

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Управління енергетичними та економічними процесами

Інтелектуальні системи енергопостачання

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
магістра

на тему: Математичне моделювання параметрів нових типів відцентрових насосів

за освітньою програмою Енергетичні та електромеханічні системи на транспорті

зі спеціальності: 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Виконав: студент групи EE2226:

/ Євген НАЗАРЕНКО /

Керівник:

/ доцент Ірина ПОТАПЧУК /

Нормоконтролер:

/ доцент Ірина ПОТАПЧУК /

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент

Дніпро – 2024 рік

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Energy and economic processes management

Intellectual power supply systems

Explanatory Note
to Master's Thesis

on the topic: Mathematical modeling of the parameters for the new types of centrifugal pumps

according to educational curriculum Energy and electromechanical systems in transport

in the Speciality: 141 Power engineering, electrical engineering and electromechanics

Done by the student of the group EE2226:

/ Yevhen Nazarenko /



Scientific Supervisor:

/ Ass. Prof. Iryna Potapchuk /



Normative controller :

/ Ass. Prof. Iryna Potapchuk



Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Управління енергетичними та економічними процесами

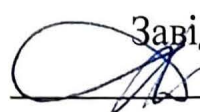
Кафедра: Інтелектуальні системи енергопостачання

Рівень вищої освіти: Другий (магістерський)

Освітня програма: Енергетичні та електромеханічні системи на транспорті

Спеціальність: 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

 Завідувач кафедри ІСЕ
Дмитро БОСІЙ

Дата 14.09.23

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу

магістр з електроенергетики,
електротехніки та електромеханіки

студенту Назаренку Євгену Леонідовичу

1. Тема роботи: “Математичне моделювання параметрів нових типів відцентрових насосів”.

Керівник роботи: Потапчук Ірина Юріївна, к.т.н., доцент

затверджені наказом від

“ 14 ” 09 2023 р. № 885ст

2. Строк подання студентом роботи: 02.01.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи:

Склад комбінованого палива на основі твердих побутових відходів домогосподарств.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Огляд проблеми математичного моделювання параметрів нових типів відцентрових насосів.

4.2 Методика розрахунку та профілювання відцентрових насосів.

4.3 Математичне моделювання параметрів нових типів відцентрових насосів.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Вимоги до відцентрових насосів турбонасосних агрегатів. 2. Спільна робота шнека з відцентровим колесом насоса. 3. Спільна робота шнека з відцентровим колесом насоса (продовження). 4. Вибір геометричних параметрів при розрахунку відцентрового насоса. 5. Коефіцієнт кавітації відцентрового колеса. 6. Методика розрахунку та профілювання відцентрових

(продовження). 8. Методика розрахунку та профілювання відцентрових насосів (продовження). 9. Методика розрахунку та профілювання відцентрових насосів (продовження). 10. Уточнення геометричних та кінематичних параметрів відцентрового насоса. 11. Визначення потужності відцентрового насоса. 12. Математичне моделювання параметрів відцентрових насосів. 13. Граничні умови задачі. 14. Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 50 об/хв. 15. Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 100 об/хв. 16. Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 200 об/хв. 17. Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 500 об/хв. 18. Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 700 об/хв. 19. Робоча гідравлічна характеристика відцентрового насоса.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд проблеми математичного моделювання параметрів нових типів відцентрових насосів.	15.09.2023	
2	Методика розрахунку та профілювання відцентрових насосів.	12.11.2023	
3	Математичне моделювання параметрів нових типів відцентрових насосів.	25.12.2023	
4	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	02.01.2024	
5	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	17.01.2024	

Студент

Євген НАЗАРЕНКО

Керівник роботи

Ірина ПОТАПЧУК



РЕФЕРАТ

Магістерська робота: 69 сторінок, 3 частини, 7 рисунків, 2 таблиці, 13 використаних джерел.

Об'єкт дослідження – відцентрові насоси.

Мета роботи – розрахунок гідравлічних параметрів відцентрових насосів.

Методи дослідження – аналітичні методи розрахунку та профілювання відцентрових насосів та розрахункові методи розрахунку та профілювання відцентрових насосів.

Одержані результати – виконано аналіз основних вимог до відцентрових насосів турбонасосних агрегатів, розглянуто робочу гідравлічну характеристику відцентрового насоса, виконано аналіз спільної роботи шнека з відцентровим колесом насоса, складено методику розрахунку та профілювання відцентрових насосів, зокрема, щодо вибору частоти обертання насоса, визначення розрахункового діаметра шнека, визначення параметрів входу відцентрового колеса, визначення параметрів шнека, розрахунку відцентрового колеса, профілювання робочого колеса насоса, уточнення геометричних та кінематичних параметрів відцентрового насоса, визначення потужності відцентрового насоса, виконано математичне моделювання параметрів відцентрового насоса з радіальними лопатями.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, ГІДРАВЛІЧНІ ПАРАМЕТРИ, ШНЕК, ВІДЦЕНТРОВЕ КОЛЕСО, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ОГЛЯД ПРОБЛЕМИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НОВИХ ТИПІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ.....	8
1.1 Основні вимоги до відцентрових насосів турбонасосних агрегатів.....	8
1.2 Робоча гідравлічна характеристика відцентрового насоса.....	14
1.3 Спільна робота шнека з відцентровим колесом насоса.....	15
2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ПРОФІЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ.....	25
2.1 Вибір частоти обертання насоса.....	25
2.2 Визначення розрахункового діаметра шнека.....	25
2.3 Визначення параметрів входу відцентрового колеса.....	26
2.4 Визначення параметрів шнека.....	30
2.5 Розрахунок відцентрового колеса.....	35
2.6 Профілювання робочого колеса насоса.....	37
2.7 Уточнення геометричних та кінематичних параметрів відцентрового насоса.....	38
2.8 Визначення потужності відцентрового насоса.....	39
3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НОВИХ ТИПІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ.....	42
3.1 Математичне моделювання параметрів відцентрового насоса з радіальними лопатями за допомогою програмного продукту.....	42
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	67
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	68

02.15.EE2226.KPM.2023–ПЗ

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	Математичне моделювання параметрів нових типів				Літера		Аркуш	Акрушів
Розробив	Назаренко		<i>Я.С.С.</i>	8.01.24					М	Л	6	60
Консульт.												

РЕФЕРАТ

Магістерська робота: 69 сторінок, 3 частини, 7 рисунків, 2 таблиці, 13 використаних джерел.

Об'єкт дослідження – відцентрові насоси.

Мета роботи – розрахунок гідравлічних параметрів відцентрових насосів.

Методи дослідження – аналітичні методи розрахунку та профілювання відцентрових насосів та розрахункові методи розрахунку та профілювання відцентрових насосів.

Одержані результати – виконано аналіз основних вимог до відцентрових насосів турбонасосних агрегатів, розглянуто робочу гідравлічну характеристику відцентрового насоса, виконано аналіз спільної роботи шнека з відцентровим колесом насоса, складено методика розрахунку та профілювання відцентрових насосів, зокрема, щодо вибору частоти обертання насоса, визначення розрахункового діаметра шнека, визначення параметрів входу відцентрового колеса, визначення параметрів шнека, розрахунку відцентрового колеса, профілювання робочого колеса насоса, уточнення геометричних та кінематичних параметрів відцентрового насоса, визначення потужності відцентрового насоса, виконано математичне моделювання параметрів відцентрового насоса з радіальними лопатями.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, ГІДРАВЛІЧНІ ПАРАМЕТРИ, ШНЕК, ВІДЦЕНТРОВЕ КОЛЕСО, МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ.

ВСТУП

Одним з найважливіших агрегатів системи живлення, що забезпечує рух компонентів палива по гідравлічному тракту, є відцентровий насос.

Насос взаємодіє з турбіною та забезпечує при номінальних оборотах розрахунковий напір (тиск) та необхідну витрату рідини. При відхиленні від номінальних обертів змінюється і тиск, і витрата.

За збереження номінальних обертів, але за умови зміни напору змінюється і витрата.

У всіх цих випадках змінюються, як правило, потужність, споживана насосом, та його ККД.

Параметри насоса обираються під час проектування та уточнюються експериментальним шляхом. В умовах несталою режиму вони змінюються з часом. Невеликі систематичні відхилення від номінальних значень пов'язані з впливом зовнішніх факторів, а також можуть бути викликані виробничими, технологічними та експлуатаційними причинами.

Вивчення несталою режиму роботи двигуна та впливу зовнішніх та внутрішніх впливів неможливо без знання взаємозв'язку між потужністю, що споживається насосом, його ККД, створюваним тиском та витратою рідини. Цей взаємозв'язок є характеристикою відцентрового насоса.

Складність математичного виразу характеристики залежить від прийнятої теорії та зроблених припущень, які в свою чергу визначаються метою дослідження та необхідної точністю розрахунку.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						7
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1 ОГЛЯД ПРОБЛЕМИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НОВИХ ТИПІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

1.1 Основні вимоги до відцентрових насосів турбонасосних агрегатів

Удосконалення параметрів та конструкції турбонасосних агрегатів здійснюється шляхом науково-дослідницької та дослідно-конструкторської роботи, конструкторського та технологічного опрацювання з урахуванням застосування нових високоякісних матеріалів, досвіду проектування, доведення відцентрових насосів турбонасосних агрегатів на етапах дослідного та серійного виробництва, а також їх експлуатації у складі двигуна.

Вимоги, що пред'являються до відцентрових насосів турбонасосних агрегатів, формулюються згідно з вимогами до двигунів, в який він входить як складова частина.

Таким чином, загальні вимоги до двигуна повною мірою належать і до відцентрових насосів турбонасосних агрегатів з певною конкретизацією загальних та спеціальних вимог.

До відцентрових насосів турбонасосних агрегатів пред'являється низка обов'язкових вимог [1...8]:

- забезпечення працездатності та основних параметрів при заданому ресурсі та мінімальній вартості виготовлення;
- забезпечення на всіх режимах роботи двигуна подачі компонентів палива необхідної витрати та тиску при мінімальних пульсаціях тиску та високому рівні показників надійності з відповідною величиною ККД всього турбонасосного агрегату;
- забезпечення мінімальних розмірів та маси всього двигуна за рахунок найменших габаритів та маси самого турбонасосного агрегату.

Вимоги щодо рівня герметичності турбонасосного агрегату є різними і пред'являються до окремих його вузлів та порожнин, якщо допустиме протікання не відбивається на працездатності двигуна і є лише показником його економічності.

Технологічність і собівартість відцентрового насоса турбонасосного

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

агрегату зазвичай оцінюються разом з двигуном.

Окремі вимоги до насосів та їх приводу залежать від параметрів двигуна, фізико-хімічних властивостей компонентів палива та його станом в магістралях, що живлять відцентровий насос.

Відцентрові насоси повинні:

- бути надійними при роботі з агресивними рідинами - компонентами палива;

- дотримуватись робочої характеристики (параметрів роботи), що забезпечує стабільність роботи двигуна на всіх режимах;

- високою антикавітаційною стійкістю, що забезпечує роботу двигуна в умовах максимального зменшення маси всього двигуна при заданій кутовій швидкості ротора турбонасосного агрегату;

Конструктивна досконалість та мінімізація маси насосного агрегату пов'язані з параметрами газової турбіни, що використовується як основний привод насосів. Зі зростанням кутової швидкості обертання ротора турбонасосного агрегату підвищується економічність турбіни.

Часто турбіна компонується з насосами на загальному валу без складних додаткових агрегатів та вузлів. В якості робочого тіла турбіни широко використовуються основні компоненти палива.

Відцентрові насоси характеризуються такими основними параметрами:

- тиск;
- масова подача;
- коефіцієнт корисної дії;
- споживана потужність.

Рівень досконалості антикавітаційних властивостей насоса характеризується величиною кавітаційного коефіцієнта швидкохідності.

Деякі насоси працюють в складних умовах. Рідини, що перекачуються насосами можуть бути корозійно-активними (агресивними) або кріогенними. Це обмежує вибір матеріалів для виготовлення насосів. Прагнення зниження габаритів і маси насосів змушує робити їх високооборотними, що може

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

спричинити явище кавітації на вході рідини до насоса.

Для усунення цього явища доводиться ускладнювати конструкцію насосів. Високий тиск на виході і кутова швидкість обертання ротора зумовлюють появу значної напруги в конструктивних елементах, що змушує дуже ретельно їх конструювати та виготовляти з великою точністю. Дуже складними є умови роботи високооборотних підшипників і, особливо, рухомих ущільнень.

Тому вимоги, що висуваються до насосів, які працюють в складних умовах, є наступні:

- забезпечення необхідного напору та необхідної витрати кожного насоса в заданих умовах експлуатації для отримання необхідних величин співвідношення компонентів палива та тяги;

- високі антикавітаційні характеристики, тобто, можливість роботи насоса при низькому значенні тиску на вході до насоса;

- можливість перекачування агресивних та кріогенних рідин;

- мінімальні пульсації тиску рідини на виході до насоса;

- можливість приводу насоса від високооборотних двигунів.

В якості основних в турбонасосних агрегатах використовуються лопатеві насоси, які працюють з високими значеннями окружних швидкостей внаслідок відсутності пар, що труться, в робочому органі насоса.

Це дозволяє застосовувати для їх приводу турбіни і забезпечувати практично будь-які значення витрат та тиску на виході з насосу при прийнятних значеннях ККД, габаритах та масі насоса.

Недоліком цих насосів є залежність тиску, що розвивається насосом від зміни витрати рідини.

