

УДК 621.651/656  
КП  
№ держреєстрації 0114U000069  
Інв. №

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
(СумДУ)  
40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2  
тел. (0542) 33-44-94 факс (0542) 33-40-49

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Проректор СумДУ  
з наукової роботи  
д.ф.-м. н., професор  
А. М. Черноус

ЗВІТ  
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ  
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ НАСОСІВ І ПРИВОДІВ  
(заключний)

Начальник НДЧ  
к. ф.-м. н., снс

Д. І. Курбатов

Керівник НДР  
канд. техн. наук, професор

І. О. Ковальов

2016

Рукопис закінчено 25 грудня 2016 р.

Результати даної роботи розглянуті науковою радою СумДУ,  
протокол № 4 від 2016.12.23

## СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР, професор, канд. техн. наук	І. О. Ковальов (реферат, вступ, висновки, підрозділ 3.1)
Пров. наук. співробітник, канд. техн. наук	А. А. Папченко (розділ 6)
Доцент, канд. техн. наук	О. І. Котенко (підрозділ 8.1, 8.5, розділ 9)
Доцент, канд. техн. наук	В. Ф. Герман (розділ 7)
Доцент, канд. техн. наук	О. Г. Гусак (підрозділ 7.2)
Доцент, канд. техн. наук	С. П. Кулініч (розділ 10)
Доцент, канд. техн. наук	М. І. Сотник (розділ 14)
Доцент, канд. техн. наук	В. Г. Концевич (розділ 12 )
Ст.викладач	М. М. Олада (розділ 13)
Зав. лабораторією	Є. М. Олада (підрозділ 13.2,13.3)
Науковий співробітник, канд. техн. наук	С. Ф. Ковальов (підрозділ 6.1)
Науковий співробітник, канд. техн. наук	М. С. Овчаренко (підрозділ 6.2)
Ст. викладач, канд. техн. наук	О. А. Матвієнко (розділ 4)
Асистент, канд. техн. наук	В. М. Липовий (розділ 11)

Асистент канд. техн. наук	О. В. Ратушний (розділ 2, підрозділ 3.2, 3.3)
Мол. наук. співробітник	В. О. Панченко (розділ 5)
Мол. наук. співробітник	О. О. Барикін (підрозділи 6.1)
Аспірант	М. В. Лобуренко (підрозділ 5.1, 5.2)
Аспірант	В. Ю. Кондусь (підрозділ 8.4, 8.5, 8.6, розділ 9)
Аспірант	Л. М. Салтанова (підрозділ 8.2, 8.3)
Аспірант	І. В. Криштоп (підрозділ 7.1, 7.2)
Аспірант	О. М. Молошний (підрозділ 14.1)
Аспірант	В. В. Москаленко (підрозділ 14.2)
Аспірант	Н. В. Семенова (розділ 10)
Аспірант	Д. В. Казнієнко (розділ 1)
Лаборант	М. С. Шевчук (підрозділ 12.2)
Лаборант	А. М. Медвідь (підрозділ 11.3)
Лаборант	Ю. О. Видиш (підрозділ 5.7)

М. н. с.

Т. М. Мішакова  
(компоновка та редагування 1-  
8 розділів звіту)

Інженер I кат.

Т. П. Копитіна  
(компоновка та редагування 8-  
14 розділів звіту)

## РЕФЕРАТ

Звіт: 252 с., 175 рисунків, 20 таблиць, 74 посилань.

Мета роботи – визначення і практична реалізація нових знань про робочий процес динамічних гідромашин і конструктивних рішень для більш досконалого процесу енергопередачі при взаємодії течії з твердою поверхнею робочого органу та отримання на цій основі покращених техніко-економічних показників гідромашин.

Об'єкт дослідження – робочий процес динамічних гідромашин існуючих конструктивних схем і нетрадиційних конструкцій.

Спосіб проведення дослідження – розрахунковий на основі сучасних програмних комплексів і фізичний експеримент.

В звіті показані можливості підвищення напірності ступені насосу, використання від'ємної циркуляції на вході в робоче колесо; досліджені особливості робочого процесу ступенів низької та наднизької швидкохідності; продовжено розвіток теорії та практики використання вихрового робочого процесу та елементів комбінованого робочого процесу. Показана доцільність і можливість використання котрроторної схеми для відцентрових і осьових насосів, вперше випробувано об'єднання відцентрової і доцентрової лопатевих решіток в одному ступені. Наведені результати розробки нових гідродинамічних машин багатофункціонального призначення і вдосконалення вільно-вихрових насосів.

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС, ПРОТОЧНА ЧАСТИНА, НЕТРАДИЦІЙНІ СХЕМИ  
І КОНСТРУКТИВНІ РІШЕННЯ, ВІДЦЕНТРОВА І ДОЦЕНТРОВА ЛОПАТЕВІ  
РЕШІТКИ, БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНІ АПАРАТИ

## ЗМІСТ

	С.
Перелік умовних позначень та скорочень.....	9
Вступ.....	10
1 Комбінований відцентрово-доцентровий ступінь динамічного насоса лопатевого типу.....	13
2 Дослідження робочого процесу відцентрової контрроторної лопатевої системи.....	31
3 Підвищення напірності ступеня відцентрового насоса шляхом удосконалення лопатевої гратки робочого колеса.....	37
3.1 Мета, задачі та методи дослідження.....	37
3.2 Методика проведення чисельного дослідження в програмному комплексі ANSYS CFX.....	39
3.3 Методика проведення експериментального дослідження.....	40
3.4 Обробка результатів експериментальних і чисельних досліджень.....	42
3.5 Удосконалення лопатевої гратки робочого колеса.....	45
4 Нова конструктивна схема осьових насосів без випрямного апарату.....	55
4.1 Порівняння конструктивних схем лопатевих систем РВ та НР в умовах перекачування ортофосфорної кислоти.....	55
4.2 Мета, задачі та методи дослідження.....	58
4.3 Методика проведення чисельного дослідження в програмному комплексі ANSYS CFX.....	59
4.4 Дослідження сіткової незалежності.....	62
4.5 Базова проточна частина.....	63
4.6 Модернізована проточна частина.....	67
5 Дослідження вільновихрових насосів з комбінованим	

	7
робочим процесом.....	75
5.1 Фізичний експеримент.....	76
5.2 Опис експериментального стенда.....	76
5.3 Методика проведення експерименту та обробки результатів дослідження.....	80
5.4 Оцінювання похибки проведення експерименту.....	82
5.5 Випадкові похибки вимірювань.....	82
5.6 Систематичні похибки вимірювань.....	85
5.7 Оцінювання технічного рівня.....	90
6 Баланс енергії багатофункціонального агрегату-гідромлина.....	91
6.1 Багатофункціональний агрегат-гідромлин.....	91
6.2 Баланс енергії БАГМ.....	91
6.3 Аналіз складових балансу енергії БАГМ.....	92
7 Дослідження робочого процесу вільновихрових насосів.....	100
7.1 Уточнення фізичної моделі робочого процесу ВВН. Оцінка впливу поперечних вихорів на процес передачі енергії у ВВН.....	100
7.2 Вплив геометричних розмірів і форми відвідного пристрою на формування течії рідини в проточній частині ВВН.....	105
8 Підвищення енергетичної ефективності та розширення типорозмірного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення проточної частини...	119
8.1 Економічна доцільність використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності насосного обладнання.....	119
8.2 Аналіз вартості життєвого циклу насосної установки з використанням вільновихрових насосів.....	124
8.3 Аналіз експлуатаційних витрат у вільновихрових насосах порівняно з іншими типами насосів.....	129
8.4 Проектування проточної частини вільновихрового насоса з використанням методу чисельного дослідження.....	133

8.4.1 Основи створення розрахункової моделі.....	133
8.4.2 Результати дослідження течії рідини в проточній частині.....	136
8.4.3 Результати дослідження течії рідини в проточній частині.....	138
8.5 Параметричний ряд вільновихрових насосів.....	143
8.6 Ефективна робота насосної установки при перекачуванні рідин з включеннями.....	146
9 Високонапірне робоче колесо багатоступінчатого насоса для нафтової галузі.....	155
10 Розробка та дослідження методу компенсації впливу нерівномірної подачі об'ємного насоса.....	161
11 Підвищення потужності ортогональних вітродвигунів без зміни їх масо-габаритних показників.....	175
11.1 Аналітичний розрахунок кінематичних характеристик потоку...	176
11.2 Гнучкі симетричні лопаті.....	184
11.3 Експериментальний стенд.....	187
11.4 Дослідження методів підвищення енергетичних показників ортогональних вітродвигунів фізичним експериментом.....	191
11.5 Дослідження впливу додаткового вектору швидкості на енергетичні показники вітроколеса.....	196
12 Моделювання навантаження вала вільновихрового насоса для розрахунку методом скінченних елементів.....	205
12.1 Тверdotільні моделі насоса і вала в Autodesk Inventor.....	205
12.1.1 Створення тверdotільної моделі вала.....	205
12.1.2 Створення тверdotільної моделі насоса.....	208



12.2 Створення розрахункової моделі навантаження вала.....	210
12.2.1 Дослідження сітки.....	210
12.2.2 Дослідження навантаження.....	212
12.2.3 Результати дослідження.....	213
13 Дещо про «активізацію»бічних пазух відцентрового насоса.....	216
13.1 Осьові сили у відцентрових насосах, забезпечення їх експериментальних досліджень.....	217
13.2 витоки рідини та відповідні їм розподіли тиску в бічній пазусі.....	219
13.3 Ширина передньої пазухи та її вплив на розподіл тиску.....	220
14 Числове моделювання теплового стану приміщення з системою обігріву «тепла стіна».....	223
14.1 Матеріали та методи дослідження теплового стану приміщень.....	223
14.1.1 Створення тривимірної моделі.....	223
14.1.2 Побудова розрахункової сітки.....	225
14.1.3 Опис розрахункової моделі.....	227
14.2 Аналіз та обговорення результатів числового моделювання теплового стану приміщення, що обігрівається системою «тепла стіна».....	231
14.2.1 Загальний аналіз результатів розрахунків.....	231
14.2.2 Аналіз результатів розрахунків.....	235
Висновки.....	241

Перелік посилань.....	243
-----------------------	-----

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

### Умовні позначення

- $\lceil$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па $\cdot$ с;  
 $\lrcorner$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с;  
 $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;  
 $D, R$  – діаметр, радіус робочого колеса, м;  
 $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  
 $n_s$  – коефіцієнт швидкості;  
 $n$  – частота обертання, об/хв.;  
 $Q$  – подача (витрата) рідини, м<sup>3</sup>/с;  
 $H$  – напір, м;  
 $z$  – кількість лопатей в робочому колесі;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання, с<sup>-1</sup>;  
 $\eta$  – коефіцієнт корисної дії;

### Скорочення

- РК – робоче колесо.  
 ПЧ – проточна частина;  
 ККД – коефіцієнт корисної дії;  
 ТГА – теплогенеруючий агрегат;  
 ТГА-ГМ – теплогенеруючий агрегат-гідромлин;  
 БАГМ – багатофункціональний агрегат-гідромлин  
 ГД – гідравлічний двигун;  
 ГА – гідравлічний агрегат;  
 РР – робоча рідина;  
 РГД – регульований гідравлічний дросель;  
 РОС – результуюча осьова сила

## ВСТУП

Робочий процес гідравлічних машин як процес передачі механічної енергії від рідини до твердого робочого органу (турбіни, гідромотори чи приводи), або навпаки від твердого робочого органу до рідини чи газу (насоси, компресори, вентилятори) відомий в загальних рисах давно. Але складність самого процесу взаємодії твердої поверхні (наприклад, лопаті чи лопатевої решітки) і рідини, а також протікання рідини через проточну частину гідромашин потребують поглибленого вивчення гідроаеродинаміки цих процесів, пошуку оптимальних співвідношень геометричних розмірів і форм проточної частини і вирішення низки конструктивних питань для підвищення техніко-економічних характеристик роботи цих машин.

Тим паче актуальність цих питань особливо відчувається зараз, коли постійно зростають вимоги до енергоефективності насосного обладнання, яке забирає майже п'яту частину всієї виробленої електроенергії в країні, коли зростають потужності насосних агрегатів, вимоги до їх конкурентоздатності і ресурсу роботи. Насоси стали невід'ємною частиною технічних систем практично всіх галузей промисловості і сільського господарства. У якості основного обладнання насоси гідродинамічного принципу дії використовуються для транспортування як технічно чистих рідин, так і гідросумішей. Одинична потужність їх приводів сягає сотень і навіть тисяч кіловат. Зрозуміло, що за цих умов кожен процент їх коефіцієнта корисної дії відчувається на загальній економії енергоресурсів в державі.

Слід зазначити, що незважаючи на досить великий накопичений досвід проектування і створення насосів, знання основних рис їх робочого процесу на сьогодні залишаються ще багато невикористаних резервів для їх поліпшення. Серед таких недоліків слід відмітити підвищені масогабаритні показники насосних агрегатів, поступове зниження (в порівнянні з іншими енергетичними

машинами) енергетичних та антикавітаційних якостей проточних частин, недостатні показники роботи на гідросумішах, велика собівартість виготовлення і монтажу. Окремою проблемою є якісний вибір насосного агрегату до заданої трубопровідної мережі або проблема якісного регулювання режимів роботи насосів в залежності від потреб споживачів. Актуальною залишається також проблема пошуку нових принципів енергопередачі в рідких і газових матеріальних середовищах і нетрадиційних конструктивних схем динамічних гідравлічних машин.

Дана робота уявляє собою продовження держбюджетних та госпдоговірних робіт, які виконувались на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ в попередні роки і тісно пов'язані з планом підготовки бакалаврів і магістрів спеціалізації в галузі «Гідравлічні і пневматичні машини», зокрема, при вивченні курсів «Теорія турбомашин», «Спецрозділи механіки рідин і газів», «Гідродинамічні машини і передачі», «Вихрові течії в природі і техніці».

Мета роботи полягає в визначенні і практичній реалізації нових знань про робочий процес динамічних гідромашин і конструктивних рішень для більш досконалої течії в них та отримання на цій основі підвищення техніко-економічних показників їх роботи.

З цією метою слід було вирішити наступні першочергові задачі:

1. Показати можливість і доцільність подальшого вдосконалення методів розрахунку, конструювання і впровадження в виробництво підходів на основі теорії розвитку технічних систем, сучасних методів гідродинамічного розрахунку течії і більш широкого використання нетрадиційних конструктивних рішень.

2. Забезпечити органічне поєднання сучасних методів гідродинамічних розрахунків і аналізу течії з експериментальною перевіркою на модельних і натурних стендах.

3. Продовжити розвиток теорії і практики використання вихрового робочого процесу, реалізувати на практиці елементи комбінованого робочого процесу.

4. Продовжити поглиблене вивчення особливостей робочого процесу ступенів низької та наднизької швидкохідності, подальше вдосконалення вільно-вихрових насосів та розширення практики їх використання.

5. Визначити доцільність і можливість використання контрроторної схеми для динамічних насосів, використання від'ємної циркуляції та елементів «активних бічних пазух».

6. Розпочати вивчення можливості використання безлопатевого кільцевого напрямного апарату.

7. Продовжити роботи по створенню і розширенню впровадження гідродинамічних машин багатофункціонального призначення.

Об'єктом дослідження являється робочий процес гідродинамічних насосів.

Предметом дослідження являються параметри і гідродинамічні аспекти робочого процесу насосів динамічного принципу дії в залежності від гідромеханічних параметрів рідини, геометричних характеристик проточних частин та конструктивних схем.

Методи досліджень – комплексне використання аналітичних та розрахункових методів на базі сучасних пакетів програм і перевірка та коригування результатів експериментальними дослідженнями.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в розвитку і поглибленні знань про гідромеханічні процеси енергопередачі в лопатевих та вихрових насосах, розширенню методики використання гідрогазодинамічного програмного модуля ANSYS CFX 12,0 для дослідження течій в проточних частинах гідромашин, введенню нових понять в теорію турбомашин і дослідженню нетрадиційних конструктивних схем.



## 1 КОМБІНОВАНИЙ ВІДЦЕНТРОВО-ДОЦЕНТРОВИЙ СТУПІНЬ ДИНАМІЧНОГО НАСОСА ЛОПАТЕВОГО ТИПУ

Сучасною тенденцією розвитку динамічних насосів є підвищення напірності їх ступенів при збереженні масогабаритних показників робочих органів та одночасному підвищенню ефективності енергопередачі. Це обумовлено постійним зростанням вимог до техніко-економічних та масогабаритних показників сучасного насосного обладнання. Особливо гостро стоїть ця проблема у нафтовидобувній промисловості, де значну роль відіграють насоси систем підтримки пластового тиску – відцентрові секційні насоси (ЦНС). Необхідність підвищення напору таких насосів продиктована умовами інтенсифікації нафтовидобутку на заключних стадіях розробки, де виникає необхідність забезпечити підвищення напору в мережі при сталій витраті.

Не зважаючи на те, що робочий процес відцентрової лопатевої решітки у насосному режимі досить детально досліджений та ґрунтовно описаний у багатьох наукових працях, зокрема Ковальова І. О., Євтушенка А. О., Малюшенка В. В., Ломакіна О. О., Овсянникова Б. В., Пфлейдерера К. та ін., пошуки шляхів впливу на її напірні та енергетичні характеристики у науковому полі продовжуються. Спроби зміни робочих характеристик всебічно досліджених проточних частин існуючих багатоступеневих насосів викликані завданнями та проблемами, з якими стикаються підприємства, зокрема і в нафтогазовому комплексі, які експлуатують насосну техніку. У деяких випадках експлуатації насосів виникає необхідність зміни їх параметрів. Зазвичай, це стосується зниження значення витрати чи напору при зниженні дебету нафтових свердловин, що вирішується шляхом заміни проточної частини насоса та не викликає особливих складнощів. Проте в деяких випадках необхідним є підвищення напору насоса при сталому значенні витрати. У такому разі завдання суттєво ускладнюється, оскільки при заміні проточних



частин передбачається їх взаємозамінність, а тому підвищення напору ступеня шляхом збільшення діаметра робочого колеса є недопустимим.

Відомі на сьогодні способи впливу на напірну та енергетичну характеристику ступеня є досить різними як за методом реалізації, так і за ефектом від їх впровадження, та в основному передбачають зміну форми лопатевої решітки робочого колеса. Найбільш перспективним із відомих способів підвищення напору ступеня є проаналізоване науковцями «ВНДІАЕН» використання багатоярусних решіток робочих коліс, за допомогою чого досягається підвищення напору ступеня на величину від 7 до 8 %. Поряд зі спробами принципової зміни енергетичних параметрів ступеня у межах робочої зони існують ряд способів подолання таких проблем, як наявність «западаючої» напірної характеристики в зоні малих витрат та підвищення конструктивної міцності з одночасним покращенням рівномірності потоку на виході з робочого колеса. Підвищення напору ступеня на величину більше 8 % за рахунок використання традиційних способів наразі не досягнуто. Враховуючи досить глибокий та всебічний рівень дослідження даної проблематики, можна стверджувати, що за допомогою традиційних способів досягти принципового (20% – 30%) підвищення напору ступеня за умови збереження його масо-габаритних показників не вдасться.

На кафедрі ПГМ СумДУ запропоновано принципово новий спосіб підвищення напірності ступеня динамічного насоса лопатевого типу за рахунок поєднання у межах одного ступеня відцентрового та доцентрового процесів енергопередачі. Його ідея виникла з аналізу конструкції проточної частини багатоступеневого насоса. Оскільки потік у зворотних каналах напрямного апарата рухається у доцентровому напрямку, вирішено дослідити можливість передачі йому додаткової кількості енергії за рахунок введення додаткової лопатевої решітки, що обертається на одному диску з основним відцентровим робочим колесом, та має відповідну геометрію лопатей, яка забезпечує перекачування рідини у доцентровому напрямку (до центру обертання РК) на противагу дії відцентрових сил (рис. 1.1).

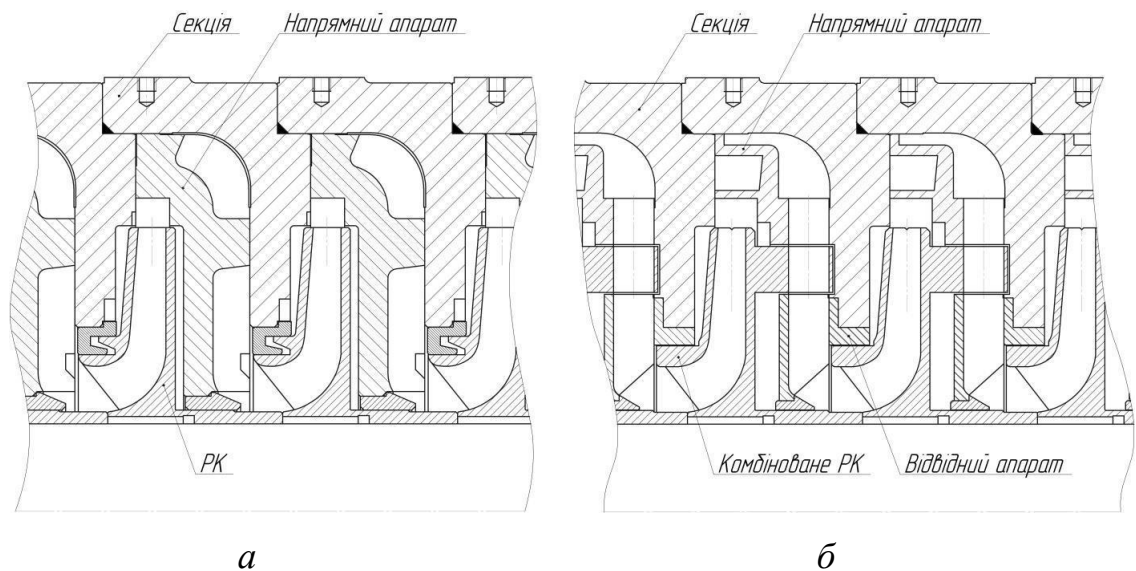


Рисунок 1.1 – Переріз проточної частини багатоступеневого насоса:  
*а* – стандартна відцентрова; *б* – комбінована відцентрово-доцентрова

Такий спосіб підвищення напору ступеня багатоступеневого насоса є принципово новим та у практиці насособудування не зустрічається. Слід відмітити, що існують певні рекомендації щодо недоцільності використання доцентрової лопатевої решітки у насосному режимі, що зумовлено особливостями доцентрового процесу енергопередачі. Але вони вказують, перш за все, на порівняння ефективності використання відцентрового та доцентрового процесів енергопередачі. Принципову можливість створення напору доцентровою лопатевою решіткою доведено у працях Ільєсова А. Є. по розробці доцентрового вентилятора тепловоза.

На основі проведеного літературного огляду, накопиченого досвіду теоретичних та експериментальних досліджень способів підвищення напору ступеня динамічного насоса лопатевого типу встановлено, що на сьогодні відсутня теорія розрахунку та проектування відцентрово-доцентрового ступеня лопатевого насоса, не встановлені особливості робочого процесу, не визначені раціональні співвідношення радіальних розмірів, та ряд інших важливих параметрів, які впливають на його характеристики. Вирішення цих питань визначило мету і задачі досліджень. Сформульована актуальна науково-практична задача – підвищення напору ступеня багатоступеневого

відцентрового насоса шляхом організації комбінованого відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі та дослідження його характеристик на базі розробки математичної моделі робочого процесу. Запропоновано методику її поетапного розв'язання, яка характеризує системний підхід та дозволяє виконати увесь комплекс досліджень.

Проведено аналіз якісного впливу основних радіальних розмірів комбінованого ступеня, схема якого зображена на рисунку 1.2, і форми лопатевих решіток доцентрової його частини на напірну та енергетичну характеристики доцентрового ступеня [1].

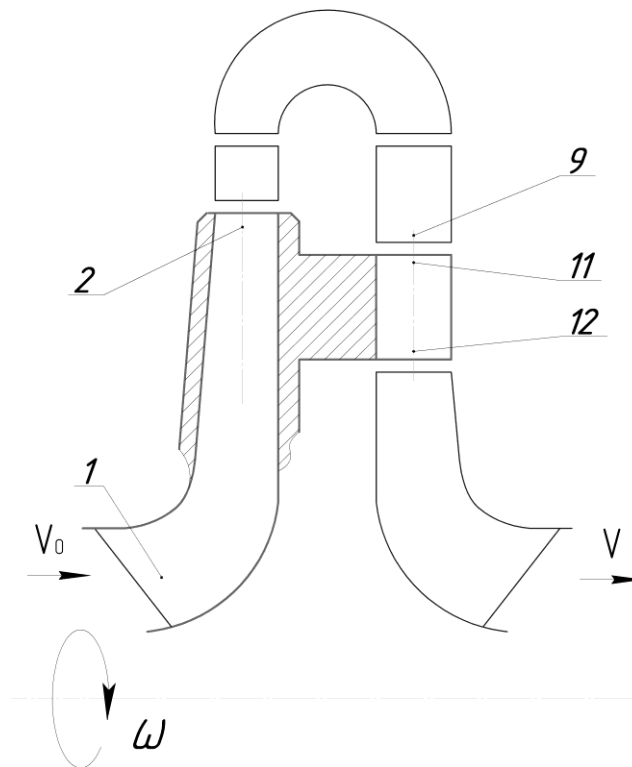


Рисунок 1.2 – Схема проточної частини комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня : 1 – вхід у відцентрову решітку;  
2 – вихід із відцентрової решітки; 9 – вихід зі зворотних лопатей напрямного апарата (НА); 11 – вхід у доцентрову решітку;  
12 – вихід із доцентрової решітки

Основне рівняння гідромашин для доцентрового ступеня має наступний вигляд:

$$H_{T_\infty} = \frac{V_{12}^2 - V_{11}^2}{2g} + \frac{W_{11}^2 - W_{12}^2}{2g} + \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2g}, \quad (1.1)$$

де  $H_{T_\infty}$  – теоретичний напір лопатевої решітки, з урахуванням безкінечної кількості безкінечно тонких лопатей;

$V_{11}, V_{12}$  – осереднене значення абсолютної швидкості потоку на виході та вході у доцентрову решітку відповідно;

$W_{11}, W_{12}$  – осереднене значення відносної швидкості потоку на вході та виході з доцентрової решітки відповідно;

$U_{11}, U_{12}$  – осереднене значення переносної швидкості потоку на виході та вході у доцентрову решітку відповідно.

З аналізу ф. (1.1) видно, що третій доданок завжди буде від'ємним, так як є величиною напору від переносного руху рідини та визначається за формулою

$$H_{T.пер} = \frac{\omega^2 R_{12}^2 - \omega^2 R_{11}^2}{2g} = \frac{\omega^2}{2g} (R_{12}^2 - R_{11}^2), \quad (1.2)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість обертання;

$R_{11}$  та  $R_{12}$  – радіуси входу та виходу із доцентрової решітки відповідно;

$g$  – прискорення вільного падіння.

Для отримання якомога більшої величини напору від роботи комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня необхідно мінімізувати частку напору, яка визначається формулою (1.2). Для оцінки можливості такої мінімізації та визначення доцільних значень основних радіальних розмірів комбінованого ступеня складено систему рівнянь:

$$\begin{cases} H_{T.пер} = \frac{\omega^2}{2g} (k^2 R_{11}^2 - R_{11}^2) = \frac{\omega^2 R_{11}^2}{2g} (k^2 - 1), \\ H_{T.пер} = \frac{\omega^2}{2g} (R_{12}^2 - R_{11}^2) = \frac{\omega^2 R_2^2}{2g} (k^2 - 1) \cdot m^2, \end{cases} \quad (1.3)$$

де  $k$  і  $m$  - коефіцієнти, які враховують взаємовідношення основних радіальних розмірів комбінованого ступеня:  $k = R_{12} / R_{11}$  ( $0 < k < 1$ ),  $m = R_{11} / R_2$  ( $m > 0$ ).

Аналіз системи рівнянь (1.3) дозволив зробити висновок, що для мінімізації абсолютного значення частки напору у переносному русі рідини  $H_{T,пер}$  слід висоту доцентрової решітки обирати якомога меншою ( $k \rightarrow 1$ ) та розташовувати її якомога ближче до вісі обертання ( $m \rightarrow 0$ ). Враховуючи вплив радіальних розмірів доцентрової решітки та міжлопатевих каналів на інші складові теоретичного напору доцентрового ступеня, трикутники швидкостей у такій лопатевій решітці слід розглядати такі, як показані на рисунку 1.3 [2, 3].

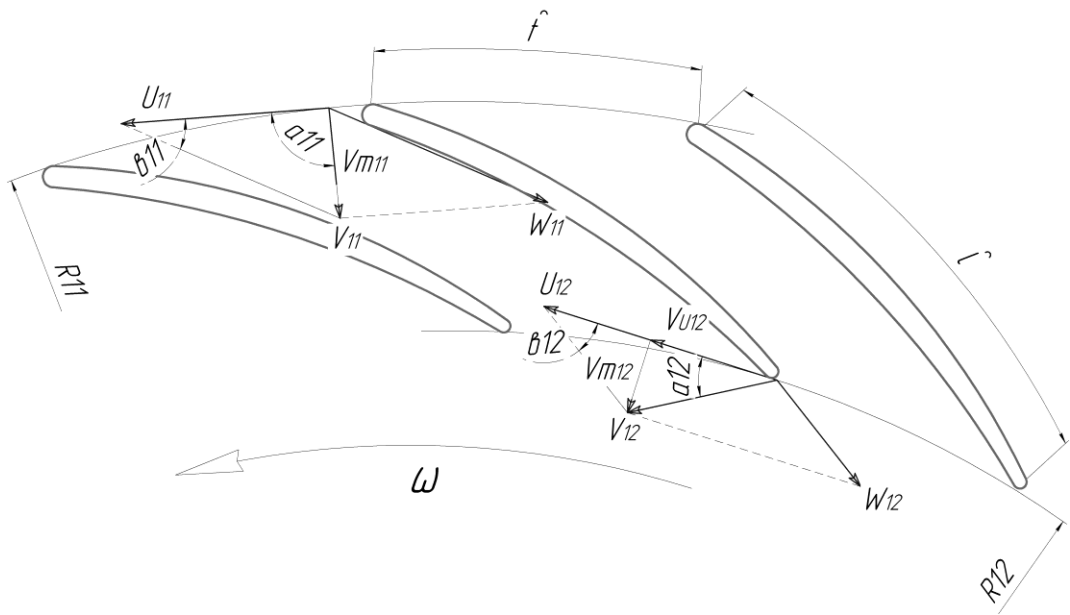


Рисунок 1.3 – Схема трикутників швидкостей у доцентровій решітці

Проаналізуємо рівняння теоретичного напору лопатевої решітки, вираженого через різницю циркуляцій швидкості потоку на вході  $\Gamma_{11}$  та виході  $\Gamma_{12}$  із решітки:

$$H_{T_\infty} = \frac{\omega}{g} (v_{U_{12\infty}} R_{12} - v_{U_{11\infty}} R_{11}) = \frac{\omega}{2\pi g} (\Gamma_{12\infty} - \Gamma_{11\infty}) \quad (1.4)$$

З рівняння (1.4) витікає, що для досягнення вищого значення напору слід забезпечити умову відсутності додатньої циркуляції потоку на вході у робоче колесо ( $v_{U_{11\infty}} = 0$ ). З урахуванням цієї умови, використовуючи основне рівняння доцентрового ступеня і зв'язок витрати з напором, складена математична

модель робочого процесу доцентрового ступеня, яка представлена системою рівнянь (1.5):

$$\begin{cases} V_{12}^2 - V_{11}^2 = V_{U12}^2 + V_{m12}^2 - V_{m11}^2 = (U_{12} - V_{m12} \operatorname{ctg} \beta_{12})^2 + V_{m12}^2 - V_{m11}^2 = \\ = \omega^2 R_{12}^2 - \frac{\omega Q \operatorname{ctg} \beta_{12}}{\pi b} + \frac{Q^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{12}}{4\pi^2 R_{12}^2 b^2} + \frac{Q^2}{4\pi^2 b^2} \left( \frac{1}{R_{12}^2} - \frac{1}{R_{11}^2} \right), \\ W_{11}^2 - W_{12}^2 = U_{11}^2 - U_{12}^2 + 2U_{12}V_{U12} - V_{U12}^2 + V_{m11}^2 - V_{m12}^2 = \\ = \omega^2 R_{11}^2 + \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_{12} (1 - \omega)}{\pi b} - \frac{Q^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{12}}{4\pi^2 R_{12}^2 b^2} + \frac{Q^2}{4\pi^2 b^2} \left( \frac{1}{R_{11}^2} - \frac{1}{R_{12}^2} \right), \\ U_{12}^2 - U_{11}^2 = \omega^2 (R_{12}^2 - R_{11}^2). \end{cases} \quad (1.5)$$

Вона дозволяє визначити вплив густоти решітки та кута установки лопатей на виході  $\beta_{12}$  на величину складових швидкості потоку у міжлопатевих каналах доцентрової решітки та, як наслідок, на величину створюваного такої решіткою напору. Поєднання даної системи рівнянь з відомою математичною моделлю робочого процесу відцентрового ступеня, утворює загальну математичну модель робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня [4].

Враховуючи появу нових елементів проточної частини комбінованого ступеню, проведено аналіз його балансу енергії та визначено основні відмінності, характерні для робочого процесу доцентрового ступеня. Встановлено, що механічні втрати на тертя покривного диску доцентрової решітки не перешкоджають об'ємним втратам у боковій пазусі, а навпаки – підвищують їх, оскільки рідина у цій пазусі рухається під дією відцентрової сили, а не супроти їй. Ці втрати (механічні на тертя) разом з перетоками рідини (об'ємними втратами у боковій пазусі), що мають велику колову складову швидкості, змінюють структуру потоку на вході у доцентрову лопатеву решітку, що приводить до появи додатної циркуляції потоку та збільшує у ній гідравлічні втрати енергії і у кінцевому результаті призводить до зменшення фактичного напору доцентрового ступеня.

Оскільки частка напору від переносного руху рідини має від'ємне значення, то можна стверджувати, що ця складова напору не передається рідині

лопатевою решіткою, а навпаки, від потоку передається лопатевій системі. Цей процес, як і будь-який процес передачі енергії від одного носія другому, супроводжується додатковими втратами енергії.

Визначення параметрів потоку доцентрового ступеню проведено окремо для його елементів. Загальною методикою проведення дослідження була розробка просторових моделей розрахункових областей, побудова розрахункових сіток з урахуванням приповерхневих шарів, введення вхідних даних, власне розрахунок та обробка його результатів. Визначено залежності компонент швидкостей від геометричних параметрів лопатевих решіток та проведена візуалізація потоку у робочих органах ступеня. При розрахунку густини рідини була прийнята за сталу величину. Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою рівняння Рейнольдса

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (1.6)$$

Для замикання рівнянь Рейнольдса використовували модель турбулентності  $k - \varepsilon$ , що враховує особливості течії біля твердих стінок та забезпечує задовільні результати для розрахунків потоків, які обмежуються твердими стінками.

Розробку просторової моделі комбінованого ступеня проведено з урахуванням реальних габаритів базової проточної частини та за умови взаємозамінності серійного та комбінованого ступенів. Радіальні розміри доцентрової частини ступеню прийняті на основі рекомендацій та з міркувань технологічної можливості виготовлення проточної частини комбінованого ступеня в умовах лабораторії кафедри ПГМ СумДУ. Коефіцієнти, які визначають взаємозалежність між радіальними розмірами ступеня, наступні:  $k = 0,826$  і  $m = 0,76$ . Висота доцентрової решітки становила  $0,174R_{11}$ .

З метою забезпечення безциркуляційності течії на вході у доцентрове робоче колесо розрахунковим експериментом визначено параметри потоку у межах напрямного апарату комбінованого ступеня. Досліджено кілька варіантів виконання зворотних лопатей НА та визначено сукупність геометричних

параметрів цієї лопатевої решітки, що забезпечує відсутність додатного значення колової складової абсолютної швидкості потоку на виході з НА ( $V_{U10} \leq 0$ ). Як видно з рисунка 1.4, збільшення густоти  $l/t$  решітки зворотних лопатей НА призводить до зниження  $V_{U10}$  та підвищення  $\Delta h$ . Таким чином визначено кут установки зворотних лопатей на виході ( $\beta_9 = 102^\circ$ ), який забезпечує умову  $V_{U10} \leq 0$ , та прийнятний рівень втрат ( $\Delta h = -0,8$  м).

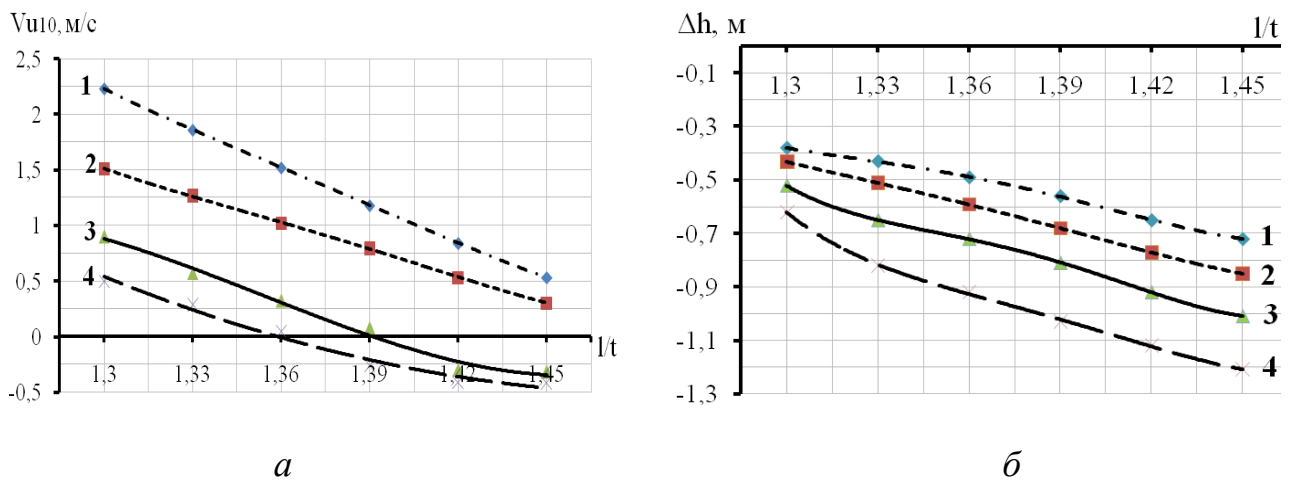
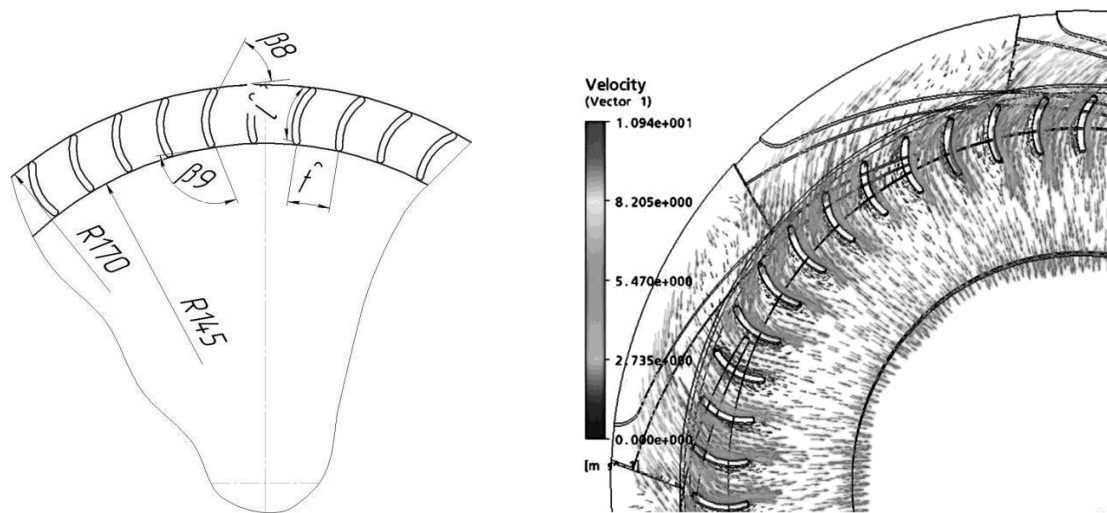


Рисунок 1.4 – Залежність колової складової абсолютної швидкості потоку  $V_{U10}$  (а), та втрат напору у міжлопатевих каналах (б) від густоти лопатевої решітки  $l/t$  та кута установки зворотних лопатей напрямного апарата на виході  $\beta_9$ : 1 –  $\beta_9 = 90^\circ$ ; 2 –  $\beta_9 = 96^\circ$ ; 3 –  $\beta_9 = 102^\circ$ ; 4 –  $\beta_9 = 108^\circ$

Визначено вплив форми та густоти доцентрової лопатевої решітки на її напірну та енергетичну характеристики. Експериментальним шляхом встановлено, що лопатева решітка з великою кількістю коротких лопатей є не придатною для роботи в умовах комбінованого ступеня. Теоретично доцільний кут установки лопаті доцентрового робочого колеса на виході  $\beta_{12}$  близький до  $90^\circ$  призводить до суттєвого скорочення лопатей, відсутності міжлопатевого каналу та до значних втрат енергії на тертя та вихроутворення, що в результаті призводить до від'ємного значення напору доцентрового ступеня. Встановлена закономірність, згідно якої вищі значення напору забезпечують лопатеві



решітки, що мають більш видовжені лопаті з меншим кутом установки на виході  $\beta_{12}$ . За допомогою візуалізації потоку у міжлопатевих каналах ступеню визначено структуру течії, зони вихроутворення та можливість впливу на них за рахунок зміни форми лопатевих решіток. (рис. 1.5, рис. 1.6).



**Рисунок 1.5 – Форма решітки зворотних лопатей напрямного апарату за якої забезпечується умова ( $V_{U10} \leq 0$ ) при мінімальних втратах напору у міжлопатевих каналах та структура потоку у напрямному апараті**

З одного боку це призводить до зменшення складової напору від абсолютного руху рідини  $H_V$ , проте видовження лопатей призводить до виникнення та видовження відокремленого від входу та виходу із решітки міжлопатєвого каналу, що в свою чергу дозволяє підвищити різницю між компонентами швидкості у відносному русі рідини та, як наслідок, підвищити значення компоненти напор  $H_W$ . При видовженні лопатей решітки, збільшенні її густоти та зменшенні кута установки на виході значення її напору вирівнюється у широкому діапазоні витрат та має максимальне значення у робочій зоні базового ступеня. Така залежність  $K_H$  від  $K_Q$  є доцільною для використання доцентрового ступеня у складі комбінованого, тому для подальших досліджень

обрано останній з приведених на рисунку 1.6 варіантів виконання доцентрової решітки. Її геометричні характеристики: кут установки лопаті на вході  $\beta_{11} = 15^\circ 20'$ , кут установки лопаті на виході  $\beta_{12} = 15^\circ 30'$ , густина решітки  $l/t = 1,58$ , кількість лопатей  $z = 12$  [5].

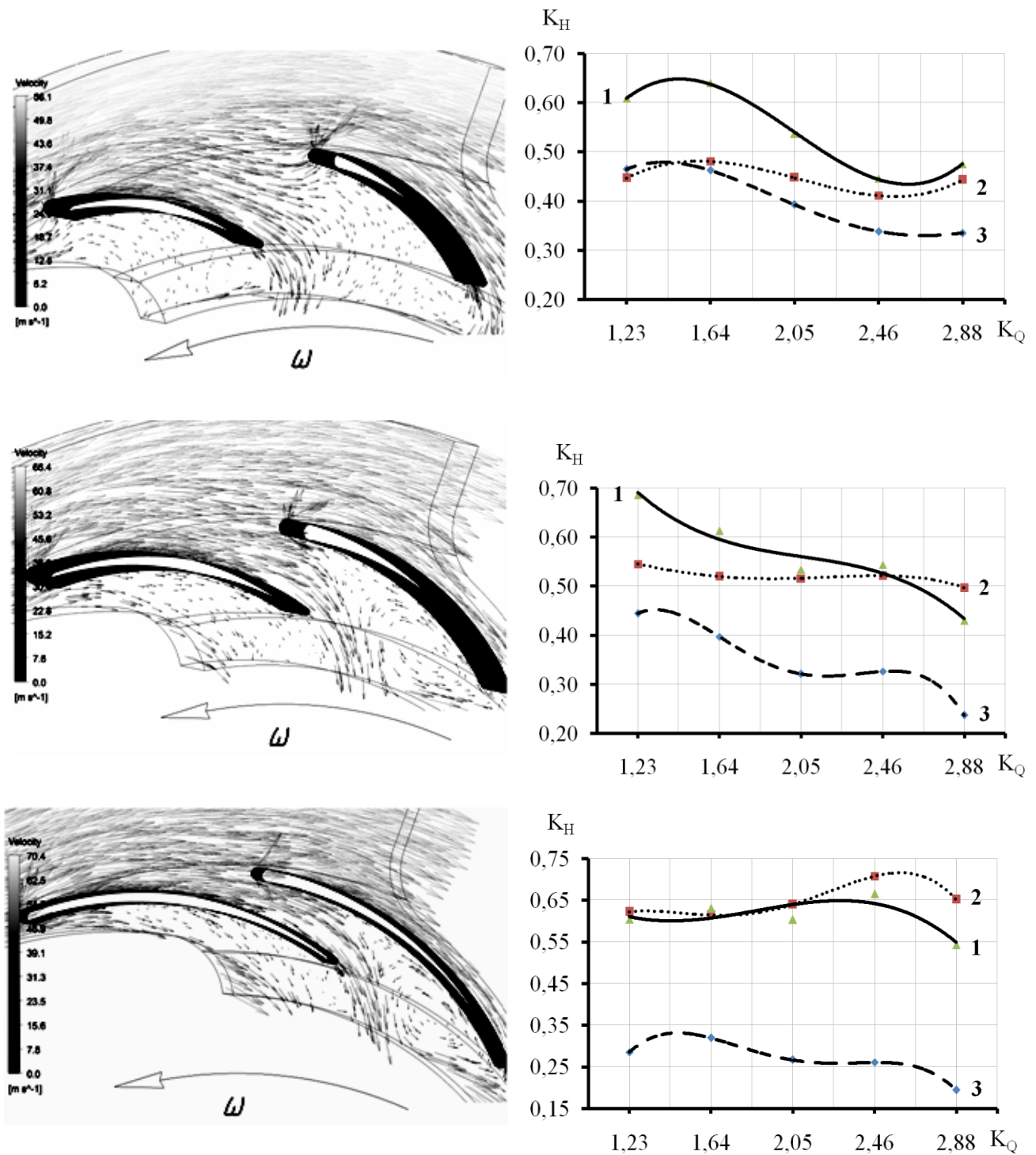


Рисунок 1.6 – Структура потоку у доцентровій лопатевій решітці різних варіантів виконання та залежність компонент напору від витрати: 1 – сумарний напір  $H$ , 2 – напір від відносного руху рідини  $HW$ , 3 – напір від абсолютного руху рідини  $HV$

Шляхом проведення чисельного експерименту у нестационарній постановці визначено інтегральні значення напору та споживаної потужності комбінованого ступеня, до складу якого входить серійна відцентрова проточна частина та спроектована доцентрова. На рисунку 1.7 зображено модель комбінованого ступеня (лопатеві решітки доцентрової частини виділено), та характер розподілу повного тиску у його меридіональному перерізі.

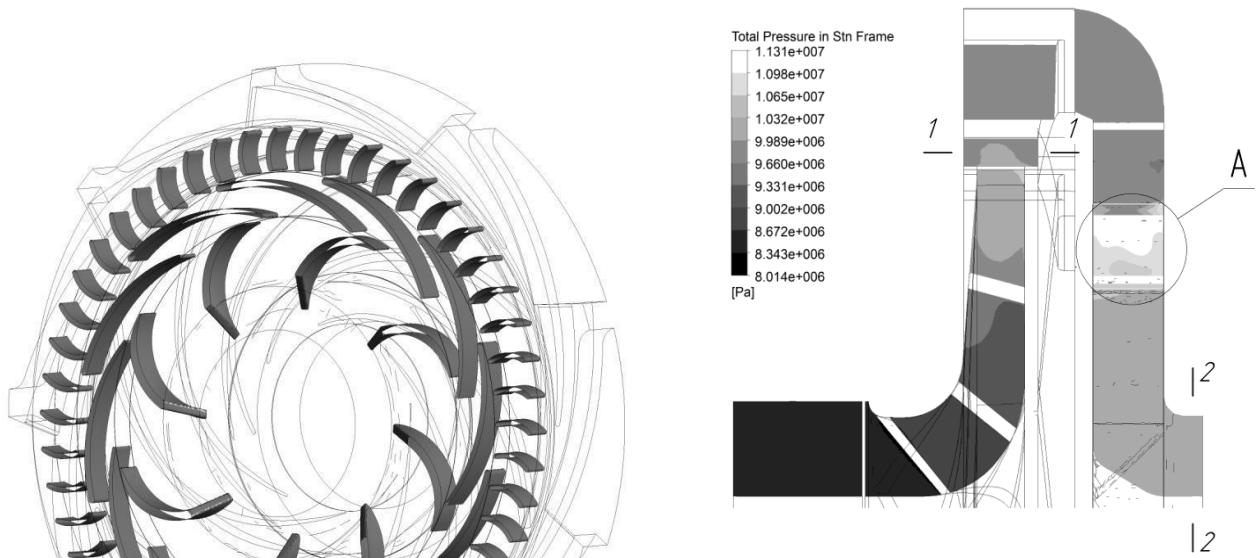


Рисунок 1.7 – Модель комбінованого ступеня (вид зі сторони доцентрової частини) та характер розподілу повного тиску у його меридіональному перерізі

Доцентрова решітка створює суттєвий приріст напору (зона А), величина якого хоча і зменшується за рахунок втрат у відповідному апараті, проте загальне його значення на виході зі ступеня (переріз 2-2) вище, ніж на виході із відцентрової лопатевої решітки (переріз 1-1) [6].

Оскільки чисельний експеримент не враховує витрати у бокових пазухах робочого колеса  $q_{відц.}$  та  $q_{доц.}$ , які є об'ємними втратами, а також витрати енергії на дискове тертя  $N_{дт}$ , було проведено коригування отриманих значень напору  $H_{ст}$  та споживаної ступенем потужності  $N_{ст}$  за методикою, запропонованою О. О. Ломакінім з урахуванням особливостей втрат напору у боковій пазусі доцентрового робочого колеса:

$$Q_{ст} = Q_{рк} - \sum q = Q_{рк} - q_{відц.} - q_{доц.}; \quad (1.7)$$

$$\begin{cases} q_{відц.} = \mu_{відц.} f \sqrt{2g\Delta h_{відц.}}, \\ \Delta h_{відц.} = H_{н.відц.} - \frac{U_2^2}{8g} \left[ 1 - \left( \frac{r_i}{r_2} \right)^2 \right], \\ \mu_{відц.} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2b} + 1,5}}; \end{cases} \quad (1.8)$$

$$\begin{cases} q_{доц.} = \mu_{доц.} f \sqrt{2gh_{доц.}}, \\ \Delta h_{доц.} = H_{н.доц.} - \frac{U_{12}^2}{8g} \left[ 1 - \left( \frac{r_{12}}{r_i} \right)^2 \right], \\ \mu_{доц.} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2} \left( 1 - \frac{1}{n^2} \right) + k \left( 1 - \frac{1}{n} \right)^3 + 1,5}}}; \end{cases} \quad (1.9)$$

де  $n = 1,21$  – ступінь розширення дифузорового каналу бокової пазухи доцентрового ступеня;  $k = 0,9$  – коефіцієнт пом'якшення;

$$\begin{cases} N_{ст} = N_{рк} + N_{дт}, \\ N_{ст} = 1,31 \cdot 10^{-5} U_2^3 D_2^2, \end{cases} \quad (1.10)$$

де  $U_2$  та  $D_2$  - відповідно колова складова швидкості на виході та зовнішній діаметр відцентрового робочого колеса.

За результатами чисельного дослідження отримано залежність напору та споживаної потужності від витрати без урахування додаткових втрат (параметри з індексом  $pk$ ), та з урахуванням втрат згідно вказаної методики (параметри з індексом  $cm$ ), яка приведена на рисунку 1.8.

Рисунок 1.8 – Напірна та енергетична характеристики комбінованого ступеня, отримані за допомогою чисельного експерименту

Встановлено, що робота доцентрового ступеня супроводжується значними (до 17%) об'ємними втратами у боковій пазусі та суттєвим вихроутворенням у міжлопатевих каналах доцентрової решітки як через наявність перетоків з бокової пазухи, так і через значне розширення каналу у площині косоного зрізу. Ці явища неминуче призводять до зниження ККД доцентрового ступеня. Для встановлення величини підвищення напору ступеня від впровадження відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі було модернізовано існуючий стенд та виготовлено уніфікований робочий модуль. Схему експериментального стенда представлено на рисунку 1.9.

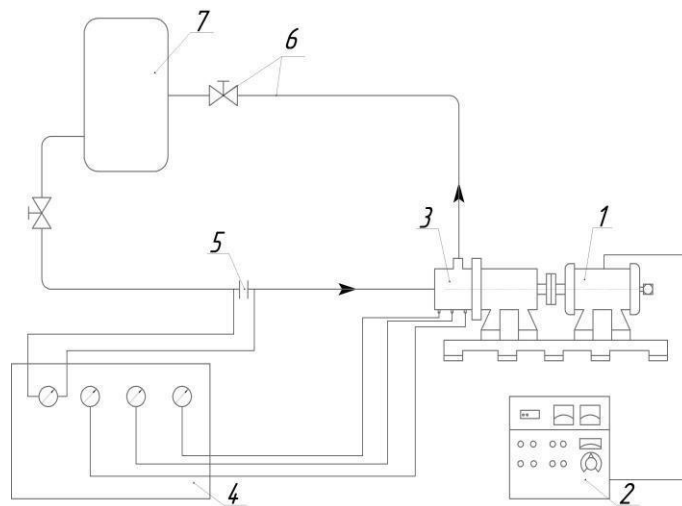


Рисунок 1.9 – Схема експериментального стенда

На рисунку 1.9: 1 – балансна машина, 2 – пульт керування, 3 – робочий модуль, 4 – панель вимірювальних приладів, 5 – витратомірна шайба, 6 – трубопроводи та запірні арматури, 7 – бак.

Уніфікований робочий модуль представлено на рисунку 1.10.

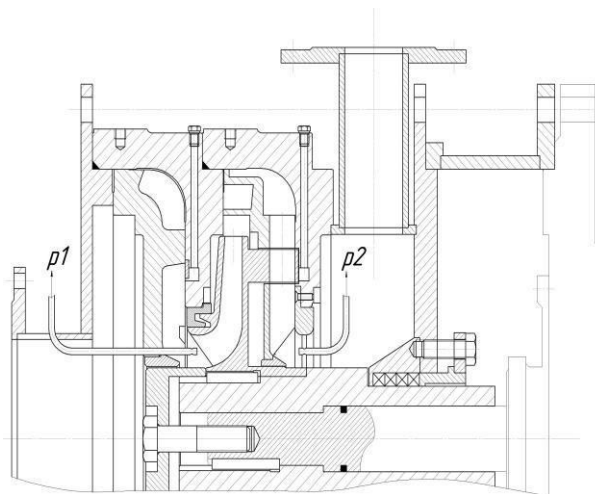


Рисунок 1.10 – Переріз робочого модуля експериментального стенду для випробування комбінованого відцентрово- доцентрового ступеня:

$p1$  і  $p2$  – відповідно значення тиску на вході і виході зі ступеня

Досліджували серійний проміжний ступень насоса типу ЦНС і спроектований на його базі відцентрово-доцентровий. До складу базового ступеня входить семилопатеве робоче колесо із зовнішнім діаметром 308 мм та шестиканальний напрямний апарат полегшеного типу (з кільцевим перевідним

каналом). Параметри базового ступеня: номінальна подача  $Q_n = 180 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір на номінальній подачі –  $H_n = 116 \text{ м}$ , споживана потужність на номінальній подачі  $N_n = 89 \text{ кВт}$ ,  $\text{ККД}_n = 0,64$ . Відцентрово-доцентровий ступінь отримали шляхом модернізації базового ступеня та доповнення його новими елементами проточної частини згідно розроблених рекомендацій.

Порівняння напірної та енергетичної характеристик базового та відцентрово-доцентрового ступенів показали, що характер їх зміни залежно від  $K_Q$  однаковий, при цьому напір комбінованого ступеня  $H_{к.с.}$  на 30 % вищий за напір базового, а відносний напір (відношення напору до споживаної потужності  $K_H/K_N$ ) – майже на 28 % (рис. 1.11, рис. 1.12).

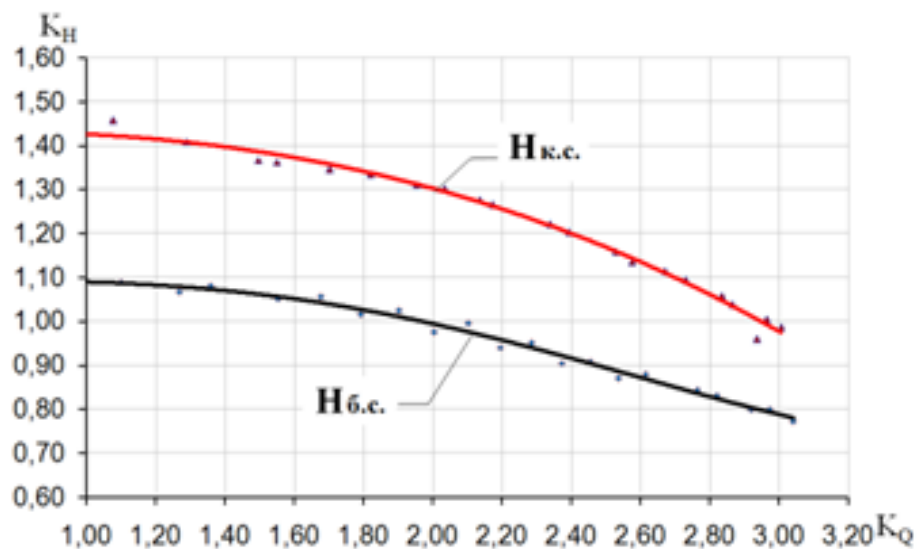


Рисунок 1.11 – Порівняння напору базового (Нб.с.) та комбінованого (Нк.с.) ступенів

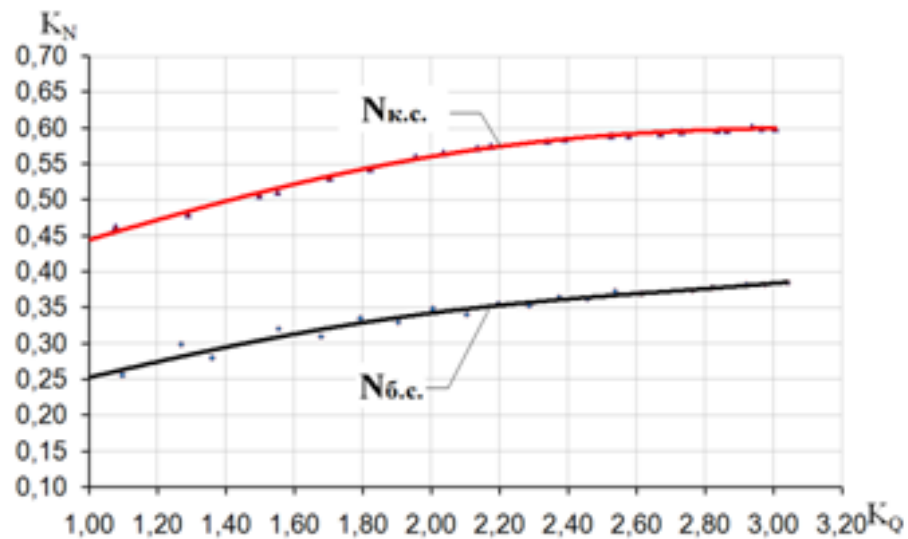


Рисунок 1.12 – Порівняння споживаної потужності базового ( $N_{б.с.}$ ) та комбінованого ( $N_{к.с.}$ ) ступенів

Порівняння результатів, отриманих шляхом чисельного та фізичного експериментів, показало, що розбіжність отриманих значень склала 3 – 5% при визначенні напору ступеня та 6 – 9% при визначенні споживаної потужності (рис. 1.13, рис. 1.14).

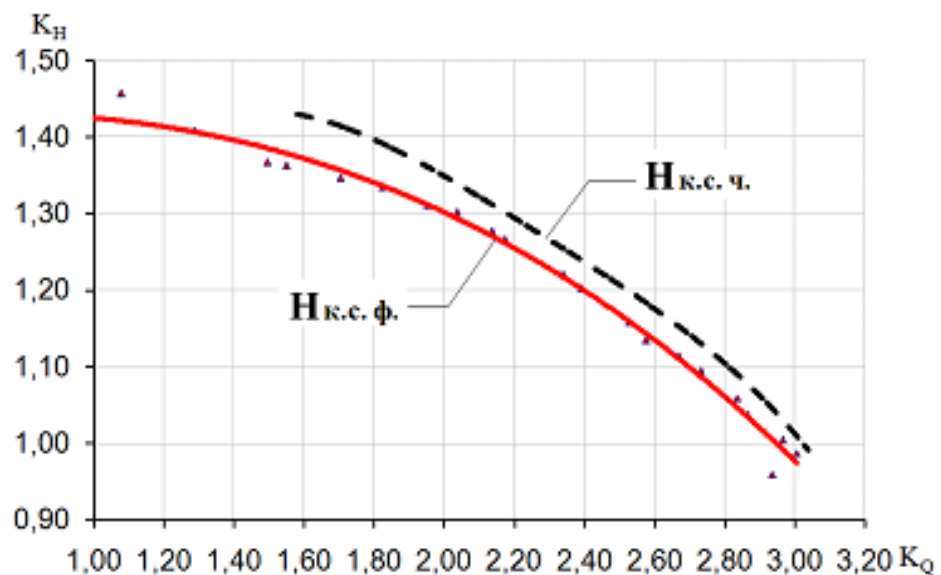


Рисунок 1.13 – Порівняння напору комбінованого ступеня, визначеного за допомогою чисельного ( $N_{к.с.ч.}$ ) та фізичного ( $N_{к.с.ф.}$ ) експерименту



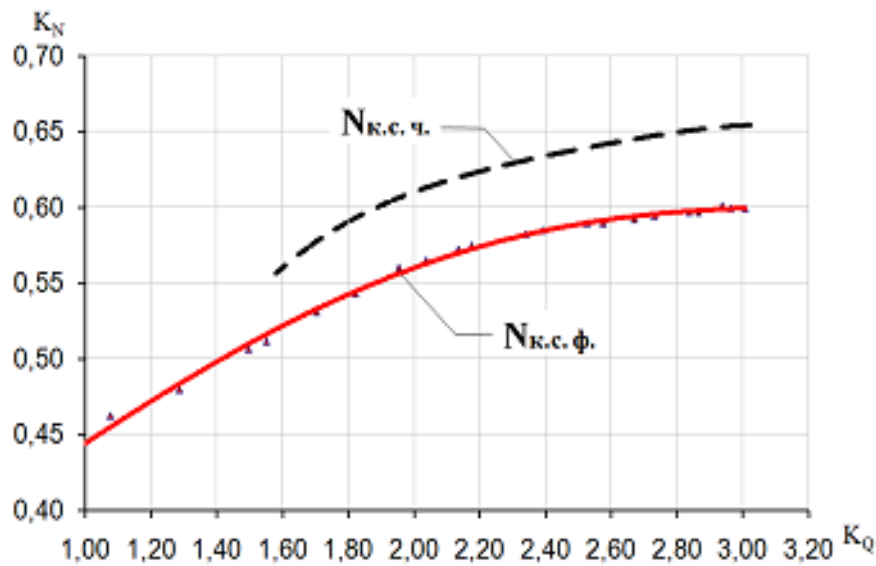


Рисунок 1.14 – Порівняння споживаної потужності комбінованого ступеня, визначеної за допомогою чисельного ( $N_{к.с.ч.}$ ) та фізичного ( $N_{к.с.ф.}$ ) експерименту

Таким чином, експериментальним шляхом доведено адекватність розроблених математичних моделей робочого процесу серійного проміжного ступеня насоса типу ЦНС і спроектованого відцентрово-доцентрового, та коректність проведеного корегування результатів чисельного дослідження з урахуванням додаткових втрат.

Встановлені основні напрямки подальшого розвитку та вдосконалення робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня. Так, для підвищення його енергоефективності та напірності перспективним є зниження об'ємних втрат доцентрової частини та перехід до схеми ступенів, при якій  $R_{11} > R_2$ .

На прикладі модернізації серійної проточної частини насоса ЦНС 180-1900 наведено методику проектування відцентрово-доцентрового ступеня [7].

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІДЦЕНТРОВОЇ КОНТРРОТОРНОЇ ЛОПАТЕВОЇ СИСТЕМИ

Розглянемо теоретичні передумови роботи контрроторної відцентрової лопатевої системи. В незалежності від типу (осьова, діагональна, радіальна, відцентрова, доцентрова) лопатева решітка при своїй взаємодії з потоком рідини, що протікає крізь неї, виконує однаковий фізико-механічний процес зміни інтегрального значення моменту кількості руху від входу в решітку до виходу з неї.

При цьому можна вважати несуттєвим ті чи інші особливості кожної решітки: наявність або відсутність поля відцентрових сил, рух рідини проти поля цих сил, конфузорної або дифузорної відносних течій, наявність вихрових зон в міжлопатевому каналах.

Для аналізу контрроторної конструкції визначимо такі терміни та індекси.

Перший ротор (I) – це перша лопастная решітка, в яку входить потік рідини безпосередньо з підводу.

Другий ротор (II) – це друга лопастная решітка, яка сприймає потік рідини на виході з першого ротора і після його проходження направляє на вихід з контрроторної конструкції.

При цьому співвідношення кутових швидкостей роторів  $\omega_1$  і  $\omega_2$  можуть бути різними:

- а) обертання решіток в протилежних напрямках з однаковою кутовою швидкістю;
- б) обертання решіток в протилежних напрямках з різними кутовими швидкостями;
- в) обертання решіток в одному напрямку з різними кутовими швидкостями;
- г) обертання першої і другої решіток зі змінними кутовими швидкостями.

На рисунку 2.1 показаний один із можливих варіантів відцентрового насоса з контрроторною лопатевою системою.

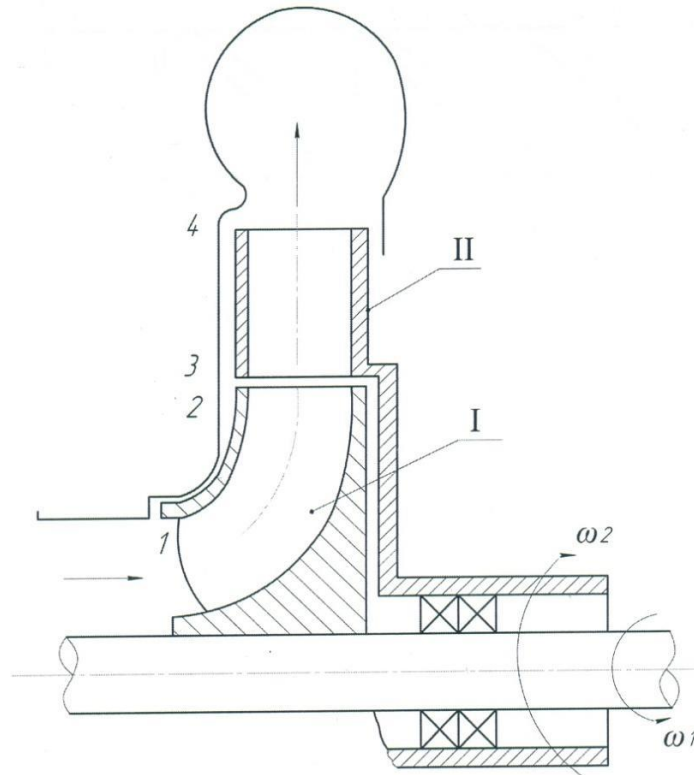


Рисунок 2.1 – Схема відцентрового контрроторного насоса

При цьому індексом «1» будемо позначати всі параметри течії і геометричні розміри, що відносяться до входу в першу лопатеву решітку. Аналогічно, індекс «2» будемо використовувати для параметрів на виході з першої решітки, індекси «3» і «4» – для параметрів на вході і виході другої решітки відповідно.

На рисунку 2.2 показана кінематика течії в цих лопатевих решітках.

Для зручності сприйняття решітки були рознесені на відстань «а». Вектори швидкостей та їх складові представлені для осесиметричної схеми течії за умови  $\omega_1 = -\omega_2$  (решітки обертаються в протилежних напрямках з однаковою кутовою швидкістю). Крім того, на вході в кожну решітку обрані умови безціркуляційного натікання.

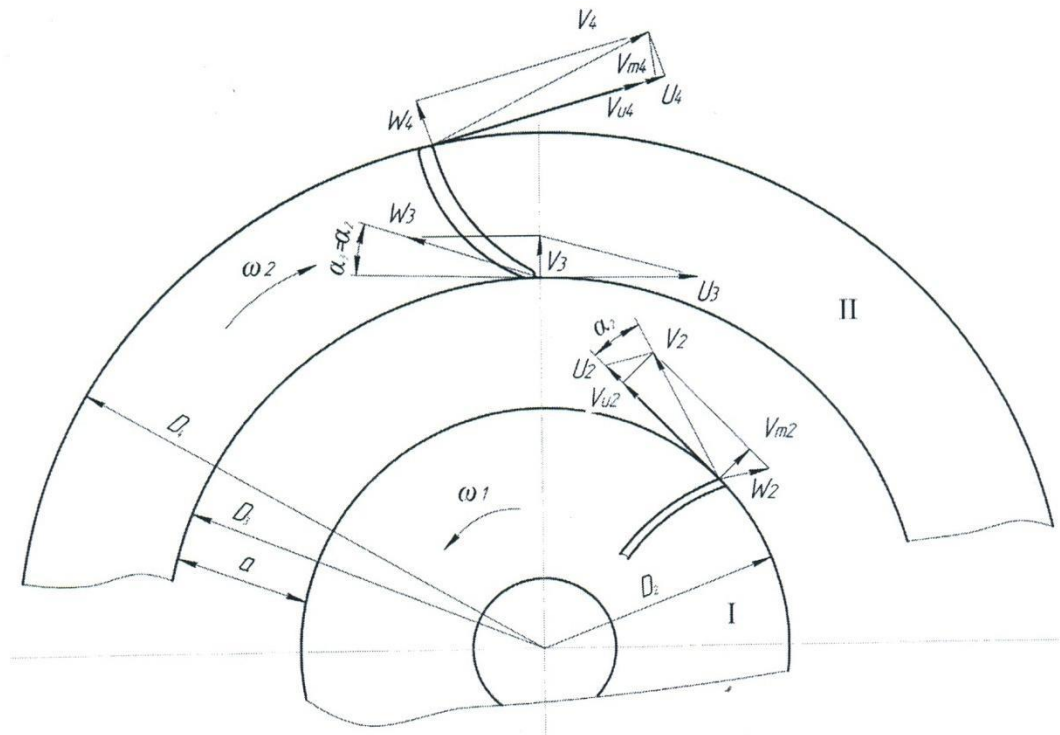


Рисунок 2.2 – Кінематика течії в контрроторних відцентрових решітках

При цьому слід зазначити, що якщо для першої решітки цю умову ( $\alpha_{\text{в}1} = 0$ ) не складно забезпечити за рахунок конструкції підведення, то забезпечити умову  $\alpha_{\text{в}3} = 0$  на вході в другу решітку буде значно складніше.

Домогтися цього можна тільки завдяки відповідній комбінації геометричних і кінематичних параметрів, як першої, так і другої решіток. Рекомендації для таких параметрів можуть бути встановлені аналітично із залученням експериментальних даних по впливу на інтегральні параметри контрроторної системи реальних параметрів лопатевих решіток. Але у даній роботі таке завдання не ставилося.

Виходячи з наведеної (рис. 2.2) кінематики течії рідини через дві контрроторні решітки, встановимо механізм істотного підвищення напору такою системою. Для цього скористаємося основним рівнянням робочого процесу лопатевих машин.

Для першої решітки будемо мати:

$$H_{m\infty}(\underline{2}) = \frac{\underline{2}_2}{\underline{2}} (\underline{2}_{22} \cdot \underline{2}_2 - \underline{2}_{21} \cdot \underline{2}_1). \quad (2.1)$$

При  $\underline{2}_{21} = 0$  вираз (2.1) матиме вигляд:

$$H_{m\infty}(\underline{2}) = \frac{\underline{2}_2}{\underline{2}} (\underline{2}_{22} \cdot \underline{2}_2). \quad (2.2)$$

Для другої решітки

$$H_{m\infty}(\underline{2} \underline{2}) = \frac{\underline{2}_{22}}{\underline{2}} (\underline{2}_{24} \cdot \underline{2}_4 - \underline{2}_{23} \cdot \underline{2}_3 - (-\underline{2}_{22} \cdot \underline{2}_2)). \quad (2.3)$$

При умові  $\underline{2}_{23} = 0$  маємо:

$$H_{m\infty}(\underline{2} \underline{2}) = \frac{\underline{2}_{22}}{\underline{2}} (\underline{2}_{24} \cdot \underline{2}_4 + \underline{2}_{22} \cdot \underline{2}_2). \quad (2.4)$$

Зауважимо, що вираз (2.4) отримано на підставі того, що на вході в другу решітку течія, що вийшла з першої решітки, має значний момент кількості руху (закрутку), створений першою решіткою ( $\underline{2}_{22} \cdot \underline{2}_2$ ). При цьому його напрям протилежний напрямку обертання другий решітки. І хоча вектор  $\underline{2}_3$  закрутки не створює ( $\underline{2}_{23} = 0$ ), закрутка  $\underline{2}_{22} \cdot \underline{2}_2$  є реальною від'ємною циркуляцією на вході в другу решітку і повинна враховуватися в основному рівнянні.

У разі реальної лопатевої решітки циркуляція  $\Gamma_4$  на виході з другого ротора при  $\underline{2}_2 = -\underline{2}_{22}$  ніколи не може бути нульовою, виходячи з очевидних геометричних співвідношень ( $\underline{2}_4 > \underline{2}_2$ ). Саме тому теоретичний напір для другого ротора необхідно визначати, враховуючи власні циркуляції  $\Gamma_4$  (на виході),  $\Gamma_3$  (на вході) и циркуляцію  $\Gamma_2$ , створену попереднім (першим) відцентровим ротором. Тобто

$$H_{m\infty}(\vartheta_2) = \frac{\vartheta_2 \vartheta_2}{2\vartheta_2} (\Gamma_4 - \Gamma_3 - (-\Gamma_2)). \quad (2.5)$$

У випадку, коли  $\Gamma_3 = 0$ , для забезпечення безціркуляційного входу і підвищення теоретичного напору

$$H_{m\infty}(\vartheta_2) = \frac{\vartheta_2 \vartheta_2}{2\vartheta_2} (\Gamma_4 + \Gamma_2). \quad (2.6)$$

Загальний напір обох решіток буде дорівнює сумі напорів кожної з них за умови, що кутові швидкості кожної решітки однакові по модулю і різні за напрямком  $\vartheta = \vartheta_{\vartheta} = -\vartheta_{\vartheta}$ :

$$H_{m\infty} = H_{m\infty}(\vartheta) + H_{m\infty}(\vartheta_2) = \frac{\vartheta}{\vartheta} (\vartheta_{\vartheta 4} \cdot \vartheta_4 + \vartheta_{\vartheta 2} \cdot \vartheta_2). \quad (2.7)$$

Слід також звернути увагу на те, що лопаті другої решітки рухаються проти течії, що виходить з першої решітки, змінюючи його момент кількості руху за дуже короткий час. А це, відповідно до теореми імпульсів, зумовлює різке зростання сили взаємодії між твердою поверхнею лопаті і набігаючою на неї течією. Це призводить до суттєвого зростання інтенсивності процесу енергопередачі.

