 81,35$$

2. Знаходимо КПД і відносну ширину вільної камери.



$$\eta = f(n_s) = 0,5 \quad \bar{B} = f(n_s) = 0,17$$

3. Задаємо співвідношення основних розмірів робочого колеса:

$$\bar{D}_1 = 200 \text{ (мм)} = 0,2 \text{ (м)}$$

$$\bar{b}_2 = 0,17$$

$$z = 10$$

$$\delta = 0,02$$

4. Знаходимо F_1 .

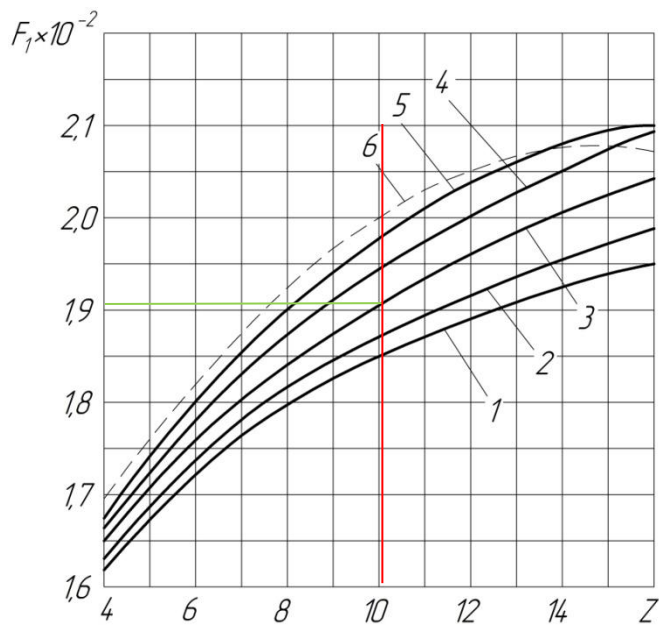


Рисунок 3.3 – Зависимость функции F_1 от числа лопаток РК при $\bar{D}_1 = 0,2$: 1 – $\bar{\delta} = 0,005$; 2 – $\bar{\delta} = 0,01$; 3 – $\bar{\delta} = 0,02$; 4 – $\bar{\delta} = 0,03$; 5 – $\bar{\delta} = 0,04$; 6 – $\bar{\delta} = 0,05$

$$F_1 = 1,91 \times 10^{-2}$$

5. За графіком знаходимо F_2 .

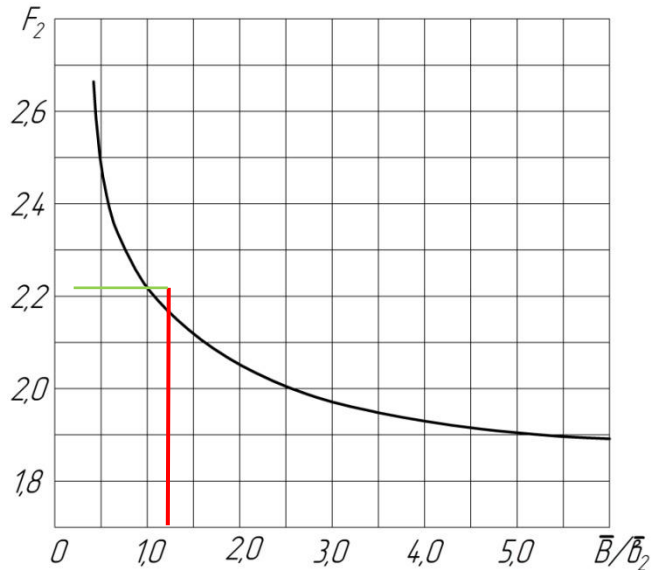


Рисунок 3.4 – Зависимость функции F_2 от отношения \bar{B}/\bar{b}_2

$$\frac{\bar{B}}{\bar{b}_2} = \frac{0,17}{0,17} = 1$$

$$F_2 = 2,21$$

6. Розраховуємо діаметр робочого колеса.

$$D_2 = \frac{A}{n} \times \sqrt{H}$$

$$\eta_{\text{мех}} = 0,95$$

$$K = 7,023 \times 10^{-3}$$

$$\eta = 0,52$$

$$A = \left[\frac{\eta_{\text{мех}}}{K \times \eta \times F_1 \times F_2} \right]^{1/2}$$

$$A = \left[\frac{0,95}{7,023 \times 10^{-3} \times 0,52 \times 1,91 \times 10^{-2} \times 2,21} \right]^{1/2} = 78,5$$

$$D_2 = \frac{78,5}{3000} \times \sqrt{25} = 0,131 \text{ м} = 131 \text{ мм.}$$

7. Знаходимо абсолютні розміри робочого колеса.

$$D_1 = \overline{D}_1 \times D_2 = 0,2 \times 131 = 26,2 \approx 26 \text{ мм}$$

$$b_2 = \overline{b}_2 \times D_2 = 0,17 \times 131 = 22,27 \approx 22 \text{ мм}$$

$$\delta = \overline{\delta} \times D_2 = 0,02 \times 131 = 2,62 \approx 3 \text{ мм}$$

8. Находимо ширину вільної камери.

$$B = \overline{B} \times D_2 = 0,17 \times 131 = 22,27 \approx 22 \text{ мм}$$

9. Приймаємо кільцевий відвід, основні геометричні розміри якого наступні.

$$D_3 = D_2 + B = 131 + 22 = 153 \text{ мм}$$

$$D_B = B = 22 \text{ мм}$$

$$D_{\text{яз}} = \overline{D}_{\text{яз}} \times D_2 = 1,3 \times 131 = 170,3 \approx 170 \text{ мм}$$

$$\overline{D}_{\text{яз}} = 1,3$$

10. Знаходимо діаметр входу в насос.

$$K_{V0} = (0,2 - 0,25) \times \left(\frac{n_s}{100} \right)^{2/3}$$

$$K_{V0} = 0,225 \times \left(\frac{81,35}{100} \right)^{2/3} = 0,196$$

$$V_0 = K_{V0} \times \sqrt{2gH}$$

$$V_0 = 0,196 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times 25} = 4,34 \text{ м/с}$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V_0}}$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \times 25}{3600 \times 3,14 \times 4,34}} = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм}$$

$$D_0 \geq B$$

11. Знаходимо потужність насосу в робочому режимі і підбираємо електродвигун

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

$$N = \frac{1075 \times 9,81 \times 25 \times 25}{1000 \times 3600 \times 0,52} = 3,52 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{зд}} = k \times N$$

$$k = 1,5$$

$$N_{\text{зд}} = k \times N = 1,5 \times 3,52 = 5,28 \text{ кВт}$$

За каталогом вибираємо електродвигун АИР 100 L2: $N=5,5$ кВт;
 $n_{\text{синх}}=3000$ об/хв; $\eta = 85,7 \%$

12. Розраховуємо діаметр вала. Мінімальний діаметр вала насосу.

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{N}{n} \times \frac{48960}{[\tau_{\text{сп}}]}}$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{3,52}{3000} \times \frac{48960}{45 \times 10^6}} = 0,011 = 11 \text{ мм}$$

Матеріал вала: Сталь 45, $[\tau_{\text{сп}}] = 45 \times 10^6 \text{ Па}$

d_s приймаємо з запасом: $d_s = 15 \text{ мм}$

4 Розрахунок гідродинамічних сил

На практиці часто виникає необхідність зміни початкових параметрів насосу до необхідних в процесі експлуатації, іноді має місце, коли робота вибраного насосу не відповідає розрахунковому режиму по подачі або напору. При цьому необхідно змінювати режим роботи насосу шляхом зміни його характеристик. Однією з можливих і часто застосованих методів зміни характеристики даного насосу є підрізка РК по зовнішньому діаметрі (D_2).

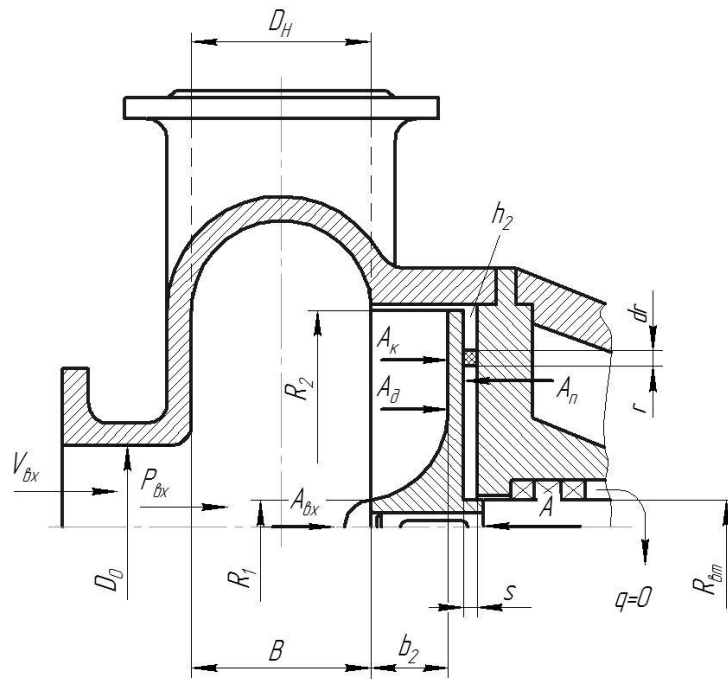


Рисунок 4.1 – Схема дії осьових сил в СВН

Для розрахунку використовуємо наступні геометричні розміри:

Зовнішній радіус робочого колеса $R_2 = 65,5$ мм;

Радіус входу в робоче колесо $R_1 = 13$ мм;

Радіус втулки $R_{вт} = 7,7$ мм

Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{n \cdot D_2^2}{\nu}$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м²/с. Для розрахунку приймаємо кінематичний коефіцієнт в'язкості для води при температурі $t = 0^\circ\text{C}$, який становить $\nu = 1,79 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$;

n – частота обертання ротора, об/с.