Перевагами відцентрових насосів перед осьовими є високий рівень підвищення тиску рідини в одному ступені і невеликі осьові габарити, а недоліком - значна схильність до кавітації та значні радіальні габарити насоса.

Основними вимогами, що пред'являються до підвідного пристрою є наступні:

- організація вісесиметричної течії потоку рідини з можливо більш

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рівномірним розподілом її швидкості та тиску;

- забезпечення відповідно величини та напрямку швидкості руху рідини;
- мінімальні гідравлічні втрати.

Лопатки напівзакритого колеса виконані за одне ціле зі ступицею та диском. ККД насоса з таким колесом менше залежить від величини осьового зазору і при невеликій продуктивності, коли висота лопатки на виході становить кілька міліметрів, може бути вищим за ККД насоса з закритим колесом. Пояснюється це меншими втратами при перетіканні рідини через кромки лопаток в порівнянні з втратами на тертя в каналах колеса закритого типу.

Колеса можуть мати одно- та двосторонній входи. Швидкість обертання колеса з двостороннім входом може бути збільшена в порівнянні зі швидкістю одностороннього колеса приблизно на 40 % без погіршення антикавітаційних властивостей, що дозволяє або підвищувати тиск рідини в насосі, або зменшувати діаметр колеса при тому ж значенні тиску рідини.

Для зменшення пульсацій тиску рідини на виході з насоса лопатки лежних сторін диска слід виконувати не у вигляді дзеркального відображення, а зсувати один відносно одного на половину їхнього кроку.

Колеса з двостороннім входом притаманні насосам з великою витратою рідини для двигунів з великою тягою.

Колесо з лопатками, загнутими в плані за напрямом обертання, створюють максимальний натиск, але мають найменший ККД у порівнянні з іншими колесами. Тому у насосах двигунів їх застосовують рідко.

Колеса, що мають радіально розташовані лопатки, за інших рівних умов розвивають менший натиск, але забезпечують більший ККД, ніж колеса з лопатками, загнутими по напрямку обертання.

Міцність колеса з радіальними лопатками при інших рівних умовах буде більше міцності коліс із загнутими лопатками. Тому їх застосовують для водневих насосів, які повинні мати високі обороти для стиснення рідини з малою густиною.

Зрештою, колеса з лопатками, загнутими проти обертання, створюють

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

найменший натиск, але забезпечують найбільший ККД, тому їх застосовують для подачі рідин з високою щільністю (кисень, тетроксид діазоту, гас).

Число лопаток колеса вибирають, виходячи з таких міркувань. При збільшенні їх числа зростає відносна довжина міжлопаткового каналу (відношення його довжини до ширини на виході) і, відповідно, збільшується кількість енергії, що передається рідині. Проте мінімальна товщина лопатки обмежується умовами міцності та технологічності виготовлення колеса.

Тому зі збільшенням числа лопаток зменшується площа поперечного перерізу проточної частини колеса, зростають відносна швидкість руху рідини в каналах і гідравлічні втрати. Отже, існує оптимальна кількість лопаток, що дорівнює зазвичай 5...11.

Відвідний пристрій служить для збору рідини перед подачею її в магістраль і перетворення швидкісного тиску на статичний.

Основними вимогами до відвідного пристрою є:

- мінімальні гідравлічні втрати;
- забезпечення рівномірних по колу колеса полів швидкості та тиску, що запобігає появі додаткових радіальних зусиль, що діють на колесо;
- якомога менші розміри відвідного пристрою.

Відвідний пристрій складається з кільцевого дифузора, збірника і вихідного патрубку. Порожнина, в якій обертається колесо, на периферії переходить у кільцевий канал з прохідним перетином, що збільшується, тобто у кільцевий дифузор.

В цьому каналі відбувається часткове перетворення енергії рідини. При значних швидкостях виходу рідини з колеса за кільцевим дифузором розміщують лопатковий дифузор, в кільцевій порожнині якого встановлені лопатки.

Вони утворюють канали, що розширюються, в яких відбувається більш ефективно перетворення динамічного напору. При цьому на нерозрахункових режимах роботи насоса по колу колеса уворюється більш рівномірне поле тисків, ніж при одному безлопатковому дифузори.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						12
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Зазвичай, для відцентрових насосів значення кавітаційного коефіцієнта, що визначає кавітаційну досконалість насосу знаходиться в межах $C_{кав}=1000....1400$.

Для збільшення його значення необхідно:

- зменшити абсолютну швидкість потоку рідини перед надходженням її до лопаток колеса за рахунок збільшення прохідного перерізу в цьому місці в 1,5....2,0 рази в порівнянні з площею прохідного перетину на вході рідини до колеса. При цьому можна отримати значення кавітаційного коефіцієнта в межах $C_{кав}=2000....2200$.

- вивести вхідні кромки лопаток на якомога менший діаметр для зменшення значення обводової швидкості на вході до колеса, що часто призводить до необхідності застосування лопаток двоякої кривизни. Це дає можливість отримати значення кавітаційного коефіцієнта в межах $C_{кав}=1600....1800$.

Проте, якщо досягти потрібного результату не вдається, застосовуються колеса з двостороннім входом або на вході до насоса встановлюються різного типу анти кавітаційні пристрої, наприклад, ежектор або шнек, які створюють необхідний для без кавітаційної роботи насоса підпір.

Орієнтовно можна вважати, що застосування шнека на вході звичайного відцентрового колеса дозволяє отримати значення кавітаційного коефіцієнта в межах $C_{кав}=2200....2500$.

Застосування при цьому відцентрового колеса з розширеним входом збільшує значення кавітаційного коефіцієнта до $C_{кав}=3000....4000$, а при взаємному підборі геометричних параметрів колеса та шнека значення кавітаційного коефіцієнта $C_{кав}$ може сягати 5000.

Застосування шнека з меншим числом обертів в порівнянні з відцентровим колесом дає можливість підвищити значення кавітаційного коефіцієнта $C_{кав}$ до величини $C_{кав}=5500$, а використання, окрім цього, ще й ежектора дозволяє підвищити значення кавітаційного коефіцієнта $C_{кав}$ які знаходяться в межах $C_{кав}=6000....7000$.

Зазвичай, значення $\lambda_{кав}$, тобто значення коефіцієнта, що характеризує

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ступінь підвищення відносної швидкості потоку в міжлопатковому каналі колеса в порівнянні з середньою відсноною швидкістю, що спричиняється, в основному, нерівномірним розподілом статичного тиску в поперечному перерізі каналу, визначається експериментальним шляхом або обчислюється за емпіричними формулами.

1.2 Робоча гідравлічна характеристика відцентрового насоса

Зручно користуватись характеристиками насосі, побудованих у відносних або безрозмірних параметрах, наприклад:

$$\frac{H}{\omega^2} = f\left(\frac{V}{\omega}\right) \text{ або } \bar{H} = f(q),$$

де H - напір, Па;

ω - кутова швидкість обертання колеса, м/с;

V – об’ємна витрата, м³/с;

$\bar{H}$ - коефіцієнт напору;

q - коефіцієнт подачі відцентрового насоса.

Оскільки всі види втрат напору на тертя та місцеві опори у відцентровому нагнітачі розрахувати неможливо, побудувати його характеристику вдається тільки якісно.

Реальна, тобто робоча гідравлічна характеристика нагнітача будується на основі експериментальних замірів його певних параметрів під час закривання засувки на виході з насоса.

Найдоцільніше використовувати відцентровий насос при найбільшому значенні його ККД, якому відповідають оптимальні значення напору та витрати рідини.

Але це буде тільки однією з точок роботи відцентрового насоса.

У відцентрових насосах з лопатями, зігнутими назад, споживана потужність зі збільшенням витрати рідини підвищується або залишається сталою, а значення напору та тиску рідини на виході з насоса зменшуються. Такі

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						14
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

відцентрові нагнітачі мають високе значення ККД.

У відцентрових насосах з радіальними лопатями, збільшення витрати рідини призводить до збільшення споживаної потужності. Перевагами таких насосів є порівняно невеликі втрати напору на тертя в міжлопатевих каналах, а також високі коефіцієнти тисків і порівняно великі значення ККД насоса.

Відцентрові насоси з лопатями, зігнутими вперед, забезпечують високі значення тиску на виході з насоса та високі значення подачі рідини.

Характеристика споживаної потужності в таких насосах зі збільшенням подачі рідини стрімко піднімається. ККД відцентрових насосів такого типу є порівняно невисоким.

Відцентрові насоси мають колеса з лопатями, зігнутими назад під кутом β_{2n} в діапазоні $15^\circ \dots 165^\circ$. Для забезпечення плавного входу потоку рідини на лопаті насоса, кут β_{1n} повинен бути менше 90° (див. рис. 1.1).

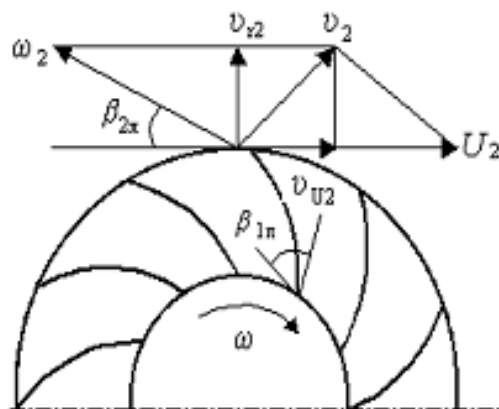


Рисунок 1.1- Лопаті загнуті назад в робочому колесі відцентрового нагнітача

1.3 Спільна робота шнека з відцентровим колесом насоса

Після шнека потік рідини на лопаті колеса надходить закручений з обводовою абсолютної швидкості c_{1u} .

Величина закрутки потоку рідини на вході до лопатей колеса відцентрового насоса оцінюється коефіцієнтом середньої відносної закрутки потоку перед лопатями відцентрового колеса:

$$\varphi_1 = \frac{c_{1u}}{u_1},$$

де u_1 – колова швидкість на вході до колеса відцентрового насоса, м/с.

Зазвичай, втулки колеса насоса та шнека є однаковими, а зовнішній діаметр шнека $D_{ш}$ є близьким до діаметра входу в колесо D_0 .

Іноді:

$$D_{ш} = (1...1,35) \cdot D_0.$$

Встановлення шнека несуттєво впливає на загальну величину напору, що створює насос, тому що внаслідок підкручення шнеком потоку на вході до колеса само відцентрове колесо утворює менший напір, оскільки з'являється від'ємна складова напору.

Враховуючи, що величина вхідного кута лопаті відцентрового колеса несуттєво впливає на його кавітаційні властивості, можна вважати, що профіль лопатей та геометричні розміри відцентрового колеса несуттєво залежать від встановлення перед ним шнека.

Геометричні розміри шнека потрібно підбирати так, щоб забезпечити найкращі антикавітаційні якості та потужність насоса в цілому.

Це досягається вибором шнека:

- з певним кроком спіралі $S_{ш}$;
- з певним кутом лопатей $\beta_{2л}$ тощо.

Значний вплив на коефіцієнт $\lambda_{кав}$, що характеризує ступінь підвищення відносної швидкості потоку рідини в міжлопатевому каналі колеса відцентрового насоса в порівнянні з середньою відносною швидкістю w_1 , що спричиняється в основному нерівномірним розподілом статичного тиску в поперечному перерізі каналу, спричиняє величина коефіцієнта подачі відцентрового насоса q та товщина вхідних кромок лопатей.

Для ефективних (якісних) відцентрових насосів $\lambda_{кав} \approx 0,3$ при $q_1 \approx 1,0$.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вирішальне значення для $\lambda_{\text{кавл}}$ мають наступні параметри:

- густина решітки шнека ($\tau_{\text{ср}} > 1,5$);
- кут зігнутості профілю;
- коефіцієнта подачі відцентрового насоса (витратного параметра).

На середньому діаметрі шнека можна прийняти:

$$\lambda_{\text{кавл}} = 0,02 + \frac{[0,12 + (\sin \beta_{2\text{ш}} - \sin \beta_{1\text{ш}})]}{\tau_{\text{ср}}},$$

На перехідному від першого до другого критичного режиму, вирішальними параметрами, які впливають на зменшення напору насоса біля шнека залишаються тими самими, а біля відцентрового колеса цим параметром є щільність решітки:

$$\tau_{\text{вц}} = \frac{z \cdot (D_2 - D_1)}{\pi \cdot (D_2 + D_1) \cdot \sin \frac{\beta_{2\text{л}} - \beta_{1\text{л}}}{2}},$$

де z – кількість лопатей колеса відцентрового насоса, шт.;

D_1 - внутрішній діаметр колеса відцентрового насоса, м;

D_2 - зовнішній діаметр колеса відцентрового насоса, м.

Існує декілька методик розрахунку параметрів шнека відцентрових насосів.

Необхідний напір на вході до відцентрового колеса для забезпечення його безкавітаційної роботи можна визначити за формулою:

$$\frac{\Delta p_{\text{min}}}{\rho} = \frac{c_1^2}{2} + \lambda_{\text{кавл}} \cdot \frac{w_1^2}{2},$$

де ρ - густина рідини, кг/м³;

w_1 - середня відносна швидкість руху рідини на вході до відцентрового

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

колеса, м/с;

c_1 - абсолютна швидкість руху рідини на вході до відцентрового колеса, м/с.

В розрахунку робиться припущення, що гідравлічні втрати між шнеком та колесом відсутні.