Розглядаючи робочий процес контрроторної лопатевої системи і, в першу чергу, роботу другої решітки, виникає припущення, що перша решітка на вході в другу течію зі значною від'ємною циркуляцією  $\Gamma_2$  створює інтенсивну зустрічну течію для лопатей другого ротора, з яким вони активно взаємодіють. Очевидно, що кінетична енергія цієї течії швидко переходить в стан енергії тиску, що нагадує робочий процес в гідромашинах активного принципу дії (наприклад, в струменевих ковшових турбінах).

У радіальних контрроторних решітках через значно вищу напірність і меншу подачу (в порівнянні з осьовими) необхідно очікувати взаємодії сильно закрученої течії з рухаючимися йому назустріч лопатями другого ротора. Це, в свою чергу, викличе відповідні негативні гідродинамічні наслідки. Щоб їх зменшити, можна рекомендувати вихід з першої решітки розміщувати на значно меншому радіусі, а необхідну величину напору добирати за рахунок другого ротора.

Наведені дослідження особливостей робочого процесу в контрроторних конструкціях дозволяють в рамках ідеальної схеми осесиметричності пояснити механізм енергопередачі (підвищення напору) в першій і, особливо, у другій лопатевих решітках, а також пояснити роль і місце кожної з них в цьому процесі [8].

Слід зауважити, що на практиці створення відцентрових гідравлічних машин з контрроторним принципом практично не зустрічається. Відома розробка польських вчених, які ще на початку 80-х років ХХ століття запропонували конструкцію компресора для авіаційних турбінних двигунів (рис 1.3).

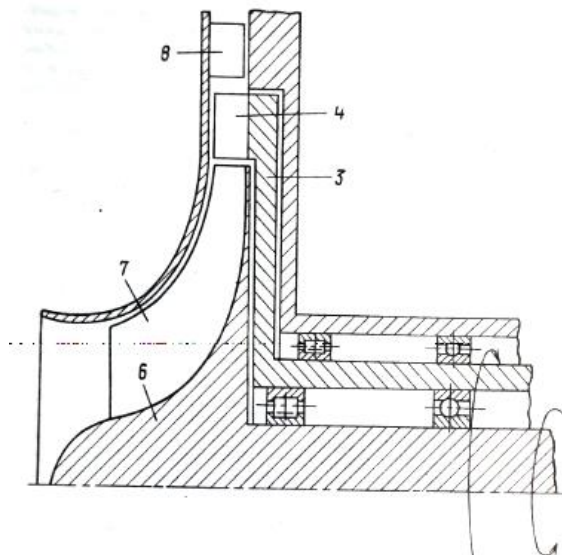


Рисунок 1.3 – Конструкція контрроторного компресора

У компресорі, що містить концентрично розташовані напіввідкрите РК 6 з лопатями 7 і нерухомий напрямний апарат 8, пропонується встановити

додаткове ведене робоче колесо 3 з відцентровими лопатями 4, яке обертається в зворотну сторону по відношенню до основного колеса. Автори вказують на те, що використання подібної конструкції дозволяє домогтися підвищення тиску і ефективності компресора.

### 3 ПІДВИЩЕННЯ НАПІРНОСТІ СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ЛОПАТЕВОЇ ҐРАТКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА

#### 3.1 Мета, задачі та методи дослідження

Підвищення енергоємності насосного обладнання відображає загальну тенденцію розвитку техніки – передавати більшу кількість енергії без істотного підвищення масогабаритних параметрів їх робочих органів. Як шлях вирішення задачі підвищення енергоємності ступеня насоса розглянуто можливість створення ним при незмінних габаритних розмірах, величинах витрати і швидкості обертання якомога більшого напору.

Так, у нафтовидобувній промисловості досить значну роль відіграють насоси систем підтримки пластового тиску – багатоступеневі відцентрові насоси типу ЦНС. Необхідність підвищення напору окремого ступеня таких насосів викликана умовами, що складаються у нафтовидобувній промисловості, а саме зниженням рівня видобутку нафти із окремих родовищ. Інтенсифікація нафтовидобутку на заключних стадіях розробки реалізується за рахунок підвищення пластового тиску, а це потребує використання насосного обладнання, що забезпечує підвищення напору в мережі при сталій витраті.

Подібні проблеми притаманні зараз і вугледобувній галузі. Розробка все більш заглиблених пластів вугілля призводить до необхідності збільшення напору насосів, що здійснюють відкачування ґрунтових вод із шахт.



Актуальність питання підвищення напору ступеня насоса підтверджує зростаючий попит від споживачів на модернізацію і розробку насосів з підвищеними характеристиками саме по напору. Тому робота в напрямку підвищення напору ступеня відцентрового насоса на основі системного підходу, забезпеченого сучасними можливостями САПР, є актуальною та відповідає концепціям Європейської організації виробників насосів EuroPump і розвитку насособудування в Україні, а також відображає загальну тенденцію розвитку механізмів і машин.

Незважаючи на те, що робочий процес відцентрової лопатевої гратки у насосному режимі досить детально досліджений та ґрунтовно описаний у багатьох наукових працях, пошуки шляхів впливу на її напірні та енергетичні характеристики продовжуються. У деяких випадках експлуатації насосів виникає необхідність зміни їх параметрів, що викликано завданнями та проблемами, з якими стикаються підприємства, зокрема в нафтогазовому комплексі, які експлуатують насосне обладнання. Зазвичай, це стосується зниження значення витрати чи напору при зниженні дебету нафтових свердловин, що вирішується шляхом часткової чи повної заміни проточної частини насоса, та не викликає особливих складнощів. Проте в деяких випадках необхідним є підвищення напору насоса при сталому значенні витрати. У такому разі завдання суттєво ускладнюється, оскільки при заміні проточних частин передбачається їх взаємозамінність, а тому підвищення напору ступеня шляхом збільшення діаметра робочого колеса є неприйнятним.

Відомі на сьогодні способи впливу на напірні та енергетичні характеристики ступеня є досить різними як за методом реалізації, так і за ефектом від їх впровадження, та в основному передбачають зміну форми лопатевої гратки робочого колеса. До них можна віднести використання двоярусної гратки, затилочки вихідних кромek лопатей, щілинних лопатей і лопатей S-подібної форми.

Наукові пошуки в напрямку підвищення напірності ступеня насоса шляхом використання перелічених способів здійснювалися різними

насособудівними підприємствами досить тривалий час. Хоча рівень дослідження даної проблематики досить глибокий, ці пошуки відзначалися несистемним, локальним характером та іноді супроводжувалися суперечливими даними. Слід зазначити, що підвищення напору ступеня на величину більше 8 % за рахунок використання розглянутих способів окремо наразі не досягнуто. Виходячи з цього, була сформульована задача системно проаналізувати можливість сумісного використання відомих способів підвищення напору ступеня в рамках модернізації лопатевої ґратки базового робочого колеса як перспективне конструктивне рішення для більш істотного підвищення його напірності. Такий підхід дає можливість очікувати принципового (20 – 30 %) підвищення напору ступеня за умови збереження його масогабаритних показників. Прикладом цього могла б стати розробка і дослідження робочих коліс на базі використання двоярусної ґратки із затилованими, щілинними лопатями, лопатями S-подібної форми чи навіть шляхом поєднання усіх цих способів одночасно при їх оптимальному співвідношенні [9, 10].

Таким чином визначено необхідність встановлення особливостей робочого процесу, ряду геометричних параметрів лопатевої ґратки, їх співвідношення з метою забезпечення оптимальних енергетичних параметрів.

Проводилося експериментальне дослідження інтегральних характеристик проміжного ступеня насоса ЦНС 180-1900 на експериментальному стенді і порівняння інтегральних характеристик, отриманих при фізичному і чисельному експериментах.

### 3.2 Методика проведення чисельного дослідження в програмному комплексі ANSYS CFX

Чисельне дослідження, яке дозволило визначити залежності потоку в проточній частині для різних режимів роботи, проводилось за допомогою ліцензованого програмного продукту ANSYS CFX 12.0. Розрахункова область включала ступінь, який складався із одного каналу робочого колеса та

направляючого апарата (рис. 3.1). Розрахунок течії проводився в стаціонарній постановці. Густина робочої рідини була прийнята сталою, режим течії – турбулентний. Для замикання системи рівнянь Рейнольдса використовувалася стандартна  $k-\varepsilon$  модель турбулентності.

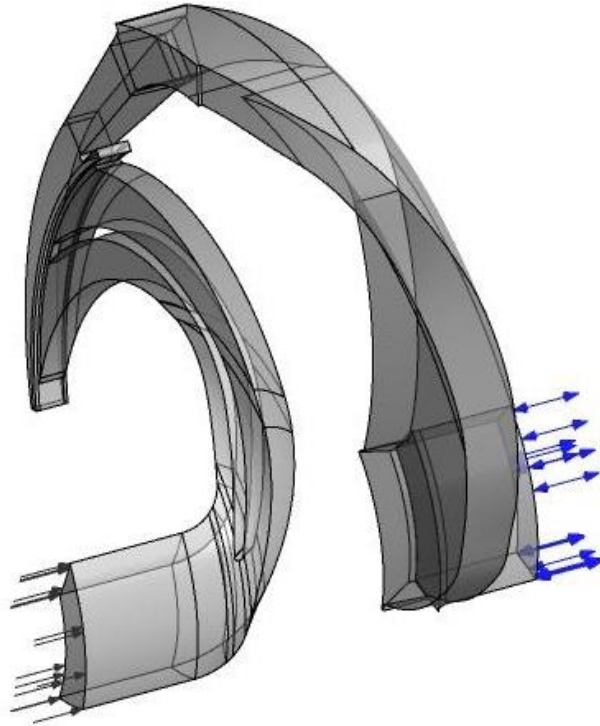


Рисунок 3.1 – Розрахункова область ступеня

У якості граничних умов були задані: на вході – масова витрата, на виході – статичний тиск, на всіх твердих поверхнях – умова дорівнювання швидкості нулю (умова прилипання). Статорні і роторні елементи вважалися зафіксованими відповідно один до одного.

Розрахунок проводився для дев'яти режимів роботи ступеня. У результаті чисельного дослідження отримані величини швидкостей і тиску для кожної комірки розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин проводилося осереднення по масовій витраті.

### 3.3 Методика проведення експериментального дослідження

Експериментальні дослідження проводилися на експериментальному стенді кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка» СумДУ, який працює по замкненій схемі циркуляції рідини (рис. 3.2).

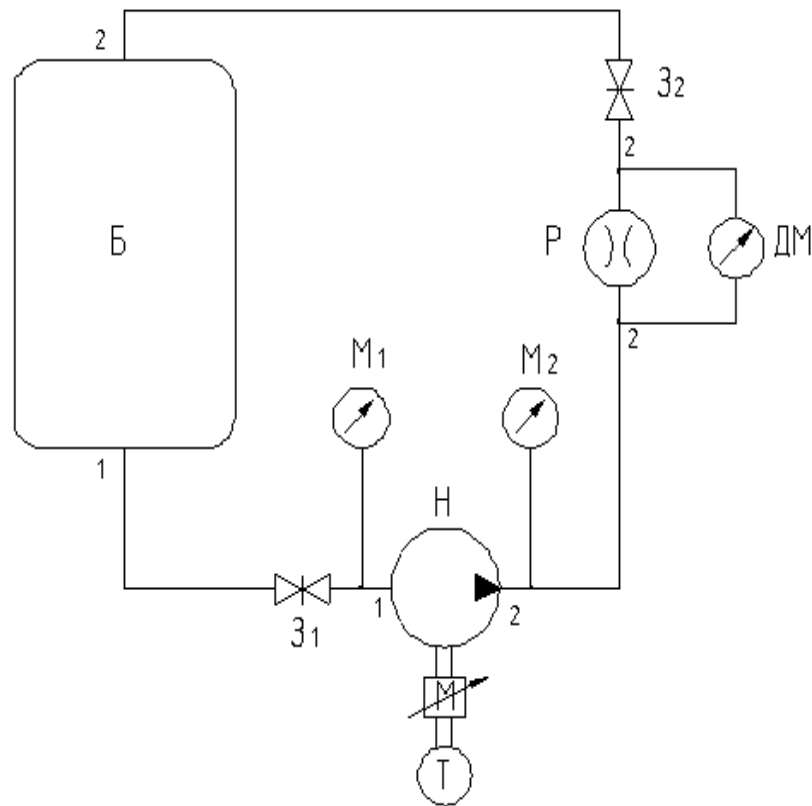


Рисунок 3.2 – Схема експериментального стенду

На рисунку 3.2: Б – бак, М – манометри, З – засувки, Н – насос з досліджуваним ступенем, М – електродвигун, Т – тахометр, Р – витратомір, ДМ – диференційний манометр, 1 і 2 – трубопроводні лінії.

Точність та достовірність отриманих експериментальних даних забезпечено використанням методики проведення випробувань, що відповідає міждержавному стандарту ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насоси динамічні. Методи випробувань», а також допустимою похибкою вимірювання фізичних величин.

Необхідно зауважити, що аналіз похибок прямих та непрямих вимірювань під час проведення експериментальних досліджень показав, що похибки визначення величин подачі, напору, потужності та ККД не перевищують допустимих меж.

### 3.4 Обробка результатів експериментальних і чисельних досліджень

Результати експериментальних та чисельних досліджень були оброблені у вигляді співвідношень безрозмірних коефіцієнтів напору  $\psi$ , подачі  $\varphi$  і потужності  $\mu$  до безрозмірних коефіцієнтів цих параметрів ( $\psi_0$ ,  $\mu_0$ ,  $\varphi_0$ ) у точці максимального ККД. Зазначені коефіцієнти визначалися як:

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2}; \quad \varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2}; \quad \mu = \frac{\varphi\psi}{\eta} = \frac{8N}{\rho\pi D_2^2 u_2^3 \eta}, \quad (3.1)$$

де  $H$  – напір насоса;  $u_2$  – колова швидкість робочого колеса на діаметрі  $D_2$ ;  $Q$  – подача насоса;  $D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса;  $N$  – потужність насоса;  $\eta$  – ККД.

У процесі проведення експериментальних досліджень було отримано напірні та енергетичні характеристики ступеня. Порівняння результатів чисельного моделювання та фізичного експерименту наведено на рисунку 3.3.

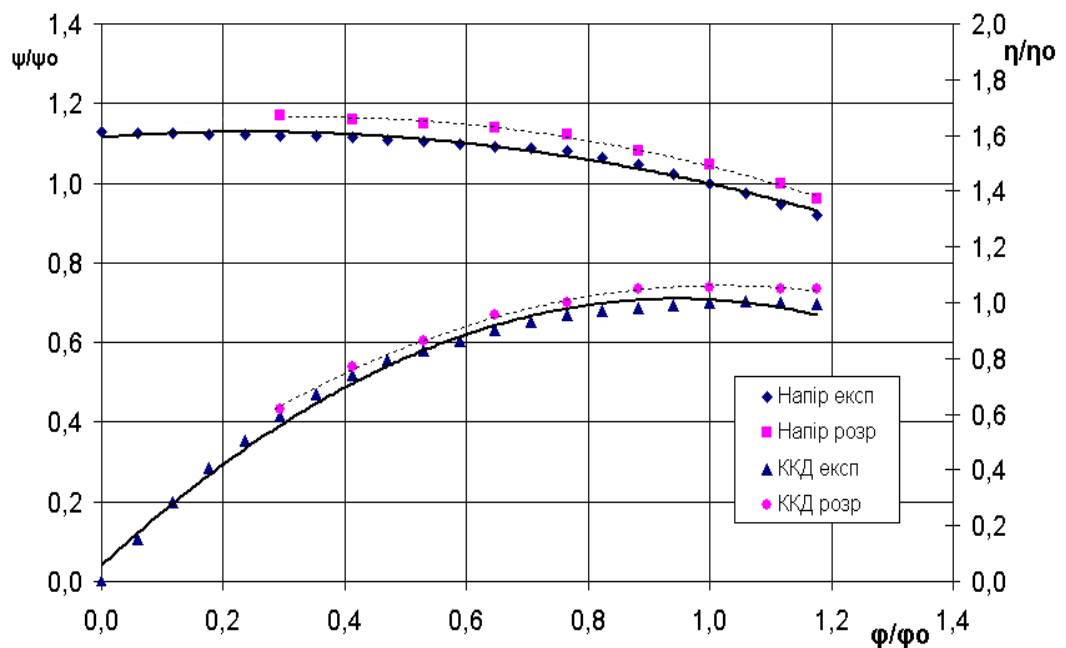


Рисунок 3.3 – Напірні та енергетичні характеристики ступеня, отримані шляхом чисельного моделювання

## та фізичного експерименту

Аналізуючи ці характеристики, можна зазначити, що розбіжності результатів, отриманих шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту, не перевищують 4 %, тому можна зробити висновок про адекватність обраної моделі розрахунку та достовірність результатів, отриманих шляхом чисельного моделювання течії рідини в проточній частині ступеня.

Оскільки підвищення напору ступеня досліджуваними способами забезпечувалося в основному в межах проточної частини робочого колеса, всі подальші дослідження проводилися лише на окремому робочому колесі (рис. 3.4). Правомірність такого підходу полягає в доведенні фізичним дослідженням ступеня адекватності обраної моделі розрахунку.

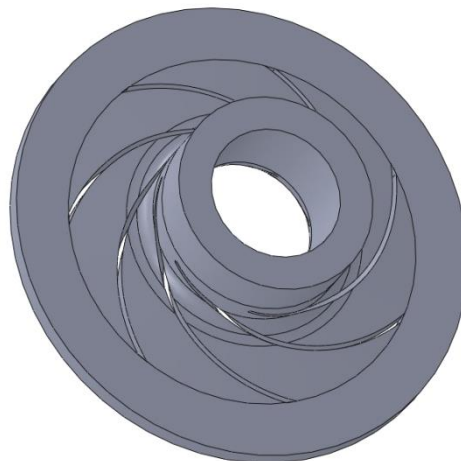


Рисунок 3.4 – Розрахункова область робочого колеса

Послідовно були проведені дослідження ефективності кожного із способів підвищення напору окремо та в поєднанні один з одним.

Всього було досліджено 17 типів лопатевих ґраток на шести режимах роботи. Результати дослідження наведено у вигляді різниці напору і ККД відносно базового (серійного) робочого колеса (рис. 3.5).

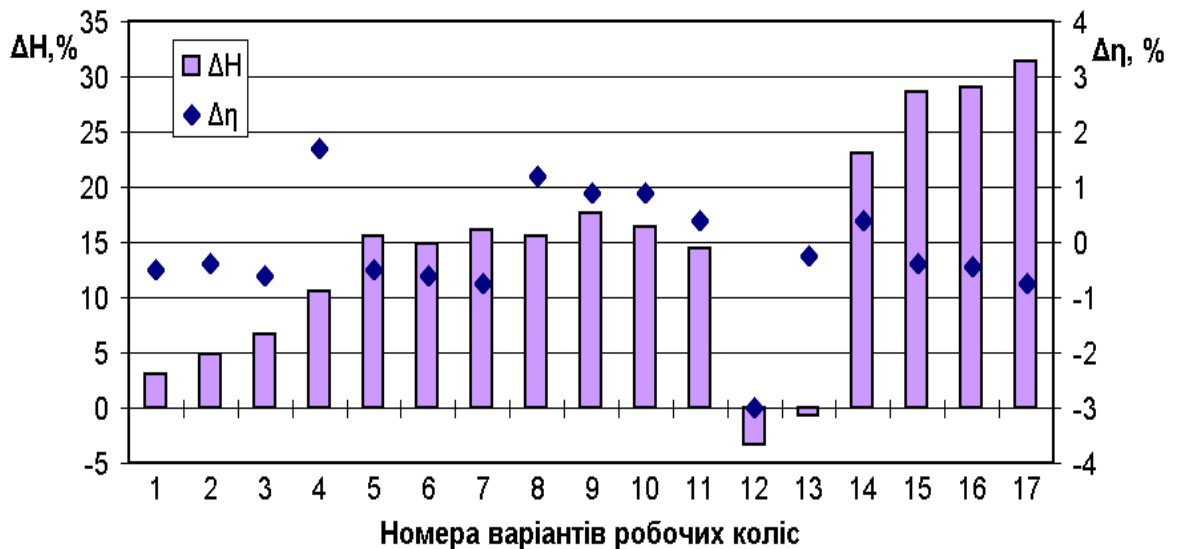


Рисунок 3.5 – Загальні результати досліджень

Найкращих результатів при дослідженні коліс із різними видами двоярусної ґратки (№ 1 – № 3) вдалося досягти при використанні ґратки з додатковою короткою лопаттю другого ярусу довжиною, рівною половині довжини основної і зсунутою за кроком (рис. 3.6).

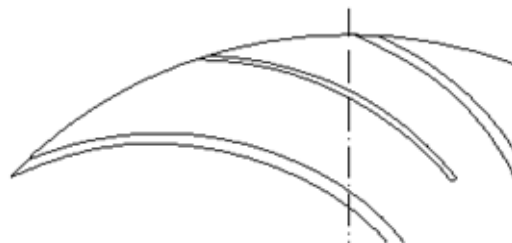


Рисунок 3.6 – Схема двоярусної ґратки

У порівнянні з параметрами базового робочого колеса в розрахунковій точці, що входить до складу ступеня насоса ЦНС 180-1900, вдалося досягти зростання напору на 6,6 % при падінні ККД на 0,6 %.

Зважаючи на те, що досить ґрунтовні і всебічні дослідження впливу затилування вихідних кромek лопатей на характеристики робочого колеса проводились останнім часом в СпбДПУ Богуном В. С., вирішено було дослідити отриману ним оптимальну форму затилки стосовно колеса насоса ЦНС (рис. 3.7).

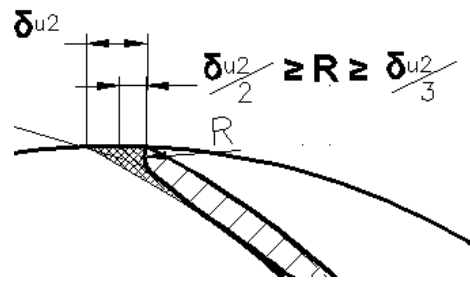


Рисунок 3.7 – Форма затиловки, запропонована Богуном В. С.

Дослідження показали, що затиловка подібної форми (№ 4) являє собою ефективний спосіб підвищення напору робочого колеса – вдалося досягти зростання напору на 10,4 % і ККД на 1,7 %.

В подальшому досліджувався вплив спільного застосування двоярусної ґратки і затиловки на характеристики робочого колеса (рис. 3.8).

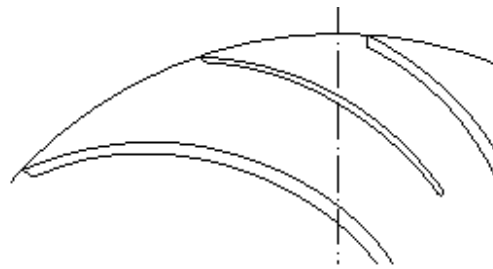


Рисунок 3.8 – Схема двоярусної ґратки з затиловкою

Розглядалися декілька коліс (№ 5 – № 7), у яких лопать другого ярусу мала різну товщину і положення в міжлопатево́му каналі. Слід зазначити, що затиловка вихідних крамок виконувалася для лопатей обох ярусів. Результати чисельних досліджень таких ґраток відрізнялися мало, і в середньому становили: зростання напору на 15 % при падінні ККД на 0,6 %.

### 3.5 Удосконалення лопатевої ґратки робочого колеса

Із аналізу отриманих даних були зроблені висновки: спільне застосування двоярусної ґратки і затиловки забезпечує більший приріст напору, ніж кожен спосіб окремо; варіації товщини та розташування лопаті другого ярусу



практично не впливають на підвищення напору, а основний ефект забезпечується затилковкою; наявність додаткової лопаті значної довжини у міжлопатевому каналі неминує веде до зростання гідравлічних втрат.

У зв'язку з цим вирішено було створити таку лопатеву систему, де б ефект підвищення напору в результаті застосування затилковки вихідних кромek лопатей проявився максимально, а негативний ефект росту гідравлічних втрат зменшився.

Тому була запропонована принципово нова ідея ґратки, яка полягала в тому, щоб на виході із робочого колеса встановити декілька досить коротких (довжиною в 10 % від довжини основної лопаті) додаткових лопатей другого ярусу, виконуючи при цьому кромки усіх лопатей затилкованими (№ 8 – № 11). Ці додаткові лопаті виконувалися як однакової товщини з основною, так і у два рази меншою. Варіювалася також їх кількість.

На рисунку 9 представлена схема однієї з таких ґраток і розподіл відносних швидкостей.

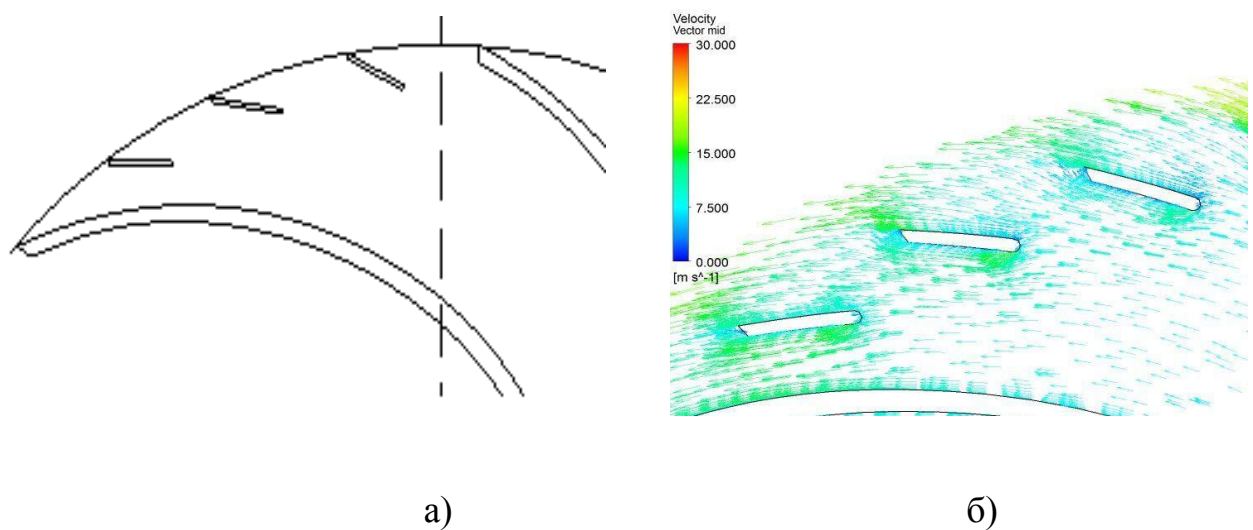


Рисунок 3.9 – Лопатева ґратка з додатковими короткими лопатями:

а) схема лопатевої ґратки; б) розподіл відносних швидкостей

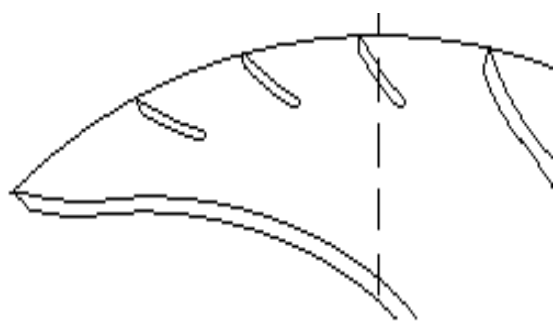
У порівнянні з базовим робочим колесом отримано зростання напору на 14,5 – 17,6 % і ККД на 0,4 – 1,2 %. Зважаючи на це, конструкція лопатевої ґратки запропонованого типу дозволяє встановити відразу декілька коротких

лопатею другого ярусу, що в купі з ефектом затиловки дає можливість досягти більш значного підвищення напору, ніж при використанні інших видів двоярусних ґраток. Крім того, з'явилася можливість досягти і зростання ККД, по-перше, за рахунок зменшення гідравлічних втрат на тертя потоку рідини по додаткових лопатях у зв'язку зі зменшенням їх довжини, а, по-друге, головним чином, за рахунок того, що встановлена на виході із робочого колеса система коротких лопатей дозволяє суттєво вирівняти епюру  $v_{u2} \cdot r_2$  і впорядкувати потік на виході із колеса.

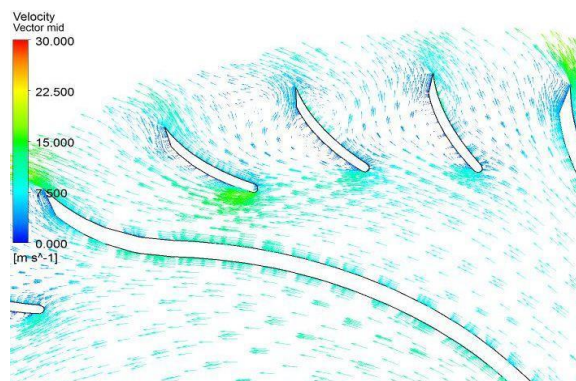
Застосування щілинних лопатей для робочого колеса досліджуваного типу не дало позитивного ефекту. Результати дослідження робочих коліс із виконаними розрізами у лопатях, розташованих як найближче до вхідної кромки, так і на середині лопаті (№ 12 – № 13) показали негативний результат. Це можна пояснити тим, що у базовому колесі на розрахунковому режимі структура потоку задовільна, і в його конструкцію немає сенсу вводити конструктивні зміни, спрямовані на здув граничного шару. Також можна припустити, що рекомендації із застосування щілинних лопатей для підвищення напору прийнятні виключно індивідуально для кожного окремого робочого колеса і конкретного діапазону роботи по  $Q$ . Тому даний спосіб для подальших досліджень не використовувався.

Дослідження робочих коліс із лопатями S-подібної форми проводилося з урахуванням результатів, отриманих на попередніх етапах. До розгляду відразу були прийняті конструкції ґраток коліс на базі використання S-подібних затилованих лопатей з додаванням другого ярусу ґратки із короткими лопатями довжиною 10 % від довжини основної лопаті (№ 14 – № 17) (рис. 3.10).

Підвищення напірності ступеня насоса визначається в основному геометрією робочого колеса. Так як процеси, що відбуваються у відцентровому насосі в цілому і в колесі зокрема, є багатofакторними, то для виявлення оптимального співвідношення геометричних параметрів лопатевої ґратки колеса необхідно було створити модель, що характеризує залежність напору і ККД одночасно від декількох основних впливаючих факторів [11].



а)



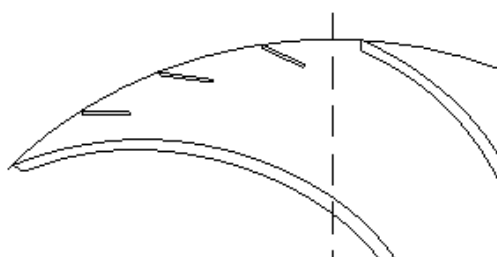
б)

Рисунок 3.10 – Лопатева ґратка з додатковими лопатями S-подібної форми:

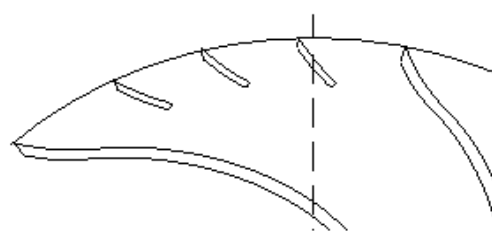
а) схема лопатевої ґратки; б) розподіл відносних швидкостей

Одержання математичних моделей залежності напору і КПД від геометричних параметрів робочого колеса являє собою задачу одночасного розгляду декількох параметрів оптимізації. Таким чином, результат дослідження є розв'язанням компромісної задачі знаходження умовного екстремуму для однієї поверхні відгуку при обмеженнях, що накладаються іншою. Для цього використовувався метод невизначених множників Лагранжа.

Для проведення оптимізаційного аналізу було запропоновано дві принципові конструктивні схеми лопатевих ґраток робочого колеса, описані й обґрунтовані вище (рис. 3.11).



а)



б)

Рисунок 3.11 – Схеми лопатевих ґраток, запропоновані для оптимізаційного аналізу

Дослідження проводилися при кількості основних лопатей робочого колеса  $Z_1 = 7$  і  $Z_2 = 8$  як найбільш широко вживаних для коліс розглянутого типу. Таким чином, мали чотири види конструкцій лопатевих ґраток робочих коліс: схема, зображена на рис. 11 а) при  $Z_1 = 7$  і  $Z_2 = 8$  і схема, зображена на рис. 11 б) при  $Z_1 = 7$  і  $Z_2 = 8$ . Для подальших дослідів ці схеми позначені номерами А7, А8, Б7 і Б8 відповідно.

Як параметри оптимізації прийняті напір ( $y_h$ ) і ККД ( $y_\eta$ ) колеса. Як основні фактори, що впливають на параметри оптимізації, прийняті для схем А7, А8:  $x_1$  – довжина короткої лопаті  $l$ ,  $x_2$  – зсув за кроком в напрямку обертання вхідної кромки короткої лопаті  $\delta$ ,  $x_3$  – зсув за кроком в напрямку обертання короткої лопаті  $\Delta t$ ,  $x_4$  – товщина короткої лопаті  $s$ ; для схем Б7, Б8:  $x_1$  – відношення діаметра дуги відігнутої ділянки лопаті  $d$  до зовнішнього діаметра робочого колеса  $\bar{d} = d/D_2$ ,  $x_2$  – зсув за кроком в напрямку обертання короткої лопаті  $\Delta t$ ,  $x_3$  – відношення діаметра, на якому відбувається сполучення відігнутої ділянки з лопатою  $D^*$ , до зовнішнього діаметра робочого колеса  $\bar{D} = D^*/D_2$ ,  $x_4$  – товщина короткої лопаті  $s$ . Параметри  $\bar{d}$  і  $\bar{D}$  приймалися однаковими для основних і коротких лопатей. Число коротких лопатей в міжлопатевому каналі прийнято для схем А7 і Б7  $z = 3$  та для схем А8 і Б8  $z = 2$  як оптимальні, що було визначено на попередньому етапі досліджень. В якості плану експерименту був прийнятий повний факторний експеримент, що дозволяє одержати оцінки впливу кожного фактора на параметри оптимізації. Всього було виконано 64 чисельних дослідження.

Для оптимізаційного аналізу використовувалася лінійна модель

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4, \quad (3.2)$$

де  $b_i$  – значення коефіцієнтів рівняння регресії.

У результаті досліджень отримано наступні рівняння регресії:

схема №1 –

$$y_h = 149,341 + 1,239x_1 - 1,273x_2 - 0,156x_4, \quad (3.3)$$

$$y_\eta = 95,202 - 0,1125x_1 - 0,25x_2 + 0,2125x_3 - 0,4125x_4; \quad (3.4)$$

схема №2 –

$$y_h = 149,439 + 0,869x_1 - 0,98x_2 + 0,136x_3 - 0,409x_4, \quad (3.5)$$

$$y_\eta = 94,497 - 0,2x_1 - 0,1625x_2 + 0,1x_3 - 0,5625x_4; \quad (3.6)$$

схема №3 –

$$y_h = 171,139 - 1,419x_1 - 1,12x_2 - 2,576x_3 - 0,198x_4, \quad (3.7)$$

$$y_\eta = 94,872 + 0,5375x_1 + 0,15x_2 + 0,6x_3; \quad (3.8)$$

схема №4 –

$$y_h = 170,873 - 1,2425x_1 - 0,514x_2 - 2,74x_3 - 0,799x_4, \quad (3.9)$$

$$y_\eta = 94,969 + 0,594x_1 - 0,406x_4.$$

(3.10)

Для знаходження оптимальних значень параметрів розв'язувалася компромісна задача методом невизначених множників Лагранжа по знаходженню режимів, що забезпечують максимальний напір колеса при значеннях ККД, що задаються. ККД колеса визначався рядом значень  $y_\eta$  від 0,93 до 0,96 із кроком 0,05. Кожному із цих значень будуть відповідати значення максимального напору. Режимми, що забезпечують виконання даної вимоги, будуть оптимальними. Вони можуть бути встановлені знаходженням умовного максимуму функції  $y_h$  при обмеженнях, що накладаються функцією  $y_\eta$ . Для розв'язання цієї задачі була складена допоміжна функція  $F$ :

$$F = b_{0h} + b_{1h}x_1 + b_{3h}x_3 + b_{4h}x_4 + \lambda_1(b_{0\eta} + b_{1\eta}x_1 + b_{3\eta}x_3 + b_{4\eta}x_4 - y_\eta) + \lambda_2(x_1^2 + x_3^2 + x_4^2 - \rho^2). \quad (3.11)$$

Диференціюючи цю функцію за всіма аргументами і прирівнюючи нулю часткові похідні, маємо систему рівнянь, розв'язуючи яку, отримуємо оптимальне співвідношення факторів.

Останнє рівняння системи як поверхня обмеження факторного простору, введене тому, що при знаходженні розв'язків отриманої системи значення  $x_1 - x_4$  виходили за область експерименту.

$$\left\{ \begin{array}{l} b_{1h} + b_{1\eta}\lambda_1 + 2x_1\lambda_2 = 0 \\ b_{2h} + b_{2\eta}\lambda_1 + 2x_2\lambda_2 = 0 \\ b_{3h} + b_{3\eta}\lambda_1 + 2x_3\lambda_2 = 0 \\ b_{4h} + b_{4\eta}\lambda_1 + 2x_4\lambda_2 = 0 \\ b_{0\eta} + b_{1\eta}x_1 + b_{3\eta}x_3 + b_{4\eta}x_4 - y_\eta = 0 \\ x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + x_4^2 - \rho^2 = 0, \end{array} \right. \quad (3.12)$$

Співвідношення геометричних факторів лопатевої ґратки робочого колеса, що забезпечують одночасно максимальний напір і ККД наведені в таблицях 3.1 і 3.2, в яких  $S$  – товщина основної лопаті.

Таблиця 3.1

№ схеми	$l/D_2$	$\Delta t/t$	$s/S$
A7	0,09	0	0,788
A8	0,088	0,049	0,583

Таблиця 3.2

№ схеми	$\bar{d}$	$\Delta t/t$	$\bar{D}$	$s/S$
Б7	0,217	0	0,822	0,66
Б8	0,388	0,034	0,8	0,643

На основі отриманих математичним шляхом оптимальних значень геометричних параметрів робочих коліс розглянутих схем були створені і досліджені їх відповідні моделі. Результати даного дослідження представлені у вигляді підвищення напору і ККД щодо базового колеса в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

№ схеми	$\Delta H, \%$	$\Delta \eta, \%$
A7	18,2	0,8
A8	17,9	1,3
B7	31,4	- 0,3
B8	30,4	- 0,33

Викладено результати досліджень щодо встановлення діапазону швидкохідностей робочих коліс, у якому сукупність підвищення напору і ККД оптимальні. Було обрано робочі колеса з  $n_s = 45, 65, 80, 95, 125$ .

Досліджувалося три конструкції кожного колеса: базова та модернізована за схемами А і Б. Оптимальним з точки зору підвищення напору і ККД робочого колеса слід визнати діапазон  $n_s = 65 - 95$  [12].

Підвищення параметрів напору і ККД коліс з модернізованими лопатевими гратками відносно базового залежно від  $n_s$  на робочому режимі наведено на рисунках 3.12 і 3.13.

Також досліджувалась ефективність роботи модернізованого базового робочого колеса насоса ЦНС 180-1900 у складі ступеня з незмінним направляючим апаратом.

На рисунку 3.14 представлений графік залежності параметрів напору і ККД досліджуваних ступенів у порівнянні з базовим на робочому режимі.

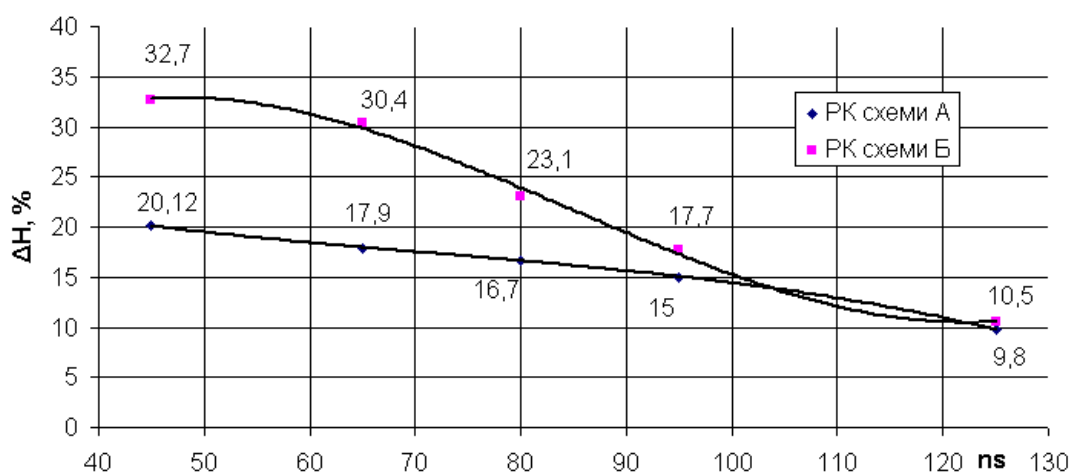
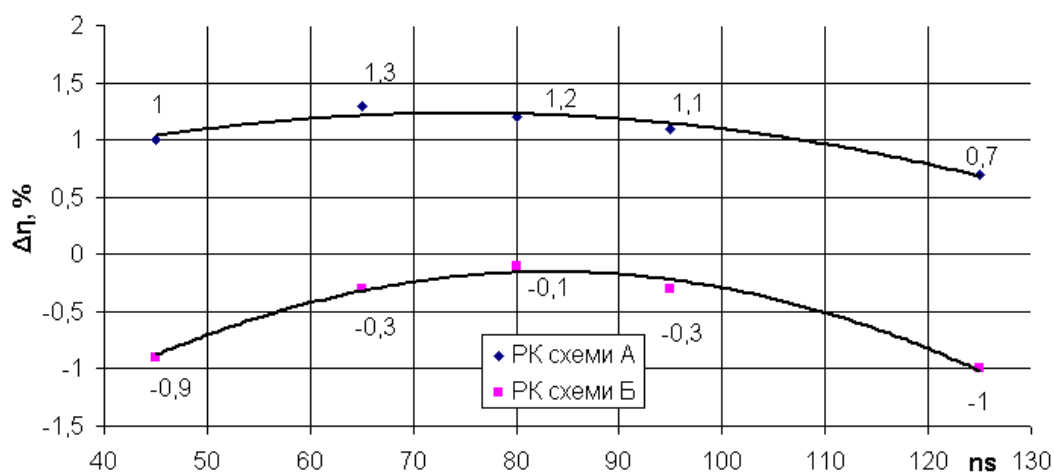
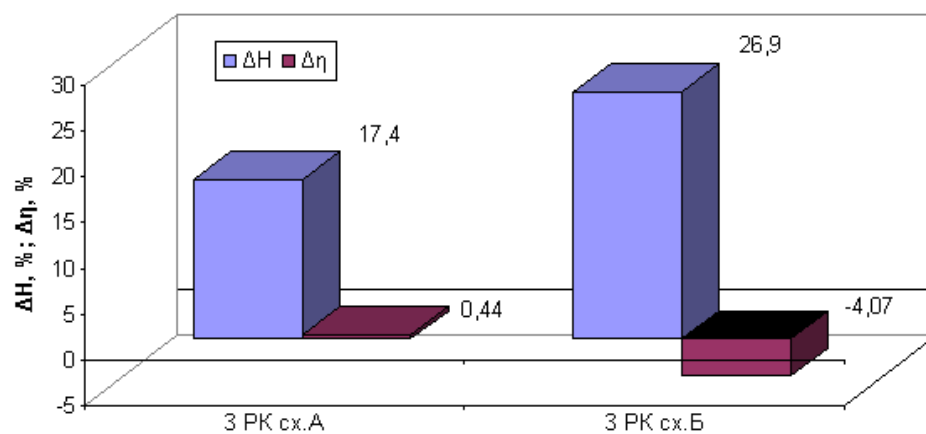
Рисунок 3.12 – Залежність підвищення напору від  $n_s$ Рисунок 3.13 – Залежність підвищення ККД від  $n_s$ 

Рисунок 3.14 – Залежність напору і ККД досліджуваних ступенів відносно базового ступеня



Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновки про те, що напір і ККД ступеня з колесом схеми А підвищилися в порівнянні з параметрами базового ступеня; для ступеня з колесом схеми Б відзначений приріст лише напору. Виходячи з цього, використовувати робочі колеса з удосконаленими лопатевими ґратками у складі ступеня без заміни направляючого апарату цілком можливо.

Для ступеня з робочим колесом схеми А було виконано порівняння напірних та енергетичних характеристик, отриманих шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту при різних значеннях  $Q$ . Розбіжність результатів не перевищила 5 % (рис. 3.15).

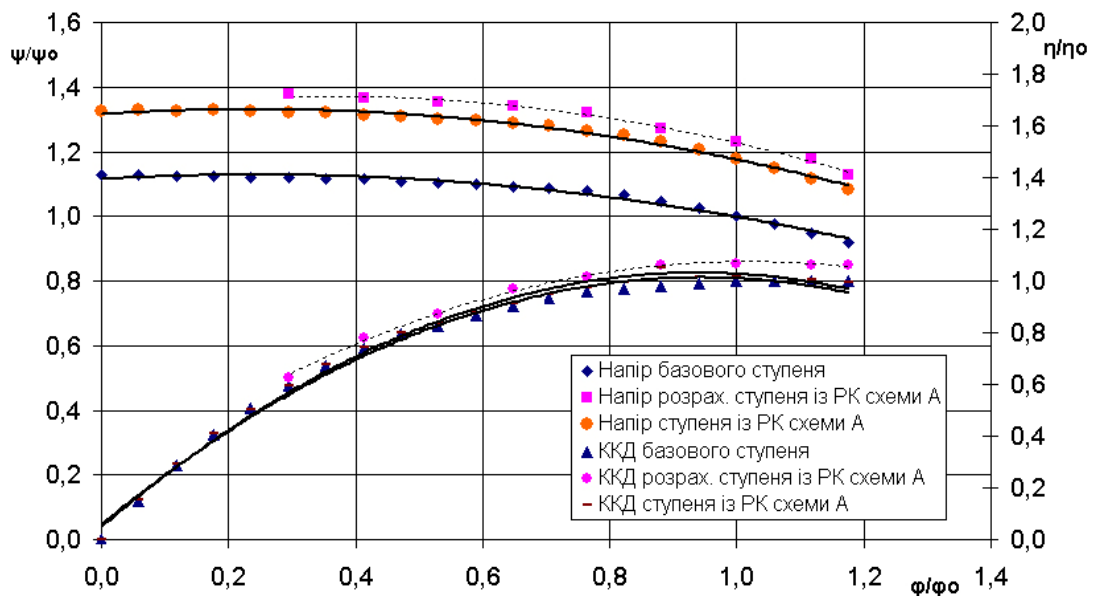


Рисунок 3.15 – Напірні та енергетичні характеристики ступеня з колесом схеми А, отримані шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту

Слід зазначити, що досліджувався вплив конструктивних змін, що вносилися тільки в робоче колесо. Удосконалення направляючого апарату, з точки зору пристосування його до нового робочого колеса, є окремою задачею, яка у роботі не ставилась. Але цілком зрозуміло, що в цьому напрямку існують додаткові резерви для підвищення техніко-економічних показників ступеня.

## 4 НОВА КОНСТРУКТИВНА СХЕМА ОСЬОВИХ НАСОСІВ БЕЗ ВИПРЯМНОГО НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТУ

Осьові насоси широко використовуються в промисловості України, зокрема, в складі насосних станцій для отримання ортофосфорної кислоти. Враховуючи великий виробничий та науково-технічний потенціал України, необхідністю є налаштування власного виробництва таких насосів. З цією метою на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ був проведений комплекс науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт (НДДКР), результатом якого стало створення вдосконаленої конструктивної схеми таких насосів, котру назвали НР (напрямний апарат – робоче колесо).

### 4.1 Порівняння конструктивних схем лопатевих систем РВ та НР в умовах перекачування ортофосфорної кислоти

Одним з основних резервів зниження технологічного часу протікання хімічної реакції при отриманні фосфорної кислоти є інтенсифікація процесу перемішування робочого середовища за рахунок примусової циркуляції. Такий метод забезпечує зниження часу протікання хімічної реакції на 50 – 100 % [13].

Для цього необхідні насоси, які б забезпечили велику подачу робочого середовища при відносно малих напорах. Найчастіше для таких умов використовують осьові насоси. Крім того, насоси такого типу в заданих умовах мають ряд переваг перед іншими типами насосів:

- а) простота та компактність конструкції;
- б) придатність до переміщення рідин, що кристалізуються;
- в) високий ККД;
- г) рівномірність подачі.

Проте досвід експлуатації осьових насосів в хімічній промисловості [14] показує, що специфічні умови роботи насосного обладнання зумовлюють його низьку ефективність, низьку надійність та ремонтпридатність.

Таким чином, необхідне створення такого насосного обладнання, яке б містило мінімальну кількість конфузюрних ділянок проточної частини, оскільки їх наявність призводить до прискорення потоку, і, відповідно, до підвищення температури (хоч і зовсім незначного, але в межах хімічної реакції – відчутного). З підвищенням температури і зменшенням в'язкості, при однакових доброякісності та пересиченні, швидкість кристалізації зростає. Кристали продукту поступово відкладаються товстим шаром в каналах проточної частини насоса, що призводить до зниження параметрів, а подекуди і до повного їх зриву.

Аналіз показав, що осьові насоси в хімічній промисловості найчастіше мають проточну частину типу РВ (робоче колесо – випрямний апарат), схема якої представлена на рисунку 4.1 а.

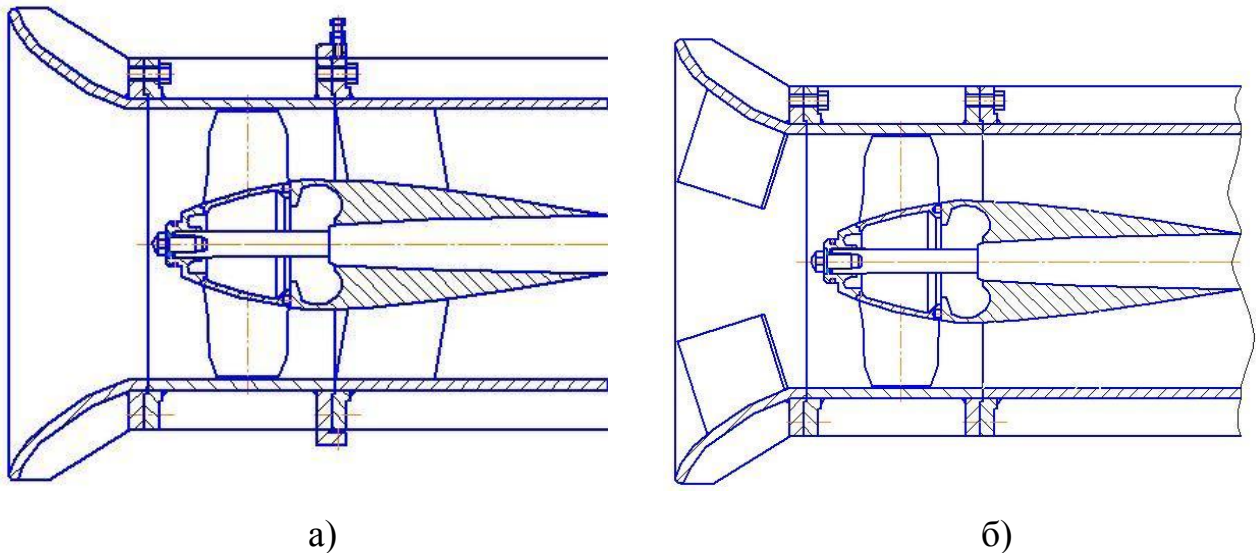


Рисунок 4.1 – Конструктивна схема осьового насоса: а) з проточною частиною типу РВ; б) з проточною частиною типу НР

В даній схемі випрямний апарат забезпечує рівномірний по колу і радіусу відвід рідини від робочого колеса і перетворює енергію колової складової

абсолютної швидкості потоку рідини, котра має місце за робочим колесом, в енергію тиску. Останнє отримується тим, що потік, закручений за робочим колесом, в апараті «розкручується», а за ним становиться чисто осьовим.

Проте лопатеві системи такого типу у процесі експлуатації показують низьку ефективність та високу кількість поломок у процесі роботи, що зумовлено особливостями перекачуваного середовища.

З метою покращання характеристик таких насосів на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету на заміну традиційної конструктивної схеми РВ була розроблена конструктивна схема НР (напрямний апарат – робоче колесо), конструктивна схема якого представлена на рисунку 4.1 б. Основною перевагою такої конструктивної схеми є підвищена прохідна спроможність, а також мінімальна кількість лопатей для зниження заростання проточної частини при кристалізації продукту. Крім того, конструктивна схема такого типу не поступається за рівнем ККД традиційній.

Основи методики проектування елементів проточної частини насосів з лопатевою системою типу НР закладені в дисертації Гусака О. Г. Проточна частина проектується таким чином, щоб момент швидкості, якого набуває потік після проходження прямого апарату, за робочим колесом на номінальній подачі дорівнював нулю. Остаточна нерівномірність потоку згладжується у відвідному пристрої, статорна частина якого являє собою прямоосний дифузор з конічною формою стінки, а роторна – обтікач робочого колеса.

Доведено, що обидва види проточних частин з обома типами лопатевих систем можуть бути енергетично рівноцінними, але виключення з проточної частини найбільш складного у виготовленні елемента (випрямний апарат) робить проточні частини з лопатевою системою типу НР більш раціональними. Принципова відмінність двох розглянутих видів лопатевих систем полягає в наявності (або відсутності) перед робочим колесом моменту потоку.

Проте, основною проблемою на шляху широкого використання конструктивних схем такого типу є недостатність відомостей щодо методики проектування проточних частин такого типу, а також особливостей робочого

процесу, що відбувається в них. Якщо в роботах [14–17] докладно представлено основні принципи проектування робочих коліс з від’ємним моментом швидкості на вході, то інформації щодо напрямного апарату, на даний момент, маємо досить мало.

#### 4.2 Мета, задачі та методи дослідження

Виконаний літературний огляд дозволяє наступним чином сформулювати мету даної роботи – підвищення енергетичної ефективності осьового хімічного насоса. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити ряд задач.

Аналіз літератури показав, що широке використання вищезгаданих проточних частин на даний момент є проблематичним через відсутність відомостей про особливості роботи та відсутність досвіду їх проектування. Тому першочерговою задачею є вивчення гідродинамічних особливостей течії в елементах протічної частини, в тому числі підвідного пристрою.

Базуючись на аналізі гідродинамічних особливостей роботи насоса, необхідно спроектувати модельну проточну частину та провести розрахунково-експериментальну перевірку впливу геометричних параметрів лопатевих решіток ступеня на його напірні та енергетичні характеристики.

Наступним завданням є розробка підвідного пристрою, який би враховував усі особливості робочого процесу та мав підвищені енергетичні показники. Таким чином, необхідно вирішити наступні задачі:

а) обґрунтувати доцільність використання лопатевої системи типу НР в хімічних насосах для отримання ортофосфорної кислоти;

б) виконати числове моделювання в базовій проточній частині осьового хімічного насоса з метою виявлення резервів зниження гідравлічних втрат підвідного пристрою;

в) розробити підвідний пристрій зі зниженими гідравлічними втратами та визначити його характеристики шляхом чисельного моделювання.

Об'єктом дослідження є робочий процес проточної частини з лопатевою системою типу НР. Відповідно, предметом дослідження є енергетична характеристика лопатевої системи типу НР.

При вирішенні поставлених задач використовувалися аналіз та наукове узагальнення відомих літературних джерел, аналітичне та чисельне дослідження.

В основу програмного засобу (ANSYS CFX) при проведенні чисельного моделювання покладено закони збереження та руху в диференційній формі, які є фундаментальними в технічній гідродинаміці.

Для перевірки та обґрунтування адекватності отриманих результатів виконувалося порівняння результатів чисельного моделювання базової проточної частини (яка раніше проходила випробовування на стенді) з результатами випробовувань.

#### 4.3 Методика проведення чисельного дослідження в програмному комплексі ANSYS CFX

Для досягнення поставленої мети використовувався програмний комплекс ANSYS CFX університетської версії. В основу даного програмного продукту закладено метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки. Моделлю потоку рідини буде прийнято представлення чисельного розв'язання турбулентних течій рівняннями Рейнольдса, де змінні, що осереднені по часу, відмічені рискою зверху, а пульсаційні складові – апострофом:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right]. \quad (4.1)$$

Ліва частина рівняння (нестационарний член) описує зміну кількості руху рідкого об'єму внаслідок зміни в часі осередненої складової швидкості. Ця зміна компенсується осередненими зовнішніми силами  $\rho \bar{f}_i$ , осередненими

силами тиску  $-\bar{p}\delta_{ij}$ , в'язкісними силами  $\mu\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right)$ . Крім того, в праву частину рівняння входять турбулентні напруження (напруження Рейнольдса)  $-\rho\overline{u'_i u'_j}$ , що враховують додаткові втрати та перерозподіли енергії в турбулентному потоці.

Для замикання рівнянь Рейнольдса буде використана модель турбулентності k-ε, що враховує особливості течії біля твердих стінок і у зовнішньому потоці та забезпечує задовільні результати для розрахунків потоків, що обмежуються стінками.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) + P_k - \rho\varepsilon, \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) + \frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (4.3)$$

де  $P_k = -\rho\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}$  – член, що виражає генерацію енергії k;

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}; \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметри  $\varepsilon$  та  $\mu_t$  визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}\right)^2}, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Неодноразова апробація програмного продукту підтвердила його придатність до вирішення задач насособудування.

Для розрахунків використовувалася розрахункова область, що складалася з трьох підобластей (рис. 4.1): підвідного пристрою, робочого колеса та частини відводу.

Для кожної з підобластей було побудовано рідкотільні моделі, на основі яких було створено неструктуровані розрахункові сітки (рис. 4.2).

Розрахункова сітка для підвідного пристрою нараховувала 2 млн. комірок. Для належного опису пограничних шарів поблизу твердих стінок побудовано 5 шарів призматичних комірок. Аналогічно, для робочого колеса сітка нараховувала 3 млн. комірок та мала 6 шарів призматичних комірок.

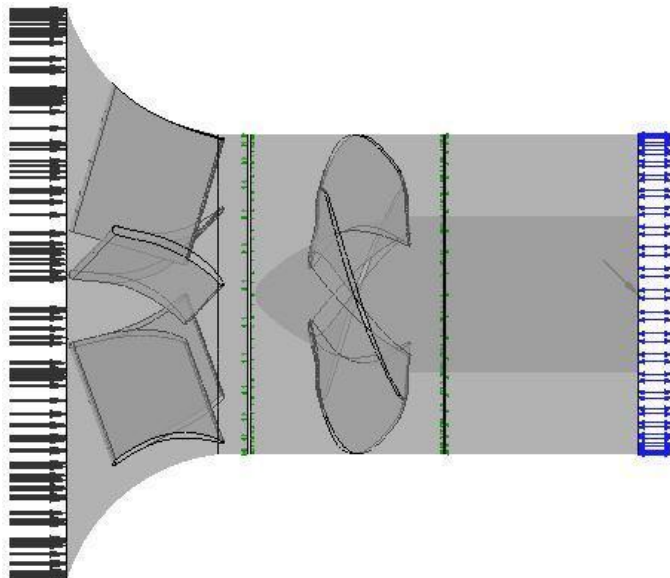
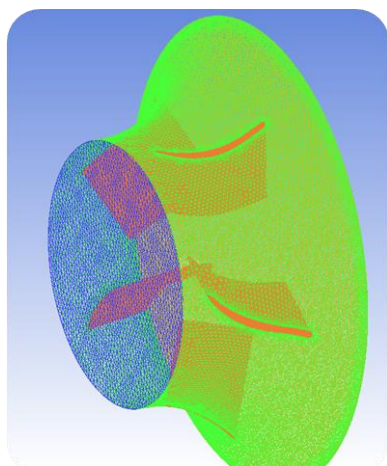
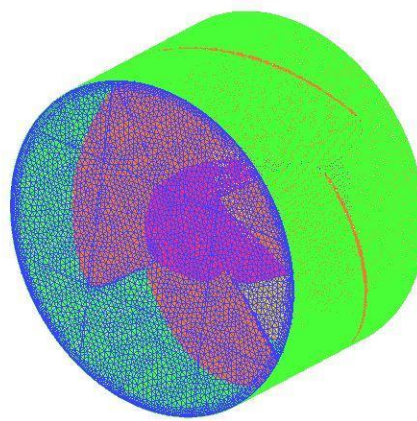


Рисунок 4.2 – Розрахункова область



а)



б)

Рисунок 4.3 – Приклади розрахункових сіток:

а) підвідного пристрою, б) робочого колеса



Після генерації сіток в Пре-Процесорі задавалися вихідні дані. В якості граничних умов на вході в розрахункову область задавалася масова витрата, на виході – статичний тиск. Для всіх стінок розрахункової області задавалася умова прилипання (тобто швидкість на стінках рівна нулю). Шорсткість стінок прийmemo Ra 6,3 (за ГОСТ 2789-73). Робоче середовище (вода за нормальних умов) прийматиметься нестисливим, режим течії турбулентний.

Величина змінної  $Y^+$  знаходитиметься в межах від 10 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям.

Моделювання проводилося для води у діапазоні подач від  $0,7 Q_{розр}$  до  $1,2 Q_{розр}$ .

#### 4.4 Дослідження сіткової незалежності

З метою визначення мінімальної кількості елементів сітки, що забезпечують прийнятну точність отриманих результатів, було виконане дослідження сіткової незалежності.

Для цього було побудовано неструктурованих сіток розрахункової області, які відрізнялися величиною максимального глобального елемента та щільністю комірок біля твердих стінок (табл. 4.1)

Таблиця 4.1 – Основні характеристики побудованих неструктурованих сіток

№	Максимальний глобальний елемент	Загальна кількість комірок
Сітка № 1	12	1 156 497
Сітка № 2	11	1 559 608
Сітка № 3	10	1 833 722
Сітка № 4	8	2 639 577
Сітка № 5	7	2 944 039

За отриманими даними було побудовано графік залежності втрат напору від загальної кількості комірок, що містила сітка (рис. 4.3). Головною метою було знайти межу тієї кількості комірок, перетинаючи яку результати розрахунків не залежатимуть від структури сітки.

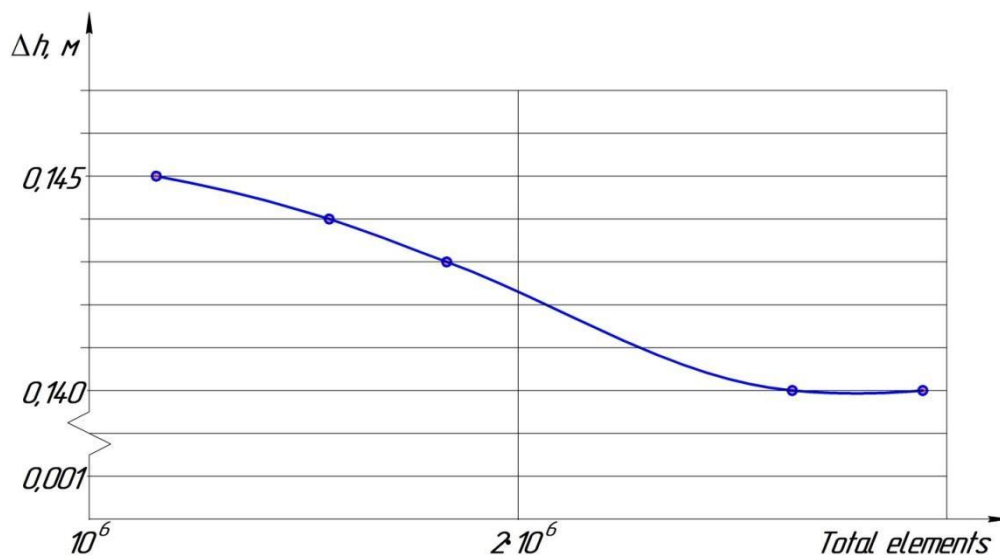


Рисунок 4.4 – Сіткова незалежність

З рисунку 4.4 видно, що при загальній кількості 2 639 577 елементів сітки значення втрат напору не змінюються. Тобто загущувати сітку більше вказаного числа не має необхідності, оскільки це вже не впливатиме на розрахунок. Тому для подальших розрахунків було прийнято сітку № 5.

#### 4.5 Базова проточна частина

В результаті розрахунків було отримано структуру потоку в проточній частині осьового хімічного насоса. На рисунку 4.5 представлено зовнішній вигляд досліджуваної проточної частини.

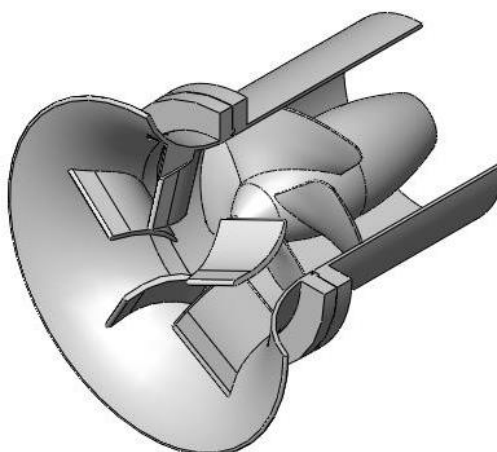


Рисунок 4.5 – Зовнішній вигляд досліджуваної проточної частини

На рисунку 4.6 представлено розподіл повного тиску в підвідному пристрої для оптимально режиму роботи насоса. Видно, що потік має складну просторову структуру. На виході з підвідного пристрою утворюється п'ять зон вихроутворення, що відповідає кількості лопатей. Дані зони зумовлюють основну частину втрат в підвідному пристрої.

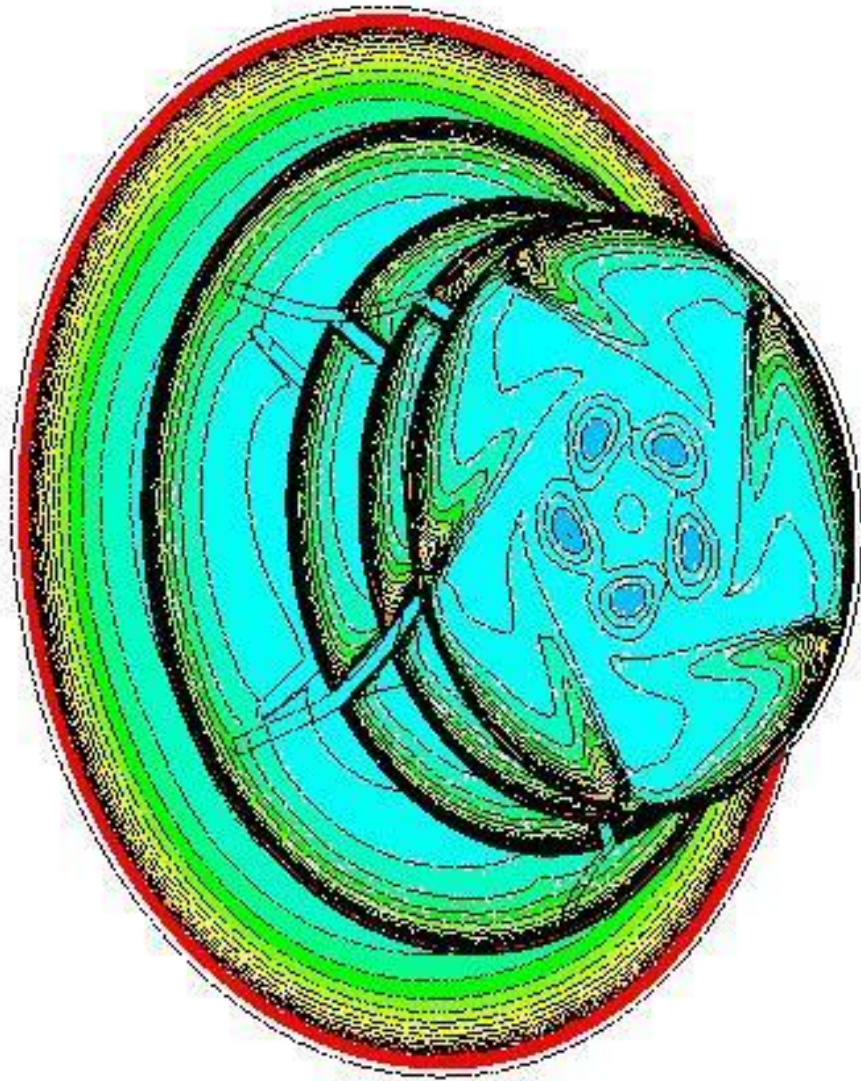


Рисунок 4.6 – Розподіл повного тиску в підвідному пристрої

Внаслідок надмірного повороту потоку на перегині лопатки граничний шар в торцевій зоні починає згортатися у вихор (рис. 4.7), який поступово розширюється до виходу з підвідного пристрою.

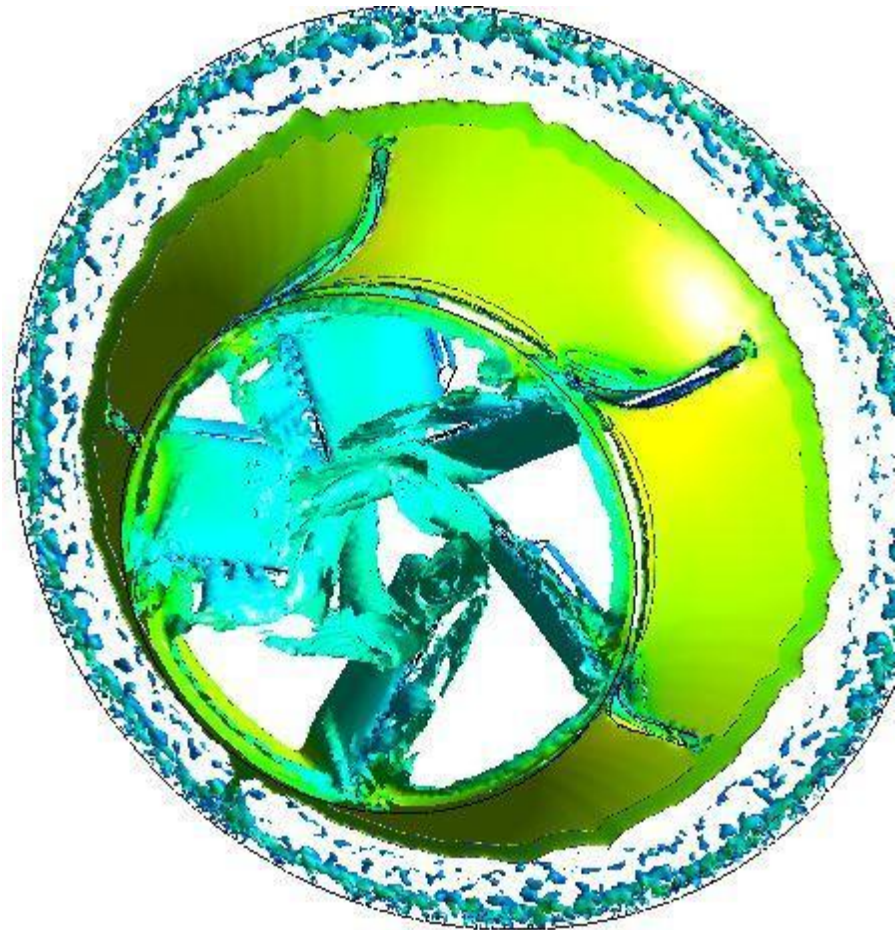


Рисунок 4.7 – Ядра вихорів в підвідному пристрої

На рисунку 4.8 представлено розподіл відносних швидкостей (меридіональної та колової) вздовж висоти лопаті робочого колеса на вході в нього [18].

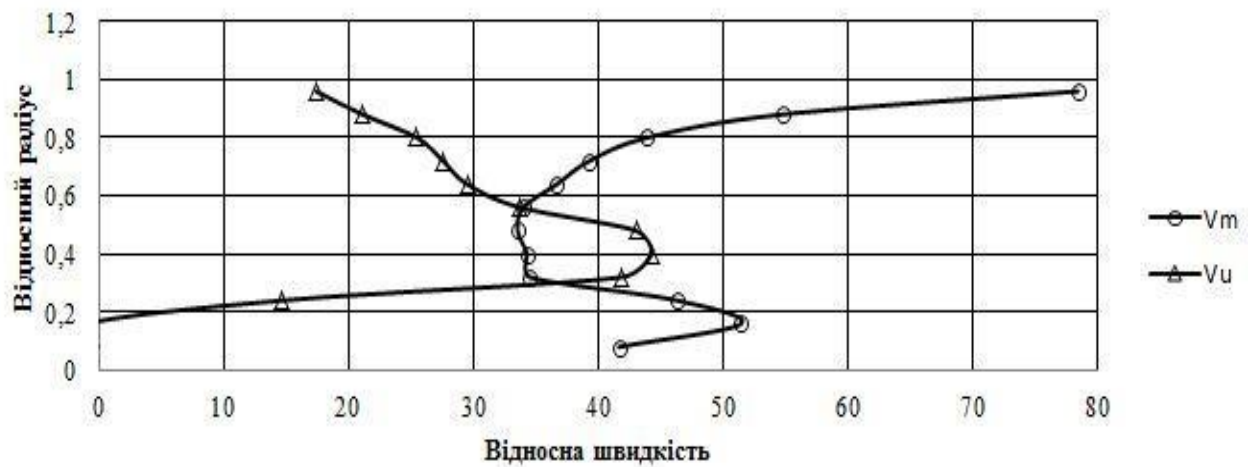


Рисунок 4.8 – Розподіл відносних швидкостей на вході в робоче колесо

На рисунку 4.9 представлено графік залежності втрат напору в напрямному апараті від значення подач [18]. Дані втрати становлять 2 – 5,5 % від значень розрахункового напору в залежності від режиму роботи.

