

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

«Розроблення тихохідної змінної проточної частини відцентрового багатоступінчатого насоса для підтримання пластового тиску в технологічних процесах нафтовидобування»

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

підпис, дата

Суми 2022

Реферат

Пояснювальна записка: 70 сторінок, 22 малюнків, 2 таблиці, 23 літературних джерел.

1. Тема магістерської роботи Розроблення тихохідної змінної проточної частини відцентрового багатоступінчатого насоса для підтримання пластового тиску в технологічних процесах нафтовидобування
2. Графічні матеріали: електронасосний агрегат; складальні креслення – насос, ротор; теоретичне креслення – робоче колесо; робоче креслення – робоче колесо.

Мета роботи : перевірка працездатності насосу

Відповідно до поставленої мети:

- наведено принцип дії та опис конструкції;
- виконано розрахунок насосу;
- підібрано двигун насосу;

У розділі охорони праці розглянуто тему: навчання працівників безпечних способів праці. Зміст та види інструктажів, хто і коли їх проводить

Зміст

Реферат.....	2
Вступ.....	4
1. Поточний стан справ у галузі нафтовидобування. Аналіз наявних схем видобутку нафти.....	8
2. Стан насосного обладнання за тематикою роботи.....	12
3. Опис відомих конструкцій відцентрових секційних насосів.....	15
4. Попередні розрахунки проточної частини насоса.....	25
5. Аналізування результатів чисельного дослідження.....	40
6. Розрахунок сил, що діють на ротор (визначення осьової і радіальної сил)....	43
7. Розрахунки насоса на кавітацію.....	47
8. Визначення роботоздатності складальних одиниць та деталей насоса (розрахунок реакцій на опорах вала; розрахунок довговічності підшипників; розрахунок шпонкових з'єднань).....	51
9. Вибір муфти крутного моменту та розрахунки для вибору електродвигуна..	58
10. Виконання завдання з розділу охорони праці.....	62
Висновки.....	67
Список літератури.....	68

Вступ

Насос – це гідравлічна машина, перетворює механічну енергію приводного двигуна в енергію потоку рідини, що служить для переміщення і створення напору рідин всіх видів, механічної суміші рідини з твердими і колоїдними речовинами або зріджених газів.

Перший насос для гасіння пожеж, який винайшов давньогрецький механік Ктесібій, був описаний у 1 ст. до н.е. давньогрецьким вченим Героном з Олександрії у творі "Pneumatica". Найпростіші дерев'яні насоси з прохідним поршнем для підйому води з криниць, ймовірно, застосовувались ще раніше. До початку 18 ст. поршневі насоси, порівняно з водопідйомними машинами, застосовувались рідко.

На сьогодняшній момент відцентрові насоси є найбільш поширеними та призначаються для подачі холодної або гарячої ($t^{\circ} > 60^{\circ}\text{C}$) води, в'язких або агресивних рідин (кислот та лугів), стічних вод, сумішей води з ґрунтом, попелом та шлаком, торфом, роздробленим кам'яним вугіллям і т.д. Їх дія базується на передачі кінетичної енергії від обертального робочого колеса тим частинкам рідини, які знаходяться між його лопатями. Під впливом виникаючої при цьому відцентрової сили P частинки середовища, що подається, з робочого колеса переміщуються в корпус насосу, і далі, на їх місце під дією тиску повітря поступають нові частинки, забезпечуючи при цьому безперервну роботу насосу.

Робочі колеса насосу можуть бути не лише з одностороннім підведенням рідини, але і з двостороннім, що дозволяє майже повністю врівноважити тиск рідини на зовнішні бічні поверхні колеса. Одною з важливих практичних характеристик робочих коліс відцентрових та деяких інших насосів є коефіцієнт швидкості ns – кількість обертів у хвилину такого робочого колеса.

Одноступенчатый насос



Рисунок 1 – Схема відцентрового насоса

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.

1. Поточний стан справ у галузі нафтовидобування. Аналіз наявних схем видобутку нафти

Насосне обладнання широко застосовується практично у всіх галузях промисловості. Особливе значення має насосне обладнання, що забезпечує надійне і безперебійне функціонування базових галузей: енергетики, металургії, нафтової та газової промисловості, агропромислового комплексу, водопостачання та комунального господарства. Частка енергії споживаної насосами з різних джерел оцінюється від 15 до 20 % від усієї електроенергії.

За історично сформованої ситуації в Україні зосереджені найбільші академічні, наукові та виробничі ресурси, що спеціалізуються на розробці та виробництві насосного та компресорного обладнання для теплової та атомної енергетики, нафтогазового комплексу, водопостачання та інших галузей [2, 3] .

В даний час розробкою та випуском насосного обладнання займається понад 30 підприємств України, провідними з яких є ВАТ «ВНДІАЕН», ВАТ «Сумський завод «Насосенергомаш», ВАТ СМНПО ім. М.В. Фрунзе, ВАТ НВО «Гідромаш», Сумський машинобудівний завод, Свіський насосний завод, Бердянський завод «Південгідромаш». Номенклатура розробленого та випускного насосного обладнання величезна: сюди входять серійні, дослідно-промислові та поодинокі зразки. У сучасних умовах замовник вимагає від розробника і виробника швидкого постачання будь-якого насосного обладнання. Якщо раніше часовий інтервал від замовлення до постачання нового насоса тривав від року до трьох, то зараз сучасний замовник вимагає забезпечити постачання нового насоса від трьох до шести місяців. У умовах як ніколи стає актуальною завдання блочно-модульного проектування насосного устаткування. Принцип блочно-модульного проектування у тому, що якась система (у разі насос) може комплектуватися з окремих логічно завершених модулів, кожен із яких має власну характеристику. [4, 5].

Методи інтенсифікації видобутку нафти, насосне обладнання систем підтримки пластового тиску.

В даний час застосовуються різні технології нафтовидобування. Одним із таких способів є закачування води в нафтоносні пласти з метою витіснення з них нафти. Для цього на нафтових родовищах експлуатуються системи підтримки пластового тиску (ППД) [6, 7, 8].

Однією з основних завдань підприємств нафтогазового комплексу є зниження виробничих витрат, зокрема і енергетичних. Це питання дуже важливе для споживача [9, 10].

За даними дослідницьких компаній, при видобуванні нафти з використанням насосів для підтримки пластового тиску (ППД) приблизно 25% собівартості становлять витрати електроенергії на привід насоса, що забезпечують ППД. Як показують розрахунки, при існуючій системі ППД, коли до однієї насосної станції підключені кілька десятків нагнітальних свердловин різної прийомистості, а довжина трубопроводів досягає декількох десятків кілометрів, тільки менше 10% корисної гідравлічної енергії досягає нафтового пласта. Альтернативним рішенням є використання насосів з малими подачами, підключених укороченими трубопроводами до зменшеної кількості близьких по прийомистості свердловин.

Обладнання, встановлене раніше видобутку нафти, було розраховане високі обсяги виробництва. Наразі всі проблеми звелися до падіння видобутку рідини та до зростання обводненості нафтових пластів. На рис. 1 показано динаміку зміни обсягів видобутку нафти та закачування води в пласт за даними НГВУ «Уфанефть» [6]. Видно, що період роботи насоса ЦНС 180 у режимах, близьких до розрахункового, що відповідає максимальному обсягу закачування, обмежується десятьма роками. При подальшій експлуатації свердловини обсяги закачування суттєво зменшуються.

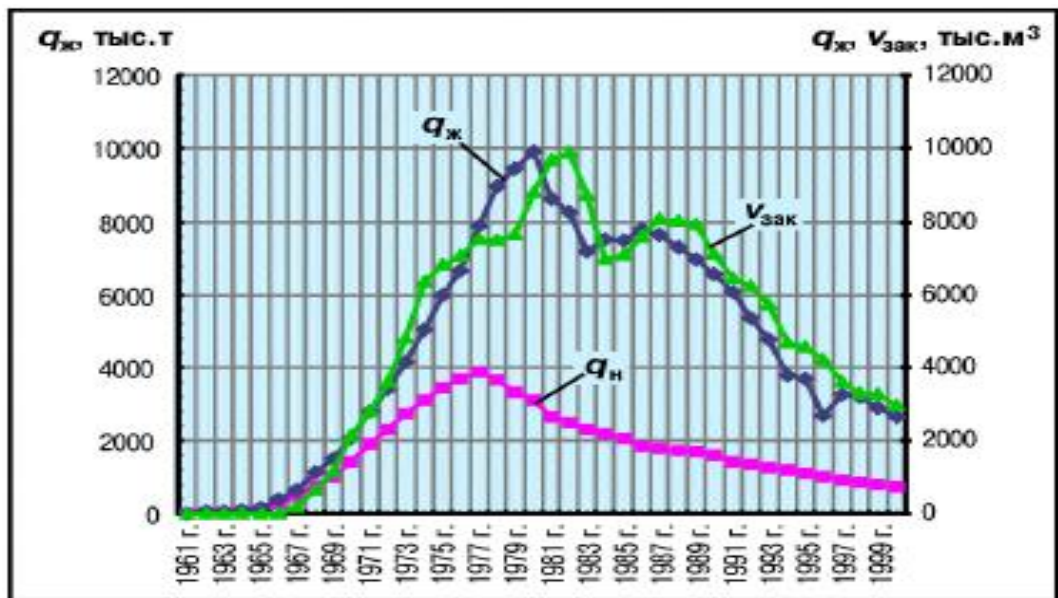


Рис. 2. Динаміка видобутку нафти $q_{н}$, рідини $q_{ж}$ та обсягу закачування $V_{зак}$

Таким чином, насоси ЦНС 180, встановлені на багатьох КНС (кущова насосна станція), перестали відповідати обсягам закачування. Якщо оцінити ефективність використання насоса ЦНС 180 на різних періодах експлуатації свердловини, як величину, зворотну споживаної потужності, що витрачається для перекачування одиниці об'єму рідини, то вийде, що зі зменшенням обсягів закачування води ефективність зменшується в два рази.