Тоді шнек на вході до колеса відцентрового насоса утворює тиск:

$$p_1 = \rho \cdot H_{ш} + p_{вх ш},$$

де $H_{ш}$ - дійсний напір шнека, м;

$p_{вх ш}$ - тиск рідини на вході до шнека, Па.

Для забезпечення без кавітаційної роботи колеса відцентрового насоса необхідно, щоб виконувалась умова:

$$p_1 > p_{\min},$$

або:

$$H_{ш} + \frac{p_{вх ш}}{\rho} - \frac{c_1^2}{2} \geq \lambda_{кав} \cdot \frac{w_1^2}{2},$$

де ліва частина рівняння – це статичний напір рідини перед лопатями відцентрового колеса при без кавітаційній роботі.

Для досягнення великих значень величини $C_{кав}$ вважається, що гранично допустимим тиском рідини на вході до шнека може бути другий критичний режим.

Тоді:

$$H_{ш} + \frac{\Delta p_{II ш}}{\rho} - \frac{\Delta p_{ст}}{\rho} - \frac{c_1^2}{2} = \lambda_{кав} \cdot \frac{w_1^2}{2},$$

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де Δp_{cm} - зниження статичного напору перед відцентровим колесом внаслідок часткової кавітації в шнеку ($\Delta p_{II ш}$).

Згідно з експериментальними даними:

$$\frac{\Delta p_{cm}}{\rho} = (0,1 \dots 0,15) \cdot u_{пш},$$

де $u_{пш}$ - колова швидкість обертання шнека, м/с.

Для відцентрового колеса можна прийняти:

$$\lambda_{кав} = \frac{1,2 \cdot c_{1m}}{u_1} + \left(0,07 + \frac{0,421 \cdot c_{1m}}{u_1} \right) \cdot \left(\frac{22,5 \cdot \delta_1}{D_1} - 0,615 \right),$$

де c_{1m} - осьова швидкість на вході до колеса відцентрового насоса, м;

δ_1 – товщина лопаті на відстані $0,02 \cdot D_1$ від входу до колеса відцентрового насоса, м.

Стабільна робота шнека визначається виразом:

$$\Delta p_{II ш} = \frac{c_{1m ш}^2}{2} + \frac{\lambda_{кавII ш} \cdot w_{1ш}^2}{2},$$

де індексом “ш” позначено параметри шнека, а величина $\lambda_{кавII ш}$ визначається за формулою:

$$\lambda_{кавII ш} = \frac{2,8}{k_{Dш}^3} + 0,21 \cdot \sqrt{\frac{\delta_{1ш}}{D_{срш}}} + \frac{0,11}{\sqrt[6]{b_{лсрш}}} + \frac{0,03}{\left[1 + 10^3 \cdot \left(\frac{l_{зсрш}}{D_{срш}} \right)^4 \right]} - 0,091,$$

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

де $k_{D_{ш}}$ - коефіцієнт приведенного діаметра;

$\delta_{1ш}$ - товщина лопаті на відстані $0,02 \cdot D_{срш}$ від входу до шнека, м;

$b_{лсрш}$ - відносна довжина лопаті шнека;

$l_{зсрш}$ - довжина загостреної частини лопаті шнека при $0,02 \cdot D_{ср}$, м;

$D_{срш}$ - середній діаметр шнека, м.

При розрахунку відцентрового насоса геометричні параметри необхідно обирати з рекомендованих наступних величин:

- коефіцієнта приведенного діаметра $k_{D_{ш}}$;

- найбільшого діаметра вхідних кромок лопатей шнека $D_{нш}$;

- діаметр втулки шнека $d_{втш}$;

- розрахунковий діаметр шнека $D_{рш}$;

- густина решітки шнека $\tau_{лш}$;

- кількість лопатей колеса шнека $z_{ш}$;

- діаметр входу в колесо D_0 ;

- внутрішній діаметр колеса відцентрового насоса D_1 ;

- висота лопаті на вході до відцентрового насоса h_1 ;

- кут лопатей шнека на розрахунковому діаметрі $\beta_{1рш}$, який обчислюється за

формулою:

$$\beta_{1рш} = \arctg \frac{c_{1мш}}{u_{рш}},$$

де $c_{1мш}$ - осьова швидкість на вході до шнека, м;

- крок спіралі шнека $S_{рш}$, який обчислюється за формулою:

$$S_{рш} = \pi \cdot D_{рш} \cdot \tg \beta_{лрш},$$

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $\beta_{лрш}$ - розрахунковий кут лопатей шнека на розрахунковому діаметрі.

Згідно з іншою методикою розрахунку параметрів шнека, найбільш небезпечними ділянками в кавітаційному відношенні вважаються зовнішній діаметр шнека та найбільший діаметр входних кромок лопатей колеса.

Повинна забезпечуватись безкавітаційна робота насоса при кавітаційній роботі шнека або одночасність нестабільної роботи відцентрового колеса та шнека:

$$\Delta p_{крш} + \rho \cdot H_{нш} = \Delta p_{кр};$$

$$\frac{\Delta p_{крш}}{\rho} + H_{нш} \geq \frac{c_{1н}^2}{2} + \frac{\lambda_{кав} \cdot w_{1н}^2}{2}$$

де $\Delta p_{крш}$ – критичний кавітаційний запас шнека, Па;

$H_{нш}$ - номінальний напір шнека, м;

$\Delta p_{кр}$ - критичний кавітаційний запас насоса, тобто перевищення мінімально допустимого повного тиску на вході до відцентрового насоса над тиском насиченої водяної пари, Па;

індексом “н” позначено параметри на найбільшому діаметрі входних кромок лопатей відцентрового колеса.

Розділивши кожен доданок рівняння, яке наведено вище, на $u_{нш}^2$ можна отримати граничні умови сталої роботи насоса:

$$\frac{\Delta p_{крш}}{\rho \cdot u_{нш}^2} + \frac{H_{нш}}{u_{нш}^2} \geq \frac{c_{1н}^2}{2 \cdot u_{нш}^2} + \frac{\lambda_{кав} \cdot w_{1н}^2}{2 \cdot u_{нш}^2} \quad (1.1),$$

де $u_{нш}$ - колова швидкість обертання шнека при номінальному значенні напору шнека, м/с.

З трикутника швидкостей потоку на вході до колеса відцентрового насоса відомо, що:

					02.15.ЕЕ2221.КРМ.2023-ПЗ	Лист
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$w_{1H}^2 = (u_{1H} - c_{1uH})^2 + c_{1mH}^2;$$

$$c_{1H}^2 = c_{1mH}^2 + c_{1uH}^2,$$

де швидкість u_{1H} визначається за формулою:

$$u_{1H} = u_{Hш} \cdot \left(\frac{D_{Hш}}{D_{1H}} \right).$$

Аналогічно:

$$H_{тнш} = c_{2унш} \cdot u_{Hш},$$

$$H_{Hш} = \eta_{гш} \cdot c_{2унш} \cdot u_{Hш}.$$

На основі припущення, що між шнеком та колесом відцентрового насоса втрати відсутні, а течія рідини підпорядковується закону циркуляції, можна отримати наступне рівняння:

$$c_{1ун} = c_{2унш} \cdot \left(\frac{D_{Hш}}{D_{1H}} \right).$$

На основі припущення, що осьові швидкості потоку на вході та виході шнека рівні та сталі за радіусом, можна отримати наступне рівняння:

$$c_{1m} = c_{1мш} \cdot \left[\frac{D_{0прш}^2}{4 \cdot D_1 \cdot h_1} \right],$$

де $D_{0прш}$ - приведений діаметр на вході до шнека, м.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Якщо підставити значення $H_{ни}$, c_{1m} та $u_{1н}$ в формулу (1.1) можна отримати:

$$\frac{\Delta p_{кр ш}}{\rho \cdot u_{ни}^2} + \frac{\eta_{гш} \cdot c_{2инн}}{u_{ни}} = \frac{\lambda_{кав}}{2} \cdot \left[\left(\frac{D_{ни}}{u_{ни} \cdot D_{1н}} - \frac{c_{2инн} \cdot D_{ни}}{u_{ни}^2 \cdot D_{1н}} \right)^2 + \frac{c_{1ми}^2}{u_{ни}^2} \cdot \left(\frac{D_{0пр ш}^2}{4 \cdot D_1 \cdot h_1} \right)^2 \right] + \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{c_{1ми}^2}{u_{ни}^2} \cdot \left(\frac{D_{0пр ш}^2}{4 \cdot D_1 \cdot h_1} \right)^2 + \frac{c_{2инн}}{u_{ни}^2} \cdot \left(\frac{D_{ни}}{D_{1н}} \right)^2 \right]. \quad (1.2)$$

Коефіцієнт кавітації відцентрового колеса визначається за формулою:

$$\lambda_{кав} = 0,053 + \frac{0,604 \cdot c_0}{u_{1н}} + \left(0,07 + \frac{0,42 \cdot c_0}{u_{1н}} \right) \cdot \left(\frac{\delta}{\delta_0} - 0,615 \right) + 0,38 \cdot \left(1 - \frac{4 \cdot D_1 \cdot h_1}{D_{0пр}^2} \right) \cdot \left(\frac{c_0}{u_{1н}} \right), \quad (1.3)$$

де δ – товщина вхідної кромки лопаті, м;

δ_0 – товщина лопаті на відстані 25 мм від вхідної кромки, м;

c_0 – швидкість потоку рідини на вході до колеса, м/с.

При розрахунках можна приймати:

$$\eta_{гш} = 0,4 \dots 0,5.$$

Розв'язуючи рівняння (1.2) можна визначити значення параметра $c_{2инн}$.

Значення величини $\Delta p_{кр ш} / \rho \cdot u_{ни}^2$ можна обчислити по заданим умовам на вході до відцентрового насоса.

Далі визначається кут встановлення лопаті шнека на периферії:

$$\operatorname{tg} \beta_{2л ни} = \frac{c_{2т ни}}{u_{ни} - c_{2и ни}}.$$

Крок спіралі шнека дорівнює:

					02.15.ЕЕ2221.КРМ.2023-ПЗ	Лист
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$S_{ни} = \pi \cdot D_{ни} \cdot tg\beta_{2л ни} \cdot$$

Бажано, щоб відцентровому колесу була притаманна висока антикавітаційна якість, оскільки в цьому випадку зменшується навантаження на лопаті шнека та полегшується його робота.

Шнек потрібно розташовувати якомога ближче до відцентрового колеса.

Бажано, щоб кут конусності шнека знаходився в межах 90....120°.

Висока економічність відцентрового насоса досягається при значеннях коефіцієнта середньої відносної закрутки потоку перед лопатями відцентрового колеса, що знаходяться в межах 0,35....0,45.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ПРОФІЛЮВАННЯ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

2.1 Вибір частоти обертання насоса

Вихідними даними для розрахунку та профілювання відцентрових насосів є об'ємна витрата рідини V , її густина ρ , тиск рідини на вході $p_{вх}$ та виході $p_{вих}$ з насоса.

Частоту обертання обирають з умови безкавітаційної роботи насоса:

$$C_{кав} = 298 \cdot \omega \cdot \frac{\sqrt{V}}{\left(\frac{\Delta p_{кр}}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}},$$

де величина $\Delta p_{кр}$ визначається за формулою:

$$\Delta p_{кр} = p_{вх} - p_t + 0,5 \cdot \rho \cdot c_{вх}^2 - \Delta p_{зан},$$

де p_t - тиск насиченої пари, Па;

$c_{вх}$ - швидкість руху рідини на вході до відцентрового насоса, м/с;
приймається в межах $c_{вх} \approx 5...12$ м/с;

Значення величини $\Delta p_{зан}$ приймається в межах $\Delta p_{зан} = 10...30$ Дж/кг.

Величиною $C_{кав}$ задаються в межах 3500...5000.

2.2 Визначення розрахункового діаметра шнека

Визначається значення діаметра $D_{0прш}$ з рівняння:

$$D_{0прш} = 0,47 \cdot k_D \cdot \sqrt[3]{\frac{V}{\omega}},$$

де для відцентрового колеса $k_D = 4,4...5,0$.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Приймаючи певне значення коефіцієнта втулочного захарашення з діапазону:

$$\frac{d_{\text{втул}}}{D_{\text{н втул}}} = 0,2 \dots 0,5,$$

визначаються значення $d_{\text{втул}}$ та:

$$D_{\text{н втул}} = \frac{D_{0 \text{ н втул}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{d_{\text{втул}}}{D_{\text{н втул}}} \right)^2}}.$$

За формулами:

$$D_p = 0,5 \cdot \sqrt{D_n^2 + d_{\text{втул}}^2},$$

$$u_p = \frac{D_p \cdot \omega}{2},$$

$$h_l = \frac{D_n - d_{\text{втул}}}{2},$$

де h_l - висота лопаті, м;

обчислюються значення величин D_p , u_p , h_l , $u_{\text{н втул}}$.

2.3 Визначення параметрів входу відцентрового колеса

З наступного рівняння визначається параметр V_p :

$$\eta_{\text{об}} = \frac{V}{V_p}, \quad (2.1)$$

де значення $\eta_{\text{об}}$ приймається в межах $\eta_{\text{об}} = 0,85 \dots 0,97$.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Величина n_s визначається за формулою:

$$n_s = 193 \cdot \omega \cdot \frac{\sqrt{V}}{H^{\frac{3}{4}}}.$$

Величина $N_{випр}$ визначається за формулою:

$$\eta_{нас} = \frac{N}{N_{випр}},$$

де $\eta_{нас}$ - повний коефіцієнт корисної дії відцентрового насоса;

N - корисна потужність насоса, Вт.