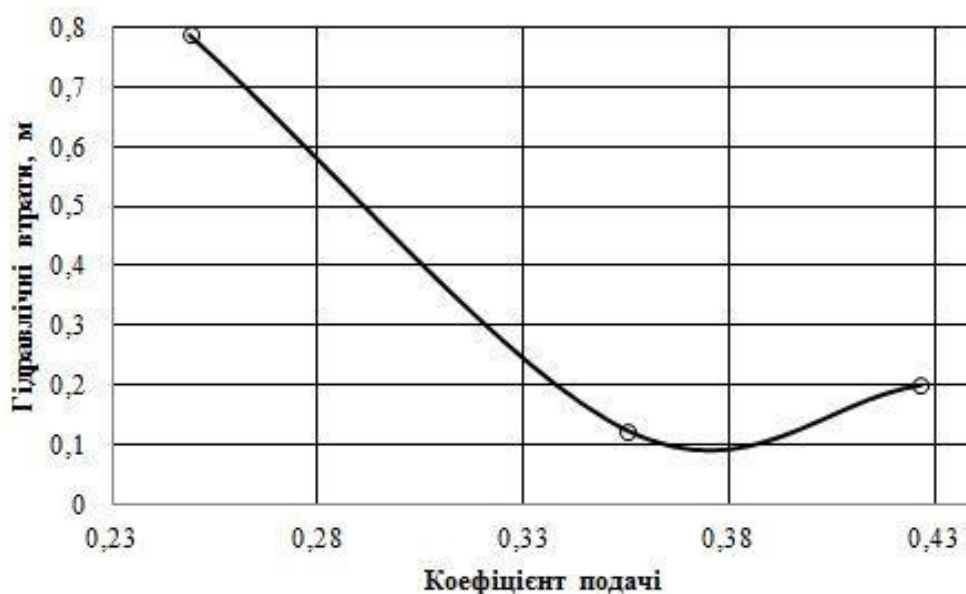


Рисунок 4.9 – Втрати напору в підвідному пристрої

На рисунку 4.10 представлено напірну та енергетичну характеристики досліджуваної проточної частини.

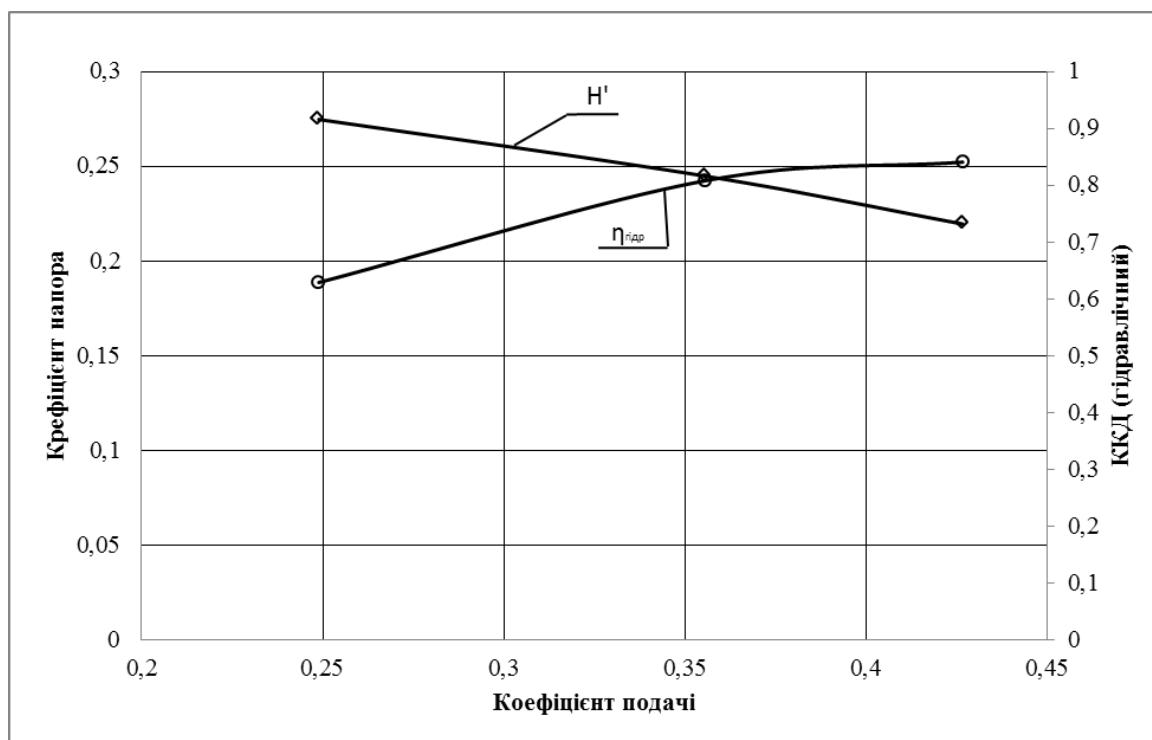


Рисунок 4.10 – Характеристики осьової проточної частини

Таким чином, було виявлено, що потік у підвідному пристрої має значні гідравлічні втрати, зменшивши які можна підвищити ККД даного насоса.

#### 4.6 Модернізована проточна частина

На основі вищевикладених досліджень було прийнято рішення створити модернізований підвідний пристрій, зовнішній вигляд якого представлено на рисунку 4.11.

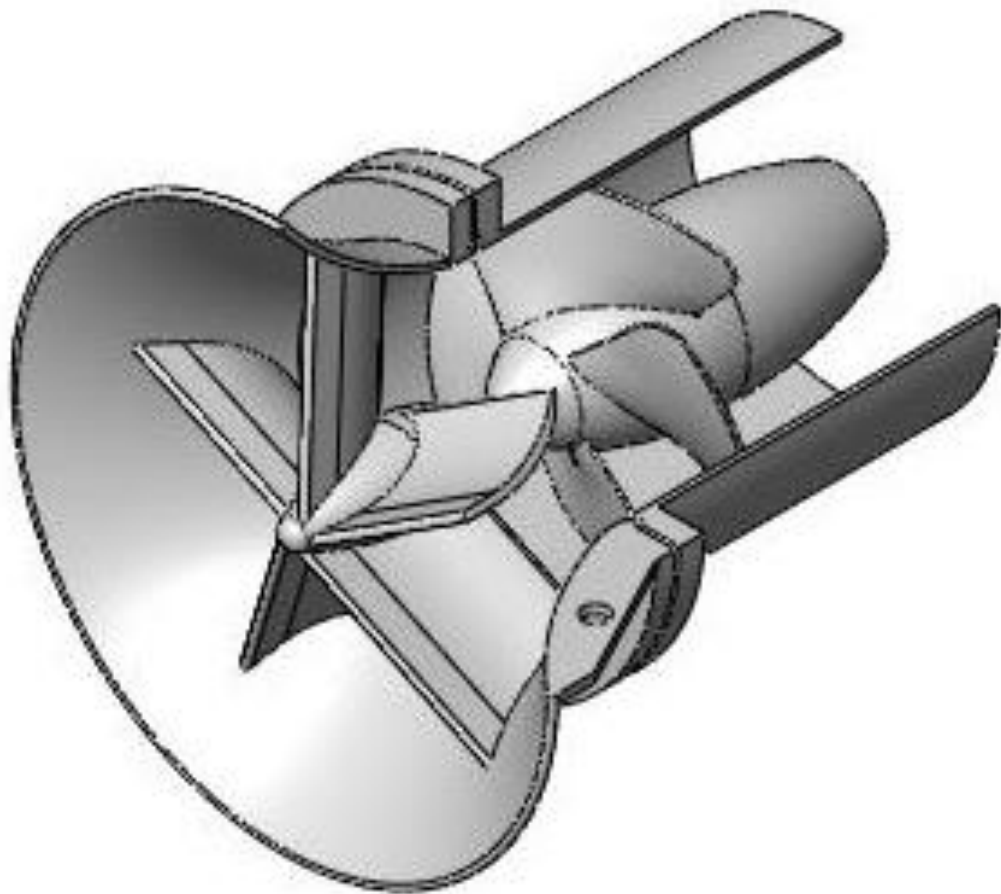


Рисунок 4.11 – Зовнішній вигляд модернізованої проточної частини

В результаті проведеного моделювання було отримано ряд результатів. На рисунку 4.12 представлено розподіл повного тиску в підвідному пристрої для оптимального режиму роботи насоса.

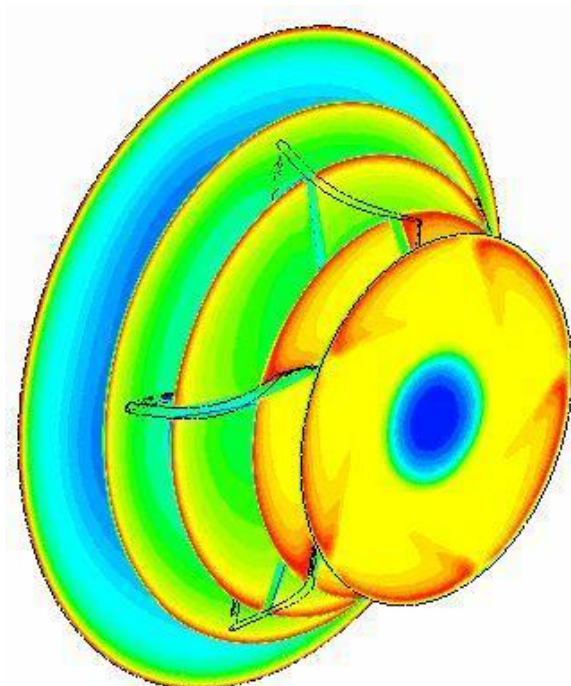


Рисунок 4.12 – Ядра вихорів в підвідному пристрої

Аналізуючи рисунок 4.13 можна прийти до висновку, що потік, як і в попередньому випадку має складну просторову структуру. На виході маємо зону вихроутворення, проте вона має менш виражений характер, ніж у попередньому випадку, крім того, потік в проточній частині більш рівномірний.

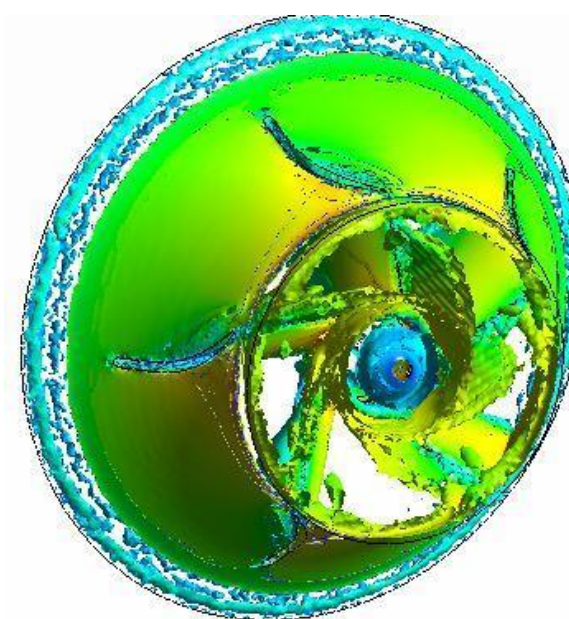


Рисунок 4.13 – Ядра вихорів в підвідному пристрої

На рисунку 4.14 представлено розподіл відносних швидкостей (меридіональної та колової) вздовж висоти лопаті робочого колеса на вході в нього.

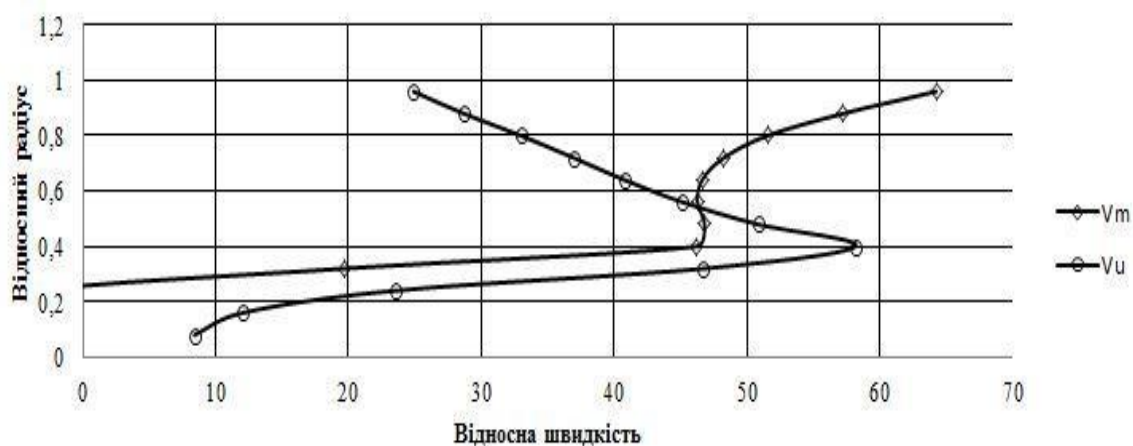


Рисунок 4.14 – Розподіл відносних швидкостей на вході в робоче колесо

З рисунку 4.14 видно, що верхня частина графіку меридіональної складової швидкості рівномірніша, ніж у попередній конструкції. Проте у нижній частині є значне зниження швидкості, що пояснюється наявністю твердої стінки обтікача. Аналогічні зміни спостерігаються і в розподілі колової складової швидкості. На рисунку 4.15 представлено графік залежності втрат напору в підвідному пристрої від значення подач [18]. Дані втрати становлять 0,9 – 2,74 % від значень розрахункового напору в залежності від режиму роботи, що значно менше від попереднього результату.

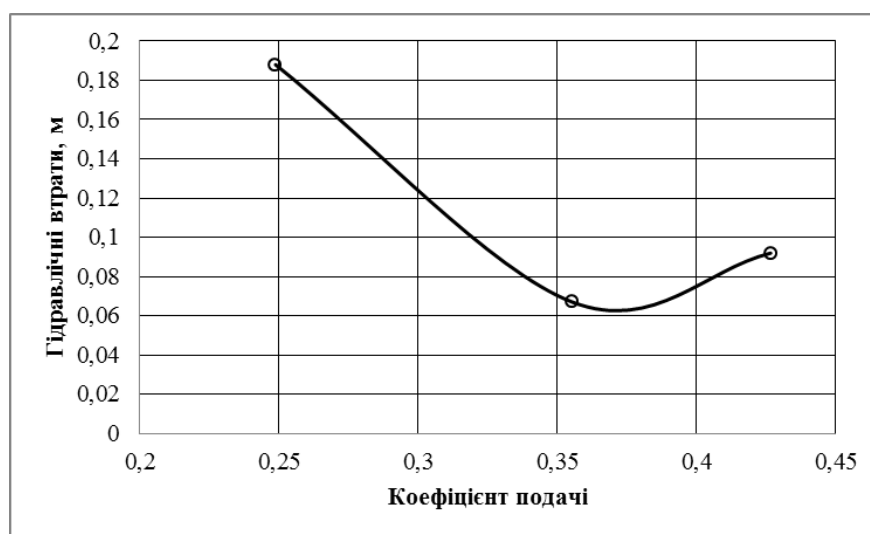


Рисунок 4.15 – Втрати напору в підвідному пристрої



В якості експерименту було прийнято рішення створити ще одну конструкцію підвідного пристрою на основі модернізованого, зовнішній вигляд якого представлено на рисунку 4.16.

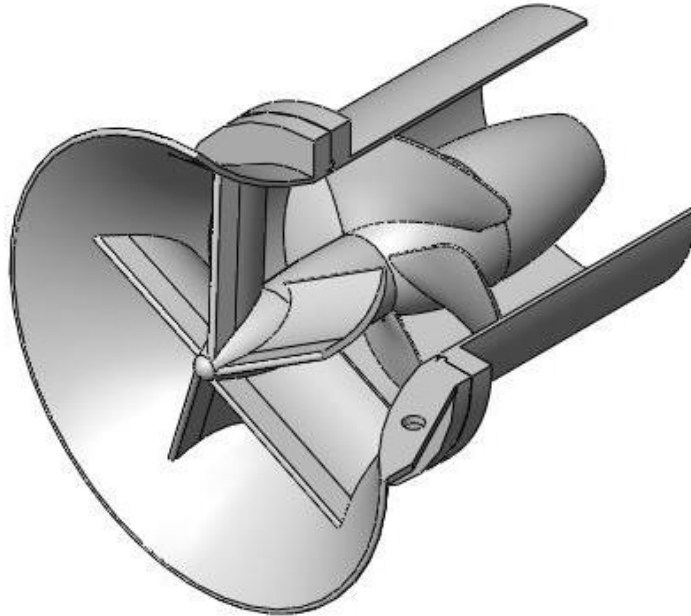


Рисунок 4.16 – Зовнішній вигляд експериментальної проточної частини

Методика проведення чисельного дослідження не відрізнялася від попередньої, тому не будемо на ній зупинятися.

В результаті проведеного моделювання було отримано ряд результатів. На рисунку 4.17 представлено розподіл повного тиску в підвідному пристрої для оптимального режиму роботи насоса.

Аналізуючи рисунок 4.18 можна прийти до висновку, що потік, як і в попередньому випадку має складну просторову структуру. На виході маємо зону вихроутворення, як і в модернізованому підвідному пристрої, потік в проточній частині більш рівномірний.

На рисунку 4.19 представлено розподіл відносних швидкостей (меридіональної та колової) вздовж висоти лопаті робочого колеса на вході в нього.

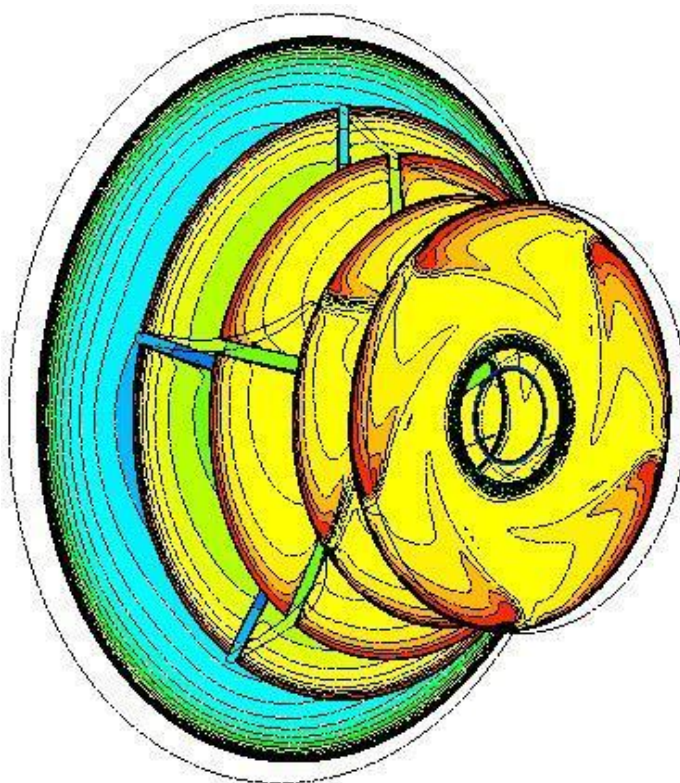


Рисунок 4.17 – Розподіл повного тиску в підвідному пристрої

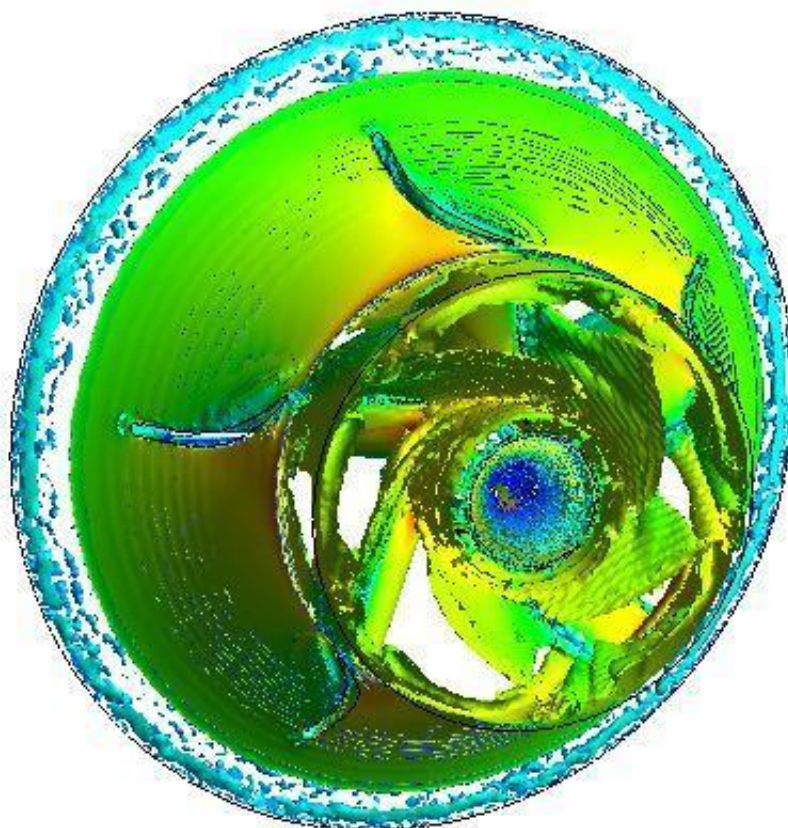


Рисунок 4.18 – Ядра вихорів в підвідному пристрої

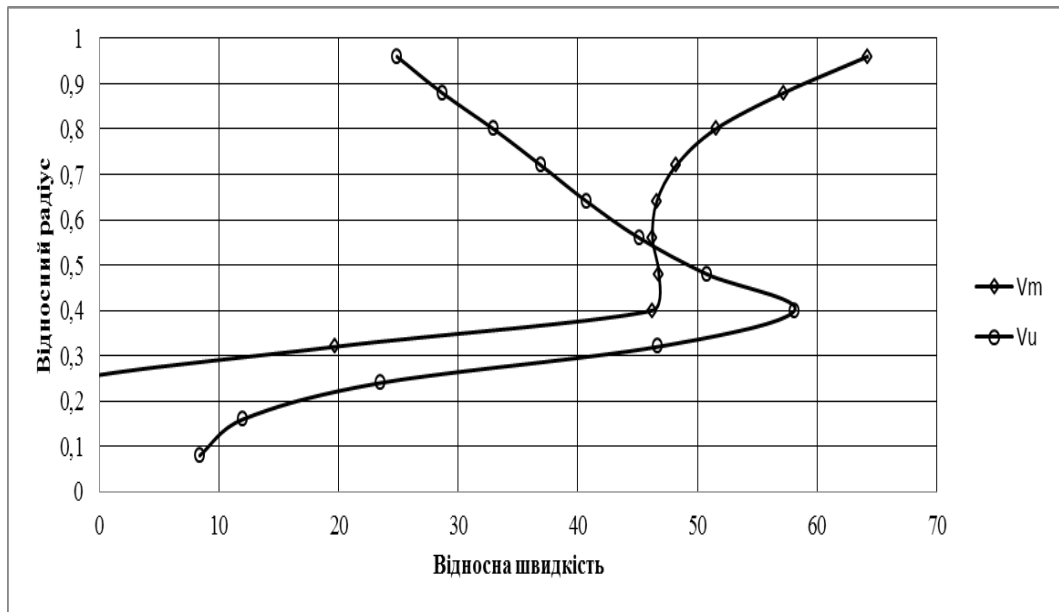


Рисунок 4.19 – Розподіл відносних швидкостей на вході в робоче колесо

З рисунку 4.19 видно, що верхня частина графіку меридіональної складової швидкості рівномірніша, ніж у попередній конструкції. Проте у нижній частині є значне зниження швидкості, що пояснюється наявністю твердої стінки обтікача. Аналогічні зміни спостерігаються і в розподілі колової складової швидкості.

На рисунку 4.20 представлено графік залежності втрат напору в підвідному пристрої від значення подач [18].

Дані втрати становлять 0,9 – 2,74 % від значень розрахункового напору в залежності від режиму роботи, що значно менше від попереднього результату (якщо порівнювати втрати при оптимальному режимі роботи).

На рисунку 4.21 представлено напірну та енергетичну характеристику експериментальної проточної частини. Для порівняння на цю ж характеристику нанесено енергетичну та напірну характеристики осьової проточної частини типу НР (з базовим підвідним пристроєм) та характеристики модернізованого підвідного пристрою. Крім того, червоними позначками нанесено робочу точку та ККД в ній осьового хімічного насоса з проточною частиною типу РВ.

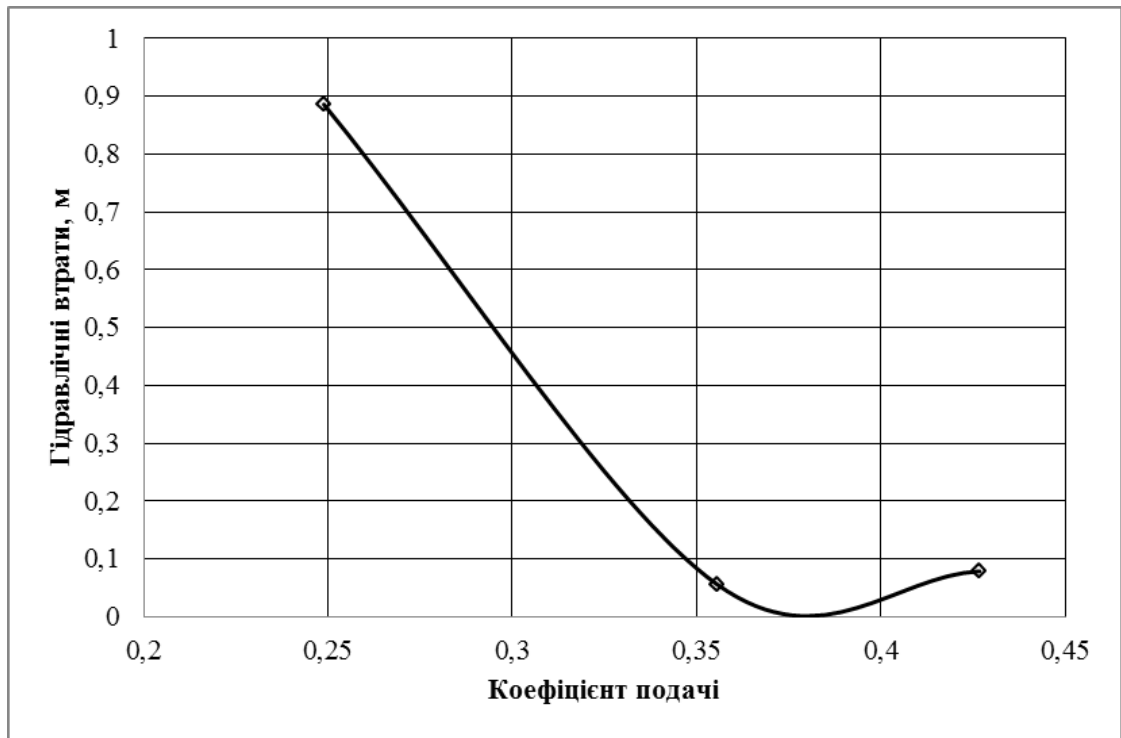


Рисунок 4.20 – Втрати напору в підвідному пристрої

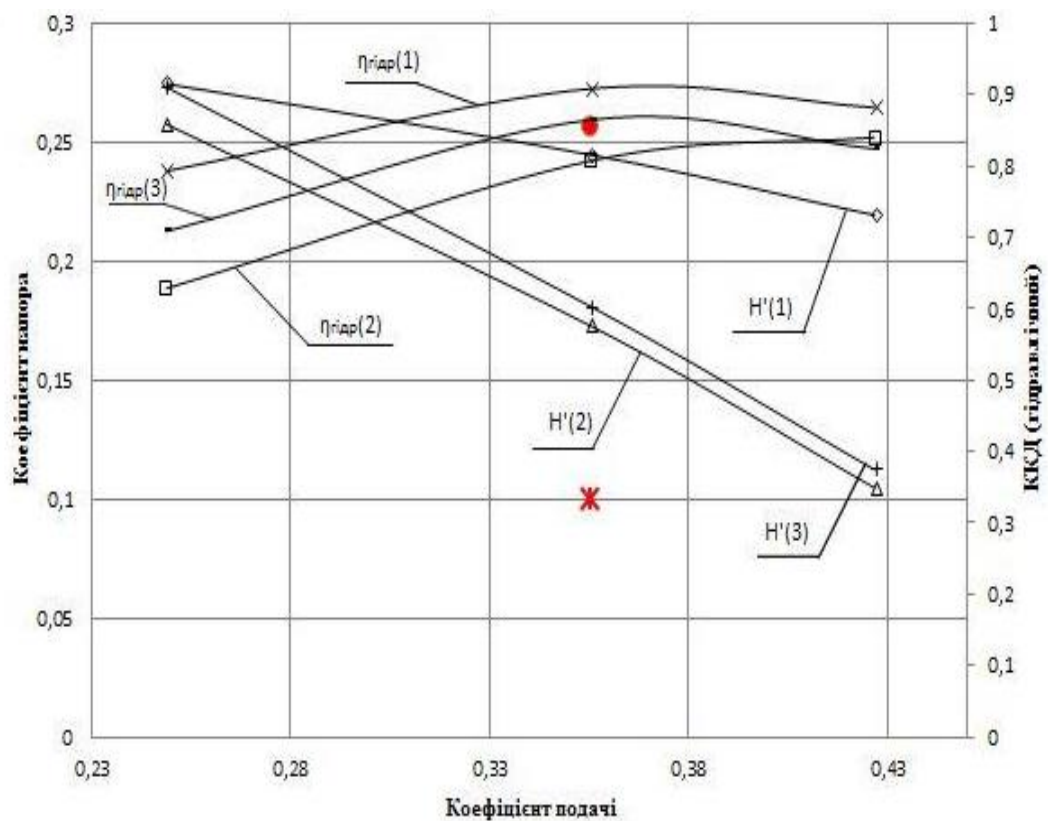


Рисунок 4.21 – Напірні та енергетичні характеристики досліджуваних проточних частин:

На рисунку 4.21 прийняті позначення  $H'(1)$  – коефіцієнт напору проточної частини типу НР з базовим підвідним пристроєм;  $H'(2)$  – коефіцієнт напору проточної частини типу НР з модернізованим підвідним пристроєм;  $H'(3)$  – коефіцієнт напору експериментальної проточної частини,  $\eta_{\text{гидр}}(1)$  – коефіцієнт корисної дії ККД (гідрравлічний) проточної частини типу НР з базовим підвідним пристроєм,  $\eta_{\text{гидр}}(2)$  – ККД (гідрравлічний) проточної частини типу НР з модернізованим підвідним пристроєм,  $\eta_{\text{гидр}}(3)$  – ККД (гідрравлічний) експериментальної проточної частини; ● – коефіцієнт корисної дії проточної частини типу РВ, Ж – напір проточної частини типу РВ в оптимальному робочому режимі.

Дані характеристики, показують, що використання проточної частини типу НР, а також модернізованого підвідного пристрою для неї дозволяють підвищити напір осьового хімічного насоса (в порівнянні з проточною частиною типу РВ) в 1,9 раз, а гідрравлічний коефіцієнт корисної дії – на 8 %.

Зважаючи на те, що від швидкості протікання робочого середовища в проточній частині насоса залежить швидкість кристалізації перекачуваного продукту (як зазначалося у попередніх розділах, швидкість необхідно знижувати), то ми не тільки підвищуємо енергетичну ефективність насоса, а й збільшуємо резерв його роботи до ремонту.

## 5 ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНОВИХОРОВИХ НАСОСІВ З КОМБІНОВАНИМ РОБОЧИМ ПРОЦЕСОМ

Вільновихорові насоси з комбінованим робочим процесом (власне вихоровий та лопатевий) порівняно зі звичайними вихоровими мають більшу напірність та енергоємність при збереженні здатності до перекачування твердих включень та рівня економічності (ККД). Дані характеристики забезпечуються за рахунок конструктивного рішення: висунання частини лопатей робочого колеса у вільну камеру насоса (рис. 5.1). Варіювання числом лопатей, висунутих у вільну камеру, та їх шириною дає можливість вносити немодельні зміни у проточну частину насоса з метою впливу на його робочу характеристику та забезпечення оптимального режиму роботи насоса у заданій гідравлічній системі.

З метою вивчення можливості використання вказаного підходу для регулювання режиму роботи вільновихорового насоса було проведено експериментальне дослідження насоса з комбінованим робочим процесом. Дослідження було реалізоване шляхом проведення багатofакторного експерименту [19, 20].

Дослідження проводилося при трьох частотах обертання ротора: 1500 об/хв, 2000 об/хв, 2250 об/хв. У якості параметрів варіювання було обрано наступні конструктивні фактори: кількість лопатей, висунутих у вільну камеру насоса (2, 4, 6); ширина лопатей, висунутих у вільну камеру насоса (від нуля до максимального значення); кут встановлення вхідної кромки лопаті, висунутої у вільну камеру. Основним досліджуваним параметром було вибрано відносне збільшення напору та подачі насоса при максимальному значення ККД.

## Рисунок 5.1 – Робоче колесо

### 5.1 Фізичний експеримент

Експериментальна частина досліджень проводилася на стенді кафедри ПГМ СумДУ, який дозволяв виконувати енергетичні випробування ВВН з різними робочими колесами.

### 5.2 Опис експериментального стенда

Для проведення випробувань було створено спеціальний випробувальний стенд, який працює за схемою із замкненим контуром циркуляції води. Зовнішній вигляд стенду наведений на рисунку 5.2. Принципову гідравлічну схему експериментального стенду наведено на рисунку 5.3. До його основного обладнання входили: експериментальний насос  $H$ , балансна машина постійного струму  $M$  потужністю до 24,5 кВт і частотою обертання 0 – 4500 об/хв., герметичний бак  $B$  ємністю 20 м<sup>3</sup>, витратомірний звужуючий пристрій  $BM$  з диференційним манометром  $MD$ . Витратомірний пристрій складався з діафрагми і ділянок трубопроводу визначеної довжини. Також до складу експериментального стенду входили: пульти керування, основні й допоміжні трубопроводи, вимірювальна (манометри  $MH1$ ,  $MH2$ ; вакуумметр  $B$ ,

тахометр  $T_X$ , термометр  $T$ ) і керуюча (засувки 31 – 35; вентилі  $BH1$ ,  $BH2$ ) апаратура.

Вимірювальна апаратура забезпечувала можливість зняття напірної, енергетичної і кавітаційної характеристик модельного насоса.

Під час експериментальних випробувань як робоче середовище було використано воду.

До складу вимірювальної апаратури експериментального стенду входили:

– диференційний манометр типу ДМП класу точності 0,4 з діапазоном вимірювання 0 – 0,6 МПа (ГОСТ 6521-72) – для визначення перепаду тиску на витратомірній діафрагмі;

– манометр зразковий МО класу точності 0,4 з діапазоном вимірювання 0 – 0,1 МПа (ГОСТ 6521-60) – для контролю тиску на вході у насос;

– манометр зразковий МО класу точності 0,15 з діапазоном вимірювання 0 – 0,4 МПа (ТУ 07-206-67) – для контролю тиску на виході з насоса;

– тахометр електронний моделі ТЕСА (ГОСТ 21339-75) класу точності 0,02 з діапазоном вимірювання від 50 до 9999 об/хв.;

– ваги загального призначення класу Г-4-1111.10 (ГОСТ 7329-82) – для вимірювання зусилля на плечі важеля мотор-вагів;

– термометр ртутний з ціною поділки 0,1 °С – для вимірювання температури води у системі.



Рисунок 5.2 – Експериментальний гідравлічний стенд

Рисунок 5.3 – Гідравлічна схема експериментального стенду

### 5.3 Методика проведення експерименту та обробки результатів дослідження

Методика випробувань і отримання напірних ( $H = f(Q)$ ) і енергетичних ( $N = f(Q), \eta = f(Q)$ ) характеристик ВВН аналогічна методиці проведення випробувань відцентрових насосів. Подача насоса визначалася, виходячи з отриманого перепаду тиску на стандартному звужуючому пристрої (діафрагмі), встановленому на напірному трубопроводі, і розраховувалася по формулі

$$Q = \frac{K}{\sqrt{\Delta p}}, \text{ м}^3/\text{ГОД}, \quad (5.1)$$

де  $K$  - коефіцієнт витрати звужуючого пристрою (діафрагми);  $K = 1,1078602$  (труба DN100);

$\Delta p$  - перепад тиску на діафрагмі, який вимірювався за допомогою диференційного манометра, кгс/см<sup>2</sup>.

Коефіцієнт витрати діафрагми  $K$  визначався методом проливання вимірювальної ділянки у зібраному стані на тарировочному стенді підприємства ПАТ «ВНДІАЕН» (м. Суми). Гранична відносна похибка тарировочного стенда – 0,3.

Напір насоса під час випробувань визначався як різниця питомих енергій рідини на виході і вході насоса за формулою

$$H = 0,002 \frac{P_{\text{вих}} - P_{\text{вх}}}{\rho} + 0,0827 \cdot \left( \frac{1}{d_{\text{вих}}^4 - d_{\text{вх}}^4} \right), \text{ м}, \quad (5.2.)$$

де  $P_{\text{вх}}, P_{\text{вих}}$  - показання манометрів на вході і виході насоса, кгс/см<sup>2</sup>;

$d_{\text{вх}}, d_{\text{вих}}$  - внутрішні діаметри вхідного і вихідного трубопроводів у місцях вимірювання тиску, м.

Потужність на валу насоса визначалася за допомогою балансирної машини і розраховувалася за формулою

$$N = M_{кр} \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi n l (F - F_0)}{3000}, \text{ кВт}, \quad (5.3)$$

д  $M_{кр}$  - крутний момент на валу двигуна, Н·м;

е

$l$  - довжина важеля балансирної машини, м;

$F$  - зусилля, яке вимірювалося на плечі важеля, Н;

$F_0$  - початкове зусилля на плечі важеля, включаючи зусилля,

викликані вентиляційними втратами на тертя в ущільненні і підшипниках балансирної машини, Н;

$n$  - частота обертання вала, об/хв.

Довжина важеля  $l = 1,160$  м була визначена за методикою ПАТ «ВНПАЕН» (м. Суми).

ККД насоса під час випробувань визначали за формулою

$$\eta = 0,981 \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{N}, \%, \quad (5.4)$$

Випробування проводилися при частотах обертання вала 1500 об/хв. і 2250 об/хв., які потім приводилися до частоти обертання 3000 об/хв. за формулами подібності:

— подача

$$Q = Q_M \cdot \frac{n}{n_M}; \quad (5.5)$$

— напір

$$H = H_M \cdot \left( \frac{n}{n_M} \right)^2; \quad (5.6)$$

— потужність

$$N = N_M \cdot \left( \frac{n}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_M}; \quad (5.7)$$

– ККД

$$\eta = \eta_M. \quad (5.8)$$

Порівняльні характеристики насоса, отримані при частотах обертання 1500 об/хв., 2250 об/хв. і приведені до частоти обертання 3000 об/хв (рис. 5.5) показали, що співпадіння кривих залежності напору, потужності і ККД від подачі насоса знаходяться у межах припустимої похибки вимірювання і його можна вважати задовільним.

#### 5.4 Оцінювання похибки проведення експерименту

Результат будь-якого вимірювання містить у собі похибки різної природи. Оцінювання відхилення вимірюваного значення від його дійсної величини повинно входити у завдання кожного вимірювання.

Розрахунок похибки вимірювань проводився з урахуванням випадкової й систематичної похибок

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}, \%, \quad (5.9)$$

д  $\sigma_S$  - систематична похибка вимірювань, %;

е

$\sigma_R$  - випадкова похибка вимірювань, %.

Систематична похибка приладу  $\sigma_S$  визначається на основі теореми малих вибірок

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_0^2}, \%, \quad (5.10)$$

д  $\sigma_A$  - похибка приладу, %;

е

$\sigma_0$  - похибка зчитування, %.

## 5.5 Випадкові похибки вимірювань

Випадкова похибка визначається за теоремою малих вибірок. З метою виключення випадкових похибок виконувалося не одне, а декілька вимірювань. Необхідна кількість вимірювань на кожному етапі досліджень визначалася згідно з рекомендаціями. Для досягнення відносної похибки результатів 5 – 10 % при довірчій вірогідності  $\alpha = 0,9 - 0,95$  з урахуванням похибки Стюдента на кінцеву кількість дослідів, необхідно виконати не менше 5, але не більше 18 вимірювань на одному рівні факторів, які контролюються.

Для одного й того ж значення фактора найбільш вірогідне значення вимірюваної величини  $\bar{y}$  з  $n$  вимірюваннями, яке є середньоарифметичним значенням для прийнятого «нормального» закону розподілення похибки визначалося за формулою

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}, \quad (5.11)$$

д  $\bar{y}$  - найбільш вірогідне значення вимірюваного параметра;

е

$y_i$  - значення  $i$ -го вимірювання;

$n$  - кількість вимірювань.

Похибка вимірювань оцінювалася його середньоквадратичною похибкою (дисперсією відтворюваності)

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{n-1}}. \quad (5.12)$$

За критерієм Граббса  $t = \frac{|\bar{y} - y_i|}{S}$  визначалися грубі вимірювання, для яких розрахункове значення критерію перевищувало табличне  $t_{\alpha, n}$ . Після цього грубі вимірювання виключалися, знову визначалися значення  $\bar{y}$  і оцінювалася його дисперсійна відтворюваність

$$\sigma_R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{(n-1)n}} \quad (5.13)$$

Довірчий інтервал для усіх вимірюваних величин визначався, виходячи з рівня довірчої вірогідності

$$\Delta \bar{y} = t_{\alpha, n} \cdot \sigma_R^2, \quad (5.14)$$

де  $t_{\alpha, n}$  - коефіцієнт Стюдента.

е

Для довірчої вірогідності  $\alpha = 0,95$ , з числом вимірювань  $n = 5$  коефіцієнт  $t_{\alpha, n} = 2,8$ .

Кінцевий результат мав наступний вигляд

$$y = \bar{y} \pm \Delta \bar{y} \quad (5.15)$$

Оцінка випадкових похибок вимірюваних параметрів наведена у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Випадкові похибки вимірювань

Вимірюваний параметр, розмірність	Надлишковий тиск на вході, $p_{M1}$ , кПа	Надлишковий тиск на виході, $p_{M2}$ , кПа	Різниця статичного напору на діафрагмі $\Delta p_d$ , кПа	Частота обертання $n$ , об/хв.
Вимірювана величина	27,7	242	34,3	2256
	24,5	240	35,0	2260

	24,6	239	34,1	2257
	24,4	240	34,5	2258
	24,2	241	35,2	2260
Математичне очікування	24,48	240,40	34,62	2258,20
Середньоквадратична похибка, $S$	0,192	1,140	0,466	1,789
Дисперсія відтворюваності, $\sigma_R$	0,086	0,510	0,208	0,800
Довірчий інтервал, $\Delta y$	0,241	1,428	0,583	2,240

### 5.6 Систематичні похибки вимірювань

Визначення похибок вимірювань і розрахунків параметрів досліджуваних ВВН (напору, подачі, потужності й ККД) проводилось за загальноприйнятими рекомендаціями.

Під час визначення похибок непрямих вимірювань закон розподілу помилок приймався рівним нормальному, оскільки ці вимірювання є функціями цілого ряду величин.

#### 1. Похибка визначення подачі насоса

Відносна гранична похибка визначення подачі розраховувалася за формулою

$$\Delta Q = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \%, \quad (5.16)$$

д  $\delta Q$  - відносна гранична похибка вимірювання подачі, %;

е

$\delta n$  - відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання, %.

Відносна похибка вимірювання частоти обертання визначалася за формулою



$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \cdot 100, \%, \quad (5.17)$$

д  $\Delta n$  - абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання,  
е  
об/хв.

Відносна гранична похибка вимірювання подачі при використанні діафрагми визначалася за залежністю

$$\delta Q = (2\sigma_Q + \delta L), \%, \quad (5.18)$$

д  $\sigma_Q$  - середньоквадратична відносна похибка вимірювання подачі, %;  
е

$\delta L$  - похибка, викликана впливом зменшення довжини прямої ділянки трубопроводу перед звужуючим пристроєм (у даному випадку  $\delta L = 0$ ).

Значення середньоквадратичної відносної похибки вимірювання подачі  $\sigma_Q$  визначалося за формулою:

$$\delta Q = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_{KRe}^2 + 0,25 \cdot (\sigma_{\Delta p}^2 + \sigma_p^2)}, \%, \quad (5.19)$$

д  $\sigma_a$  - середньоквадратична відносна похибка визначення  
е  
коефіцієнту звужуючого пристрою, %;

$\sigma_{KRe}$  - середньоквадратична відносна похибка визначення  
коефіцієнту кореляції витрати на число Рейнольдса, %;

$\sigma_{\Delta p}$  - середньоквадратична відносна похибка вимірювання перепаду тиску на звужуючому пристрої, %;

$\sigma_\rho$  - середньоквадратична відносна похибка вимірювання густини рідини, %.

## 2. Похибка визначення напору насоса

Відносна гранична похибка визначення напору насоса визначалася за формулою:

$$\Delta H = \sqrt{\delta H^2 + 4 \cdot \delta n^2}, \%, \quad (5.20)$$

д  $\delta H$  - відносна гранична похибка вимірювання напору, %.

е

Відносна гранична похибка вимірювання напору визначалася за формулою, %:

$$\delta H = \frac{1}{H} \cdot \left[ \left( \frac{0,102}{\rho} \right)^2 \cdot [(\delta_{PM2} \cdot P_{M2})^2 + (\delta_{PM1} \cdot P_{M1})^2] + \left( \frac{0,102}{\rho} \right)^2 \cdot (P_{M2} - P_{M1})^2 \cdot \delta \rho^2 + 0,1654^2 \cdot \left( \frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) \cdot Q^4 \cdot \delta Q^2 \right]^{1/2} \quad (5.21)$$

д  $Q$  - вимірювана подача, м<sup>3</sup>/с;

е

$H$  - напір насоса, м;

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

$\delta_{PM1}$  і  $\delta_{PM2}$  - відносні граничні похибки приладів для вимірювання відповідно тисків на вході і на виході насоса, %;

$P_{M1}$  і  $P_{M2}$  - показання приладів, які вимірюють тиск на вході і на виході насоса, Па;

$d_1$  і  $d_2$  - діаметри трубопроводів на вході і на виході у місцях

відбору тиску, м;

$\delta \rho$  - відносна гранична похибка визначення густини

рідини, %;

$\delta Q$  - відносна гранична похибка визначення подачі насоса, %.

### 3. Похибка визначення споживаної потужності на валу насоса.

Відносна гранична похибка визначення потужності на валу насоса при використанні балансирного двигуна визначалася за формулою:

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100\psi_F}{F}\right)^2 + 4 \cdot \delta n^2 + \delta F^2 + \delta l^2}, \%, \quad (5.22)$$

д  $\psi_F$  - межа чутливості балансирної машини, Н;  
е

$F$  - значення вимірюваного зусилля, Н;

$\delta F$  - відносна гранична похибка вимірювання зусилля за допомогою зважувального пристрою, %;

$\delta l$  - відносна гранична похибка вимірювання плеча важеля

балансирної машини, %.

### 4. Похибка визначення ККД насоса

Відносна похибка визначення ККД насоса розраховувалася за формулою

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2}, \%. \quad (5.23)$$

Середньоквадратична відносна похибка прямих і непрямих вимірювань визначалася за формулою:

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{2}, \%, \quad (5.24)$$

д  $\varepsilon$  - відносна гранична похибка вимірюваного параметра.  
е

Похибки прямих і непрямих вимірювань, які проводилися у дослідженні, наведені у таблицях 5.2 і 5.3. Проведені розрахунки похибок результатів випробувань свідчать, що контрольно-вимірювальні засоби і методика випробувань забезпечували необхідну точність проведення експериментів.

Таблиця 5.2 – Похибки непрямих вимірювань

№ з/п	Величина, розмірність	Середній рівень значення параметра	Відносна гранична похибка, %	Припустима гранична похибка, %
1	Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /с	0,0182	0,98	3,0
2	Напір $H$ , м	21	1,09	3,0
3	Потужність $N$ , кВт	7,5	0,46	3,0
4	ККД $\eta$ , %	50	1,54	5,0

Таблиця 5.3 – Похибки прямих вимірювань

№ з/п	Вимірюваний параметр, розмірність	Середній рівень значень параметра	Абсолютна гранична похибка	Відносна гранична похибка	Середньоквадратична відносна похибка
1	Надлишковий тиск на вході $P_{M1}$ , кПа	24	0,4	1,67	0,83
2	Надлишковий тиск на виході $P_{M2}$ , кПа	240	0,15	0,062	0,031
3	Різниця статичного напору на діафрагмі $\Delta H$ , м	34,3	0,4	1,16	0,58
4	Частота обертання $n$ , об/хв.	2250	2,0	0,089	0,044
5	Маса врівноважуючого вантажу $F$ , Н	27,5	0,1	0,36	0,18
6	Довжина важеля $l$ , м	1,16	0,001	0,086	0,043
7	Температура води, град (С)	20	0,2	1,0	0,5

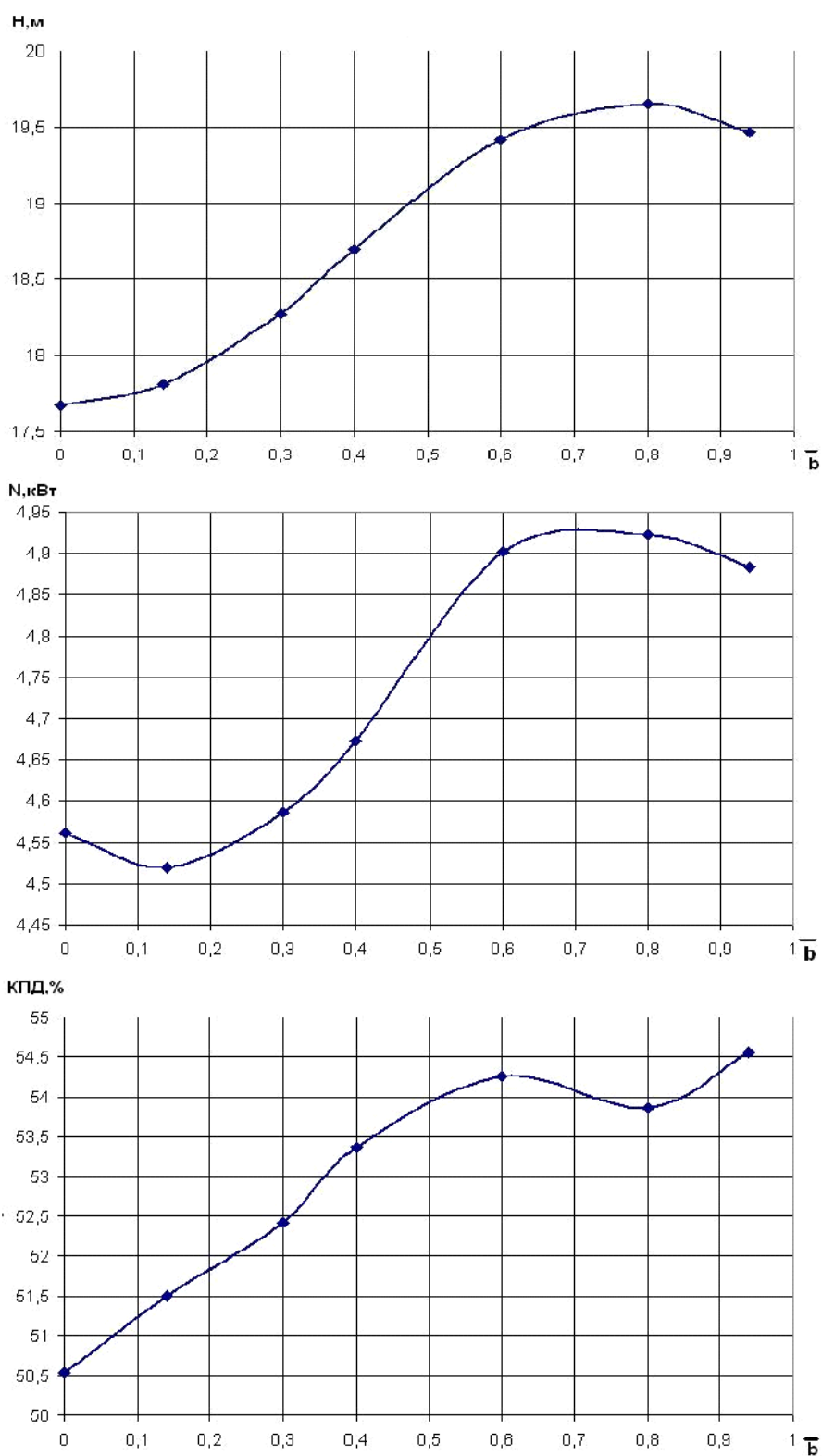


Рисунок 5.4 – Зміна оптимальних параметрів насоса при підрізанні робочого колеса

## 5.7 Оцінювання технічного рівня

Оцінювання технічного рівня спроектованого насоса по відношенню до насоса-аналога виконувалось у відповідності до.

Під час проведення оцінювання технічного рівня продукції визначають відповідність встановленим нормам сукупності:

- значень найбільш важливих вимірюваних (розрахункових) одиничних показників якості продукції;
- значень групового показника якості продукції, отриманого шляхом встановлення функціональної залежності;
- значень узагальненого показника якості продукції у частках одиниці або у стобальній шкалі.

Для вільновихорєвих насосів (динамічного типу) основними показниками якості будуть наступні:

- подача;
- напір;
- частота обертання;
- коефіцієнт корисної дії;
- припустимий кавітаційний запас (припустима вакуумметрична висота усмоктування або підпір);
- маса (питома матеріаломісткість);
- встановлений ресурс (до капітального ремонту або до списування).

## 6 БАЛАНС ЕНЕРГІЇ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО АГРЕГАТУ-ГІДРОМЛИНА

### 6.1 Багатофункціональний агрегат-гідромлин

Багатофункціональний агрегат-гідромлин являє собою машину, в проточній частині якої одночасно відбувається декілька процесів, а саме: подрібнення, перемішування, підігрів та перекачування. Багатофункціональність гідромлина надає можливості його широкого застосування в різноманітних технологічних процесах, перебіг яких пов'язаний з необхідністю реалізації основних для нього процесів: по-перше, це процес подрібнення сировини в рідкому середовищі; по-друге, забезпечення високого ступеня однорідності отриманої гідросуміші; по-третє, це транспортування готового продукту. Крім того, ряд технологічних процесів наряду з перемішуванням супроводжується підігрівом робочого середовища. На сьогодні переважна більшість подібних технологічних процесів різних виробництв використовує на кожному з перелічених етапів однофункціональне обладнання. Внаслідок застосування такого підходу спостерігається дещо завищене сумарне енергоспоживання обладнання. До того ж додаткове обладнання в будь-якій технологічній лінії призводить до певних витрат, що пов'язані насамперед із його обслуговуванням. Таким чином, реалізація принципу багатофункціональності машини дозволить скоротити зазначені витрати на виробництві.

### 6.2 Баланс енергії БАГМ

Оскільки багатофункціональний агрегат реалізує в собі декілька функцій, то важливим є розуміння, як перерозподіляється енергія, що ним споживається. Іншими словами, важливим етапом у розробленні багатофункціонального

гідромлина є чітке усвідомлення того, яка питома частка енерговитрат припадає на кожну з його функцій. Принцип розподілу енерговитрат між функціями гідромлина передбачає домінування функції подрібнення та створення умов для найбільш ефективного перебігу цього процесу в проточній частині машини. Що стосується функцій, які реалізують процеси перемішування, перекачування та підігріву, в концепції БАГМ вони розглядаються як допоміжні, тому питома частка енерговитрат на них істотно менша, ніж на основну функцію.

У загальному випадку, виходячи з принципу багатофункціональності гідромлина, його енергоспоживання можемо записати таким чином:

$$\begin{aligned} N &= N_{ФРП} + N_{П} + N_{МЕХ}; \\ N_{ФРП} &= N_{ВРП} + N_{Н}, \end{aligned} \quad (6.1)$$

де  $N_{ФРП}$  – потужність, що споживається на формування робочого процесу, Вт;

$N_{ВРП}$  – потужність, що споживається на створення вихрового робочого процесу під час роботи гідромлина на однофазному робочому середовищі, Вт;

$N_{Н}$  – потужність, що споживається на перекачування робочого середовища, Вт;

$N_{П}$  – потужність, що споживається на процес подрібнення, Вт;

$N_{МЕХ}$  – потужність, що витрачається на тертя у вузлах агрегату (підшипники та ущільнення), Вт.

Зауважимо, що саме величина потужності формування робочого процесу ( $N_{ФРП}$ ) може бути розрахована згідно з розробленою моделлю, яка наведена у [21].

### 6.3 Аналіз складових балансу енергії БАГМ

Під поняттям потужності, що витрачається на формування вихрового робочого процесу ( $N_{ВРП}$ ), потрібно розуміти енерговитрати, спрямовані на створення певних умов для забезпечення найбільш ефективного проходження процесу подрібнення. Зауважимо, що зазначені умови формуються виключно



рідкою фазою робочого двофазного середовища. Детальний опис формування вихрового робочого процесу наведений у [21], де, шляхом аналізу поданої візуалізації робочого процесу, що відбувається в проточній частині гідромлина на однофазному робочому середовищі, були визначені передумови для ефективного перебігу процесу гідроподрібнення. Крім того, формування інтенсивної вихрової структури потоку сприяє також і реалізації процесу перемішування. Таким чином, складова енерговитрат, що споживається на формування вихрового робочого процесу, забезпечує дві функції гідромлина, а саме: гідроподрібнення та перемішування робочого середовища.

Для виявлення питомої частки описаних енерговитрат достатнім буде проаналізувати результати фізичного дослідження БАГМ, що проводилося на однофазному середовищі. Відмітимо, що потужність гідромлина при його роботі на однофазному середовищі, яка представлена функцією від його подачі, за своєю суттю це величина потужності, що витрачається на формування робочого процесу ( $N_{ФРП}$ ). Для проведення правильного розчленування описаної величини потужності на її складові (тобто на  $N_{ВРП}$  та  $N_H$ ), необхідно чітко знати величину енерговитрат, що йде на перекачування робочого середовища ( $N_H$ ). Визначити останню величину можна шляхом використання класичного методу для обчислення гідравлічної енергії, що застосовується для динамічних насосів [22]. Таким чином, можемо записати

$$N_H = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q, \quad (6.2)$$

де  $\rho$  – густина робочого середовища, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$H$  – рапір гідравлічної машини, м;

$Q$  – витрата гідравлічної машини, м<sup>3</sup>/с.

Розглянемо результати обробки фізичного експерименту базової конфігурації проточної частини гідромлина (тобто  $D = 190$  мм,  $z_p = z_{cm} = 16$  шт.,  $h = 1$  мм та  $b = 45$  мм) при частоті обертання ротора  $n = 3000$  об/хв на однофазному робочому середовищі, що зображені на рисунку 6.1.

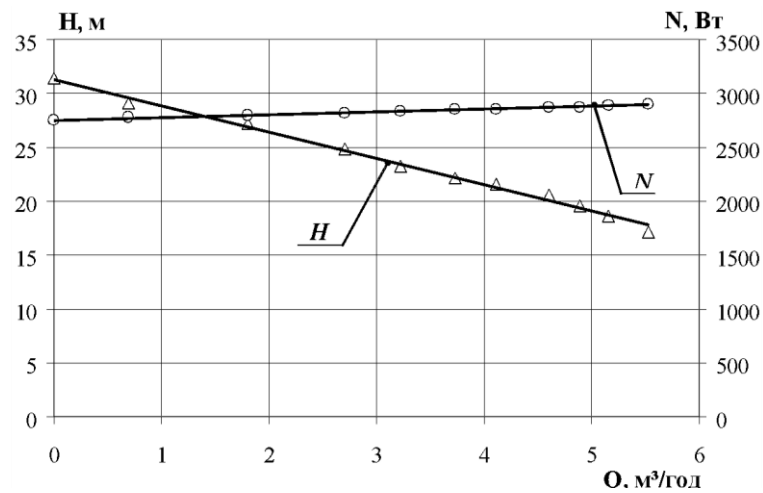


Рисунок 6.1 – Залежність  $N = f(Q)$  та  $H = f(Q)$  при  $n = 3000$  об/хв

Використовуючи значення величини напору для підстановки їх у формулу (6.2), в результаті отримаємо ряд значень величини потужності, що витрачається на перекачування робочого середовища.

За отриманими значеннями побудуємо залежність потужності перекачування ( $N_H$ ) від подачі гідромліна та порівняємо її з відповідною залежністю потужності  $N_{ФРП}$ , що зображено на рисунку 6.1. Таке порівняння (рис. 6.2) дасть змогу визначити питому частку потужності, що витрачається на формування вихрового робочого процесу ( $N_{ВРП}$ ).

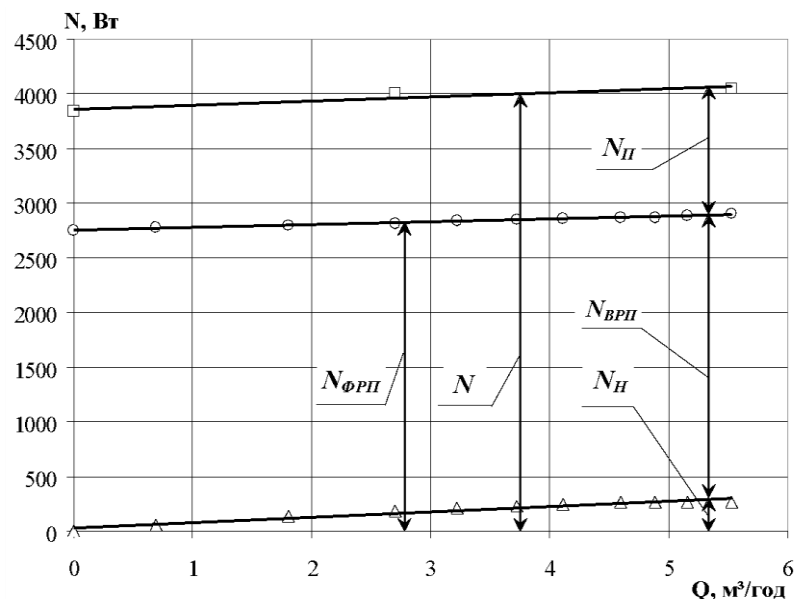


Рисунок 6.2 – Місцезнаходження складових балансу енергії БАГМ на діаграмі залежності величини потужності від подачі

Аналізуючи результати порівняння, можемо однозначно визначити, що величина потужності на перекачування ( $N_H$ ) становить 10 % від величини потужності  $N_{ФРП}$ , у той час як 90 % припадає на потужності формування робочого процесу ( $N_{ВРП}$ ).

Розглянемо наступну складову балансу енергії БАГМ (1.1), що витрачається на реалізацію процесу подрібнення твердої фракції у двофазному робочому середовищі ( $N_{II}$ ). Для визначення питомої частки енергії, що припадає на процес гідроподрібнення, необхідним є розглянути результати роботи гідромлина на двофазному середовищі.

Скористаємося даними, отриманими під час роботи гідромлина на гідросуміші зерно-вода у пропорції 1:3. Зерно представлене злаковою культурою – пшеницею. Випробування проходили на спеціально розробленому та змонтованому для цієї мети дослідному стенді, принципова схема якого та фото подані на рисунку 6.3.

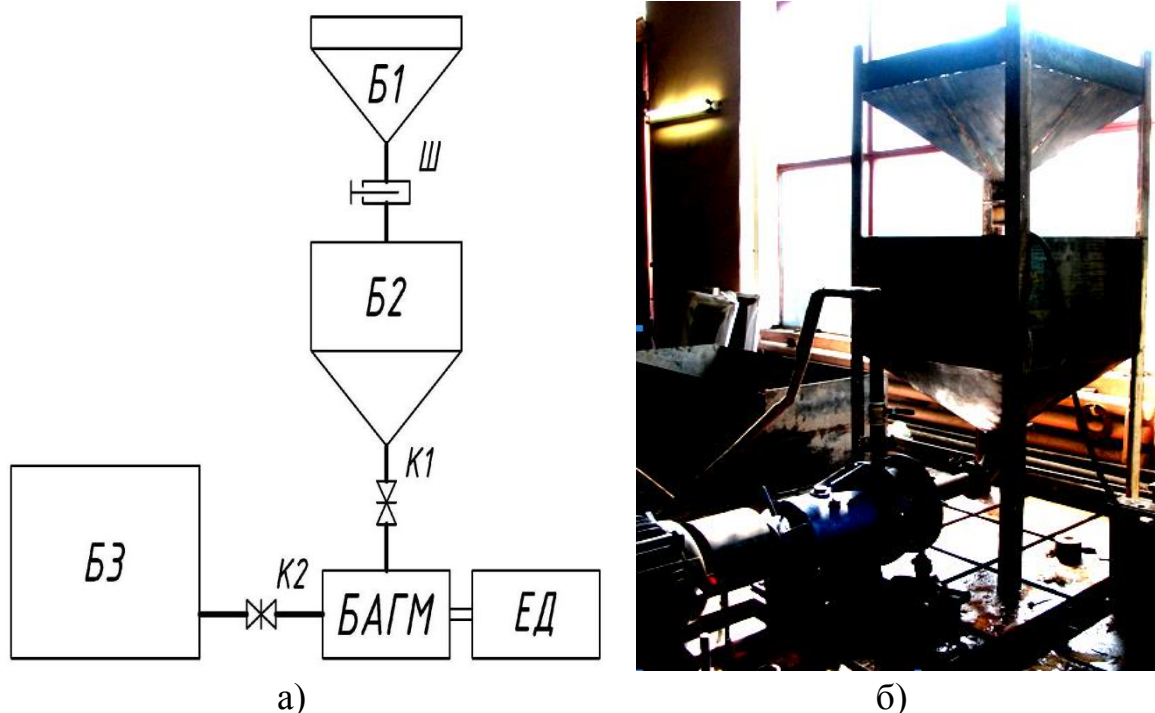


Рисунок 6.3 – Стенд для дослідження роботи БАГМ на двофазному середовищі: а) принципова схема стенда; б) фото стенда

Дослідження відбувалися в лабораторних умовах кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету. Умовні позначення стенда наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Умовні позначення принципової схеми стенда

Умовне позначення	Назва	Кількість	Примітка
ЕД	Асинхронний двигун	1	–
БАГМ	Гідромлин	1	–
Б1	Бак із зерном	1	Об'єм 0,3 м <sup>3</sup>
Б2	Бак із водою	1	Об'єм 1,2 м <sup>3</sup>
Б3	Бак готового замісу	1	Об'єм 1,7 м <sup>3</sup>
К1	Кран відсічний	1	Ду40
К2	Кран для регулювання витрат	1	Ду40
Ш	Шибер	1	–

Випробування проходили таким чином. Відкривається кран К1 та запускається агрегат БАГМ. Після відкриття засувки шибера Ш з бака Б1 починає сипатися зерно в бак Б2, звідки гідросуміш (зерно – вода 1:3) потрапляє у проточну частину БАГМ. Регулювання подачі гідромлина відбувалось краном на виході з проточної частини машини К2. Відмітимо, що замір величини потужності відбувався електричним способом за допомогою мультиметра DMK-21. Таким способом були отримані дослідні точки (при відкритому К2, закритому та проміжному положеннях).

Після аналізу оброблених результатів побудовано залежність величини потужності, що містить у собі всі складові балансу енергії (6.1) (крім механічної потужності  $N_{MEH}$ , що врахована характеристикою холостого ходу), від подачі гідромлина (див. рис. 6.2).

Відмітимо, позначення на рисунку 6.2 повністю узгоджене з позначенням у системі рівнянь балансу енергії БАГМ (6.1).

Аналізуючи отримані результати, виявлено, що питому частку величини потужності, яка спрацьовується на процес подрібнення ( $N_{\Pi}$ ), доцільно виразити у відсотковому відношенні до величини потужності, яка витрачається на формування робочого процесу в проточній частині гідромлина ( $N_{ФРП}$ ). Таким чином, встановлено, що потужність подрібнення ( $N_{\Pi}$ ) під час роботи гідромлина на гідросуміші пшениця – вода (1:3) становить 40 % від потужності формування робочого процесу ( $N_{ФРП}$ ). Тобто можемо записати:  $N_{\Pi} = 40\%N_{ФРП}$ . Звичайно, під час роботи гідромлина на будь-якому іншому двофазному робочому середовищі величина відсоткового значення зміниться. Аналогічно подамо і величину потужності на перекачування робочого середовища:  $N_H = 10\%N_{ФРП}$ . Зазначимо, що в балансі енергії (6.1) складова механічної потужності ( $N_{МЕХ}$ ) залежно від конструкції не перевищує 3 % від  $N_{ФРП}$ , тобто  $N_{МЕХ} = 3\%N_{ФРП}$ .

Таким чином, всі складові компоненти балансу енергії БАГМ, що наведені у виразі (6.1), подані у відсотковому відношенні до величини потужності ( $N_{ФРП}$ ), яку можна визначити згідно з моделлю робочого процесу гідромлина. Виходячи з останнього висновку, можемо подати баланс енергії БАГМ у схематичній інтерпретації – рисунок 6.4, де умовно показані питомі частки всіх його складових величин потужності.

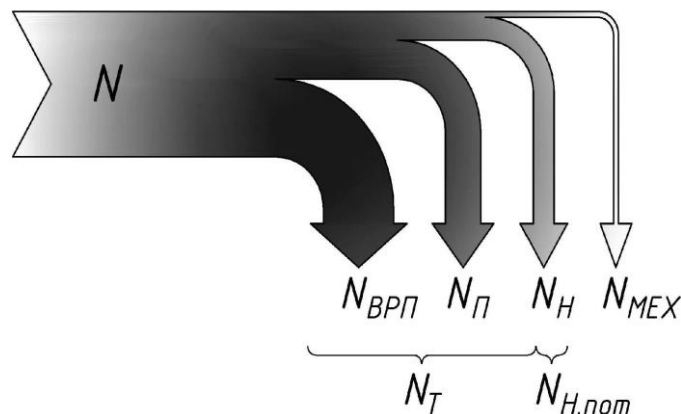


Рисунок 6.4 – Схематичне зображення балансу енергії БАГМ

На наведеному рисунку 6.4 умовно показано, що величини потужностей, які витрачаються на формування вихрового робочого процесу ( $N_{ФРП}$ ), на реалізацію процесу подрібнення та на кінематичну складову потужності перекачування ( $N_{Н.кин} = N_H - N_{Н.ном}$ ), частково спрацьовуються у внутрішню енергію робочого середовища, що призводить до його підігріву. Відмітимо, що ця теплова енергія багатофункціональним гідромлином у ряді випадків використовується корисно.

Враховуючи останнє твердження, відмітимо, що багатофункціональний агрегат-гідромлин не належить до класу енергетичних машин. Саме тому є недоцільним використовувати для характеристики ефективності БАГМ такий показник, як ККД. Для багатофункціональних машин більш доцільними характеристиками ефективності є масогабаритні показники, питомі енергетичні показники (витрата потужності на одиницю маси середовища при заданих якісних показниках), показники інтенсивності обробки.

Результати проведених лабораторних експериментів на двофазному робочому середовищі, що встановили відсоткову частку на потужність подрібнення, були підтвержені даними, отриманими під час роботи промислових зразків на зерновій суміші того самого складу. Промислові випробування відбувалися в умовах спиртового заводу ДП «Сумиспирт» та в умовах агрокомплексу ЗАТ «Маяк». Крім того, були отримані дані під час роботи гідромлина на гідросумішах, що мали у своєму складі інші зернові культури та відрізнялися концентрацією твердої фази (табл. 6.2).

До того ж було встановлено значення потужності, що витрачається на подрібнення у процесі приготування біодобавок ліквіфос-стронгу (див. табл. 6.2). Названі випробування проводилися на базі підприємства ТОВ «Біохем ЛТД».

З поданих у табл. 6.2 даних бачимо, що при зміні компонентів та їх питомої частки у складі двофазного робочого середовища величина потужності, що витрачається на процес подрібнення, може змінюватися.

Таблиця 6.2 – Питома частка потужності подрібнення  $N_{II}$  під час роботи БАГМ на деяких сумішах

Найменування твердого включення	Вміст твердого включення, %	Готовий продукт	$N_{II}$ , %
Зерно пшениці	30	Зерновий заміс	40
Зерно кукурудзи	30	Зерновий заміс	43
Зерно пшениці	20	Зерновий заміс	29
Зерно кукурудзи	20	Зерновий заміс	32
Оксиди Zn, Fe, Cu	20	Біодобавки	17

Тому, говорячи про складову балансу енергії  $N_{ФРП}$ , необхідно розглядати конкретну гідросуміш, що обробляється гідромлином в умовах конкретної технологічної лінії.

Таким чином, запропонований підхід, що дозволяє визначити енергетичний баланс багатофункціонального агрегату-гідромлина. Подані всі складові енергії БАГМ у відсоткових співвідношеннях до величини потужності, яку можна розрахувати за допомогою розробленої моделі робочого процесу. Виявлено значення питомої частки потужності, що витрачається на подрібнення, для деяких видів гідросумішей.

## 7 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ

### 7.1 Уточнення фізичної моделі робочого процесу ВВН. Оцінка впливу поперечних вихорів на процес передачі енергії у ВВН

У ході виконання роботи була уточнена фізична модель робочого процесу ВВН типу «Turo» як гідромашини вихрового принципу дії. Відомо [23, 24], що підвищення тиску в проточній частині вихрових машин обумовлене, в основному, турбулентним обміном і утворенням великих вихрових структур. Теоретично й експериментально [25, 26] доведеним є факт існування циркуляційного (поздовжнього) вихору і показана його роль при здійсненні робочого процесу у ВВН. О. Байбаків у роботі [27] указує, що в каналі вихрового насоса енергія може передаватися рідині не тільки поздовжнім вихором, але й поперечними вихорами, що виникають за вхідною частиною кромки лопатей РК. Припущення про передачу енергії у ВВН за рахунок поперечних вихорів було висловлено і В. Германом [25], але перевірка цього припущення не проводилася.

У зв'язку із цим представилося можливим при виконанні даної роботи розрахунковим і експериментальним шляхом провести перевірку впливу поперечних вихорів, що сходять із кромки лопатей РК, на характеристики ВВН і оцінити їхній вплив на робочий процес цих насосів.

Віддаючи собі звіт про рівень складності механізму виникнення й взаємодії поперечних вихорів у даному насосі, перед авторами стояло завдання уточнення існуючих уявлень про фізичну картину течії у вільній камері ВВН типу «Turo», а не розкриття повної сутності цього явища.

Передача енергії поперечними вихорами (рис. 7.1) у вихровому насосі вперше була виявлена Г. Березнюком і надалі описана О. Байбаковим [25].