Оцінка життєвого циклу системи, як спосіб розрахунку енергоефективності обладнання, включає у собі підсумовування всіх витрат протягом «життя» всього обладнання - від купівлі до утилізації. З використанням цього стає очевидним, що переважна більшість (близько 70%) витрат посідає не так на капітальні, але в експлуатаційні вкладення [11]. Основну частину експлуатаційних вкладень складають енергоспоживання, а також ремонт та заміна обладнання.

Великий насосний парк в НГДУ дає можливість вести закачування в широкому діапазоні - як за обсягом, так і за тиском. Однак безліч насосів у різних варіантах виконання створює складність в організації ремонту, тому

однією з важливих завдань є їх уніфікація, зведення до мінімуму варіантів виконання.

Як зазначалося, що, незважаючи на зниження необхідної подачі насосних агрегатів, напори повинні були залишатися такими ж високими.

Крім того, термін служби корпусів насосів значно перевищує термін етапу експлуатації насосного агрегату в життєвому циклі свердловини і заміна насосів призводить до необґрунтованого збільшення витрат. У цьому випадку застосування одного з методів модернізації насосного обладнання, а саме установки змінної проточної частини, розрахованої на новий режим роботи, дозволяє підвищити ефективність роботи насосного агрегату.

2. Стан насосного обладнання за тематикою роботи

За роки незалежності України склалися нові умови для розвитку насособудування. Якщо раніше насосна галузь машинобудування була орієнтована в основному на виготовлення спеціального обладнання, то на сьогодні через необхідність її пристосування потреб ринку виникає завдання уніфікації конструкцій насосів. Виходячи з цього, головним напрямком розвитку насособудування є створення енергоефективного обладнання з враховуючи потреби замовника з одного боку та зменшення вартості створення такого обладнання з іншого.

Відповідно до зазначених потреб було розроблено концепцію розвитку насособудування в Україні [8], в якій ставиться завдання скорочення основних типорозмірів насосних агрегатів для підвищення серійності їх виробництва та розширення кількості модифікацій базових конструкцій для всебічного задоволення різноманітних потреб споживачів. У концепції також виокремлюється необхідність створення державної системи стандартизації та сертифікації насособудування, відповідає сучасним вимогам світової практики та є необхідною умовою забезпечення якості технічного рівня згідно стандартам "EuroPump".

За даними аналітиків [6], сьогодні заміни потребує близько 70% виробленого ресурсу насосного, компресорного і трубопровідного обладнання, задіяного в різних галузях промисловості, у тому числі і нафтогазової. Крім того, старе обладнання не задовольняє зростаючим вимогам щодо якості, технічного і функціонального рівня, економічності і т. д. До того ж, в умовах постійного зростання цін на енергоносії, енергоефективність виробництва найближчим часом стане для підприємств одним із першорядних чинників конкурентоспроможності.

Як відомо, основне призначення гідродинамічного насосного агрегату є повідомлення енергії робочої рідини під час її протікання через насос. Основним органом, який здійснює передачу енергії рідини, є робоче колесо, що утворює з підвідним і пристроями, що відводять ступінь. Основною

інтегральною характеристикою процесу передачі енергії в робочому колесі відцентрового насоса є натиск – збільшення механічної енергії, одержуване кожним кілограмом рідини, що проходить через насос.

Підвищення енергоємності насосного обладнання відбиває загальну тенденцію розвитку техніки: передавати більшу кількість енергії без суттєвого підвищення масогабаритних параметрів їхніх робочих органів.

Розглядаючи завдання підвищення енергоємності щаблі, як шлях її рішення розуміємо можливість створення нею за тих самих геометричних розмірах (радіальних та осьових), величинах витрати та швидкості обертання якомога більшого натиску.

У нафтовидобувній та нафтопереробній промисловості, яка є стратегічною для країн світу і споживає основну частину насосного обладнання, що виробляється в Україні, значну роль відіграють насоси системи підтримки пластового тиску – багатоступінчасті насоси типу ЦНС. Необхідність підвищення тиску окремого ступеня таких насосів продиктовано зниженням рівня видобутку нафти окремих родовищах. Вичерпання запасів енергоносія та, як наслідок, зниження дебету свердловин, як відомо, є загальносвітовою тенденцією.

Подібні проблеми має зараз і вугледобувна галузь. Розробка все більш поглиблених пластів вугілля призводить до необхідності збільшення напору насосів, що здійснюють відкачування ґрунтових вод з шахт.

Актуальність питання підвищення напору ступеня насоса підтверджує збільшений запит від споживачів на модернізацію та розробку насосів із підвищеними характеристиками саме за натиском. Наукові пошуки у цьому напрямі велися різними насособудівними підприємствами досить тривалий час, проте вони мали несистемний, локальний характер і супроводжувалися, до того ж, суперечливими даними.

Тому робота у напрямку підвищення напору ступені відцентрового насоса на основі системного підходу, забезпеченим сучасними

можливостями САПР є актуальною та відповідає концепціям EuroPump та розвитку насособудування в Україні, а також відображає загальну тенденцію розвитку механізмів та машин.

3. Опис відомих конструкцій відцентрових секційних насосів

Насос – гідравлічна машина, призначена для перекачування рідини під тиском. Насоси піднімають рідину на певну висоту, подають її на відстань горизонтальної площини або змушують циркулювати у будь-якій замкнутій системі.

Перші види насосів з'явилися ще 1-му столітті до зв. е. Вони допомагали у гасінні пожеж. Однак до 18 століття подібні пристрої використовувалися вкрай рідко.

Після винаходу парової машини вся індустрія змінилась, бо збільшилась потреба у воді. Різні види насосів стали витіснити водопідйомні пристрої та виявили широке застосування господарської діяльності. Згодом вимоги до гідравлічних механізмів ставали дедалі різноманітнішими. З розвитком технічної думки намітилися основні види насосів. Вони входили поршневі, обертальні, і навіть машини, які мають рухливих робочих органів.

Відцентрові насоси відносяться до групи насосного обладнання лопатевого типу, а працюють вони за рахунок обертання лопатей і створюваної ними відцентрової сили, звідси і береться їх назва.

Звичайно, варто виділити основні переваги даного типу агрегатів[13]. Вони мають дуже високу продуктивність і підходять для перекачування рідин з великої глибини і рідин, що містять домішки. В експлуатації вони прості і надійні, мають при цьому порівняно нескладну конструкцію і невибагливі в обслуговуванні. Найкращі позитивні якості даного виду насосів проявляються при постійному перекачуванні рідини, що здійснюється з високою інтенсивністю, адже ще однією їх перевагою є здатність подавати рівномірний потік води протягом тривалого часу.

Одноступенчатый насос



Рисунок 3 – Схема відцентрового насоса

Однак є й недоліки у таких моделях. Насоси відцентрового типу представлені в двох модифікаціях: одноступінчастого і багатоступінчастого типу. Перші з них відрізняються низьким значенням напору (до 50 м). У моделей в багатоступінчастій модифікації натиск більше, але вони мають більш складну конструкцію і знижене значення ККД. Ще один недолік всіх відцентрових насосів – відсутність системи самовсмоктування, а отже, перед введенням в експлуатацію, їх необхідно заповнити водою.

Залежно від параметрів, умов роботи та призначення, на даний момент розроблено безліч різних конструкцій відцентрових насосів[1]. Розрізняються

за кількістю робочих коліс одноступінчасті та багатоступінчасті насоси. У багатоступінчасту рідину буде проходити послідовно через всі колеса, які закріплені на валу. Таким чином, у таких насосах значно збільшується напір, що дорівнює сумі напорів, створюваних шківним колесом. За способом підведення рідини до робочого колеса розрізняють насоси з одностороннім підведенням та насоси з двостороннім підведенням або так звані відцентрові насоси двостороннього входу типу Д.

Найбільш прості насоси типу К і КМ[13], вони мають невеликі габарити та металомісткість. Дані насоси використовуються для перекачування води та інших рідин із температурою до 105°C.

Для дипломного проекту вибрала насос типу ЦНС. Даний насос призначений для перекачування рідини за допомогою послідовно з'єднаних щаблів, які надають приріст енергії потоку рідини та збільшують напір.

Робота цього насоса полягає у закачуванні технічної рідини в нафтовому шарі, щоб створити надлишковий тиск. Агрегат призначений для експлуатації у вибухонебезпечних та пожежонебезпечних приміщеннях відповідно до Правил пристрою електроустановок.