Після цього потрібно задатись значенням величини η_n з діапазону $\eta_n = 0,4 \dots 0,85$ при значенні величини n_s в межах $n_s = 30 \dots 250$.

Потім визначається напір насоса:

$$H = \frac{P_{вих} - P_{вх}}{\rho}.$$

З умови міцності визначають орієнтовне значення діаметр вала відцентрового колеса:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot N_{випр}}{\omega \cdot \tau_{додат}}},$$

де значення величини $\tau_{додат}$ можна прийняти $\tau_{додат} = 10 \cdot 10^7$ Н/м² для вала, виготовленого з матеріалу типу 12Х18Н 10Т, а для вала, виготовленого з матеріалу типу 1Х17Н2 можна прийняти $\tau_{додат} = 15 \cdot 10^7$ Н/м².

По залежності:

					02.15.ЕЕ2221.КРМ.2023-ПЗ	Лист
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Згідно з залежністю:

$$D_1 = (1 - 0,8) \cdot D_0,$$

обирається значення величини D_1 .

Згідно з рівнянням:

$$F'_{1m} = \pi \cdot D_1 \cdot h_1,$$

визначається величина h_1 , приймаючи:

$$F'_{1m} = (1,2 \dots 2,0) \cdot F_0.$$

Враховуючи, що:

$$D_{1n} = D_0,$$

згідно з формулою для меридіональної складової абсолютної швидкості:

$$c'_{1m} = \frac{V_{роб}}{F'_{1m}},$$

де:

$$c'_{1m} = K_1 \cdot c_{1m},$$

де K_1 - коефіцієнт стиснення прохідного перерізу на вході до відцентрового колеса, який знаходиться в межах $K_1 = 0,95 \dots 0,85$;

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

а також згідно з формулою для колової швидкості на вході до відцентрового колеса:

$$u_1 = \frac{D_1 \cdot \omega}{2}, \quad (2.2)$$

обраховуються значення величин c'_{1m} , c_{1m} , u_{1m} .

2.4 Визначення параметрів шнека

Розв'язується рівняння (1.2), попередньо визначивши значення параметра $\lambda_{кав}$ відцентрового колеса за рівнянням (1.3).

Вважається, що:

$$c_0 = c_{1m}.$$

Для шнека, що працює разом з відцентровим колесом, бажано, щоб виконувалось співвідношення:

$$\frac{c_{2u_{ни}}}{u_{ни}} = 0,15 \dots 0,35.$$

Приймаючи крок шнека сталим, тобто:

$$S_1 = S_2 = S$$

та приймаючи:

$$\beta_{1л_{ни}} = \beta_{2л_{ни}},$$

визначається попереднє значення кута лопаті:

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\beta_{2\text{л нш умов}} = \arctg\left(\frac{c_{2m\text{ш}}}{u_{нш} - c_{2нш\text{ш}}}\right).$$

Кут входу потоку до шнека визначається за формулою:

$$\beta_{1нш} = \arctg\left(\frac{c_{1m\text{ш}}}{u_{1нш}}\right),$$

де значення $c_{1m\text{ш}}$ визначається за формулою:

$$c_{1m\text{ш}} = \frac{c_{0m}}{k_{1нш}},$$

де значення величини $k_{1нш}$ знаходяться в межах $k_{1нш} = 0,98....0,9$.

Кут натікання рідини на лопаті шнека при вході рідини до шнека визначається за формулою:

$$\Delta\beta_{л нш} = \beta_{2\text{л нш умов}} - \beta_{1нш}.$$

Якщо його значення перевищує 5° , то варто застосовувати шнек зі змінним кроком з $S_1 < S_2$ та з кутом натікання рідини на лопаті шнека при вході рідини до шнека, що дорівнює $\Delta\beta_{л нш} = 2....3^\circ$.

Якщо кут натікання рідини на лопаті шнека при вході рідини до шнека є меншим 5° , то можна застосовувати шнек зі сталим кроком, виконавши уточнення (при необхідності) кута натікання рідини на лопаті шнека при вході рідини до шнека (бажаний діапазон значень кута натікання рідини на лопаті шнека при вході рідини до шнека знаходиться в межах $2....5^\circ$).

Таким чином, остаточно визначається кут $\beta_{2\text{л нш}}$.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кут лопатей на вході рідини до шнека дорівнює:

$$\beta_{1_{л\ нш}} = \arctg\left(\frac{c_{1_{м\ ш}}}{u_{1_{н\ ш}}}\right) + \Delta\beta_{л\ нш}.$$

Крок спіралі шнека визначається за формулою:

$$S_{н\ ш} = \pi \cdot D_{н\ ш} \cdot \operatorname{tg}\beta_{2_{л\ нш}}.$$

Потім визначається кут підйому спіралі за формулою:

$$S = \pi \cdot D_p \cdot \operatorname{tg}\beta_{лр},$$

де $\beta_{лр}$ - розрахунковий кут лопатей в шнеку на розрахунковому діаметрі.

Приймаючи коефіцієнт захаращення прохідного перерізу на вході та виході зі шнека з діапазонів:

$$k_{p1} = 0,97 \dots 0,87,$$

$$k_{p2} = 0,95 \dots 0,83,$$

визначається крок лопатей за рівнянням:

$$t_p = \frac{\pi \cdot D_p}{z}, \quad (2.3)$$

визначається осьова складова абсолютної швидкості на розрахунковому діаметрі на вході до шнека:

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$c_{1m\ p} = \frac{c_{0m}}{k_{p1}},$$

визначається кут наряду течії на вході до шнека β_1 :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{0m}}{u} = \frac{c_{0m}}{\omega \cdot r},$$

визначається осьова абсолютна швидкість потоку після сходу зі шнека за формулою:

$$c_{3m\ p} = \frac{4 \cdot V_{\text{роб}}}{\pi \cdot D_{\text{ш}}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{\text{см}}}{D_{\text{ш}}} \right)^2 \right]},$$

визначається осьова складова абсолютної швидкості на розрахунковому діаметрі:

$$c_{2m\ p} = \frac{c_{3m\ p}}{k_{p2}},$$

визначається колова складова абсолютної швидкості:

$$c_{2u\ p} = u_p - \frac{c_{2m\ p}}{\operatorname{tg} \beta_{2\text{л}\ p}},$$

причому кількість лопатей приймається рівною $z = 2 \dots 3$.

Приймаючи значення щільності решітки з діапазону $\tau_{\text{л}} = 1,8 \dots 2,2$

визначається осьова довжина шнека:

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$l_{ш} = \tau_l \cdot t_p \cdot \sin \beta_{лп}$$

Будуються трикутники швидкостей на вході та виході зі шнека.

Теоретичний напір шнека визначається за формулою:

$$H_m = u_p^2 - \frac{\pi \cdot u_p \cdot V_{роб} \cdot D_p}{\delta \cdot S \cdot h_l \cdot \left(\pi \cdot D_{ср} - \frac{z \cdot \delta_p}{\sin \beta_{лп}} \right)}.$$

Дійсний напір шнека визначається за формулою:

$$H = \left(k_m \cdot u_2^2 + \Delta H_{mp} \right) \cdot \frac{V_{m0} - V}{V_{m0}} - \Delta H_{mp},$$

де ΔH_{mp} - втрати енергії на тертя;

k_m - коефіцієнт, значення якого знаходиться в межах $k_m = 0,45 \dots 0,65$;

V_{m0} - витрата рідини при $H_{m0} = 0$.

Здійснюється перевірка антикавітаційної властивості шнека.

Для цього визначається:

$$\lambda_{кавш} = \frac{\pi \cdot \sin \Delta \beta_{лш}}{1 - \left(\frac{d_{втш}}{D_{нш}} \right)^2} \cdot \frac{\frac{c_{1тш}}{u_{нш}}}{\sqrt{1 + \left(\frac{c_{1тш}}{u_{нш}} \right)^2}},$$

$$\Delta p_{крш} = \lambda_{кавш} \cdot \frac{\rho \cdot w_{1нш}^2}{2} + \frac{\rho \cdot c_{1тш}^2}{2},$$

$$C_{\text{кав ш}} = 298 \cdot \omega \cdot \frac{\sqrt{V}}{\left(\frac{\Delta p_{\text{кр ш}}}{\rho} \right)^{\frac{3}{4}}}.$$

Необхідно, щоб отримане значення параметра $C_{\text{кав ш}}$ не перевищувало значення величини $C_{\text{кав}}$, яким задавались на початку розрахунку при виборі частоти обертання насоса.

В іншому випадку потрібно змінити величину обертів вала.

2.5 Розрахунок відцентрового колеса

До середній лінії течії на вході до міжлопатєвого каналу відцентрового колеса потік підійде маючи закрутку:

$$c_{0u} = c_{1u} = c_{2u p} \cdot \frac{D_p}{D_1}.$$

За формулою (2.2) визначається значення колової швидкості на вході до відцентрового колеса.

Кут напрямку течії визначається за формулою:

$$\text{tg} \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}}.$$

Визначається значення кута:

$$\Delta \beta_1 = \beta_{1,l} - \beta_1.$$

Будуються трикутники швидкостей на вході до відцентрового колеса.

Зовнішній діаметр колеса D_2 можна визначити за формулою:

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$H_m = u_2 \cdot c_{2u} = K_{u2} \cdot u_2^2,$$

де K_{u2} - коефіцієнт співвідношення колової складової абсолютної швидкості до колової швидкості на виході з колеса, який визначається за формулою:

$$K_{u2} = \frac{c_{2u}}{u_2},$$

зазвичай, для насосів $K_{u2} = 0,45 \dots 0,65$,

та за формулою:

$$\eta_e = \frac{H}{\rho \cdot V_{роб} \cdot (H_m - H)}, \quad (2.4)$$

приймаючи певні значення K_{u2} та η_e або використовуючи експериментальні залежності зміни H від співвідношення D_2/D_1 :

$$H = k_e \cdot u_2^2,$$

$$u_2 = \frac{D_2 \cdot \omega}{2}.$$

де величина k_e знаходиться графічно або за формулою:

$$k_e = -0,152 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 + 0,8 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right) - 0,425,$$

в діапазоні:

$$\frac{D_2}{D_1} = 1,25 \dots 3,25.$$

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначається меридіональна швидкість на виході з відцентрового колеса:

$$c_{3m} = \frac{V_{роб}}{\pi \cdot D_3 \cdot h_3},$$

де:

$$D_3 = D_2,$$

$$h_3 = h_2,$$

$$c_{3m} = K_2 \cdot c_{2m}.$$

При цьому:

$$c_{2m} = (0,8 \dots 2,0) \cdot c_{1m}.$$

Приймається значення вихідного кута установки лопатей:

$$\beta_{2л} = 20 \dots 90^\circ.$$

Часто $\beta_{2л} = 30 \dots 45^\circ$.

Приймається значення числа лопатей:

$$z = 6 \dots 10.$$

2.6 Профілювання робочого колеса насоса

Профілювання робочого колеса насоса складається з креслення його меридіонального перерізу та контуру лопатей по середній лінії.

Попередню форму відцентрового колеса визначають по параметру n_s .

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Профілювання лопатей можна здійснювати точним або наближеним методами.

Для профілювання лопаток по точкам необхідно задатись зміною швидкості потоку c_m та w в між лопатевому каналі колеса від r_1 до r_2 .

Профілювання лопатей здійснюється в полярних координатах:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta r}{r \cdot \operatorname{tg}\beta_l},$$

де:

$$\beta_l = \arcsin\left(\frac{c_m}{w} + \frac{\delta_l}{t}\right),$$

Крок розташування лопатей t розраховується за формулою (2.3).

Метою розрахунку є послідовне визначення всіх параметрів через невеликі відстані Δr від r_1 до r_2 , при цьому кожного разу обчислюється r ($r' = r_1 + \Delta r$ тощо); t ; β_l ; $\Delta\varphi$ ($\varphi' = \varphi_1 + \Delta\varphi$ тощо).

Лопатки двоякої кривизни можна профілювати по точках аналогічно вищезазначеному способу профілювання лопаток не тільки для меридіонального перерізу, а для кількох, для кожного з яких задається зміна швидкостей c_m та w по довжині каналу та визначається необхідний вхідний кут.

2.7 Уточнення геометричних та кінематичних параметрів відцентрового насоса

Обирається діаметр встановлення вузлів ущільнення по колесу:

$$D_{уц} = D_0 + (12 \dots 20) \text{ мм}$$

і в залежності від типу ущільнення приймаються значення величин $S_{уц}$ та μ .

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначається витрата через лабіринт:

$$V_{уц} = \mu \cdot F_{уц} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{уц}}{\rho}},$$

де $F_{уц}$ - площа щілини, м², яка визначається за формулою:

$$F_{уц} = \pi \cdot D_{уц} \cdot S_{уц},$$

μ - коефіцієнт, що залежить від типу ущільнення;

$S_{уц}$ - зазор щілини, м;

$\Delta p_{уц}$ - перепад тиску в ущільненні, який визначається за формулою:

$$\Delta p_{уц} = p_{уц} - p_{вх}.$$

Значення параметрів V_p та $\eta_{об}$ уточнюються за формулою (2.1).

Якщо значення параметра $\eta_{об}$ суттєво відрізняється від раніше прийнятої величини, то необхідно знову визначити всі швидкісні параметри потоку.

Одночасно, по побудованому профілю колеса уточнюють значення параметрів k_1 , k_2 та h_2 .