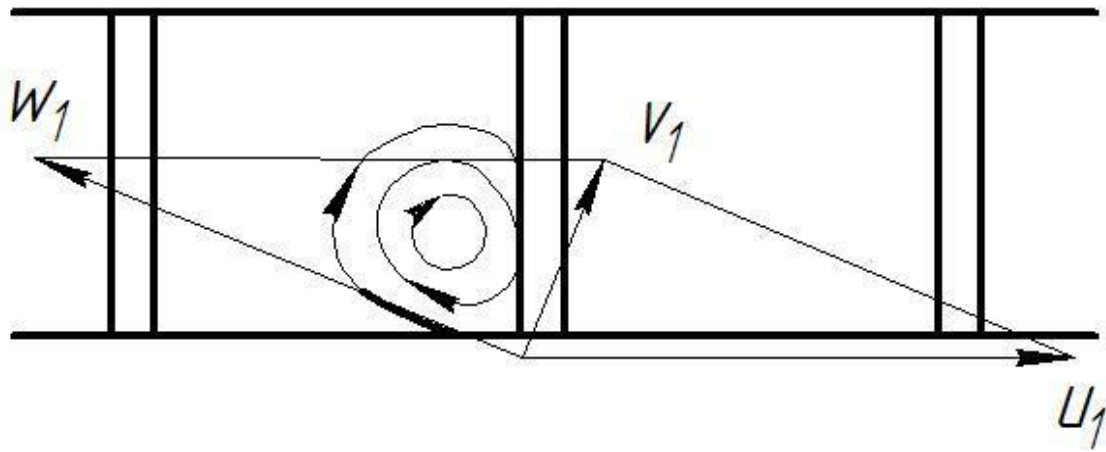


Рисунок 7.1 – Поперечний вихор

Поперечні вихори, що утворилися, згодом відриваються від лопатей колеса й рухаються з потоком. Додаткова передача енергії можлива тільки у випадку, якщо поперечний вихор буде віднесений потоком безпосередньо у вільну камеру. При цьому, маючи швидкість більше, ніж швидкість рідини в камері, він передає частину своєї енергії (кількість руху) рідині у вільній камері. Якщо вихор буде віднесений усередину РК, додаткової передачі енергії не відбудеться.

Умови виникнення й відриву поперечних вихорів, а також їх вплив на характеристики насоса залежать від кутів натікання потоку, тобто від форми вхідної кромки лопаті РК. З метою перевірки цього припущення було виконано чисельне й фізичне дослідження ВВН із округленими торцями лопатей РК із робочої і тильної сторони [28].

Дослідження проводилися на експериментальному стенді кафедри ПГМ СумДУ на робочих колесах з 10-ма радіальними лопатями. Кут установки лопаті колеса на виході рівнявся  $\beta = 90^\circ$ . Робоча частота обертання насоса –  $n = 2250$  об/хв. Для даного РК по черзі виконувалися скруглення з робочої і тильної сторони лопатей (рис. 7.2 , рис. 7.3).

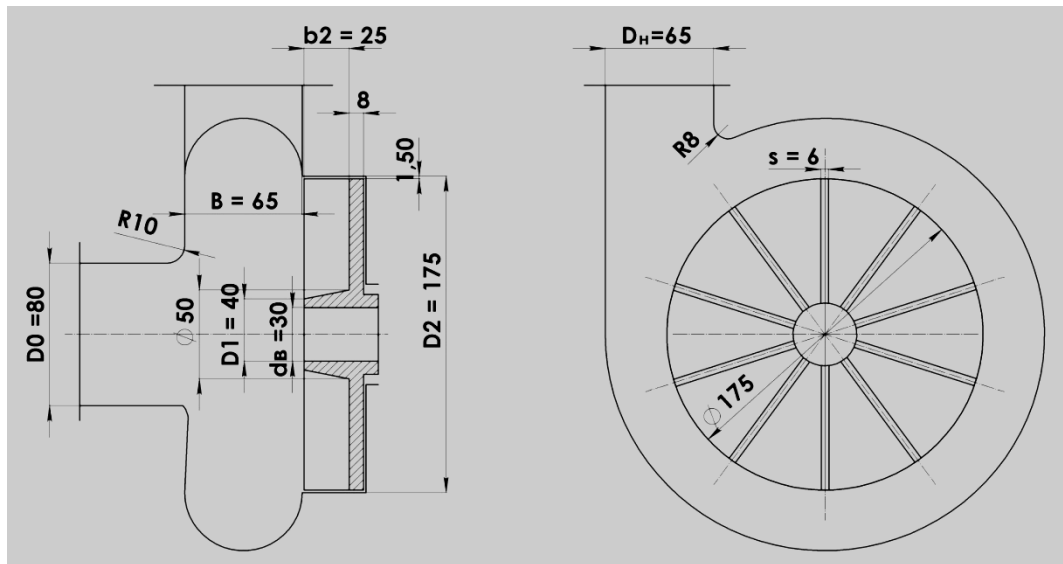


Рисунок 7.2 – Експериментальний ВВН 60-20

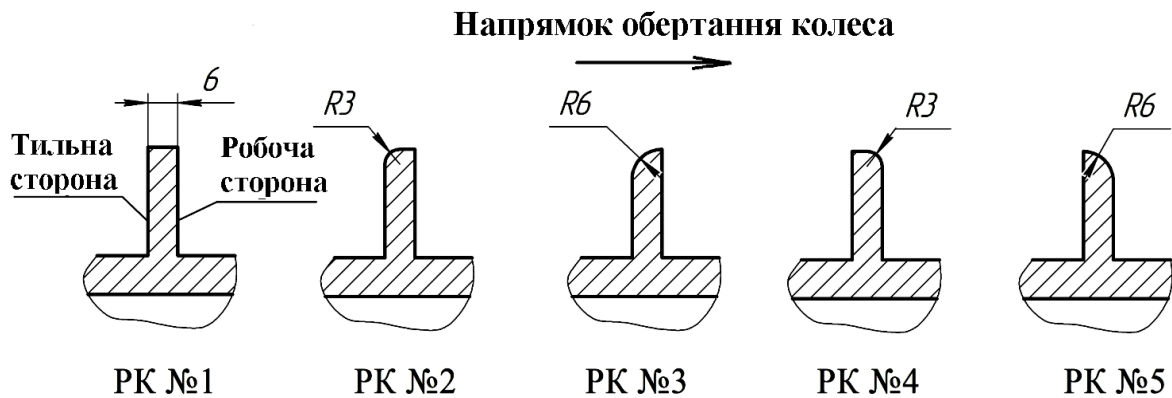


Рисунок 7.3 – Варіанти випробуваних робочих коліс

Аналізуючи отримані в ході проведення натурних випробувань результати (рис. 7.4), можна стверджувати, що скруглення торців лопатей колеса впливає на напірну й енергетичну характеристики насоса. Скруглення лопатей з тильної сторони (варіанти коліс № 2 і 3) впливає і призводить до збільшення напору в порівнянні з вихідним варіантом ПК № 1 на 3,6 %. При цьому ККД для ПК № 2 і 3 збільшився на 3 %. У випадку скруглення гострої кромки з робочої сторони лопаті (ПК № 4 і 5), напір насоса знизився на 3,4 %. ККД для даних варіантів коліс практично не змінився. При виконанні часткового (ПК № 2) або повного (ПК № 3) скруглення гострої кромки крива

ККД на подачах, більших оптимальної, має меншу крутість, а це значить, що ККД насоса при роботі на даних режимах буде вище. Це дозволяє трохи розширити робочу зону використання ВВН. Скруглення торців лопатей повним або половинним радіусом їх товщини не дає помітного впливу на напірну характеристику насоса.

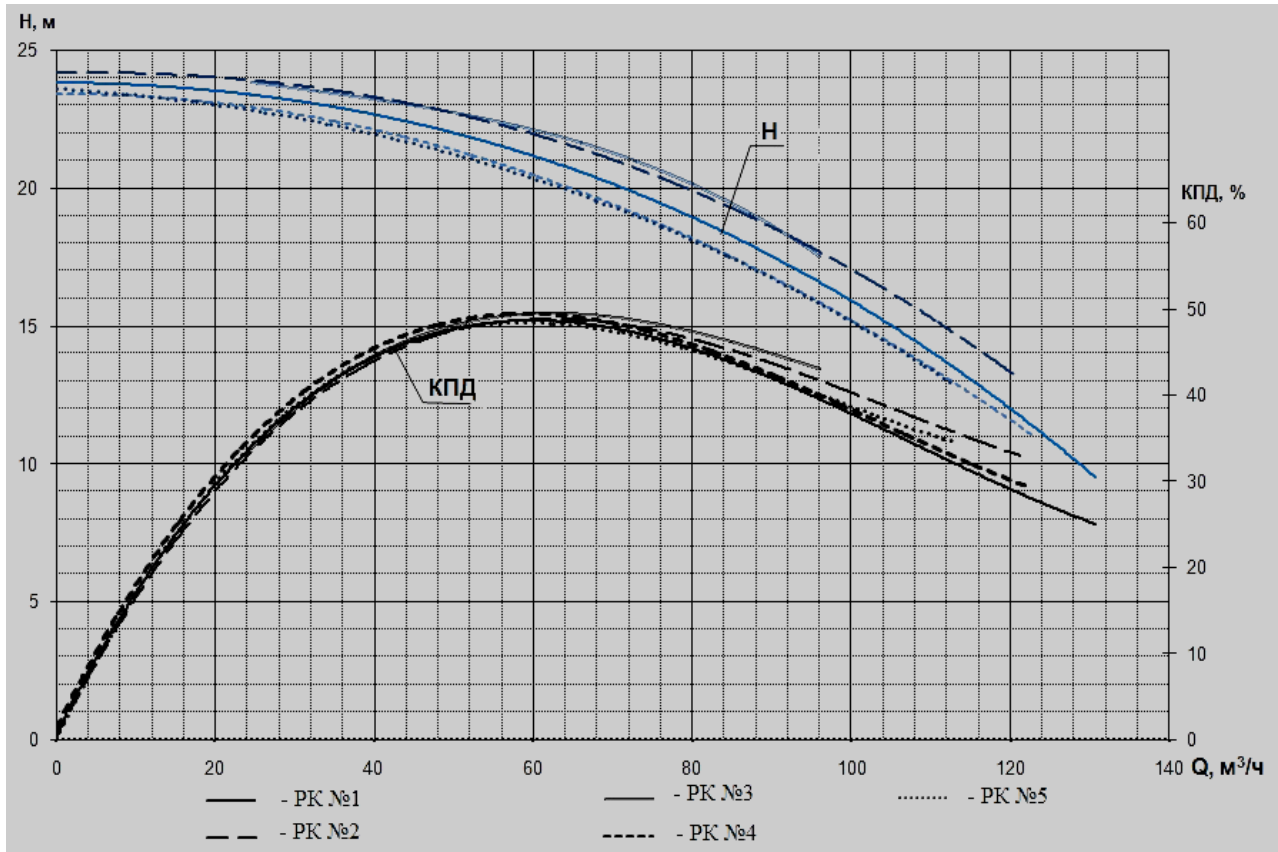


Рисунок 7.4 – Характеристики ВВН 60-20 з різними варіантами скруглення торців лопатей РК

У ході проведення чисельного дослідження була отримана розгорнута картина течії рідини в міжлопатевиx каналах РК (рис. 7.5), яка представлена в трьох площинах: на вхідній частині колеса -  $0,2R$ , у середині -  $0,5R$  і на виході -  $0,8R$ . Отримані картини течії в міжлопатевиx каналах РК ВВН показують, що для всіх РК кут натікання потоку на лопаті відрізняється від кута їх установки, внаслідок чого з тильної сторони лопаті утворюється поперечний вихор, який закручений убік, протилежний руху меридіанного потоку, що виходить із РК.

У

вихідному варіанті РК № 1 поперечний вихор, що утворювався, спрямований углиб каналу РК і не передає енергію потоку рідини у вільній камері, а викликає тільки додаткове вихроутворення й втрати енергії.

РК № 3, що має скруглення гострої кромки з тильної сторони лопаті, більш сприятливо впливає на потік, що входить у міжлопатеві канали РК. Поперечний вихор, що утворювався при цьому, зривається з торців лопатей колеса у вільну камеру. При цьому в результаті турбулентного обміну відбувається додаткова передача енергії потоку у вільній камері.

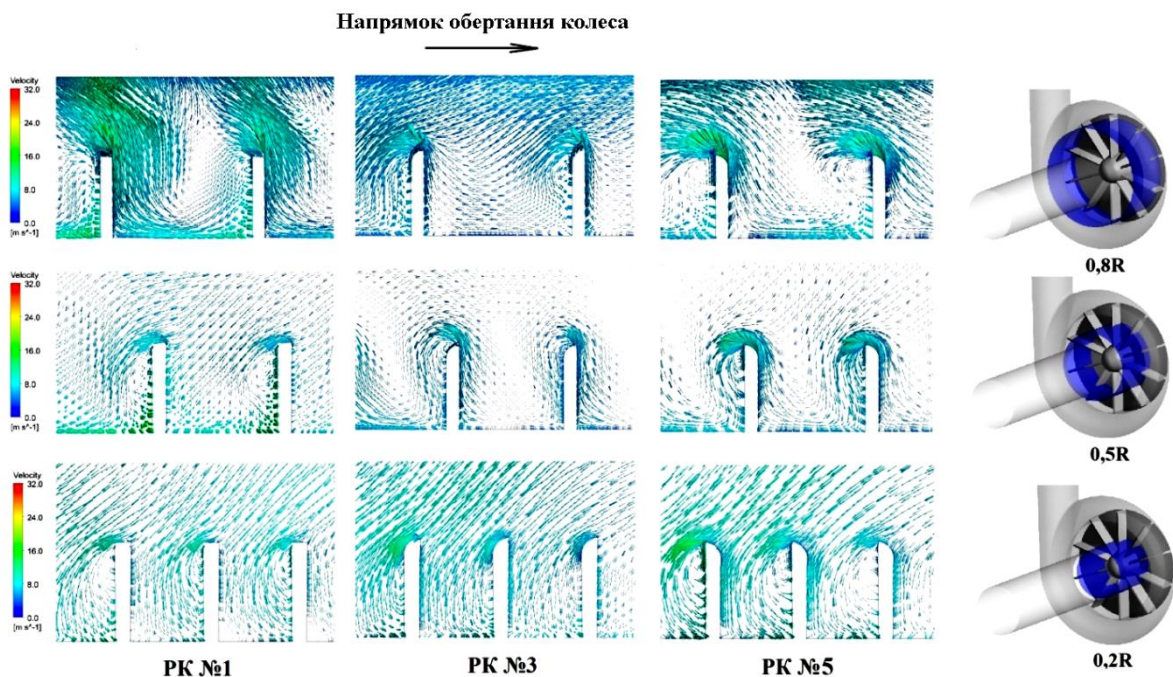


Рисунок 7.5 – Картини течії рідини в міжлопатевиx каналах РК

У випадку скруглення гострої кромки лопаті з робочої сторони (РК № 5) потік, що входить у РК, захоплює поперечний вихор і направляє його вглиб міжлопатевого каналу колеса. У цьому випадку поперечний вихор не передає свою частину енергії, а призводить до додаткових втрат.

Таким чином, отримані в результаті чисельного дослідження картини течії рідини в міжлопатевиx каналах РК підтверджують наявність поперечних вихорів, що сходять із лопатей колеса.

Дослідження також показали, що схід поперечних вихорів з лопатей РК впливає на робочий процес і передачу енергії рідини у вільній камері ВВН. Але цей вплив незначний. Визначальним у процесі передачі енергії у ВВН є меридіанний потік, що виходить із РК.

За результатами проведених досліджень по впливу поперечних вихорів на характеристики ВВН був отриманий патент на корисну модель [29].

## 7.2 Вплив геометричних розмірів і форми відвідного пристрою на формування течії рідини в проточній частині ВВН

Проточна частина (ПЧ) відцентрового насоса складається із трьох основних елементів, по яких протікає рідина: робочого колеса, підводу і відвідного пристрою. На відміну від відцентрового насоса конструкція ВВН відрізняється більш простим виконанням ПЧ, однак її можна розділити на чотири елементи, до зазначених трьох попередніх можна додати вільну камеру насоса, яка головним чином і визначає як позитивні, так і негативні властивості ВВН.

Через відкрите РК і вільній від обертових частин вільної камери робоча область ВВН являє собою однозв'язний обсяг (обсяг, який можна звести в одну точку без перетинання із твердим тілом). У зв'язку із цим, у формуванні робочого процесу ВВН приймають участь всі елементи насоса. При правильному проектуванні елементів ПЧ забезпечується усталений абсолютний рух в області підвідного пристрою, вільної камери і відвідного пристрою та усталений відносний рух в області робочого колеса. Це забезпечує максимальний ККД насоса.

При вивченні відвідних пристроїв ВВН необхідно знати і чітко прослідковувати процес передачі енергії в ПЧ насоса й урахувувати просторову структуру течії в ньому.

Накопичений на цей час дослідний матеріал указує на те, що відвідний пристрій будь-якого типу знижує економічність роботи насоса. Відвідний

пристрій також впливає на показники роботи насоса, як через власні параметри, так і через структуру потоку в колесі або камері. Експериментально [30] встановлено, що відвідний пристрій, який розташовується безпосередньо за колесом, значно впливає на структуру потоку, особливо на нерозрахункових режимах, викликаючи підвищену нерівномірність швидкостей і тисків у відводі, насамперед в області його язика. У ВВН відвідний пристрій більшою мірою впливає на структуру потоку у вільній камері, чим РК. Це впливає і на параметри насоса. У зв'язку із цим, було проведене розрахункове дослідження впливу конструкцій корпусів ВВН типу «Туго» з різними варіантами відвідних пристроїв на його гідродинамічні показники [31].

Оскільки існуючі методики розрахунків геометрії ПЧ ВВН типу «Туго» апробовані в області швидкохідностей  $n_s = 60 - 140$  [32; 33], досліджувані конструкції корпусів були спроектовані для області  $n_s$  з їхньою максимальною економічністю –  $n_s = 100$ .

Для дослідження були обрані конструкції корпусів з різними варіантами відвідних пристроїв, що зустрічалися раніше у ВВН і запропоновані вперше. Основні геометричні співвідношення досліджуваних варіантів корпусів наведено в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 - Основні геометричні співвідношення досліджуваних конструкцій корпусів з різними варіантами відвідних пристроїв

Позначення	Найменування відвідного пристрою	$d_{\text{екв}}$ , м	$D_2/D_4$	$B$ , м
№ А	Кільцевий	0,065	0,730	65
№ Б	Спіральний	0,040	0,800	65
№ В	Двозахідна спіраль [34]	0,065	0,680	65
№ Г	Просторовий [35]	0,040	0,665	65
№ Д	Безкамерний [36]	0,065	0,892	65
№ Е	Зворотна просторова спіраль [37]	0,040	0,665	65

У якості базової моделі була прийнята конструкція корпусу насоса з кільцевим відвідним пристроєм (№ А), який мав ширину камери, рівну діаметру напірного патрубка (рис. 7.6).

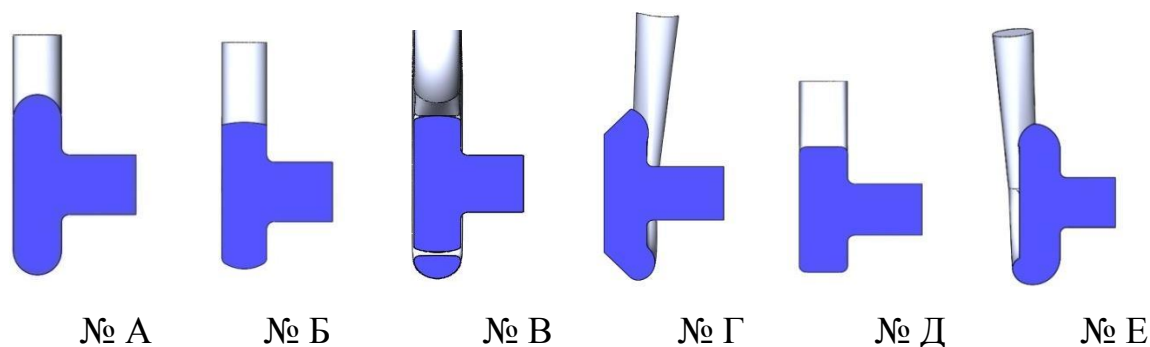


Рисунок 7.6 – Конфігурації досліджуваних відвідних пристроїв

Чисельний розрахунок проводився з використанням програмного продукту ANSYS CFX 11.0.

У результаті чисельного дослідження були отримані величини швидкостей і тисків у кожному гнізді розрахункової сітки.

На рисунку 7.7 наведені ізолінії швидкості для всіх варіантів досліджуваних корпусів.

Аналізуючи якісну картину течії в ПЧ ВВН, можна відзначити, що на структуру потоку у вільній камері насоса, а також інтенсивність вихрового робочого процесу впливає геометрія відвідного пристрою.

Отримані характеристики ВВН типу «Туго» (рис. 7.8) показують, що для насосів усіх конструкцій корпусів спостерігається досить істотний розбіг у значеннях як напору, так і ККД. Величина напору ВВН на розрахунковому режимі перевищує його розрахункове значення на 1 – 5 м залежно від типу відвідного пристрою.

Для базової конструкції корпусу (№ А) на оптимальному режимі роботи насоса максимальне значення ККД склало 52 %, що відповідає його розрахунковому значенню.

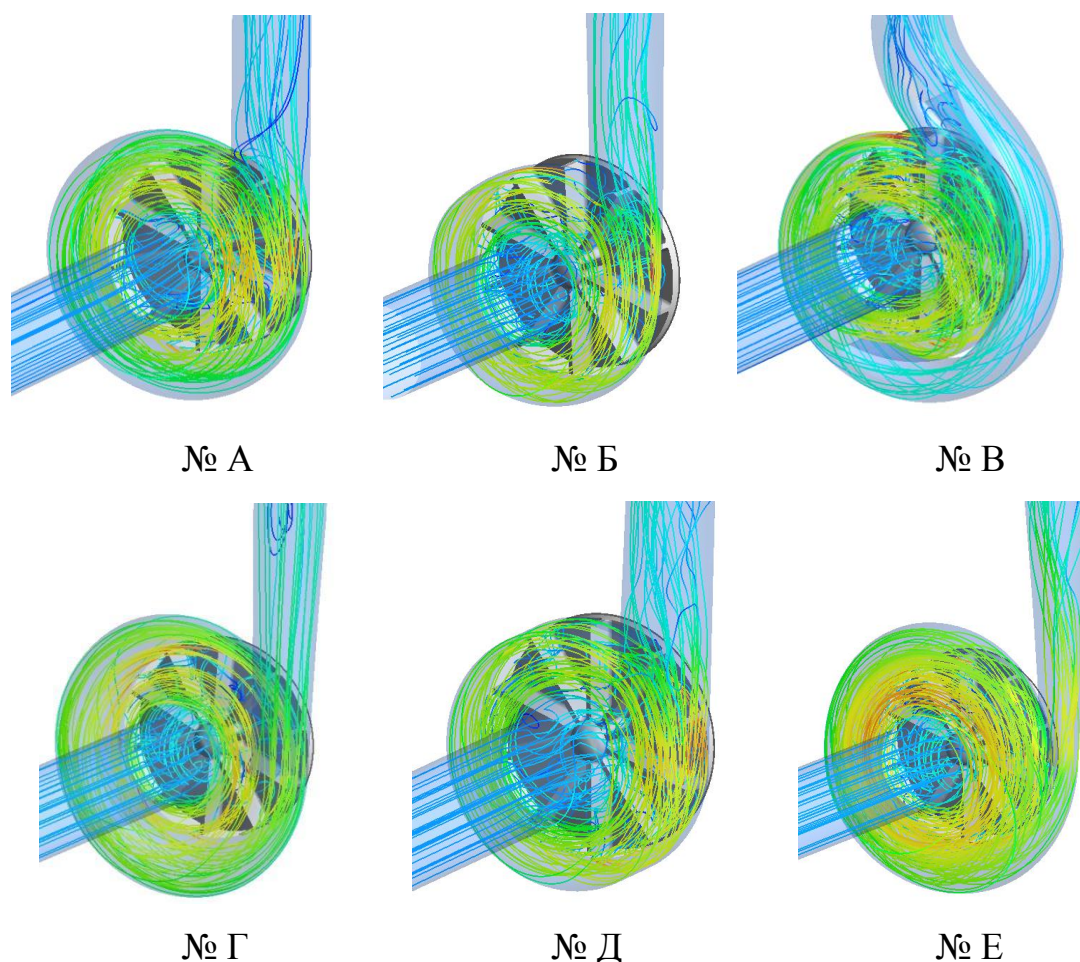


Рисунок 7.7 – Ізолінії швидкості в проточних частинах досліджуваних корпусів

Для насоса зі спіральним відвідним пристроєм (№ Б) величина ККД на розрахунковому режимі близька до значення ККД насоса з кільцевим відвідним пристроєм. Однак, на режимах вище розрахункового значення, ККД насоса продовжував зростати, максимальне його значення в області досліджуваних подач установити було неможливо.

Аналізуючи характеристики насоса із двозахідним спіральним відвідним пристроєм необхідно відзначити зниження значень його напору й ККД. На розрахунковому режимі величина ККД рівна 38 %, однак зі збільшенням подачі насоса він продовжував рости. Максимальне його значення склало 43 %.

Застосування в конструкції ВВН корпусу із просторовою спіраллю (№ Г) забезпечило підвищення ККД у робочому діапазоні подач, максимальне його значення склало 56 %.



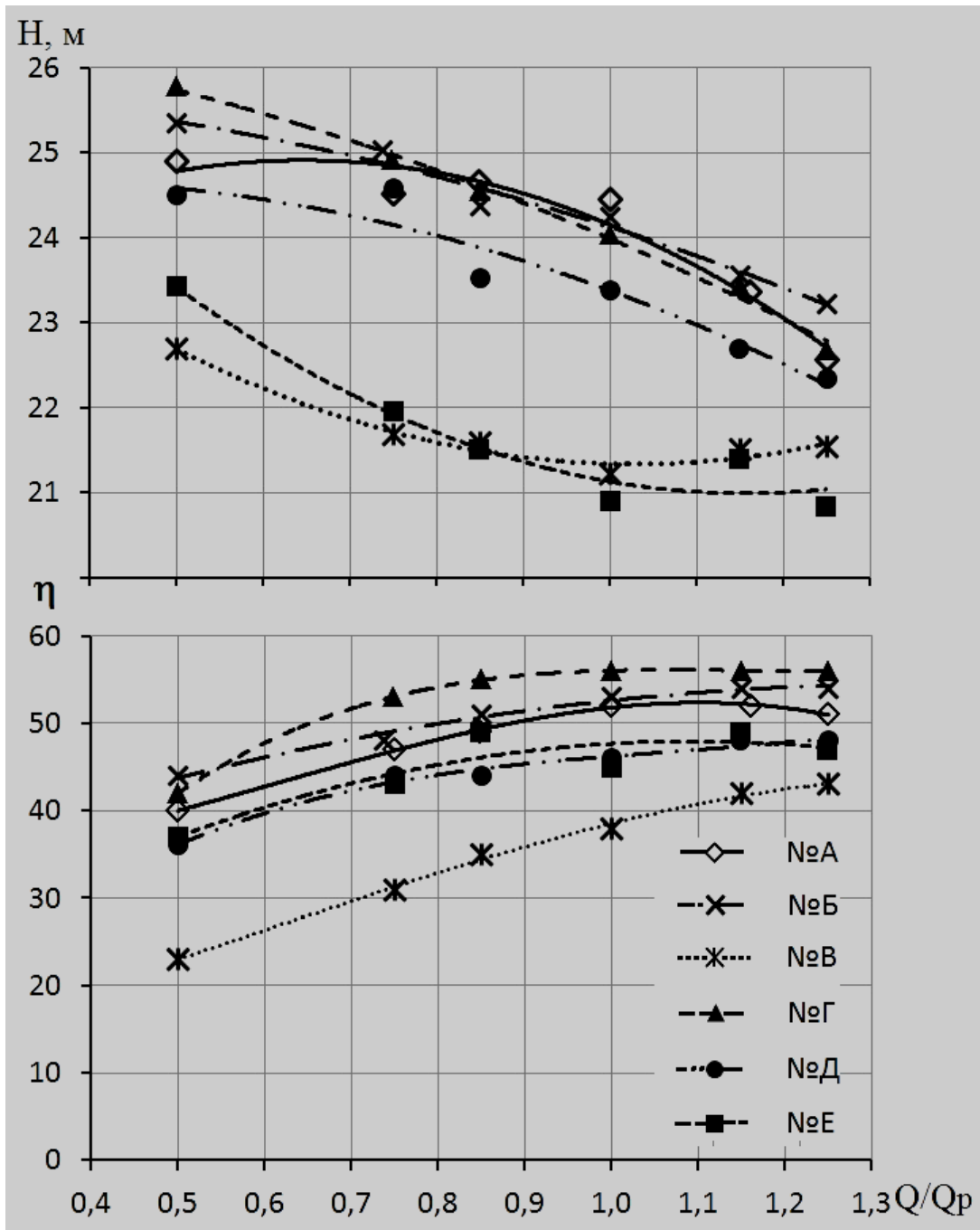


Рисунок 7.8 – Характеристики досліджуваних ВВН із різними типами корпусів

На перевантажувальних режимах ККД залишався стабільним і його падіння не спостерігалось. Крива напору насоса була аналогічна кривій ВВН із кільцевим корпусом (№ А), напір на розрахунковому режимі рівнявся 24 м.

У насосі з безкамерним відвідним пристроєм (№ Д) ККД перебував на рівні 46 %, що вказує на неефективність роботи даної конструкції відвідного

пристрою. Крива напору цього насоса розташовувалася аналогічно кривій напору ВВН із просторовим спіральним відводом (№ Г), але проходила на 0,5 м нижче. Використання даної конструкції відвідного пристрою виправдане тільки з погляду спрощення технології його виготовлення.

Насос із корпусом № Е показав результати по ККД, близькі до насоса з корпусом № Д, характер зміни кривої ККД цих насосів однаковий. Напір насоса склав 21 м.

Різноманітна зміна ККД у досліджених корпусах може бути обґрунтована різною зміною гідравлічних втрат у каналах кожного типу відвідного пристрою ВВН (рис. 7.9).

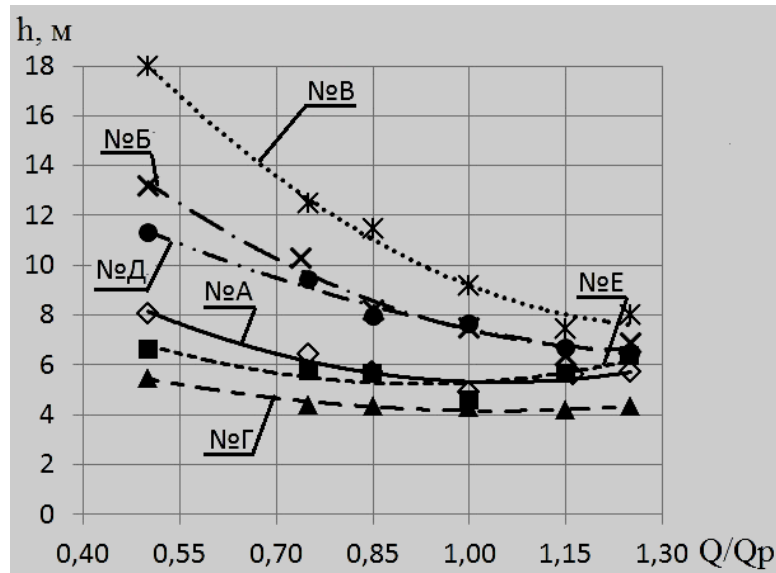


Рисунок 7.9 – Розподіл гідравлічних втрат у відвідних пристроях ВВН типу «Туго» залежно від режиму роботи насоса

Найменше значення втрат було отримано в корпусі із просторовим відвідним пристроєм № Г, крива втрат мала практично лінійний характер. Найбільші втрати були в корпусі № В, однак у міру наближення до розрахункового режиму спостерігалось їхнє різке зниження. Також необхідно відзначити ВВН зі спіральним корпусом № Б, у якого також збільшені гідравлічні втрати, але величина їх різко зменшувалася зі збільшенням подачі.

Отримані результати досліджених варіантів відвідних пристроїв ВВН зведено в таблицю 7.2.

ККД насоса	0, 52	0, 5 3	0, 3 9	0, 5 6	0, 4 6	0, 4 5
Момент швидкості на вході, м <sup>2</sup> /с	1, 66	1, 6 8	1, 7 7	1, 3 6	1, 8 5	1, 4 1
Коефіцієнт втрат у відвідному пристр.	0, 33	0, 3 1	0, 4 6	0, 3	0, 3 5	0, 4 3
Втрати у відвідному	5,	8,	9,	4,	1 0,	9,

укції  
корпус  
ів з

різним и варіант ами відвідн их пристр оїв у ВВН типу «Туро»						
Втрати в дифузори, м	0, 75	1, 5 4	0, 2 1	0, 7	1, 8 3	1, 4
Втрати у каналі відвідного пристр., м	4, 53	6, 9 9	8, 9 7	3, 6	8, 9 6	7, 6 8
Напір насоса, м	24 ,5	2 5, 3	2 1, 2	2 4, 1	2 3, 4	2 0, 9
Позначення відвідного пристрою	№ А	№ Б	№ В	№ Г	№ Д	№ Е



Проведемо порівняння результатів з відцентровими насосами. Для цих насосів коефіцієнт втрат у відвідному пристрої перебуває в межах  $= 0,15 - 0,3$  [38]. Однак, як показують результати досліджень, вихровий рух у ВВН спостерігається не тільки у вільній камері, але й поширюється в канал відвідного пристрою, тому коефіцієнт втрат у ньому буде вище  $= 0,3 - 0,46$ .

Проведемо аналіз картин розподілу моменту швидкості для досліджених варіантів відвідних пристроїв (рис. 7.10).

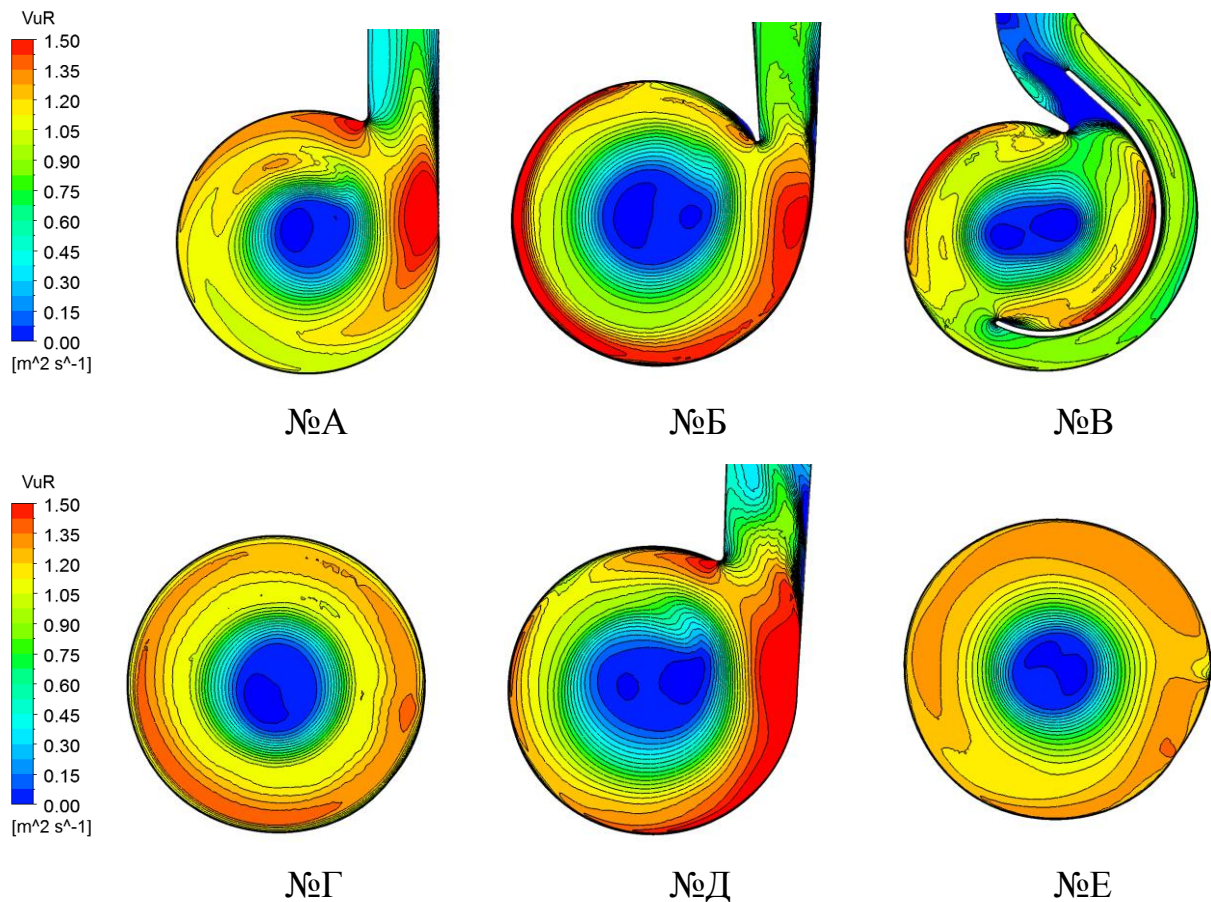


Рисунок 7.10 – Ізоконтурні розподіли величин моменту швидкості в середньому перерізі вільної камери ВВН

Слід відмітити їх досить велику відмінність. Для відвідного пристрою № А характерна наявність локальної зони підвищення моменту швидкості поблизу «восьмого» перерізу. У корпусі № Д також спостерігається підвищення моменту швидкості в розрахунковому перерізі, однак воно менш виражене.

Найімовірніше, це відбулося через неспіввісне розташування колеса щодо відповідного пристрою.

Для конструкції корпусу із просторовим відвідним пристроєм № Г спостерігається рівномірний розподіл моменту швидкості, який має вигляд концентричних кіл. Розподіл моменту швидкості для цього відвідного пристрою найбільше близький до закону  $V_u r = const$ .

Розподіл статичних тисків у середньому перерізі корпусу (рис. 7.11) вказує на перевагу використання корпусів зі спіральними каналами.

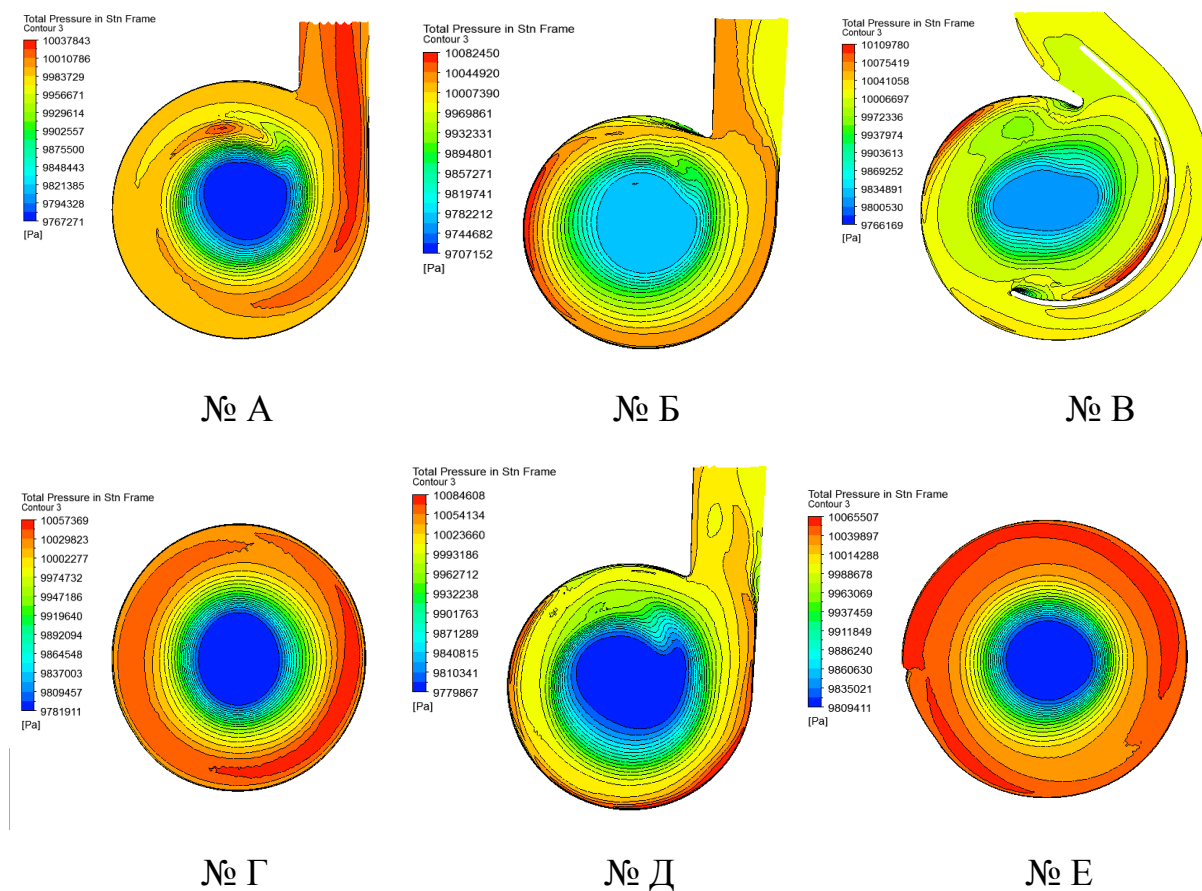


Рисунок 7.11 – Ізоконтурні розподіли величин статичного тиску в середньому перерізі вільної камери ВВН

Рівномірний розподіл тиску спостерігається для корпусів № Б, Г и Е. У корпусі № В картина розподілу тисків аналогічна. У базовому корпусі № А локальне підвищення тиску спостерігається в області входу в дифузор.

Найбільш рівномірний розподіл тиску отриманий для корпусу із просторовим відвідним пристроєм № Г.

Розподіл моменту швидкості в коловому напрямку на вході у відвідний пристрій (рис. 7.12) указує на стрибкоподібне його підвищення в області язика.

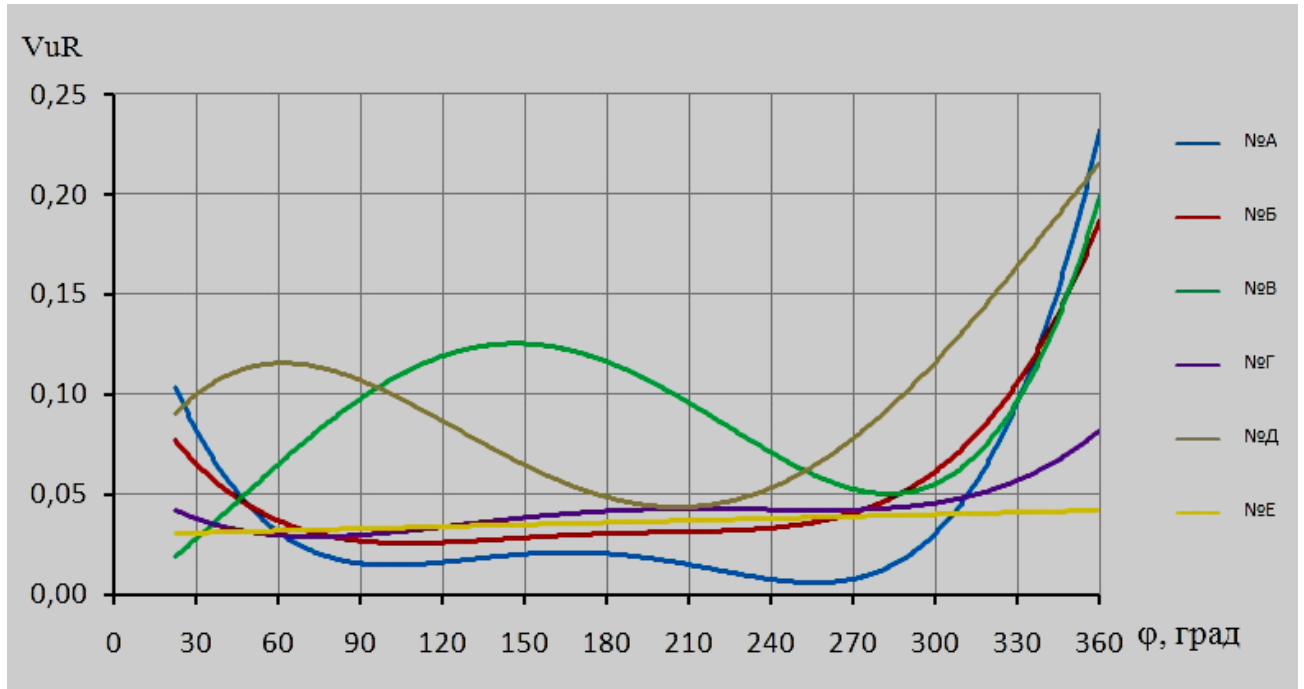


Рисунок 7.12 – Епюри розподілу моментів швидкості в коловому напрямку на вході у відвідний пристрій

У корпусі з двозахідною спіраллю (№ В), як і передбачалося, спостерігається подвійний стрибок, через наявність симетрично розташованих вихідних ділянок. Звертає на себе увагу корпус № Е, у якому момент швидкості має прямолінійний зростаючий характер. У корпусах № Г і № Е стрибки моментів практично відсутні. Це можна пояснити відсутністю язика в області інтенсивного вихроутворення у вільній камері.

Дослідження показали, що ефективність роботи відвідного пристрою значною мірою залежить від характеру течії рідини в спіральному каналі, особливо в зоні, що прилягає до його язика. Основний негативний вплив на течію рідини чинить язик відвідного пристрою. Він визначає наступний характер руху потоку, який багато в чому залежить від геометрії проточної частини відвідного пристрою. При цьому язик відвідного пристрою впливає на

кількість циклів обертання рідини в камері ВВН. Тому видалення язика з вихрової зони відвідного пристрою, яке реалізовано в конструкціях № Г и № Е, вирівнює стрибки моменту швидкості й поліпшує картину течії в них.

Розподіл тиску по ширині вільної камери ВВН у перерізі, який розташований на рівні зовнішнього діаметра РК (рис. 7.13), указує на нерівномірний його характер.

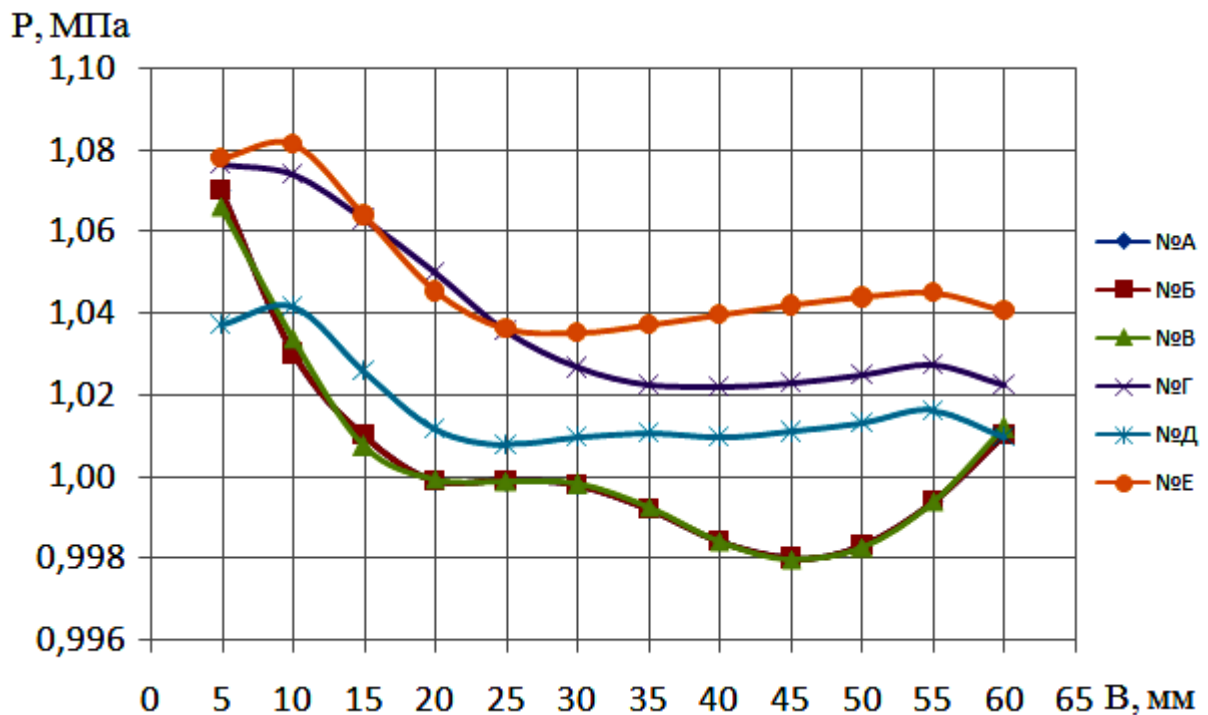


Рисунок 7.13 – Епюри розподілу тисків по ширині вільної камери на вході в відвідний пристрій

Стрибки тисків на початковій ділянці кожного типу відвідного пристрою викликані близьким розташуванням РК.

Отримані картини ізоліній швидкості в проточній частині ВВН (рис. 7.14), указують на вихровий характер течії. В усіх випробуваних зразках насосів спостерігається меридіанний вихор. Дуже нерівномірна структура течії є наслідком накладення двох вихрових рухів: меридіанного й кільцевого. У вихідному корпусі № А спостерігається відхилення меридіанного вихору від протилежної РК стінки корпусу.



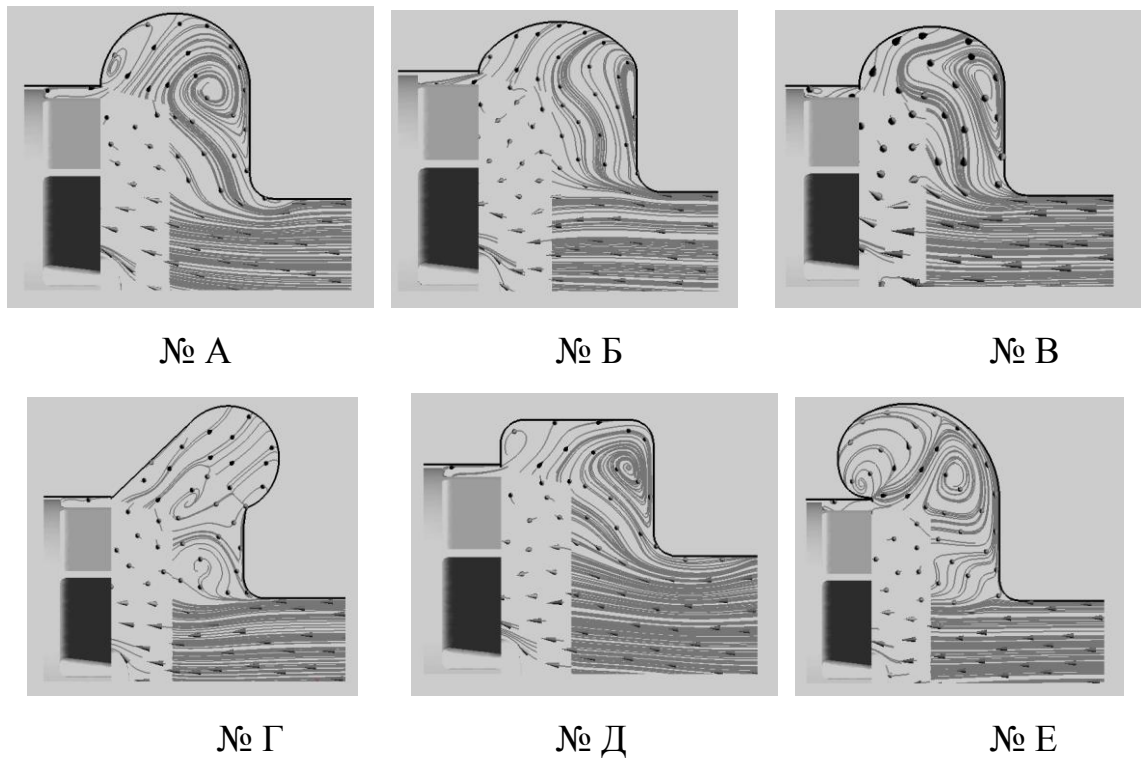
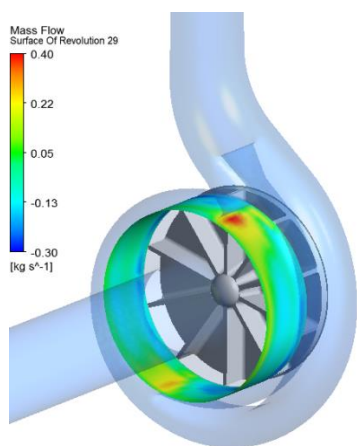
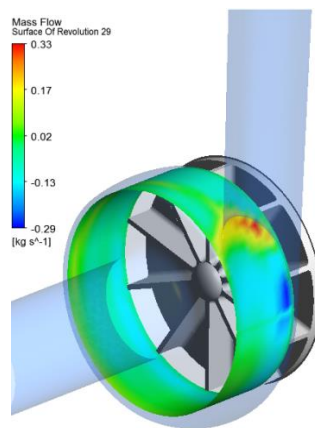
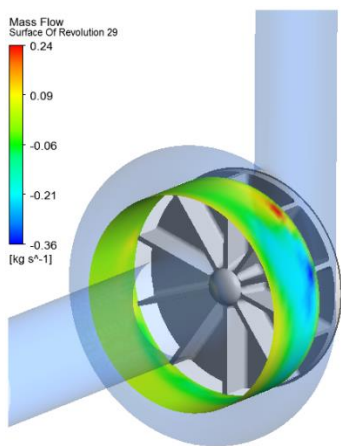


Рисунок 7.14 – Розподіл ліній течії в меридіанному перерізі ВВН

На рисунку 7.15 наведені картини течії рідини на поверхні входу в канал відвідного пристрою, які вказують на рециркуляційний рух рідини у вільній камері й каналі відвідного пристрою ВВН. Збурювання в області язика відвідних пристроїв (№ А, Б, В, Д) указують на локальне підвищення витрати рідини в них.

Проведений аналіз показав, що через інтенсивне вихроутворення, величина гідравлічних втрат у відвідному пристрої ВВН вище втрат у відвідному пристрої відцентрового насоса аналогічної швидкохідності. Тому правильний вибір геометрії відвідного пристрою корпусу ВВН дозволяє до 20 % знизити величину втрат у ньому, підвищивши при цьому енергоефективність усього насоса.

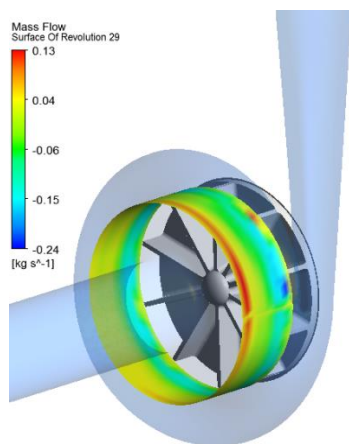
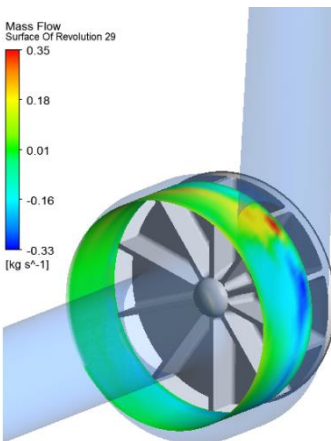
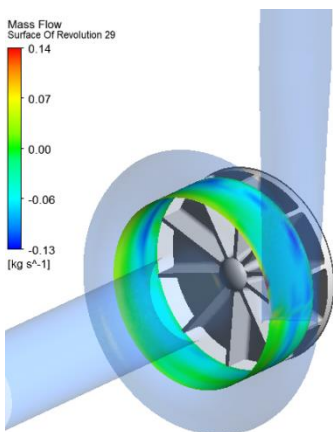
Розглянутий у дослідженні корпус із безкамерним відвідним пристроєм, який має просту конструкцію, дає неоднозначні результати, викликані звуженням вільної камери. Конструкція відвідного пристрою із просторовою спіраллю, закрученою убік РК, призводить до утворення парного вихору, який викликає інтенсивний зворотний рух рідини.



№ А

№ Б

№ В



№ Г

№ Д

№ Е

Рисунок 7.15 - Ізоконтурні розподіли величини витрати  
на поверхні входу в відповідний пристрій ВВН

Серед розглянутих конструкцій корпусів з різними варіантами відповідних пристроїв ВВН слід виділити корпус із просторовим відповідним пристроєм. Чисельні дослідження показали, що корпус із таким відповідним пристроєм має поліпшену структуру течії у вільній камері й рівномірний розподіл тиску в ній і, як наслідок, менші гідравлічні втрати й відповідно поліпшені енергетичні показники насоса. Крім того, рівномірний розподіл тисків у просторовому відповідному пристрої дозволяє зменшити радіальне навантаження на ротор насоса.

На дану конструкцію відповідного пристрою ВВН отримано патент на корисну модель [35].

На базі проведених досліджень можна зробити висновки:

- дослідженнями доведено вплив поперечних вихорів, що виникають за вхідною частиною кромки лопатей колеса ВВН, на робочий процес даного насоса;

- за результатами чисельного дослідження отримані картини течії рідини в міжлопатевих каналах РК, що підтверджують наявність поперечних вихорів з тильної сторони лопатей колеса, які впливають на процес передачі енергії у ВВН;

- проведений фізичний експеримент показав, що у випадку скруглення гострих кромки з тильної сторони лопаті колеса, поперечні вихори, що утворилися, направляються у вільну камеру й передають частину своєї енергії. При цьому спостерігається збільшення напору на 3,6 %, а ККД – на 3 %. Скруглення гострих кромки з робочої сторони лопаті РК негативно впливає на напірну характеристику ВВН у зв'язку з тим, що поперечні вихори, що утворюються в процесі роботи, спрямовуються в міжлопатеві канали колеса й не передають свою енергію, а тільки збільшують частку втрат на

вихроутворення. У ВВН із такими колесами відбувається зниження напору на 3,4 %;

- за результатами чисельних розрахунків встановлено, що гідравлічна досконалість проточної частини ВВН типу «Туго» високої швидкохідності ( $ns > 140$ ) залежить від погодженості роботи РК і відповідного пристрою насоса;

- чисельні дослідження показали, що корпус із просторовим відвідним пристроєм має поліпшену структуру течії у вільній камері, рівномірний розподіл тиску, менші гідравлічні втрати й відповідно кращі енергетичні показники насоса;

- результати чисельних розрахунків за допомогою пакета CFX підтверджують правочинність застосування даного програмного продукту при дослідженні ВВН.

## 8 ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА РОЗШИРЕННЯ ТИПОРОЗМІРНОГО РЯДУ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ»

### 8.1 Економічна доцільність використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності насосного обладнання

У рамках заходів щодо зниження енергоспоживання Україна останнім часом долучається до багатьох європейських та світових програм з енергоефективності. Згідно до директиви з енергоефективності Європейського союзу, зниження енергоспоживання до 2020-го року має досягнути не менше 20 %. При цьому передбачається зниження енергоспоживання насосним обладнанням до 40 % [39].

У практиці використання насосного обладнання доволі часто відбуваються ситуації, коли ККД насосної установки значно нижче ККД

насоса. Дослідження показують, що насосні установки працюють з середнім ККД 40 %, причому 10 % з них працюють з ККД навіть нижче 10 %.

На рисунку 8.1 наведено перелік напрямів енергозбереження та оцінка їх впливу на енергоспоживання за матеріалами Eurorump, з яких видно, що розробники цілком справедливо бачать потенційні можливості економії споживаної енергії за рахунок власне насоса, широкого регулювання режимів його роботи відповідно до запитів споживача і програмованого узгодження енергетичних характеристик насосних агрегатів та мережі.

Як видно з наведеної блок-схеми, стратегія забезпечення суттєвого зменшення енергоспоживання насосним обладнанням базується на комплексному підході до пошуку та реалізації резервів економії енергії у всіх ланках ланцюга енергопередачі від джерела до рідини, що перекачується.

Актуальність зниження енергоспоживання для України є нагальною задачею, враховуючи багатoproфільність її економіки і надмірну енерговитратність більшості галузей (в 2 – 4 рази) у порівнянні з рівнем розвинених країн. Указаний факт вимагає від насособудівників України активно включатися у розробку і реалізацію загальноєвропейських програм зниження енергоспоживання насосним устаткуванням.



Рисунок 8.1 – Перелік напрямів енергозбереження за

## матеріалами Euro pump

Поряд з високою якістю насосів та технологічними можливостями насосів методологія оптимального вибору насосів стала основою у розробці технічних вимог до насосного обладнання та насосних установок.

В основі сучасної методики розрахунку і вибору насосного обладнання, якими користуються експлуатаційники, лежать підходи вибору насосів за попередньо визначеними значеннями подачі і напору.

При цьому практично не розглядається комплексно насосна установка, як складова технологічної системи з численними технологічними та економічними критеріями.

Економічні ж критерії, такі як вартість життєвого циклу, витрата електроенергії, термін корисного використання, а також критерії надійності обладнання – термін служби, міжремонтний період та ін. не аналізуються за прогнозний період робіт.

Ці критерії сьогодні визначені в ряді міжнародних нормативних документах, з яких слід виділити роботи асоціації Euro pump. Кількість електроенергії і матеріалів, які використовуються у насосній установці, залежать від виду насоса, виду установки і способу її експлуатації.

Вказані фактори взаємопов'язані та повинні бути ретельно підібрані один до одного для забезпечення найменшого споживання енергії та найменших експлуатаційних витрат.

В основі енергоефективного використання насосного обладнання є узгодження роботи насоса та трубопровідної мережі. При проектуванні нових насосних систем та їх оптимізації можна забезпечити економію енергії на 20 – 50 %.

Всі насосні установки складаються з насоса, двигуна, трубопроводів, засобів контролю, і всі ці елементи повинні розглядатися індивідуально. Правильний підбір насоса та решти складових установки повинні проводитися при розрахунку характеристики трубопровідної мережі.

На практиці на багатьох підприємствах існує проблема неефективної експлуатації насосного обладнання – найчастіше ККД насосної установки значно нижче ККД встановлених у ній насосів. Як правило, це пов'язано з:

- невідповідністю параметрів насосів і трубопровідної мережі (вибором насосів з великими значеннями подачі і напору, ніж потрібно для роботи установки);

- регулюванням режимів роботи насосів за допомогою дросельної засувки;

- зносом проточної частини насоса.

При цьому, підбір насоса з завищеними параметрами має наступні наслідки:

- експлуатація насосів в умовах змінної подачі у широкому діапазоні призводить до того, що більшу частину часу насос працює за межами робочого діапазону, з низькими значеннями ККД і низьким ресурсом. Іноді ККД насосних установок становить 8 – 10 % при тому, що ККД встановлених насосів у робочому діапазоні складає понад 70 %;

- у результаті такої експлуатації у споживачів складається помилкова думка про ненадійність та неефективність вітчизняного насосного обладнання. При цьому практика показує, що цілий ряд вітчизняних насосів за показниками надійності та енергоефективності не поступається кращим світовим аналогам.

Загальновідомо, що зменшення енергоспоживання окремо взятого насоса при забезпеченні заданих параметрів напору та подачі досягається за рахунок підвищення його ККД.

Багаторічний досвід досліджень, розробок і виробництва насосів провідними компаніями світу забезпечує сьогодні досить високі значення цього показника на оптимальному режимі.

Тому очікувати якихось істотних досягнень і, отже, зниження енергоспоживання тільки за рахунок окремого насоса, не передбачається. Орієнтовно, резерви підвищення ККД можна оцінювати в 3 – 5 %.

Основний же резерв енергозбереження для лопатевих насосів криється в розширенні робочої зони насоса, тобто в забезпеченні його роботи в режимах недовантаження і перевантаження з ККД, що не дуже відрізняється від оптимального режиму.

На рисунку 8.2 представлена типова характеристика насосної установки. На напірній характеристиці насоса виділені характерні нерозрахункові режими роботи насоса:

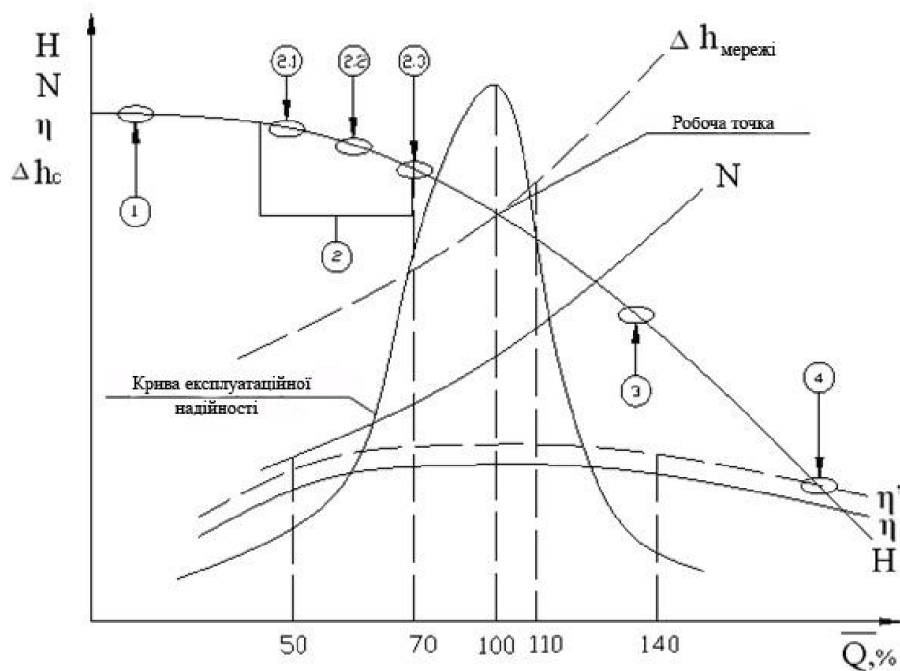


Рисунок 8.2 – Характеристика насосної установки

Режим 1 – робота з мінімальною витратою на закриту або прикриту засувку. Виникає при запуску насоса.

Режим 2 – експлуатація насоса зліва від робочого діапазону: режим недовантаження. Виникає, як правило, при великому опорі у трубопроводній мережі. При цьому в зоні 2.1 можлива кавітація, у зонах 2.2, 2.3 виникає



рециркуляція потоку на вході і виході робочого колеса. Як наслідок – суттєве зниження к.к.д.

Режим 3 – експлуатація насоса в діапазоні подач правіше робочого діапазону – режим перевантаження. Виникає при меншому опірї у трубопровідній мережі. Характеризується істотним зростанням споживання енергії при зменшенні ККД.

Режим 4 – режим суттєвого перевантаження ( $Q = 1,5 Q_{\text{опт}}$  і вище). Наблюдається більше енергоспоживання і ще більше зниження ККД. При цьому відбувається перевантаження двигуна або необхідно комплектування насоса двигуном завищеної потужності.

З рисунку 8.2 також видно, що чим більш полого характеристика ККД, тим ширше зона сприятливої експлуатації насоса.

## 8.2 Аналіз вартості життєвого циклу насосної установки з використанням вільновихрових насосів

У різних галузях народного господарства при підборі насосів велика увага приділяється визначенню загальної вартості життєвого циклу (LCC) насосного устаткування, як основного показника економічного використання.

При експлуатації насосів для перекачування чистих рідин в аналізі вартості життєвого циклу основна увага приділяється зниженню енергоспоживання. При перекачуванні рідин з наявністю включень, в'язких або газонасичених рідин витрати на усунення надмірного зносу, обслуговування, закупку запчастин, незаплановані простої, втрату продуктивності, заміну ущільнень, усунення пошкодження продукції складатимуть істотну частку у вартості життєвого.

Аналіз вартості життєвого циклу, як інструменту менеджменту, може допомогти підприємствам мінімізувати витрати, збільшити енергоефективність насосних установок і виявити оптимальне рішення (табл. 8.1).

Таблиця 8.1 – Компоненти аналізу вартості життєвого циклу

Позначення	Описання	
$C_{\text{інв}}$	Інвестиційні витрати	Вартість життєвого циклу обладнання полягає у визначенні суми всіх статей витрат  $LCC = C_{\text{інв}} + C_{\text{м}} + C_{\text{ел}} + C_{\text{експ}} + C_{\text{тех}} + C + C_{\text{ек}} + C_{\text{д}}$
$C_{\text{м}}$	Витрати на монтаж	
$C_{\text{ел}}$	Витрати на електроенергію	
$C_{\text{експ}}$	Експлуатаційні витрати	
$C_{\text{тех}}$	Витрати на технічне обслуговування	
$C$	Витрати, які пов'язані з простоем	
$C_{\text{ек}}$	Екологічні витрати	
$C_{\text{д}}$	Витрати на демонтаж і утилізацію	

При перекачуванні в'язких рідин характерним є значне збільшення гідравлічних втрат в проточній частині робочого колеса. Це призводить до зростання споживаної насосом потужності, в результаті чого значно знижується ККД насоса. Окремо слід виділити погіршення всмоктувальної здатності насоса в такому випадку.

На рисунку 8.3 наведена типова структура вартості життєвого циклу насосної установки середнього розміру, за допомогою якої можливо проаналізувати роботу насоса в технологічних лініях промислових підприємств [40].

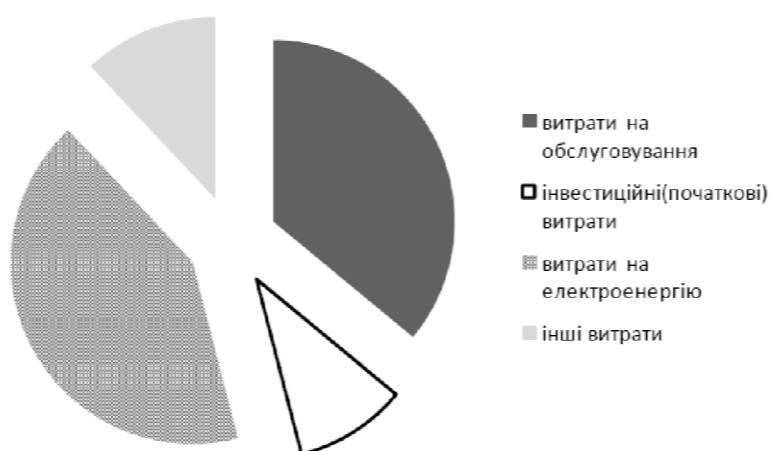


Рисунок 8.3 – Типова структура вартості життєвого циклу насосної установки

Зниження витрат життєвого циклу і визначає основні тенденції розвитку на насосному ринку.

Зниження витрат життєвого циклу проводиться за двома напрямками.

Перший напрямок - це зниження споживання енергоресурсів:

- підвищення ККД як самих насосів, так і насосних установок;
- виготовлення насосів безпосередньо під споживача;
- вживання більш ефективних електродвигунів;
- широке вживання пристроїв оптимізації роботи насосів, наприклад, за допомогою зміни частоти обертання приводу.

Другий напрямок - зниження витрат на експлуатацію і ремонт (сервісне обслуговування, поточні ремонти і витрати на обслуговуючий персонал):

- мінімізація впливу людського фактору на роботу устаткування;
- розповсюдження використання приладів контролю і регулювання насосів в процесі експлуатації в поєднанні з системами ранньої діагностики і попередження несправностей;
- мінімізація експлуатаційних і ресурсних витрат на користування устаткуванням протягом всього життєвого циклу;
- мінімізація часу і кваліфікації персоналу при ремонті насосів (використовування блочно-модульної конструкції, а це взаємозаміна деталей насосів, невелика номенклатура запасних частин, вигідність ремонту та зручність обслуговування).

Кількість електроенергії і матеріалів, що використовуються насосною установкою, залежать від типу насоса, виду установки і способу експлуатації. Ці чинники взаємопов'язані. Більш того, вони повинні бути ретельно підібрані, щоб забезпечити протягом своєї роботи найменше споживання електроенергії, найменші експлуатаційні витрати і т. п.

При експлуатації насосів для перекачування чистих або малозабруднених рідин в аналізі вартості життєвого циклу основна увага надається першому напрямку зниження витрат. Проте, в складних умовах експлуатаційні витрати

складатимуть істотну частку в вартості життєвого циклу, переважаючи над інвестиційними і поточними експлуатаційними витратами.

Приклади таких складних випадків є експлуатація насосів для перекачування рідин з високим складом абразивних включень, суспензій з великим вмістом твердих речовин і волокнистих включень, рідин в'язкістю більше 50 сПз, рідин з високим вмістом повітря або газу, рідин чутливих до зрізу і рідин, що містять крихкі речовини. Саме до цих складних для експлуатації насосів слід застосовувати другий напрямок аналізу вартості життєвого циклу, але при цьому не виключати можливості зниження енергоспоживання.

Витрати, які пов'язані з перекачуванням рідин з крихкими і чутливими до зрізу складовими, можуть бути найбільшою і важливою статтею в аналізі вартості життєвого циклу, проте саме цей чинник дуже часто не беруть до уваги.

Більшість насосних установок працює з використанням відцентрових насосів, принцип роботи яких полягає в силовій взаємодії робочого колеса з протікаючою в міжлопатевих каналах рідиною. У цьому випадку виникає велика кількість контактів між рідиною і робочим колесом, тобто руйнування продукту являється неминучим. При перекачуванні суспензії, до складу якої входять кристали цукру, удари можуть пошкодити до 40% продукту і понизити якість кінцевої продукції.

На відміну від традиційних відцентрових насосів у вільновихровому насосі тільки частина рідини проходить в міжлопатевих каналах, а друга частина проходить через вільну камеру без взаємодії з лопатями [41]. Це захищає як перекачуваний продукт від надмірної дії робочого колеса, так і робоче колесо від дії продукту. Завдяки цьому запобігається пошкодження складових продукту і зношення протічної частини насоса. А широкі прохідні перерізи вільної камери дозволяють перекачувати рідини з включеннями, розмір яких складає 0,8 від її ширини.

Конструктивні особливості і відмінність робочого процесу вільновихрового насосу порівняно з відцентровим насосом надають суттєві переваги:

1. Відсутність строгих допускових обмежень.

Наявність широких прохідних каналів дозволяє вільновихровому насосу перекачувати в'язкі рідини і рідини з крупними включеннями без закупорювання протічної частини. СВН може забезпечувати перекачування рідини з включеннями. У вільновихровому насосі відсутні передні ущільнення, що усуває проблему з їх зносом, регулюванням і промивкою.

2. Здатність працювати на закриту засувку.

Робота вільновихрового насоса при закритій засувці на напірному трубопроводі можлива протягом часу більшому, ніж відцентрового насоса.

3. Надійна робота при зниженому тиску на вході.

Можливість роботи без кавітації з великими висотами всмоктування дозволяє підвищити концентрацію перекачуваних середовищ, збільшити її газовміст. Вільновихрові насоси перекачують рідину в умовах розвиненої кавітації до настання зриву його параметрів.

4. Наявність незначних радіальних сил.

Конструктивне виконання протічної частини практично виключає при роботі вільновихрового насоса радіальні навантаження на його вал, що забезпечує більш тривалий термін служби сальника, підшипника і валу.

5. Надзвичайно багатофункціональна конструкція.

Конструкція вільновихрового насоса дозволяє надійно і ефективно перекачувати велику різноманітність рідин з включеннями без поломок при експлуатації. Насос може перекачувати рідини з різним вмістом і розмірами абразивних частинок.

6. Низькі експлуатаційні витрати протягом терміну служби.