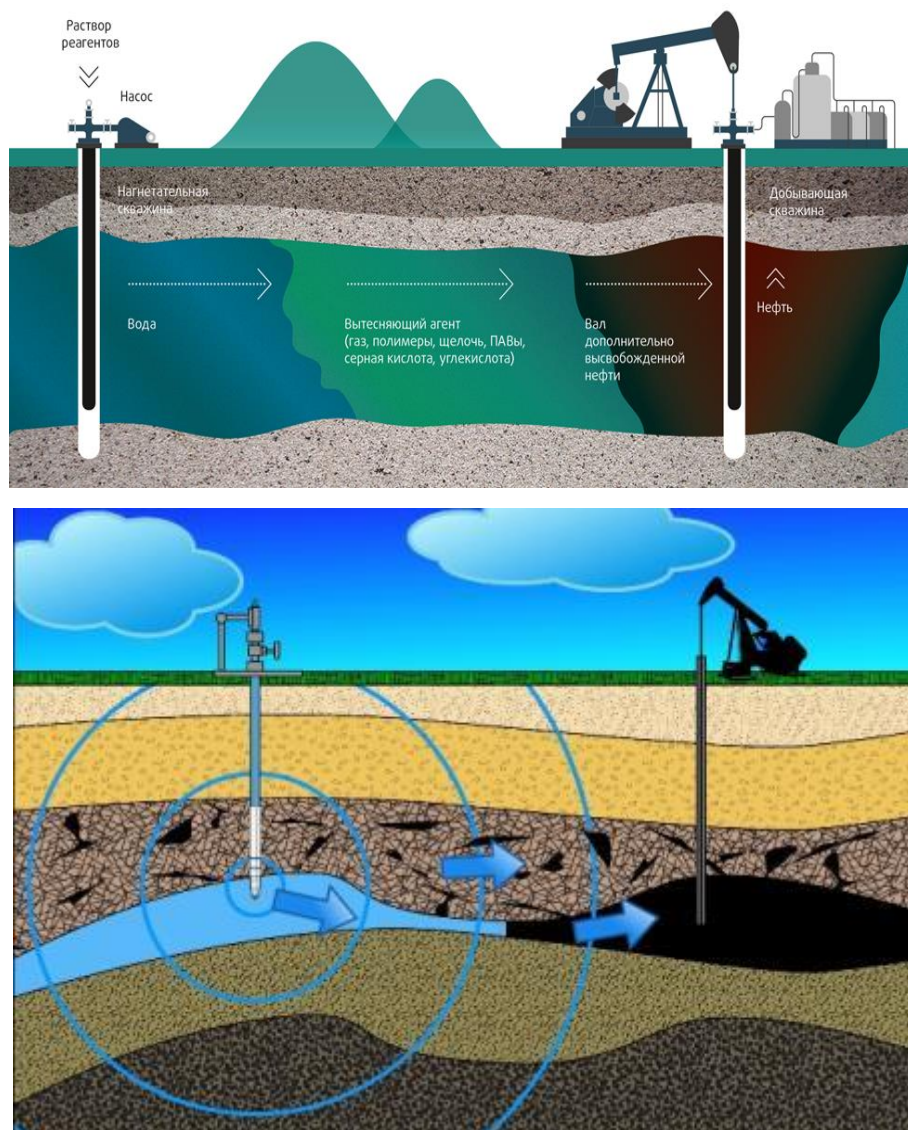


Рисунок 4 – Схема перекачування технічної рідини в нафтяному пласті

Розшифровка умовного позначення насоса: Насос ЦНС 255-192, де ЦНС – відцентровий насос секційний, 255 – номінальна подача $\text{м}^3/\text{год}$, 192 – номінальний напір при номінальній подачі.



Рисунок 5 – Насос ЦНС вигляд зовні

– При проектуванні цього насоса я модифікувала його, зменшивши витрату, таким чином проектна точка зменшилася на 80% від початкової і ми отримали високі показники ефективності та надійності. Цей насос має найбільшу надійність у робочому положенні, оскільки в цьому випадку найменше значення осьових і радіальних зусиль створює найменше навантаження на підшипники. У штатному положенні надійність і термін служби насоса низькі. Тобто ми відхилилися від розрахункової точки, засіб насоса зменшиться. Щоб уникнути цього, я створюю змінну частину потоку.

- При переробці нафти на відцентрових вузлах НПЗ.

- Насоси обробляють складні вуглеводи та широкий діапазон

температур і різних тисків. Іншою характеристикою переробки нафти і нафтопродуктів є в'язкість насосної рідини; Масляні відцентрові насоси повинні забезпечувати перекачування масла в'язкістю до 2000 Вт.

Отже, основні причини вибору цього насоса:

- можливість перекачування забруднених мас;
- Забезпечити засобами для роботи на великій висоті;
- Легкий дизайн і довговічність

Однак є й деякі недоліки:

- необхідність первинного заповнення рідиною перед операцією;
- низька ефективність при перекачуванні матеріалу з високою в'язкістю;
- Швидке будівництво перешкод

Кожен відцентровий насос має свій тип. За типом конструкції поділяють наступні види обладнання:

- Консольні насоси - кожен електричний відцентровий насос цього типу має єдину рамну конструкцію. У такому пристрої індуктор з'єднаний муфтою;
- Насоси з подвійним входом - агрегати оснащені двостороннім робочим колесом, що компенсує відсутність осьових зусиль;
- Вертикальні - Ця категорія включає великі блоки тиску масла. Для подачі великої кількості води використовується вертикальний насос;
- Гвинтові насоси - в цьому типі обладнання тиск рідини встановлюється в статорі в результаті витіснення одним або кількома обертовими роторами. Гвинтові насоси застосовуються для перекачування рідин, парів і їх сумішей

3.1 Види відцентрових насосів за сферами застосування та способом встановлення.

Випускаються пристрої декількох різновидів[18], що відрізняються деякими особливостями конструкції і мають різні експлуатаційні характеристики. При цьому, їх класифікація виконується за цілою низкою параметрів, які варто врахувати при виборі насосного обладнання, для конкретних цілей:

- за кількістю робочих коліс. Насоси можуть бути одноступінчастими, з одним колесом, і багатоступінчастими, з великою кількістю крильчаток. Вибір багатоступінчастого агрегату може бути обумовлений необхідністю

транспортування рідини під великим тиском, оскільки сумарний показник тиску складається з показників всіх робочих коліс;

- по розташуванню осі робочого колеса в просторі, яке може бути вертикальним або горизонтальним;
- по робочому тиску насосної установки, яке може бути низьким, з показником до 0,2 мегапаскалей, середнім - 02-06 мегапаскалей, високим, з показником понад 0,6 мегапаскалей;
- по подачі рідини в насос, що здійснюється через односторонній вхід, або з двох сторін;
- по роз'єму корпусу установки, яка буває вертикальної і горизонтальної;
- з огляду на функціональне призначення, можна позначити насоси водопровідні, пожежні, каналізаційні, нафтопереробні, лужні, для хімічних речовин та інші;
- по комутації з двигуном на з'єднанні шківом, муфтою або редуктором;
- по розміщенню щодо рівня рідини. В цьому випадку агрегати діляться на поверхневі, що розміщуються на поверхні землі і відкачують рідину за допомогою зануреного в неї шланга, заглибні, що опускаються безпосередньо в перекачується середу. Якщо вам необхідний насос для забору води зі свердловини глибиною понад 10 метрів, варто звернути увагу на глибинні апарати, наділені трубами, з інжекторними насадками.

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

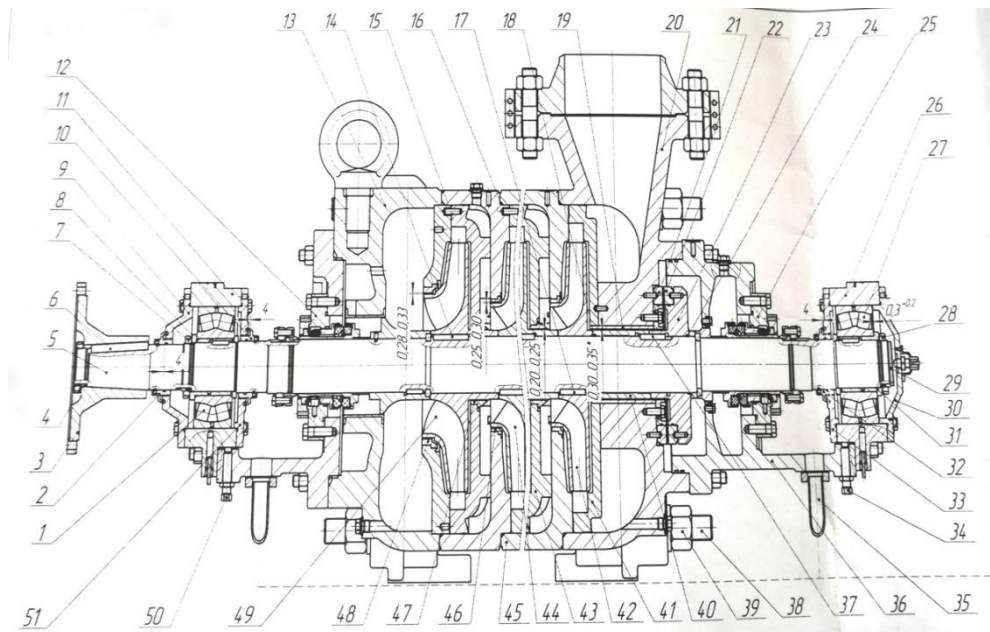


Рисунок 6 – Схема насосу ЦНС 255-192

1, 27 – підшипник, 2,10,32 – масловідбійне кільце, 3 – полумуфта насоса, 4,7,28 – гайка кругла, 5 – вал, 6,14,17,37 – шпонка, 8,31 – втулка підшипника, 9, 30 – кришка підшипника, 11, 26 – корпус підшипника, 12,25,52,53 – торцеве ущільнення, 13 – кришка вхідна, 15 – штифт, 16,18,24 – кільце резинове, 19 – втулка, 20 – кришка напірна, 21 – кільце, 22 – кільце гудроп'яти, 23 – диск розвантажений, 29,33,51,54 – кришка, 34,50 – винт інсталяційний, 35 – трубопроводи допоміжні, 36 – корпус кінцевого ущільнення, 38 – шпилька, 39 – гайка, 40 – гайка захисна, 41,43 – апарат направляючий, 42,44 – робоче колесо, 45 – секція, 46,48 – кільце щілинне, 47 – букса міжступенева, 55 – пружина, 56 – камера.

Насос складається із збірного корпусу, ротора (складається з валу, робочих коліс, диска розвантажувального, захисної гільзи, роликпідшипників), одинарних торцевих ущільнень із додатковим ущільненням або подвійних торцевих ущільнень із



Рисунок 7– одинарне торцеве ущільнення

Основною деталлю насоса слугує корпус, який складається з вхідної та напірної кришки, а також секцій (рис. 8), які стягуються шпильками та гайками.