2.8 Визначення потужності відцентрового насоса

Визначається гідравлічний ККД насоса за формулою (2.4).

Сума гідравлічних втрат у відцентровому насосі визначається за формулою:

$$H_z = \frac{\Delta p_{вх}}{\rho} + \Delta H_{тр кол} + \Delta H_{вихор кол} + \Delta H_{тр з} + \Delta H_{у с} + \Delta H_{д},$$

де $\Delta H_{тр кол}$ - втрати тиску на тертя в між лопатевому каналі робочого колеса

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

відцентрового насоса, Па;

$\Delta H_{вихор\ кол}$ - втрати тиску на утворення вихорів в робочому колесі

відцентрового насоса, Па;

$\Delta H_{трз}$ - втрати тиску в збірнику, Па;

ΔH_{yc} - втрати тиску на зміну швидкості потоку після сходу з робочого колеса відцентрового насоса, Па;

ΔH_{ϕ} - втрати тиску в ступінчастому дифузорі, Па.

Гідравлічний ККД насосного агрегату визначається за формулою:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{H}{\frac{H_{ш}}{\eta_{\epsilon ш}} + \frac{H - H_{ш}}{\eta_{\epsilon}}}.$$

Визначається механічний ККД відцентрового насоса:

$$\eta_{мех} = \frac{N_{\epsilon}}{N_{випр}},$$

де N_{ϵ} - потужність на валу відцентрового насоса без урахування механічних втрат, Вт.

Зазвичай, для відцентрових насосів $\eta_{мех} = 0,85 \dots 0,98$.

Повний ККД відцентрового насоса визначається за формулою:

$$\eta_n = \eta_{\Sigma} \cdot \eta_{об} \cdot \eta_{мех}.$$

Потужність відцентрового насоса визначається за формулою:

$$N_n = \frac{H \cdot V \cdot \rho}{\eta_n}.$$

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Різниця між визначеним значенням параметра N_n та значенням параметра $N_{випр}$, визначеного раніше, не повинно перевищувати 5 %.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НОВИХ ТИПІВ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ

3.1 Математичне моделювання параметрів відцентрового насоса з радіальними лопатями за допомогою програмного продукту

Для математичного моделювання параметрів відцентрового насоса в середовищі програмного продукту необхідно виконати наступні дії:

1. Обрати розмірність для даної задачі. Для спрощення розрахунків потрібно обрати двовимірний тип задачі для відцентрового насоса, оскільки тривимірні задачі гідро газодинаміки потребують значних ресурсів та часу для їх розв'язання.

2. Обрати тип рівнянь, які потрібно розв'язати для моделювання параметрів відцентрового насоса. В даному випадку потрібно задати рівняння Нав'є – Стокса:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} + \rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{v^2}{r} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial r} = \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(r \cdot \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{u}{r^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + \rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{u \cdot v}{r} + w \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial r} = \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(r \cdot \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{v}{r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + \rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial w}{\partial r} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial r} = \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(r \cdot \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (3.3)$$

$$u + r \cdot \frac{\partial u}{\partial r} + r \cdot \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

де рівняння (3.1)-(3.4) сформульовано для вісесиметричної задачі.

Таким чином, координатна вісь r відповідає осі x прямокутної системи координат, а осі z відповідає вісь y .

Рівняння (3.4) є умовою, що замикає задачу, і має назву рівняння нерозривності.

Крім того, лопаті відцентрового насосу обертаються, тобто постійно змінюють свою позицію в просторовій системі координат.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для того, щоб врахувати цей фактор при вирішенні задачі, необхідно здійснювати розв'язання системи рівнянь (3.1)-(3.4) в рухомій системі координат методом [9].

Тому до рівнянь (3.1)-(3.4) необхідно додати рівняння руху лопатей (руху скінчених елементів, на які здійснюється розбиття лопатей відцентрового насоса) у вигляді [9]:

$$\frac{\partial^2(dr)}{\partial r^2} + \frac{\partial^2(dr)}{\partial z^2} = 0 \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial^2(dz)}{\partial r^2} + \frac{\partial^2(dz)}{\partial z^2} = 0 \quad (3.6)$$

В свою чергу переміщення лопатей насоса вздовж осі r та осі z (осі x та осі y) описується такими рівняннями:

$$dr = r - R \quad (3.7)$$

$$dz = z - Z \quad (3.8)$$

де r та z - просторові координати, щодо яких відбувається переміщення границі лопатей відцентрового насоса; R та Z - просторові координати, щодо яких початкові значення ($\tau = 0$ с) абсцис та ординат всіх точок границі лопатей відцентрового насоса залишаються незмінними протягом усього періоду обігу лопатей навколо осі.

3. Задати константи задачі. В пункті меню “Опції” потрібно відкрити закладку “Константи”. Задання констант в програмному продукті наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1- Задання констант задачі

Змінна	Вираз	Опис
rho	1e3 [kg/m ³]	Густина рідини
eta	1e-2 [Pa*s]	В'язкість рідини
rpm	10 [1/min]	Швидкість обертання

Варто зазначити, що швидкість обертання лопатей задається в обертах, що здійснюють лопаті за хвилину, а не за секунду.

4. Побудувати геометричну область, в якій буде розв'язуватись задача, тобто необхідно побудувати двовимірну модель відцентрового насоса.

5. Обрати пункт меню “Комірки, що рухаються” з меню програмного продукту “Багатофізична задача”

6. З меню “Фізика” програмного продукту потрібно обрати пункт меню “Область розв'язання задачі”.

7. В пункті меню “Область розв'язання задачі” потрібно обрати рівняння Нав'є-Стокса, які потрібно розв'язати для отримання параметрів відцентрового насоса.

8. Задати граничні умови задачі.

Задаються граничні умови не протікання рідини крізь стінки відцентрового насоса, тобто:

$$\mathbf{u} = 0$$

а також нормального напруження, яке дорівнює нулю.

9. Побудувати сітку скінченних елементів в області розв'язання задачі.

10. Задати діапазон часу, в якому необхідно отримати розв'язок задачі. Для даної задачі діапазон часу роботи відцентрового насоса дорівнює 20 с.

Область розв'язання задачі для функцій, значення яких визначаються, розкладається на скінченні елементи, кількість яких дорівнює E , а сумарна кількість вузлів трикутних скінченних елементів дорівнює n .

Потім потрібно записати вирази для складових швидкості u , v , w , та тиску p , а також для переміщення (обертання) лопатей відцентрового насоса dr та dz у вигляді:

$$u = [N_1 \ N_2 \dots N_n] \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_n \end{Bmatrix} \quad (3.9)$$

$$v = [N_1 \ N_2 \dots N_n] \cdot \begin{Bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ \vdots \\ v_n \end{Bmatrix} \quad (3.10)$$

$$w = [N_1 \ N_2 \dots N_n] \cdot \begin{Bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \vdots \\ w_n \end{Bmatrix} \quad (3.11)$$

$$p = [N_1 \ N_2 \dots N_n] \cdot \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_n \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

$$dr = [N_1 \ N_2 \dots N_n] \cdot \begin{Bmatrix} dr_1 \\ dr_2 \\ \vdots \\ dr_n \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

$$dz = [N_1 \ N_2 \dots N_n] \cdot \begin{Bmatrix} dz_1 \\ dz_2 \\ \vdots \\ dz_n \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

де $N_1, N_2, \dots, N_n$ – функції форми;

$u_1, u_2, \dots, u_n$ - значення функції, що визначається у вузловій точці.

Типове рівняння для розв’язання його методом Гальоркіна записується в такий спосіб [10]:

$$\iint_V N_i \cdot \left[\frac{\partial^2 f}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial z^2} \right] \cdot dr \cdot dz = 0 \quad (3.15)$$

де f – функція, значення якої визначається, знак “ V ”, що стоїть під інтегралом, означає, що інтеграл визначається в області функції, що визначається.

Використовуючи правило інтегрування частинами, і застосовуючи його до других похідних функцій у вигляді [11], можна отримати наступний вираз:

$$\iint_V N_i \cdot \frac{\partial^2 f}{\partial r^2} \cdot dr \cdot dz = \int_S N_i \cdot \frac{\partial f}{\partial n} \cdot dS - \iint_V \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \frac{\partial f}{\partial r} \cdot dr \cdot dz \quad (3.16)$$

де знак “ S ”, що стоїть під інтегралом, означає, що інтеграл визначається в границях області функції, що визначається;

для i - го вузла скінченного елемента, що має також вузли j та m , записується система, що складається з п'яти рівнянь, відповідно до кількості функцій, що визначаються - складових швидкості u , v та w , а також для переміщення лопатей відцентрового насоса dr та dz .

Перше рівняння набуває наступного вигляду:

$$\int_V N_i \cdot \left[\frac{\partial u}{\partial \tau} + \rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{v^2}{r} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial r} - \right. \\ \left. - \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(r \cdot \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{u}{r^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \right] \cdot dV = 0 \quad (3.17)$$

Інтегруючи частинами доданки, які мають другі похідні за функціями, що визначаються, відповідно до співвідношення (3.16) можна отримати рівняння у вигляді:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial u}{\partial \tau} + N_i \cdot \rho \cdot u \cdot \frac{\partial u}{\partial r} - N_i \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{r} + N_i \cdot \rho \cdot w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} + N_i \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\mu \cdot u}{r^2} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right] \cdot dV +$$

$$+ \int_S \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial u}{\partial n} \cdot dS = 0 \quad (3.18)$$

Після підстановки виразів (3.9)-(3.12) у вираз (3.18) можна отримати наступне рівняння:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial \tau} \cdot \{u\} + N_i \cdot \rho \cdot u \cdot \frac{\partial [N]}{\partial r} \cdot \{u\} - N_i \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{r} + N_i \cdot \rho \cdot w \cdot \frac{\partial [N]}{\partial z} \cdot \{u\} + N_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial r} \cdot \{p\} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \frac{\partial [N]}{\partial r} \cdot \{u\} + \frac{\mu \cdot u}{r^2} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial [N]}{\partial z} \cdot \{u\} \right] \cdot dV +$$

$$+ \int_S \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial n} \cdot \{u\} \cdot dS = 0 \quad (3.19)$$

Друге рівняння набуває наступного вигляду:

$$\int_V N_i \cdot \left[\frac{\partial v}{\partial \tau} + \rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{u \cdot v}{r} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial r} - \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(r \cdot \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \frac{v}{r^2} - \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \right] \cdot dV = 0 \quad (3.20)$$

Інтегруючи частинами доданки, які мають другі похідні за функціями, що визначаються, відповідно до співвідношення (3.16) можна отримати рівняння у вигляді:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial v}{\partial \tau} + N_i \cdot \rho \cdot u \cdot \frac{\partial v}{dr} - N_i \cdot \frac{\rho \cdot u \cdot v}{r} + N_i \cdot \rho \cdot w \cdot \frac{\partial u}{dz} + N_i \cdot \frac{\partial p}{dr} + \right. \\ \left. + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{dr} \cdot \frac{\partial v}{dr} + \frac{\mu \cdot v}{r^2} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{dz} \cdot \frac{\partial v}{dz} \right] \cdot dV + \\ + \int_S \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial v}{\partial n} \cdot dS = 0 \quad (3.21)$$

Після підстановки виразів (3.9)-(3.12) у вираз (3.21) можна отримати наступне рівняння:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial \tau} \cdot \{v\} + N_i \cdot \rho \cdot u \cdot \frac{\partial [N]}{dr} \cdot \{v\} - N_i \cdot \frac{\rho \cdot u \cdot v}{r} + \right. \\ \left. + N_i \cdot \rho \cdot w \cdot \frac{\partial [N]}{dz} \cdot \{u\} + N_i \cdot \frac{\partial [N]}{dr} \cdot \{p\} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{dr} \cdot \frac{\partial [N]}{dr} \cdot \{v\} + \frac{\mu \cdot v}{r^2} + \right. \\ \left. + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{dz} \cdot \frac{\partial [N]}{dz} \cdot \{v\} \right] \cdot dV + \\ + \int_S \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial n} \cdot \{v\} \cdot dS = 0 \quad (3.22)$$

Третє рівняння набуває наступного вигляду:

$$\int_V N_i \cdot \left[\frac{\partial w}{\partial \tau} + \rho \cdot \left(u \cdot \frac{\partial w}{dr} + w \cdot \frac{\partial w}{dz} \right) + \frac{\partial p}{dr} - \mu \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{dr} \cdot \left(r \cdot \frac{\partial w}{dr} \right) - \frac{\partial^2 u}{dz^2} \right] \right] \cdot dV = 0 \quad (3.23)$$

Інтегруючи частинами доданки, які мають другі похідні за функціями, що визначаються, відповідно до співвідношення (3.16) можна отримати рівняння у вигляді:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial w}{\partial \tau} + N_i \cdot \rho \cdot u \cdot \frac{\partial w}{dr} + N_i \cdot \rho \cdot w \cdot \frac{\partial w}{dz} + N_i \cdot \frac{\partial p_1}{dr} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{dr} \cdot \frac{\partial w}{dr} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{dz} \cdot \frac{\partial u}{dz} \right] \cdot dS +$$

$$+ \int_S \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial u}{\partial n} \cdot dS = 0 \quad (3.24)$$