В порівнянні з іншими конструкціями насосів, для вільновихрового насоса підтверджено скорочення потреби в обслуговуванні, ремонті, а також зменшення часу простою в тяжких умовах перекачування різних рідин.

7. Перекачування рідин при незначному руйнуванні структури її складових.

Принцип передачі енергії у вільновихровому насосі передбачає незначну пульсацію, а можливість вільного протікання рідини через вільну камеру забезпечує зменшення деструкції (руйнування структури) технологічної рідини, зменшення пошкоджень у чутливих до дії сил зрізу речовин. Наявність незначного ударного контакту між перекачуваним середовищем і робочим колесом являється головною перевагою вільновихрових насосів від існуючих конструкцій відцентрових насосів. Здатність насоса СВН перекачувати рідини з легкопошкоджуваними речовинами, а також чутливими до зрізу, може привести до величезної економії завдяки зменшенню руйнування складових перекачуваної продукції. Часткова взаємодія перекачуваного продукту з робочим колесом і наявність прохідного каналу (вільної камери) перед ним, який вільний від контактних пристроїв (лопатевої системи робочого колеса), забезпечують відсутність пошкоджень продукції і незмінність хімічних складових. Там, де необхідно зберегти кристалічну структуру продукту термін окупності вільновихрового насоса може бути значно зменшений, порівняно з відцентровим насосом.

8.3 Аналіз експлуатаційних витрат у вільновихрових насосах порівняно з іншими типами насосів

На рисунку 8.4 представлений графік загальних витрат за певний термін служби насосів 3-х конструктивних типів насосів (насос поступального руху, відцентровий насос і вільновихровий насос) в складних умовах експлуатації: насоси встановлені в схемі перекачування в'язкої суспензії з абразивними включеннями.

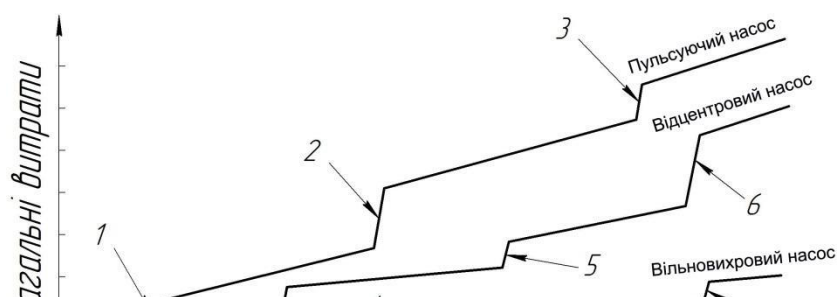


Рисунок 8.4 – Графік загальних витрат при експлуатації різних типів насосів

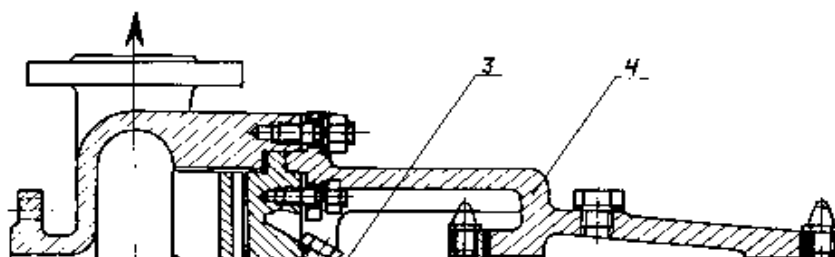
Рисунок 8.4 – Графік загальних витрат при експлуатації різних типів насосів

На графіку наведені можливі експлуатаційні витрати за перший рік роботи насоса, до яких відносяться:

1. Закупорювання насоса, яке веде до зупинки і ремонту.
2. Заміна статора і ротора.
3. Знос і заміна кінцевого ущільнення.
4. Знос ущільнення через радіальні навантаження.
5. Закупорювання насоса з подальшою його зупинкою і ремонтом.
6. Заміна робочого колеса.

Установкою вільновихрових насосів доведено, що насоси СВН економлять значні витрати споживачів за рахунок зниження витрат на експлуатацію, технічне обслуговування і запасні частини, а також внаслідок тривалої безперервної роботи під час транспортування складних для перекачування рідин. А при перекачуванні легкопошкоджуваних речовин, рідин з крихкими і чутливими до зрізу складовими використання насосів СВН є безперечним.

Таким чином для транспортування рідин, що містять включення, забруднених або газонасичених, а також в'язких рідин доцільно використовувати вільновихрові насоси СВН (рис. 8.5).



### Рисунок 8.5 – Конструкція насоса СВН

СВН мають просту і зручну в експлуатації конструкцію, високу надійність, довговічність роботи на гідросумішах і обумовлюють економічну ефективність їхнього застосування для транспортування різних твердих речовин і продуктів. Це можливо завдяки широкій протічній частині та відсутності деталей, які взаємодіють з перекачуваною рідиною. Наявність перед робочим колесом вільної камери усуває причину закупорювання насосів і зменшує імовірність ушкодження перекачуваних продуктів.

Як приклад, насоси СВН ефективно застосовуються для перекачування рідин з твердими включеннями, волокнистих і в'язких мас, а також для гідротранспорту легкоушкоджуваних продуктів та рідин з твердими включеннями, а саме:

– органічної сировини в технології виробництва етилового спирту, включаючи тверді побутові відходи, відходи деревообробки і сільського господарства;

– відходів виробництва – жмиха;

– барди та соляних розчинів;

– відходів цукрового буряка та бурякової гички з водою, жому з водою;



– рідин з високою в'язкістю: сиропів, клеровки, суспензій, зеленої та білої патоки;

– рідин з великою кількістю абразивних домішок: суспензій, вапняного молочка.

– овочів та рибного малька, рибної та кістяної муки з водою, прокислого молока зі згущеннями, пюре, рідких тельбухів птиці та органічних добрив і т.п.

У зв'язку з тим, що робочий процес вільновихрового насоса базується на передачі енергії від циркуляційного потоку у вільній камері, то можлива робота СВН при динамічній в'язкості рідини більше 50 сПз.

Насос СВН забезпечує перекачування суспензій з об'ємною концентрацією твердих частинок до 70 % , при цьому не закупорюється і не зупиняється. Більша частина рідини з твердими включеннями проходить через вільну камеру.

Насос здійснює перекачування рідин з абразивними частинками з мінімальними затратами і мінімальним зносом протічної частини.

Вільновихрові насоси забезпечують високу надійність роботи при перекачуванні газорідинних сумішей з вмістом повітря (газу) до 50 %. Бульбашки, які знаходяться у рідині, не перекривають вхід в робоче колесо, а наявність вільної камери і широкі прохідні перерізи на вході в робоче колесо дозволяють запобігати кавітації.

Наявність вільної камери дозволяє перекачувати рідини з включеннями розміром залежно від типорозміру насоса. Крупні частинки проходять через насос без закупорювання його протічної частини.

Волокнисті включення, що містяться в перекачуваних суспензіях, не намотуються на лопаті і не закупорюють прохідні канали робочого колеса, як це спостерігається в роботі відцентрових насосів.

У результаті часткового контакту з робочим колесом можлива передача енергії кристалічним складовим з незначним їх руйнуванням, що надає широкі можливості для перекачування рідин з легкоушкоджуваними речовинами .

Конструкція насосів СВН з особливою проточною частиною являється найефективнішою у різновиді насосів при перекачуванні рідин з різними домішками.

У насосах СВН робочим органом є робоче колесо з радіальними або нахиленими лопатями, яке обертається в циліндричній розточці задньої стінки корпусу.

Через робоче колесо вільновихрового насоса (рис. 8.6) проходить лише невелика частина загального потоку рідини (15 – 20 %), що утворює вихровий рух, який сприймає механічну енергію лопатей робочого колеса насоса та перетворює її у гідравлічну енергію потоку рідини [42].

Це дозволяє підвищити ресурс роботи робочого колеса вільновихрового насоса в 2 – 3 рази по відношенню до ресурсу роботи робочого колеса відцентрового насоса.

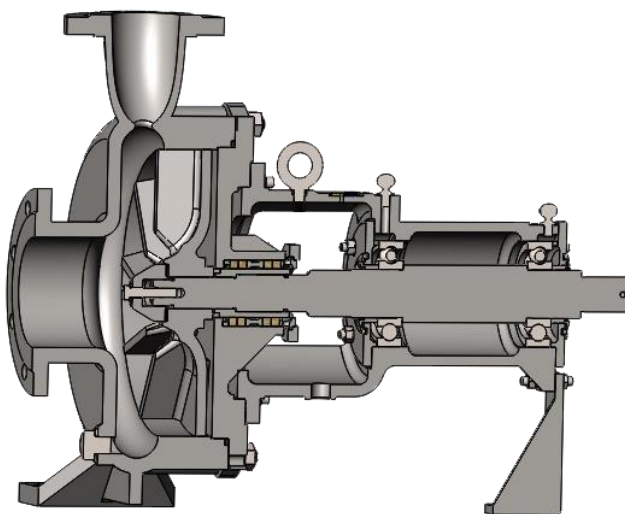


Рисунок 8.6 – Конструкція вільновихрового насоса

Рідина із всмоктувального патрубка поступає у вільну камеру насоса, а потім входить в колесо в області втулки і під дією відцентрової сили відкидається до периферії. Частина рідини, що виходить з робочого колеса, прямує частково у відвід, а інша частина при втраті енергії повертається до

входу в робоче колесо. У вільній камері відбувається обмін кількістю руху між потоками рідини, що виходить із робочого колеса, і рідини, що поступає у вільну камеру з всмоктувального трубопроводу. Широкі прохідні перерізи вільної камери дозволяють перекачувати рідини з включеннями, розмір яких складає 0,8 від її ширини.

#### 8.4 Проектування проточної частини вільновихрового насоса з використанням методу чисельного дослідження

##### 8.4.1 Основи створення розрахункової моделі

Високе значення ККД насоса закладається на стадії проектування при розробці протічних частин насосів. Розробка економічних протічних частин вільновихрових насосів вельми наукомісткий процес. Не всі виробники насосів мають можливість забезпечення необхідних характеристик. Найчастіше відпрацювання протічних частин забезпечується за допомогою фізичного експерименту. Проте досягнення досить високих значень ККД насоса пов'язане зі значними матеріальними витратами.

Проточна частина насоса – дуже важливий елемент, який повинен виготовлятися з достатнім ступенем точності. Відхилення реального профілю від заданого зводять нанівець всі зусилля по його розробці.

Протягом останніх років удосконалення конструкцій насосів, спрямоване на підвищення ККД, розвивалося за такими напрямками. По-перше, це забезпеченням кращої обтічності робочих органів насоса, по-друге, встановленням оптимальних геометричних параметрів протічної частини. Важливим фактором по підвищенню ККД і збереженню високого його значення при тривалій експлуатації насоса є недопущення кавітації. Це досягається шляхом відповідного удосконалення конструкції насоса, а також застосування відповідних матеріалів.

Для забезпечення конкурентоздатності на ринку насосів підвищуються вимоги до економічності обладнання. Сьогодні це можливо завдяки впровадженню більш складних методів проектування насосів.

Для підвищення ККД вільновихрових насосів запропоновано проведення чисельного дослідження проточної частини насоса. Для проведення чисельного експерименту будується 3D модель рідини проточної частини насоса (рис. 8.7 , рис. 8.8).

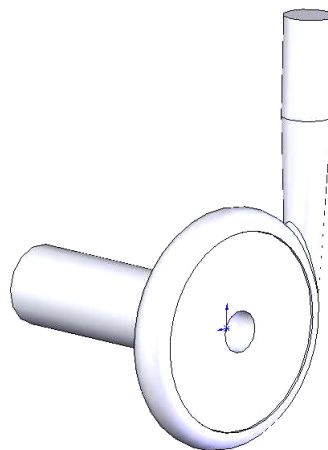


Рисунок 8.7 – 3D модель рідини у вільній камері насоса СВН

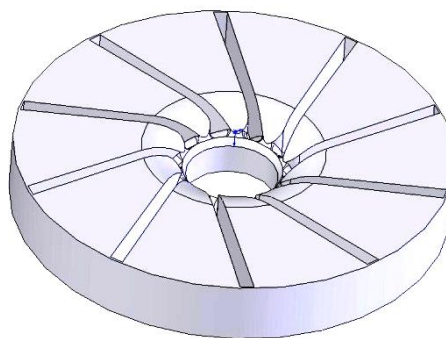


Рисунок 8.8 – 3D модель рідини в робочому колесі насоса СВН

У подальшому дана 3D модель використовується для побудови розрахункової сітки в пакеті ANSYS ICEM CFD. Топологія розрахункових сіток представлена на рисунку 8.9.

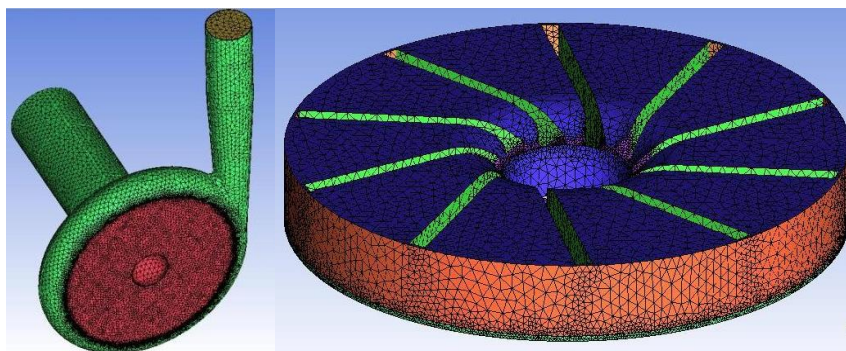


Рисунок 8.9 – Топологія розрахункових сіток у вільній камері та робочому колесі СВН

Створення розрахункової моделі проводилось в пакеті CFX-Pre 13.0.

Взаємодія рідини входу і робочого колеса області interface 1 (inlet to impeller) і interface 2 (impeller to outlet) – «frozen rotor», що передбачає осереднення параметрів по часу.

Робочим середовищем виступала вода з температурою 25°C, режим протікання – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольда використовувалась стандартна k-ε модель турбулентності.

В якості граничних умов на вхід в розрахункову область задавалась масова витрата, а на виході повний тиск.

Також була врахована наявність зворотних течій на виході з розрахункової області, тому тип граничної умови був заданий «opening».

Критерієм збіжності являлось досягнення середньої квадратичної невязки  $10^{-4}$ , що являється достатнім для інженерних розрахунків.

#### 8.4.2 Результати дослідження течії рідини в проточній частині

Аналіз результатів розрахунку проводився в CFX-Post 13.0. Для візуалізації розподілення швидкостей і тисків були побудовані перерізи. Результати приведені в вигляді векторів швидкості.

На рисунку 8.10 показано розподілення векторів швидкості в робочому колесі насоса СВН. Чітко видно вихрову структуру потоку і зростання швидкості біля втулки и по периферії.

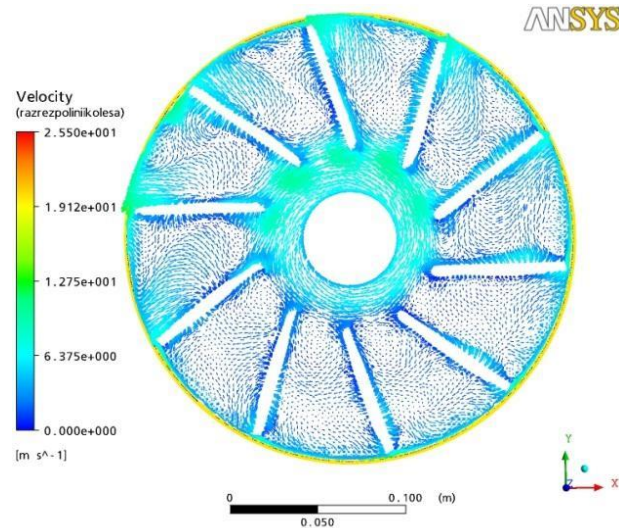


Рисунок 8.10 – Розподіл швидкості в місці виходу лопатей робочого колеса у вільну камеру

На рис. 8.11 і 8.12 представлений розподіл швидкості з робочої і тильної сторони лопаті. З даного рисунка видно напрямок руху рідини і утворення вихрів.

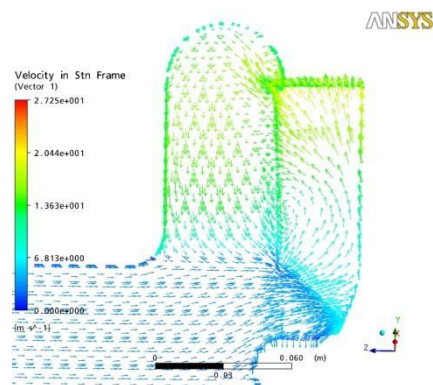


Рисунок 8.11 – Розподіл швидкості з робочої сторони лопаті

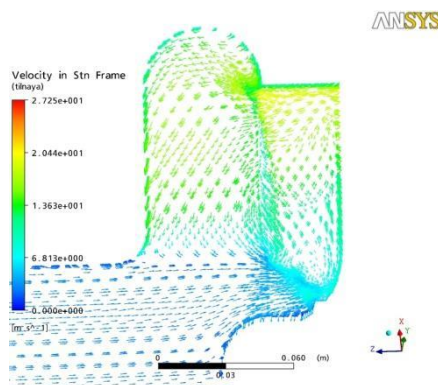


Рисунок 8.12 – Розподіл швидкості з тильної сторони лопаті

З урахуванням отриманих результатів чисельне дослідження дозволяє провести ряд заходів по проектуванню протічної частини насосів СВН, а саме по удосконаленню обтічності лопатей робочого колеса. В результаті цього зменшити втрати на вихроутворення та покращити обтічність лопатей робочого колеса, без відривів потоку рідини, що в подальшому призводить до підвищення їх ККД і відповідно зменшення енергоспоживання.

#### 8.4.3 Результати дослідження течії рідини в проточній частині

З метою підвищення ККД вільновихрового насоса запропоновано удосконалити робоче колесо з прямими лопатями, що розташовані радіально, або під кутом установки лопаті в плані на виході з робочого колеса  $\beta_2 > 70^\circ$  (рис. 8.13, а) на робоче колесо з профільованими лопатями (рис. 8.13, б) [43].

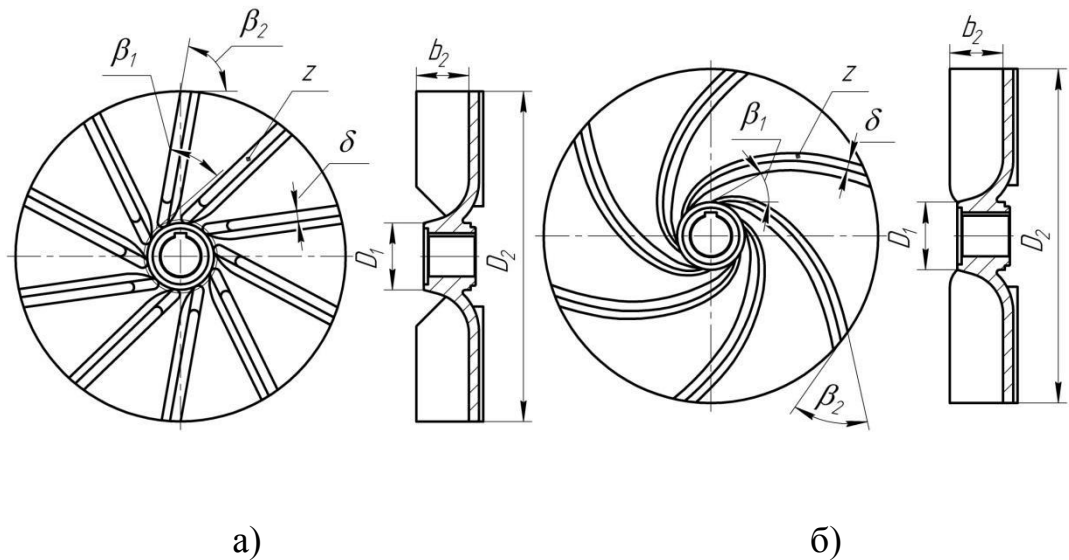


Рисунок 8.13 – Конструкція робочого колеса:

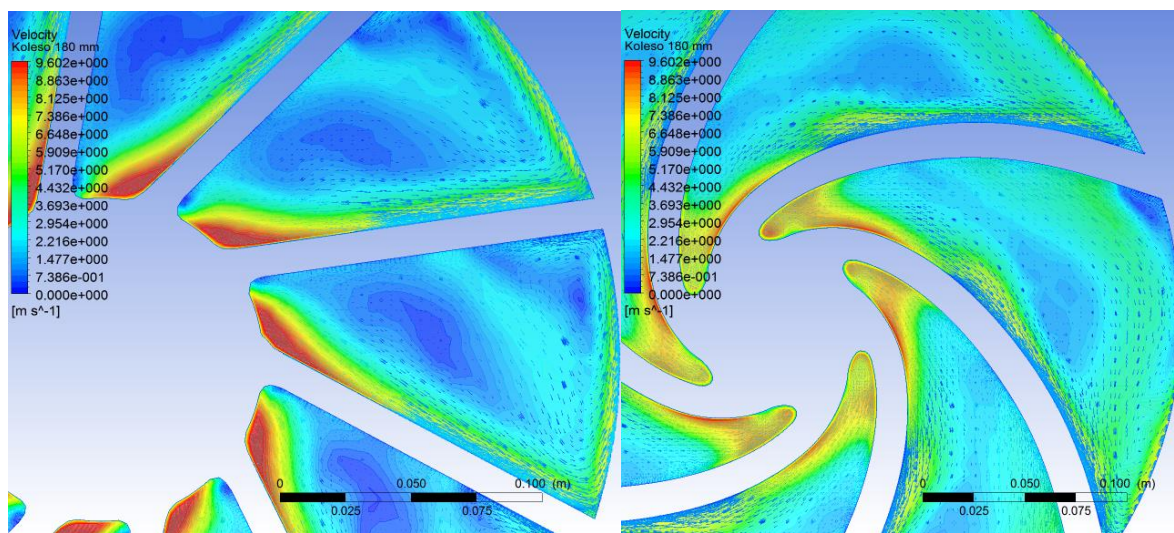
а) з прямими лопатями, що розташовані під кутом лопаті в плані на виході з робочого колеса  $\beta_2 > 70^\circ$ ; б) з профільованими лопатями

Проектування робочого колеса виконано з використанням методу чисельного дослідження потоку рідини в проточній частині ступеня насоса, що дозволило значно скоротити терміни розробки конструкції робочого колеса, а також знизити інвестиційні витрати на його виготовлення. При цьому твердотільна модель рідини в проточній частині ступеня насоса виконана за допомогою програмного забезпечення Solidworks 2013. Розрахункова сітка побудована з використанням програмного пакету Icem CFD. Чисельне дослідження потоку рідини виконувалося за допомогою програмного пакету Ansys CFX.

Для варіантів із використанням діючого та запропонованого варіанта робочого колеса в результаті проведення серії чисельних досліджень отримані графічні зображення картини потоку рідини в його міжлопатевих каналах.

На рисунку 8.14 показано розподіл швидкостей у векторній формі та у вигляді заливки в міжлопатевих каналах на вході в робоче колесо з використанням діючого (рис. 8.14, а) та запропонованого (рис. 8.14, б) варіанту робочого колеса.





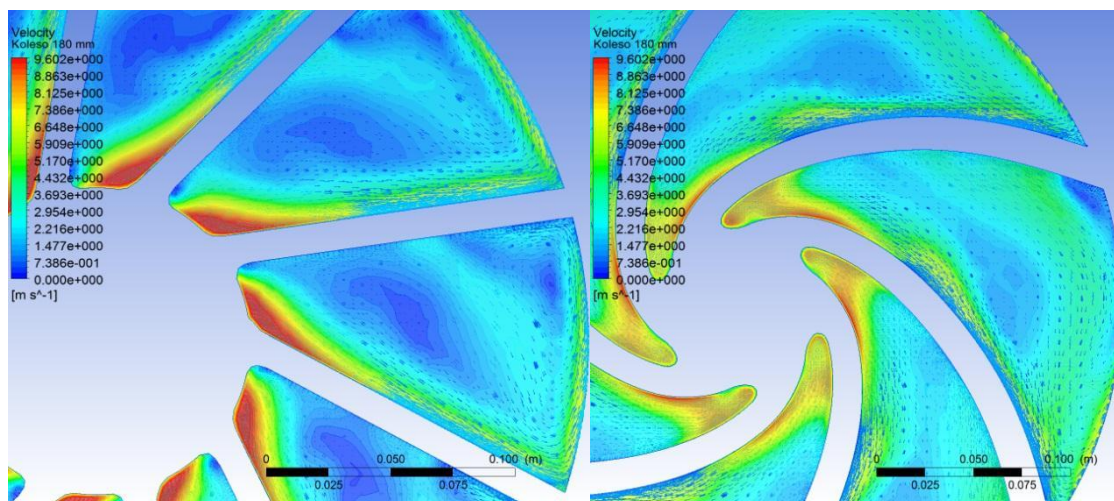
а)

б)

Рисунок 8.14 – Розподіл швидкостей в міжлопатеких каналах поблизу входу в робоче колесо з використанням: а) діючого робочого колеса;  
б) запропонованого робочого колеса

Як видно з рис. 8.14 при застосуванні робочого колеса запропонованої конструкції з використанням профільованих лопатей досягається натікання рідини на лопаті робочого колеса з меншим кутом атаки, ніж у випадку із застосуванням робочого колеса діючої конструкції. При цьому профільована форма лопатей досить вдало дозволяє підтримувати безвідривний характер руху рідини в міжлопатеких каналах робочого колеса. При використанні діючого робочого колеса (рис. 8.14, а) у векторній формі показане утворення вихрової зони на тильній стороні лопаті поблизу його зовнішнього діаметра, яка відсутня при використанні запропонованого робочого колеса (рис. 14, б).

На рисунку 8.15 показано розподіл швидкостей посередині міжлопатеких каналів робочого колеса на відстані 30 мм від кромки лопатей при використанні базового (рис. 8.15, а) та запропонованого (рис. 8.15, б) робочого колеса.



а)

б)

Рисунок 8.15 – Розподіл швидкостей в міжлопатеких каналах робочого колеса на відстані 30 мм від кромки лопатей з використанням: а) діючого робочого колеса; б) запропонованого робочого колеса

При використанні базового робочого колеса на тильній стороні лопаті на відстані 30 мм від кромки лопатей утворюються значні зони вихороутворення (рис. 8.15, а), що відсутні при використанні запропонованого робочого колеса (рис. 8.15, б). Деяка зона з меншою відносною швидкістю в міжлопатеких каналах запропонованого робочого колеса, що характеризується синім кольором на рисунку 8.14, б, пояснюється зміною напрямку руху рідини в міжлопатеких каналах (рис. 8.15) внаслідок наявності тороподібного вихору в проточній частині насоса.

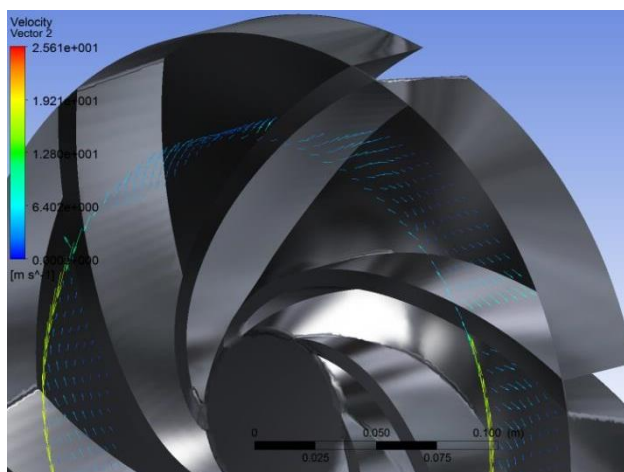
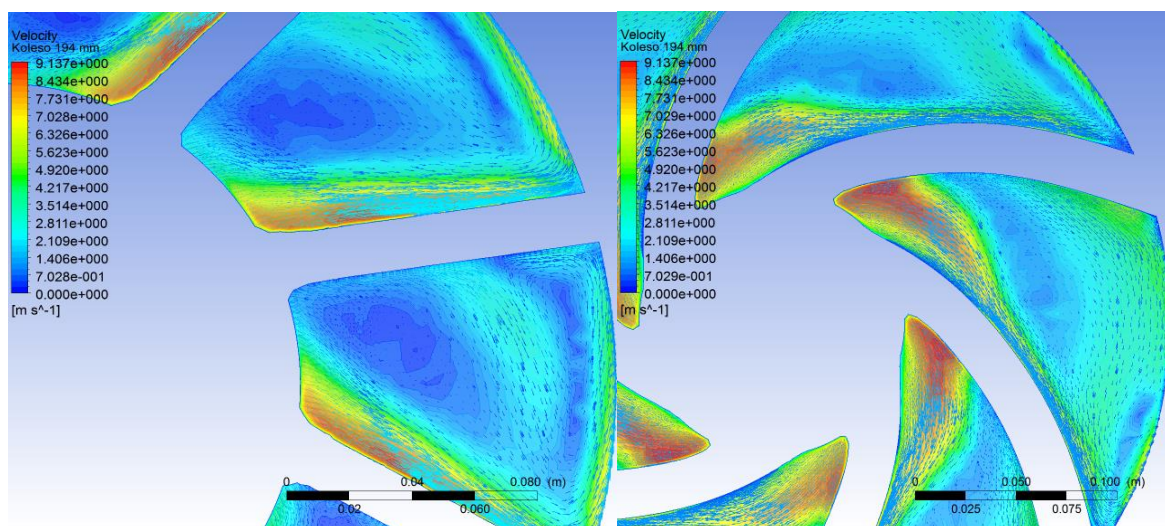


Рисунок 8.15 – Зміна напрямку руху рідини в міжлопатевих каналах запропонованого робочого колеса

На рис. 8.16 показано розподіл швидкостей в міжлопатевих каналах поблизу диску робочого колеса при використанні базового (рис. 8.16, а) та запропонованого (рис. 8.16, б) робочого колеса.



а)

б)

Рисунок 8.16 – Розподіл швидкостей в міжлопатевих каналах поблизу робочого колеса з використанням: а) діючого робочого колеса;  
б) запропонованого робочого колеса

Як видно з рис. 8.16, при використанні запропонованого робочого колеса (рис. 8.16, а) досягається безвідривне натікання рідини на лопаті робочого колеса без значних зон відриву потоку, що не є характерним при використанні діючого робочого колеса (рис. 8.16, б).

За результатами проведення чисельного дослідження побудовані характеристики насоса (рис. 8.17) з використанням діючого робочого колеса (зелена лінія) та запропонованого робочого колеса (червона лінія) [44].

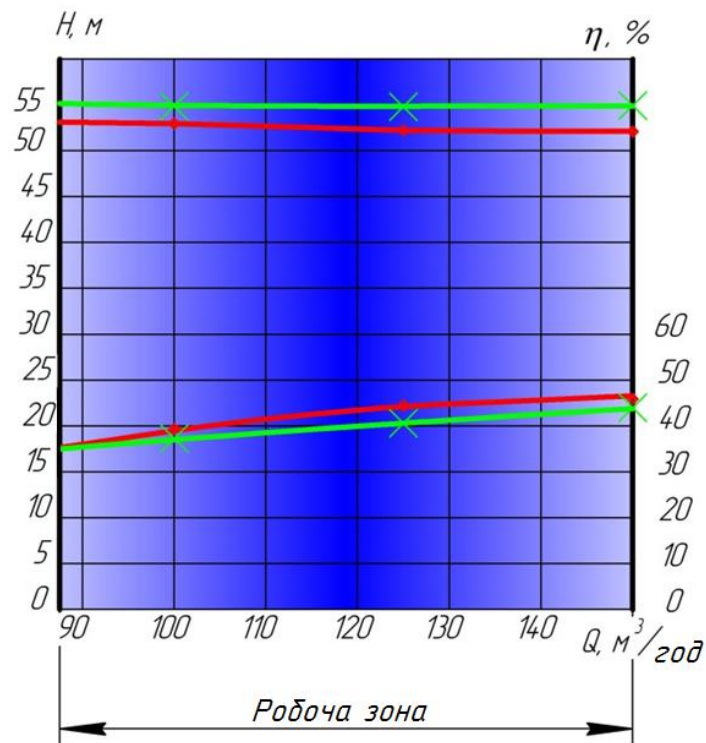


Рисунок 8.17 – Характеристики досліджуваного насоса

Згідно до отриманих результатів, застосування робочого колеса з профільованими лопатями дозволяє підвищити ККД вільновихрового насоса на 2 – 4 % по відношенню до варіанту із застосуванням робочого колеса з прямими лопатями з кутом установки лопаті в плані на виході з робочого колеса  $\beta_2 > 70^\circ$ . Це дозволяє знизити споживану потужність до 10 %.

У результаті проведених досліджень для запропонованого робочого колеса вільновихрового насоса з профільованими лопатями отримано патент України на корисну модель [45].

### 8.5 Параметричний ряд вільновихрових насосів

Одним із найбільш значимих чинників при зниженні собівартості продукції та зменшення комплектуючих деталей є уніфікація, яка, окрім зниження собівартості, одночасно веде до поліпшення якості випущених виробів. Тому стає очевидною необхідність створення параметричних рядів максимально уніфікованих за технологією та конструкцією насосів з мінімальним числом типорозмірів, що одночасно знаходяться у експлуатації, для різних галузей народного господарства.

У міжнародній практиці вважається доцільним випускати не один який-небудь виріб, а достатньо широкий параметричний ряд (product line). Наприклад, набір насосів одного типу, але які відрізняються подачею, напором або частотою обертання валу. Всі ряди утворюють асортиментний набір (product mix), який зазвичай складається з 20 і більше градацій.

Відомі різні приклади створення типорозмірних рядів у насособудуванні. Один з найбільш ваговим прикладом, який використовується при створенні конструкцій консольних насосів у зарубіжних партнерів, є стандарт ISO-2858 «Насоси відцентрові з осьовим входом (номінальний тиск до 1,6 МПа). Позначення, номінальні параметри і розміри». Даний стандарт регламентує розмірні ряди подач і напорів насосів, а також приєднувальні розміри і номінальні значення зовнішніх діаметрів робочих коліс.

Більш ніж 45 - річний досвід роботи фахівців Сумського державного університету в галузі створення насосного обладнання та 30 - річний досвід по впровадженню насосів у різні галузі господарства дозволяє на високому технічному рівні розробити конструкції уніфікованого типорозмірного ряду вільновихрових насосів СВН нового покоління.

З метою оптимізації кількості типорозмірів насосів однієї конструктивної схеми, а також внесення однотипності до їх конструкції доцільно розробляти широкий параметричний (нормальний) ряд насосів [46].

Параметричним рядом називається графік, у якому в системі координат Q–H представлені окремі поля, відповідні насосам певного типу.

Номенклатура насосів СВН за стандартом ISO-2858 має наступні розмірні ряди основних параметрів:

– подача Q, м<sup>3</sup>/год: 6,3; 12,5; 25;.50; 80; 100; 125; 200; 315; 400;

– напір H, м: 5; 8; 12,5; 20; 32; 50; 63; 80.

Технічні характеристики вільновихрових насосів наступні: потужність - від 2,2 до 75 кВт, напір – від 10 до 50 м, подача – від 20 до 400 м<sup>3</sup>/год.

На сьогоднішній день для вільновихрових насосів СВН розроблений такий параметричний ряд [47].

Сукупність типорозмірів насосів визначає і поле Q–H, яке повинно окриватися одним насосом.

Виходячи з цього, зона допустимих режимів роботи насоса представляє собою поле характеристик (рис. 8.18).

Для нормальної роботи насосних установок потрібно щоб зони необхідних режимів роботи насосів знаходилися усередині зони допустимих величин подачі і напору.

З огляду на наявність незаповнених проміжків в параметричному ряді вільновихрових насосів сьогодні існує перспектива його вдосконалення з метою підвищення енергоефективності насосів, що мають відповідні режими роботи [48].

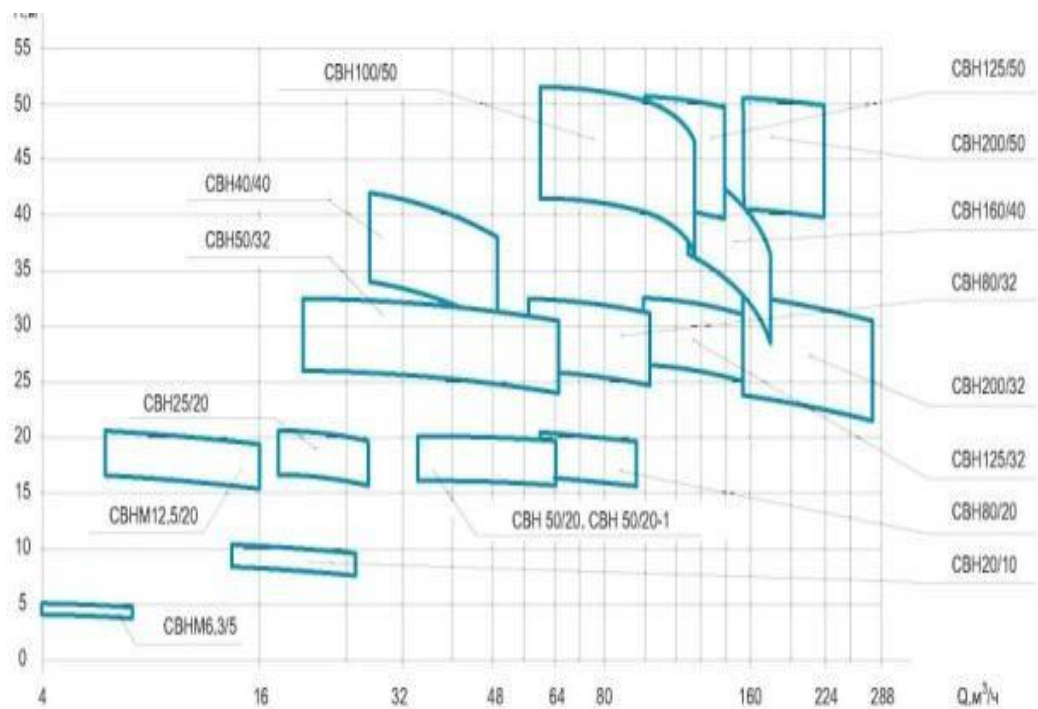


Рисунок 8.18 – Параметричний ряд вільновихрових насосів СВН

Необхідний діапазон  $Q$ – $H$  покривається мінімальним числом типорозмірів насосів. Числові значення основних параметрів насосів ( $Q$ ,  $H$ ) установлені відповідно до нормативних вимог (СТ СЭВ 6049-87 «Насосы динамические. Ряды основных параметров» та стандартом ISO-2858). Межі  $Q$  і  $H$  для кожного насоса передбачають його роботу в зоні оптимальних режимів.

Для забезпечення тривалої і надійної роботи параметри насоса не повинні виходити за межі рекомендованого інтервалу подач і напорів. При розгляді декількох варіантів насосів перевага віддається насосу, у якого на розрахунковій подачі є більше значення ККД. У цьому випадку забезпечується максимальна економія електроенергії.

Перехід до конструктивно – уніфікованого параметричного ряду вільновихрових насосів здійснюється з метою зменшення витрат на виготовлення і зменшення номенклатури запасних частин [49]. Створення і виготовлення типорозмірного ряду насосів і електронасосних агрегатів на їх основі доведено до стадії серійного виробництва. Параметри кожної партії виготовлених насосів підтверджуються випробуваннями на

експериментальному стенді, який акредитований в сертифікаційному органі НП «СЦ «НАСТХОЛ». Насоси використовуються в різних галузях промисловості. За своїми технічними параметрами вільновихрові насоси аналогічні імпорнтними зразкам, при цьому вартість кожної моделі нижче.

У параметричному ряду насосів всі конструктивні елементи ідентичні. Насоси СВН сконструйовані за принципом уніфікованих вузлів [50]. У конструкціях використовуються три підшипникові вузли, п'ять робочих коліс, а для забезпечення різних значень подач насосів з високими енергоефективними показниками запропоновані десять корпусів насосів (рис. 8.19).

З метою зменшення кількості типорозмірів насосів при розробці параметричного ряду СВН запропонований принцип блочно-модульного конструювання, який передбачає взаємозаміну деталей насосів, що дозволяє зменшити номенклатуру запасних частин насосів, забезпечує вигідність та зручність обслуговування. Розроблені конструкції насосів СВН мають 15 градацій, що забезпечують параметри 75 типорозмірів насосів з широкою уніфікацією деталей.

#### 8.6 Ефективна робота насосної установки при перекачуванні рідин з включеннями

У даний час існує міф про те, що економія електроенергії при заміні вітчизняних насосів на імпорнтні може скласти 20 – 30 %. Для достовірності інформації необхідно при порівнянні споживаної потужності аналогічних насосів різних виробників звертати увагу на рівність параметрів подачі і напору, на які підбирається насос. Матеріали, викладені у статті, показують, що ефективна експлуатація насосів досягається, головним чином, за рахунок раціонального підбору конструкції насоса і злагодженої його роботи на трубопровідну мережу.



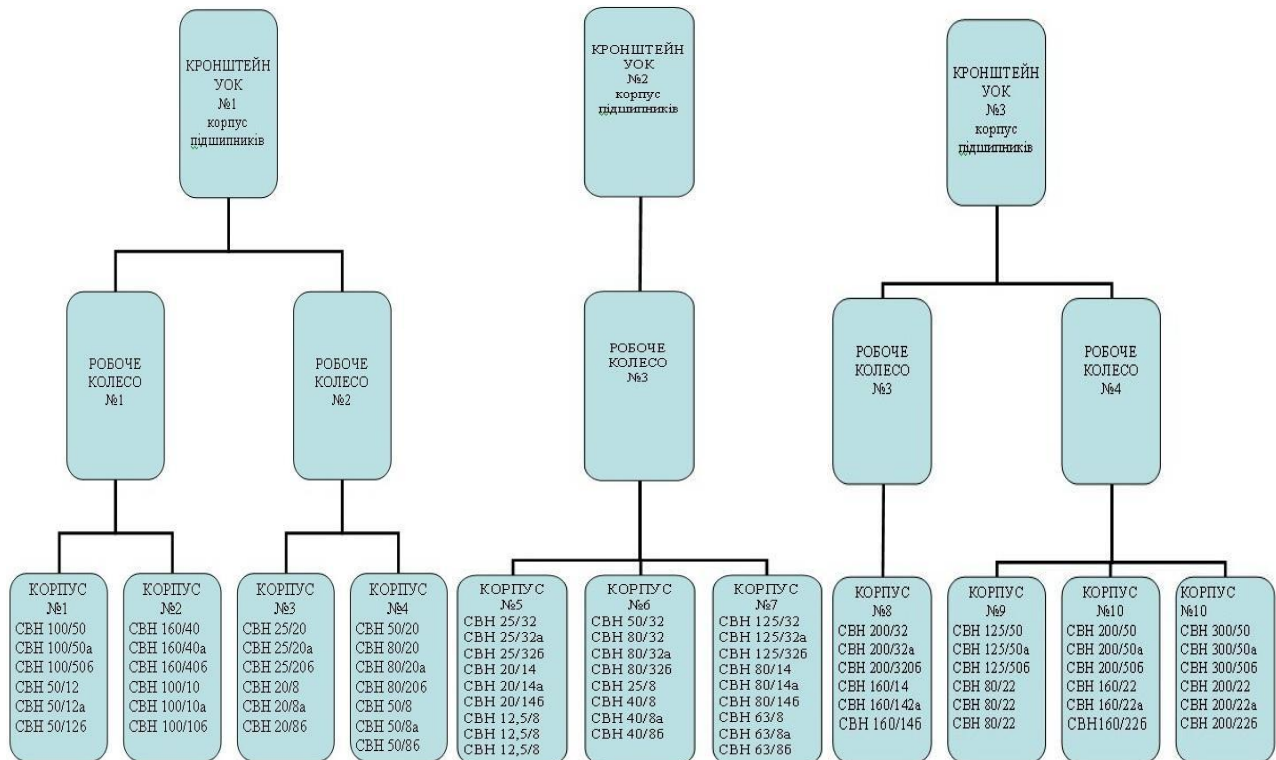


Рисунок 8.19 – Уніфікований ряд насосів СВН

Проблема правильного підбору та використання насосів в технологічних лініях заводів сьогодні в економічному плані має велике значення.

Питання ефективного використання насосної установки в технологічних лініях останніми роками стають все більш актуальними у зв'язку із зростанням тарифів на електричну енергію, витрати на яку в загальній структурі життєвого циклу можуть бути дуже значними. Частка електроенергії споживаної насосами на деяких підприємствах складає до 70 % від загального енергоспоживання. Тому питання зниження витрат на електроенергію полягає в ефективному використуванні насосного устаткування.

Основними гідравлічними параметрами протікання технологічного процесу є продуктивність і потрібний напір трубопровідної мережі, або подача і напір насоса. Насос, який встановлений в даній технологічній лінії, працює на

такому режимі, при якому потрібний напір рівний напору насоса. При цьому енергія, яка споживана при русі рідини по трубопроводах, рівна енергії, що створюється насосом. Гідравлічні параметри жорстко пов'язані між собою, і зміна будь-якого з них призводить до зміни іншого.

Регулювати основними параметрами насосного агрегату, тобто здійснювати цілеспрямовану їх зміну, можливо тільки зміною характеристики насосів. Наряду з цим необхідно вказати, що робота одного і того ж насоса в різних технологічних лініях буде забезпечувати неоднакові параметри.

При загальній тенденції підвищення енергоефективності правильний підбір насосів є економічно доцільним [51]. Але обмежена кількість насосів з необхідними подачею та напором не задовольняють вимоги різних галузей промисловості.

Для забезпечення необхідних параметрів насосної установки по продуктивності та напору в мережі підприємства вдаються до регулювання потоку рідини за допомогою засувки, що приводить до значного збільшення споживаної потужності як через роботу насоса в зоні низького ККД, так і за рахунок гідравлічних втрат при дроселюванні. Крім низького ККД, робота насосів за межами робочого діапазону значно скорочує термін їх служби і надійність.

Таким чином головні причини неефективного використання насосного устаткування наступні:

1. Обмежена номенклатура насосів, що приводить до установки насосів з параметрами подачі і напору більшими, ніж потрібно для забезпечення роботи трубопроводної мережі.

2. Невідповідність конструктивних особливостей насосів умовам експлуатації, що супроводжується швидким зносом протічної частини, зменшенням надійності і терміну служби.

3. Регулювання режиму роботи насоса за допомогою засувки.

При заміні насосного устаткування головними цілями є зниження витрат на енергоспоживання та на експлуатацію і ремонт. Це досягається правильним

підбором насоса відповідно до реальних умов роботи в технологічній лінії цукрового заводу.

Регулювання режиму роботи насосної установки може бути здійснено зміною характеристики мережі за допомогою регулюючої засувки (дросельне регулювання), зміною характеристики насоса шляхом зміни частоти обертання (впливом на насос).

Дросельне регулювання здійснюється засувкою, яка розташована на напірному трубопроводі, звичайно в безпосередній від насоса близькості. Цей спосіб широко застосовують через простоту здійснення. Дросельне регулювання не вимагає внесення в систему установки насоса ніяких нових елементів, що є основною перевагою цього способу. Негативними наслідками такого способу регулювання є знос і вібрація дросельного пристрою, нагрівання рідини і зниження ККД. Вказаним способом користуються, якщо втрати напору на засувці малі порівняно з напором насоса.

В умовах роботи насоса, де параметри трубопровідної мережі змінюються у часі залежно від зміни добової кількості продукту, підібрати насос, для якого діапазон зміни параметрів мережі знаходився б в межах робочого діапазону насоса, неможливо. Забезпечення оптимальних режимів пов'язана з використанням регульованих приводів. Найбільш перспективне використання насосних установок з частотно-регульованим електроприводом змінного струму, що забезпечує широкий діапазон зміни швидкості. А інша функція регульованого електроприводу, як плавний пуск і зупинка установки, підвищують надійність її експлуатації.

У цьому випадку значну економію може принести вживання систем управління насосною установкою за допомогою частотного регулювання.

За даними Гідравлічного інституту США і європейської асоціації виробників насосів основні заходи, які приводять до зниження енергоспоживання і його розміри приведені в таблиці 8.2.

Таблиця 8.2 – Заходи до зниження енергоспоживання

Методи зниження енергоспоживання в насосних системах	Розмір зниження енергоспоживання, %
Заміна регулювання подачі засувкою на регулювання частотним перетворювачем	10 – 60
Зниження частоти обертання	5 – 40
Каскадне регулювання за допомогою паралельної установки насосів	10 – 30
Підрізання робочого колеса, заміна робочого колеса	10 – 20
Заміна електродвигунів на більш ефективні	1 – 3
Заміна насосів на більш ефективні	1 – 2

Необхідно звернути увагу на те, що зниження енергоспоживання за рахунок заміни насосів на аналогічні може принести максимум 2 % економії. Основний потенціал по енергозбереженню полягає в заміні регулювання подачі насоса засувкою на частотне або каскадне регулювання, тобто вживанні систем здатних адаптувати параметри насоса під вимоги трубопровідної мережі.

Використання різних способів регулювання вимагає ретельного вивчення умов роботи насоса. Зокрема, необхідно знати співвідношення статичної і динамічної складових потрібного напору трубопровідної мережі. Статична складова визначається геометричною висотою підйому рідини та різницею тисків на вільних поверхнях у приймальному та напірному резервуарах. Якщо резервуари відкриті, то тільки геометричною висотою.

Динамічна складова залежить від умови протікання рідини по трубопроводах і визначається втратами на тертя при русі рідини, а також втратами у місцевих опорах. Як видно з першого графіка (рис. 8.20) при роботі насоса на трубопровідну мережу з переважною статичною складовою зниження частоти обертання вала насоса до 83 % від номінального значення приводить до

зниження ККД з 60 до 35 % і виходу робочої точки за межі робочого діапазону. Тому при роботі насоса на мережу з переважною статичною складовою вживання частотного приводу нераціональне і вимагає більш ретельного аналізу.

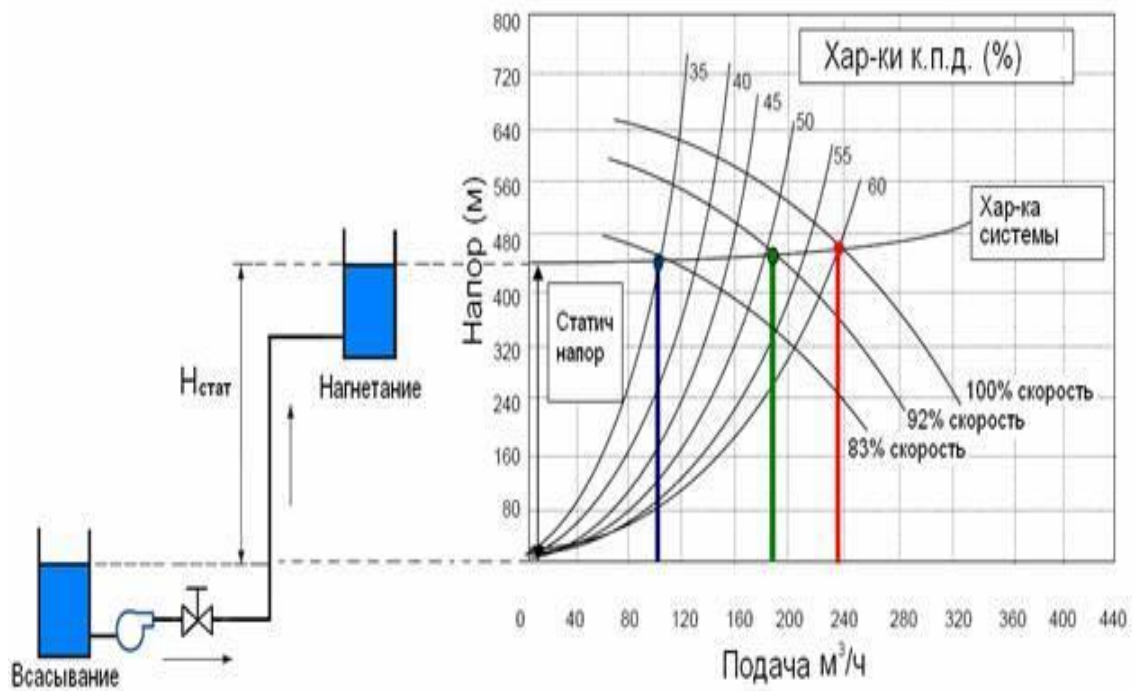


Рисунок 8.20 – Робота насоса з частотним регулюванням на мережу з переважною статичною складовою

З другого боку, робота того ж насоса при різних частотах обертання на мережу з переважними втратами на тертя (рис. 8.21), приводить до того, що робоча точка зміщується уздовж лінії максимального ККД, і насос працює в оптимальному режимі на всіх частотах.

Тому вживання частотного приводу насосів в установках з переважними втратами на тертя є найраціональнішим і приводить до значного скорочення енергоспоживання. Цей спосіб регулювання являється ефективним при зміні кількості продукту в незначних межах.

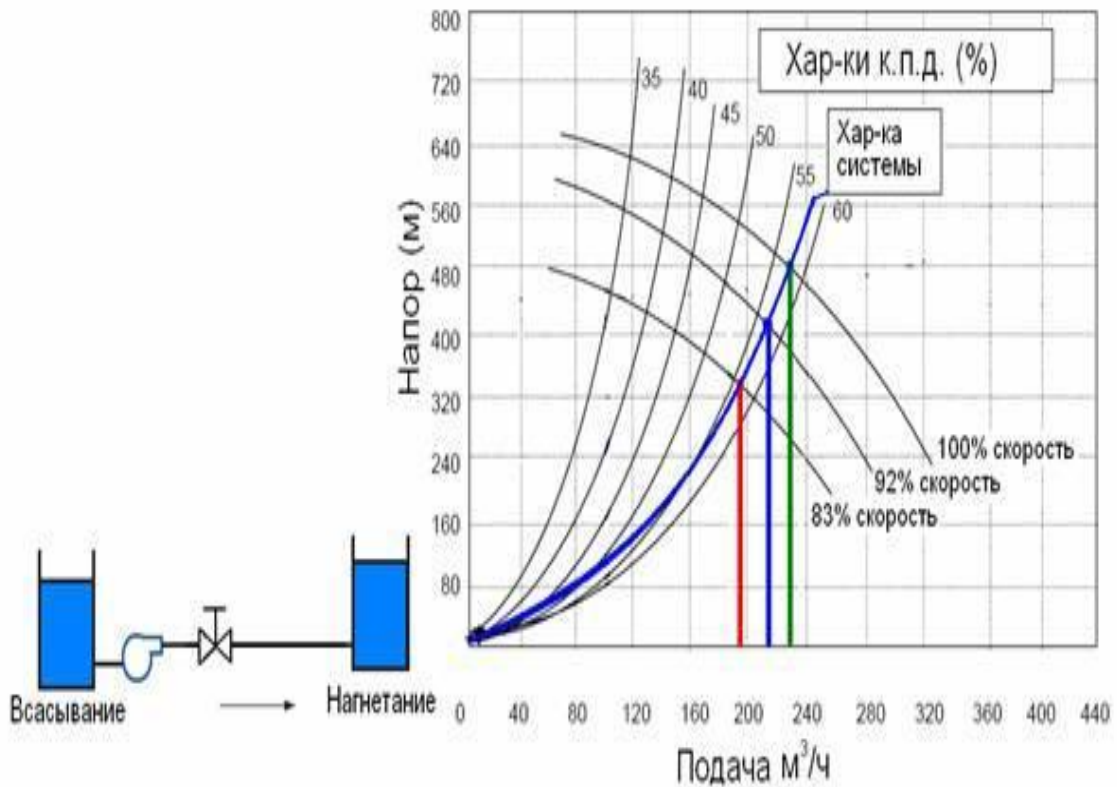


Рисунок 8.21 – Робота насоса з частотним регулюванням на мережу з переважними втратами на тертя

Для деяких гідравлічних мереж виникає необхідність у зміні продуктивності перекачуваної рідини у широкому діапазоні.

Як видно з графіків (рис. 8.22), при каскадному регулюванні режиму роботи насосної установки за допомогою включення і виключення необхідної кількості насосів встановлених паралельно при роботі на мережу з переважно статичною складовою сумарна подача збільшується приблизно на одне і теж значення.

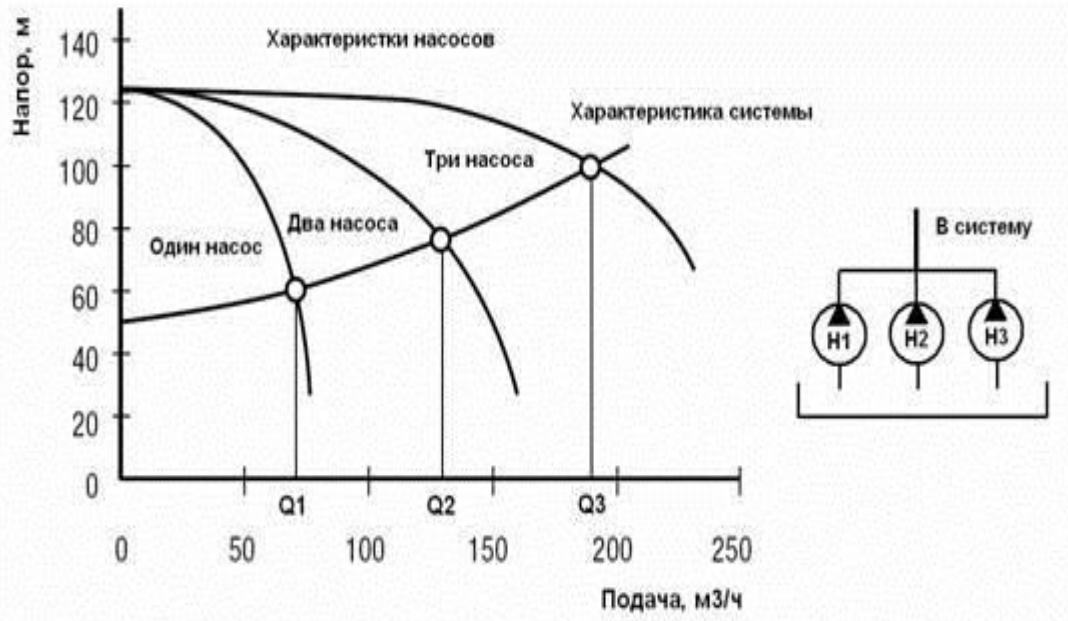


Рисунок 8.22 – Каскадне регулювання режиму роботи насосної станції при роботі на мережу з переважно статичною складовою

При роботі тієї ж насосної установки з переважними втратами на тертя (рис. 8.23), підключення кожного подальшого насоса приводить до непропорційного збільшення сумарної подачі. Причому, підключення кожного подальшого насоса збільшує подачу на менше значення.



Рисунок 8.23 – Каскадне регулювання режиму роботи насосної станції при роботі на мережу з переважно динамічною складовою

У зв'язку з цим, вживання каскадного регулювання приносить ефект в системах з переважною статичною складовою, а вживання частотного приводу рекомендується для систем з переважними втратами на тертя.

Кількість електроенергії і матеріалів, надійність і термін служби, залежать від типу насоса, виду установки і способу експлуатації. Ці чинники взаємопов'язані. Більш того, для ефективної роботи насоса вони повинні бути ретельно підібрані, щоб забезпечити протягом своєї роботи найменше споживання електроенергії, найменші експлуатаційні витрати та ін.

При експлуатації насосів в технологічних лініях цукрових заводів при перекачуванні рідин з високим складом абразивних включень, суспензій з великим вмістом твердих речовин і волокнистих включень, рідин в'язкістю більше 50 сПз, рідин з високим вмістом повітря або газу, рідин чутливих до зрізу і рідин, що містять крихкі речовини, витрати на експлуатацію і ремонт (на усунення надмірного зносу, обслуговування, запчастини, незаплановані простої, втрату продуктивності, заміну ущільнень і усунення пошкодження продукції) складатимуть істотну частку у вартості життєвого циклу.

Для складних у експлуатації рідин застосовуються вільновихрові насоси, але при цьому не треба виключати можливість використання і інших насосів.



## 9 ВИСОКОНАПІРНЕ РОБОЧЕ КОЛЕСО БАГАТОСТУПІНЧАТОГО НАСОСА ДЛЯ НАФТОВОЇ ГАЛУЗІ

Обсяги споживання нафти в світі мають зростаючий характер. Так за десять років з 2006-го по 2016-й споживання нафти зросло з 85 млн. барелів на добу до 95 млн. барелів, або на понад 10%.

При цьому значні темпи видобування скорочують запаси нафти, що може видобуватися з нафтових пластів.

Відношення кількості нафти, що може бути видобутою з нафтового пласта до загального об'єму нафти в ньому називається коефіцієнтом видобутку нафти (КВН).

В залежності від методу нафтовидобутку, КВН знаходиться в широкому діапазоні від 9 % до 75 %. На сьогоднішній день в Україні здебільшого використовується вторинний метод нафтовидобутку, що передбачає підведення зовнішньої енергії в нафтовий пласт у вигляді рідини, що закачується в нього за допомогою насосного обладнання. КВН у такому разі не перевищує 35 – 40 %, що означає, що більше половини нафти не може бути видобутою з пласта.

Для створення надлишкового тиску в нафтових пластах використовуються багатоступінчасті насоси секційного типу (ЦНС). Конструкція даного типу насосів дозволяє легко виконувати розборку насоса із заміною елементів проточної частини. Разом з тим особливістю перекачуваного середовища є наявність в ньому абразивних включень, що призводить до швидкого зносу елементів проточної частини насоса, зокрема його робочого колеса.

Таким чином актуальність досліджуваної тематики полягає в підвищенні КВН в нафтових пластах шляхом підвищення напору насосів, що використовуються для закачування рідини в них. В результаті цього досягається підвищення тиску в нафтовому пласті, що і дозволяє значно підвищити КВН на об'єктах нафтовидобутку.

Проектування насосного обладнання слід виконувати з дотриманням габаритних розмірів існуючих конструкцій насоса. Таким чином можливо уникнути заміни коштовних корпусних елементів насоса. При цьому заміна його проточної частини з урахуванням вищенаведеного факту швидкого зносу її елементів є досить недорогим заходом, що може дати істотні практичні результати.

З теорії проектування насосного обладнання [52] відомо, що збільшення кута установки лопаті в плані на виході з робочого колеса  $\beta_2$  призводить до значного підвищення напору, що створюється насосом. Але при збільшенні кута  $\beta_2$  до значень більше  $30 - 35^\circ$  в проточній частині насоса спостерігаються зворотні течії, що призводять до появи западаючого вигляду напірної характеристики насоса. Таким чином в Q–H характеристиці насоса спостерігається пікове значення. При значеннях подачі насоса лівіше від пікового значення в такому випадку можливе погіршення вібраційних характеристик насоса, поява помпажу, тощо.

Проектування робочого колеса виконано з використанням методу чисельного дослідження потоку рідини в проточній частині ступеня насоса, що дозволило значно скоротити терміни розробки конструкції робочого колеса, а також знизити інвестиційні витрати на його виготовлення. При цьому твердотільна модель рідини в проточній частині ступеня насоса виконана за допомогою програмного забезпечення Solidworks 2013. Розрахункова сітка побудована з використанням програмного пакету Icem CFD. Чисельне дослідження потоку рідини виконувалося за допомогою програмного пакету Ansys CFX.

Попередні результати виконаних досліджень описані в роботах [53 – 55].

В результаті проектування та проведення ряду чисельних досліджень з використанням вищенаведеного програмного забезпечення в кінцевому випадку запропонована конструкція робочого колеса, що дозволяє значно підвищити напір насоса, дотримуючись означених габаритних розмірів його

ступеня. На рисунку 9.1 показана діюча конструкція робочого колеса насоса ЦНС (рис. 9.1 а), та запропонована конструкція робочого колеса (рис. 9.1 б).

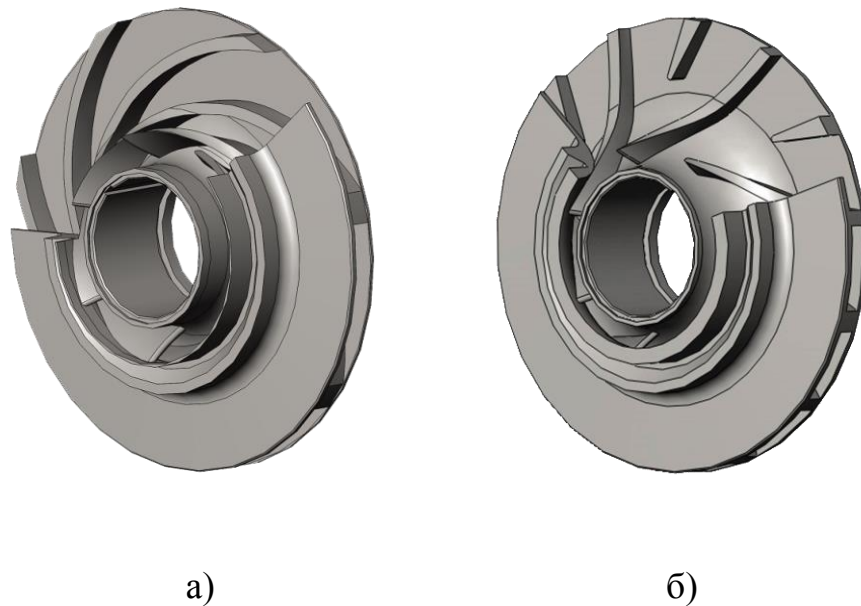


Рисунок 9.1 – Конструкція робочих коліс насосів ЦНС:  
а) діюча; б) запропонована

Запропоноване робоче колесо відрізняється значно збільшеними по відношенню до діючого робочого колеса кутами установки лопаті в плані на вході ( $\beta_1 > 30^\circ$ ) та виході з робочого колеса ( $\beta_2 > 60^\circ$ ). Таке конструктивне рішення дозволяє суттєво підвищити напір насоса. Водночас це призводить до збільшення нерівномірності розподілу швидкості в міжлопатеких каналах робочого колеса за рахунок збільшення кута атаки потоку рідини, що натікає на лопаті робочого колеса.

Більш стрімка зміна кута установки лопаті в плані в запропонованій конструктивній схемі робочого колеса у порівнянні з діючим робочим колесом може привести до відриву потоку від напірної сторони, і, як наслідок, зниження енергоефективності та напору робочого колеса.

Для усунення даних негативних явищ запропоновано ввести в робоче колесо додатковий ряд клиновидних лопатей у вигляді другого ярусу, що

дозволяє стабілізувати потік рідини в міжлопатевих каналах робочого колеса, а також утворити більш пологі напірну характеристику ступеня насоса.

На рисунку 9.2 показано розподіл швидкості в проточній частині робочого колеса запропонованої конструкції без використання додаткового ряду клиновидних лопатей (рис. 9.2 а), а також з його використанням (рис. 9.2 б).

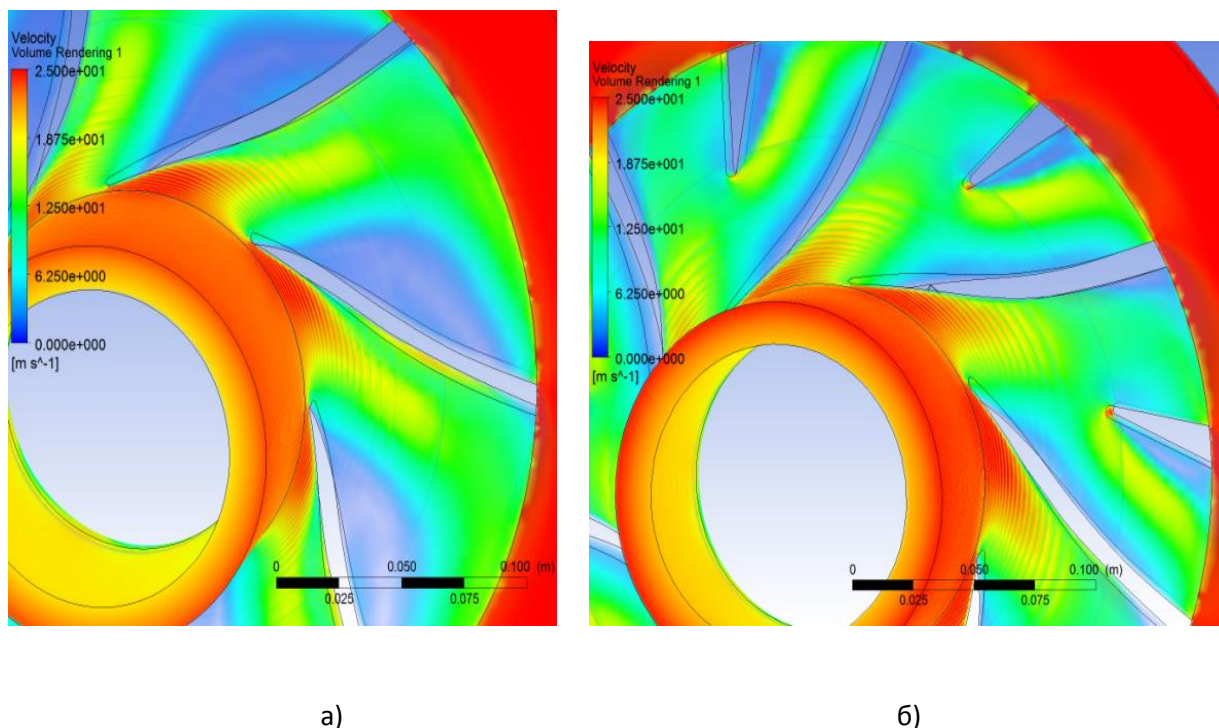


Рисунок 9.2 – Розподіл швидкості в проточній частині запропонованого робочого колеса: а) без використання додаткового ряду клиновидних лопатей; б) з використанням додаткового ряду клиновидних лопатей

На рисунку 9.2 а синім кольором показано відрив потоку від робочої сторони лопаті. Як видно з рисунку 9.2 б таке явище вдало усувається при введенні в міжлопатеві канали робочого колеса додаткового ряду клиновидних лопатей.

Окрім зазначеної функції додатковий ряд клиновидних лопатей також використовується і для перетворення механічної енергії обертання робочого колеса в гідравлічну енергію потоку рідини.

Для порівняння на рисунку 9.3 показано розподіл швидкостей в проточній частині робочого колеса діючої конструкції (рис. 9.3 а), а також запропонованої конструкції (рис. 9.3 б).

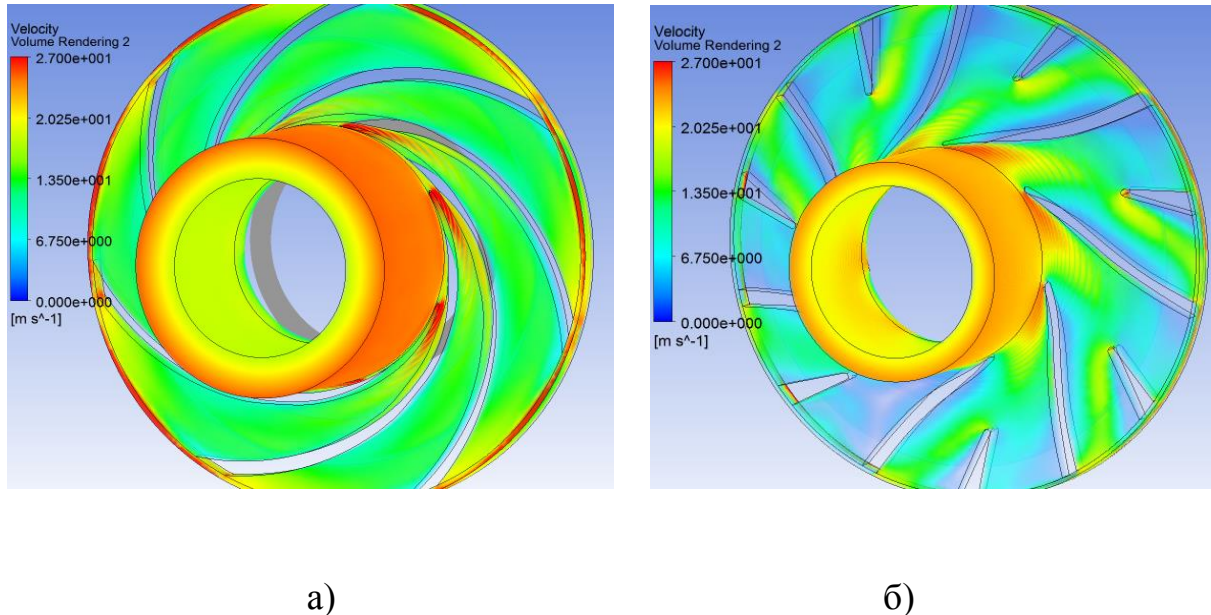


Рисунок 9.3 – Розподіл швидкостей в проточній частині робочого колеса:  
а) для діючої конструкції робочого колеса; б) для запропонованої конструкції  
робочого колеса

Як видно на рисунках, розподіл швидкостей плавний в обох випадках. При цьому, абсолютна швидкість в робочому колесі запропонованої конструкції в цілому дещо менша за абсолютну швидкість в робочому колесі діючої конструкції за рахунок зниження колової складової абсолютної швидкості ( $V_u$ ), що відбувається внаслідок збільшення кута установки лопаті в плані на вході ( $\beta_1$ ) та виході з робочого колеса ( $\beta_2$ ).

Отримані результати проведених досліджень насоса ЦНС 180/1900 з використанням діючого та запропонованого робочого колеса наведені на графіку (рис. 9.4). Характеристики ступеня насоса з використанням діючого

робочого колеса показані синім кольором, а характеристики ступеня з використанням запропонованого робочого колеса показані зеленим кольором.

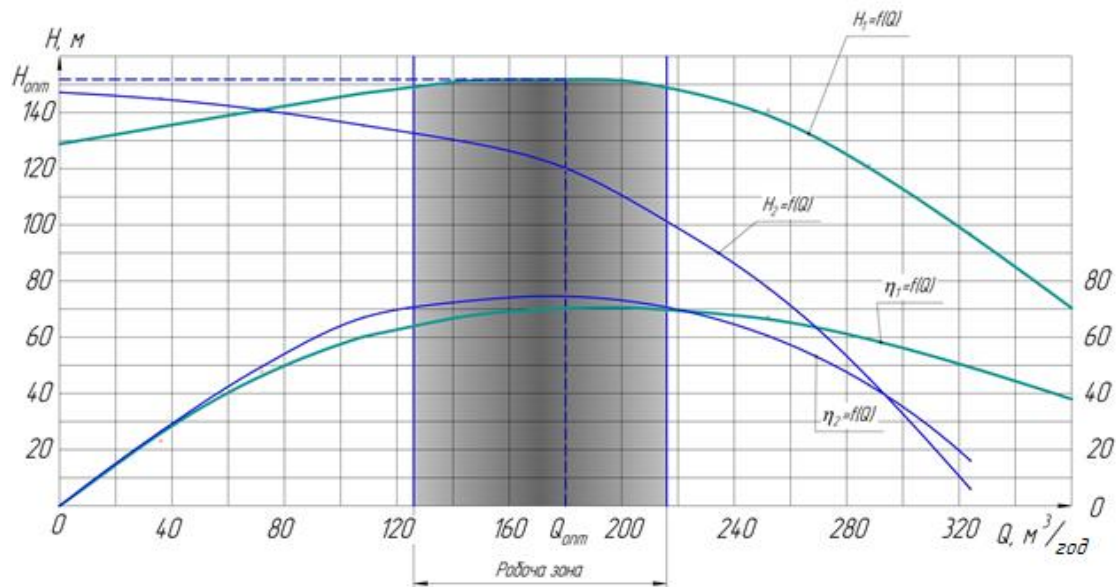


Рисунок 9.4 – Характеристики ступенів насоса ЦНС 180/1900:

$H_1=f(Q)$  – напірна характеристика ступеня насоса із запропонованим РК;

$H_2=f(Q)$  - напірна характеристика ступеня насоса з діючим РК;

$\eta_1=f(Q)$  – характеристика ККД ступеня насоса із запропонованим РК;

$\eta_2=f(Q)$  – характеристика ККД ступеня насоса з діючим РК.