Підставляємо числові значення у формулу :

$$\text{Re} = \frac{3000 \cdot 0,131^2}{60 \cdot 1,79 \cdot 10^{-6}} = 0,48 \cdot 10^6$$

Отримане значення числа Рейнольдса знаходиться в діапазоні $0,4 \cdot 10^6 \leq \text{Re} \leq 1,3 \cdot 10^6$. Тому для розрахунку коефіцієнтів β та φ_r використовуємо наступні формули:

$$\beta = 0,407 + \frac{0,361 \cdot 10^6}{0,48 \cdot 10^6} = 1,159$$

$$\varphi_r = -0,105 + \frac{0,511 \cdot 10^6}{0,48 \cdot 10^6} = 0,959$$

Для визначення результуючої осьової сили знаходимо кутову швидкість ω та відносний радіус втулки $\overline{R_{\text{вт}}}$.

Кутова швидкість обертання ротора насоса визначається за формулою, с⁻¹:

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

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 3000}{30} = 314 \text{ с}^{-1}.$$

Відносний радіус втулки робочого колеса визначається за формулою:

$$\overline{R_{\text{вт}}} = \frac{R_{\text{вт}}}{R_2},$$

$$\overline{R_{\text{вт}}} = \frac{0,0077}{0,0655} = 0,118.$$

Результуюча осьова сила знаходиться за формулою, Н:

$$A = \pi \rho g H [\beta (R_2^2 - R_{\text{вр}}^2) - \phi_r (R_2^2 - R_1^2)] - \frac{\pi}{4} k^2 \rho R_2^4 \omega^2 (1 - \overline{R_{\text{вр}}^2})^2,$$

де $k = 0,486$

тоді

$$\begin{aligned} A &= 3,14 \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 18 \times \\ &\times [1,159 \cdot (0,065^2 - 0,0077^2) - 0,959 \cdot (0,065^2 - 0,013^2)] - \\ &- \frac{3,14}{4} \cdot 0,486^2 \cdot 1075 \cdot 0,065^4 \cdot 314^2 \cdot (1 - 0,118^2)^2 = -842,99 \text{ Н.} \end{aligned}$$

4.2 Визначення радіальної сили

Для насосів з кільцевим відводом радіальна сила визначається за формулою :

$$R = K_R \frac{Q}{Q_{\text{омт}}} \rho g H D_2 (b_2 + \Delta), \text{Н} \quad (4.5)$$

де $K_R \approx 0,2$ – експериментальний коефіцієнт;

Δ - товщина диска робочого колеса, м.

У насосах з кільцевими відводами максимальна радіальна сила виникає на режимах, близьких до режиму з подачею $Q = Q_{\text{омт}}$. У цьому випадку максимальна радіальна сила буде визначатися :

$$R = K_R \rho g H D_2 (b_2 + \Delta),$$

$$R = 0,2 \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 18 \cdot 0,131 \cdot (0,022 + 0,003) = 124,3 \text{ Н.}$$

4.3 врівноваження осьової сили

Врівноваження осьової сили є важливою умовою роботи здатності насоса. Якщо не виконувати розвантаження осьової сили, то зусилля, що діє на підшипники буде призводити до їх передчасного виходу зі строю.

Розвантаження осьового зусилля в проєктованому насосі пропонують виконувати за допомогою розвантажувальних лопаток. Лопатки збільшують окружну швидкість обертання рідини в пазусі і відповідно зменшують тиск на провідний диск.

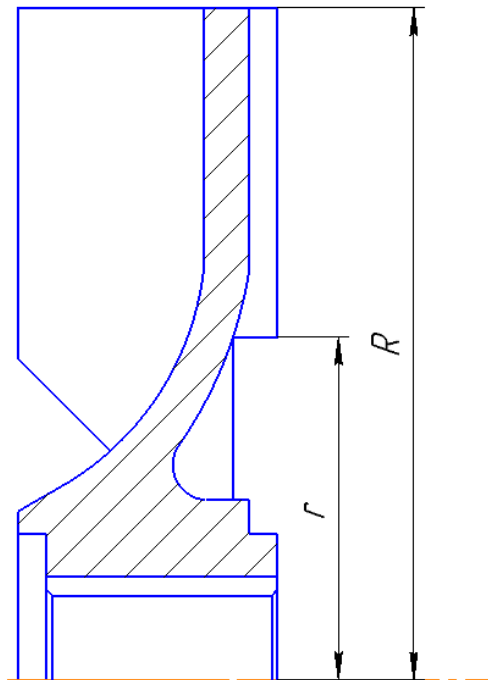


Рисунок 4.1 – Врівноваження осьової сили за допомогою розвантажувальних лопаток (імпелерів)

Недолік даного способу: оребріння призводить до значних втрат потужності на дисковий тертя, яка може бути визначена з виразу:

$$N_u = C \varphi^2 \rho \omega^3 R^5 \left[1 - (r/R)^5 \right]$$

де $C = 3,6 \cdot 10^{-4}$;

$$\varphi = 0,9;$$

R, r - відповідно зовнішній і внутрішній радіуси імпелерних лопаток.

Осьове зусилля, що врівноважується за допомогою імпелера, може бути визначено з виразу:

$$T_u = \frac{3}{8} \rho g \pi (R^2 - r^2) \frac{U_R^2 - U_r^2}{2g}$$

Отже, варіюючи значення R та r врівноважуємо відоме осьове ілля. В даному випадку для $R = 0,0655$ м, $r = 0,031$ м осьове зусилля, що новажується даним методом буде мати значення:

$$T_u = \frac{3}{8} \cdot 1075 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot (0,0655^2 - 0,031^2) \frac{18,85^2 - 8,8^2}{2 \cdot 9,81} = 586 \text{ Н}$$

Таким чином, залишкове осьове зусилля, яке створюється на розрахунковому режимі, становить:

$$T = A - T_u = -842,99 - 586 = -1428,99 \text{ Н};$$

Мінус показує, що напрямок залишкового осьового зусилля у сторону підшипників.

Втрати потужності на дискове тертя внаслідок використання імпелерів буде рівна:

$$N_u = 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,9^2 \cdot 1075 \cdot 314^3 \cdot 0,0655^5 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,031}{0,0655} \right)^5 \right] = 11,4 \text{ Вт}$$

Додаткові втрати потужності призводять до збільшення втрат на дискове тертя, і, як наслідок, зниження внутрішнього механічного ККД.

5 Розрахунок насоса на кавітацію

Розрахунок насоса на кавітацію проводять з визначенням кавітаційного коефіцієнта швидкохідності

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}},$$

де Δh - критичний кавітаційний запас для першого кавітаційного режиму, м.

Установлено, що вільновихрові насоси малочутливі до кавітації . Тому їх можна віднести до насосів з підвищеними кавітаційними властивостями $c = 1300 - 3000$.

Для подальших розрахунків приймаємо коефіцієнт швидкохідності $c = 3000$.

Для визначення мінімального кавітаційного запасу С.С. Руднев запропонував формулу :

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{c} \right)^{\frac{4}{3}},$$

$$\Delta h_{кр} = 10 \cdot \left(\frac{3000 \cdot \sqrt{0,0069}}{3000} \right)^{\frac{4}{3}} = 0,362 \text{ м.}$$

6 Розрахунки з вибору приводу

6.1 Вибір електродвигуна

Потужність насоса при роботі на номінальному режимі визначається за формулою:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$
$$N = \frac{1075 \cdot 9,81 \cdot 0,0069 \cdot 18}{0,48} = 2729 \text{ Вт}$$

У якості приводу насоса вибираємо електродвигун за таким параметром:

$$N_{\text{дв}} = kN, \text{ Вт}, \quad (6.2)$$

де $k = 1,1 - 1,3$ – коефіцієнт запасу.

$$N = 1,3 \cdot 2729 = 3547,7 \text{ Вт}.$$

За проведеними розрахунками обираю електродвигун АИР100S2 з параметрами:

- потужність $N_{\text{дв}} = 4 \text{ кВт}$;
- частота обертання $n = 3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Структура умовного позначення електродвигуна:

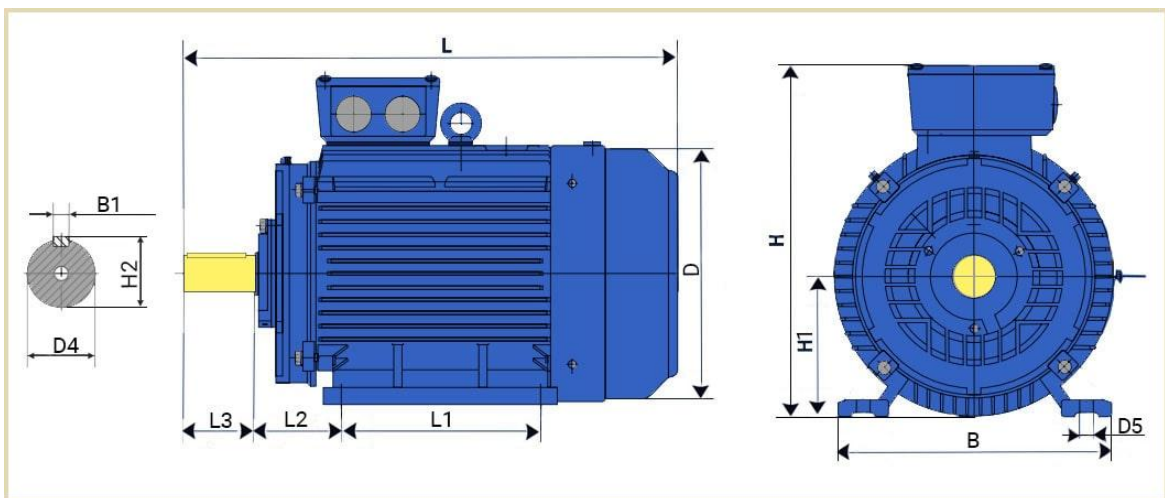
- А – асинхронний;
- И – уніфікована серія (И – Інтерелектро);
- Р – прив'язка потужностей до встановлювально-приєднувальних розмірів (Р – за РС 3031-71);
- 100 – габарит, мм;
- S – позначення довжини сердечника
- 2 – кількість полюсів
- У2 – кліматичне виконання (для помірного клімату).

Таблиця 6.1 – Технічні характеристики електродвигуна АИР132М2У2

Модель	Потужність	Напруга	Струм	Частота обертання	ККД	$\cos\varphi$	$\frac{M_{\max}}{M_H}$	$\frac{M_n}{M_H}$	$\frac{I_n}{I_H}$
	кВт								
АИР100S 2	4	220	8,2	3000	84,2	0,84	2,2	2,3	7,5
		380							



Рисунок 6.1– Зовнішній вигляд асинхронного електродвигуна АИР100S2



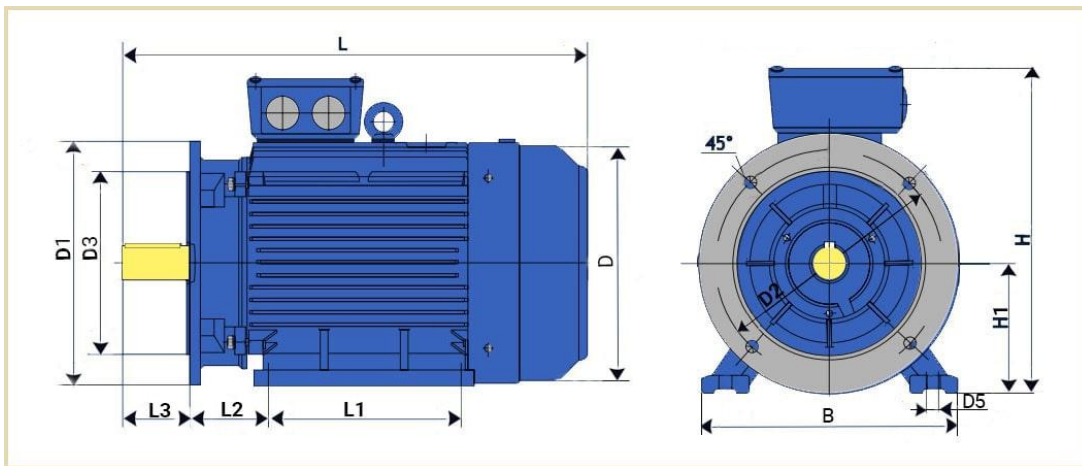


Рисунок 6.2– Габаритне креслення електродвигуна серії АІР

Размеры вала					Крепеж по лапам		
L3	D4	H2	B1	H1	B	D5	L1
60	28	31	8	100	205	12	112

Габариты корпуса				Крепеж по фланцу		
L	D	H	L2	D1	D2	D3
385	215	270	63	250	215	180

L3 – довжина валу; D4 – діаметр валу; H2 – висота валу зі шпонкою; B1 – розмір шпонки; H1 – висота до осі валу; B – ширина по лапам; D5 – діаметр отворів на лапах; L1 – по кріпленню лап; L – довжина мотору; D – діаметр корпусу; H – висота корпусу; L2 – відстань по кріпленням; D1 – діаметр фланцю; D2 – діаметр по отворам кріплення; D3 – діаметр торця фланця.

6.2 Розрахунок пускової моментної характеристики

Після вибору електродвигуна проводиться побудовання графіка залежності моменту опору агрегату від частоти обертання.

Графік залежності моменту опору будується за трьома точками:

- початкового моменту руху ($n_A = 0$ - точка А);
- мінімального моменту опору агрегату (точка В);
- повного розгону електродвигуна (n).

Початковий момент пуску агрегату ($n_A = 0$):

$$M_A = 0,21M_{\text{ном}}$$

де $M_{\text{ном}}$ – номінальний момент на валу електродвигуна, Н·м:

$$M_{\text{ном}} = \frac{N}{\omega}$$

Тому:

$$M_{\text{ном}} = \frac{3547,7}{314} = 11,29 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Звідси:

$$M_A = 0,21 \cdot 11,29 = 2,37 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна:

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

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

$$N_{max} = N_{дв}$$

$$N_{дв} = 4 \text{ кВт}$$

Звідси:

$$M_{max} = \frac{4 \cdot 10^3}{314} = 12,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Мінімальний момент опору відповідає точці В з координатами:

$$n_B = 0,3n_{ном}$$

де $n_{ном}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна, об/хв;

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

$$M_B = 0,03M_{max}$$

Отже:

$$M_B = 0,03 \cdot 12,74 = 0,38 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт параболі визначається за величиною моменту при повному розвороті двигуна:

$$k = \frac{M_{max}}{n^2},$$

$$k = \frac{12,74}{3000^2} = 1,4 \cdot 10^{-6}$$

За визначеним коефіцієнтом параболі проводиться розрахунок обертового моменту насоса для частот від $n = 0$ до n_{\max} :

$$M = kn^2.$$

Результати розрахунку заносяться до табл. 6.3.

Графік пускового моменту будують таким чином:

- за табл. 6.3 будують залежність $M = f(n)$
- точки $A(n_0; M_0)$ та $B(n_B; M_B)$ з'єднуються між собою відрізком;
- отримані криві спрягаються плавною кривою.

Таблиця 6.3 – Пускова момент на характеристика

$n, \text{об/хв}$	0	300	600	900	1200	1500	1800	2100	2400	2700	3000
$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	0,13	0,5	1,13	2	3,15	4,54	6,17	8,06	10,21	12,6

На рисунку 6.3 наведена пускова моментна характеристика насосного агрегату.

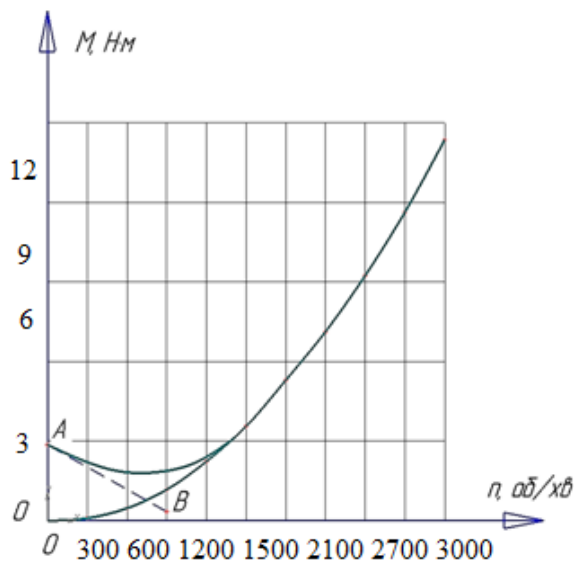


Рисунок 6.3 – Пускова моментна характеристика

7.1 Розрахунок конструкції валу

Для конструювання валу необхідно визначити його геометричні розміри. На рисунку 7.1 показані основні геометричні розміри валу.

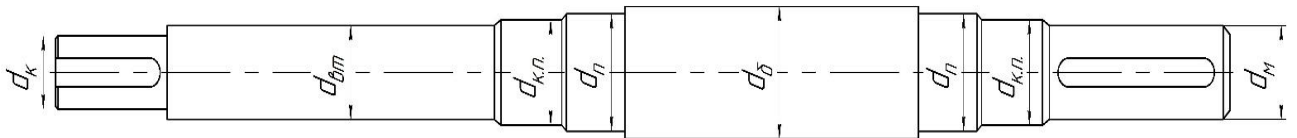


Рисунок 7.1 – Основні геометричні розміри валу

Діаметр посадочного місця робочого колеса визначаємо за формулою розрахунку на кручення, м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

де M_{\max} – момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна, Н · м;

$$[\tau] = (10 \div 30) \cdot 10^6 \text{ – дотичне напруження при крученні, Па.}$$

Для подальшого розрахунку дотичне напруження на кручення приймаємо $[\tau] = 20 \cdot 10^6$ Па.