Після підстановки виразів (3.9)-(3.12) у вираз (3.24) можна отримати наступне рівняння:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial \tau} \cdot \{w\} + N_i \cdot \rho \cdot u \cdot \frac{\partial [N]}{dr} \cdot \{w\} + N_i \cdot \rho \cdot w \cdot \frac{\partial [N]}{dz} \cdot \{w\} + N_i \cdot \frac{\partial [N]}{dr} \cdot \{p\} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{dr} \cdot \frac{\partial [N]}{dr} \cdot \{w\} + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{dz} \cdot \frac{\partial [N]}{dz} \cdot \{u\} \right] \cdot dS +$$

$$+ \int_S \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial n} \cdot \{u\} \cdot dS = 0 \quad (3.25)$$

Відповідно до співвідношення (3.15) з рівняння нерозривності отримуємо наступне рівняння:

$$\int_V N_i \cdot \left[u + r \cdot \frac{\partial u}{dr} + r \cdot \frac{\partial v}{dz} \right] \cdot dV = 0 \quad (3.26)$$

Після підстановки виразів (3.9)-(3.12) у вираз (3.26) можна отримати наступне рівняння:

$$\int_V \left[N_i \cdot u + N_i \cdot r \cdot \frac{\partial [N]}{dr} \cdot \{u\} + N_i \cdot r \cdot \frac{\partial [N]}{dz} \cdot \{v\} \right] \cdot dV = 0 \quad (3.27)$$

Рівняння руху лопатей відцентрового насоса відповідно до формули (3.15) має вигляд:

$$\int_V N_i \cdot \left[\frac{\partial^2(dr)}{\partial r^2} + \frac{\partial^2(dr)}{\partial z^2} \right] \cdot dV = 0 \quad (3.28)$$

Інтегруючи частинами доданки, які мають другі похідні за функціями, що визначаються, відповідно до співвідношення (3.16) можна отримати рівняння у вигляді:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \frac{\partial(dr)}{\partial r} + N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial(dr)}{\partial z} \right] \cdot dV + \int_S N_i \cdot \frac{\partial(dr)}{\partial n} \cdot dS = 0 \quad (3.29)$$

Після підстановки виразу (3.13) у вираз (3.29) можна отримати наступне рівняння:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \frac{\partial[N]}{\partial r} \cdot \{dr\} + N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial[N]}{\partial z} \cdot \{dr\} \right] \cdot dV + \int_S N_i \cdot \frac{\partial[N]}{\partial n} \cdot \{dr\} \cdot dS = 0 \quad (3.30)$$

Рівняння руху лопатей відцентрового насоса вздовж осі ординат відповідно до формули (3.15) має вигляд:

$$\int_V N_i \cdot \left[\frac{\partial^2(dz)}{\partial r^2} + \frac{\partial^2(dz)}{\partial z^2} \right] \cdot dV = 0 \quad (3.31)$$

Інтегруючи частинами доданки, які мають другі похідні за функціями, що визначаються, відповідно до співвідношення (3.16) можна отримати рівняння у вигляді:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \frac{\partial(dz)}{\partial r} + N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial(dz)}{\partial z} \right] \cdot dV + \int_S N_i \cdot \frac{\partial(dz)}{\partial n} \cdot dS = 0 \quad (3.32)$$

Після підстановки виразу (3.14) у вираз (3.32) можна отримати наступне

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рівняння:

$$\int_V \left[N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \frac{\partial [N]}{\partial r} \cdot \{dz\} + N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \frac{\partial [N]}{\partial z} \cdot \{dz\} \right] \cdot dV + \int_S N_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial n} \cdot \{dz\} \cdot dS = 0. \quad (3.33)$$

Рівняння у стандартній формі виглядає наступним чином:

$$[K] \cdot \{\Phi\} + \{F\} = 0. \quad (3.34)$$

Апроксимація шуканих функцій в області розв'язку V та на границі області S здійснюється на множині кускових функцій, визначених в обмеженій кількості підобластей, на які куди розділяється область розв'язку V . Зазначені підобласті власне називають скінченними елементами.

В цій задачі двовимірною областю розв'язку розділяється на трикутні симплекс-елементи, яким відповідають поліноми, що містять константу та лінійні доданки.

Число коефіцієнтів у такому поліномі на одиницю більше розмірності координатного простору. Внаслідок цього симплексна функція для двовимірного трикутного елемента записується у вигляді:

$$f = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x + \alpha_3 \cdot y, \quad (3.35)$$

де α_1, α_2 та α_3 - константи.

Наведений вище поліном є лінійним по x та y , і містить три коефіцієнти-відповідно кількості вузлів, які розташовуються у вершинах трикутника.

Один з вузлів скінченного елемента позначимо i . Даному вузлу відповідають координати (X_i, Y_i) .

Два інші вузли скінченного елемента позначимо j та m . Ці вузли мають координати (X_j, Y_j) та (X_m, Y_m) . Для i -го вузла значення скалярних величин

функцій u , v , w , dr та dz позначимо через Φ_{ui} , Φ_{vi} , Φ_{pi} , Φ_{ki} , $\Phi_{\epsilon i}$.

Значення функцій у вузлах кінцевого елемента невідомі, проте нижче буде показано, що вирази для функцій форми від них не залежать.

Очевидно, що у вузлах скінченного елемента на прикладі функції поздовжньої складової швидкості u виконуються такі умови:

$$f = \Phi_{ui} \text{ при } x = X_i \text{ та } y = Y_i \quad (3.36)$$

$$f = \Phi_{uj} \text{ при } x = X_j \text{ та } y = Y_j \quad (3.37)$$

$$f = \Phi_{um} \text{ при } x = X_m \text{ та } y = Y_m \quad (3.38)$$

Підстановка умов (3.36)-(3.38) у вираз (3.35) дозволяє отримати наступну систему рівнянь:

$$\begin{aligned} \Phi_{ui} &= \alpha_1 + \alpha_2 \cdot X_i + \alpha_3 \cdot Y_i, \\ \Phi_{uj} &= \alpha_1 + \alpha_2 \cdot X_j + \alpha_3 \cdot Y_j, \\ \Phi_{um} &= \alpha_1 + \alpha_2 \cdot X_m + \alpha_3 \cdot Y_m. \end{aligned} \quad (3.39)$$

Розв'язок системи рівнянь (3.39) дає наступні вирази для констант α_1 , α_2 та α_3 [12]:

$$\alpha_1 = \frac{1}{2 \cdot A} \cdot \left[(X_j \cdot Y_m - X_m \cdot Y_j) \cdot \Phi_{ui} + (X_m \cdot Y_i - X_i \cdot Y_m) \cdot \Phi_{uj} + (X_i \cdot Y_j - X_j \cdot Y_i) \cdot \Phi_{um} \right] \quad (3.40)$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{2 \cdot A} \cdot \left[(Y_j - Y_m) \cdot \Phi_{ui} + (Y_m - Y_i) \cdot \Phi_{uj} + (Y_i - Y_j) \cdot \Phi_{um} \right] \quad (3.41)$$

$$\alpha_3 = \frac{1}{2 \cdot A} \cdot \left[(X_m - X_j) \cdot \Phi_{ui} + (X_i - X_m) \cdot \Phi_{uj} + (X_j - X_i) \cdot \Phi_{um} \right] \quad (3.42)$$

Величина $2 \cdot A$ дорівнює визначнику матриці:

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\begin{vmatrix} 1 & X_i & Y_i \\ 1 & X_j & Y_j \\ 1 & X_m & Y_m \end{vmatrix} \quad (3.43)$$

Підставляючи значення α_1 , α_2 та α_3 в формулу (3.35) можна перетворити вираз для функцій, що визначаються, до вигляду [13]:

$$f \equiv u = N_i \cdot \Phi_{ui} + N_j \cdot \Phi_{uj} + N_m \cdot \Phi_{um} \quad (3.44)$$

Рівняння (3.44) визначає скінченний елемент, оскільки містить три функції форми відповідно до числа вузлів елемента.

Для стислості викладу розглянемо лише функцію форми N_i , яка необхідна для визначення функції у вузлі i .

Підстановка виразів (3.40)-(3.42) у формулу (3.35) і угруповання доданків, що відносяться до значення Φ функції u , що визначається у вузлі i , дає вираз для функції форми N_i :

$$N_i = \frac{1}{2 \cdot A} \cdot [X_j \cdot Y_m - X_m \cdot Y_j + (Y_j - Y_m) \cdot x + (X_m - X_j) \cdot y] \quad (3.45)$$

Аналогічним чином отримуються вирази для функцій форми N_j та N_m з тією тільки різницею, що групування доданків, що відносяться до значення Φ функції u , що визначається, здійснюється для вузлів j та m :

$$N_j = \frac{1}{2 \cdot A} \cdot [X_m \cdot Y_i - Y_m \cdot X_i + (Y_m - Y_i) \cdot x + (X_i - X_m) \cdot y] \quad (3.46)$$

$$N_m = \frac{1}{2 \cdot A} \cdot [X_i \cdot Y_j - X_j \cdot Y_i + (Y_i - Y_j) \cdot x + (X_j - X_i) \cdot y] \quad (3.47)$$

Матриця $[K]^e$ для скінченного елемента записується в такому вигляді:

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		53

$$[K]^e = \int_{V^e} \begin{vmatrix} u_1 & u_2 & u_3 & u_4 & u_5 \\ v_1 & v_2 & v_3 & v_4 & v_5 \\ w_1 & w_2 & w_3 & w_4 & w_5 \\ dr_1 & dr_2 & dr_3 & dr_4 & dr_5 \\ dz_1 & dz_2 & dz_3 & dz_4 & dz_5 \end{vmatrix} \cdot dV \quad (3.48)$$

де $u_1, u_2, \dots, u_5$ - вирази для функцій форми шуканої функції u в рівняннях (3.1)-(3.6) відповідно; вирази для функцій форм $v_1, v_2, \dots, v_5$; $w_1, w_2, \dots, w_5$; $dr_1, dr_2, \dots, dr_5$; $dz_1, dz_2, \dots, dz_5$ також беруться з рівнянь (3.1)-(3.6).

Вирази для функцій форми функції u , що визначається, мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} u_1 = & N_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial \tau} + \frac{\partial N_j}{\partial \tau} + \frac{\partial N_m}{\partial \tau} \right) + N_i \cdot \rho \cdot u_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right) + \\ & + N_i \cdot \rho \cdot w_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right) + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right) + \\ & + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right) \end{aligned}$$

$$u_2 = N_i \cdot \rho \cdot w_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right)$$

$$u_3 = \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right)$$

$$u_4 = N_i \cdot r \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right)$$

$$u_5 = 0$$

$$u_6 = 0$$

Вирази для функцій форми функції v , що визначається, мають наступний вигляд:

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		54

$$v_1 = 0$$

$$v_2 = N_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial \tau} + \frac{\partial N_j}{\partial \tau} + \frac{\partial N_m}{\partial \tau} \right) + N_i \cdot \rho \cdot u_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right) + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right) + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right)$$

$$v_3 = 0$$

$$v_4 = N_i \cdot r \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right)$$

$$v_5 = 0$$

$$v_6 = 0$$

Вирази для функцій форми функції w , що визначається, мають наступний вигляд:

$$w_1 = 0$$

$$w_2 = 0$$

$$w_3 = N_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial \tau} + \frac{\partial N_j}{\partial \tau} + \frac{\partial N_m}{\partial \tau} \right) + N_i \cdot \rho \cdot u_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right) + N_i \cdot \rho \cdot w_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right) + \mu \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right)$$

$$w_4 = 0$$

$$w_5 = 0$$

$$w_6 = 0$$

Вирази для функцій форми функції p , що визначається, мають наступний вигляд:

$$p_1 = N_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right)$$

$$p_2 = N_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right)$$

$$p_3 = N_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right)$$

$$p_4 = 0$$

$$p_5 = 0$$

$$p_6 = 0$$

Вирази для функцій форми функції dr , що визначається, мають наступний вигляд:

$$dr_1 = 0$$

$$dr_2 = 0$$

$$dr_3 = 0$$

$$dr_4 = 0$$

$$dr_5 = N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right) + N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right)$$

$$dr_6 = 0$$

Вирази для функцій форми функції dz , що визначається, мають наступний вигляд:

$$dz_1 = 0$$

$$dz_2 = 0$$

$$dz_3 = 0$$

$$dz_4 = 0$$

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		56

$$dz_5 = 0$$

$$dz_6 = N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial r} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial r} + \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_m}{\partial r} \right) + N_i \cdot \frac{\partial N_i}{\partial z} \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial z} + \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{\partial N_m}{\partial z} \right)$$

Матриця $[K]^e$ складається з n рядків та n стовпців, а число матриць $[K]^e$ дорівнює кількості скінченних елементів, на які розділяється область функцій, що визначаються.

Матриця $\{F_i\}^e$ для точки i скінченного елемента записується в такому вигляді:

$$\{F_i\}^e = \int_{V^e} \begin{Bmatrix} -N_i \cdot \frac{\rho \cdot v_i^2}{r} + \frac{\mu \cdot u_i}{r^2} \\ -N_i \cdot \frac{\rho \cdot u_i \cdot v_i}{r} + \frac{\mu \cdot v_i}{r^2} \\ 0 \\ N_i \cdot u_i \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \cdot dV + \int_{S^e} \begin{Bmatrix} \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial u}{\partial n} \\ \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial v}{\partial n} \\ \mu \cdot N_i \cdot \frac{\partial u}{\partial n} \\ 0 \\ N_i \cdot \frac{\partial(dr)}{\partial n} \\ N_i \cdot \frac{\partial(dz)}{\partial n} \end{Bmatrix} \cdot dS \quad (3.49)$$

Матриця $\{F_i\}^e$ складається з n рядків, а число матриць $\{F_i\}^e$ дорівнює кількості скінченних елементів, на які розбивається область функцій, що визначаються.