Згідно до отриманих даних, в робочій точці, яка відноситься до подачі насоса  $Q = 180 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір ступеня насоса з використанням запропонованого робочого колеса становить 152,1 м, тоді як напір насоса з використанням діючого робочого колеса складає 120,6 м. Таким чином в процесі дослідження досягнуто росту напору на 31,5 м, або 26 %. При цьому досягнуто високий рівень енергоефективності ККД насоса, що становить 70,5 %.

Отримані результати при використанні ступенів із запропонованим робочим колесом дозволяють розраховувати на підвищення напору насоса ЦНС 180/1900 в цілому до 12 – 15 %.

В результаті проведених досліджень для робочого колеса відцентрового насоса зі збільшеними кутами установки лопатей в плані на вході  $\beta_1$  та виході з робочого колеса  $\beta_2$  отримано патент України на корисну модель [56].

## 10 РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КОМПЕНСАЦІЇ ВПЛИВУ НЕРІВНОМІРНОЇ ПОДАЧІ ОБ'ЄМНОГО НАСОСА

Роботі гідравлічного приводу, що живиться від одноплунжерного насоса в режимі, коли тиск у робочій камері поступово збільшується (механізм призначений для деформації матеріалу в зоні пружності, коли зусилля пропорційне переміщенню штоку гідроциліндра), приділено недостатньо уваги. Приводи з такими режимами роботи застосовуються, наприклад, у гідравлічних ключах для затягування шпильок відповідальних з'єднань. Для таких приводів висувуються досить жорсткі вимоги щодо рівномірності руху поршня. Тому необхідно виконати дослідження руху штоку гідравлічного приводу зі змінним навантаженням, розрахункова схема якого приведена на рисунку 10.1.

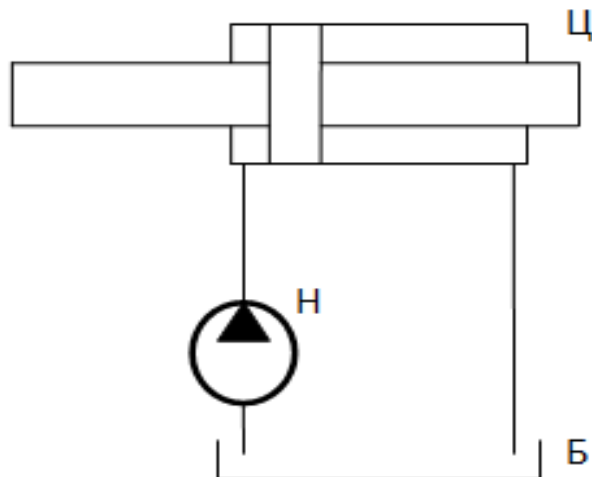


Рисунок 10.1 – Розрахункова схема: Н – насос; Б – бак;  
Ц – гідравлічний циліндр

Для дослідження особливостей спільної роботи однопоршневого насосу та гідравлічного двигуна (ГД) вдосконалена математична модель.

При складанні її та інших моделей дослідження прийнято наступні допущення:

- нестационарну течію робочої рідини (РР) в трубопроводах та регульованих гідравлічних дроселях (РГД) вважаємо квазістационарною. Миттєві значення витрат через РГД в перехідних режимах течії РР приймаємо такими ж, як і при усталеному режимі при тому ж перепаді тиску;

- довжина трубопроводів незначна, тому реальну РР з розподіленими параметрами заміняється наближеною моделлю з зосередженими параметрами. Параметри рідини (тиск, витрати) змінюються миттєво по всьому об'єму, обмеженому стінками порожнин, трубопроводів та елементами РГД;

- діаметри трубопроводів однакові. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, а це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від тиску РР, а їх пружні властивості враховуються приведеним об'ємним модулем пружності;

- довжина трубопроводів та каналів значно перевищує їх діаметр, тому початковими ділянками, на яких відбувається формування профілів швидкостей, нехтуємо. Вважаємо, що у гідравлічному агрегаті (ГА) резонанс та гідравлічний удар відсутні;

- кавітація в трубопроводах та елементах ГА відсутня, немає розриву РР; швидкість звуку в РР з урахуванням пружних властивостей трубопроводів є сталою та значно більшою за швидкість руху РР. Вважаємо РР ньютонівською, а її течію – ізотермічною;

- температура й в'язкість РР є сталими і дорівнюють їх середнім значенням за час роботи ГА.

З урахуванням прийнятих допущень робота ГД в складі ГА описується системою рівнянь.

Рівняння руху штоку гідроциліндра:



$$m \frac{d^2 y}{d t^2} = \sum F, \quad (10.1)$$

де  $m$  – маса рухомих частин, приведена до штоку;

$y$  – переміщення штоку;

$\sum F$  – рівнодіюча сил, приведена до штоку.

На шток діють сили, що виникають внаслідок тиску робочої рідини на поршень  $F_\delta$ , сили, зумовлені пружністю матеріалу  $F_{np}$  та сили тертя  $F_{\kappa m}$ , тому рівнодіючу можна представити у вигляді:

$$\sum F = F_\delta - F_{np} - F_{\kappa m}. \quad (10.2)$$

Сила тиску робочої рідини на поршень:

$$F_\delta = S_1 p_1 - S_2 p_2, \quad (10.3)$$

де  $S_1, S_2$  – площі поршня;

$p_1, p_2$  – тиск у порожнинах гідроциліндра.

Сила, зумовлена пружністю:

$$F_{np} = k_{np} y, \quad (10.4)$$

де  $k_{np}$  – коефіцієнт пружності навантаження.

Для сталюого стрижня

$$k_{np} = \frac{E_{M.H} S_M}{l}, \quad (10.5)$$

де  $E_{м.н}$  – модуль пружності матеріалу навантаження (стальний стрижень);

$S_m$  – площа поперечного перерізу матеріалу навантаження;

$l$  – довжина пружного елемента (шпильки).

Сила контактного тертя:

$$\bar{F}_{км} = \begin{cases} |F_{км.д}| \operatorname{sgn}(v) & v \neq 0 \\ F_A \quad \text{та} \quad F & Fv = 0 \quad \left| F_{км.с} \right| > \left| F_A \right| \\ |F_{км.с}| \operatorname{sgn}(F_A) \text{ та} & Fv = 0 \quad \left| F_{км.с} \right| < \left| F_A \right| \end{cases}, \quad (10.6)$$

де  $|F_{км.д}|$  – сила тертя при русі штоку;

$|F_{км.с}|$  – сила тертя при зупинці механізму;

$v$  – швидкість руху штоку;

$F_A$  – рівнодіюча активних сил, що діють на шок.

До активних сил належать сили від тиску робочої рідини на поршень гідроциліндра та сила, що виникає внаслідок деформації пружного матеріалу [57].

Тиск у порожнинах гідроциліндра:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_1} \left( Q_1 - S_1 \frac{dy}{dt} \right), \quad (10.7)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{\beta_2} \left( S_2 \frac{dy}{dt} - Q_2 \right), \quad (10.8)$$

де  $\beta_1, \beta_2$  – приведені коефіцієнти об'ємної деформації робочої рідини та порожнин;

$Q_1, Q_2$  – витрати рідини в порожнинах гідроциліндра.

Приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин:

$$\beta_i = \frac{V_{p.i}}{E_p} + \frac{V_{n.i}}{E_{n.i}} + \frac{V_{z.i}}{n_{пол} p_i}, \quad (10.9)$$

де  $V_{p.i}$  – об'єм робочої рідини;

$V_{n.i}$  – об'єм порожнини з пружними стінками;

$V_{z.i}$  – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині;

$E_p$  – модуль об'ємної пружності рідини;

$E_{n.i}$  – модуль об'ємної пружності стінок порожнини;

$n_{пол}$  – коефіцієнт політропи.

Об'єм робочої рідини:

$$V_{p.i} = V_i - V_{z.i} \quad (10.10)$$

де  $V_i$  – об'єм порожнини.

Об'єм напірної порожнини  $V_1$  складається з об'єму напірної порожнини гідроциліндра  $V_{н.ц}$ , об'єму насоса  $V_H$  та об'єму трубопроводів  $V_{н.тр}$ :

$$V_1 = V_{н.ц} - V_H + V_{н.тр}. \quad (10.11)$$

Об'єм напірної порожнини гідроциліндра:

$$V_{н.ц} = V_{н.ц0} + S_1 y, \quad (10.12)$$

де  $V_{н.ц0}$  – мертвий об'єм напірної порожнини гідроциліндра.

Об'єм насоса:

$$V_H = \begin{cases} W_{H0} - S k(1 - \cos \omega t)k & 0 + 2\pi < \omega t < (2k + 1)\pi \\ 0 & \text{при } (2k + 1)\pi < \omega t < (2k + 2)\pi \end{cases}, \quad (10.13)$$

де  $V_{H0}$  – максимальний об'єм порожнини насоса.

Об'єм трубопроводів:

$$V_{n.mp} = \sum_{i=1}^n \frac{\pi d_i^2}{4} l_i, \quad (10.14)$$

де  $d_i$  – діаметр  $i$ -ї ділянки трубопроводу;

$l_i$  – довжина  $i$ -ї ділянки трубопроводу.

Об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині:

$$V_{z.i} = V_{z.i0} \left( \frac{P_a}{P_i} \right)^{\frac{1}{n_{noz}}}, \quad (10.15)$$

де  $V_{z.i0}$  – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині при атмосферному тиску;

$P_a$  – атмосферний тиск;

$P_i$  – тиск в порожнині.

Об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині при атмосферному тиску:

$$V_{z.i0} = \varepsilon_z V_{n.i}, \quad (10.16)$$

де  $\varepsilon$  – відносний об'єм газів нерозчинених в рідині при атмосферному тиску.

Для гідравлічних приводів порожниною з пружними стінками є трубопроводи. Модуль об'ємної пружності трубопроводу круглого поперечного перерізу (за умови, що його довжина набагато більша діаметру) визначається з рівняння пружної деформації стінок циліндру нескінченної довжини:

$$E_{n.i} = E_{m.ni} \frac{d_i}{b_i}, \quad (10.17)$$

де  $E_{m.i}$  – модуль пружності матеріалу трубопроводу;

$d_i$  – діаметр трубопроводу;

$\delta_i$  – товщина стінки трубопроводу.

Теоретична подача одноплунжерного насосу:

$$Q_H = \begin{cases} \delta_{пл} \omega \sin k \omega t & \text{при } 0 < \omega t < \pi \\ 0 & \text{при } \pi < \omega t < 2\pi \end{cases} \quad (10.18)$$

Витрати рідини  $Q_1$  в напірній порожнині дорівнюють подачі насосу  $Q_H$ . Для зливної порожнини, внаслідок того, що рідина вільно зливається в бак,

можна прийняти  $Q_2 = S_2 \frac{dy}{dt}$ . При такому припущенні з формули (10.7)

отримаємо:  $\frac{dp_2}{dt} = 0$ , або  $p_2 = const = p_{зл}$ .

Система рівнянь (10.1 – 10.18) дозволяє виконати аналіз руху штоку гідроциліндра, що живиться від однопоршневого насосу при деформації шпильки [58 – 62].

За розробленою математичною моделлю гідравлічного приводу в середовищі MathCad розроблено програму розрахунку руху штоку гідроциліндра гіпотетичного ГА для наступних параметрів:

діаметр плунжера насоса  $d_{пл} = 2$  мм ;

радіус кривошипа  $r_{кр} = 2$  мм ;

частота обертання вала кривошипа  $n_{кр} = 100$  /с ;

діаметр поршня  $d_{п} = 80$  мм ;

діаметр штоку  $d_{ш} = 56$  мм ;

діаметр шпильки  $d_{шп} = 36$  мм ;

довжина шпильки  $l_{шп} = 800$  мм ;

матеріал шпильки Сталь 40ХН,  $E_{\text{шп}} = 2,1 \cdot 10^5$  ;

початковий тиск в напірній порожнині гідроциліндра  $P_{\text{н.а}}$  .

Результати розрахунку руку штоку (рис. 10.2.) приведені у безрозмірному вигляді.

Безрозмірні параметри визначаються за залежностями:

$$\bar{t} = \frac{\omega t}{2\pi} ,$$

де  $\bar{t}$  – безрозмірний час.

$$\bar{y} = \frac{y - y_0}{\Delta y} , \quad (10.19)$$

де  $\bar{y}$  – безрозмірне переміщення;

$y_0$  – початкове положення штоку;

$\Delta y$  – переміщення за один цикл (один повний оберт кривошипа насоса).

$$\bar{p} = \frac{p - p_0}{\Delta p} , \quad (10.20)$$

де  $\bar{p}$  – безрозмірний тиск;

$p_0$  – початковий тиск в напірній порожнині гідроциліндра;

$\Delta p$  – збільшення тиску за один цикл.

$$\bar{v} = \frac{v S_1}{Q_{\text{н.ср}}} , \quad (10.21)$$

де  $\bar{v}$  – безрозмірна швидкість;

$Q_{\text{н.ср}}$  – середня за один цикл подача насоса.

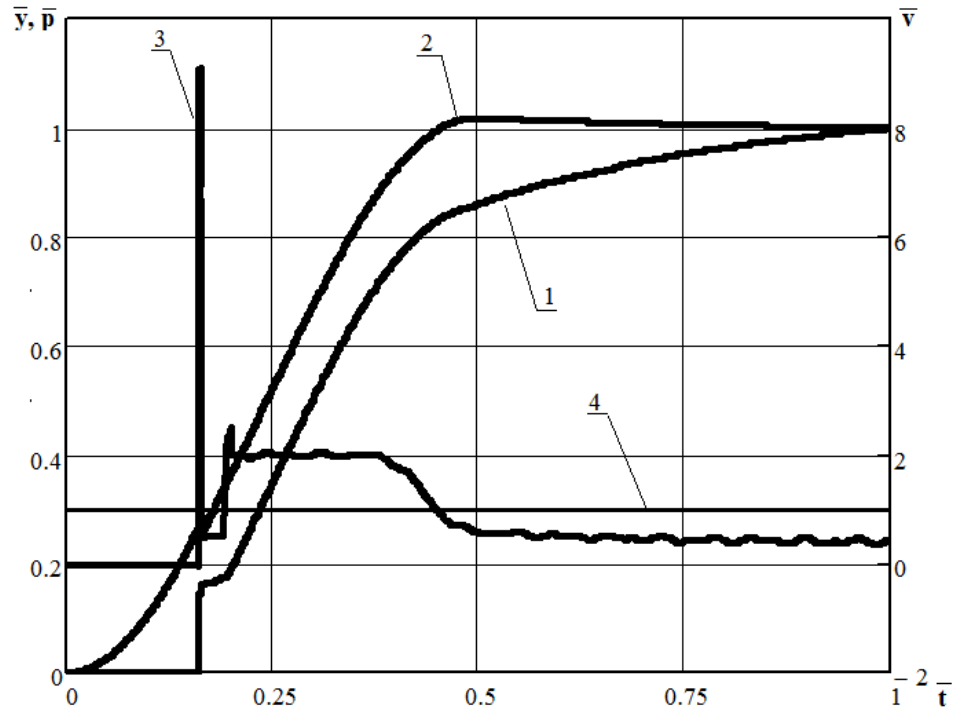


Рисунок 10.2 – Закон руху вихідної ланки: 1 – безрозмірне переміщення штоку гідроциліндра на протязі одного циклу роботи насосу; 2 – безрозмірний тиск в напірній порожнині гідроциліндра на протязі одного циклу роботи насосу; 3 – швидкість руху штоку гідроциліндра на протязі одного циклу роботи насосу; 4 – середня за цикл швидкість руху штоку гідроциліндра.

З отриманих графіків видно, що рух штоку нерівномірний, складається з двох періодів – переміщення штоку в період подачі рідини насосом та затухаючих коливань в період всмоктування рідини насосом, що зумовлено стикованістю рідини та інерційним навантаженням штоку. Такий рух призводить до циклічних навантажень матеріалу шпильки, що негативно впливає на її міцність.

Для забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД ( $v = const$ ) необхідно, щоб виконувалась умова:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = 0. \quad (10.23)$$

Розрахункова швидкість руху штоку гідроциліндра визначається з залежності:

$$S_1 v + Q_{cm} = Q_H, \quad (10.24)$$

де  $Q_{cm}$  – витрати рідини, пов'язані з її стисненням.

$$Q_{cm} = \beta \frac{dp_n}{dt} \quad (10.25)$$

Виходячи з навантаження ГД:

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{E_{м.н} S_m v}{l S_1} \quad (10.26)$$

Виходячи з (10.24), враховуючи (10.25 – 10.26), знаходимо необхідну рівномірну швидкість руху вихідної ланки ГД, яка забезпечує переміщення штоку за один цикл роботи насоса, що співпадає з отриманим розрахунковим шляхом за розробленою математичною моделлю:

$$v = \frac{Q_H}{S_1 + \frac{\beta E_{м.н} S_m}{l S_1}} \quad (10.27)$$

Для одноплунжерного насоса подача визначається за формулою (10.18).

Прийнявши  $F_{км} = 0$   $\square_{mp} = 0$ , отримуємо для однієї шпильки:

$$p_1 S_1 - p_3 S_3 = \frac{E_{м.н} S_m y}{l} \quad (10.28)$$

Враховуючи, що при рівномірному русі

$$y = y_0 + v t, \quad (10.29)$$



тиск у зливній камері:

$$p_3 = \frac{p_1 S_1 - \frac{E_{M.H} S_M}{l} (y_0 + vt)}{S_3}. \quad (10.30)$$

Розглянемо детально тиск у першій порожнині, враховуючи зв'язок між подачею одноплунжерного насоса та його миттєвою подачею в період нагнітання насосу  $\varnothing_{мит}$  за (10.18) при рівномірному русі зі сталою швидкістю.

В період нагнітання ( $2k\pi \leq \omega t < \pi + 2k\pi$ ) подача насоса визначається за формулою:

$$Q_1 = Q_{H.\max} \sin(\omega t), \quad (10.31)$$

де  $Q_{H.\max}$  – максимальна миттєва подача одноплунжерного насоса.

Залежність (10.25) з урахуванням (10.31) запишеться у вигляді: за (1) при рівномірному русі зі сталою швидкістю:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_n} (Q_{H.\max} \sin(\omega t) - S_1 v). \quad (10.32)$$

Після інтегрування залежності (10.32), отримуємо:

$$p_1 = \frac{1}{\beta_n} \left[ -\frac{Q_{H.\max} \cos(\omega t)}{\omega} - S_1 v t \right] + C_1, \quad (10.33)$$

де  $C_1$  – стала інтегрування, визначається з початкових умов: при  $t = 0$

$\varnothing = 0$ , та  $\varnothing_1 = \varnothing_{10}$   $p_1 = p_{10}$ .

$$C_1 = p_{10} + \frac{Q_{H.\max}}{\beta_n \omega}. \quad (10.34)$$

Тоді

$$p_1 = p_{10} + \frac{1}{\beta_1} \left[ \frac{Q_{H.\max}}{\omega} (1 - \cos(\omega t)) - S_1 v t \right]. \quad (10.35)$$

Аналогічні результати з відповідними індексами отримуємо для другої камери.

В період всмоктування ( $Q_1 = 0$ ). При рівномірному русі зі сталою швидкістю:

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{1}{\beta_n} S_1 v, \quad (10.36)$$

Звідки отримуємо:

$$p_1 = -\frac{1}{\beta_n} S_1 v t + C_2, \quad (10.37)$$

де  $C_2$  – стала інтегрування, визначається з початкових умов – при  $t = 0$  та  $\varphi = 0$ ,  $\varphi_1 = \varphi_1(\frac{\varphi}{\varphi})$  для попередньої ділянки руху.  $p_1 = p_1(\pi / \omega)$  для руху на попередній ділянці.

Отримуємо:

$$C_2 = p_{10} + \frac{2Q_{H.\max}}{\omega \beta_n}, \quad (10.38)$$

$$p_1 = p_{10} + \frac{1}{\beta_n} \left( \frac{2Q_{H.\max}}{\omega} - S_1 v t \right). \quad (10.39)$$

Для другої порожнини отримуємо аналогічну залежність.

За умови  $S_1 = S_3$  залежність (10.30) з урахуванням (10.35) і (10.39) запишеться у вигляді:

$$p_3 = \begin{cases} \frac{2}{\beta_H} \left[ \frac{Q_{H \max}}{\omega} (1 - \cos(\omega t)) - S_1 v t \right] - \frac{E \cdot S}{l S_1} v t & \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{2}{\beta_H} \left( \frac{2Q_{H \max}}{\omega} - S_1 v t \right) - \frac{E \cdot S}{l S_1} v t & > \frac{\pi}{\omega} \end{cases} \quad (10.40)$$

На рисунку 10.3 приведено залежності зміни тиску в напірній та зливній камерах ГД, які забезпечують рух штоку зі сталою швидкістю.

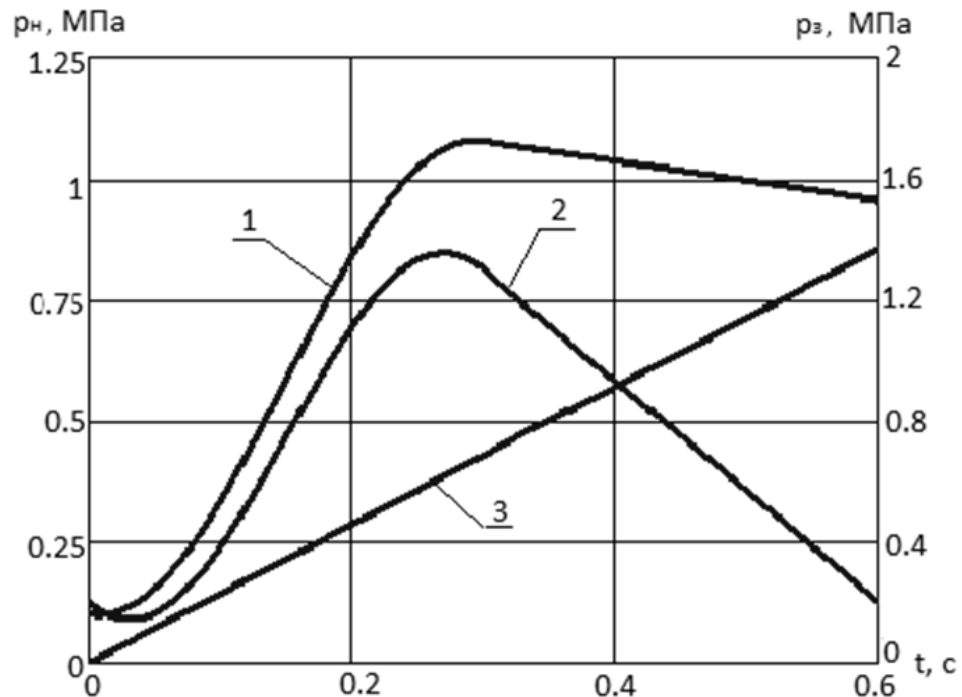


Рисунок 10.3 – Залежності зміни тиску в напірній та зливній камерах ГД, які забезпечують рух штоку зі сталою швидкістю: 1 – тиск в напірній камері; 2 – тиск в зливній камері; 3 – різниця тисків, приведена до однієї площі.

Виходячи з того, що для забезпечення руху штоку ГД з  $v = const$  необхідно забезпечувати розрахунковий тиск у зливній порожнині, очевидним є встановлення дроселя на виході (в зливній лінії ГА).

Максимальний тиск  $P_3$  отримаємо з умови максимуму залежності (10.40).

Продиференціювавши залежність (10.40) і прирівнявши її нулю, отримаємо положення максимуму тиску  $P_3$ :

$$0 = \begin{cases} \frac{2}{\beta_H} \left[ Q_{H.\max} \sin(\omega t) - 60S_1 v \right] - \frac{E_{M.H} S_M v}{lS_1} & \leq \frac{\pi}{\omega} \\ -\frac{2}{\beta_H} S_1 v - \frac{E_{M.H} S_M v}{lS_1} & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases} \quad (10.41)$$

Звідки знаходимо

$$t = \frac{\arcsin \left( \frac{2S_1 + \frac{E_{M.H} S_M \beta_H}{lS_1}}{2Q_{H.\max}} \right) v}{\omega} \quad (10.42)$$

Прирівнявши  $\frac{dp_3}{dt}$  з (10.27) та (10.42), отримуємо:

$$\frac{1}{\beta_{3л}} (S_3 v - Q_{3л}) = \begin{cases} \frac{2}{\beta_H} \left[ Q_{H.\max} \sin(\omega t) - S_1 v \right] - \frac{E_{M.H} S_M v}{lS_1} & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ -\frac{2}{\beta_H} S_1 v - \frac{E_{M.H} S_M v}{lS_1} & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases} \quad (10.43)$$

З виразу (10.43) прийнявши  $Q_{3л} = 0$  визначаємо максимальне співвідношення коефіцієнтів об'ємної деформації зливної та напірної порожнин, при якому можливо забезпечити компенсацію пульсації подачі насоса за рахунок встановлення дроселю на зливі:

$$\beta_{3л.\max} = \frac{\beta_H}{4} \quad (10.44)$$

Витрати рідини в зливній лінії гідроагрегату:

$$Q_{3л} = \mu_{dp} S_{dp}(t) \sqrt{\frac{2 \Delta p_{dp}}{\rho}}, \quad (10.45)$$

де  $\mu_{dp}$  – коефіцієнт витрат дроселя;

$S_{dp}(t)$  – площа дроселюючої щілини, зміна за часом;

$\Delta p_{dp}$  – перепад тиску на дроселі.

Перепад тиску на дроселі:

$$\Delta p_{dp} = p_3 - p_{зл} \quad (10.46)$$

Вважаючи  $p_{зл} = 0$   $p_{зл} = 0$ , формула (10.43) з урахуванням (10.45 – 10.46) запишеться у вигляді:

$$\frac{1}{\beta_{зл}} \left( S_3 v - \mu_{dp} S_{dp}(t) \sqrt{\frac{2 p_3}{\rho}} \right) = \begin{cases} \frac{2}{\beta_n} \left[ \frac{Q_{H \max}}{S_1} \sin(\omega t) - S_1 v \right] - \frac{E_{м.н} S_m}{l S_1} v & \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{2}{\beta_n} \pi S_1 v - \frac{E_{м.н} S_m}{l S_1} v & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases} \quad (10.47)$$

Площа дроселя, яка забезпечує повну компенсацію пульсації тиску на рух штоку, виходячи з (10.47) визначається за формулою:

$$S_{dp}(t) = \begin{cases} \frac{Q_{H \max}}{2 \mu_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[ \frac{Q_{H \max}}{\beta_1} \left[ \frac{1}{2\omega} (1 - \cos(\omega t)) - \frac{t}{2\pi} \right] - \frac{E}{l} \frac{S}{2S_1} t \right]}} & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{Q_{H \max}}{2 \mu_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left[ \frac{Q_{H \max} \pi}{\beta_{зл} \omega} - \frac{1}{\beta_{зл}} Q_{H \max} t - \frac{E}{l} \frac{S}{2S_1} t \right]}} & \text{при } \frac{\pi}{\omega} < t < \frac{2\pi}{\omega} \end{cases}$$

Таким чином отримано значення площі відкриття дроселю для кожного моменту часу, при виконанні яких швидкість руху штоку гідроциліндра ГА залишається незмінною.

За даними світового енергетичного агентства, протягом наступних десятиліть очікується значне збільшення енергоспоживання, пов'язане з розвитком економіки і приростом населення. Це призведе до зростання тиску на систему енергопостачання та потребує підвищеної уваги до ефективності використання енергії. Виходячи з цього, доцільне зміщення вектору світової енергетики в бік альтернативних джерел енергії та збільшення їх питомої ваги на ринку енергоносіїв.

Вітроенергетика, як найбільш розвинений сектор відновлюваних джерел енергії, стала основою енергетичних систем у багатьох країнах світу, признана надійним та доступним джерелом екологічно чистої енергії.

Найбільшого розповсюдження у світі набули горизонтально-осьові вітроустановки, характеризуючись високими енергетичними показниками, простотою робочого процесу та конструктивними особливостями, що дозволяють використовувати їх на вітроелектричних станціях мегаватного класу. Дані установки стабільно працюють при високих значеннях середньорічної швидкості вітру та якості реакції системи орієнтування вітроколеса на зміну напрямку вітру. На більшості території України середня швидкість вітрового потоку не перевищує 3,5 м/с, що не дозволяє ефективно використовувати горизонтально-осьові віротурбіни в її межах.

Більш доцільними для нашої місцевості є вертикально-осьові, ортогональні віротурбіни. Ефективність їх роботи не залежить від орієнтації вітроколеса відносно потоку повітря, а енергетичні показники наближаються до значень горизонтально-осьових вітроколес. Тому, для вирішення енергетичного питання України, існує потреба в більш детальному дослідженні робочого процесу ортогональних вітродвигунів з метою виявлення недоліків та розробки методів їх подолання.

Метою даного напрямку робіт є підвищення аеродинамічних характеристик ортогональних вітродвигунів [63 – 66]. Для реалізації чого розглянуті наступні задачі дослідження:

- визначили фізичну природу підвищення аеродинамічних характеристик ортогональних вітроколiс;
- використали чисельний експеримент для визначення аеродинамічних характеристик профільованих лопатей;
- розраховали аналітичним методом оптимальні характеристики потоку повітря для виникнення максимальної тягової сили на валу вітроколеса;
- визначили практичне використання теорії про зміну вектору відносної швидкості для підвищення ефективності роботи ортогональної вітрової турбіни;
- експериментальним шляхом довели раціональність зміни вектору відносної швидкості для підвищення аеродинамічних характеристик ортогональних вітродвигунів;
- розробили новий тип лопатей для покращення процесу самозапуску вітроколеса шляхом комбiнування використання в робочому процесі ортогональних вітродвигунів підйомної сили та сили лобового опору;
- провели експериментальні дослідження запропонованих лопатей та обґрунтувати можливість їх використання в якості робочих органів ортогональних вітродвигунів.

### 11.1 Аналітичний розрахунок кінематичних характеристик потоку

В основу двострумiнної імпульсної моделі покладено гіпотезу про створення необхідних кінематичних характеристик потоку повітря в кожній точці колової траєкторії руху лопаті для продукування максимального тягового зусилля.

Робочий процес ортогонального вітроколеса характеризується пульсуючою зміною аеродинамічних сил на поверхні лопатей при взаємодії з

поток повітря. Це призводить до виникнення перемінного значення тягового зусилля на валу вітроколеса в залежності від його положення відносно вітру. Максимального значення тягова сила досягає при перпендикулярному пересіканні лопаттю потоку повітря. Цей процес відбувається на навітряній стороні при  $\beta = 90^\circ$  та підвітряній стороні в межах  $\beta = 270^\circ$  (рис. 11.1).

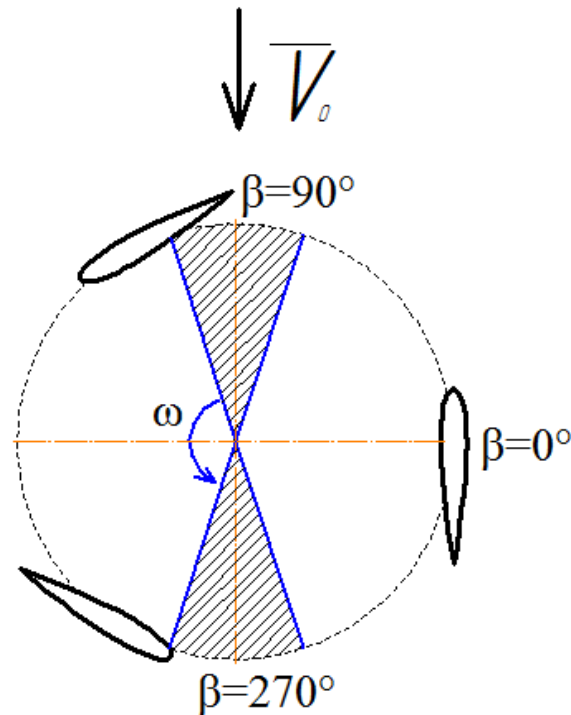


Рисунок 11.1 – Зона виникнення максимального тягового зусилля на валу вітроколеса

Гіпотеза зміни кінематичних характеристик потоку перед вітроколесом передбачає, що кути атаки  $\alpha$  відносної швидкості  $\vec{W}$  на коловій траєкторії є незмінними величинами. З даної умови випливає, що в кожній точці колової траєкторії величина тягового зусилля однакова (рис. 11.2).

Для реалізації постійного кута атаки необхідно змістити трикутник швидкостей шляхом введення допоміжного вектора швидкості  $\vec{W}'$  (рис. 11.3).

Використання даної гіпотези на практиці дозволить згладити характеристику пульсуючих аеродинамічних сил на поверхні лопаті та



підвищити сумарний крутний момент на валу вітроколеса, що призведе до збільшення генерованої потужності вітровою турбіною.

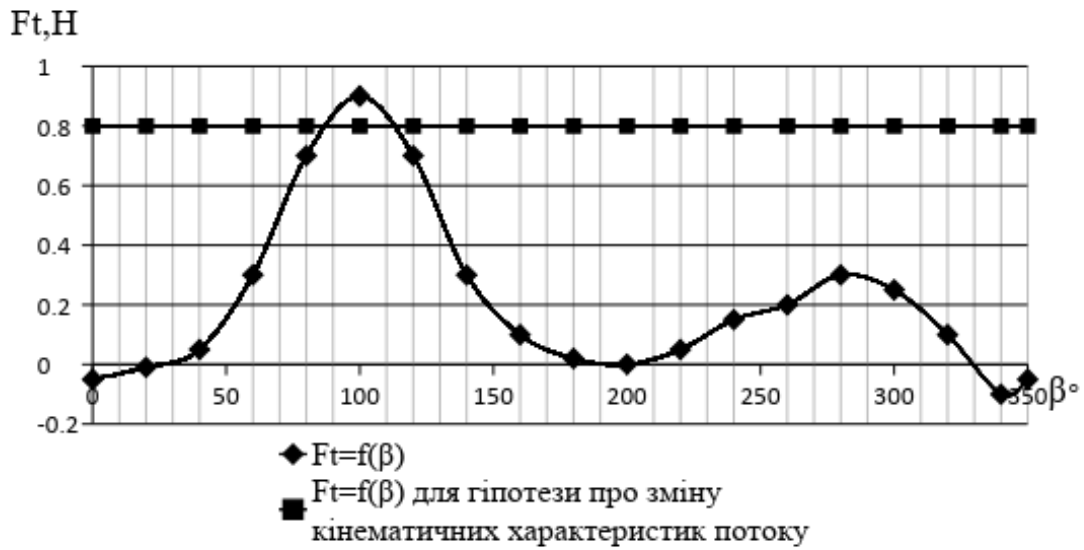


Рисунок 11.2 – Порівняння залежності  $F_t=f(\beta)$  для стандартного робочого процесу ОВД та робочого процесу основаного на гіпотезі про зміну кінематичних характеристик потоку перед вітроколесом

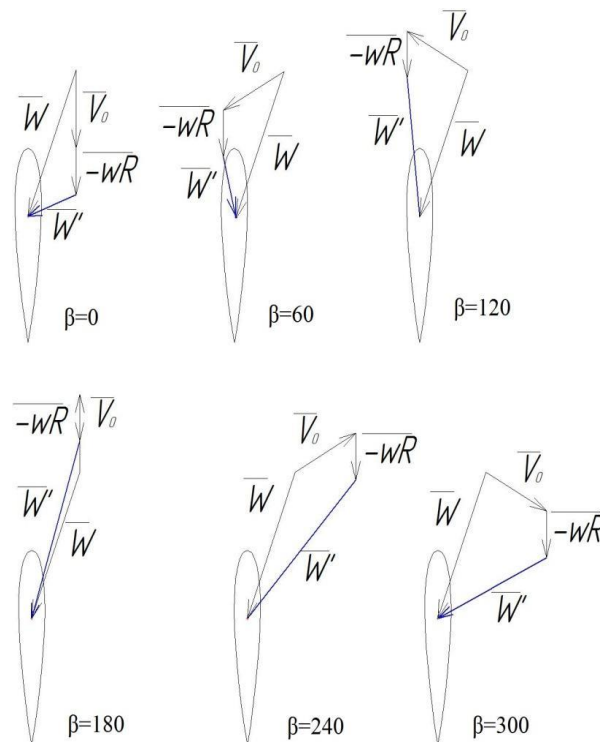


Рисунок 11.3 – Трикутники швидкостей з урахуванням допоміжного вектору швидкості  $\bar{W}'$  в залежності від положення лопаті на коловій траєкторії

Схема для проведення аналітичного розрахунку подана на рисунку 11.4.

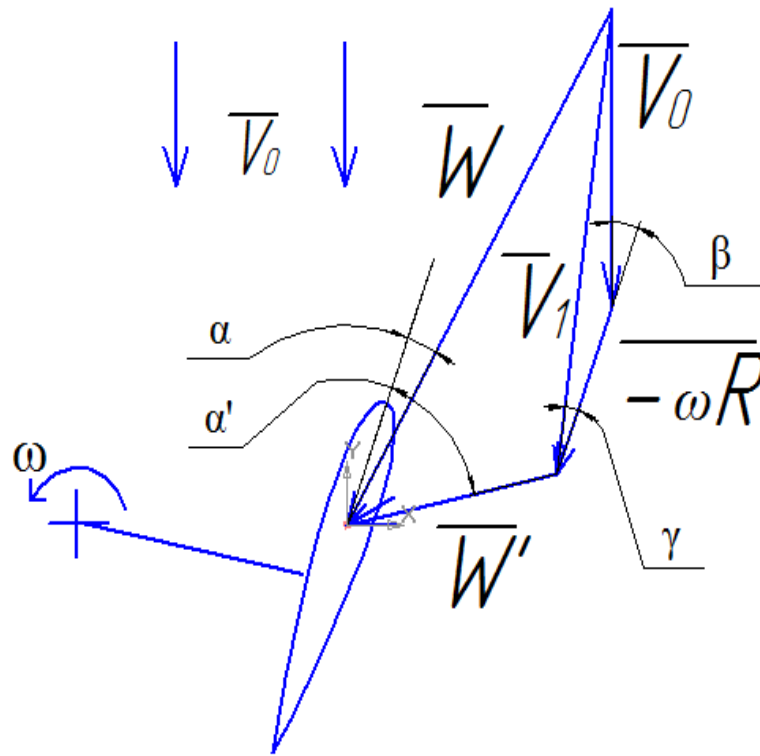


Рисунок 11.4 – Схема для аналітичного розрахунку

Величина та кут атаки допоміжного вектора швидкості визначається за допомогою аналітичних залежностей:

$$\alpha' = \sqrt{\left( \tan^2 \alpha - \frac{1}{\tan^2 \alpha} \left( \frac{V_0}{V_0 + \omega R} \right)^2 \right)^2 + \left( \tan^2 \alpha - \frac{1}{\tan^2 \alpha} \left( \frac{V_0}{V_0 + \omega R} \right)^2 \right)^2} \quad (11.1)$$

$$\tan \alpha' = \frac{\tan^2 \alpha - \frac{1}{\tan^2 \alpha} \left( \frac{V_0}{V_0 + \omega R} \right)^2}{\tan^2 \alpha - \frac{1}{\tan^2 \alpha} \left( \frac{V_0}{V_0 + \omega R} \right)^2} \quad (11.2)$$

$\vec{V}_1$  – результуючий вектор швидкості потоку  $\vec{V}_0$  та колової швидкості лопаті  $\omega R$ :

$$W' = \sqrt{(V_0 \cos \gamma + \omega R)^2 + (V_0 \sin \gamma)^2}, \quad (11.3)$$

де  $\gamma$  – кут між вектором  $\vec{V}_I$  та вектором колової швидкості лопаті  $\omega \vec{R}$ :

$$\gamma = \arctan \frac{V_0 \sin \alpha}{V_0 \cos \alpha + \omega R}. \quad (11.4)$$

На рисунку 11.5 представлено залежність  $W' = f(\beta)$  від початкової швидкохідності вітроколеса  $\theta$ .

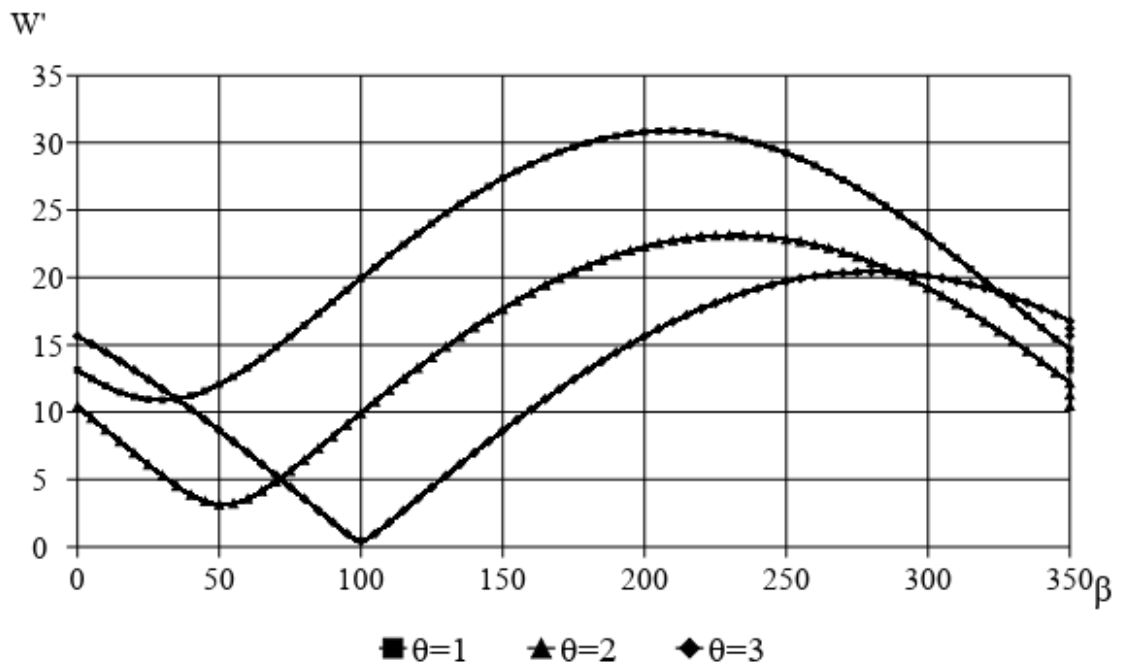


Рисунок 11.5 – Залежність  $W'=f(\beta)$  в залежності від початкової швидкохідності вітроколеса  $\theta$  при вхідній умові  $\bar{W}=30$  м/с,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\bar{V}_0=10$  м/с

На рисунку 11.6 представлено залежність  $\alpha'=f(\beta)$  від початкової швидкохідності вітроколеса  $\theta$ .

На рисунку 11.7 представлено залежність  $\varphi=f(\beta)$  від початкової швидкохідності вітроколеса  $\theta$ .

На рисунку 11.8 представлено залежність  $W'=f(\beta)$  від швидкості вітрового потоку  $V_0$ .

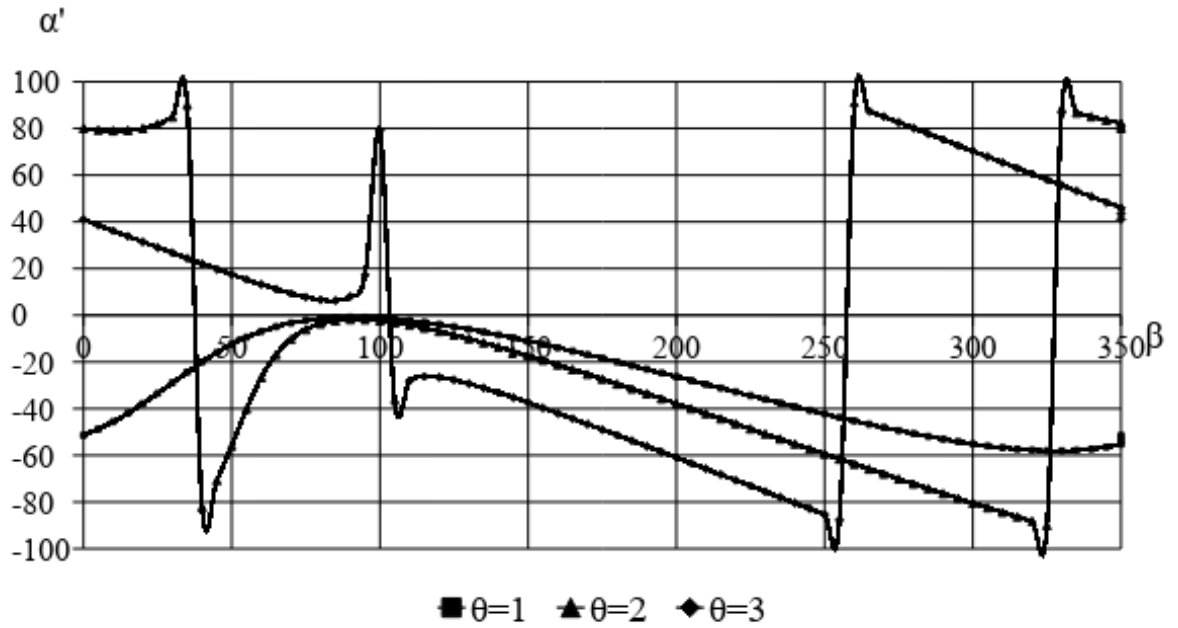


Рисунок 11.6 – Залежність  $\alpha'=f(\beta)$  в залежності від початкової швидкості вітроколеса  $\theta$  при вхідній умові  $\bar{W}=30$  м/с,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\bar{V}_0=10$  м/с

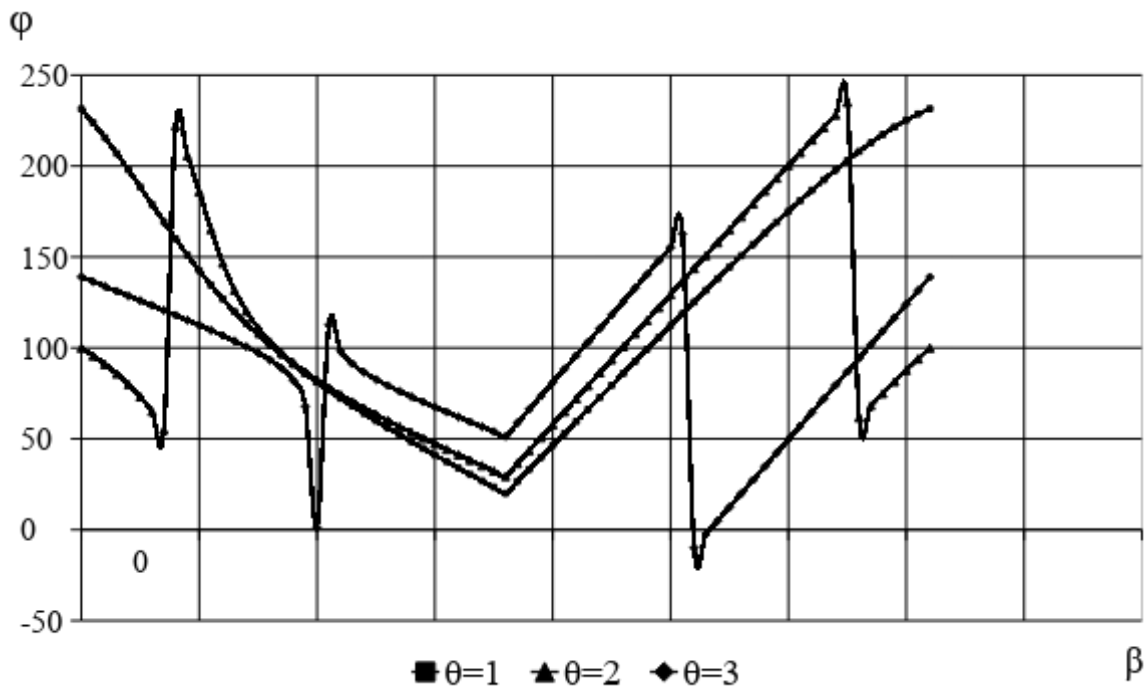


Рисунок 11.7 – Залежність  $\varphi=f(\beta)$  в залежності від початкової швидкості вітроколеса  $\theta$  при вхідній умові  $\bar{W}=30$  м/с,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\bar{V}_0=10$  м/с

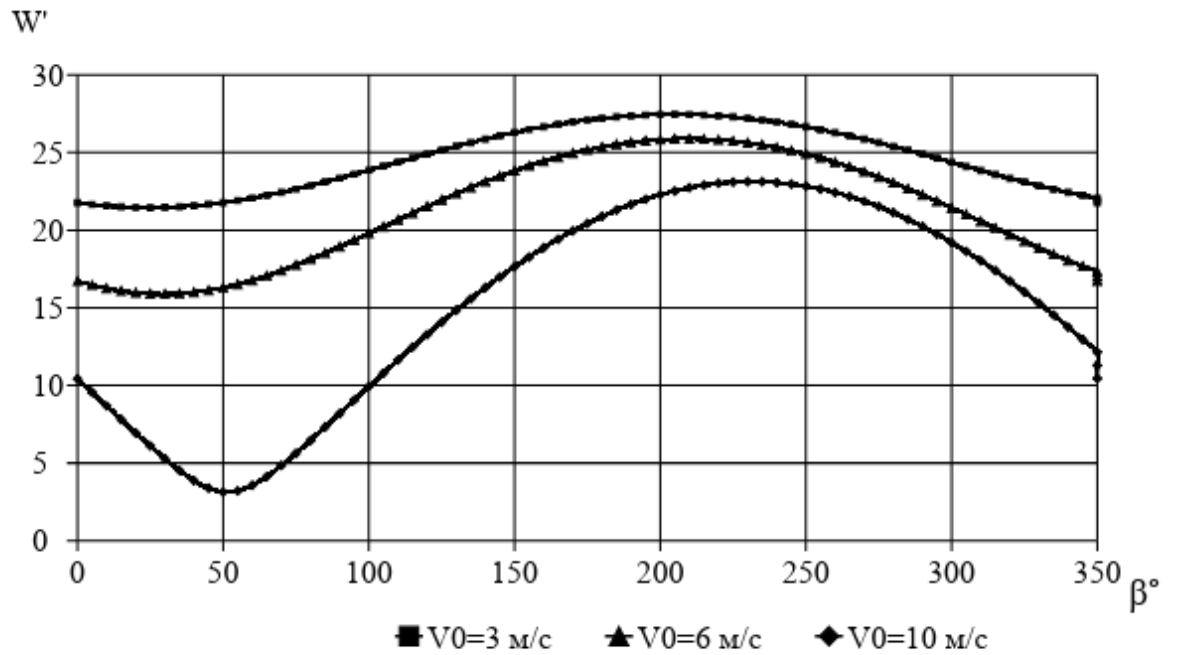


Рисунок 11.8 – Залежність  $W'=f(\beta)$  в залежності від швидкості вітрового потоку  $V_0$  при вхідній умові  $\bar{W}=30 \text{ м/с}$ ,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\theta=2$ .

На рисунку 11.9 представлено залежність  $\alpha'=f(\beta)$  від швидкості вітрового потоку  $V_0$

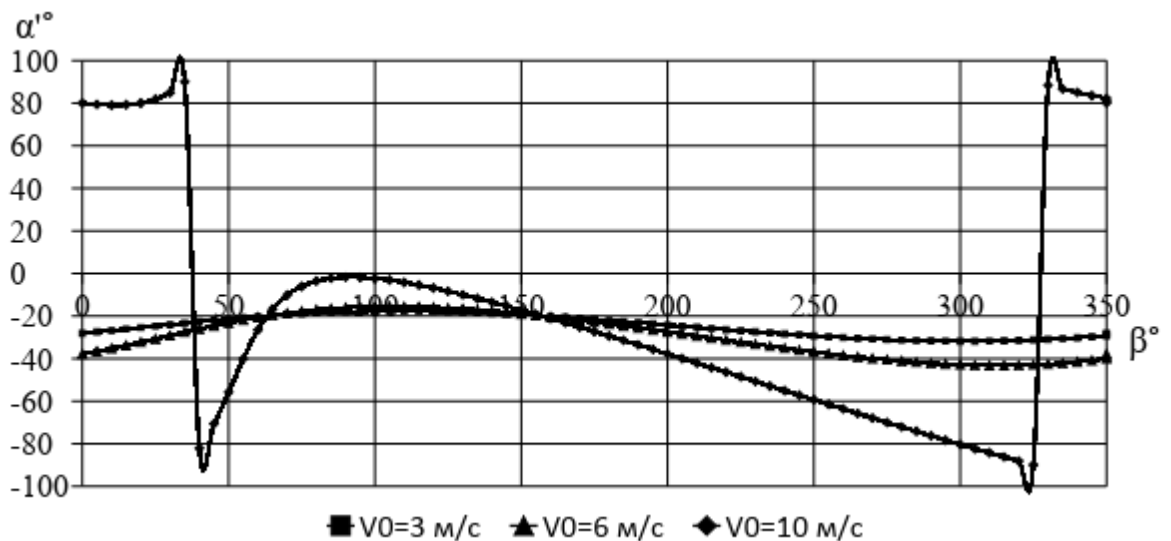


Рисунок 11.9 – Залежність  $\alpha'=f(\beta)$  в залежності від швидкості вітрового потоку  $V_0$  при вхідній умові  $\bar{W}=30 \text{ м/с}$ ,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\theta=2$ .

На рисунку 11.10 представлено залежність  $\varphi=f(\beta)$  від швидкості вітрового потоку  $V_0$ .

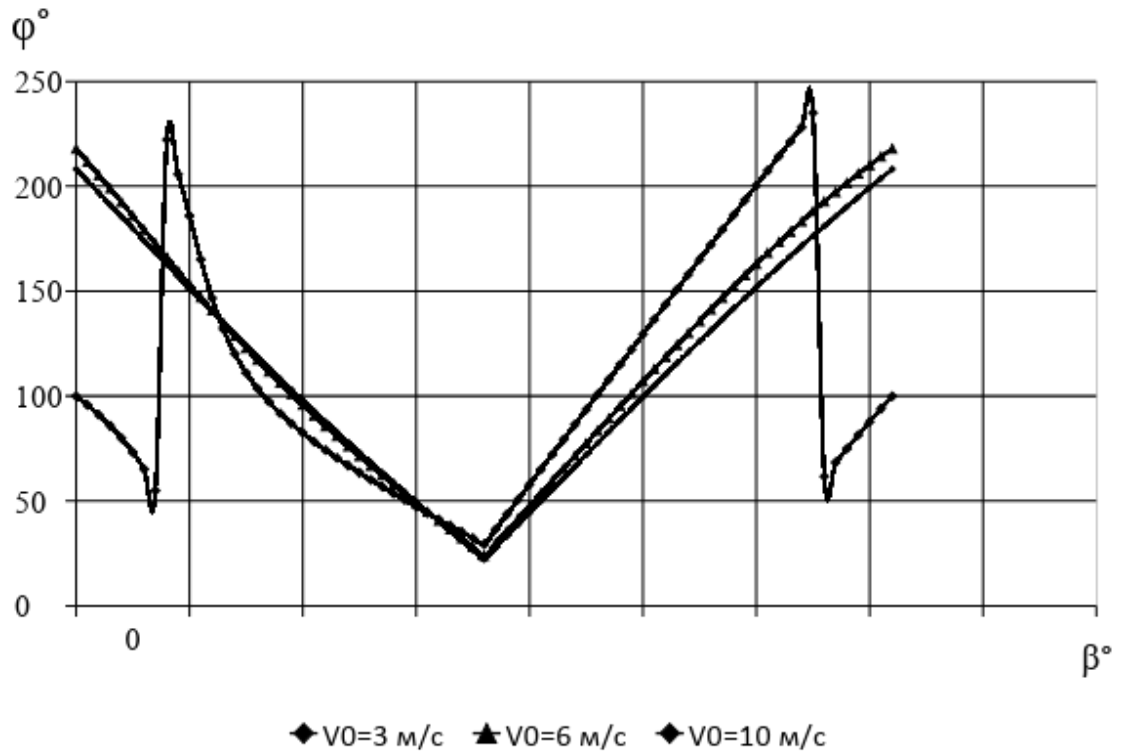


Рисунок 11.10 – Залежність  $\varphi=f(\beta)$  в залежності від швидкості вітрового потоку  $V_0$  при вхідній умові  $\bar{W}=30$  м/с,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\theta=2$ .

Для аналізу можливості практичного застосування запропонованої гіпотези визначаємо кут  $\varphi$  між вектором швидкості  $\bar{V}_0$  та допоміжним вектором швидкості  $\bar{W}'$ :

$$\varphi = 180^\circ - (\varphi' + \vartheta). \quad (11.5)$$

В діапазоні кутів  $\varphi$  від  $0^\circ$  до  $90^\circ$  для виконання вхідних умов показників відносної швидкості  $\bar{W}$  на поверхні лопаті необхідно створити зворотні потоки в зоні вітроколеса, що в реальних умовах виконати практично не можливо. Тому активною зоною для введення допоміжного вектора швидкості  $\bar{W}'$  є частини колової траєкторії руху лопаті, що визначаються кутами  $\beta$  при яких  $\varphi > 90^\circ$ . На рисунку 11.11 вказані зони знаходяться вище заштрихованого поля.

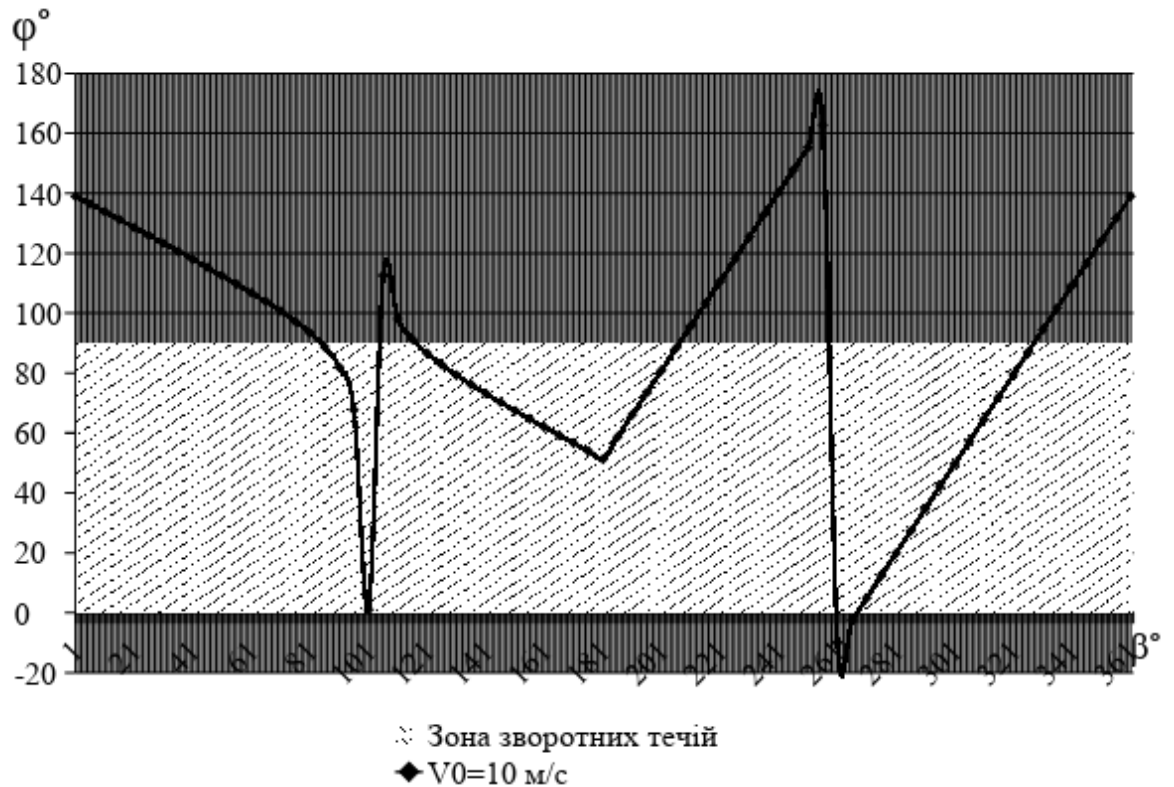


Рисунок 11.11 – Визначення зон для можливого введення вектору відносної швидкості  $\vec{W}'$ .

Найбільший інтерес для практичного застосування даної гіпотези представляє сектор в межах нульового азимутального кута  $\beta = 320^\circ - 0^\circ - 80^\circ$ . В цьому діапазоні колової траєкторії лопаті спостерігається виникнення максимального моменту опору з боку потоку повітря.

Вплив допоміжного вектору швидкості на енергетичні показники вітроколеса визначаємо за допомогою двострумнинної імпульсної моделі.

## 11.2 Гнучкі симетричні лопаті

Опираючись на досвід проведених робіт по покращенню процесу самозапуску ортогонального вітродвигуна типу Н-Дар'є, запропоновано використати профільовані лопаті парусного типу.

В основу даної ідеї покладено комбінування робочих процесів вітроустановок, що працюють на різниці лобових опорів з вітроколесами основанийими на виникненні підйомної сили.

Прогнозується, що при низьких швидкостях на гнучкій поверхні лопаті буде формуватися карман, що дозволить збільшити силу лобового опору при русі лопаті «від вітру». Даний ефект приведе до збільшення тягової сили та, як наслідок, підвищення крутного моменту на валу вітроколеса (рис. 11.12).

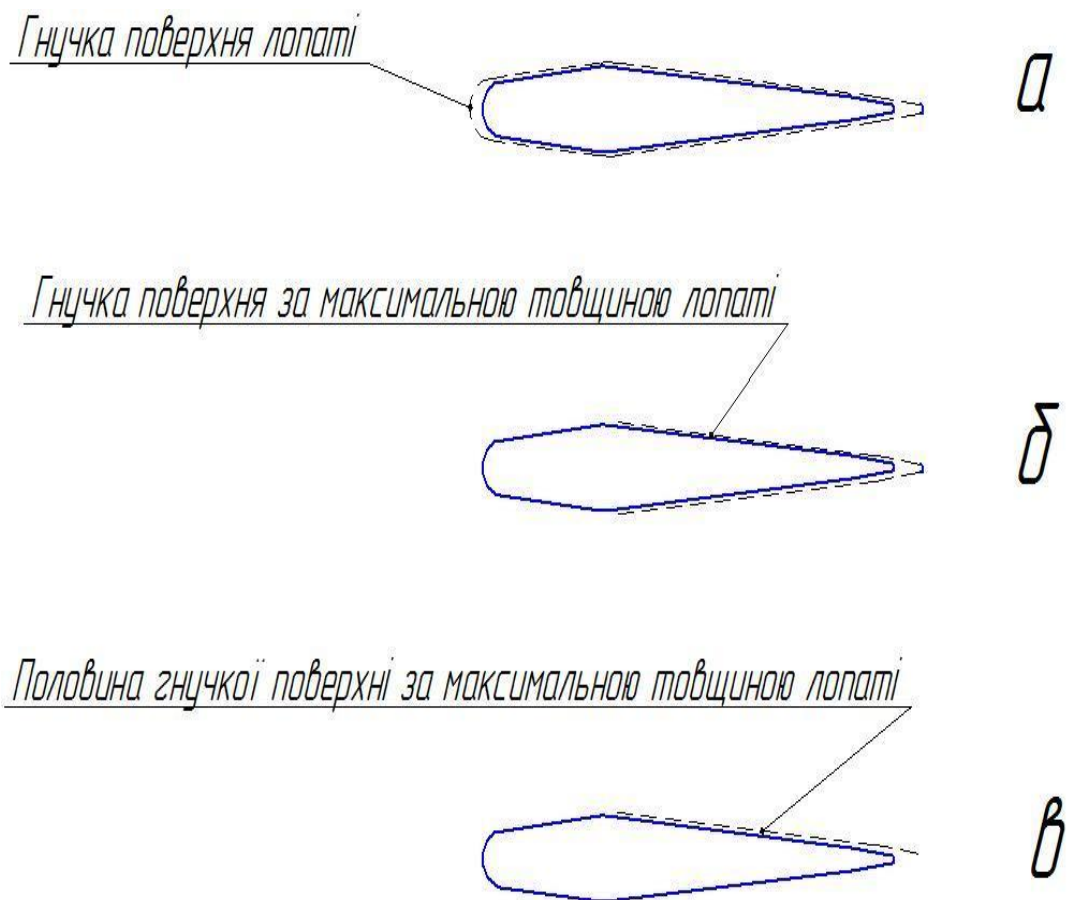


Рисунок 11.12 – Запропоновані конструкції парусних лопатей профілю NASA 0015

Формування карману повинне покращити процес самозапуску та зменшити, а то і повністю ліквідувати, мертву зону в енергетичній характеристиці турбіни.



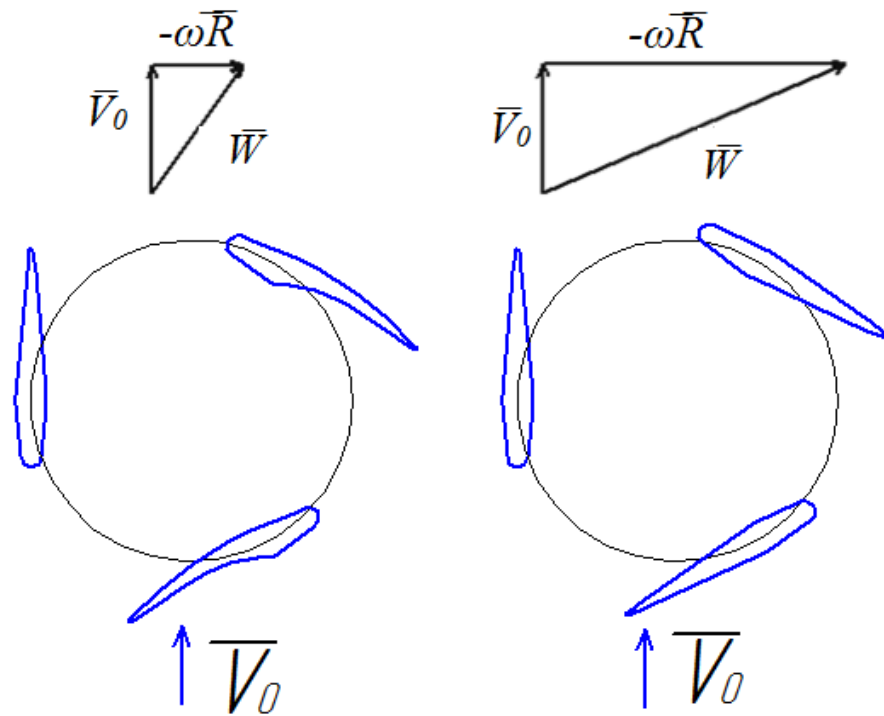


Рисунок 11.13 – Прогнозована поведінка парусних лопатей

При досягненні лопаттю середніх значень колової швидкості в межах  $\theta = 0,5 - 1$  гнучка частина випрямляється і починає працювати як стандартний симетричний профіль. Випрямлення відбувається за рахунок зменшення діапазону кутів атаки відносної швидкості, що приводе до повторення гнучким елементом напрямку дії відносної швидкості.

Технологія виготовлення такого типу лопатей полягає у наступному:

- обирається базовий профіль. В даному випадку обрано профіль NASA 0015. З атласу профілів беремо координати точок зовнішнього контуру та, для визначеної довжини хорди лопаті, в графічному редакторі зображаємо контур;

- для створення каркасу профілю на ескізі визначаємо критичні перерізи та вписуємо в них кола відповідного до ширини лопаті діаметру. Критичними точками контуру профілю є вхідна, вихідна кромка; максимальна ширина профілю та деякі проміжні точки, для зменшення прогину гнучкого елемента (рис. 11.14);

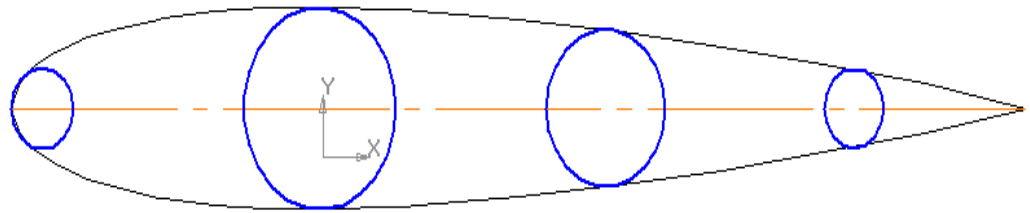


Рисунок 11.14 – Контур профільованої лопаті NASA 0015 з  
вписаними колами на критичних точках

– за визначеними координатами та діаметрами вписаних кіл виготовлюємо пластиковий каркас, що складається з двох планок та закріпленими між ними циліндричними стержнями заданого діаметру;

– каркас обтягуємо цупкою тканиною таким чином, щоб на вихідній кромці лопаті сформувалася вільна частина. Довжина вільно звисаючої частини тканини становить 10% від хорди лопаті. Тканина повинна бути щільною і водночас податливою для швидкої реакції на зміну напрямку вектору швидкості та ефективною взаємодією з потоком повітря.

### 11.3 Експериментальний стенд

Перевірка викладених вище алгоритмів розрахунку та методів покращення аеродинамічних характеристик ортогональних вітродвигунів потребує проведення фізичного моделювання робочого процесу вітроколеса. Це дасть можливість детальніше дослідити фізичні явища при обертанні вітротурбіни та краще зрозуміти природу даних процесів.

За рекомендаціями щодо натурального аеродинамічного експерименту, вирішено, що основним умовам фізичного дослідження АДХ ортогонального колеса відповідає експериментальний стенд типу аеродинамічна труба.

Вирішено провести розрахунок геометричних показників труби та характеристик потоку повітря в її робочій зоні при наступних вхідних даних:

- діапазон швидкостей потоку в трубі від 0 до 20 м/с;
- діаметр робочої зони 1000 мм.

Діаметр труби обрано виходячи з того, що досліджувана модель вітроколеса має висоту  $H = 400$  мм та радіус ротора  $R = 200$  мм і внутрішні стінки стенду не повинні впливати на процес обтікання вітротурбіни потоком повітря.

З існуючих конструктивних схем аеродинамічних труб обрано відкриту трубу всмоктуючого принципу дії з закритою робочою зоною. Для визначення геометричних параметрів експериментального стенду, що задовольняють умовам використання його для дослідження аеродинамічних характеристик ОВД проведено чисельний розрахунок характеристик потоку в робочій зоні труби при різних швидкостях потоку.

Попереднє моделювання виконане для циліндричної частини аеродинамічної труби з осьовим вентилятором. Метою якого було визначення можливості створення вісесиметричного потоку з нормальним градієнтом швидкості в робочій зоні тільки за рахунок певного видовження циліндричної частини.

Як показано на рисунку 11.15, при відношенні довжини до діаметру  $L/d = 6$ , в робочій зоні спостерігається значний перепад швидкості по перерізу труби. Досліджувана зона характеризується не вираженим ядром потоку та високою турбулентністю.

Для покращення розподілу швидкості в робочій частині труби на вході встановлюємо конфузор з коефіцієнтом притиснення  $n = 3$ . Це призводить до зменшення вихрової зони від вхідних кромки труби та більш рівномірного

розподілення тиску. Але в центрі потоку спостерігається зменшення швидкості за рахунок прискорення повітря біля стінок труби.

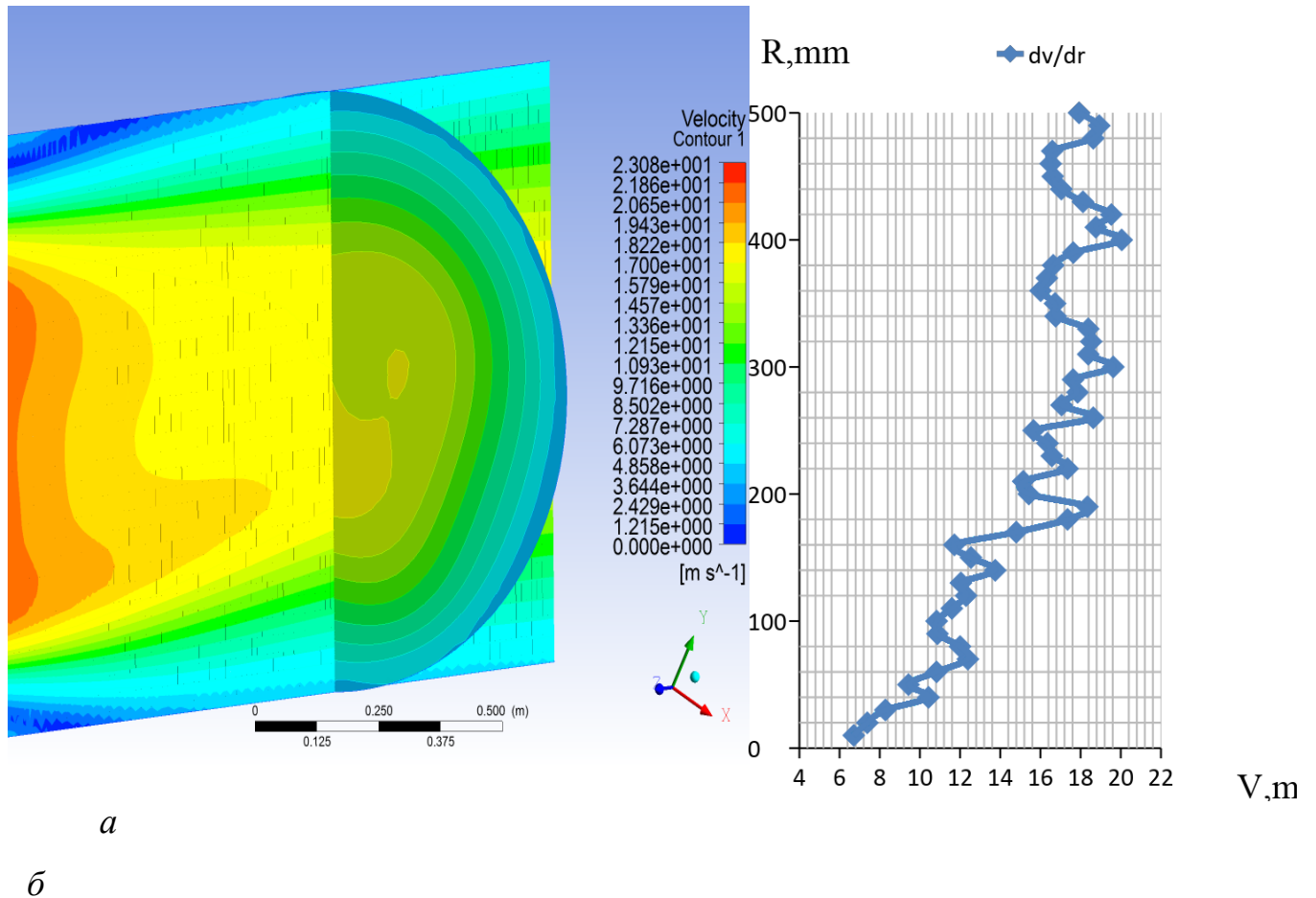


Рисунок 11.15 – Характеристик потоку в робочій зоні стенду для циліндричної ділянки: *a* – поля швидкостей отримані числовим моделюванням; *б* – градієнт вектора швидкості отриманий шляхом зондування потоку.