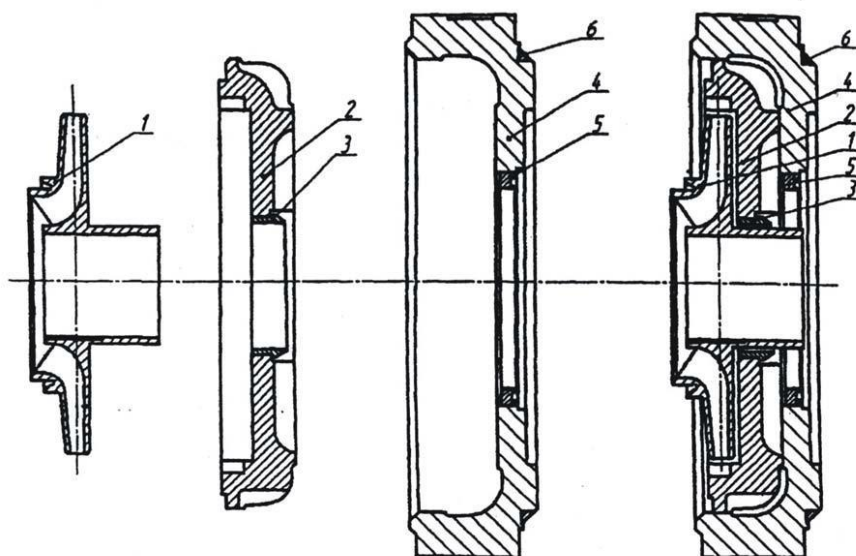


Рисунок 8- Ступінь насоса ЦНС: 1 – робоче колесо, 2 – направляючий апарат, 3, 5, 6 – ущільнення, 4 – секція

Під час роботи насоса, на бічних поверхнях робочих коліс (мал. 8), не рівних площі, діє осьове зусилля, що прагне змістити ротор насоса у бік всмоктування. Для врівноваження осьового зусилля в насосі застосовується розвантажувальний пристрій – вузол гідравлічного розвантаження. До кришки кріпляться корпус кінцевого ущільнення насоса, а корпус підшипника. У кришках виконані лапи для кріплення насоса до рами. Опорні поверхні лап розташовані горизонтально, знизу. Вхідний патрубок насоса розташований горизонтально, вертикально напірний нагору. Виконання патрубків – фланцевого типу.



Рисунок 9 - Робоче колесо насоса типу ЦНС

Для ущільнення валу насоса передбачені ущільнення торця з додатковим ущільненням або подвійні торцеві ущільнення із системою замикання. Відведення гідравлічного розвантаження, що перекачується з камери вузла, здійснюється в порожнину кришки всмоктування через трубопровід розвантаження. У нижній частині кришок всмоктування та нагнітання передбачені зливні отвори із пробками для зливу середовища, перекачують із 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 втулично-пальцева;
- 4 – Електродвигун;
- 5 – Плита фундаментна.

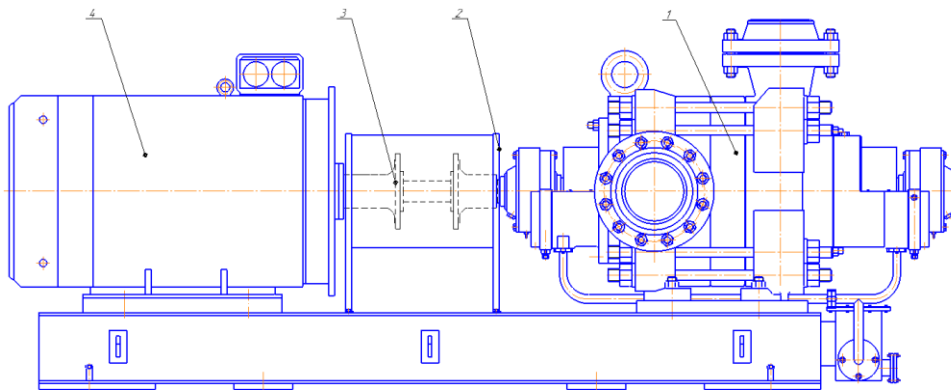


Рисунок 10- Принципова схема насоса ЦНС 255-192

4. Попередні розрахунки проточної частини насоса

4.1 Вихідні дані для розрахунку

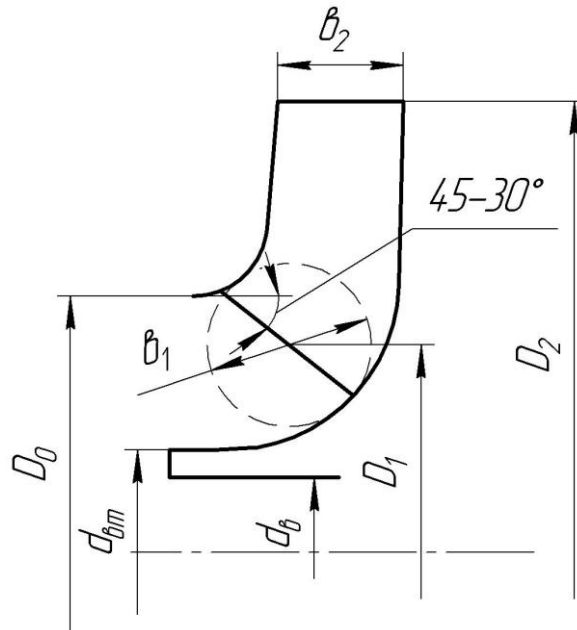


Рисунок 11 – Меридіальний переріз робочого колеса

Для проектування робочого колеса задають його основні параметри:

- тип робочого колеса: однопотокове ($\alpha = 1$);
- густина перекачуваної рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- подача $Q = 255 \text{ м}^3/\text{с}$;
- напір $H = 192 \text{ м}$;
- частота обертання $n = 1500 \text{ об/хв}$.

Коефіцієнт швидкохідності знаходиться за формулою:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q'}}{H^{\frac{3}{4}}}$$
$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1475 \cdot \sqrt{0,071^{0,5}}}{\left(\frac{192}{3}\right)^{0,75}} = 122,8$$

Приведений діаметр робочого колеса визначаємо за формулою Суханова,

мм:

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

$$D_{1np} = 4,8 \sqrt[3]{\frac{255}{3600 \cdot 1475}} = 0,766 \text{ м}$$

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 визначається наступним чином:

$$Q_{p.k.} = \frac{Q'}{\eta_{об}}$$

$$Q_{pk} = 255 / 0,973 = 262,07 \text{ м}^3/\text{год}$$

де $\eta_{об}$ - об'ємний ККД, що визначається за формулою

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

$$n_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 122,8^{\frac{2}{3}}} = 0,973$$

Повний ККД насоса визначаємо за формулою:

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

$$\eta = 0,973 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,79$$

де $\eta_{Г}$ - гідравлічний ККД;

η'_M - внутрішній механічний ККД;

η_M - зовнішній механічний ККД.

Гідравлічний ККД визначається за формулою:

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

$$\eta_{Г} = 1 - \frac{0,42}{(\lg(0,766 \cdot 10^3) - 0,172)^2} = 0,9$$

Внутрішній механічний ККД:

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

$$n'_M = \frac{1}{1 + 820 \cdot 122,8^{-2}} = 0,95$$

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

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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,071 \cdot 192}{0,79} = 169278,4$$

Теоретичний напір робочого колеса, м визначаємо за наступною формулою:

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

$$H_m = \frac{192}{0,9} = 213,3$$

4.1.1 Визначення діаметра вала та втулки робочого колеса

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

$$d_\alpha = \sqrt[3]{\frac{M \cdot 16}{\pi \cdot [\tau_\kappa]}}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1206,13}{3,14 \cdot 150}} = 3,447$$

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

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

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

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

$$M = \frac{30 \cdot 186206,24}{3,14 \cdot 1475} = 1206,13$$

Виходячи з розрахунку 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:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 169278,4 = 186206,24$$

Діаметр втулки, мм, орієнтовно обирають з виразу:

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

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

4.1.2 Визначення геометричних параметрів входу у робоче колесо

За наступною формулою визначаємо діаметр вхідної воронки робочого колеса, мм:

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

$$D_0 = \sqrt{0,766^2 + 0,122^2} = 0,776$$

Швидкість потоку на вході у робоче колесо:

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

$$V_0 = \frac{4 \cdot 262,07}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,766^2} = 0,158$$

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 28 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

$$D_1 = 0,8D_0$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,776 = 0,62(\text{м})$$

Складова абсолютної швидкості при вході потоку на лопать меридіанна визначається виразом:

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

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

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

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

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

$$\beta_{1n} = \operatorname{arctg} \frac{3,565}{47,86 - 1,16} = 4,35$$

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 визначається:

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

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,62 \cdot 1475}{60} = 47,86$$

Кут нахилу лопаті на вході у робоче колесо, град розраховується за формулою:

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

$$\beta_1 = 4,35 + 7,5 = 11,85$$

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

Для забезпечення збільшеного напору у робочому колесі

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

4.1.3 Визначення числа лопатей та їх товщини

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

$$k_1 = \frac{t_1}{t_1 - S_1 / \sin \beta_1} = \frac{1}{1 - zS_1 / 2\pi R_1 \sin \beta_1}.$$
$$k_1 = \frac{1}{1 - (8 \cdot 0,005) / (2 \cdot 3,14 \cdot 0,103 \cdot \sin 11,85)} = 1,43$$

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 β_{1n} и $\Delta\beta$.

Ширину робочого колеса на вході знаходять з виразу:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k}}{\pi D_1 V_{1m}}$$
$$b_1 = \frac{262,07}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,62 \cdot 3,565} = 0,01$$

4.1.4 Визначення геометричних параметрів виходу з робочого колеса

Попереднє значення зовнішнього діаметра робочого колеса може бути визначене спрощено з основного рівняння роботи лопатевих насосів. Беремо у першому наближенні $V_{1U} = 0$ і $V_{2U} = 0,5U_2$.