Момент опору агрегату при повному розгоні електродвигуна визначається за формулою, Н · м:

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

де $N_{\max} = N_{\text{дв}}$ – максимальна потужність електродвигуна.

$$M_{\max} = \frac{4 \cdot 10^3}{314} = 12,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Підставивши числові значення у формулу :

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 12.74}{3.14 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,015 \text{ м.}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо $d_k = 0,02 \text{ м.}$

Діаметр під посадкове місце напівмуфти визначаємо за формулою:

$$d_m = 0,8 \div 1,2 d_{дв},$$

$$d_m = 1,2 \cdot 0,02 = 0,024 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр зі стандартного ряду $d_m = 25 \text{ мм.}$

Діаметр посадкового місця під захисну втулку за формулою, м:

$$d_{вт} = d_k + 0,01 = 0,02 + 0,01 = 0,03 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під захисну втулку $d_{вт} = 0,030 \text{ м.}$

Діаметр валу під манжет, розміщену на кришці підшипника визначаємо за формулою, м:

$$d_{к.п.} = d_m + (0,005 \div 0,01),$$

$$d_{к.п.} = 0,025 + 0,01 = 0,035 \text{ м.}$$

Діаметр під манжету приймаємо за ГОСТ 8752-79 , $d_{к.п.} = 35 \text{ мм.}$

Діаметр посадкової поверхні підшипника визначаємо за формулою:

$$d_n = d_{к.п.} + 2 \cdot t,$$

де $t = 0,003$ – висота буртика, м.

$$d_n = 0,035 + 2 \cdot 0,003 = 0,041 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр під підшипник $d_n = 40$ мм.

Діаметр буртика для упору підшипника, м:

$$d_6 = d_n + 3 \cdot r,$$

де r – координата фаски підшипника, що вибирається залежно від діаметра посадочної поверхні підшипника за таблицею 7.1.

Таблиця 7.1– Визначення координати фаски підшипника

d_n , мм	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
r , мм	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

Як видно з таблиці 7.1 координата фаски підшипника для діаметру посадкової поверхні під підшипник становить $r = 2,5$ мм.

$$d_6 = 0,04 + 3 \cdot 0,0025 = 0,048 \text{ м.}$$

7.2 Розрахунок кінцевого ущільнення вала

7.2.1 Вибір типу ущільнення

Зазвичай в насосах типу СВН застосовують ущільнення сальникового типу як показано на рисунку 7.2.

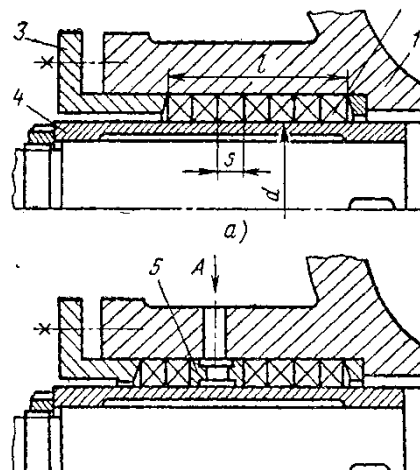


Рисунок 7.2 – Конструкція сальникового ущільнення

Ущільнення сальникового типу набули широкого застосування в насосах завдяки простоті їх конструкції. Як набивку найчастіше використовують паронітові шнури, скручені у кільця.

Сальникові ущільнення використовуються для тисків, що не перевищують 1,0 МПа. Для нормальної роботи сальникового ущільнення необхідно забезпечити змащування поверхонь, що труться та відведення тепла, що виділяється при терті. Тому затяжка набивного ущільнення повинна бути такою, щоб через нього було забезпечено протікання рідини у кількості 10 - 15 л/год. Затягування ущільнення до повного припинення протікань не допускається, тому що при цьому відбувається вигорання змазки ущільнення та пошкодження поверхонь, що контактують з набивкою.

7.2.2 Розрахунок потужності, споживаної в ущільненні

Товщина кільця набивки сальника, мм:

$$S = \sqrt{d},$$

де d – діаметр посадочного місця набивки сальника, мм.

Тоді

$$S = \sqrt{30} = 5,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $S = 5 \text{ мм.}$

Довжина сальникового ущільнення, мм:

$$L = i \cdot S,$$

де $i = 4 \div 6$ – кількість кілець набивки, шт.

Приймаємо $i = 4$ шт.

$$L = 4 \cdot 5 = 20 \text{ мм.}$$

Втрати потужності в сальнику:

$$N_c = \omega \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot p_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_2} \left(e^{-2\mu_2 \frac{L}{S}} - 1 \right),$$

де $r = \frac{d_{\text{врт}}}{2} + 0,7$ - радіус захисної втулки, см;

$\mu_1 = 0,01 \div 0,02$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні захисної втулки;

$\mu_2 \approx 0,5$ – коефіцієнт тертя набивки по поверхні корпусу;

$L = 20 \text{ см};$

$S = 0,54 \text{ см};$

$$p_0 = 1,02 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Таким чином:

$$r = \frac{3}{2} + 0,7 = 2,2 \text{ см}$$

Звідси:

$$N_c = 314 \cdot 3,14 \cdot 2,2^2 \cdot 0,54 \cdot 1,02 \cdot \frac{0,015}{0,5} \cdot \left(e^{-2 \cdot 0,5 \cdot \frac{20}{0,54}} - 1 \right) = 78 \text{ Вт}$$

7.3 Розрахунок вала

Основними задачами розрахунку валів є забезпечення об'ємної міцності, обмеження величини деформації згинання та кручення в найбільш небезпечному перерізі. Оскільки розрахунок та конструювання є процесами взаємозв'язаними, тому визначення необхідних розмірів виконується в три етапи. На першому – попередньому розрахунку – визначаються реакції, що діють в опорах вала. На другому етапі – наближеному – уточнюють основні розміри вала. На третьому - перевірному – визначають коефіцієнти запасу міцності, звіряють їх з допустимими та за необхідності вносяться корективи з метою приведення фактичних запасів міцності до допустимих.

7.3.1 Розрахунок реакцій в опорах

При роботі насоса в робочому колесі виникає неврівноважена радіальна сила $R_1 = R$, що сприймається підшипниками насоса, в результаті чого в опорах виникають реакції (R_2, R_3).

Реакції в опорах можна знайти використовуючи рівняння моментів відносно т. В і т. С.

Рівняння моментів відносно т. С:

$$\sum M_C = R_1(l_1 + l_2) - R_2l_2,$$

З наведеного рівняння можна знайти величину R_2 , Н:

$$R_2 = \frac{R_1(l_1 + l_2)}{l_2},$$

Звідки:

$$R_2 = \frac{124,3 \cdot (190 + 120)}{150} = 256,9 \text{ Н}$$

Рівняння моментів відносно т. В:

$$\sum M_B = R_1l_1 - R_3l_2.$$

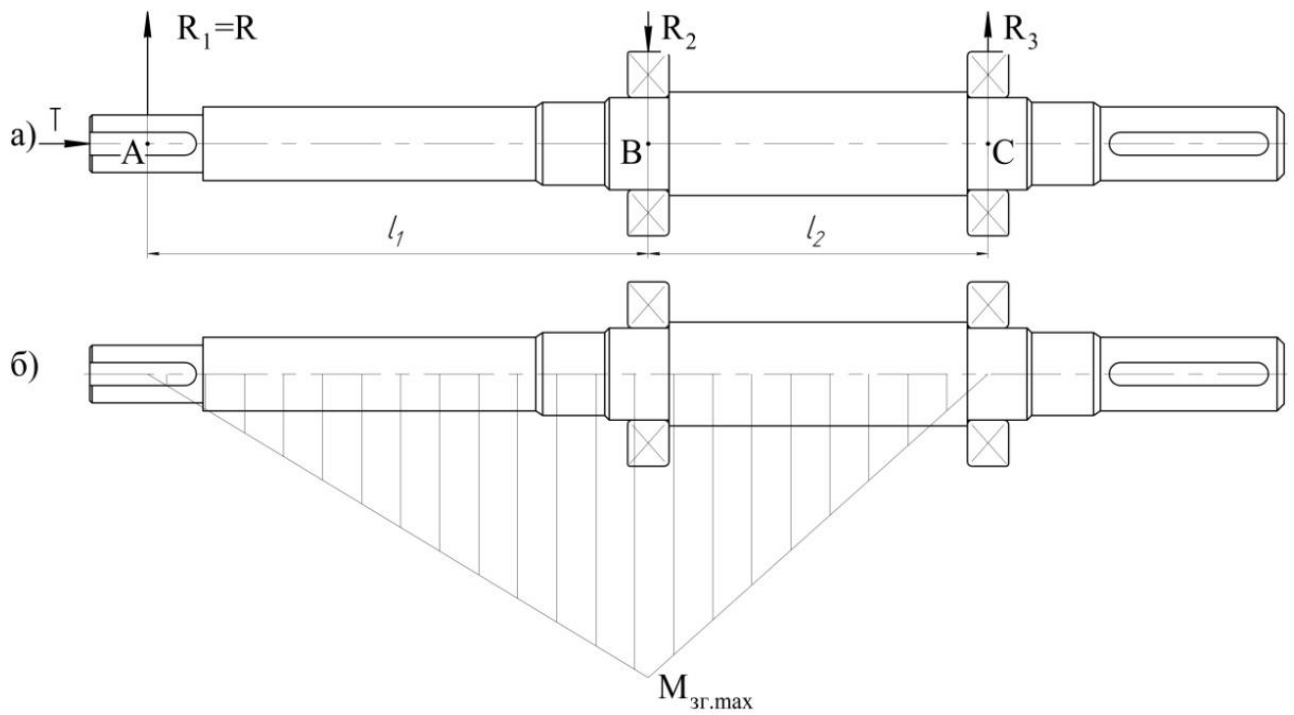


Рисунок 7.3 - Вал насоса:

а) схема навантаження; б) еюра згинальних моментів

З наведеного рівняння можна знайти величину R_3 , Н:

$$R_3 = \frac{R_1 l_1}{l_2}.$$

Таким чином:

$$R_3 = \frac{124,3 \cdot 190}{120} = 196,8 \text{ Н}$$

7.3.2 Наближений розрахунок вала

Еквівалентний момент в найбільш небезпечному перерізі, Н·м:

$$M_E = \sqrt{M_{зг.мах}^2 + 0,75M_{тмах}^2}$$

де $M_{зг.мах}$ – максимальний згинальний момент, Н·м.

$$M_{зг.мах} = R_1 l_1.$$

Звідси:

$$M_{зг.мах} = 124,3 \cdot 0,19 = 23,62 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Отже, еквівалентний момент рівний:

$$M_E = \sqrt{23,62^2 + 0,75 \cdot 12,74^2} = 26,07 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Діаметр вала в найбільш небезпечному перерізі, мм:

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_E}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

де $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

$$d_n \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{26,07}{0,1 \cdot 40}} = 18,7 \text{ мм}$$

Розрахований діаметр округлюється в більшу сторону до значення, кратного 5, приймаємо $d_{п} = 20$ мм. При конструюванні був обраний діаметр підшипника 40 мм. Розрахунок показує, що для даних розмірів робочого колеса діаметр вала під підшипник був би достатнім при його розмірі 20 мм.

7.3.3 Перевірочний розрахунок вала

Розрахунок зводиться до перевірки умови міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S],$$

де S - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

$[S] = 2,5$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності;

S_{σ} , S_{τ} - коефіцієнти запасу за нормальними та дотичними напруженнями.

Коефіцієнт запасу за нормальним напруженням визначається за формулою:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

Коефіцієнт запасу за дотичним напруженням знаходиться за формулою:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

де σ_{-1} , τ_{-1} - межі витривалості матеріалу вала;

σ_a , τ_a та σ_m , τ_m - амплітуда та середнє напруження циклів;

$K_{\sigma} = 2,2$, $K_{\tau} = 1,41$ - ефективні коефіцієнти концентрації напружень;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - масштабні коефіцієнти, $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau$;

$\psi_\sigma = 0,25 - 0,3, \psi_\tau = 0,1$ - коефіцієнти постійної складової циклу.

Межі витривалості вала знаходяться за формулами

$$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_B + (70 \div 120), \text{МПа}$$

де $\sigma_B = 850$ МПа – межа міцності матеріалу вала (Сталь 40Х).

Звідси:

$$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot 850 + 100 = 397,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}, \text{МПа}$$

Тому:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 397,5 = 230,55 \text{ МПа}$$

Амплітудне та середнє напруження циклів знаходяться за формулами:

$$\sigma_a = \frac{M_{зг,max}}{0,1d_n^3}, \text{МПа}$$

Отже:

$$\sigma_a = \frac{23,62}{0,1 \cdot 0,03^3} = 2,75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{4T}{\pi d_n^2}, \text{МПа}$$

Звідки:

$$\sigma_m = \frac{4 \cdot 289}{3,14 \cdot 0,03^2} = 0,4 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_{max}}{0,2 \cdot d^3}, \text{ МПа}$$

Таким чином:

$$\tau_a = \tau_\tau = \frac{1}{2} \cdot \frac{12,74}{0,2 \cdot 0,03^3} = 1,2 \text{ МПа}$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ визначають залежно від діаметра вала:

$$\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,77$$

Звідси:

$$S_\sigma = \frac{397,5}{\frac{2,2}{0,77} \cdot 2,75 + 0,25 \cdot 0,4} = 49,95$$

$$S_\tau = \frac{230,55}{\frac{1,41}{0,77} \cdot 1,2 + 0,1 \cdot 1,2} = 1081,4$$

$$S = \frac{49,95 \cdot 1081,4}{\sqrt{49,85^2 + 1081,4^2}} = 49,8 > 2,5$$

Отже, умова перевірконого розрахунку вала виконується.

7.4 Розрахунок шпонкових з'єднань

7.4.1 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання валу з робочим колесом

Для надійного з'єднання матеріал шпонки обирають міцніший за матеріал валу. Матеріал валу обираємо Сталь 40Х; матеріал шпонки обираємо Сталь 45.

Розміри шпонки під робочим колесом вибирають зі стандартного ряду залежно від діаметра валу, мм: $b \times h \times l$. Виходячи з діаметру валу, рівному 20 мм, обираємо шпонку призматичну з розмірами:

$b = 3$ мм - ширина шпонки;

$h = 5$ мм - висота шпонки;

$l = 18$ мм - довжина шпонки.

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

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

де $t_1 = 5$ мм – глибина паза валу;

$d = d_k$ – діаметр валу, мм;

M_{\max} - підставляється в Н·м;

l_p – робоча довжина шпонки, мм:

$$l_p = l - b.$$

Звідки:

$$l_p = 18 - 3 = 15 \text{ мм}$$

Напруження на зминання шпонці складає:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 12,74}{0,03 \cdot 0,015 \cdot (0,008 - 0,005)} = 18,9 \text{ МПа}$$

Допустиме напруження на зминання:

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

де $\sigma_{0,2} = 343$ 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:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}].$$

$$\sigma_{зм} = 18,9 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, умова розрахунку на зминання шпонки виконується

Перевірка шпонки на зріз, МПа:

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

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 12,74}{0,03 \cdot 0,018 \cdot 0,003} = 15,73 \text{ МПа}$$

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}].$$

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

Таким чином:

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

Звідки напруження на зріз в шпонці:

$$\tau_{зр} = 15,73 \text{ МПа} < 115,25 \text{ МПа}$$

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Таким чином, шпонка підібрана правильно.

7.5 Вибір муфти крутного моменту

У якості муфти крутного моменту обираємо муфту гнучку втулково-пальцеву.

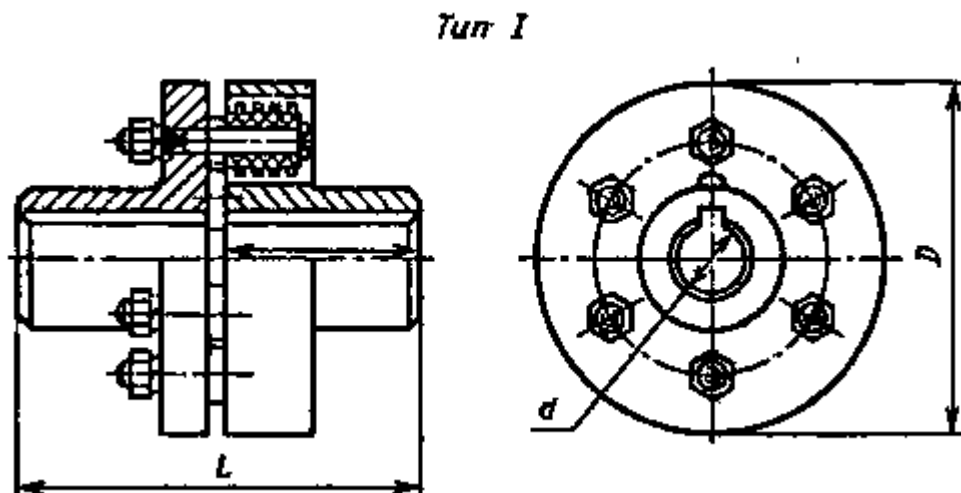


Рисунок 7.4 – Муфта гнучка втулково-пальцева

Виходячи з діаметру валу (25 мм), максимального крутного моменту 12,74 Н·м, обираємо муфту: 250-35-1 УЗ ГОСТ 21421-93.

Для неї:

$$D = 120 \text{ мм};$$

$$d = 25 \text{ мм};$$

$$L \leq 165 \text{ мм}.$$

Розрахунок муфти виконується з умов обмеження тиску на поверхню контакту з пальцем, а також з умов міцності на згин.

Навантаження, що припадає на один палець, визначають за формулою:

$$F_{\text{п}} = \frac{2M_{\text{max}}}{D \cdot z},$$

де $D = 120 \text{ мм}$ - діаметр кола, по якому розташовані пальці;

$z = 6$ – кількість пальців.