Для ліквідації негативного прискорення на периферії труби встановлюємо на вході в допоміжний конфузур. Оптимальні показники потоку визначаються шляхом зміни коефіцієнту притиснення внутрішнього конфузюра.

На стадії чисельного моделювання вісесиметричного потоку з задовільним градієнтом швидкості вдалося досягти з циліндричною ділянкою

труби довжиною 5 метрів та двома конфузорами з коефіцієнтами притиснення потоку  $n = 3$  – для зовнішнього, та  $n = 2,34$  – для внутрішнього.

Розроблена аеродинамічна труба складається з осьового вентилятора 1, циліндричної частини 2, спрямляючого апарату 3 (складається з двох

конфузорів з різними коефіцієнтами притиснення потоку), випрамна ґратки 4 та робочої зони 5.

На наступному етапі проведено підрахунок собівартості стенду враховуючи різні матеріали для виготовлення. Оптимальним варіантом обрано побудова складальної конструкції з полівінілхлориду (ПВХ).

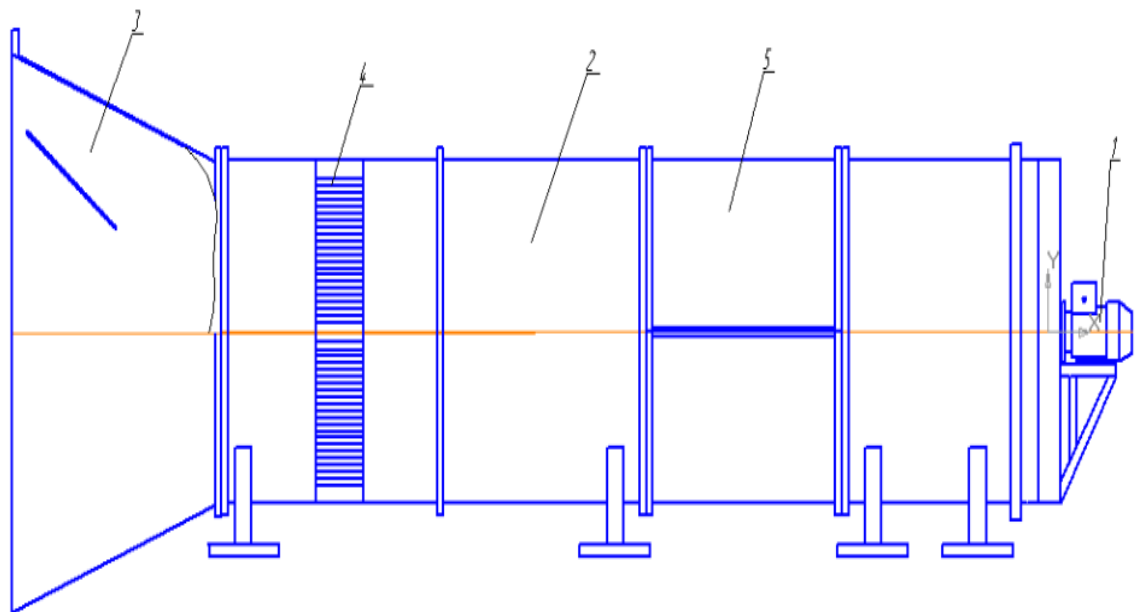


Рисунок 11.16 – Конструктивна схема аеродинамічної труби

Способом гарячого вальцювання з листів ПВХ пластику виготовлено циліндричні та конічні частини труби. Стики припаяні за допомогою пластикової присадки. Для жорсткості в кожену зону впаяні кільця з товстого

матеріалу. Через них окремі частини з'єднуються між собою різьбовим кріпленням. Вся конструкція монтується на металевій зварній рамі. Через прямокутний фланець приєднується осьовий вентилятор Multi-Wing з діаметром крильчатки 1000 мм.



Рисунок 11.17 – Змонтована аеродинамічна труба

11.4 Дослідження методів підвищення енергетичних показників ортогональних вітродвигунів фізичним експериментом

Покращення процесу самозапуску ОВД вирішуємо шляхом використання в якості робочих органів профільованих гнучких лопатей парусного типу. Натурний експеримент проводився на різних режимах роботи турбіни зі змінними геометричними показниками вітроколеса.

При експериментальному дослідженні розглянуто лопаті з хордою  $b=100$  мм на вітроколесах з зовнішнім діаметром  $D = 220$  мм, 330 мм та 460 мм. Відповідно коефіцієнт заповнення вітроколеса для розглянутих випадків  $\sigma = 0,65$ ,  $\sigma = 0,94$  та  $\sigma = 1,36$ .

По мірі дослідження змінювалася величина вільної гнучкої поверхні лопаті шляхом нанесення рідкого пластику на тканину. При його застиганні на місті нанесення утворювалася міцна поверхня аеродинамічної форми. Саме таким чином отримано три конструкції гнучких лопатей.

На рисунку 11.18 зображено основну графічну залежність  $C_p = f(\theta)$  для повністю гнучкої профільованої лопаті.

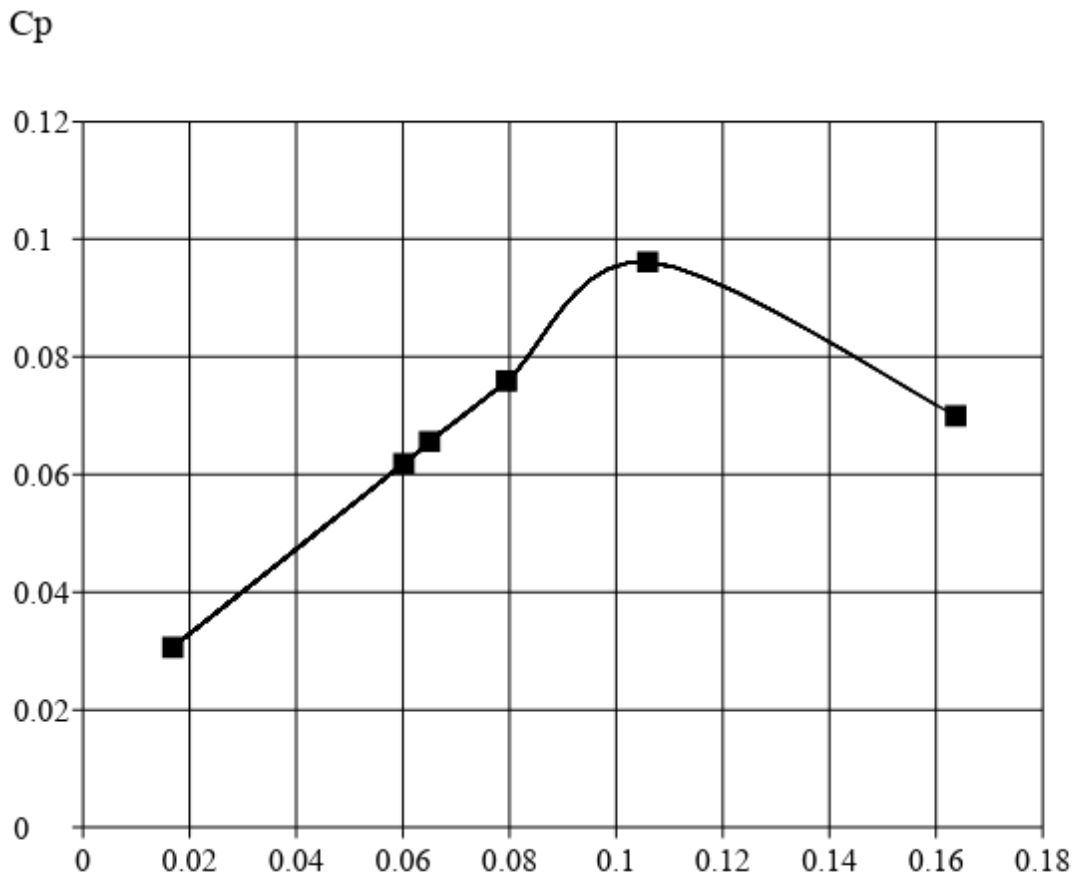


Рисунок 11.18 – Залежність  $C_p = f(\theta)$  для конструкції лопаті з повністю гнучкою поверхнею

Робочий процес вітроколеса з такою лопаттю характеризується відносно високим значенням стартового крутного моменту, що виражається в коефіцієнті  $C_m$ . Максимальне значення якого для даної конструкції  $C_{m\max} = 0,14$ . На відміну від жорстких симетричних профілів максимальне значення крутного моменту спостерігається на стартових обертах вітроколеса.

Оптимальний коефіцієнт використання енергії вітру знаходиться в зоні низьких швидкостей  $\theta = 0,1$ . Це можна пояснити тим, що при русі лопаті «на вітер» спостерігаються значні коливання тканини, що призводить до підвищення лобового опору лопаті та створення вихрового сліду за нею. Тому ротор не в змозі розвинути високі оберти.

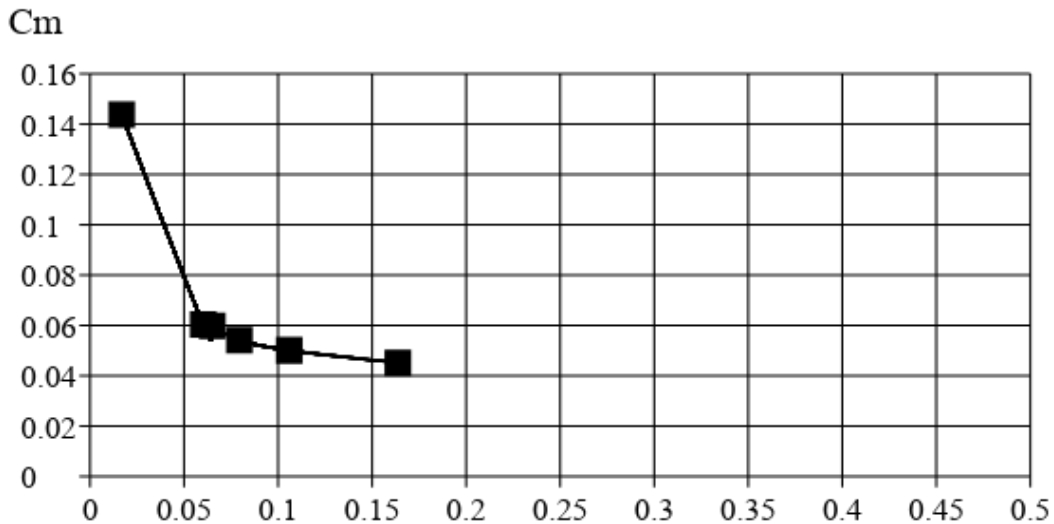


Рисунок 11.19– Залежність  $C_m = f(\theta)$  для повністю гнучкої лопаті

Аеродинамічні характеристики ротору покращуються з використанням симетричних лопатей з гнучкою частиною за максимальною товщиною профілю. Характеристика  $C_p = f(\theta)$  досягає значень швидкості  $\theta = 0,5$ .

На рисунку приведено графічну залежність ефективності роботи вітроколеса з різними коефіцієнтами заповнення ротора  $\sigma$  з використанням лопатей з гнучкою частиною за максимальною товщиною профілю. Максимальне значення коефіцієнту використання енергії вітру  $C_p = 0,32$  отримано при  $\sigma = 1,36$ .

Кращі показники отримано для симетричної профільованої гнучкої лопаті з половиною гнучкої частини за максимальною товщиною профілю. Характеристику можна поділити на дві чітко виражені зони:зони роботи вітроколеса на різниці лобових опорів лопатей до швидкості  $\theta = 0,5$ ; та



зона використання підйомної сили при швидкостях  $\theta > 0,5$ . Величина коефіцієнта стартового крутного моменту досягає свого максимуму на низьких обертах і становить  $C_m = 0,47$ . Для стандартного профілю НАСА 0015 в діапазоні швидкостей  $\theta = 0 - 2$  величина коефіцієнту крутного моменту в основному від'ємна величина. Саме цей негативний ефект призведе до низької здатності самозапуску ортогонального вітроколеса.

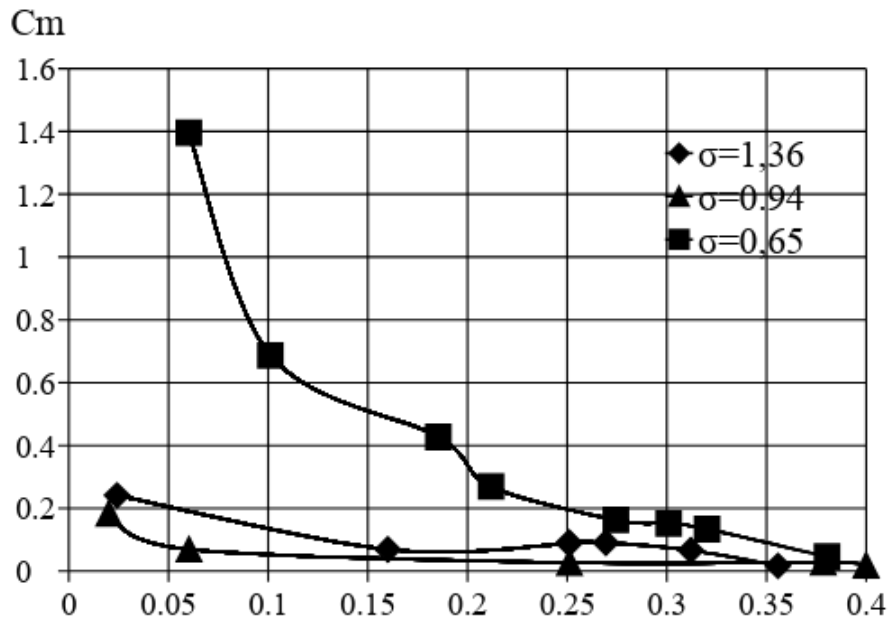


Рисунок 11.20 – Залежність  $C_m = f(\theta)$  для симетричної лопаті з гнучкою частиною за максимальною товщиною лопаті

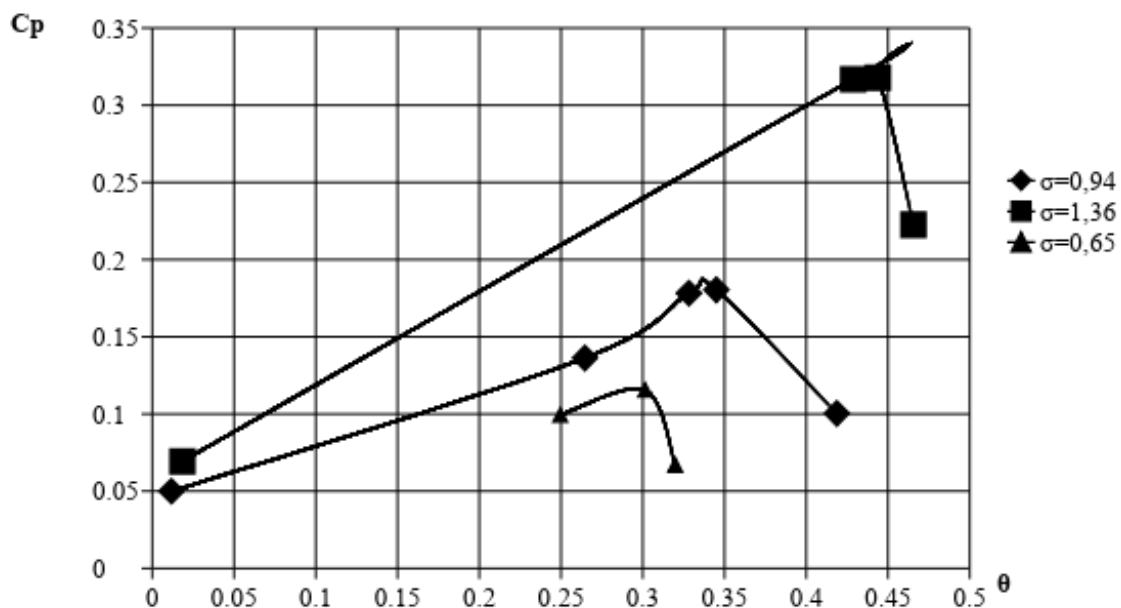


Рисунок 11.21 – Залежність  $C_p = f(\theta)$  симетричної лопаті з гнучкою частиною за максимальною товщиною лопаті

При використанні гнучкої лопаті стартовий крутний момент підвищується на порядок. При розвиненні вітроколесом більших обертів його величина спадає до значення стандартного профілю і знаходиться в межах  $C_m = 0,1$ .

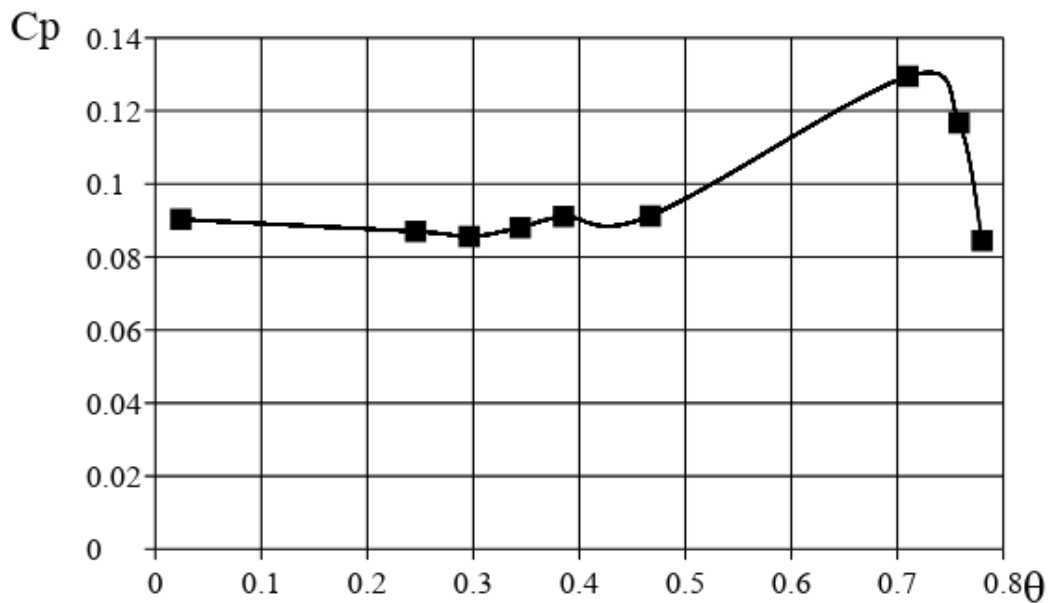


Рисунок 11.22 – Залежність  $C_p = f(\theta)$  симетричної лопаті з половиною гнучкої частини за максимальною товщиною лопаті

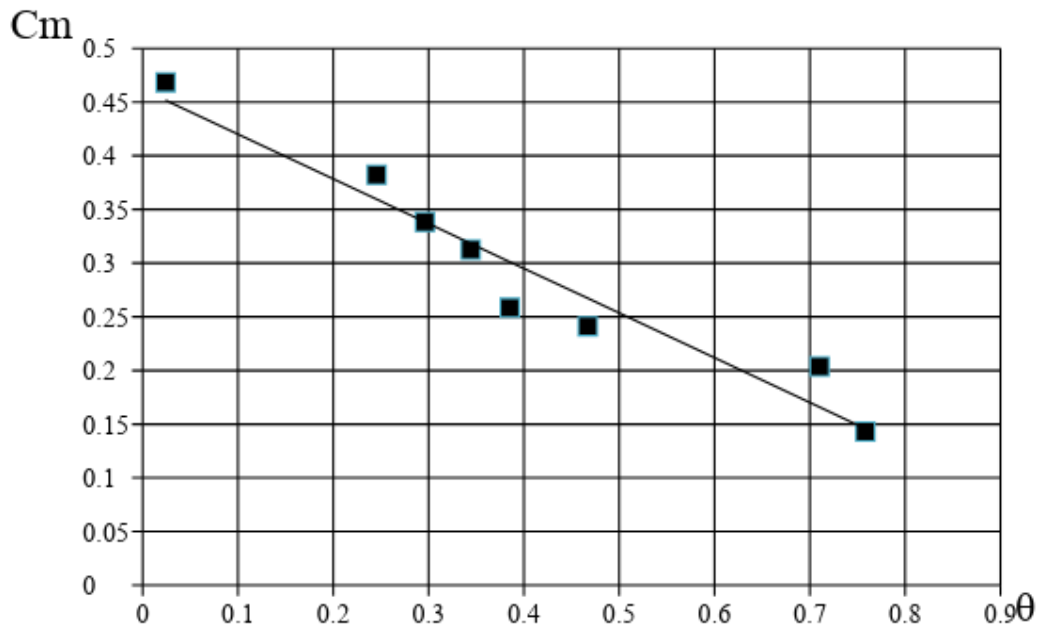


Рисунок 11.23 – Залежність  $C_m = f(\theta)$  для симетричної лопаті з половиною гнучкої частини за максимальною товщиною лопаті

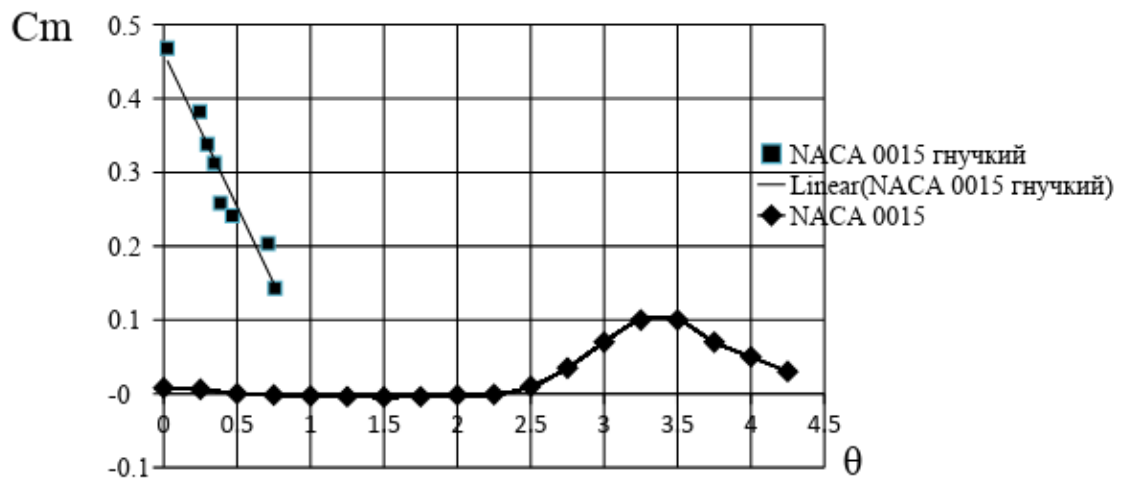


Рисунок 11.24 – Порівняння залежностей  $C_m = f(\theta)$  для стандартної лопаті з профілем NASA 0015 та гнучкої лопаті NASA 0015 з половиною гнучкої частини за максимальною товщиною

11.5 Дослідження впливу додаткового вектору швидкості на енергетичні показники вітроколеса

Для перевірки гіпотези про зміщення кута атаки вектору відносної швидкості  $\bar{W}$  шляхом введення допоміжного вектору швидкості в робочу зону вітроколеса, проведемо комплекс експериментальних досліджень.

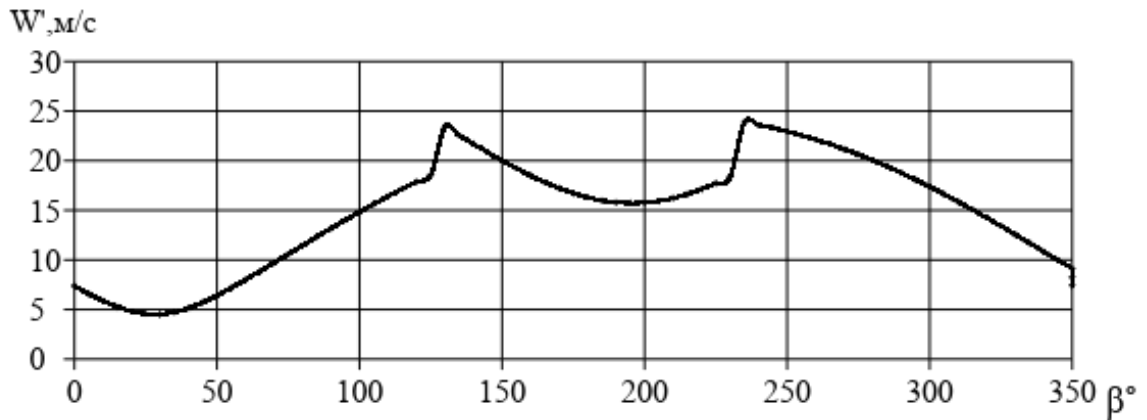


Рисунок 11.25 – Аналітична залежність  $W'=f(\beta)$  при вхідних умовах  $\theta=0,6$ ,  $\bar{W}=20\text{ м/с}$ ,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\bar{V}_0=10\text{ м/с}$ .

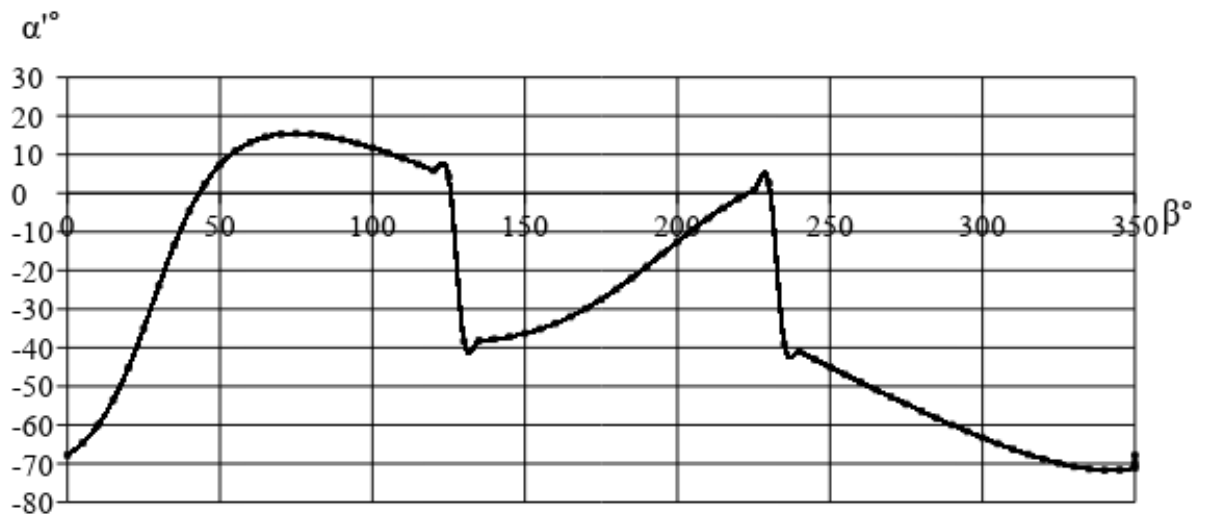


Рисунок 11.26 – Аналітична залежність  $\alpha'=f(\beta)$  при вхідних умовах  $\theta=0,6$ ,  $\bar{W}=20\text{ м/с}$ ,  $\alpha=20^\circ$ ,  $\bar{V}_0=10\text{ м/с}$ .

Основну увагу привернемо до частини вітроколеса в якій лопать рухається «на потік». В даному секторі робочий процес вітроколеса характеризується високими показниками сили лобового опору та, як наслідок,

низькими значеннями крутного моменту. Фізичні процеси, що відбуваються в цій зоні значною мірою впливають на загальні енергетичні показники вітрової турбіни. Збільшення сили лобового опору призводить до зменшення величини коефіцієнту використання енергії вітру  $\theta$ , оскільки постійне гальмування лопаті не дозволяє реалізувати розгін вітроколеса. Для симетричного профілю лопаті в даній зоні наступає момент, коли кути атаки мають невеликі значення, оскільки вектор відносної швидкості  $\bar{W}$  паралельний хорді лопаті. Тому генерована підйомна сила є незначною, коефіцієнт використання енергії вітру  $C_p$  також зменшується.

Допоміжний вектор швидкості вводимо в робочу зону вітроколеса шляхом установки екрану. Розглянуто два типи екранів: плаский, довжиною 120 мм, та радіусний, довжиною 170 мм.

Використовуючи аналітичні залежності розрахунку величини та куту атаки допоміжного вектору швидкості  $\bar{W}'$ , визначаємо, що для обраного нами сектору доцільно змістити трикутник швидкостей на величину  $\bar{W}'=5,5$  м/с під кутом атаки  $\alpha' = 68^\circ$ . Розглядаємо режим роботи вітроколеса при швидкості набігаючого потоку  $V_0 = 10$  м/с та миттєвій коловій швидкості лопаті  $\omega R = 6$  м/с. При цьому відносна швидкість на поверхні лопаті становить  $W = 30$  м/с, а кут атаки  $\alpha = 20^\circ$ . Дані умови обтікання лопаті є сприятливими для генерування максимально можливої підйомної сили та тягового зусилля.

Експеримент проводився шляхом переміщення введеного екрану по азимутальному куту відносно колової траєкторії руху лопаті. Крок зміни кута установки екрану  $18^\circ$ .

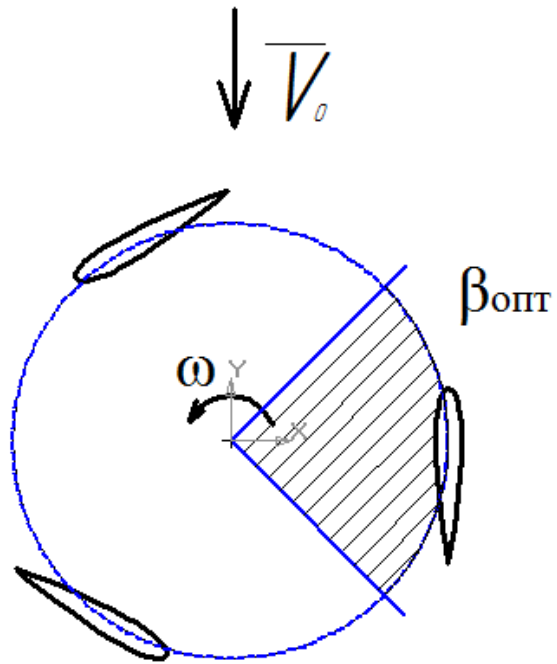


Рисунок 11.27 – Сектор кутів  $\beta$  для введення допоміжного вектору швидкості  $\overline{W}$

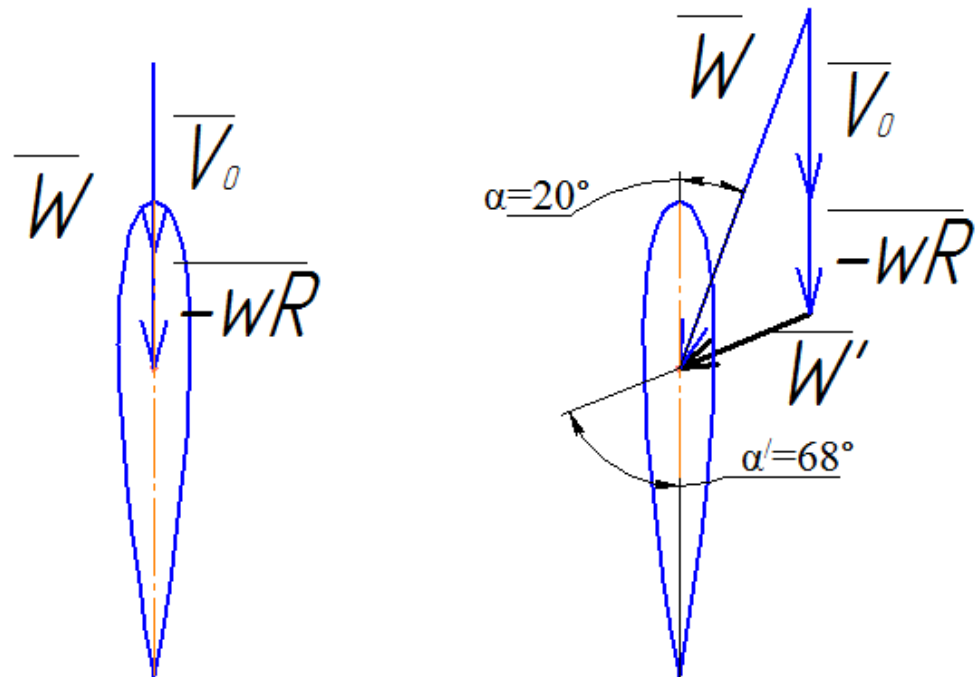


Рисунок 11.28 – Зміщення трикутника швидкостей на лопаті при  $\beta = 0$  шляхом введення допоміжного вектору швидкості  $\overline{W}$

Для кожного кута визначалася генерована вітроколесом потужність. Оскільки експериментальне дослідження проводимо не для однієї точки, а для сектору азимутальних кутів  $180^\circ$ , то встановлюємо екран під кутом  $20^\circ$ .

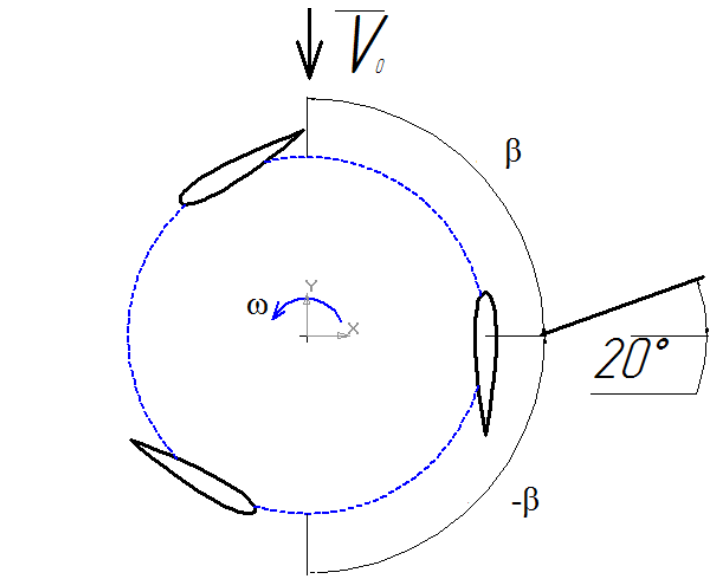


Рисунок 11.29 – Схема установки плоского экрана довжиною 120 мм під кутом  $20^\circ$

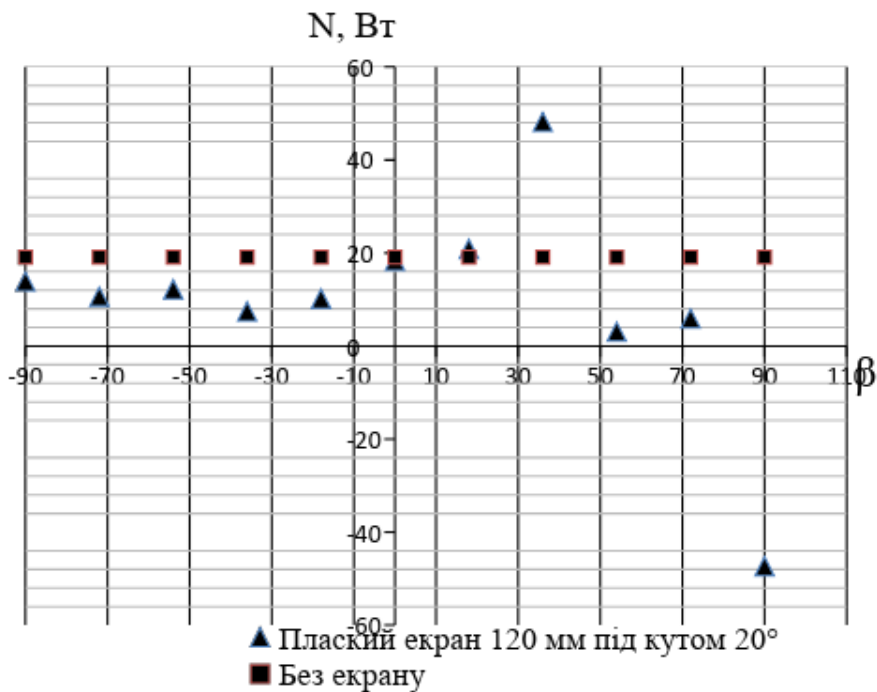


Рисунок 11.30 – Потужність вітроколеса з плоским екраном

довжиною 120 мм під кутом  $20^\circ$

Аналізуючи рисунок 11.30, можна зробити висновок, що наявність екрана в зоні роботи вітроколеса впливає на його енергетичні показники. В секторі азимутального кута  $\beta = 0 - 36^\circ$  спостерігається приріст генерованої потужності. Максимального значення він досягає на куті  $\beta = 36^\circ$ . Виразимо приріст виробленої потужності вітроколесом через коефіцієнт  $K_N$ :

$$K_N = \frac{N_E}{N},$$

де  $N$  – початкова потужність вітроколеса без екрану;

$N_E$  – потужність вітроколеса з введенням екрану.

Для даного випадку максимальне значення коефіцієнту приросту потужності на азимутальному куті  $\beta=36^\circ$ :

$$K_N = \frac{48,18}{19,1} = 2,52.$$



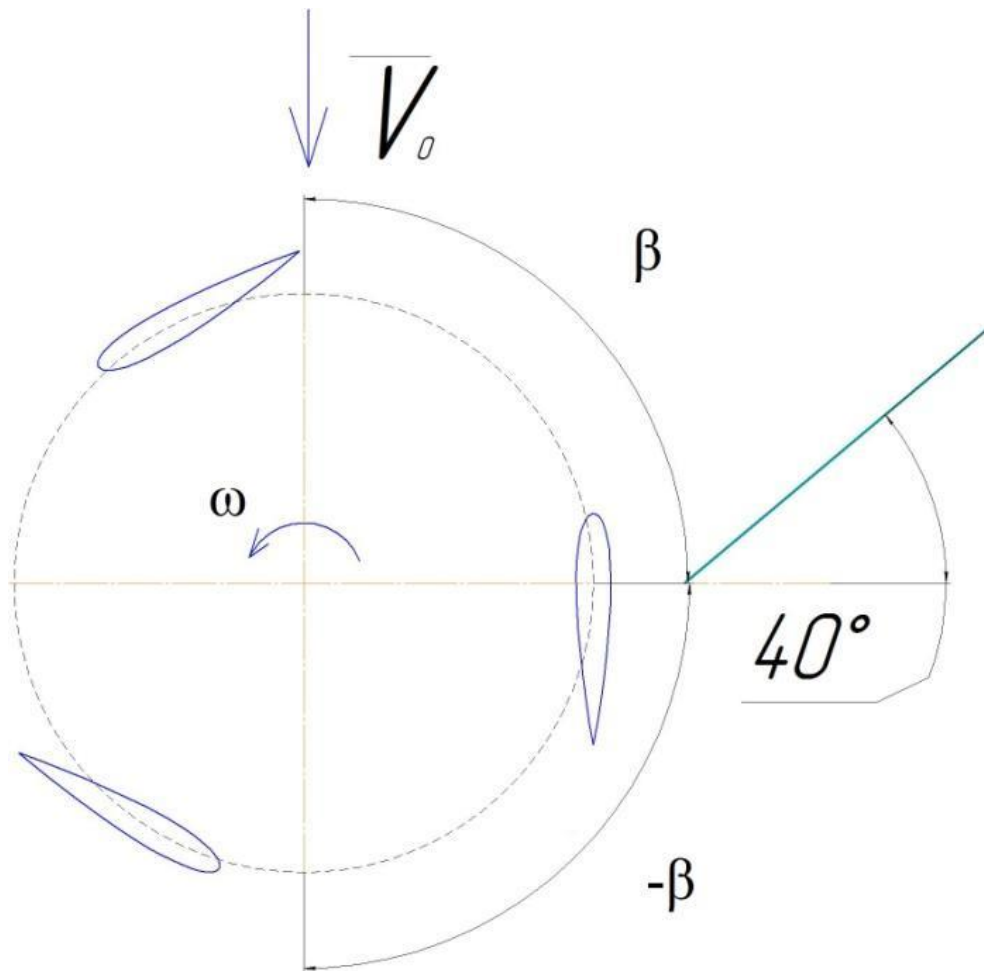


Рисунок 11.31 – Схема установки плоского екрана довжиною 120 мм під кутом  $40^\circ$

Для перевірки правильності визначення допоміжного кута атаки та додаткового переконання в працездатності гіпотези про зміщення вектору відносної швидкості шляхом введення допоміжного вектору швидкості проведемо експериментальне дослідження впливу на енергетичні показники вітроколеса екрану довжиною 120 мм, встановленого під кутом  $40^\circ$ .

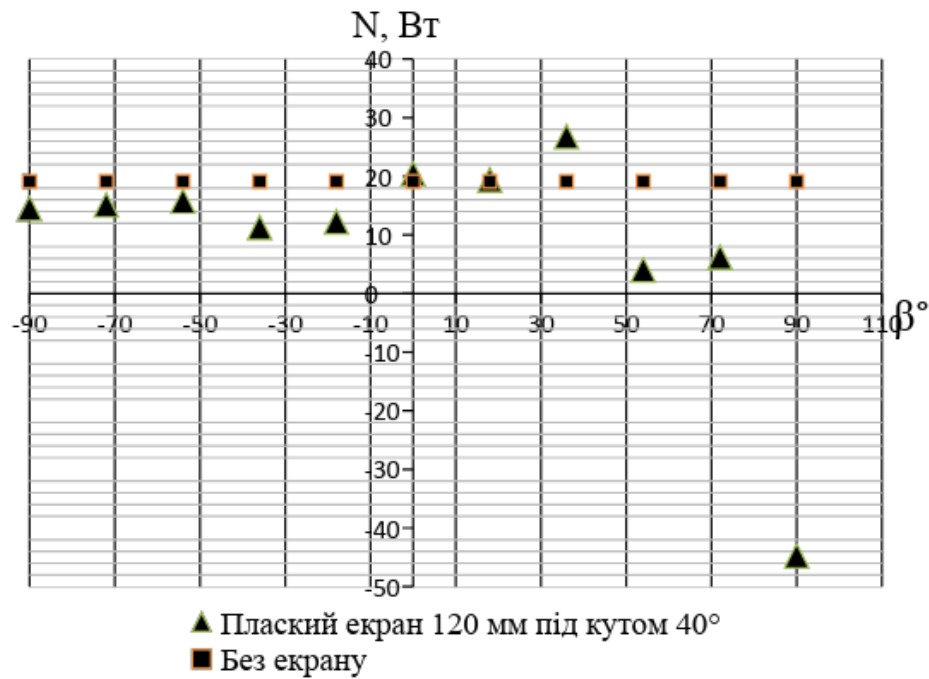


Рисунок 11.32 – Потужність вітроколеса з плоским екраном довжиною 120 мм під кутом  $40^\circ$ .

Для даного випадку спостерігаємо приріст потужності в зоні азимутального кута  $\beta = 0 - 36^\circ$ . Максимальне значення коефіцієнту приросту потужності отримуємо при  $\beta = 36^\circ$ :

$$\eta_{\text{екран}} = \frac{26,75}{19,1} = 1,4.$$

Зменшення приросту потужності свідчить про те, що установка екрану під кутом  $40^\circ$  зміщує вектор відносної швидкості в напрямку зменшення кута атаки  $\alpha$ . Це призводить до зменшення підйомної сили та тягового зусилля.

Для розглянутих випадків характерним є різка зміна генерованої потужності вітроколесом. Для компенсації цього ефекту розглянемо вплив на енергетичні показники ортогональної вітрової турбіни радіусного екрану

встановленого під кутом  $20^\circ$ . Радіус екрану відповідає зовнішньому радіусу вітроколеса. Для досліджуваного випадку  $R = 200$  мм.

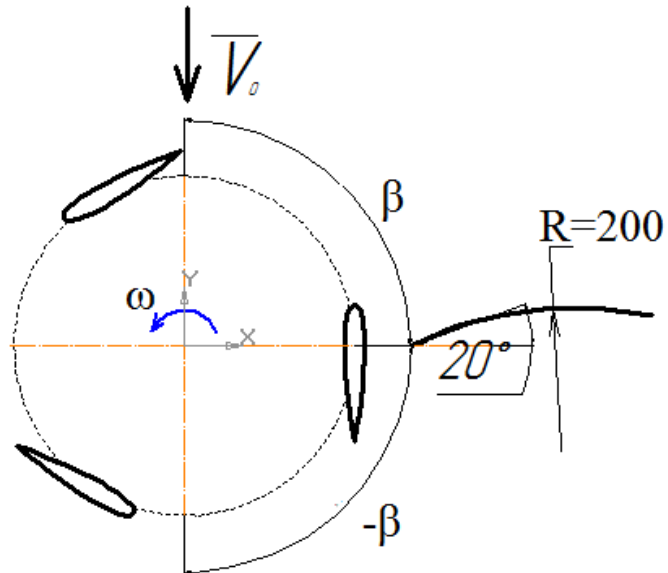


Рисунок 11.33 – Схема установки радіусного екрана довжиною 170 мм під кутом  $20^\circ$

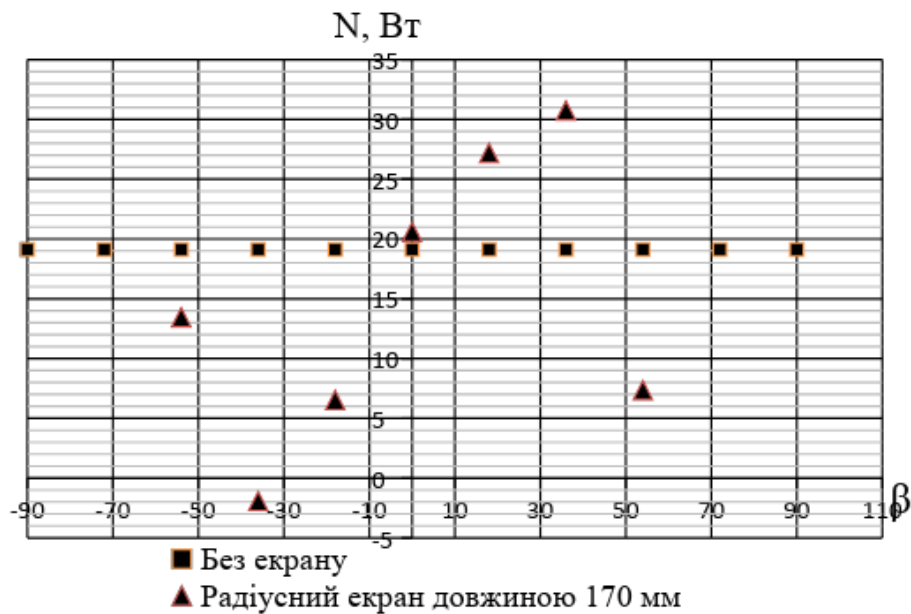


Рисунок 11.34 – Потужність вітроколеса з радіусним екраном довжиною 170 мм під кутом  $20^\circ$

З рисунку 11.34 чітко видно, що на ділянці колової траєкторії  $\beta = 0 - 36^\circ$  відбувається плавний приріст потужності вітроколеса. Але величина коефіцієнту приросту потужності має менше значення, ніж для плаского екрану під кутом  $20^\circ$ .

$$\eta_{\text{екран}} = \frac{30,75}{19,1} = 1,61. \quad (11.6)$$

Варто зазначити, що для всіх вище розглянутих конструктивних схем характерним є те, що максимальний приріст потужності отримуємо не при розрахунковому значенні азимутального кута положення екрану. Це можна пояснити тим, що в щілині між екраном та лопаттю відбувається здув допоміжного вектору швидкості набігаючим потоком повітря. Тому на поверхні лопаті, замість розрахункового отримуємо менше значення кута атаки швидкості  $\bar{W}$ . Що призводить до зміщення вектору відносної швидкості  $\bar{W}$  в бік менших кутів атаки  $\alpha$ .

На більшості траєкторії руху екран негативно впливає на енергетичні показники вітроколеса, що пояснюється затіненням ним зон продукування максимального тягового зусилля на лопатях.

## 12 МОДЕЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕННЯ ВАЛА ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА ДЛЯ РОЗРАХУНКУ МЕТОДОМ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ

### 12.1 Твердотільні моделі насоса і вала в Autodesk Inventor

В якості комплексу для створення твердотільної моделі насоса був обраний Autodesk Inventor.

Вбудовані програмні модулі дозволяють забезпечити повний цикл конструювання і створення конструкторської документації.

За допомогою пакету можна створювати тривимірні моделі деталей і виробів, а також їх робочі креслення, створювати адаптовані конструктивні елементи, деталі та вузли, реалізовувати можливість спільної роботи над конструкцією всіх розробників, включаючи групи інженерів, які перебувають на великій відстані один від одного [67, 68 ].

#### 12.1.1 Створення твердотільної моделі вала

Програмний комплекс містить вбудований модуль «Генератора компонентів вала», що надає можливість підбирати розміри пазів шпонок, проточок, фасок.

На рис. 12.1 показано діалогове вікно «Генератор компонентів валу».

За допомогою опцій даного вікна створена твердотільна модель вала, як конструкція, що складається з 9 циліндричних ступенів, на яких виконані шпонкові пази і центрові отвори.

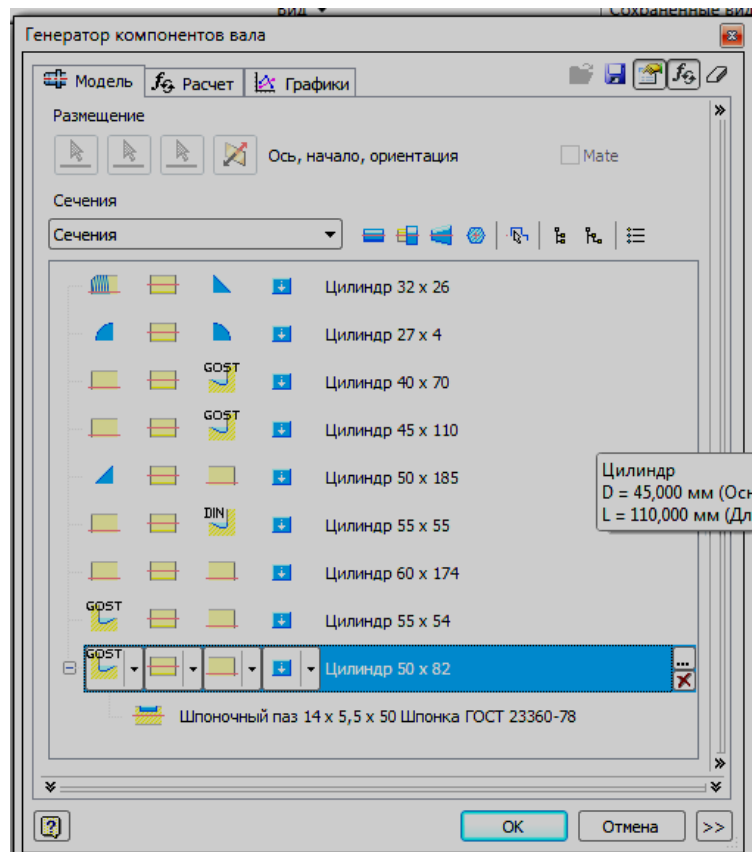


Рисунок 12.1 – Вікно проектування моделі вала «Генератор компонентів вала»

Алгоритм створення паза за допомогою опцій «Генератора компонентів вала»:

1. На вкладці «Проектування» на панелі «Силова передача» вибирається компонент «Вал».
2. У вікні «Генератор компонентів вала» вибирається елемент «Циліндр».
3. Відкривається додаткове вікно 1 вибору компонентів вала в необхідному циліндрі (рис. 12.2) і вибирається пункт «Додати шпонкову канавку».
4. У вікні 2 «Шпоночний паз» вибирається пункт підключення Бібліотеки компонентів.
5. З Бібліотеки компонентів 3 вибирається тип стандарту «ГОСТ», і з бази даних стандартів – його номер.

6. У полі «Розміри» вікна «Шпонковий паз» призначаються необхідні параметри.

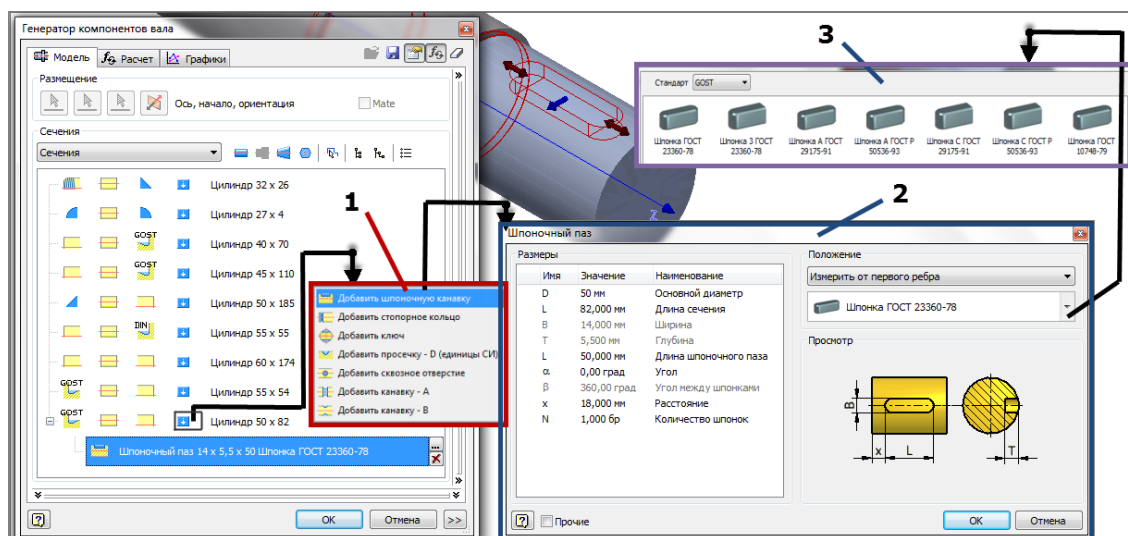


Рисунок 12.2 – Діалогові вікна для створення паза:

- 1 – контекстне меню вибору додаткового елемента;  
2 – вікно «Шпонковий паз»; 3 – вікно Бібліотеки компонентів

Отримана твердотільна модель вала зображена на рисунку 12.3.



Рисунок 12.3 – Твердотільна модель вала

### 12.1.2 Створення твердотільної моделі насоса

Твердотільна модель насоса створена за робочими кресленнями основних деталей: секція, робоче колесо, корпус, корпус секції, вал, фланець натискної, кришка, гайка, відбійник, бруска нижня, бруска верхня, кронштейн. Кріпильні деталі насоса обрані з Бібліотеки компонентів CAD системи Autodesk Inventor 2011 року (рис. 12.4).

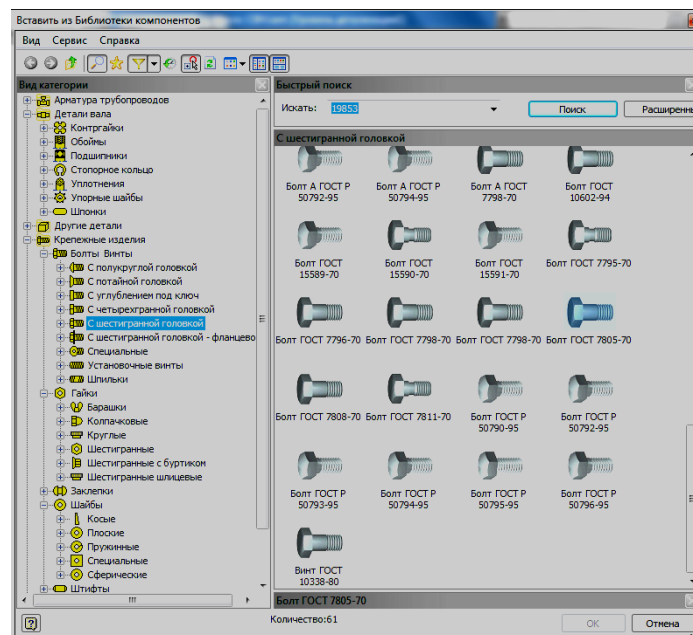


Рисунок 12.4 – Бібліотека компонентів Autodesk Inventor

Алгоритм створення твердотільної моделі насоса:

1. За допомогою вбудованого модуля «Генератор підшипників» вибираються підшипники.
2. За допомогою вбудованого «Генератор шпоночно з'єднання» проектується шпонки.
3. Моделювання підшипникового вузла.
4. Моделювання сальникового ущільнення.
5. Моделювання корпусу секції, секції, колеса і корпусу.



6. Отримана в результаті проектування твердотільна модель насоса в зборі показана на рис. 12.5.

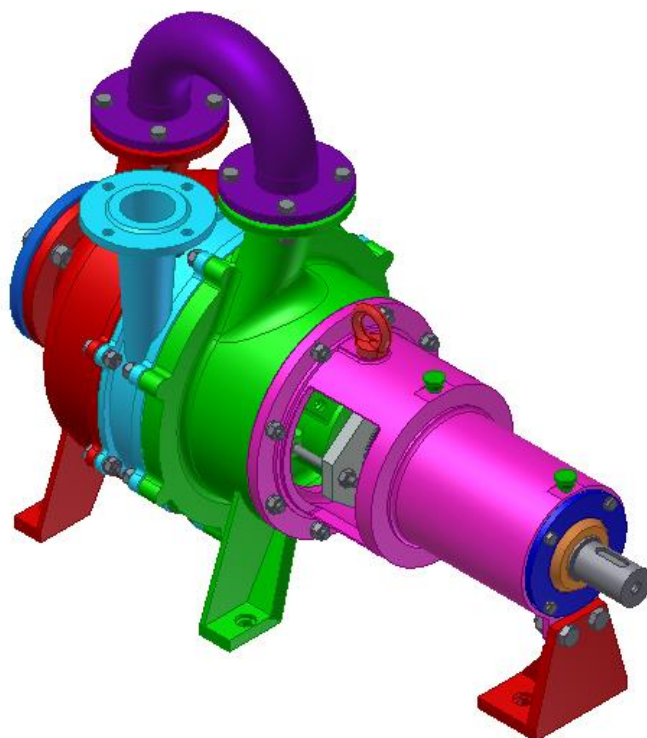


Рисунок 12.5 – Твердотільна модель насоса

На рисунку 12.6 зображена модель насоса з вирізом  $\frac{1}{4}$  частини.

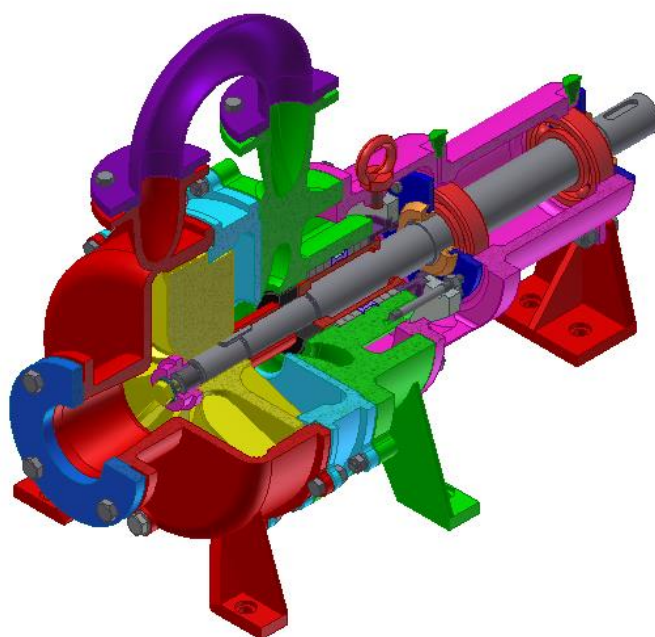


Рисунок 12.6 – Твердотільна модель насоса з вирізом на  $\frac{1}{4}$

## 12.2 Створення розрахункової моделі навантаження вала

Процес дослідження напруженого стану проводиться в програмному продукті Autodesk Simulation Mechanical, який надає можливість швидкого і точного виконання інженерних розрахунків і аналізу [69].

Під час запуску Autodesk Simulation вибирається: досліджувана твердотільна модель – вал насоса; тип дослідження – Static Stress with Linear Material Model (Статична напруга з лінійної моделі матеріалу).

### 12.2.1 Дослідження сітки

Для визначення пружно-деформованого стану використовуються твердотільні тривимірні скінченні елементи в формі тетраедра. У діалоговому вікні «Налаштування сітки» вибирається форма сітки з відповідними розмірами (рис. 12.7).

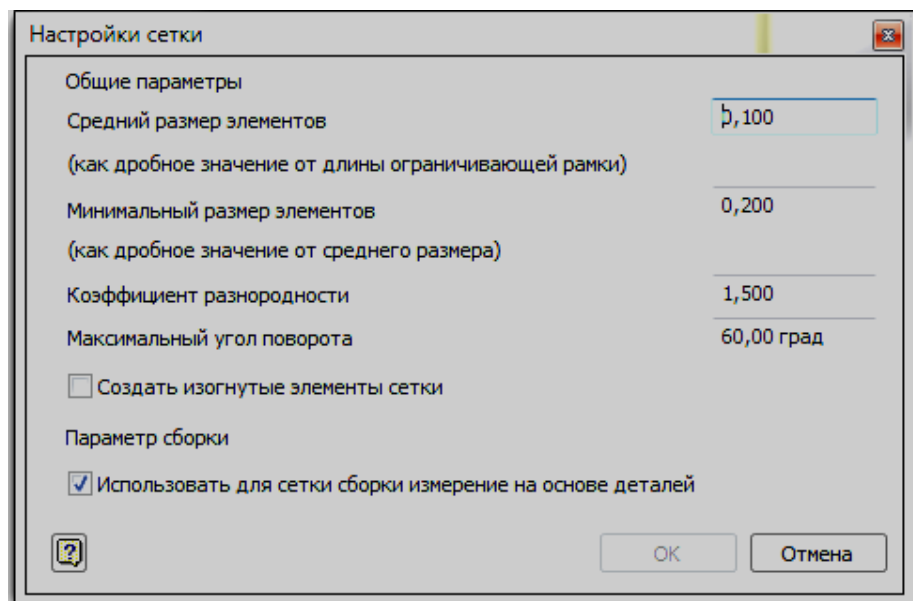


Рисунок 12.7 – Діалогове вікно «Налаштування сітки»

У кожній досліджуваній деталі існують концентратори напружень: проточки, галтелі з малим радіусом заокруглення, шпонкові пази і ін. На таких ділянках необхідно розбити сітку на менші за розмірами елементи, що забезпечує істотне згущення сітки кінцевих елементів.

Для модифікації сітки використовується відповідне вікно настройки сітки (рис. 12.8).

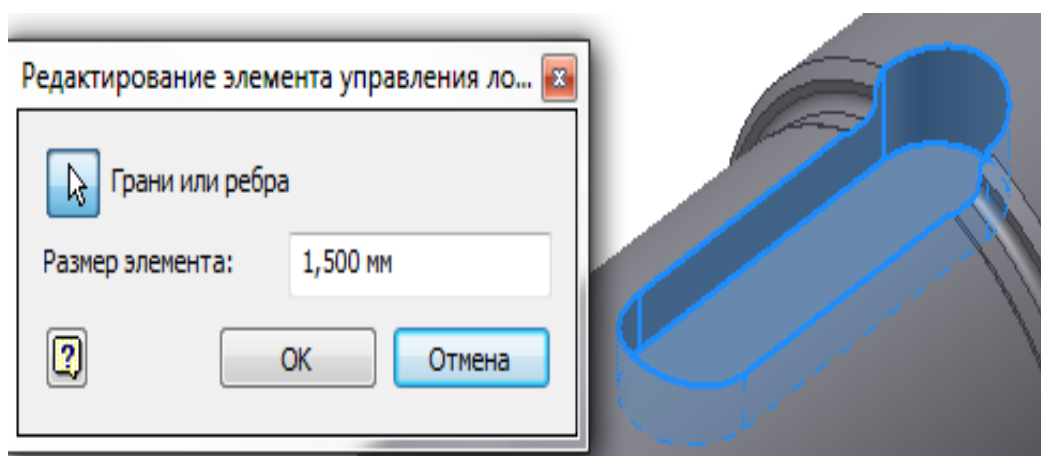


Рисунок 12.8 – Вікно налаштування сітки для концентратора напруги

Вид сітки в зоні концентратора напруги показаний на рисунку 12.9.

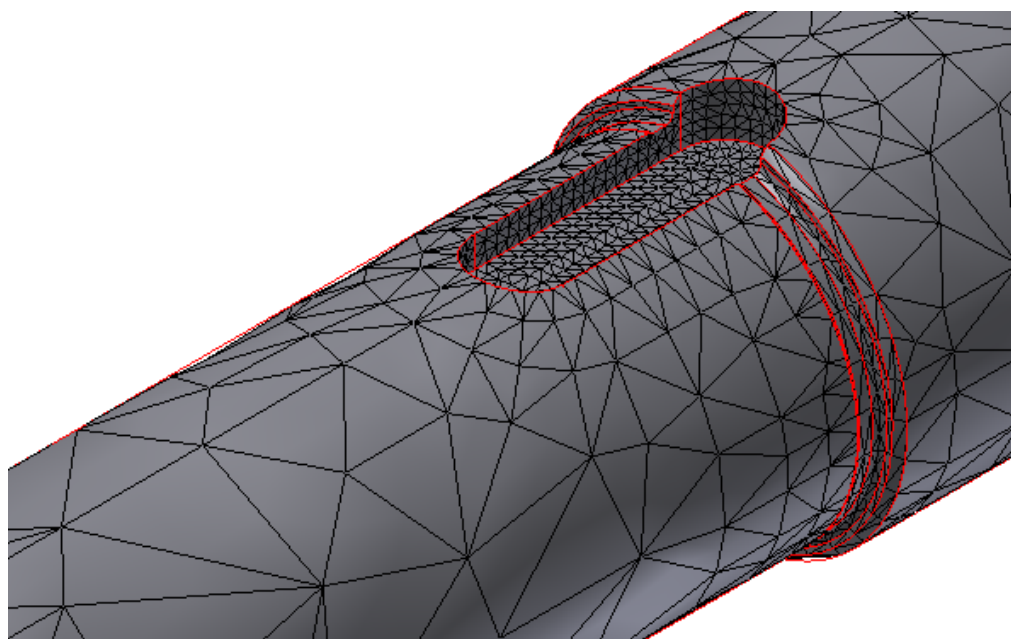


Рисунок 12.9 – Вид сітки в зоні концентратора напруги

### 12.2.2 Дослідження навантаження

На рисунку 12.10 представлений ротор насоса.

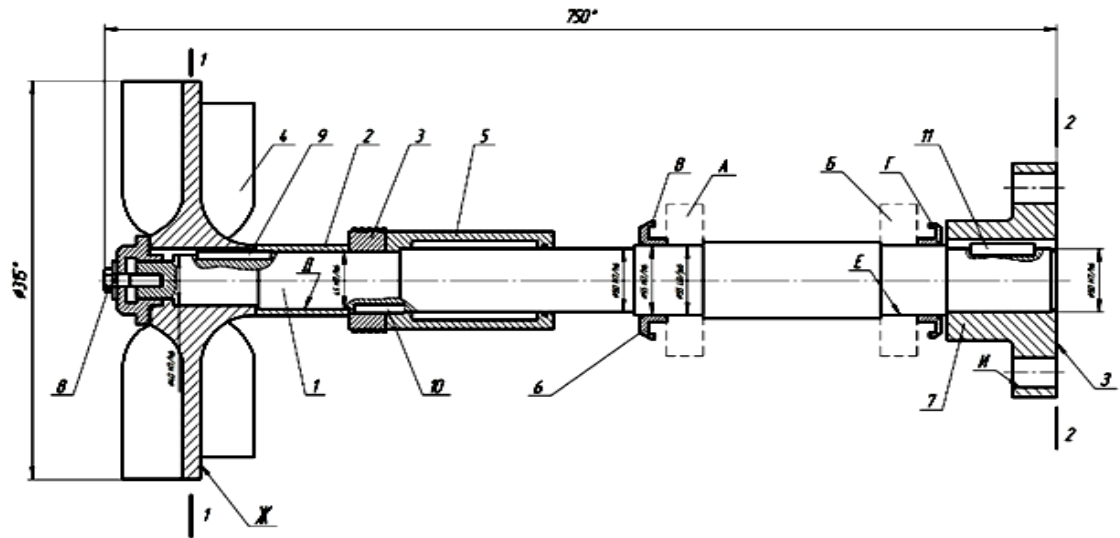


Рисунок 12.10 – Ротор насоса: 1 – Вал; 2 – Втулка; 3 – Втулка; 4 – Колесо робоче; 5 – Втулка; 6 – Відбійник; 7 – муфта; 8 – болт М16х30; 9 – шпонка 12х8х50; 10 – шпонка 12х8х40; 11 – Шпонка 14х9х40; А – Підшипник; Б – Підшипник; В – Відбійник; Г – Відбійник.

Відповідно до моделі ротора була створена схема навантаження (рис. 12.11).

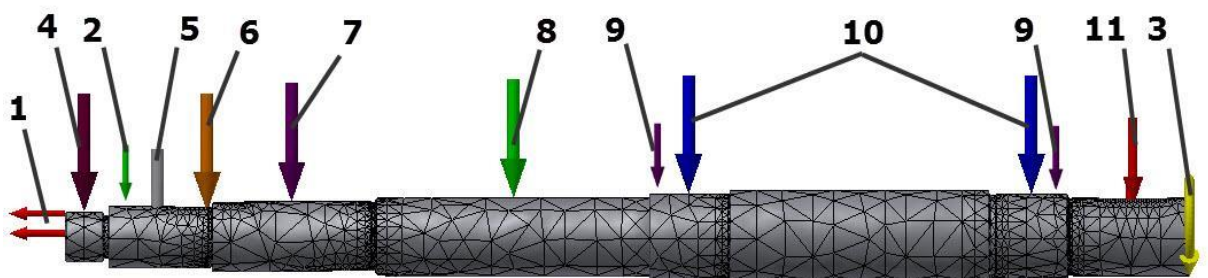


Рисунок 12.11 – Схема навантаження вала: 1 – осьова сила; 2 – радіальна сила; 3 – момент; 4 – сила, яка діє від гайки; 5 – сила, яка діє від робочого колеса; 6 – сила тяжіння вала; 7 – сила, яка діє від втулки з зубцями; 8 – сила, яка діє від втулки; 9 – сила, яка діє від відбійника; 10 – сила, яка діє від підшипника; 11 – сила, яка діє від муфти

На вал діє осьова сила 1, яка спрямована в бік, протилежний напрямку входу рідини в робоче колесо.

При перекачуванні рідини виникає радіальна сила 2, спрямована в бік, протилежний руху рідини [32] в напором патрубку.

Основним завданням вала є передача крутного моменту 3 від приводу до робочого колеса насоса. Крутний момент розподіляється по всій довжині вала від муфти до колеса.

На вал діють вагові навантаження від деталей (робочого колеса 5, втулок 7 і 8, відбійників 9, підшипників 10, муфти 11). Вага кожної деталі розподіляється рівномірно на ділянці сполучення валу з деталлю ротора. Також слід врахувати і вагу конструкції вала 6.

### 12.2.3 Результати дослідження

Після створення твердотільної моделі вала, задання властивостей матеріалу, граничних умов, моделювання навантажень, що діють на вал, за допомогою МСЕ вирішена задача по визначенню пружно-деформованого стану вала. Розподіл наведених напружень показано на рисунку 12.12.

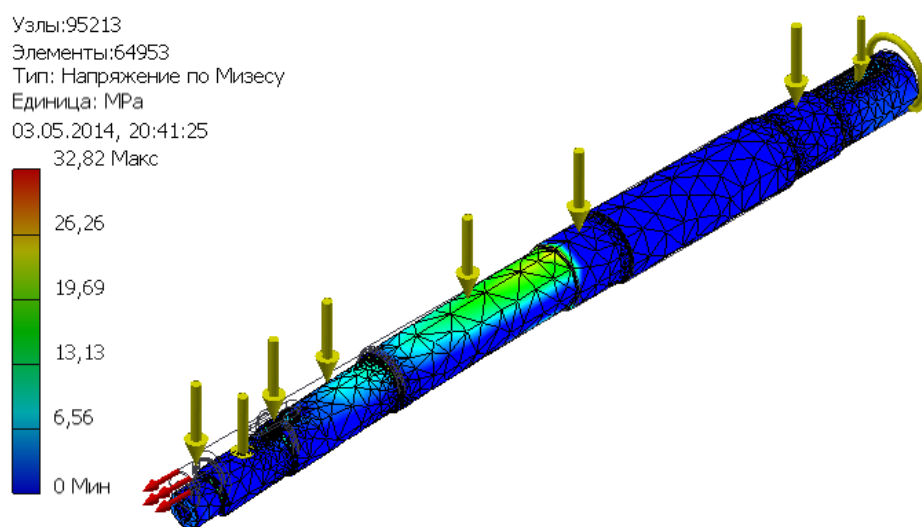


Рисунок 12.12 – Розподіл приведених напруг

Аналіз отриманого розподілу навантажень дозволив виявити зону з високою концентрацією напружень, складова 32,82 МПа (рис. 12.13).

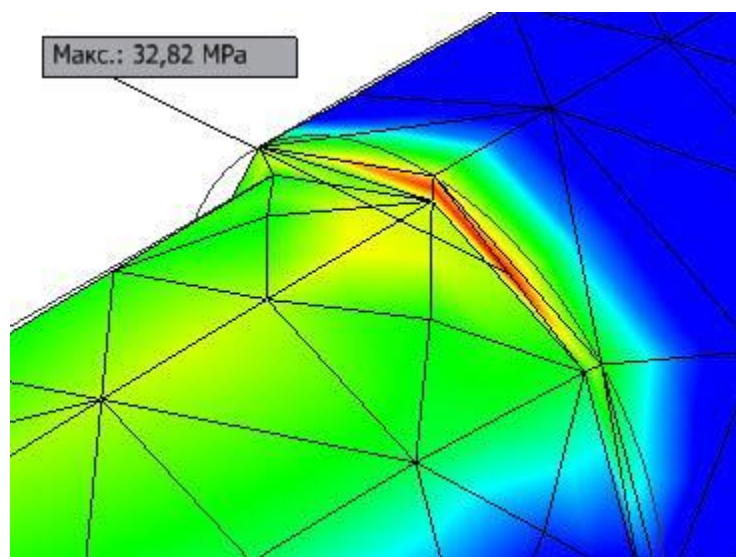


Рисунок 12.13 – Ділянка з максимальними приведеними напругами

Ділянка являє собою кордон вала між секцією з підшипником і відбійником, і секцією з втулкою.