Діаметр на виході з робочого колеса визначаємо:

$$D'_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH}}{n}$$
$$D'_2 = 19,1 \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot (\frac{192}{3})}}{1475} = 0,458$$

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} :

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

$$\beta_2 = \arcsin \left(1,268 \cdot \frac{1,2}{1,21} \cdot 0,8 \cdot \sin 11,85 \right) = 11,9$$

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

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

$$\left(\frac{W_1}{W_2} \right)_{opt} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot 122,8^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot 122,8 + 2,65 = 1,268$$

4.1.5 Уточнення зовнішнього діаметра робочого колеса з урахуванням кінцевого числа лопатей

Колова швидкість на виході з робочого колеса визначається:

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

$$U_2 = \frac{4,456}{2 \cdot \operatorname{tg} 11,9} + \sqrt{\left(\frac{4,456}{2 \cdot \operatorname{tg} 11,9} \right)^2 + 9,81 \cdot 83,73 + 1,16 \cdot 47,86} = 40,245$$

де $V_{2m} = \kappa_2 \cdot V'_{2m}$ – меридіальна швидкість на виході з робочого колеса

Теоретичний напір розраховуємо за формулою:

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

$$H_{T\infty} = \frac{63,3}{0,9 \cdot 0,84} = 83,73$$

де k_z – поправка на кінечне число лопатей

За формулою Пфлейдерера визначаємо поправку K_z на кінцеве число лопатей:

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

$$k_z = \frac{1}{1+0,185} = 0,84$$

де:

$$p = 2 \frac{\Psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D'_2}\right)^2}$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,89}{8} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,62}{0,458}\right)^2} = 0,185$$

Коефіцієнт Ψ визначається за формулою:

$$\Psi = 0,6 + 0,6 \cdot \sin 11,9 = 0,72$$

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

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

$$D_2 = \frac{60 \cdot 40,245}{3,14 \cdot 1475} = 0,52$$

Коефіцієнт стиснення потоку лопатями на виході з робочого колеса:

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

$$k'_2 = \frac{1}{1 - (8 \cdot 0,015)/(3,14 \cdot 0,52 \cdot \sin 11,9)} = 1,55$$

Ширина робочого колеса на виході визначається:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi D_2 V_{2m} 3600}$$
$$b_2 = \frac{262,07}{3,14 \cdot 0,52 \cdot 4,456 \cdot 3600} = 0,01$$

4.2. Розрахунок та проектування направляючого апарату

Нижче вказано алгоритм розрахунку та проектування окремих елементів направляючого апарату (рис. 12, 13)



Рисунок 12 - Направляючий апарат насоса ЦНС (дифузورний канал)

- визначаємо діаметр початкової окружності D_3 .

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

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

$$D_3 = 1,05 \cdot 0,52 = 0,546$$

Визначаємо ширину Н.А. в меридіальному перетині

$$b_3 = 1,1 b_2$$
$$b_3 = 1,1 \cdot 10 = 11$$

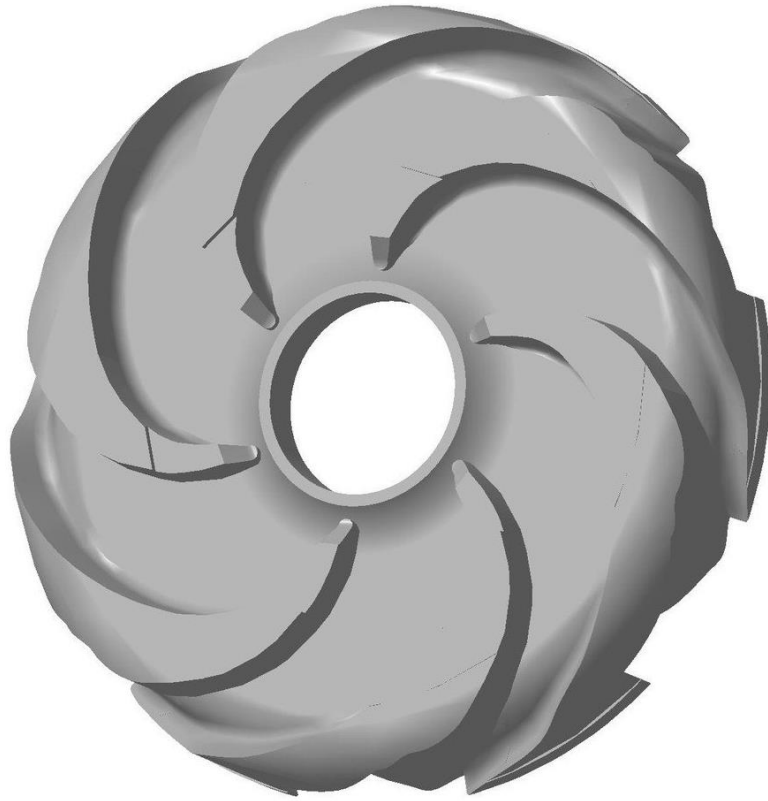


Рисунок 13 - Направляющий аппарат насоса ЦНС (підвідний канал)

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	р0р0р0	РРр0	РРр0	р0р0р0	РРр0	РРр0	р0р0р0	РРр0
4	Р0р0	р0р0р0	Р0Р	0р00	Р0Р	р0р0р0	Р0Р	0р00
5	0РР	Р00	р0р0р0	Р00	0РР	0РР	Р00	р0р0р0
6	0р00	00р0	Р00	р0р0р0	Р00	00р0	0р00	00р0
7	0Р0	0Р0	00Р	Р00	р0р0р0	Р00	00Р	0Р0
8	00Р	0р00	00Р	000	Р00	р0р0р0	Р00	000
9	00р0	0Р0	0Р0	00р0	000	Р00	р0р0р0	Р00
10	00Р	000	0р00	000	00Р	000	Р00	р0р0р0
11	000	00Р	0Р0	0Р0	0Р0	000	000	Р00
12	000	00р0	000	0р00	000	00р0	000	000
13	000	00Р	000	0Р0	0Р0	000	00Р	000
<u>Гармо</u> <u>ни-ки</u>	123	123	123	123	123	123	123	123

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

$$\psi_3 = 1 - \frac{3}{0,242 \cdot \sin 6} = 45,37$$

$$t = \frac{\pi \cdot D_3}{Z_{на}}$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 0,546}{6} = 0,286$$

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:

$$\alpha_{3п} = \arctg \frac{V_{m3}}{V_{u3}}.$$

$$\alpha_{3п} = \arctg \frac{3,765}{18,18} = 11,7$$

$$V_{т3} = \frac{Q}{\pi D_3 b_3}$$

$$V_{m3} = \frac{0,071}{3,14 \cdot 0,546 \cdot 0,011} = 3,765$$

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

$$V_{u3} = \frac{19,09 \cdot 0,52}{0,546} = 18,18$$

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

$$V_{u2} = 40,245 - \frac{4,456}{\operatorname{tg} 11,9} = 19,09$$

- визначасмо 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:

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

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

Під кутом $\alpha_{3л}$ виконується спіральна (увігнута) частина лопаток Н.А.

- вибирають і уточнюють розмір спіральної ділянки каналу в плані

Спіральну ділянку лопаток Н.А. виконують за логарифмічною спіраллю:

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

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

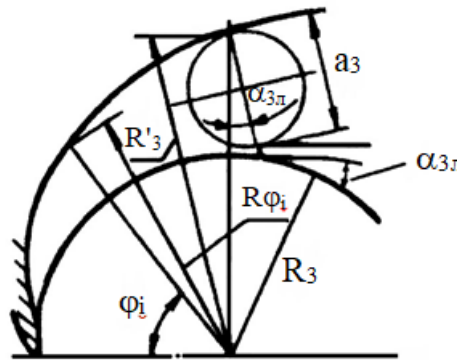


Рисунок 14 – Розрахункова схема спіральної частини Н.А.

Висота вхідного перерізу

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

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

4.2.1 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 потоку. Дифузорна ділянка визначає гідродинамічну досконалість Н.А.

як перетворювач кінетичної енергії потоку в потенційну.

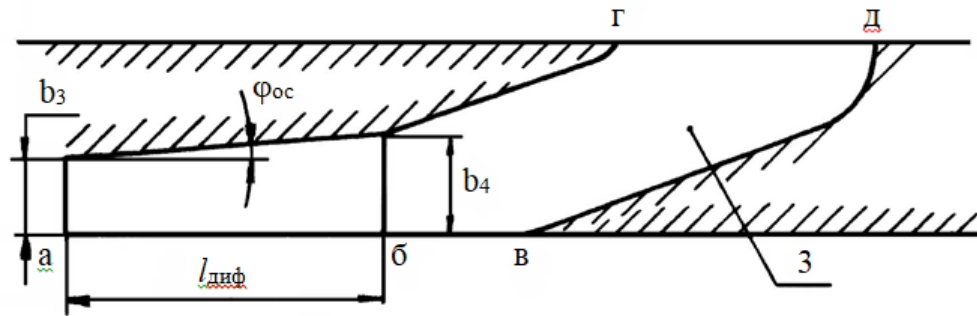


Рисунок 15– Розгортка диффузорного і перевідного каналу по середній лінії

$$l_{\text{диф}}/a_3 = 3 \div 5$$

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

З цього виходить

$$l_{\text{диф}} = 5 \cdot a_3$$

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

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

$$b_4 = 11 + 90 \cdot \sin 6^\circ = 20,41 \text{ мм}$$

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

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

Висновки:

1. Розроблена змінна проточна частина насоса ЦНС 255-192, з параметрами напір $H=192$ м, подача $Q=255$ м³/год ККД $\eta=0.81$, потужність $N=169278,4$ кВт.

2. Розроблено та спроектовано робоче колесо змінної проточної частини насоса ЦНС 255-192. Його основні конструктивні параметри наступні: $D_2=520$ мм $D_0=776$ мм $b_2=10$ мм, $z=8$. Розроблене робоче колесо забезпечує параметри $H=63,3$ м, $Q=255$ м³/год.

3. Розроблено та спроектовано направляючий апарат змінної проточної частини насоса ЦНС 255-192. Його основні конструктивні елементи наступні $D_3=546$ мм $D_4=600$ мм $b=66$ мм, $z=6$.

5. Аналізування результатів чисельного дослідження

В даному пункті була створена розрахункова модель в препроцесорі програмного продукту ANSYS SFX для розрахунку течії в робочому колесі. Попередньо була створена 3D модель даного колеса в програмі Solidworks (рис 16). Наступним кроком було створення неструктурованої розрахункової сітки для каналу робочого колеса.