Таким чином:

$$F_{\text{п}} = \frac{2 \cdot 12,74}{0,12 \cdot 6} = 36 \text{ Н}$$

Умова міцності втулок муфти:

$$p = \frac{F_{\text{п}}}{d_{\text{п}} l_{\text{в}}} \leq [p],$$

де $d_{\text{п}} = 12$ мм – діаметр пальця;

$l_{\text{в}} = 20$ мм – довжина втулки муфти;

$[p] = 2,5$ МПа – допустимий тиск для резини.

Звідси:

$$p = \frac{36}{0,012 \cdot 0,02} = 0,15 \text{ МПа} < 2,5 \text{ МПа}$$

Отже, умова міцності втулки муфти виконується.

Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma = \frac{M}{W_0} = \frac{32F_{\text{п}}(0,5l_{\text{в}} + c)}{\pi d_{\text{п}}^3} \leq [\sigma],$$

де c – осьовий зазор між напівмуфтами;

$[\sigma] = 65$ МПа – допустиме напруження згину пальців.

$$\sigma = \frac{32 \cdot 36 \cdot (0,5 \cdot 0,02 + 0,005)}{3,14 \cdot 0,012^3} = 3,2 \text{ МПа} < 65 \text{ МПа}$$

Отже, умова виконується. Таким чином, муфта обрана правильно.

7.6 Вибір підшипників та розрахунок на довговічність

За розрахованим у п 7.1 діаметром $d_{\text{н}}$ вибирають тип та марку підшипників [10], їх динамічну C (Н) та статичну вантажопідйомність C_0 (Н).

Тип – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії.

Позначення –36210 , ГОСТ 831-75

$$C = 43,2 \text{ кН}$$

$$C_0 = 27 \text{ кН}$$

Розрахунок проводиться для більш навантаженої опори . Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_h . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_h = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

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

де $F_r = R_2$, $F_a = T$ – 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 осьового навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,45$$

$$Y = 1,81$$

$$P = (0,45 \cdot 897,6 + 1,81 \cdot 289) \cdot 1 \cdot 1 = 927 \text{ Н}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{\text{нр}} = \left(\frac{43200}{927} \right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 562\,263 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{\text{нр}} \geq L_{\text{н}}$$

$$L_{\text{нр}} = 562\,263 \text{ год} > 20\,000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

Для менш навантаженої опори обираю– шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії.

Позначення –210 , ГОСТ 831-75

$$C = 35,1 \text{ кН}$$

$$C_0 = 19,8 \text{ кН}$$

Перед розрахунком необхідно визначитися з ресурсом роботи підшипника L_n . Середній ресурс підшипника дорівнює $L_n = 20000$ годин.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається за формулою:

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

де $F_r = R_3$, $F_a = T$ – 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 осьового навантаження відповідно.

Вони вибираються залежно від співвідношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$.

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,3$$

$$P = (0,56 \cdot 523,6 + 2,3 \cdot 289) \cdot 1 \cdot 1 = 957,9 \text{ Н.}$$

Розрахунковий ресурс підшипника для кулькових підшипників, год:

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

Звідки:

$$L_{hp} = \left(\frac{35100}{957,9}\right)^3 \frac{10^6}{60 \cdot 3000} = 273\,330 \text{ год}$$

Умова довговічності підшипників:

$$L_{hp} \geq L_h$$

$$L_{hp} = 273\,330 \text{ год} > 20\,000 \text{ год}$$

Таким чином умова розрахунку підшипників на довговічність виконується. Тобто, підшипник обраний вірно.

8 Розділ охорони праці

8.1 Фактори небезпеки пов'язані з роботою агрегату АСВН 25/25

Під час роботи даного насосу є ряд шкідливих і небезпечних факторів, до яких ми відносимо: електричні, механічні, вібраційні та шумові.

До електричних факторів ризику ми відносимо:

- Фактори що пов'язані з роботою електродвигуна
- Ураження струмом від корпусних деталей, даний фактор можна усунути шляхом заземлення
- Пошкодження електричної проводки, шлях вирішення – якісна ізоляція

Механічні пов'язані з процесом експлуатації насоса, до них ми відносимо

- Ризик пов'язаний з роботою муфти, вирішення – захисний кожух навколо муфти
- Заборона робити ремонт чи обслуговування насосу під час роботи самого насосу
- Заборона розбору та зливу насосу під час його роботи
- Заборонено перекачувати легкозаймисті а також хімічно-активні речовини з використанням сальникового ущільнення.

Основні фактори шуму виникають внаслідок роботи електродвигуна. Основні вібраційні фактори виникають внаслідок роботи насоса. Під час роботи в цеху з увімкненими насосами рекомендується використовувати спеціальні звукоізоляційні навушники.

8.2 Метеорологічні умови у виробничих приміщеннях. Нормування параметрів мікроклімату.

Мікроклімат має досить суттєвий вплив на стан організму людини та його працездатність. Якщо ми говоримо про приміщення ми маємо на увазі умови внутрішнього середовища цих приміщень, які впливають на теплообмін працюючих з оточенням. Даний фактор дуже сильно впливає на тепловий стан людини.

Основні характеристики мікрокліматичних умов приміщення наступні :

- температура повітря ($^{\circ}\text{C}$),
- відносна вологість повітря (%),
- швидкість руху повітря (м/с),
- інтенсивність теплового (інфрачервоного) опромінювання ($\text{Вт}/\text{м}^2$) від поверхонь обладнання та активних зон технологічних процесів (в ливарному виробництві, при зварюванні і т. ін.).

Гарне самопочуття і правильний перебіг фізіологічних процесів відбувається лише тоді коли тепло що виділяє наш організм постійно відводиться в навколишнє середовище. Отже мікрокліматичні умови що зможуть забезпечити цей процес будуть вважатися найкращими. Якщо мікрокліматичні умови не можуть забезпечити даний процес, то в організмі людини починають відбуватися різні процеси, функція яких спрямована на регулювання теплоутворення і тепловіддачі.

При температурі повітря в межах $15\text{-}25\text{ }^{\circ}\text{C}$ теплоутворення організму майже не змінюється (зона байдужості). Зі зниженням температури повітря теплоутворення підвищується, головним чином, унаслідок м'язової активності (з'являється тремтіння) та підсилення обміну речовин. З підвищенням температури повітря посилюються процеси тепловіддачі. Кількість тепла, що утворюється в організмі людини, залежить в основному від фізичних навантажень, а рівень тепловіддачі - від мікрокліматичних умов, головним чином, температури повітря.

Наскільки нижча температура повітря і швидкість його руху, настільки більше тепла віддається в навколишнє середовище. При високій температурі

значна частина тепла втрачається випаровуванням поту. Разом з потом організм втрачає воду, вітаміни, мінеральні солі, внаслідок чого зневоднюється, порушується обмін речовин. Тому працівники "гарячих" цехів забезпечуються газованою підсоленою водою.

Вологість повітря істотно впливає на віддачу тепла випаровуванням. Через високу вологість випаровування утруднюється і віддача тепла зменшується. Зниження вологості покращує процес тепловіддачі випаровуванням. Однак надто низька вологість спричинює висихання слизових оболонок дихальних шляхів. Велика вологість повітря (понад 70%) несприятливо впливає на теплообмін як при високих, так і при низьких температурах. Якщо температура повітря вище 30°C та велика вологість, утрудняється випар поту, що призводить до перегрівання. При низькій температурі висока вологість сприяє сильному охолодженню, оскільки у вологому повітрі підсилюється віддача тепла конвекцією. Комфортна вологість, таким чином, складає 40...60%.

Рухомість повітря визначає рівень тепловіддачі з поверхні шкіри конвекцією і випаровуванням. У гарячих виробничих приміщеннях при температурі рухомого повітря до 35 °C рух повітря сприяє збільшенню віддачі тепла організмом. З підвищенням температури рухоме гаряче повітря саме буде віддавати своє тепло тілу людини, нагріваючи його.

Рухоме повітря при низькій температурі зумовлює переохолодження організму. Різкі коливання температури в приміщенні, яке продувається холодним повітрям (протяг), значно порушують терморегуляцію організму і можуть спричинити простудні захворювання.

Параметри мікроклімату певним чином взаємопов'язані. Наприклад, вищій температурі повітря відповідає більша швидкість руху повітря, а вищій відносній вологості - нижча температура повітря. Так, на людину чинять однаковий тепловий вплив наступні співвідношення температури та відносної вологості повітря (у разі відсутності руху повітря): 17,7 °C - 100 %; 18,3 °C - 90%; 20,7°C - 50%; 22,3°C - 30%.

Здатність організму пристосовуватись до метеорологічних умов значна, однак не безмежна. Верхньою межею терморегуляції людини, що перебуває в стані спокою, прийнято вважати 30-31 °С за відносної вологості 86 % або 40 °С за відносної вологості 30 %. При виконанні фізичної праці ця межа значно нижча. Так, при виконанні важкої роботи теплова рівновага ще зберігається завдяки терморегуляторній функції організму при 25-26 °С (відносна вологість 40-60%).

Отже, для нормального теплового самопочуття людини важливо, щоб температура, відносна вологість і швидкість руху повітря перебували у певному співвідношенні.