Поверхневий інтеграл по S дорівнює нулю на тій частині границі, на якій є відомим значення функції, що визначається. На тій частині границі, де задано значення $\frac{\partial f}{\partial n}$, поверхневий інтеграл надає додатковий доданок до вектора $\{F_i\}^e$.

Матриці для інших вузлів скінченних елементів складаються аналогічним чином.

Результати розрахунку наведено на рисунку 3.1.

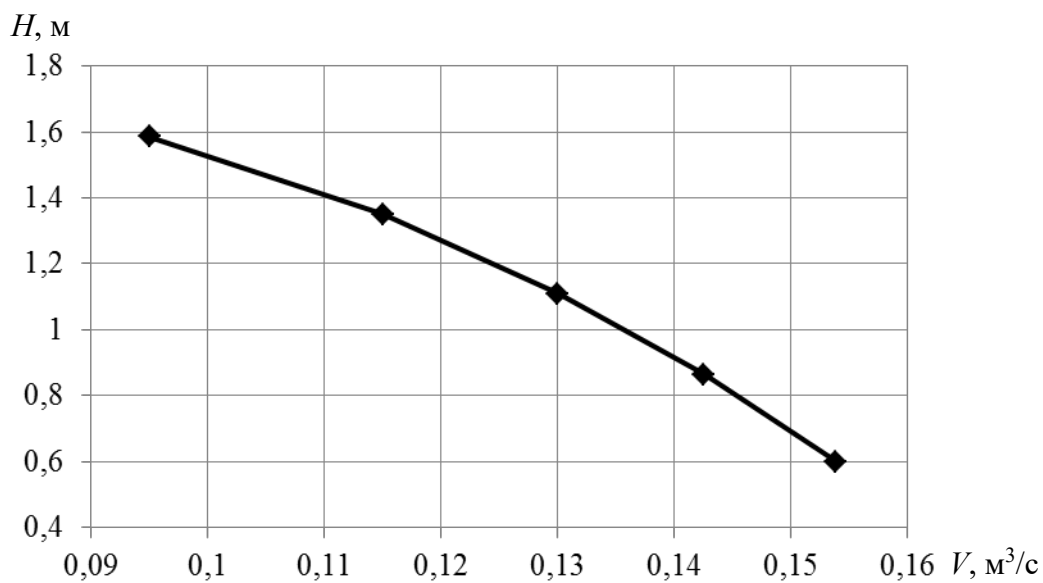


Рисунок 3.1- Робоча гідравлічна характеристика відцентрового насоса

На рисунку 3.2 наведено поле швидкостей (м/с) руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 50 об./хв.

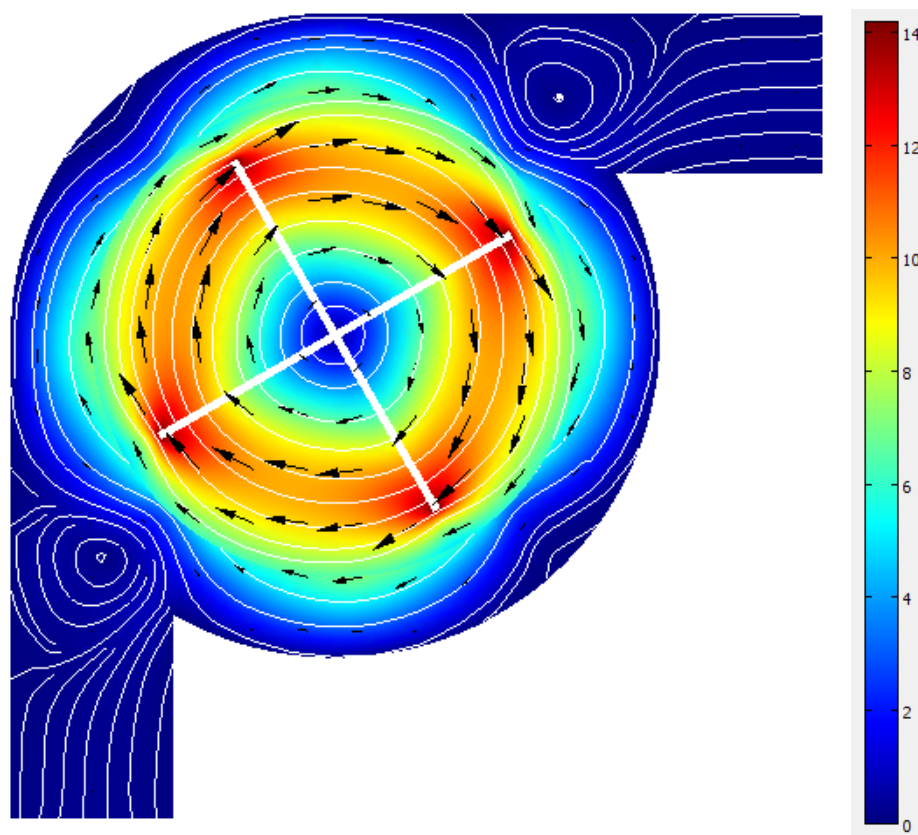


Рисунок 3.2- Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 50 об./хв.

На рисунку 3.3 наведено поле швидкостей (м/с) руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 100 об./хв.

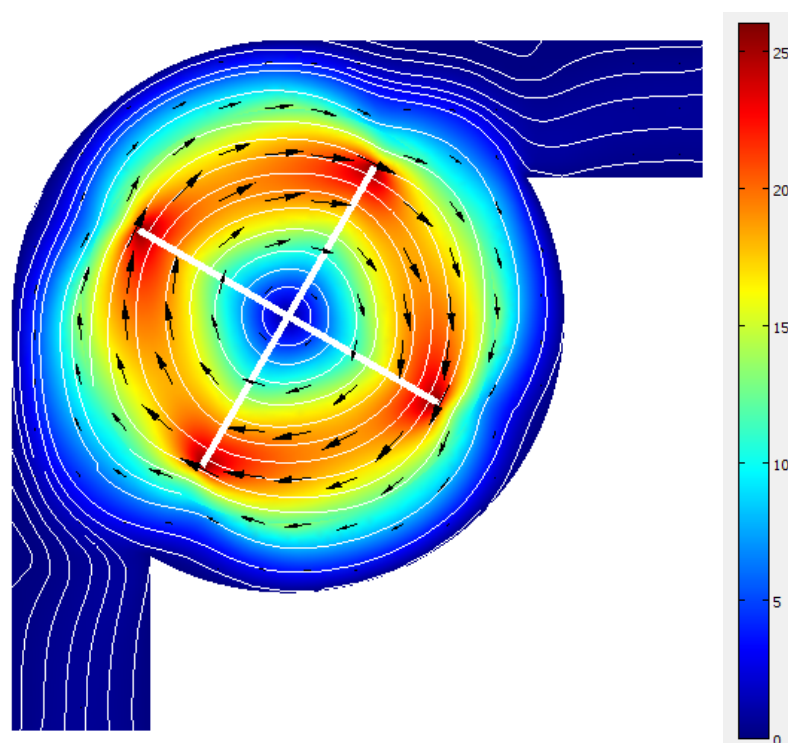


Рисунок 3.3- Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 100 об./хв.

На рисунку 3.4 наведено поле швидкостей (м/с) руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 200 об./хв.

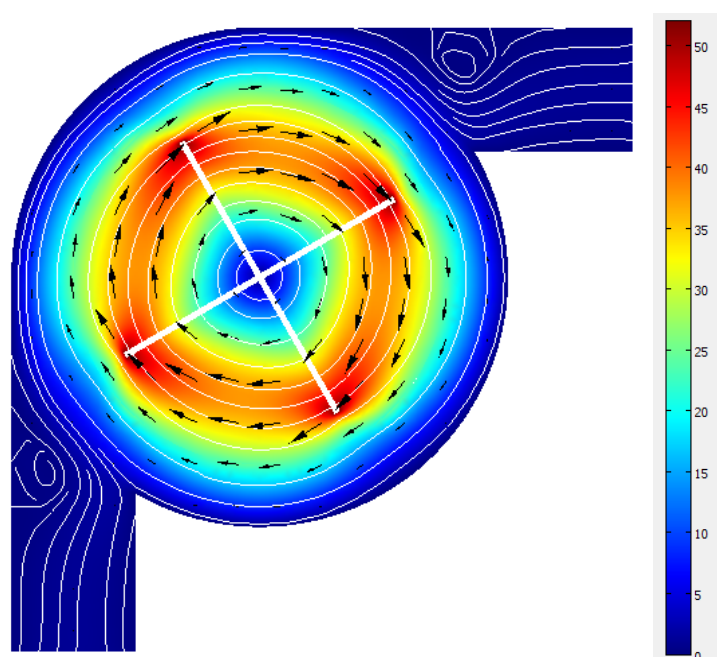


Рисунок 3.4- Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 200 об./хв.

На рисунку 3.5 наведено поле швидкостей (м/с) руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 500 об./хв.

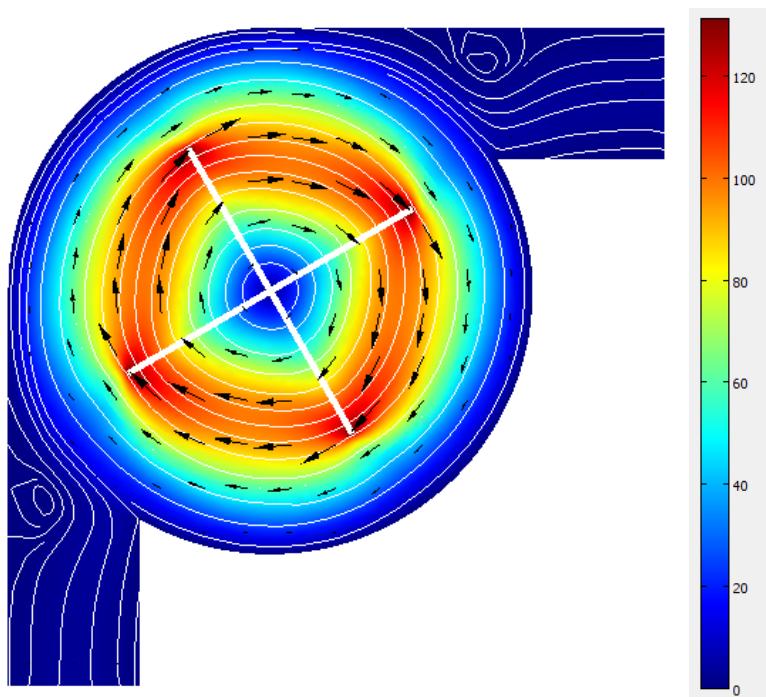


Рисунок 3.5- Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 500 об./хв.

На рисунку 3.6 наведено поле швидкостей (м/с) руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 700 об./хв.

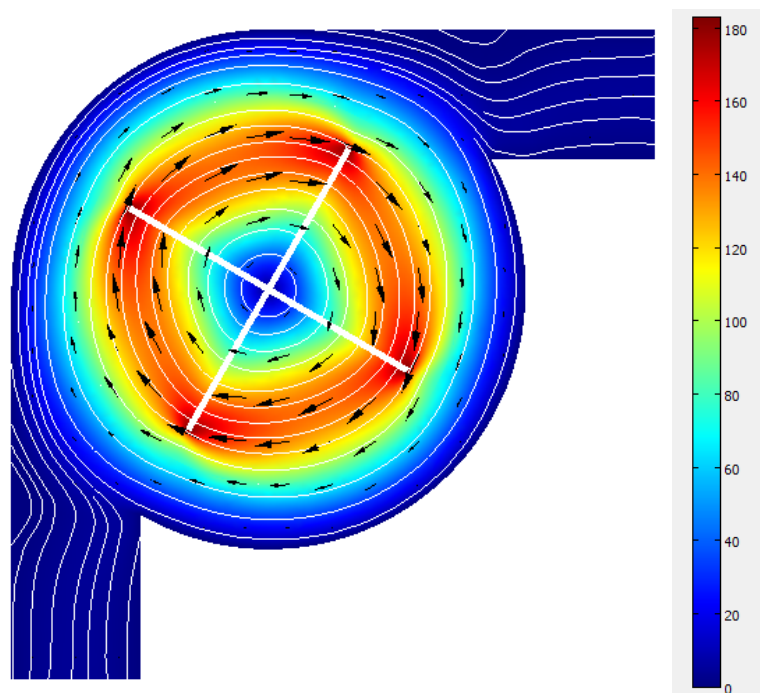


Рисунок 3.6- Поле швидкостей руху рідини у відцентровому насосі при швидкості обертання лопатей 700 об./хв.

3.2 Математичне моделювання параметрів відцентрового насоса з лопатями, зігнутими назад, за допомогою програмного продукту

Для математичного моделювання параметрів відцентрового насоса в середовищі програмного продукту необхідно виконати наступні дії:

1. В меню програмного продукту “Побудова моделі” на вкладці “Глобальні визначення” потрібно натиснути на “Параметри 1”.

2. В меню “Налаштування” на вкладці “Параметри” необхідно задати наступні значення, які наведено в таблиці 3.2:

Таблиця 3.2- Задання констант задачі

Змінна	Вираз	Опис
$p_{tot\ in}$	7500 [Pa]	Абсолютний тиск на вході до насоса
$rot\ rpm$	16.667 [1/s]	Швидкість обертання лопатей
T_{ref}	293.15 [K]	Температура навколишнього середовища (температура води)

3. Виконується креслення першої частини відцентрового насоса.