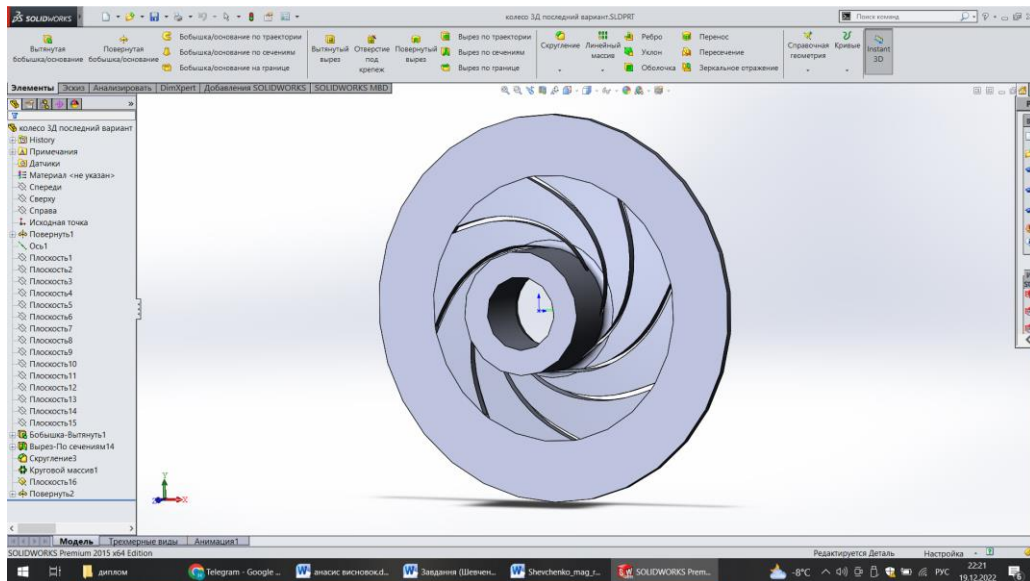
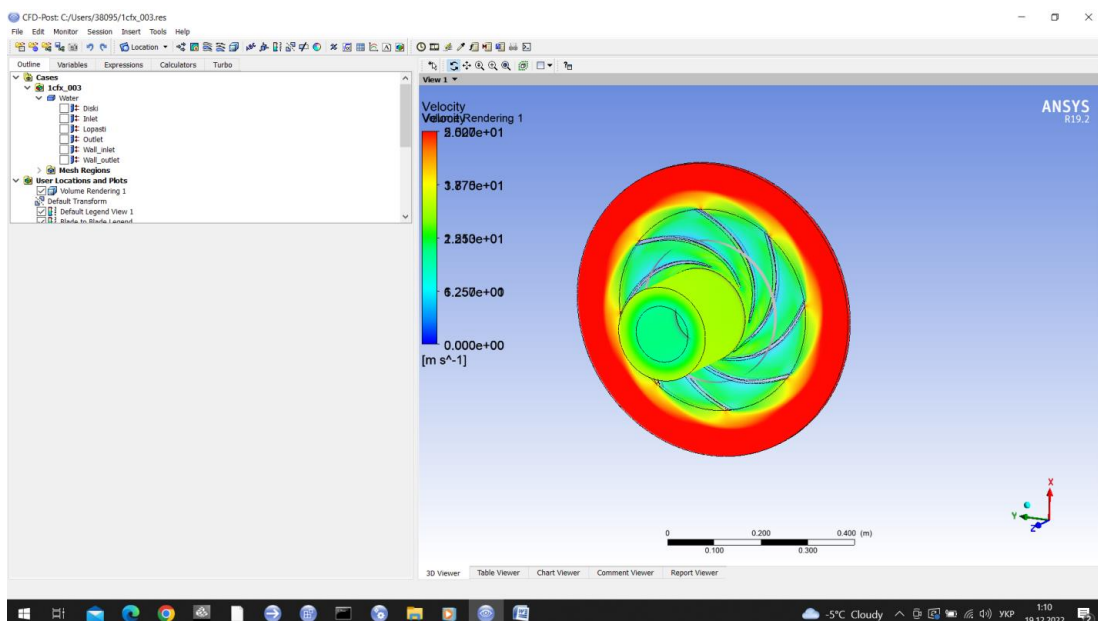


Рисунок 16 - 3D модель робочого колеса в програмі Solidworks

Відповідно до результатів розрахунку що бачимо на рисунку 17 можемо визначити наступне:

Теоретичний напір що створює робоче колесо рівне $H=46,74\text{м}$,



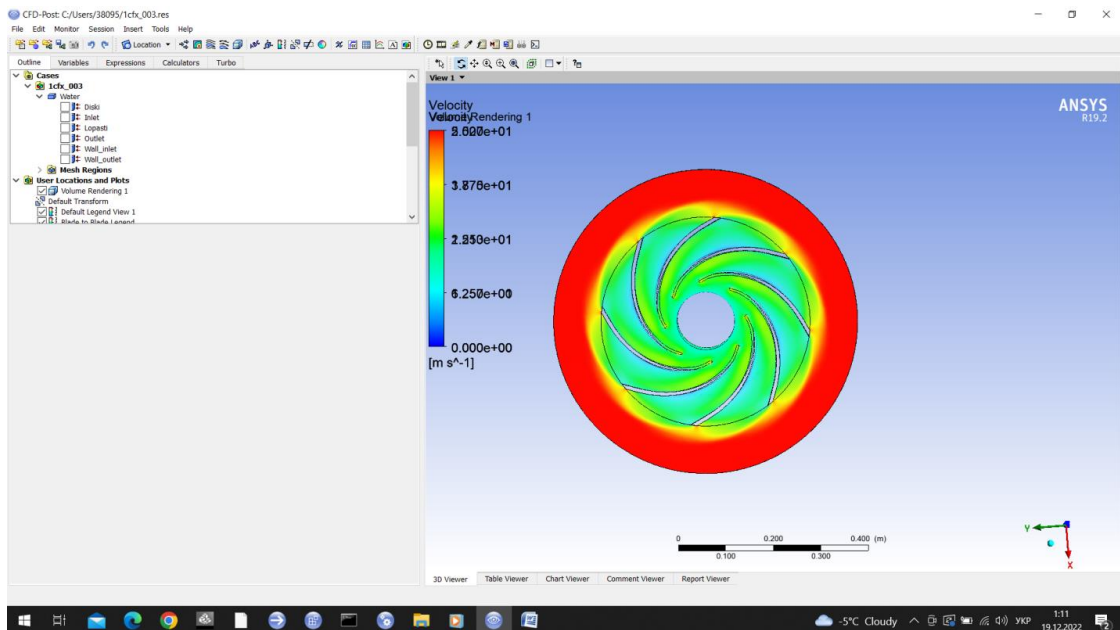


Рисунок 17- розподіл швидкості в каналах робочого колеса в постпроцесорі програмного продукту ANSYS SFX

Дивлячись на рисунок 17 робимо висновки:

- відповідно до шкали що відображає розподіл швидкості в робочому колесі робимо висновок, що швидкість потоку в місцях де колесо зафарбоване синім кольором, менша, а в місцях де зафарбоване червоним, більша;
- на робочій стороні лопасті на меншому діаметрі тиск більше ніж на тильній стороні на більшому діаметрі, це відповідає тому що саме робоча сторона лопасті давить на потік;
- Тиск на виході з лопасті нижчий буде, через те що саме в цьому місці прорізається лопать.

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

6.1 Визначення осьової сили

Визначення основних розрахункових даних

Вихідні дані: подача $Q = 255 \text{ м}^3 / \text{год}$; напір $H = 192 \text{ м}$; частота обертання насоса $n = 1500 \text{ об/хв}$; густина рідини $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$. Коефіцієнт швидкохідності насоса при частоті обертання $n = 1500 \text{ об/хв}$: $n_s = 122,8$

Осьова гідравлічна сила представляє собою суму неврівноважених 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 неврівноваженими 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:

$$T_1 = \gamma \cdot \pi \cdot (r_{y1}^2 - r_{y2}^2) \cdot \left[H_p - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \cdot \left(r_2^2 - \frac{r_{y1}^2 + r_{y2}^2}{2} \right) \right]$$
$$T_1 = 9810 \cdot 3,14 \cdot (0,11^2 - 0,064^2) \cdot \left[34,4 - \frac{157^2}{8 \cdot 9,81} \cdot \left(0,22^2 - \frac{0,11^2 + 0,064^2}{2} \right) \right]$$
$$= 2779,03 \text{ Н}$$

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:

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

$$H_T = \frac{192}{0,9} = 213,33 \text{ м}$$

де H – напір насоса, м;

η_r - гідравлічний ККД.

Потенційний напір:

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

$$H_p = 192 \cdot \left(1 - \frac{56,7}{2 \cdot 34,54}\right) = 34,4 \text{ м}$$

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:

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

$$V_{2u} = \frac{9,18 \cdot 213,33}{157 \cdot 0,22} = 56,7 \text{ м/с}$$

де ω - кутова швидкість, с^{-1} ;

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

де n - швидкість обертання насоса, об/хв

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

По осі насоса діє динамічна сила T_2 , яка обумовлена натіканням потоку на колесо, а також зміною осьового 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 .

$$T_2 = \frac{9810 \cdot 70,8 \cdot 10^{-3}}{9,81} \cdot 3,46 = 244,968 \text{ Н}$$

$$T = 2779,03 - 244,968 = 2534,06 \text{ Н}$$

6.2.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 $Q = 0$

$$R = 0,17 \cdot 1 \cdot 9810 \cdot 192 \cdot 0,52 \cdot 0,01 = 1665,03 \text{ Н}$$

Також зробимо розрахунки при режимі $Q = 0,2$; $Q = 0,4$; $Q = 0,6$; $Q = 0,8$; $Q =$

1,0.

$$R_{0,2} = 0,17 \cdot 0,646 \cdot 9810 \cdot 192 \cdot 0,52 \cdot 0,01 = 1075,61 \text{ Н}$$

$$R_{0,4} = 0,17 \cdot 0,823 \cdot 9810 \cdot 192 \cdot 0,52 \cdot 0,01 = 1370,32 \text{ Н}$$

$$R_{0,6} = 0,17 \cdot 0,882 \cdot 9810 \cdot 192 \cdot 0,52 \cdot 0,01 = 1468,56 \text{ Н}$$

$$R_{0,8} = 0,17 \cdot 0,911 \cdot 9810 \cdot 192 \cdot 0,52 \cdot 0,01 = 1516,84 \text{ Н}$$

$$R_{1,0} = 0,17 \cdot 0,929 \cdot 9810 \cdot 192 \cdot 0,52 \cdot 0,01 = 1546,81 \text{ Н}$$

Висновок:

1. У розділі 6.1 визначено величину осьової сили, що становить $T_2 = 244,968 \text{ Н}$. Осьова сила спрямована в сторону всмоктування і виникає в результаті несиметричності Н.А.
2. У розділі 6.2 визначено величину радіальної сили на нерозрахунковому режимі роботи $Q = 0$, що становить $R = 1665,03 \text{ Н}$. Вона виникає у результаті несиметричності потоку на нерозрахункових режимах у відповідних патрубках.