Значення параметрів мікроклімату суттєво впливають на самопочуття та працездатність людини і, як наслідок цього, рівень травматизму. Тривала дія високої температури повітря при одночасно підвищеній його вологості призводить до збільшення температури тіла людини до 38-40 °С (гіпертермія), внаслідок чого здійснюються різноманітні фізіологічні порушення в організмі: зміни в обміні речовин, у серцево-судинній системі, зміни функцій внутрішніх органів (печінки, шлунка, жовчного міхура, нирок), зміни у системі дихання, порушення центральної та периферичної нервових систем.

Негативна дія високої температури збільшується при підвищеній вологості, оскільки при цьому знижується інтенсивність процесу випаровування поту, тобто погіршується тепловіддача від тіла людини. Зміни в організмі за підвищеної температури відображаються на працездатності людини: так, збільшення температури повітря виробничого середовища з 20°С до 35°С призводить до зниження працездатності людини на 50-60%.

Суттєві фізіологічні зміни в організмі здійснюються також при холодовому впливі, яке призводить до переохолодження організму (гіпотермія). Найбільш вираженою реакцією на низьку температуру є звуження судин м'язів та шкіри. При цьому знижується пульс, збільшується об'єм дихання і споживання кисню. Тривала дія знижених температур призводить до появи таких захворювань як радикуліт, невралгія, суглобного та м'язового ревматизму, інфекційних запалень органів дихання, алергії та ін. Зниження температури тіла викликає порушення

рефлекторних реакцій, зниження тактильних та інших реакцій, утруднення рухів. Це також може бути причиною збільшення виробничого травматизму.

Недостатня вологість повітря (нижче 20%) призводить до підсихання слизових оболонок органів дихання та очей, в наслідок чого зменшується їх захисна здатність протистояти мікробам.

Фізіологічна дія рухомого потоку повітря пов'язана із змінами у температурному режимі організму, а також механічною дією (повітряному тиску), яка вивчена ще недостатньо. Встановлено, що максимальна швидкість повітря на робочих місцях не повинна перевищувати 2 м/с.

Основними нормативними документами, що регламентують параметри мікроклімату виробничих приміщень, є ДСН 3.3.6.042-99 та ГОСТ 12.1.005-88. Встановлені оптимальні та допустимі параметри мікроклімату. Параметри мікроклімату нормуються залежно від наступних факторів:

- 1) періоду року;
- 2) категорії важкості робіт за фізичним навантаженням;
- 3) виду робочого місця.

За загальними витратами організму на виконання робіт згідно нормативу виділяють три категорії робіт відповідно до табл. 10.1.

Таблиця 10.1- Категорії робіт за ступенем важкості

Характер роботи	Категорія роботи	Загальні енерговитрати організму, Вт (ккал/год)	Характеристика робіт
Легкі роботи	Ia	105-140 (90-120)	Роботи, що виконуються сидячи і не потребують фізичного напруження
	Iб	141-175 (121-150)	Роботи, що виконуються сидячи, стоячи або пов'язані з ходінням, та супроводжуються деяким фізичним напруженням

Характер роботи	Категорія роботи	Загальні енерговитрати організму, Вт (ккал/год)	Характеристика робіт
Роботи середньої важкості	IIa	176-232 (151-200)	Роботи, пов'язані з ходінням, переміщенням дрібних (до 1 кг) виробів або предметів в положенні стоячи або сидячи, і потребують певного фізичного напруження.
	IIб	232-290 (201-250)	Роботи, що виконуються стоячи, пов'язані з ходінням, переміщенням невеликих (до 10 кг) вантажів, та супроводжуються помірним фізичним напруженням.
Важкі роботи	III	291-349 (251-300)	Роботи, пов'язані з постійним переміщенням, перенесенням значних дрібних (понад 10 кг) вантажів, які потребують великих фізичних зусиль.

При санітарно-гігієнічному нормуванні умов мікроклімату відповідно нормативу ДСН 3.3.6.042-99 виділяють два періоду року: теплий (середньодобова температура зовнішнього середовища вище +10 °С і холодний (середньодобова температура зовнішнього середовища не перевищує +10 °С).

Оптимальні мікрокліматичні умови - поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому та системному впливі на людину забезпечують зберігання нормального теплового стану організму без активізації механізмів терморегуляції. Вони забезпечують відчуття теплового комфорту та створюють передумови для високого рівня працездатності.

Оптимальні умови мікроклімату встановлюються для постійних робочих місць. Показники температури повітря в робочій зоні по висоті та горизонталі протягом робочої зміни не повинні виходити за межі нормованих величин оптимальної температури для даної категорії робіт.

Оптимальні величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень згідно з ДСН 3.3.6.042-99 наведені в табл. 10.2.

Таблиця 10.2 - Оптимальні величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря робочої зони 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 Іа	19-21	60-40	0,2
	Середньої важкості Іб	17-19	60-40	0,2
	Важка ІІІ	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 Іа	21-23	60-40	0,3
	Середньої важкості Іб	20-22	60-40	0,3
	Важка ІІІ	18-20	60-40	0,4
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	19-21	60-40	0,2
	Середньої важкості	17-19	60-40	0,2
	Важка ІІІ	16-18	60-40	0,3
Теплий період	Легка 1а	23-25	60-40	0,1
	Легка 1б	22-24	60-40	0,2

Період року	Категорія робіт	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху, м/с
року	Середньої важкості	21-23	60-40	0,3
	Середньої важкості	20-22	60-40	0,3
	Важка III	18-20	60-40	0,4

Температура внутрішніх поверхонь робочої зони (стіни, підлога, стеля), технологічного обладнання (екрани і т. ін.) зовнішніх поверхонь технологічного устаткування та огорожувальних конструкцій не повинна виходити більш ніж на 2°С за межі оптимальних температур повітря для даної категорії робіт, вказаних в табл. 10.2.

При виконанні робіт операторського типу, пов'язаних з нервово-емоційним напруженням в кабінетах, пультах і постах керування технологічними процесами, в кімнатах з обчислювальною технікою та інших приміщеннях, повинні дотримуватися оптимальні умови мікроклімату (температура повітря 22-24°С, відносна вологість 60-40 %, швидкість руху повітря не більш 0,1 м/с).

Допустимі мікрокліматичні умови - поєднання параметрів мікроклімату, які при тривалому та систематичному впливі на людину можуть викликати зміни теплового стану організму, що швидко минають і нормалізуються та супроводжуються напруженням механізмів терморегуляції в межах фізіологічної адаптації. При цьому не виникає ушкоджень або порушень стану здоров'я, але можуть спостерігатися дискомфортні тепловідчуття, погіршення самопочуття та зниження працездатності.

Допустимі параметри мікрокліматичних умов встановлюються у випадках, коли на робочих місцях не можна забезпечити оптимальних величин мікроклімату за технологічними вимогами виробництва, технічною недосяжністю та економічно обґрунтованою недоцільністю.

Величини показників допустимих мікрокліматичних умов встановлюються для постійних і непостійних робочих місць. Допустимі величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень, відповідно до ДСН 3.3.6.942-99, не повинні виходити за межі показників, наведених в табл. 3.

Перепад температури повітря по висоті робочої зони при забезпеченні допустимих умов мікроклімату не повинен бути більше 3°C для всіх категорій робіт, а по горизонталі робочої зони та протягом робочої зміни - виходити за межі допустимих температур для даної категорії роботи, вказаних в табл. 10.3.

Температура внутрішніх поверхонь приміщень (стіни, підлога, стеля), а також температура зовнішніх поверхонь технологічного устаткування або його захисних оболонок (екранів і т. ін.) не повинні виходити за межі допустимих величин температури повітря для даної категорії робіт, вказаних в табл. 10.3.

Таблиця 10.3 - Допустимі величини температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт	Температура, °С				Відносна вологість (%) на робочих місцях — постійних і непостійних	Швидкість руху (м/с) на робочих місцях — постійних і непостійних
		Верхня межа		Нижня межа			
		На постійних робочих місцях	На непостійних робочих місцях	На постійних робочих місцях	На непостійних робочих місцях		
Холодний період року	Легка Іа	25	26	21	18	75	не більше 0,1
	Легка Іб	24	25	20	17	75	не більше 0,2
	Середньої важкості Іа	23	24	17	15	75	не більше 0,3
	Середньої важкості Іб	21	23	15	13	75	не більше 0,4
	Важка ІІІ	19	20	13	12	75	не більше 0,5

Теплий період року	Легка Іа	28	30	22	20	55 — при 28° С	0,2 - 0,1
	Легка Іб	28	30	21	19	60 — при 27° С	0,3 - 0,1
	Середньої важкості Іа	27	29	18	17	65 — при 26° С	0,4 - 0,2
	Середньої важкості Іб	27	29	15	15	70 — при 25° С	0,5 - 0,2
	Важка ІІІ	26	28	15	13	75 — при 24° С і нижче	0,6 - 0,5

Інтенсивність теплового опромінювання працюючих від нагрітих поверхонь технологічного устаткування, освітлювальних приладів, інсоляція

Інсоляція – (in-sol, in – усередину, solis – сонце) – опромінення сонячним світлом (сонячною радіацією) поверхонь під різними кутами нахилу. Від зашкленних огорожень не повинна перевищувати 35,0 Вт/м² - при опромінюванні 50% та більше поверхні тіла, 70 Вт/м² - при величині опромінюваної поверхні від 25 до 50 % та 100 Вт/м² - при опроміненні не більше 25 % поверхні тіла працюючого.