4. В меню “Домашня сторінка” потрібно натиснути на пункт меню “Додати рівняння математичної фізики”.

5. В пункті меню “Додати рівняння математичної фізики” необхідно обрати наступні рівняння математичної фізики: Течія рідини - Однофазна течія рідини - Однофазна течія рідини в обертальних машинах – Турбулентна течія – k- ω модель турбулентності.

6. Для того, щоб визначити рідину в якості матеріалу цієї частини відцентрового насоса необхідно в пункті меню “Додати матеріал” обрати “Вода, рідина”.

Для задання граничних умов потрібно виконати наступні дії:

7. В пункті меню “Визначення” потрібно обрати вкладку “Зразок граничних умов”.

8. У вікні “Налаштування” вкладки “Зразок граничних умов” в рядку “Ім’я змінної” потрібно записати m_{in} .

9. На вкладці “Зразок граничних умов” потрібно обрати вкладку “Тип зразку”.

10. Зі списку типів зразку потрібно обрати “Інтеграл”.
11. Потрібно перейти на вкладку “Вибір джерела”.
12. Зі списку вибору потрібно обрати тип “Вручну”.
13. Потрібно натиснути на кнопку “Очистити вибір”.
14. Потрібно обрати границю №58.
15. Потрібно перейти на вкладку “Вираз”.
16. В рядку потрібно написати вираз: $-\rho_{Ref}*(u*n_x+v*n_y+w*n_z)$.
17. В пункті меню “Визначення” потрібно обрати вкладку “Зразок граничних умов”.
18. У вікні “Налаштування” вкладки “Зразок граничних умов” в рядку “Ім’я змінної” потрібно записати m_{out} .
19. На вкладці “Зразок граничних умов” потрібно обрати вкладку “Тип зразку”.
20. Зі списку типів зразку потрібно обрати “Інтеграл”.
21. Потрібно перейти на вкладку “Вибір джерела”.
22. Зі списку вибору потрібно обрати тип “Вручну”.
23. Потрібно натиснути на кнопку “Очистити вибір”.
24. Потрібно обрати границю 9.
25. Потрібно перейти на вкладку “Вираз”.
26. В рядку потрібно написати вираз: $\rho_{Ref}*(u*n_x+v*n_y+w*n_z)$.
27. В пункті меню “Визначення” потрібно натиснути на “Нелокальне з’єднання”.
28. На вкладці “Нелокальне з’єднання” потрібно обрати “Інтегрування”.
29. У вікні “Налаштування” для типу інтегрування в рядку “Ім’я оператора” потрібно записати int_{rot} .
30. Потрібно перейти на вкладку “Вибір джерела”.
31. Зі списку “Рівень геометричних об’єктів” потрібно обрати об’єкт “Границя”.
32. Зі списку “Вибір” потрібно обрати “Границі 2”.
33. На вкладці “Нелокальне з’єднання” потрібно обрати “Інтегрування”.

34. У вікні “Налаштування” для типу інтегрування в рядку “Ім’я оператора” потрібно записати *int_in*.

35. Натиснути “Вставити вибір”.

36. В діалоговому вікні в рядку потрібно записати “57”.

37. На вкладці “Нелокальне з’єднання” потрібно обрати “Інтегрування”.

38. У вікні “Налаштування” для типу інтегрування в рядку “Ім’я оператора” потрібно записати *int_out*.

39. Натиснути “Вставити вибір”.

40. В діалоговому вікні в рядку потрібно записати “6”.

41. На вкладці “Нелокальне з’єднання” потрібно обрати “Середнє”.

42. У вікні налаштування для нелокального з’єднання “Середнє” потрібно перейти на вкладку “Вибір джерела”.

43. Зі списку “Рівень геометричних об’єктів” потрібно обрати об’єкт “Границя”.

44. Натиснути “Вставити вибір”.

45. В діалоговому вікні в рядку потрібно записати “58”.

46. На вкладці “Нелокальне з’єднання” потрібно обрати “Усереднене”.

47. У вікні налаштування для нелокального з’єднання “Середнє” потрібно перейти на вкладку “Вибір джерела”.

48. Зі списку “Рівень геометричних об’єктів” потрібно обрати об’єкт “Точка”.

49. Потрібно обрати точку 4.

Далі потрібно задати тип течії у відцентровому насосі.

Для цього потрібно виконати наступні дії:

50. В меню програмного продукту “Побудова моделі” на вкладці “Компонент 1” потрібно натиснути “Турбулентна течія, k- ω модель турбулентності” та обрати пункт “Вхід”.

51. Потрібно обрати границю 58.

52. У вікні “Налаштування” для пункту “Вхід” потрібно перейти на вкладку “Гранична умова”.

53. Зі списку потрібно обрати “Тиск”.
54. Потрібно перейти на вкладку “Умови тиску”.
55. Зі списку “Тиск” потрібно обрати “Загальний”.
56. Потрібно перейти на вкладку “Усереднене”.
57. В рядку для p_0 потрібно написати p_{tot_in} .
58. Потрібно перейти на вкладку “Умови турбулентності”.
59. В рядку для U_{ref} потрібно написати 3 [m/s].
60. В пункті меню “Фізика” на вкладці “Границі” потрібно обрати “Вихід”.
61. У вікні “Налаштування” для опції “Вихід” потрібно обрати вкладку “Умови тиску”.
62. Зі списку “Тиск” потрібно обрати “Загальний”.
63. Потрібно обрати границю 9.
64. В пункті меню “Фізика” на вкладці “Границі” потрібно обрати “Стінка”.
65. У вікні “Налаштування” для опції “Стінка” потрібно обрати вкладку “Гранична умова”.
66. Натиснути “Вставити вибір”.
67. В діалоговому вікні “Вставити вибір” в рядку потрібно написати “64, 65, 87, 93”.
68. У вікні “Налаштування” для опції “Стінка” потрібно обрати вкладку “Рух стінки”.
69. Зі списку “Поступальна швидкість” потрібно обрати “Нуль (Фіксована стінка)”.
70. В меню програмного продукту “Побудова моделі” потрібно обрати вкладку “Пограничні шари 1”.
71. У вікні “Налаштування” для вкладки “Пограничні шари” потрібно обрати “Вибір геометричного об’єкту”.
72. Потрібно натиснути на кнопку “Очистити вибір”.
73. Потрібно натиснути на кнопку “Вставити вибір”.
74. В діалоговому вікні “Вставити вибір” в рядку потрібно написати “1, 3, 4, 5”.

75. У вікні “Налаштування” для вкладки “Пограничні шари” потрібно обрати “Налаштування кута”.

76. В рядку “Мінімальний кут для обрізки” рядку потрібно написати “280”.

77. В меню програмного продукту “Побудова моделі” потрібно обрати вкладку “Пограничні шари 1”.

78. На вкладці “Пограничні шари 1” потрібно натиснути на “Властивості пограничного шару 1”.

79. У вікні “Налаштування” для “Властивостей пограничного шару” необхідно перейти на вкладку “Властивостей пограничного шару”.

80. В рядку “Кількість пограничних шарів” потрібно написати “5”.

81. Зі списку “Товщина першого шару” необхідно обрати “Вручну”.

82. В рядку “Товщина” потрібно написати “ $2.5e-4$ ”.

83. Натиснути на “Компонент 1” > Mesh > Граничні шари 1 > “Властивості пограничного шару” та обрати “Зробити копію”.

84. У вікні “Налаштування” для “Властивостей пограничного шару” необхідно перейти на вкладку “Властивостей пограничного шару”.

85. В рядку “Товщина” потрібно написати “ $6e-5$ ”.

86. Потрібно обрати границі 24, 27, 31, 36, 42, 45, 48, 75 та 105.

87. Натиснути на “Властивості пограничного шару 2” та обрати “Зробити копію”.

88. Потрібно обрати границі 15, 64–69, 87–90, 92 та 93.

89. У вікні “Налаштування” для “Властивостей пограничного шару” необхідно перейти на вкладку “Властивостей пограничного шару”.

90. В рядку “Товщина” потрібно написати “ $2e-4$ ”.

91. В меню “Домашня сторінка” потрібно натиснути на пункт меню “Додати дослідження”.

92. Потрібно відкрити вікно “Додати дослідження”.

93. На вкладці “Обрати дослідження” потрібно обрати “Поточне дослідження для обраних фізичних інтерфейсів”.

94. Перейти до вікна “Додати дослідження”.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						65
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

95. На вкладці “Обрати дослідження” потрібно обрати “Поточне дослідження для обраних фізичних інтерфейсів” > “Заморожений ротор з ініціалізацією”.

96. Натиснути на “Додати дослідження” в меню цього вікна.

97. В меню програмного продукту “Побудова моделі” потрібно обрати вкладку “Дослідження 1” та натиснути “Крок2: Заморожений ротор”.

98. У вікні “Налаштування” для “Заморожений ротор” необхідно перейти на вкладку “Результати під час розв’язання”.

99. Зі списку “Зразки” потрібно обрати “Без зразків”.

100. Зі списку “Розпочати безперервність для” потрібно обрати “Без параметра”.

101. З ісписку “Використовувати розв’язок попереднього кроку” потрібно обрати “Так”.

102. В пункті меню “Дослідження” потрібно натиснути “Показати розв’язувач поза вибором”.

103. В меню програмного продукту “Побудова моделі” потрібно натиснути “Розв’язок 1”.

104. В меню програмного продукту “Побудова моделі” потрібно обрати “Дослідження 1” > “Конфігурації розв’язувача” > “Розв’язок 1” > “Стаціонарний розв’язувач 2”, а потім натиснути “Сегрегований 1”.

105. У вікні “Налаштування” для “Сегрегований 1” необхідно перейти на вкладку “Результати під час розв’язання”.

106. Зі списку “Зразки” потрібно обрати “Всі”.

107. В пункті меню “Дослідження” потрібно натиснути “Обчислити”.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

В роботі виконано:

1. Аналіз основних вимог до відцентрових насосів турбонасосних агрегатів.
2. Виконано аналіз робочої гідравлічної характеристики відцентрового насоса.
3. Досліджено спільну роботу шнека з відцентровим колесом насоса.
4. Складено методику розрахунку та профілювання відцентрових насосів, зокрема, щодо:
 - вибору частоти обертання насоса;
 - визначення розрахункового діаметра шнека;
 - визначення параметрів входу та інших параметрів відцентрового колеса;
 - визначення параметрів шнека;
 - профілювання робочого колеса насоса;
 - уточнення геометричних та кінематичних параметрів відцентрового насоса;
 - визначення потужності відцентрового насоса;
 - виконано математичне моделювання параметрів відцентрового насоса з радіальними лопатями та отримано його гідравлічні параметри.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						67
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Мандрус В. І. Гідравлічні та аеродинамічні машини (насоси, вентилятори, газодуви, компресори): Підручник / В.І. Мандрус. – Львів: Магнолія плюс, 2004. – 340 с.

2. Насоси відцентрові загальнопромислового застосування. Вимоги до проектування, виготовлення, постачання, монтажування та експлуатування. Звід правил [Текст] / розроб. О. Швіндін [та ін.]. - Офіц. вид. - Чинний від 01.01.2004. - К. : Державний комітет України з питань технічного регулювання та споживчої політики, 2003. - III, 27 с. - (Національний стандарт України).

3. Проектування відцентрового насосу [Текст]: метод. вказівки / Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко ; Національний ун-т кораблебудування ім. адмірала Макарова. - Миколаїв : НУК, 2009. - 56 с.

4. Насоси. Відцентрові насоси. Безсальникові циркуляційні насоси [Текст]. - Київ : УкрНДНЦ, 2019 . - (Національний стандарт України). Ч. 1: ДСТУ EN 16297-1:2017 (EN 16297-1:2012, IDT). Загальні вимоги та процедури для випробування та обчислення показника енергоефективності (EEI). - Чинний від 2019-01-01. - 2019. - V, 14 с.

5. Расчет и конструирование центробежных насосов [Текст]: учеб. пособие / Ржебаева Н. К., Ржебаев Э. Е.; Сум. гос. ун-т. - Сумы : Изд-во СумГУ, 2009. - 220 с.

6. Лопастные насосы. Вопросы регулирования [Текст] : монография / Л. И. Рисухин [и др.] ; Восточноукраинский национальный ун-т им. Владимира Даля. - Луганск : [б.и.], 2008. - 100 с.

7. Моделювання режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогідравлічної аналогії [Текст] / В. С. Костишин. - Івано-Франківськ : [б.в.], 2000. - 164 с.

8. Насосы и вентиляторы [Текст] : учеб. пособие для студ. мех. спец. / В. И. Копылов, О. М. Яхно ; Национальный технический ун-т Украины. - К. : [б.в.], 1996. - 328 с.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

9. A.M. Winslow. Equipotential zoning of two-dimensional meshes. Technical Report UCRL-7312, Lawrence Livermore National Laboratory, 1963.

10. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике.- М.: Мир.- 541с.

11. Рояк М.Э., Соловейчик Ю.Г., Шурина Э.П. Сеточные методы решения краевых задач математической физики: Учебное пособие.– Н.: Издательство НГТУ, 1998.– 120 с.

12. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов.- М.: Мир.- 1979.- 392с.

13. Норри Д., Фриз де Ж. Введение в метод конечных элементов.- М.: Мир.- 1981.- 304с.

					02.15.EE2221.KPM.2023-ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69