7. 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 18 – схема виникнення кавітації

Сутність кавітації полягає в утворенні розривів (каверн) у тих місцях потоку, де тиск знижується до величини, що відповідає тиску насиченої пари за даної температури рідини. У таких місцях рідина швидко закипає, причому бульбашки пар переносяться потоком в область більш високих тисків, де відбувається їх конденсація. Процес конденсації відбувається миттєво, і навколишня рідина спрямовується в порожнини, що утворилися, що супроводжується сильними гідравлічними ударами і шумом. Якщо бульбашка пари в момент його повної конденсації знаходиться на поверхні, що обмежує потік, то удар припадає на цю поверхню. Згідно з сучасними дослідженнями, дійсний тиск при кавітації може досягати $10\ 000\ \text{кгс/см}^2$, а число ударів обчислюється сотнями в секунду.



Рисунок 19 – результат перекачування абразивів

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. Для цього необхідно забезпечити умови, аби негативний тиск на лінії всмоктування ніколи не перевищував межі встановлені для насоса. Це можна досягти наступним чином:

- Уникати всмоктування води з надмірної глибини (макс. 4 м);
- Усунути вузькі місця на лінії всмоктування: обов'язково укріпити труби (закрутити в спіраль) аби не допустити зайвого згинання, переламування чи злипання стінок, що призводить до ускладнення та блокування проходу рідини до насоса;
- Регулярно очищувати всмоктувальні фільтри;
- Зменшити до мінімуму кількість трубних колін контуру й використовувати клапани на лінії всмоктування;
- Використовувати труби, що за розмірами дорівнюють або більше, ніж діаметр всмоктувального патрубка насоса. Краще уникати використання труб меншого діаметру.

- Уникати використання перехідних патрубків і, по можливості, кутових патрубків.
- Перевіряти за допомогою вакуумметра, щоб негативний тиск на лінії всмоктування встановленого насоса ніколи не перевищував -0,3 бар.

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:

$$V_0 = \frac{Q_{p.k}}{S_0}$$

$$V_0 = \frac{0,07264}{0,461} = 0,166 \text{ м/с}$$

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:

$$S_0 = \frac{\pi \cdot (D_0^2 - d_{BT}^2)}{4}$$

$$S_0 = \frac{3,14 \cdot (0,776^2 - 0,122^2)}{4} = 0,461 \text{ м}^2$$

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:

$$c = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\Delta h^{\frac{3}{4}}}$$
$$c = \frac{5,62 \cdot 1500 \cdot \sqrt{0,071}}{4,74^{\frac{3}{4}}} = 698,56$$

Дане значення C задовольняє вимогам.

Висновки:

1. У розділі 7 розглянуто механізм виникнення кавітації у відцентрових насосах типу ЦНС.
2. Визначено величину мінімального кавітаційного запасу $\Delta h = 4,74 \text{ м}$ для розробленої змінної проточної частини насоса ЦНС 255-192.
3. Визначено кавітаційний коефіцієнт швидкохідності $C=22,1$. Встановлено, що цей показник відносно не високий і можна сказати, що насос не слід застосовувати при вакууметричному туску у всмоктувальному трубопроводі.

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

8.1 Розрахунок шпонкових з'єднань

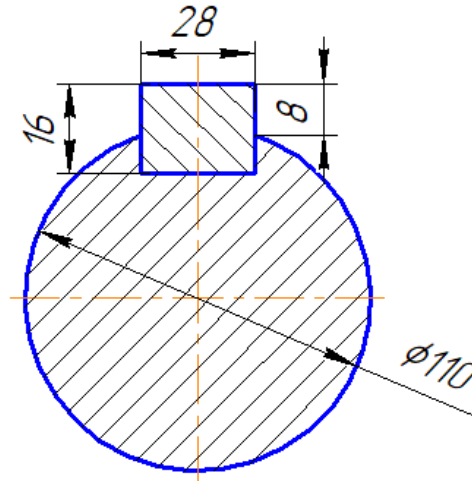


Рисунок 20 - Ескіз шпонкового з'єднання вала з робочим колесом

Вихідні дані для розрахунку:

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

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

$h = 16$ мм - висота шпонки;

$l = 50$ мм - довжина шпонки

Для початку визначимо 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:

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

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 визначається за формулою:

$$l_p = l - b.$$

$$l_p = 50 - 28 = 22 \text{ мм}$$

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 становить:

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

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

Таким чином, допустиме напруження на зминання в шпонці рівняється:

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

При розрахунку на зминання повинна виконуватися наступна умова:

$$\sigma_{\text{зм}} \leq [\sigma_{\text{зм}}].$$

$$\sigma_{\text{зм}} = 55,97 \text{ МПа} < 192,08 \text{ МПа}$$

Таким чином, дана умова розрахунку на зминання шпонки виконується.

Перевірка шпонки на зріз, МПа, визначається за формулою:

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

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

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися умова:

$$\tau_{\text{зр}} \leq [\tau_{\text{зр}}].$$

де:

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

Виходить:

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

Звідси напруження на зріз в шпонці:

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

Отже, умова розрахунку шпонки на зріз виконується.

Отже, шпонка підібрана правильно.

8.2 Розрахунок на міцність шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

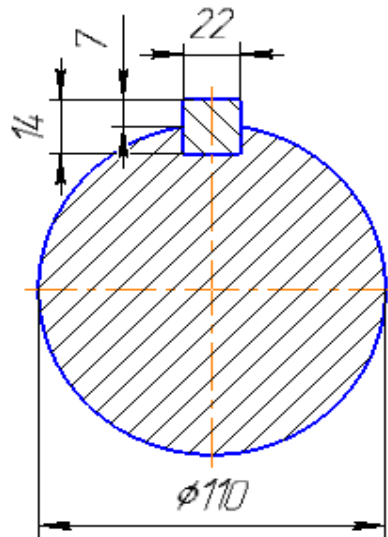


Рисунок 21- Ескіз шпонкового з'єднання вала з напівмуфтою

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 визначається:

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

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

$$l_p = l - b.$$

Звідси виходить:

$$l_p = 110 - 22 = 88 \text{ мм}$$

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 рівне:

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

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 наступна 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:

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

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

При розрахунку шпонки на зріз повинна виконуватися наступна 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.

8.3 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 роликopідшипник.

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.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається:

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

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 $t \leq 100^\circ \text{C}$,
 $K_T = 1,4$ при $t \approx 250^\circ \text{C}$;

X , Y – коефіцієнти радіального та осьового 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:

$$L_{hp} \geq L_h$$

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

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

Висновки:

1. В пункті 8.1 розрахувала шпонку з розмірами $28 \times 16 \times 50$, ГОСТ 23360-78, матеріал Сталь 45.
2. Розрахувала шпонку з розмірами $22 \times 14 \times 110$, 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

9. Вибір муфти крутного моменту та розрахунки для 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

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 255 \cdot 192}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,81} = 164,7 \text{ кВт}$$

Потужність електродвигуна складає:

$$N_{\text{ед}} = K \cdot N$$

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

$$N_{\text{ед}} = 1,2 \cdot 164,7 = 197,64 \text{ кВт}$$

За заданою частотою обертання 1500 об/хв та розрахованою потужністю електродвигуна 197,64 кВт обираємо вибухозахищений асинхронний трифазний електродвигун АИР315М4 [15].

Розшифровка позначення АИР315М4:

1. АИР - тип електродвигуна
2. 315 - умовний габарит
3. М - позначення довжини сердечника
4. 4 - число пар полюсів
5. У2 - категорія розміщення
6. 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.
- 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

<u>Тип електродвигуна</u>	АИР315М4
<u>Номінальна потужність</u>	200 кВт
<u>Номінальна частота обертання, об/хв</u>	1500
<u>Номінальний струм</u>	360 А
ККД, %	94,9
<u>Напруга живлення</u>	<u>Трифазне, 380/660</u> ВОЛЬТ
<u>Співвідношення моментів струму M_p / M_n</u>	2,1
<u>Співвідношення моменту сили M_{max} / M_n</u>	2,2
<u>Відношення струму I_p / I_n</u>	6,9
<u>Момент інерції $kg \cdot m^2$</u>	4,82
<u>Діаметр вала, мм</u>	90
<u>Маса двигуна, кг</u>	1200

Висновки:

У пункті 9 розрахунки для вибору двигуна. З потужністю $N_{ед}=197,64$ кВт та відомою частотою обертання 1500 об/хв, обрала вибухозахищений асинхронний трифазний електродвигун АИР315М4.

10. Виконання завдання з розділу охорони праці

Тема: Навчання працівників безпечних способів праці. Зміст та види інструктажів, хто і коли їх проводить.

Працівники під час прийняття на роботу і в процесі роботи повинні проходити за рахунок роботодавця інструктаж, навчання з питань охорони праці, з надання домедичної допомоги потерпілим від нещасних випадків і правил поведінки у разі виникнення аварії[16]. Так скерує ст. 18 Закону України «Про охорону праці».

За характером і часом проведення інструктажі поділяють на:

- Вступний:

Вступний інструктаж з безпеки праці проводять з усіма, хто приймається на роботу незалежно від їхньої освіти, стажу роботи за даною професією чи посадою, з тимчасовими працівниками, відрядженими, учнями і студентами, які прибули на виробниче навчання чи практику, а також з учнями у навчальних закладах перед початком лабораторних і практичних робіт в навчальних лабораторіях, майстернях, дільницях, полігонах.

Вступний інструктаж на підприємстві проводить інженер з охорони праці або особа, на яку наказом по підприємству покладено ці обов'язки.

Вступний інструктаж проводять за програмою, розробленою відділом охорони праці (інженером з охорони праці) з урахуванням вимог стандартів ССБТ, правил, норм та інструкцій з охорони праці, а також всіх особливостей виробництва, затвердженої керівником (головним інженером) підприємства. Тривалість інструктажу встановлюється відповідно до затвердженої програми.