При наявності джерел з інтенсивністю 35,0 Вт/м² і більше температура повітря на постійних робочих місцях не повинна перевищувати верхніх меж оптимальних значень для теплого періоду року; на непостійних - верхніх меж допустимих значень для постійних робочих місць.

При наявності відкритих джерел випромінювання (нагрітий метал, скло, відкрите полум'я) допускається інтенсивність опромінення до 140,0 Вт/м². При цьому величина опромінюваної площі не повинна перевищувати 25% поверхні тіла працюючого при обов'язковому використанні індивідуальних засобів захисту (спецодяг, окуляри, щитки).

У виробничих приміщеннях, які розташовані в районах з середньою максимальною температурою найбільш гарячого місяця вище 25°C згідно БНІП “Будівельна кліматологія”, допускаються відхилення від величин показників мікроклімату, вказаних в табл. 10.2, для даної категорії робіт, але не більше, ніж на 3 °С. При цьому швидкість руху повітря повинна бути збільшена на 1,1 м/с, а відносна вологість повітря знижена на 5% при підвищенні температури на кожний градус вище верхньої межі допустимих температур повітря, вказаних в табл. 10.3.

У виробничих приміщеннях, в яких не можна встановити допустимі величини мікроклімату через технологічні вимоги до виробничого процесу, технічну недосяжність або економічно обґрунтовану недоцільність, передбачаються заходи щодо захисту від можливого перегрівання та охолодження.

Нормалізація несприятливих мікрокліматичних умов здійснюється 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, технічні 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 вологовиділеннями. Для зменшення термічних навантажень на працюючих передбачається максимальна механізація, автоматизація та дистанційне управління технологічними процесами і устаткуванням.

У приміщеннях із значними площами закслених поверхонь передбачаються заходи захисту від перегрівання при попаданні прямих сонячних променів в теплий період року (орієнтація віконних прорізів схід-захід, улаштування жалюзі та ін.), від радіаційного охолодження - в зимовий (екранування робочих місць). При температурі внутрішніх поверхонь огорожувальних конструкцій, вище

допустимих величин, робочі місця повинні бути віддалені від них на відстань не менше 1 м.

У виробничих приміщеннях з надлишком (явного) тепла використовують природну вентиляцію (аерацію). Аераційні ліхтарі та шахти розташовують безпосередньо над основними джерелами тепла на одній осі. У разі неможливості або неефективності аерації встановлюють механічну загально-обмінну вентиляцію. При наявності поодиноких джерел тепловиділень оснащують обладнання місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін.

У замкнених і невеликих за об'ємом приміщеннях (кабіни кранів, пости та пульти керування, ізольовані бокси, кімнати відпочинку тощо) при виконанні операторських робіт використовують системи кондиціонування повітря з індивідуальним регулюванням температури та об'єму повітря, що подається.

При наявності джерел тепловипромінювання вживають комплекс заходів з теплоізоляції устаткування та нагрітих поверхонь за допомогою теплозахисного обладнання.

Вибір теплозахисних засобів обумовлюється інтенсивністю тепловипромінювання, а також умовами технологічного процесу.

При неможливості 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 передбачаються такі ЗІЗ:

- для постійної роботи в гарячих цехах - спецодяг (костюм чоловічий повстяний), а при ремонті гарячих печей та агрегатів - автономна система індивідуального охолодження в комплексі з повстяним костюмом;
- при аварійних роботах - тепловідбиваючий комплект з металізованої тканини;

- 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 - повстяний 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 світлофільтрами, маски захисні з прозорим екраном, окуляри захисні, козиркові з світлофільтрами;

Спецодяг повинен мати захисні властивості, які виключають можливість нагріву його внутрішніх поверхонь на будь-якій ділянці до температури 313 К (40°C) у відповідності з спеціальними ДСТами (ГОСТ 12.4.176-89, ГОСТ 12.4.016-87).

У виробничих приміщеннях, в яких на робочих місцях неможливо встановити регламентовані інтенсивності теплового опромінювання працюючих через технологічні вимоги, технічну недосяжність або економічно обґрунтовану недоцільність, використовуються обдування, повітряне душення, водно-повітряне душення.

Доцільно в умовах підвищеної температури на робочих місцях працівникам вживати газовану підсолону (0,5 %) воду. Це запобігає втратам води організмом, а також необхідних для людини солей та мікроелементів. Одночасно, рекомендується підвищувати споживання білкової їжі. Ці заходи покращують самопочуття та працездатність робітників в умовах дії підвищеної температури на робочих місцях.

Висновки

1. У бакалаврській кваліфікаційній роботі розроблено вільновихровий насос СВН 25/25 типу «Туго» з частотою обертання 3000 об/хв і потужністю 3,52 кВт. Робота виконана з використанням методу модельного розрахунку проточної частини.

3. У результаті виконання розрахунків визначено геометричні розміри робочого колеса, конструкції вільної камери підвідного і відвідного апарату насоса СВН 25/25.

4. Розраховано значення осьової сили, що направлено у сторону всмоктувального патрубку, як результат несиметричності конструкції робочого колеса, яка складає 843 Н.

5. Розроблено конструкцію радіальних імPELLерів, як елемента розвантаження осьового зусилля. За допомогою радіальних імPELLерів розвантажуються осьова сила 586 Н. Залишкове осьове зусилля на розрахунковому режимі складає 1428 Н і направлено в сторону електродвигуна.

6. Радіальна сила, що виникає у наслідок нерівномірності потоку у вільній камері та у відводі, та діє на ротор насоса, складає 124 Н.

7. У кваліфікаційній роботі проведено кавітаційні розрахунки. Визначено критичний кавітаційний запас, що складає 0,362 м.

8. Розроблена конструкція сальникового ущільнення, що дешевше і простіше за конструкцією, ніж торцеве. Для забезпечення мінімального протікання рідини через сальникове ущільнення використано чотири кільця сальникової набивки. Подача запірної рідини виконується через гідрозатвірне кільце. Визначено механічні втрати на тертя у сальниковому ущільненні, що становлять 65 Вт.

9. У результаті проведених робіт визначено тип і номінальні параметри електродвигуна. Для забезпечення роботи з високими пусковими струмами обрано асинхронний електродвигун АИР100S2 з потужністю 4 кВт і ККД 84,2%.

10. Проведено розрахунки валу на міцність, визначено реакції в опорах кронштейна, що становлять $R_2=256,9$ Н, $R_3=196,8$ Н.

11. Обрано конструкцію шпонкових з'єднань, а також муфти крутного моменту. У якості шпонок обрано призматичні шпонки, у якості муфти – муфта пружна втулково-пальцева.

12. Визначено конструктивне виконання підшипників і визначено ресурс їх роботи. Лівий підшипник – шарикопідшипник радіально-упорний, однорядний легкої вузької серії з ресурсом роботи 562 тис. год. Правий підшипник – шарикопідшипник радіальний, однорядний легкої серії з ресурсом роботи 273 тис. год.

13. Виконано розділ з охорони праці, у якому проаналізовано основні небезпечні фактори, що пов'язані з роботою насосного агрегату АСВН 25/25, також оглянута проблематика «Метеорологічні умови у виробничих приміщеннях. Нормування параметрів мікроклімату».

14. Виконано робоче креслення робочого колеса насоса (А2), складальне креслення насоса (А1), монтажне креслення електронасосного агрегату (А1).

Список використаної літератури

1. Євтушенко Ю.В. Вільновихрові насоси для рідин, що містять включення / Ю.В. Євтушенко, В.Ю. Кондусь // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма V Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17–20 квітня 2018 р. / Редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: СумДУ, 2018. – С. 264.
2. Котенко О.І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.
3. Свободновихревые насосы : учеб. пособие / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко ; подобщ. ред. А. Г. Гусака. – 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы : Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
4. Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 "Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати" / Кондусь В. Ю. – Суми, 2018. – 20 с.
5. Евтушенко А. А. Рабочий процесс вободновихревого насоса типа "TURO" /А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – № 34. – С. 346–355.
6. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / перевод А.М Ладогина под ред. Поликовского В.И., 4 изд. перераб. – М.: Государственное научно-техническое издание, 1960 – 683 с.
7. Герман В. Ф. Расчет параметров свободновихревого насоса / В. Ф. Герман // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1989. – Вып. 23. – С. 81–85.

8. Ржебаєва Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие/ Н. К. Ржебаєва, Е. Є. Ржебаєв. – Сумы: Изд-воСумГУ, 2009. – 220 с.

9. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточно-массных свободновихревых насосов : дис. канд. техн. наук : 05.04.13 - Гидр / Котенко А. И. – Сумы, 1989. – 176 с.

10. 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.

11. Электродвигатель АИР132S4, АИР132S6, АИР132S8. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: https://xn--80a9y.com.ua/katalog_elektrovdigatelei_air/air-100s2-4-kvt-3000-ob-min/

12. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори [Електронний ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://www.sop.com.ua/article/206-qqq-16-m6-13-06-2016-nebezpechn-ta-shkdliv-virobnich-faktori>

13. Мікроклімат виробничих приміщень [Електронний ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://studfiles.net/preview/5563475/>