- первинний на робочому місці:

Первинний інструктаж на робочому місці до початку виробничої діяльності проводять:

- з усіма новоприйнятими на підприємство, перекладаються з одного підрозділу в інший;
- з працівниками, які виконують нову для них роботу, відрядженими, тимчасовими працівниками;

- з будівельниками, які виконують будівельно-монтажні роботи на території діючого підприємства;

- зі студентами та учнями, які прибули на виробниче навчання або практику перед виконанням нових видів робіт, а також перед вивченням кожної нової теми під час проведення практичних занять в навчальних лабораторіях, класах, майстернях, дільницях, при проведенні позашкільних занять у гуртках, секціях.

- Повторний:

Повторний інструктаж проходять всі робітники, за винятком осіб, зазначених у списку звільнених від повторного інструктажу, незалежно від кваліфікації, освіти, стажу, характеру виконуваної роботи не рідше одного разу на півріччя.

Повторний інструктаж проводять індивідуально або з групою працівників, які обслуговують однотипне обладнання і в межах загального робочого місця за програмою первинного інструктажу на робочому місці в повному обсязі.

- Позаплановий:

Позаплановий інструктаж проводять:

1) при введенні в дію нових або перероблених стандартів, правил, інструкцій з охорони праці, а також змін до них;

2) при зміні технологічного процесу, заміні або модернізації устаткування, пристосувань і інструменту, вихідної сировини, матеріалів та інших факторів, що впливають на безпеку праці;

3) при порушенні працюючими і учнями вимог безпеки праці, які можуть призвести або призвели до травми, аварії, вибуху або пожежі, отруєння;

4) на вимогу органів нагляду;

5) при перервах в роботі - для робіт, до яких висувають додаткові (підвищені) вимоги безпеки праці більш ніж на 30 календарних днів, а для решти робіт - 60 днів.

Позаплановий інструктаж проводять індивідуально або з групою працівників однієї професії. Обсяг і зміст інструктажу визначають в кожному конкретному випадку залежно від причин і обставин, що викликали необхідність його проведення.

- Цільовий.

Цільовий інструктаж проводять при виконанні разових робіт, не пов'язаних з прямими обов'язками за фахом (навантаження, вивантаження, прибирання території, разові роботи поза підприємством, цеху і т.п.);

ліквідації наслідків аварій, стихійних лих і катастроф; виконання робіт, на які оформляється наряд-допуск, дозвіл та інші документи; проведенні екскурсії на підприємстві, організації масових заходів з учнями (екскурсії, походи, спортивні змагання та ін.)

Первинний інструктаж на робочому місці, повторний, позаплановий та цільовий проводить безпосередній керівник робіт (майстер, інструктор виробничого навчання, викладач).

Інструктажі на робочому місці завершуються перевіркою знань усним опитуванням або за допомогою технічних засобів навчання, а також перевіркою набутих навичок безпечних способів роботи. Знання перевіряє працівник, який проводив інструктаж.

Особи, які показали незадовільні знання, до самостійної роботи або практичних занять не допускаються і зобов'язані знову пройти інструктаж.

Про проведення первинного інструктажу на робочому місці, повторного, позапланового, стажування та допуск до роботи працівник, який проводив інструктаж, робить запис у журналі реєстрації інструктажу на робочому місці і (або) в особистій картці з обов'язковим підписом інструктують і інструктує. При реєстрації позапланового інструктажу вказують причину його проведення.

Цільовий інструктаж з працівниками, які проводять роботи по наряді-допуску, дозволу і т.п., фіксується в наряді-допуску або іншій документації, що дозволяє проведення робіт.

Форма проведення інструктажу

Роботодавець у виборі форми проведення інструктажу абсолютно не обмежений законодавчим полем[17]. Інструктаж може бути індивідуальним

або груповим, тобто проводиться окремо з одним працівником або ж із групою працівників.

Інструктаж може відбуватися у вигляді:

- співбесіди;
- лекції;
- самостійного вивчення працівником відповідних розділів місцевих інструкцій або ж правил, передбачених програмою відповідного інструктажу;
- перегляду навчальних фільмів, презентацій.

Інструктаж проводиться, як правило, в спеціально обладнаному для цього приміщенні, з використанням сучасних технічних засобів навчання, навчальних та наочних посібників за програмою, розробленою з урахуванням особливостей виробництва. З цією метою на підприємствах створюються куточки або навіть кабінети охорони праці.

Інструктажі проводяться згідно з темами, що заздалегідь розробляються і затверджуються у вигляді відповідних програм на основі чинних на підприємстві, в установі чи організації інструкцій. Програма та тривалість інструктажу затверджуються керівником підприємства. По закінченні інструктажу проводиться усне опитування осіб щодо засвоєння викладеного матеріалу.

Інструкція з охорони праці - нормативний акт, що встановлює вимоги з охорони праці при виконанні робіт у виробничих приміщеннях, на території підприємства, на будівельних майданчиках та в інших місцях, де виробляються ці роботи або виконуються службові обов'язки.

Інструкції з охорони праці можуть бути міжгалузеві і галузеві типові і для працівників підприємств, ділянок і конкретного робочого місця.

У інструкцію з охорони праці рекомендується включати наступні розділи:

- Загальні вимоги охорони праці.
- Вимоги охорони праці перед початком роботи.
- Вимоги охорони праці під час роботи.
- Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях.
- Вимоги охорони праці після закінчення роботи.

Висновки

В магістерській роботі була розроблена змінна частина насоса ЦНС 255-192 з параметрами $H=192$ м, $Q=255$ м³/год. Розраховано величину осьової сили, що становить $T=2779,03$ Н. Ця сила спрямована в сторону всмоктування та виникає в результаті несиметричності направляючого апарату. Також провели розрахунки радіальної сили $R=1665,03$ Н, у відповідних патрубках у результаті несиметричності потоку на нерозрахованих режимах. Була створена розрахункова модель в препроцесорі програмного продукту ANSYS SFX для розрахунку течії в робочому колесі. В цьому пункті зробили висновок що на робочій стороні лопасті на меншому діаметрі тиск більше ніж на тильній стороні на більшому діаметрі, це відповідає тому що саме робоча сторона лопасті давить на потік;

В наступних розділах розглянула причину виникнення кавітації у відцентрових насосах типу ЦНС; розрахувала шпонки що з'єднують косело з валом, та напівмуфтою; підбрала роликотідшипники радіальні, двохрядні, типу SKF 22320 EMW33. Відповідно до потужності насоса, та частотою обертання, обрала вибухозахищений асинхронний трифазний електродвигун АІР315М4.

Список літератури

1. Кондусь В. Ю., Котенко О.І. Лопатеві насоси / Кондусь В. Ю., 2021.
2. Розвиток насособудування в Україні / [Евтушенко А.А., Ржебаєв Є.Є., Швиндин А.І., Шифрин М.І.]. // Машинобудування України. – 1995. – № 1. – С. 30–33.
3. Евтушенко А.А. Науково-технічне забезпечення нової концепції розвитку насособудування в Україні // Праці Міжнар. наук.-техн. конф. “Прогресивна техніка, технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва”. / К.: НТУУ “КПІ”:Машинобудування– 1998. – Т. III. – 1998. – С. 244 – 248.
4. Яхненко С.М. Гідродинамічні аспекти блочно-модульного кон-струювання динамічних насосів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / С.М. Яхненко. – Суми, 2003. – 20 с.
5. Алексенко О.В. Розробка методів розрахунку та дослідження робочого процесу лопатевих насосів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / О.В. Алексенко. – Суми, 2006. – 20 с.
6. Аналіз опиту експлуатації насосних агрегатів в системі ППД НГДУ «Уфанефть» / [Хасанов Ф.Ф., Закиєв В.Р., Таушев В.В., Гарифуллин И.Ш.]. // Нафтяне господарство. – 2002. – № 4.– С. 98–100.
7. Раиль Гатауллин. Курс – на конкурентоспроможність/ Раиль Га-тауллин // Нафта та життя. – 2007. – № 7(35).– С. 16–18.
8. Ахметсалим Галеев. До проблеми підвищення ефективності роботи насосних агрегатів / Ахметсалим Галеев, Раис Сулейманов, Галлия Бикбулатова. // Технології ТЄК. – 2005. – №2. С. 92–97.
9. Росс Р.Р. Збереження ефективності роботи насосного обладнання при зниженні витрат в трубопроводі / Р.Р. Росс // Нафта, газ та нафтохімія за горбом. – 1987. – № 7. – С. 71–72.
10. Акбердин А.М. Шляхи зниження втрат електроенергії на привід при

зменшенні об'ємів перекачування нафти по трубопроводам / Акбердин А.М., Беркутов И.С., Еронен В.И. // Реферативний журнал. 61. Насособудування та компресобудування. Холодильше машинобудування. М.: ВИНТИ. – 2002. – № 7. – С. 5.

11. Колісніченко 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.

12. Ржебаєва Н.К., Ржебаєв Е.Є. «Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. - 220 с.

13. Лопастные насосы: Справочник (Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А.)

14. 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.

15. Асинхронні електродвигуни [Електронний ресурс]–

Режим доступу:

https://xn--80aqy.com.ua/katalog_elektrovdigatelei_air/

16. Основи-охорони-праці_Винокурова-Л.Е._2001.pdf

17. Даньків Й.Я. Охорона праці на підприємстві (організаційно-правові та обліково-аналітичні аспекти)/ Й.Я. Даньків, М.Я. Оста'пюк, В.Й. Даньків, - Бухгалтерський облік і аудит. – 2013. - №?. –С.?

18. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / Ломакин., 1966. – 364 с.

19. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы / Пфлейдерер К., 1937. – 497

20. Луговая С. О. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СМЕННЫХ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ПРИ СОЗДАНИИ УНИФИЦИРОВАННОГО РЯДА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ / Луговая С. О., 2009.

21. ГОСТ 22247-96 НАСОСЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ КОНСОЛЬНЫЕ ДЛЯ ВОДЫ. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ И РАЗМЕРЫ. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ. МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ <http://www.agrovodcom.ru/gost/gost4.html>
22. 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
23. ДСТУ ГОСТ 6134:2009 Насоси динамічні. Методи випробування http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=63379