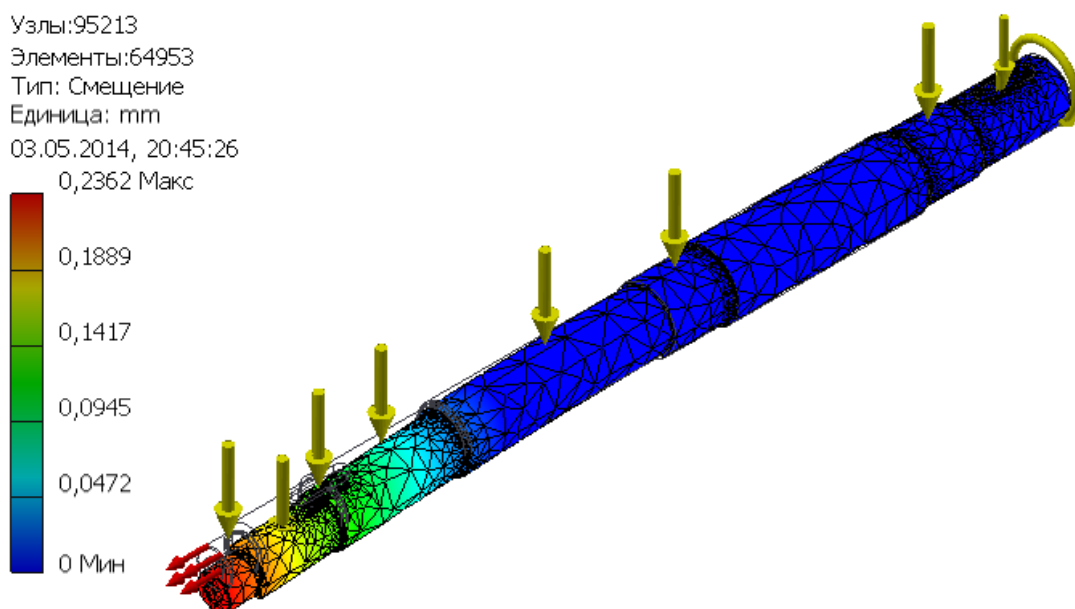


Рисунок 12.14 – Максимальне зміщення вала 0,2362 мм

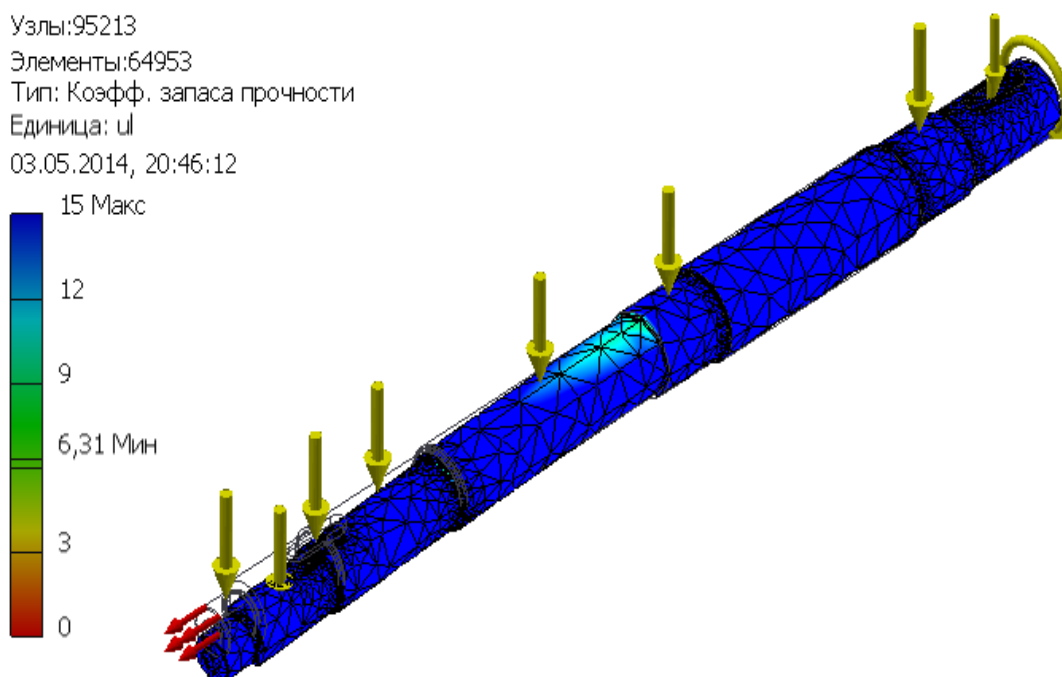


Рисунок 12.15 – Максимальний коефіцієнт запасу міцності – 15,  
 мінімальний коефіцієнт запасу міцності – 6.31.

У ході виконання роботи:

1. Розроблена твердотільна 3D модель насоса, яка створена на основі робочих креслень вільновихрового насоса СВН 25/50;
2. Показана можливість використання вбудованого в Autodesk Inventor 2011 розрахункового модуля Autodesk Simulation для проведення розрахунків на міцність твердотільних моделей;
3. Розроблена модель навантаження вала вільновихрового насоса для розрахунку на статичну міцність.

Розроблена модель насоса дозволяє провести: оптимізацію масогабаритних показників вала; розрахунки знаходження власних частот для запобігання потрапляння ротора в резонанс; розрахунки напруженого стану корпусних деталей.

### 13 ДЕЩО ПРО «АКТИВІЗАЦІЮ» БІЧНИХ ПАЗУХ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Невід'ємною складовою кожного відцентрового насоса є осьові зазори (відстань в осьовому напрямку) між переднім (покривним) та заднім (основним) дисками робочого колеса (РК) і відповідними нерухомими поверхнями корпусу насоса – ширина передньої бічної пазухи  $S_1$  та ширина задньої бічної пазухи  $S_2$ .

Ці зазори характеризуються величинами протікання рідини через них (витоками через зазори)  $q_1$  та  $q_2$ , втратою механічної енергії на тертя поверхонь дисків об рідину (дисккові втрати) та розподілом тиску в них у радіальному напрямку (епюри цього розподілу обумовлюють величину осьової сили).

Зрозуміло, що всі ці фактори являються негативними для робочого процесу ступеня насоса, але спеціалісти з ними в основному змирилися як з об'єктивною реальністю.

Проте розширені дослідження гідродинамічних процесів у обох бічних пазухах показують, що є можливість активно впливати на ці негативні явища, досягаючи позитивних результатів:

- зменшувати коефіцієнт дискового тертя  $C_f$ ;
- змусити зовнішні поверхні дисків, що створюють бічні пазухи, більш активно передавати енергію рідині;
- зменшувати величину результуючої осьової сили (РОС) шляхом відповідного варіювання величиною та напрямком витоків рідини.

Найбільш важливим наслідком «активізації» бічних пазух слід вважати зменшення величини результуючої осьової сили, що діє на ротор насоса.



### 13.1 Осьові сили у відцентрових насосах, забезпечення їх експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження осьових сил у відцентрових насосах виконувалися на експериментальній установці для досліджень осьових сил в динамічних насосах (відцентрових, вільновихрових), детально розглянуті в [70].

Забезпечення зменшення РОС – це покращення показників надійності насоса (зокрема, збільшення ресурсу його роботи).

На ротор відцентрового насоса діє результуюча осьова сила  $A$ , котра є алгебраїчною сумою її складових – декількох осьових сил, що діють на окремі поверхні деталей ротора насоса ( $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_{ex}$  та  $A_0$  – див. рис. 13.1), зазвичай спрямована в сторону, протилежну напрямку входу рідини в робоче колесо (РК).

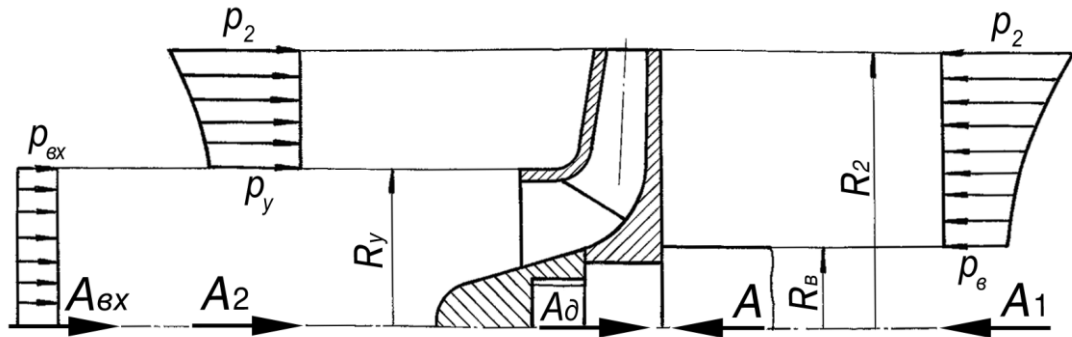


Рисунок 13.1 – Результуюча осьова сила та її складові у відцентровому насосі консольного типу

На рисунку 13.1 схематично зображені епюри розподілу надлишкових тисків, що діють на окремі поверхні деталей ротора відцентрового насоса консольного типу з однощілинним ущільненням при наявності манометричного тиску на вході в робоче колесо, а також напрямки дії РОС і її складових, відповідних цим епюрам.

Подані на ньому також характерні для відцентрового робочого колеса радіуси та надлишкові тиски:  $R_2$  – зовнішній радіус колеса;  $R_y$  – радіус ущільнення;  $R_6$  – радіус вала;  $p_{ex}$  – тиск на вході в колесо;  $p_2$  – тиск на виході з РК;  $p_y$  – тиск у передній бічній пазусі на вході в ущільнення;  $p_6$  – тиск в задній пазусі біля вала.

Результуюча осьова сила  $A$  виникає головним чином за рахунок різниці двох сил тиску, що діють з боку пазух насоса:  $A_1$  – з боку задньої пазухи на основний диск РК відцентрового насоса, тобто на площу  $\pi(R_2^2 - R_6^2)$ ;  $A_2$  – з боку передньої пазухи на покривний диск РК, тобто на площу  $\pi(R_2^2 - R_y^2)$ .

Осьова сила  $A_{ex}$ , що виникає за рахунок наявності надлишкового тиску  $p_{ex}$  на вході в робоче колесо, діє на площу  $\pi R_y^2$  ротора насоса (на рис. 13.1 напрямок його дії показано для манометричного тиску, а при наявності вакууму цей напрямок змінюється на протилежний зображеному). За незначної величини надлишкового тиску  $p_{ex}$ , що характерне для консольних насосів, незначною є і величина цієї сили.

Динамічна складова  $A_d$  результуючої осьової сили, що діє в напрямку входу рідини в робоче колесо, виникає за рахунок зміни кількості руху потоку рідини, котра в робочому колесі змінює свій осьовий напрямок на радіальний. Величина сили  $A_d$  також несуттєва.

Між результуючою осьовою силою, що діє на ротор відцентрового насоса, та її складовими в загальному випадку має місце наступна залежність:

$$A = A_1 - A_2 - A_d \pm A_{ex}. \quad (13.1)$$

Прийнявши до уваги несуттєвість осьових сил  $A_{ex}$  та  $A_d$ , бачимо, що для досягнення реального зменшення результуючої осьової сили  $A$  необхідно забезпечити або зменшення осьової сили  $A_1$ , або збільшення осьової сили  $A_2$ , або ж те і те одночасно.

### 13.2 Витоки рідини та відповідні їм розподіли тиску в бічній пазусі

Конструкція експериментальної установки для дослідження осьових сил в динамічних насосах надавала можливість забезпечення та вимірювання в задній пазусі відцентрового насоса витоків рідини  $q$ , різних за напрямком (як з центру на периферію, так і з периферії до центру) та величиною ( $\bar{q} = 0 - 0,004$ ), а також вимірювати при цьому розподіл тиску в пазусі ( $p_3$ ) у радіальному та коловому напрямках. Безрозмірна величина витoku рідини  $\bar{q}$ , так званий коефіцієнт витoku, визначається за залежністю  $\bar{q} = q/(\omega R_2^3)$ , в котрій  $\omega$  – це кутова швидкість РК.

Результати виконаних досліджень, зображені для номінального режиму роботи насоса на рис. 13.2.

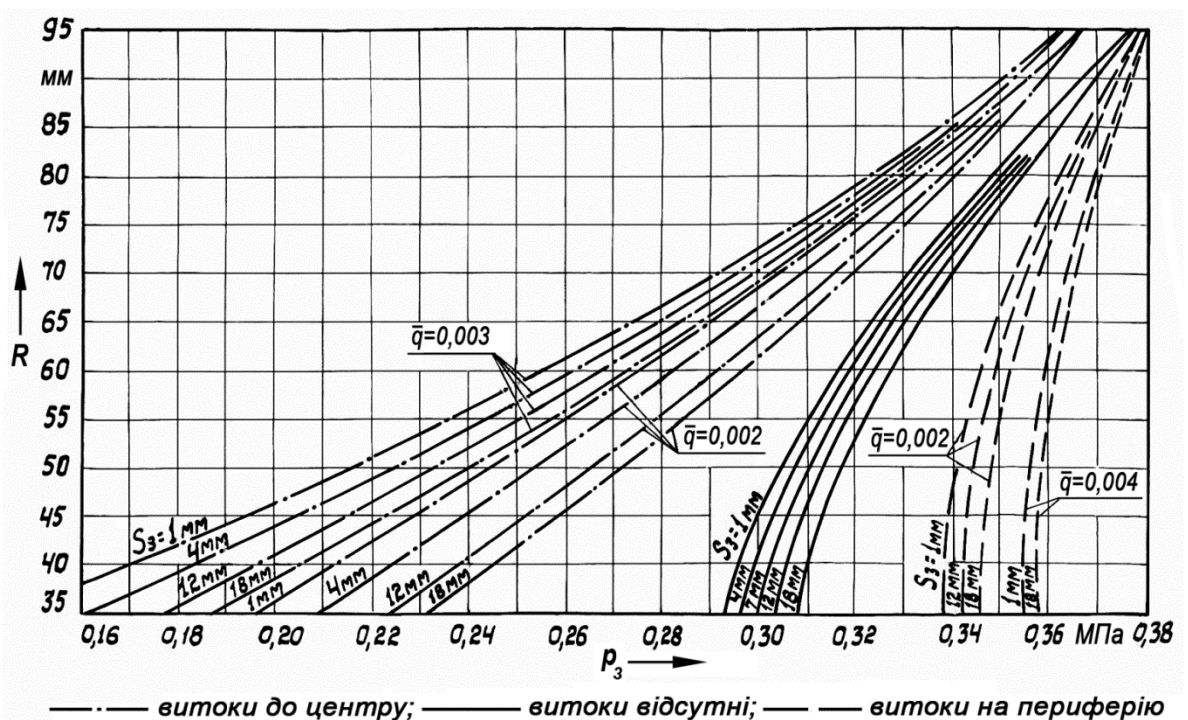


Рисунок 13.2 – Розподіл надлишкового манометричного тиску в задній бічній пазусі при різних витоках рідини в ній та ширині пазухи

Вони дають можливість зробити наступні висновки, справедливі також для течії рідини в передній бічній пазусі:

а) розподіл тиску в пазусі насоса залежить як від витoku рідини в ній (його напрямку та величини), так і від ширини пазухи  $S$ ;

б) напрямок витoku рідини в пазусі є визначальним. Витік, спрямований до центру, зменшує тиск в пазусі, а спрямований на периферію, – збільшує його порівняно з тиском за відсутності витoku ( $\bar{q} = 0$ ). І чим більшою є величина витoku рідини, тим значнішим є відповідний ефект;

в) при сталій величині витoku рідини будь-якого напрямку (включно і  $\bar{q} = 0$ ) збільшення ширини пазухи супроводжується збільшенням тиску в ній. При цьому для витoku, спрямованого до центру, це збільшення є більш суттєвим, ніж для спрямованого на периферію.

Відомо, що при відсутності витоків рідини і незначній ширині пазухи кутова швидкість рідини в ній  $\omega_p$  сягає близько половини кутової швидкості робочого колеса  $\omega$  і зі збільшенням ширини пазухи зменшується [71].

Як бачимо (див. рис. 13.2), витік рідини, спрямований з центру на периферію (це характерно для задньої пазухи багатоступінного насоса), забезпечує збільшення тиску і, відповідно, величини діючої з боку пазухи на диск РК осьової сили  $A_1$ , а також відповідне зменшення кутової швидкості рідини  $\omega_p$  в пазусі.

А от витік рідини з периферії до центру (зазвичай це має місце в передній пазусі відцентрового насоса) забезпечує зменшення тиску в пазусі і осьової сили  $A_2$ , що діє з боку пазухи на диск робочого колеса, та відповідне збільшення  $\omega_p$ .

### 13.3 Ширина передньої пазухи та її вплив на розподіл тиску

Конструкція експериментальної установки надавала можливість досліджувати розподіл тиску в передній бічній пазусі ( $p_n$ ) при її ширині від 1 до 15 мм, проводячи його вимірювання як у радіальному, так і в коловому напрямках. Напрямок витоку в пазусі при цьому забезпечувався лише з периферії до центру. Ці досліді проводилися при постійній ширині задньої пазухи ( $S_3 = 4$ ) та відсутності витоку рідини в ній (крива розподілу тиску  $p_3$  за цих умов є, зокрема, на рис. 13.2) в діапазоні подач  $0 \leq Q \leq 1,35Q_n$ .

Отриманий при цих дослідженнях розподіл тиску в передній і задній бічних пазухах насоса на номінальному режимі його роботи (номінальній подачі  $Q_n$ ) подано на рис. 13.3, що в якісному плані підтверджує результати приведені на рисунку 13.2 для витоку рідини, спрямованого з периферії до центру. Зокрема, підтверджує і те, що збільшення ширини передньої пазухи супроводжується суттєвим збільшенням тиску в ній.

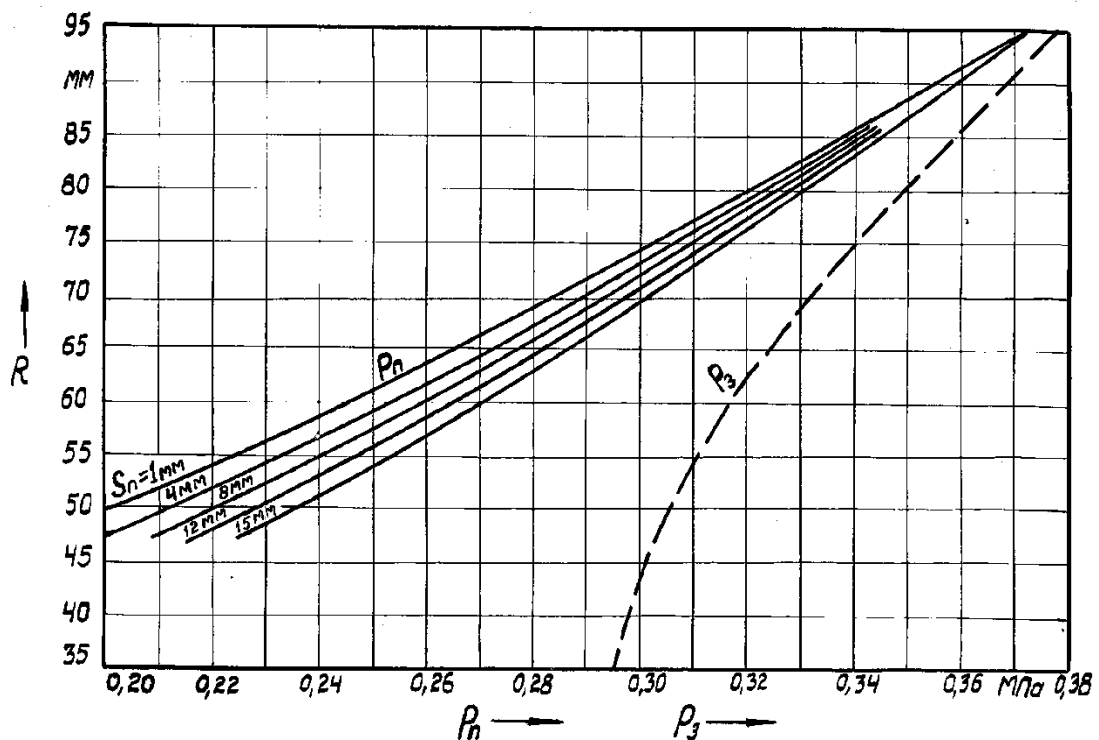


Рисунок 13.3 – Розподіл надлишкового манометричного тиску в пазухах насоса при різній ширині передньої пазухи

Епюри розподілу тиску в передній пазусі різні для різних її ширин. Зі збільшенням ширини пазухи крива  $p_n$  наближається до кривої  $p_3$  – площа епюри розподілу тиску при цьому збільшується, осьова сила  $A_2$  зростає, а результуюча осьова сила  $A$  зменшується.

Збільшення ширини передньої пазухи супроводжується не лише зменшенням результуючої осової сили, але й підвищенням коефіцієнта корисної дії насоса (на номінальному режимі, наприклад, при збільшенні  $S_n$  від 1 до 9 мм – на 1 %, а від 1 до 15 мм – на 1,2 %) при зменшенні споживаної потужності.

Проведені дослідження гідродинамічних процесів у передній та задній бічних пазухах показали, що є можливість активно впливати на негативні для ступеня відцентрового насоса фактори, досягаючи при цьому позитивних результатів.

Найбільш важливим наслідком «активізації» бічних пазух слід вважати можливість зменшення величини РОС, що діє на ротор насоса.

Розподіл тисків у бічних пазухах насоса залежить як від витоку рідини в них (його напрямку та величини), так і від ширини пазухи – при постійній величині витоку рідини будь-якого напрямку збільшення ширини пазухи супроводжується збільшенням у ній тиску. Отримані результати свідчать, про те, що епюри розподілу тиску в бічних пазухах (осові сили  $A_1$  та  $A_2$ ) цілком визначаються наявними у них витоками рідини (їх напрямком та величиною).

Приведені в розділах 13.1, 13.2 результати, як бачимо, протилежні тому, що потрібне для мінімізації РОС: в передній пазусі для збільшення осової сили  $A_2$  необхідно мати значний тиск, що можливе, зокрема, при витоку рідини, спрямованому з центру на периферію; в задній пазусі для зменшення осової сили  $A_1$  потрібний незначний тиск, що, зокрема, можливе при витоку рідини, спрямованому з периферії до центру.

Реалізація цих тенденцій можлива при відході від традиційних конструкцій бічних пазух (щонайперше, передньої) шляхом застосування нових конструкцій, що забезпечували б необхідні витоки рідини в пазухах.

## 14 ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ПРИМІЩЕННЯ З СИСТЕМОЮ ОБІГРІВУ «ТЕПЛА СТІНА»

Метою роботи є числове моделювання теплового стану приміщення, яке обігрівається променистою системою опалення «тепла стіна».

В даній роботі розроблено розрахункову модель, що дозволяє отримати інформацію про розподіл температури, швидкості руху повітря, наявність вихроутворень та зон застою в процесі прогрівання приміщення. Проаналізовано розподіл температурних полів в залежності від температури теплоносія (30 °С, 32 °С, 35 °С, 40 °С). Отримані залежності зміни температури (осередненої по об'єму та висоті приміщення) від часу прогрівання приміщення. Проаналізовано, при якій температурі теплоносія, умови будуть найбільш комфортними.

За допомогою розробленої моделі можна оцінювати дотримання санітарно-гігієнічних норм і забезпечення комфортних умов для нормальної життєдіяльності людей, а також спрогнозувати найбільш доцільний варіант проектування системи опалення з точки зору енергоефективності та комфорту. Також отримані результати та подальші дослідження нестационарних процесів прогрівання приміщень, які можуть бути в майбутньому використані при розробці систем автоматичного регулювання систем опалення (чергового опалення, пофасадного опалення тощо).

### 14.1 Матеріали та методи дослідження теплового стану приміщень

#### 14.1.1 Створення тривимірної моделі

Для проведення чисельного експерименту приміщення була створена тривимірна модель за допомогою програмного продукту SolidWorks (рис. 14.1).

При створенні тривимірної моделі приміщення було наближене до реальних розмірів (4 м × 5 м × 3 м). При створенні тривимірної моделі приймалися деякі спрощення (ідеалізація моделі), виключалися ті елементи, які не суттєво впливають на результати експерименту, які важко передбачити або реалізувати. А саме не враховувався вплив елементів інтер'єру. У якості опалювального приладу була спроектована панель радіаційно-конвективного способу передачі теплоти, яка складається з 20 секцій розмірами (довжина 5000 мм, висота 150 мм, товщина 50 мм, нагрівальний елемент  $\varnothing$  20 мм).

Розрахунковою областю в даній розрахунковій задачі є внутрішній об'єм в приміщенні, зовнішня стіна та опалювальна панель (рис. 14.1).

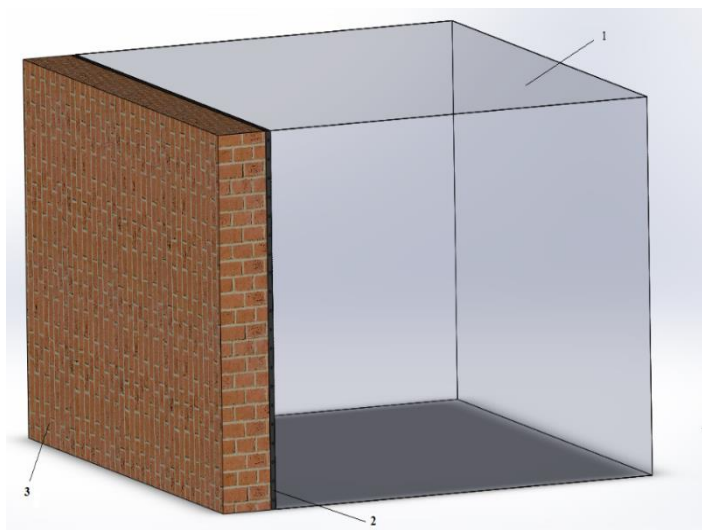


Рисунок 14.1 – Розрахункова область задачі:

1 – об'єм приміщення; 2 – опалювальна панель; 3 – зовнішня стіна

Зовнішній вигляд спроектованої панелі зображений на рисунку 14.2.





Рисунок 14.2 – Зовнішній вигляд спроектованої опалювальної панелі

#### 14.1.2 Побудова розрахункової сітки

Якість розрахункової сітки впливає на точність отриманих результатів, збіжність процесів, об'єм необхідних ресурсів, які будуть затрачені комп'ютером (об'єм оперативної пам'яті) та час необхідний для вирішення задачі.

Після створення тривимірної моделі розрахункової області була побудована розрахункова сітка. Для спрощення процесу та покращення її якості, приміщення було поділене на три частини (об'єм повітря, опалювальна панель, стіна). В генераторі ICEM CFD 13 була створена сітка області повітря, сітка опалювальної панелі, сітка стіни.

Дана розрахункова сітка є блочно-структурованою гексаедрною. Сітка є структурованою (упорядкованою), тобто складається виключно з шестигранних (об'ємних) елементів – гексаедрів, та має регулярну структуру з явними рядами елементів. Вибір такого типу сітки пояснюється тим, що дана геометрична модель розрахункової області представляє собою сукупність достатньо правильних елементарних об'ємів, для яких прийнятна впорядкована сітка елементів.

Кожний блок представляє собою паралелепіпед, ребра і грані якого асоціюються з точками, лініями і поверхнями області геометрії. Для кожного блока будується структурована сітка, яка автоматично переноситься на асоційовану з блоком фігуру, тобто кожен блок розбивається на більш дрібні структурні елементи.

Знаючи принцип про протікання процесів, які будуть досліджуватися в даній задачі визначаємо місця на геометричній моделі де будуть виникати швидкі зміни параметрів (зміна густини потоків, скачки температур, швидкостей і тд.).

Для більш точного врахування цих змін подрібнювалися елементи розрахункової сітки (комірки) в місцях дії опалювальних приладів (рис. 14.3).

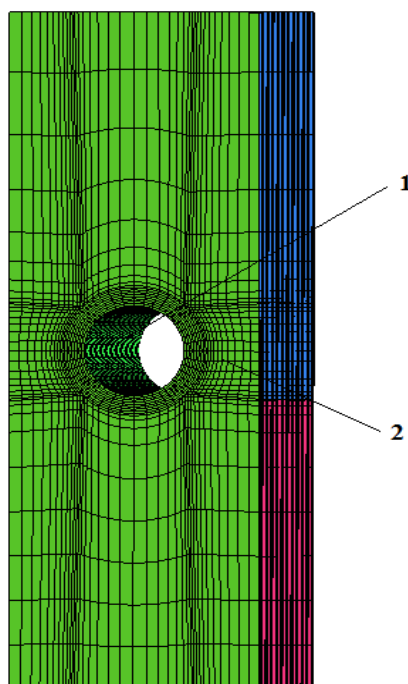


Рисунок 14.3 – Вигляд розрахункової сітки в області дії опалювальної панелі: 1 – трубка опалювальної панелі; 2 – комірка

Для більш коректного описання пристіночних течій поблизу твердих стінок (місць контакту повітря з твердою поверхнею) проводилося згущення комірок, при чому чим ближче до стінки тим комірки більш дрібніші, а чим ближче до внутрішньої зони розрахункової області тим вони крупніші. Крім того для підвищення якості сітки виконаний плавний перехід від комірок малого розміру до великого.

Основні параметри розрахункових сіток (область повітря, опалювальна панель, стіна) наведені в таблиці 14.1.

Таблиця 14.1 – Основні параметри розрахункових сіток

Назва розрахункової області	Кількість елементів, шт.	Кількість вузлів, шт.
Область повітря	1033963	1000000
Опалювальна панель	1700000	1574000
Стіна	71876	66500
Всього	2805839	2640500

### 14.1.3 Опис розрахункової моделі

Для задання параметрів розрахункової області розрахункова сітка була імпортована в модуль Препроцесор CFX-Pre (рис. 14.4).

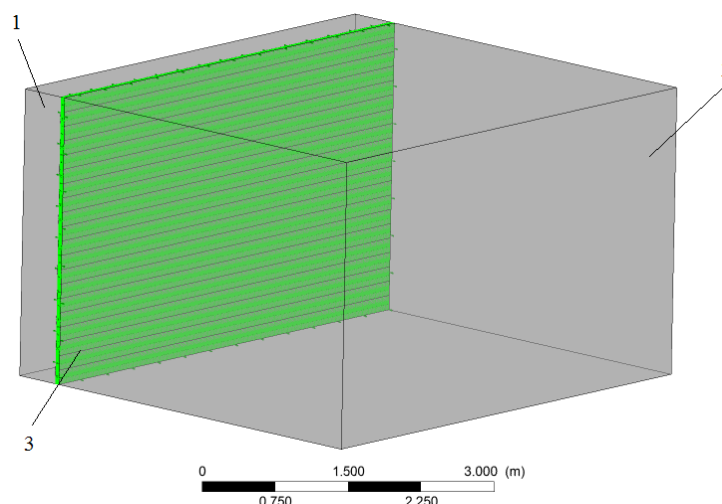


Рисунок 14.4 – Розрахункова область в Препроцесорі:

1 – зовнішня стіна; 2 – розрахункова область повітря;  
3 – опалювальна панель

В Препроцесорі задаються умови однозначності (крайові умови) та вибираються математичні моделі, які необхідні для чисельного вирішення задачі (створюється розрахункова модель). За допомогою Препроцесора створювалася розрахункова модель складного теплообміну (радіаційно-конвективного) в розрахунковій області, тобто описані процеси конвективного теплообміну, що супроводжуються тепловим випромінюванням. Конвективний теплообмін – спільний процес перенесення теплоти конвекцією та

теплопровідністю. В цій задачі розрахунковою областю є об'єм, який займає повітря в приміщенні тому конкретно буде розглядатися процес передачі тепла від поверхонь твердих стінок (опалювальних приладів, стін, підлоги, стелі, дверей, вікна, меблів) до повітря (складна тепловіддача). При цьому теплота переноситься конвекцією завдяки контактові стінок з повітрям, що їх обтікає, і ті самі стінки випромінюють і поглинають енергію, обмінюючись потоками випромінювання з повітрям і навколишніми предметами.

Зазначені вище процеси розповсюдження теплоти в розрахунковій області являються нестационарними (змінюються в часі), тому проведений розрахунок в стаціонарній постановці (приведений до певного моменту в часі). Для математичного визначення даної задачі задавалися умови однозначності (крайові умови) [72], що містять:

- геометричні умови, які характеризують форму і розміри тіла (розрахункової області);
- фізичні умови, які характеризують фізичні властивості тіла (густина, в'язкість, теплопровідність тощо);
- часові умови, які формують особливості перебігу процесу в часі (задаються для нестационарного процесу);
- граничні умови, що характеризують умови протікання процесу на межах тіла (розрахункової області).

Геометричні розміри і форма розрахункової області автоматично визначаються модулем Препроцесор. Робочим тілом в даній розрахунковій області є повітря, термодинамічні параметри якого наведені в таблиці 14.2.

Таблиця 14.2 – Термодинамічні параметри повітря

Назва параметру	Розмірність	Чисельне значення
Молярна маса	кг/Кмоль	28,96
Густина	кг/м <sup>3</sup>	1,284
Питома теплоємність (p = const)	Дж/кг·К	1003,8

Тиск	атм	1
Коефіцієнт теплового розширення	$K^{-1}$	0,00366
Динамічна в'язкість	$Па \cdot c$	$1,725 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт теплопровідності	<b>Вт/м·К</b>	$2,428 \cdot 10^{-2}$
Коефіцієнт поглинання	$m^{-1}$	0,01

Застосовувалися граничні умови першого роду, тобто задавався розподіл температури на поверхні стінки  $T_c$  для кожного проміжку часу  $\tau$ :

$$(14.1) \quad T_c = f(x, y, z, \tau),$$

де  $x, y, z$  – координати поверхні тіла (див. рис. 14.4).

Оскільки розглядався достатньо вузький проміжок часу (до 1 години), а процес зміни температури стінок достатньо інерційний то приймалося, що температура на поверхні твердих стінок протягом заданого проміжку часу залишається величиною сталою, а рівняння (14.1) набуває вигляду:

$$T_c = const$$

Граничні умови на кожному з елементів приведені в табл. 14.3.

Таблиця 14.3 – Граничні умови

Тверда стінка	Температура поверхні, К ( $^{\circ}C$ )
Стеля	288 (15)
Стіни	288 (15)
Зовнішня стіна	271,6 (-1,4)
Опалювальна труба	303 (30), 305 (32), 308(35), 313 (40)

Усі тверді стінки були прийняті шорсткими, середнє арифметичне відхилення профілю (Ra) складало 50 мкм.

При розрахунку використовувалась модель гравітації, яка дозволяє врахувати процес вільної (природної) конвекції в замкнутому об'ємі, що обумовлена дією масових (об'ємних) сил. Природна конвекція виникає під час теплообміну внаслідок теплового розширення нагрітого біля поверхні тепловіддачі повітря (різниці густин нагрітих і холодних об'ємів середовища). Інтенсивність теплового розширення повітря характеризується температурним коефіцієнтом об'ємного (теплового) розширення [73]:

$$\beta = \frac{1}{v} \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_{P=const},$$

де  $v = \frac{1}{\rho}$  – питомий об'єм повітря,  $\frac{м^3}{кг}$ ;

$\rho$  – густина повітря,  $\frac{кг}{м^3}$ .

Для повітря коефіцієнт об'ємного розширення можна наближено отримати, користуючись рівнянням Клапейрона [73]:

$$\beta = \frac{1}{T}.$$

Запишемо значення коефіцієнта об'ємного розширення через різницю питомих об'ємів та густини [73]:

$$\beta \approx \frac{1}{v} \cdot \frac{v - v_p}{t - t_p} = \frac{\rho_p - \rho}{\rho_p \cdot (t - t_p)}, \frac{1}{K},$$

де  $v_p$  – питомий об'єм,  $\rho_p$  – густина,  $t_p$  – температура холодного повітря;

$v$  – питомий об'єм,  $\rho$  – густина,  $t$  – температура прогрітого повітря.

Наявність різниці густин призводить до того, що на будь-який одиничний об'єм прогрітого повітря діятиме підймальна сила  $F_{\Pi}$ , яка дорівнює алгебраїчній сумі виштовхувальної архімедової сили  $A = \rho_p \cdot g$  і сили ваги  $G = \rho \cdot g$  [73]:

$$F_{\Pi} = A - G = g \cdot (\rho_p - \rho) = \beta \cdot \rho_p \cdot g \cdot (t - t_p), \frac{H}{M^3}.$$

Підіймальна сила  $F_{\Pi}$  переміщує прогріте повітря вгору так і виникає природна конвекція. В даній задачі наша розрахункова область побудована в просторових координатах  $X, Y, Z$ , тому для врахування моделі гравітації по координатній осі  $Y$  було задано значення прискорення вільного падіння  $g$ :

$$M \epsilon - g = -9,81, / ^2.$$

Задавалися наступні значення швидкості руху повітря в приміщенні на початку прогрівання:

$$M_{\xi} = 0, / ;$$

$$M_{\eta} = 0, / ;$$

$$M_{\zeta} = 0, / .$$

Швидкість по всім трьом координатам рівна нулю, отже в даній задачі розглядалося переміщення повітря залежно від різниці температур на поверхнях твердих стінок (опалювальні прилади, стіни, стеля, підлога і тд.).

Для вирішення задачі використовувалась модель теплообміну в постановці (Thermal Energy), що включає сукупність транспортних рівнянь: нерозривності, імпульсу, повної енергії (збереження енергії). Зазначені рівняння в подальшому використовуються для вирішення теплового енергетичного рівняння. Рівняння нерозривності, імпульсу, збереження енергії в стаціонарній структурі (операторному вигляді) мають вигляд:

– рівняння нерозривності [72]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot U) = 0,$$

де  $U$  – вектор швидкості  $M_{\xi, \eta, \zeta}, /$ .

– рівняння імпульсу [74]:

$$\frac{\partial(\rho \cdot U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M,$$

де  $\tau$  – молекулярний тензор напруження (напруження зсуву),  $\frac{кг}{м \cdot с^2}$ .

14.2 Аналіз та обговорення результатів числового моделювання теплового стану приміщення, що обігрівається системою «тепла стіна»

### 14.2.1 Загальний аналіз результатів розрахунків

В результаті чисельного дослідження математичної моделі теплового стану приміщення були отримані основні параметри в розрахунковій області при виході на стаціонарний режим процесу складної тепловіддачі (тобто за досягнення максимальної і стабільної у часі температури повітря). Основні гідромеханічні та теплофізичні параметри були осереднені по об'єму площ розрахункових областей. В таблицях 14.4 – 14.6 наведені основні геометричні, гідромеханічні, теплофізичні та оптичні параметри розрахункових областей при досягненні стаціонарного режиму (теплової рівноваги).

Таблиця 14.4 – Основні геометричні, гідромеханічні та теплофізичні параметри розрахункової області повітря

Назва параметру	Розмірність	Область повітря
Ширина	<i>м</i>	4
Висота	<i>м</i>	3
Довжина	<i>м</i>	5
Густина	<i>кг/м<sup>3</sup></i>	1,284
Динамічна в'язкість	<i>кг/м·с</i>	$1,725 \cdot 10^{-5}$
Швидкість	<i>м/с</i>	0,073
Коефіцієнт теплового розширення	<i>К<sup>-1</sup></i>	$3,66 \cdot 10^{-3}$



Коефіцієнт теплопровідності повітря	$Вт/м \cdot К$	$2,428 \cdot 10^{-2}$
Питома теплоємність повітря ( $p = const$ )	$\frac{Дж}{кг \cdot К}$	$1,0038 \cdot 10^3$
Число Рейнольдса ( $Re$ )	–	21288
Число Прандтля ( $Pr$ )	–	0,713
Число Грасгофа ( $Gr$ )	–	$7,04 \cdot 10^{10}$
Число Релея ( $Ra$ )	–	$9,72 \cdot 10^{10}$
Абсолютний коефіцієнт розсіювання	$м^{-1}$	$1,0 \cdot 10^{-2}$

Таблиця 14.5 – Основні геометричні, гідромеханічні та теплофізичні параметри розрахункової області опалювальної панелі

Назва параметру	Розмірність	Чисельне значення
Мінімальна ступінь	$м$	0,05
Максимальна ступінь	$м$	5,2
Визначальний геометричний розмір	$м$	0,989
Густина	$кг/м^3$	2300
Температуропровідність		$6,917 \cdot 10^{-7}$
Коефіцієнт теплопровідності	$Вт/м \cdot К$	1,4
Середньо-об'ємна температура	$^{\circ}C$	32

Таблиця 14.6 – Основні геометричні, гідромеханічні та теплофізичні параметри розрахункової області стіни

Назва параметру	Розмірність	Чисельне значення
Мінімальна ступінь	$м$	0,4

Максимальна ступінь	<i>m</i>	5,1
Визначальний геометричний розмір	<i>m</i>	2,154
Густина	<i>кг/м<sup>3</sup></i>	1920
Температуропровідність		$4,491 \cdot 10^{-7}$
Коефіцієнт теплопровідності	<b>Вт/м·К</b>	0,72
Середньо-об'ємна температура	<i>°C</i>	13,6

Визначальними параметрами вільної термогравітаційної конвекції є безрозмірні числа (критерії) Прандтля (*Pr*), Грасгофа (*Gr*) та Релея (*Ra*). Критерій Прандтля характеризує теплофізичні властивості повітря в приміщенні та є однаковим при різних типах опалення. Критерій Грасгофа характеризує відношення підйимальної сили, яка виникає внаслідок різниці густин в різних точках розрахункової області (теплового розширення), до сили в'язкісного тертя. Під час вільної конвекції режим руху повітря характеризується числом Релея. Результати розрахунків демонструють, що в приміщенні число Релея  $Ra = Gr \cdot Pr > 2 \cdot 10^7$ , а це означає, що режим руху повітря є турбулентним.

Для оцінки більш повної картини процесів в приміщенні, в таблиці 14.7 наведено максимальні та мінімальні значення основних розрахункових параметрів, не враховуючи параметри осереднені по об'єму розрахункової області.

Таблиця 14.7 – Максимальні та мінімальні значення параметрів розрахункової області повітря

Назва параметру	Розмірність	min	max
-----------------	-------------	-----	-----

Статична ентропія	$\frac{Дж}{кг \cdot К}$	65,7	105
Інтенсивність випромінювання	$\frac{Вт}{м^3}$	61,3	271
Швидкість U (координата X)	$м/с$	-0,167	0,145
Швидкість V (координата Y)	$м/с$	-0,303	0,152
Швидкість W (координата Z)	$м/с$	-0,161	0,170
Тиск	ат	-0,0043	0,189
Турбулентна кінетична енергія	–	$5,56 \cdot 10^{-9}$	$2,31 \cdot 10^{-2}$
Швидкість дисипації	–	$4,6 \cdot 10^{-6}$	$1,16 \cdot 10^{-1}$
Турбулентна в'язкість	$Па \cdot с$	$1,62 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$
Статична ентальпія	$\frac{Дж}{кг}$	$1,85 \cdot 10^4$	$3,02 \cdot 10^4$

Отримані значення швидкостей по трьом просторовим координатам дозволяють охарактеризувати особливості руху повітря в приміщенні. Значення швидкостей руху повітря по координатам X та Z (по ширині та довжині приміщення) змінюються в незначному діапазоні. Значення швидкостей при використанні «теплої стіни» мають достатньо стабільні значення по всьому об'єму приміщення. Більша різниця температур (температурний напір) інтенсифікує процес вільної термогравітаційної конвекції, виникає більша різниця густини повітря в різних точках приміщення і нагріте повітря швидше піднімається вгору (вздовж координати Y).

#### 14.2.2 Аналіз результатів розрахунків

Детально представлений аналіз отриманих результатів теплового стану приміщення для з системою опалення «тепла стіна» при температурі теплоносія 40°C. Візуалізація розподілу температури по об'єму приміщення (стан теплової рівноваги) представлено на рис. 14.5.

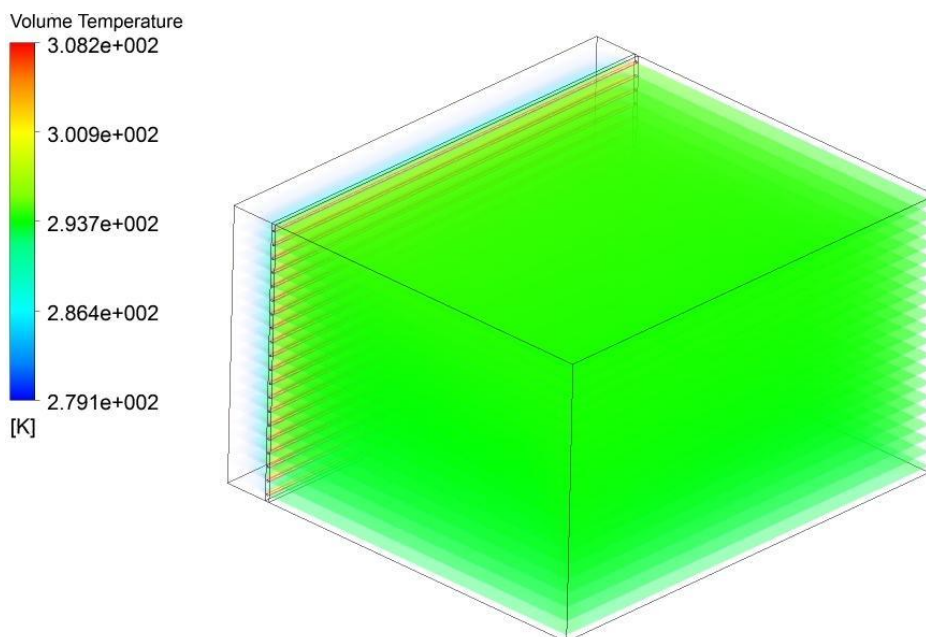


Рисунок 14.5 – Розподіл температури по об'єму приміщення при температурі 40°C

Температура повітря по об'єму приміщення при опаленні «теплою стіною» майже не змінюється і при виході на стаціонарний режим є майже сталою у часі. Якщо взяти дві точки в різних кінцях приміщення, то спостерігається така температура: точка 1 – 293,689 К; точка 2 – 293,879. Встановлено, що температура розподіляється майже рівномірно по всьому приміщенню із незначними коливаннями в 0,2 °С.

На рисунку 14.6 приведена візуалізація швидкості руху повітря в об'ємі приміщення в стаціонарному режимі.

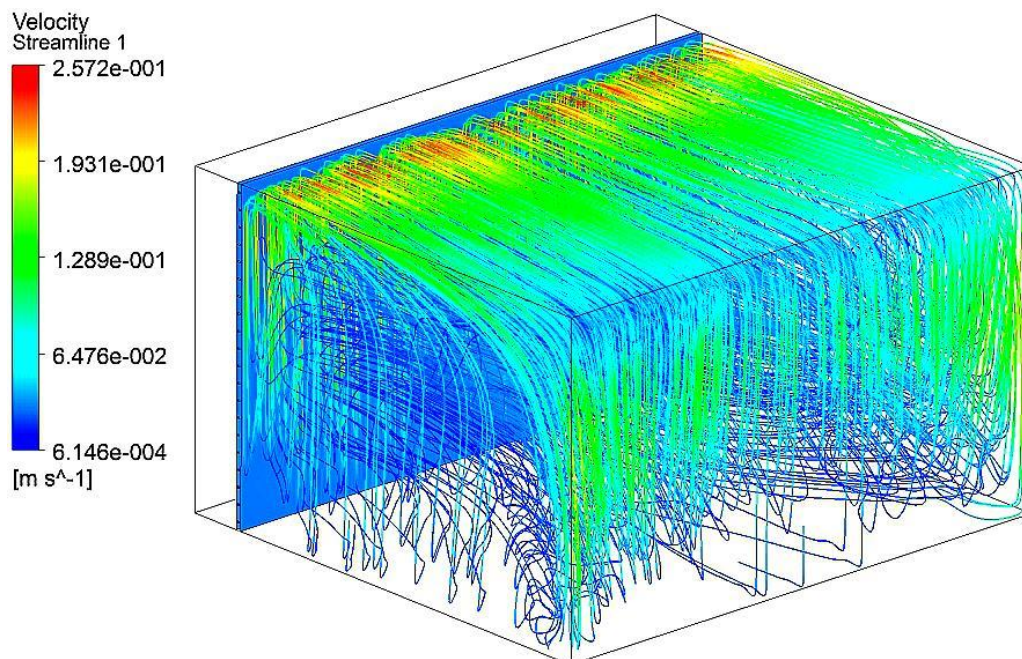


Рисунок 14.6 – Швидкість руху повітря в об’ємі приміщення при температурі 40°C

При опаленні приміщення системою «тепла стіна» в приміщенні виникає турбулентний рух повітря з утворенням декількох потужних вихорів, які в процесі прогрівання змінюють свої розміри. Прогріте поверхнею «теплої стіни» повітря підіймається до стелі, потім вздовж стелі рухається до протилежної стіни, далі опускається до підлоги, потім процес повторюється. Тобто в приміщенні прослідковувався круговий рух повітря, утворювалися вихори. Було зазначено, що швидкість руху повітря підвищується у пристіночних зонах, а при наближенні до центру приміщення швидкість руху істотно зменшується. При використанні даного типу опалення забезпечується гарне перемішування повітря, що обумовлює швидке прогрівання приміщення та рівномірний розподіл температури по об’єму.

Візуалізація розподілу температури по висоті приміщення при прогріванні «теплою стіною» (рис. 14.7) підтверджує, що температура по висоті приміщення змінюється, але не суттєво, тому розподіл температури відбувається рівномірно по всьому об’єму приміщення.

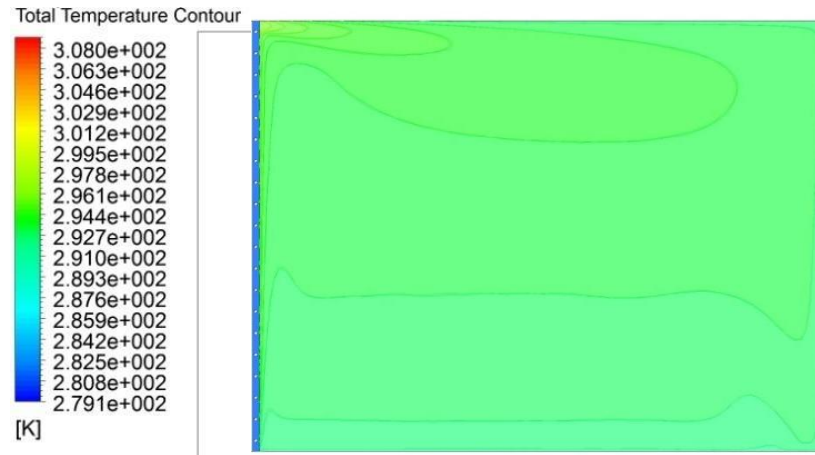


Рисунок 14.7 – Розподіл температури по висоті приміщення

Розглянутий характер процесу прогрівання приміщення в часі при використанні теплоносія  $40^{\circ}\text{C}$ . Температура осереднена по всьому об'єму приміщення (рис. 14.8).

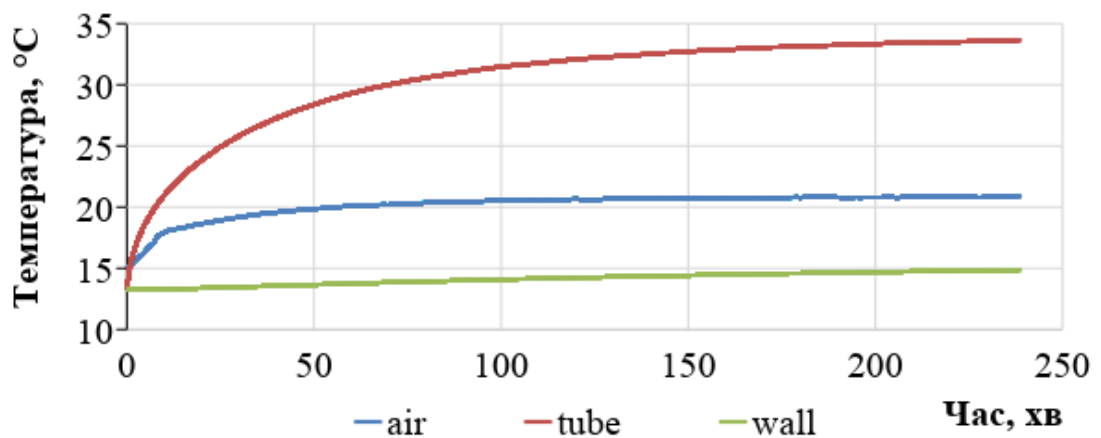


Рисунок 14.8 – Осереднення температури по об'єму приміщення

Процес прогрівання приміщення у часі при використанні системи опалення «тепла стіна» в загальному випадку описується поліноміальною залежністю третього порядку:

$$T^V = \tau_3 \cdot \tau^3 - \tau_2 \cdot \tau^2 + \tau_1 \cdot \tau + \tau_{II}^V,$$

де  $T^V$  – осереднена по об'єму температура повітря в приміщенні в момент часу прогрівання  $\tau$ ,  $K$ ;

$C_1, C_2$  та  $C_3$  – константа;

$\tau$  – час прогрівання приміщення, с ;

$T_{II}^V$  – осереднена по об'єму температура в приміщенні до початку його прогрівання, К .

Для нашого випадку розглянутий процес описується залежністю:

$$T^{\text{II}} = 0,0000002 \cdot \tau^3 - 0,0002 \cdot \tau^2 + 0,0361 \cdot \tau + 14,969$$

$$T^V = 0,0000002 \cdot \tau^3 - 0,0001 \cdot \tau^2 + 0,0259 \cdot \tau + 15,171$$

Значення показника достовірності апроксимації складає  $R^2=97,52$  %.

Аналіз графіку демонструє, що при теплоносії  $40^\circ\text{C}$ , об'єм приміщення прогрівається до  $20,6^\circ\text{C}$ . Перші 20 хвилин характеризуються швидким прогріванням повітря в приміщенні. За чотири години приміщення прогрілося на  $5,6^\circ\text{C}$  і вийшло на стаціонарний режим прогрівання. Зовнішня стіна прогрілася за чотири години на два градуси.

На рисунку 14.15 графічно проілюстрований розподіл температури по ширині приміщення у часі. Проаналізувавши графік, видно як прогрівається кімната по ширині у часі. Через 4 години температура досягає позначки  $23^\circ\text{C}$  біля «теплої стіни». Перепад температур в різних точках кімнати досягає  $1^\circ\text{C}$ .

Проілюстрований розподіл температури по висоті приміщення у часі (рис. 14.16). Графічно видно як прогрівається кімната по висоті в часі. Як бачимо, температура розподіляється рівномірно по всій висоті приміщення, що є дуже гарно з точки зору комфорту. За чотири години прогрівання температура досягає  $21,5^\circ\text{C}$  і перепад температури по висоті складає  $0,7^\circ\text{C}$ .

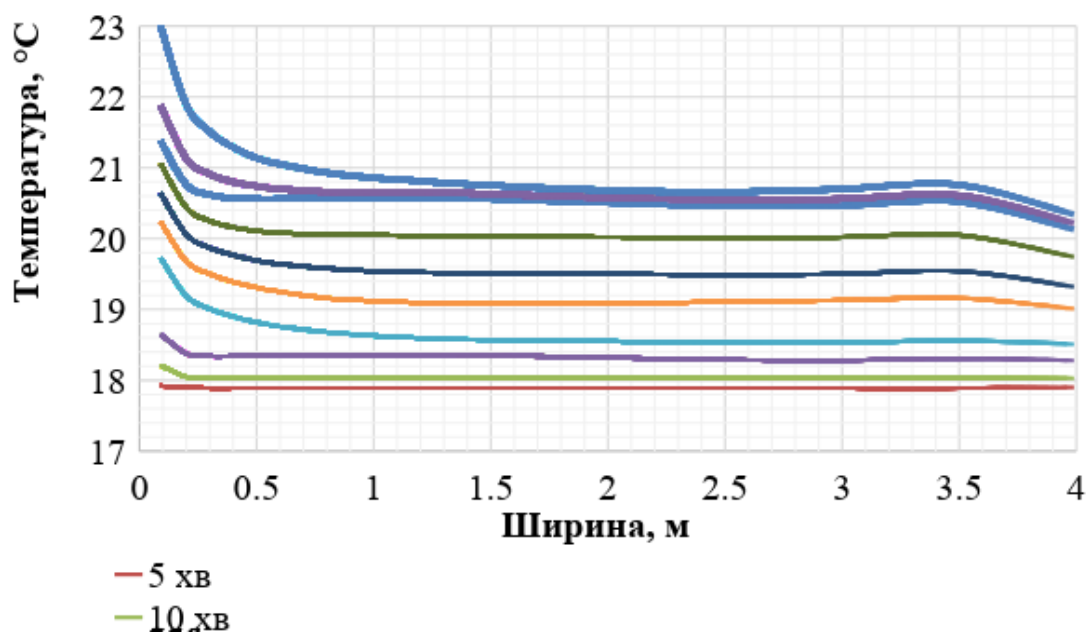


Рисунок 14.15 – Розподіл температури по ширині приміщення

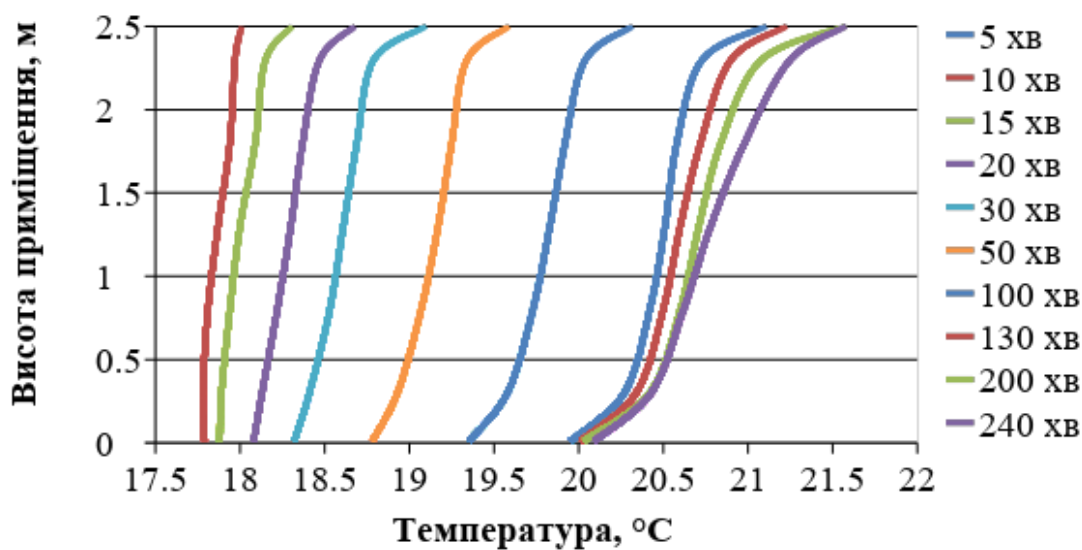


Рисунок 14.16 – Розподіл температури по висоті приміщення

Як показали результати, температура повітря в приміщенні в діапазоні висот від 0,5 до 2 метрів є майже сталою:

$$T^h = const$$



На рисунку 14.17 представлено порівняння температур в приміщенні в залежності від температури теплоносія.

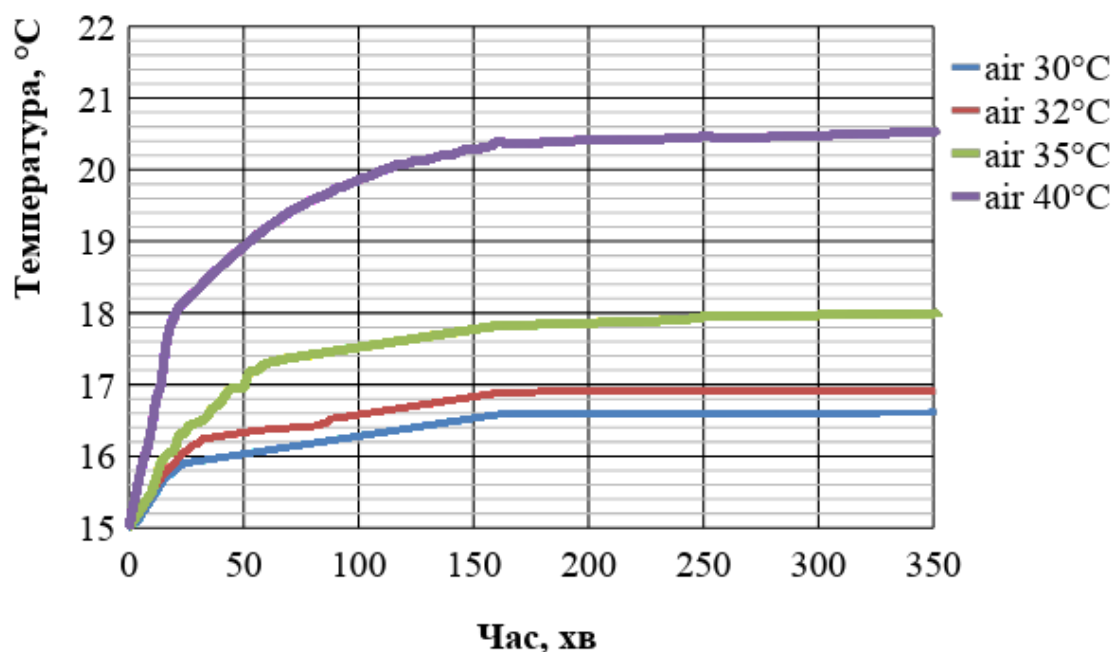


Рисунок 14.17 – Порівняння температур в приміщенні

Аналізуючи приведені графіки, температура в приміщенні змінюється залежно від температури теплоносія. Проаналізувавши прогрівання кімнати при теплоносії 30 °C, можна зробити висновок, що кімната прогривається рівномірно, тобто вихори які утворюються, не сильно впливають на загальну температурну картину. На 140 хвилині графік виходить на сталий режим, йде рівномірне прогривання приміщення. Температура в приміщенні досягла позначки 16,6 °C, тобто кімната нагрілася на 1,6 °C. Проаналізувавши температурний графік при теплоносії 35 °C, видно, що через 1 год. 30 хв. прогривання встановлюється стала температура, яка майже не змінюється. Аналізуючи графік при теплоносії 40 °C, видно, що температура кімнати рівномірно зростає. Найбільш інтенсивний прогрив йде в перші 30 хв. Температура в кімнаті досягає позначки 20,6 °C, ці умови є комфортними для нас.

## ВИСНОВКИ

У звіті представлені результати наукової роботи, що велася на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету по дослідженню робочих процесів насосів і приводів.

В результаті виконання роботи можна стверджувати, що забезпечено подальший розвиток і поглиблення знань про гідромеханічні процеси енергопередачі в лопатевих, вихрових і частково об'ємних насосах, розширилась методика використання сучасного гідрогазодинамічного програмного модуля ANSYS CFX для дослідження течій в проточних частинах гідромашин, введено й обґрунтовано ряд нових понять в теорію турбомашин і досліджено деякі конструктивні нетрадиційні схеми.

Зокрема:

1. Вперше запропоновані і обґрунтовані терміни «вихровий робочий процес», «комбінований робочий процес», «вихрова решітка», «активна бічна пазуха», «багатофункціональні гідродинамічні апарати».

2. Вперше розрахована, виготовлена і випробувана доцентрова лопатева решітка, аналітично визначені доцільні її геометричні співвідношення і на цій базі створено комбінований відцентрово-доцентровий ступінь, який забезпечив підвищення на 30 % напірність без зміни осьових і радіальних габаритів.

3. Отримали подальший розвиток наші багатофункціональні гідродинамічні апарати (розуміння фізики робочого процесу, конструкції, сфери використання, з'явилися конструкції гідромлина і гомогенізатора).

4. Почали вивчати особливості робочого процесу контрроторних лопатевих систем і можливості їх використання в гідромашинах. Саме тут ми знайшли підтвердження нашої першої спроби активно використовувати від'ємну циркуляцію на вході в лопатеву решітку. А це дозволило запропонувати принципово нову комбінацію лопатевої системи «НР» і

відмовитись від спрямного апарату, що знижує масогабаритні показники насоса на 20 – 30 % і собівартість його виготовлення.

5. Наші вільно-вихрові насоси отримали оригінальну новацію – просторовий спіральний відвід, що дало підвищення ККД на 6 % і підтвердило нашу модель макровихрового робочого процесу в таких насосах.

6. Були продовжені роботи по пошуку підвищення теоретичного і реального напору ступеня насосу без зміни його габаритів. В результаті на сьогодні отримано підвищення напору на 31,4 % із незначним зниженням ККД на 0,7 % і на 18 % при підвищенні ККД на 1,3 %;

7. Нарешті, досліджені і видані рекомендації по підвищенню енергоефективності функціонування мереж водопостачання через узгодження потреб споживачів та режимів роботи насосів. Зокрема, для насосів типу «Д» встановлені залежності крутизни напірної характеристики від ширини робочого колеса на виході, а також за допомогою спеціально розробленою гідроелектричної моделі насосної станції показана можливість для оптимального регулювання режимів роботи насосних агрегатів.

По результатам виконаних робіт по темі захищені 1 докторська і 8 кандидатських дисертацій, видано дві монографії і оприлюднено понад 60 наукових статей і доповідей на наукових конференціях.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Казнієнко Д. В. Визначення основних співвідношень для створення комбінованої відцентрово-доцентрової ступені динамічного насоса лопатевого типу / І. О. Ковальов, Д. В. Казнієнко // Вісник СумДУ. Серія: Технічні науки. – 2007. – № 3. – С. 18 – 23.

2. Казнієнко Д. В. Створення комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню динамічного насосу лопатевого типу / І. О. Ковальов, Д. В. Казнієнко // «Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля», – 2007. – № 3 (109). – С. 120 – 124.

3 Казнієнко Д. В. Проектування, виготовлення та експериментальні дослідження комбінованої відцентрово-доцентрової ступені / І. О. Ковальов, Д. В. Казнієнко // Вісник СумДУ. Серія: Технічні науки. – 2009. – № 4. – С. 45 – 49.

4. Казнієнко Д. В. Визначення параметрів потоку в межах напрямного апарата відцентрово-доцентрового ступеня / І. О. Ковальов, Д. В. Казнієнко // Вісник СумДУ. Серія : Технічні науки. – 2011. – № 1. – С. 39 – 44.

5. Казнієнко Д. В. Обґрунтування енергетичних характеристик доцентрового насосного ступеню за допомогою чисельного експерименту / Д. В. Казнієнко, І. О.Ковальов // Наукові праці Донецького національного технічного університету (Серія : Гірничо-електромеханічна). – 2011. – № 21(189). – С. 65 – 75.

6. Казнієнко Д. В. Дослідження робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню шляхом проведення чисельного та фізичного експериментів / Д. В. Казнієнко // Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография / Под. ред. В. А. Марцинковского, И. Б. Твердохлеба, Е. Н. Савченко – Сумы : СумГУ, 2011. – С. 218 – 223.

7. Kaznienko D. Research of Working Process of Combined Centrifugal-Centripetal Stage by Numeral and Physical Experiments / D. Kaznienko // *Procedia Engineering*. – 2012. – vol. 39. – P. 126 – 131.

8. Ратушный А. В. Теоретическое описание работы контрроторной лопастной системы центробежного насоса / И. А. Ковалев, А. В. Ратушный, Н. В. Семёнова // *Вісник НТУ ХП. Серія : Математичне моделювання в техніці та технологіях* – 2016. – № 16(1188). – С. 33 – 38.

9. Ратушный А. В. Пути уменьшения энергопотребления насосным оборудованием / И. А. Ковалев, А. В. Ратушный // *Вісник СумДУ. Серія : Технічні науки*. – 2010. – № 3. – Т. 1. – С. 86 – 97.

10. Ратушный А. В. Степень низкой удельной быстроходности: особенности рабочего процесса, нетрадиционные способы повышения напорности / И. А. Ковалёв, А. В. Ратушный // *Вісник Сумського державного університету. Серія : Технічні науки*. – 2012. – № 4. – С. 35 – 39.

11. Ратушный А. В. Перспективы совместного применения некоторых нетрадиционных способов повышения напорности / И. А. Ковалёв, А. В. Ратушный, Н. А. Павловская // *Вісник СумДУ. Серія : Технічні науки*. – 2013. – № 1. – С. 15 – 18.

12. Ратушный А. В. Перспективы совместного применения некоторых нетрадиционных способов повышения напорности (часть II) / А. В. Ратушный // *Вісник СумДУ. Серія : Технічні науки*. – 2013. – № 4. – С. 46 – 50.

13. Гусак А. Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности : дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / Гусак А. Г. – Сумы, 1996. – 213 с.

14. Гусак А. Г. О целесообразности и принципах создания типоразмерного ряда погружных моноблочных насосов со схемой проточной части «направляющий аппарат – рабочее колесо» / А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко // *Теория, расчет, конструирование: Темат. сб. научн. тр. [отв. ред. И. А. Ковалёв]* – Киев : ИСИО, 1994. – С. 141 – 149.

15. Гусак А. Г. Исследование и разработка проточных частей погружных моноблочных насосов осевого типа / А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко / Тез. докл. научн.-техн. конф. «Гидромеханика в инженерной практике» – Киев : КПИ, 1996. – С. 66 – 67.

16. Калиниченко П. М. Разработка метода расчета и создание высокоэкономичной диагональной проточной части погружных моноблочных насосов : Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Сумы, 1996 – 20 с.

17. Гусак А. Г. Оптимизация конструктивной схемы проточной части погружных моноблочных насосов высокой быстроходности / А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко // Химическое машиностроение: Сб. научн. тр. [отв. ред. Хворост В. А.] – Киев : УМК ВО, 1992. – С. 68 – 77.

18. Гусак О. Г. Чисельне моделювання течії в проточній частині осевого насоса з лопатевою системою типу НР / О. Г. Гусак, О. А. Матвієнко // Тез. докл. XV міжнародна наук.-техн. конф. «Промислова гідраліка і пневматика» – Мелітополь, 17 – 19 вересня 2014р.: матеріали конференції. – Вінниця : ГЛОБУС-ПРЕС, 2014. – 144 с.

19. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа «Туро» / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. О. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 4/8(52). – С. 33 – 37.

20. Пат. № 56039 Україна, МПК F04D 7/00. Вільновихровий насос / В. О. Панченко, А. О. Евтушенко, В. О. Соляник, О. С. Моргаль – № u201006394; заявл. 25.05.10; опубл. 27.12.10, Бюл. № 24.

21. Ковальов С. Ф. Вдосконалення робочого процесу та обґрунтування конструкції багатofункціонального агрегату-млина гідродинамічного принципу дії: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.17 / Ковальов Сергій Федорович. – Суми, 2013. – 193 с.

22. Михайлов А. К.: Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко – Москва : «Машиностроение», 1977. – 288 с.

23. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «Туго» / А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – Вып. 34. – С. 346 - 355.
24. Руднев С. С. Основы рабочего процесса вихревых насосов / С. С. Руднев // Гидромашиностроение. – Москва : Энергия, 1972. – Вып. 43. – С. 3 – 9.
25. Герман В. Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе / В. Ф. Герман // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: темат. сб. науч. тр. – Киев : ИСИО, 1994. – С. 67 – 81.
26. Скивли Г. Теоретическое и экспериментальное исследование вихревого насоса / Г. Скивли, Д. Дюссор // Труды американского общества инженеров-механиков (ASME). – 1970. – № 4. – С. 192 – 202.
27. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины / О. В. Байбаков. – Москва : Машиностроение, 1981. – 197 с.
28. Криштоп И. В. Оценка влияния поперечных вихрей на процесс передачи энергии в свободновихревом насосе / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2015. – № 6(1115). – С. 49 – 56.
29. Пат. № 98924 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак - № u201413065; заявл. 05.12.14; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9.
30. Корбутовский А. А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса / А. А. Корбутовский // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин: ВНИИГидромаш: сбор. науч. тр. – 1977. – С. 40 – 52.
31. Криштоп И. В. Создание проточной части свободновихревого насоса повышенной энергоэффективности / И. В. Криштоп. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 2/7(74). – С. 31 – 37.

32. Герман В. Ф. Свободновихревые насосы / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко; под общ. ред. А. Г. Гусака. - 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы: Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.

33. Соляник В. О. Робочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу «Туго» : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / Соляник Валерій Олександрович. – Суми, 1999. – 217 с.

34. Пат. № 99341 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / І. В. Криштоп., В. Ф. Герман, О. Г. Гусак - № u201500090; заявл. 06.01.15; опубл. 25.05.15, Бюл. № 10.

35. Пат. 84940 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, С. О. Лугова; заявник та патентовласник Сумський державний університет. - № u201303946; заявл. 01.04.13; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.

36. А. с. 1229436 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / В. А. Соляник, И. А. Ковалев, А. А. Евтушенко, А. В. Вертячих [и др.] (СССР). - № 3809540/25-06 ; заявл. 06.11.84 ; опубл. 07.05.86, Бюл. № 17.

37. United States Patent No 4475868 Switzerland, IPS F04D 29/44. Free Flow Pump / E. Egger. – Appl. No 445971 Filled: Dec. 1. 1982, Date of Patent: Oct. 9. 1984.

38. Овсяников Б. В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б. В. Овсяников, Б. И. Боровский. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1986. – 376 с.

39. Котенко О. І. Обґрунтування економічної доцільності використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності технологічного процесу / О. І. Котенко, О. О. Котенко, В. Ю. Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 31 березня – 1 квітня 2016 р. – Київ : МОН, НУХТ, НАЦУ, 2016. – С. 89 – 91.

40. Котенко О. О. Шляхи підвищення енергоефективності використання насосного обладнання / О. О. Котенко, О. І. Котенко // Матеріали міжнародної



науково-технічної конференції цукровиків України, присвяченій пам'яті академіка І. С. Гулого, м. Київ, 25 – 27 березня 2015р. – Київ : МОН, НУХТ, НАЦУ, 2015. – С. 84 – 88.

41. Kotenko A. I. Rationalisation of ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment // A. I. Kotenko, V. F. Herman, A. A. Kotenko // Nauka I studia. Techniczne nauki. Przemysl: 16 (126) 2014. – P. 83 – 91.

42. Матвієнко Ю.О. Удосконалення конструкції робочого колеса з метою підвищення енергоефективності вільновихрового насоса / Ю. О. Матвієнко, В. Ю. Кондусь // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19 – 22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол. : О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 148.

43. Котенко О. І. Проектування робочого колеса вільновихрового насоса з криволінійним профілем лопаті з використанням методу чисельного дослідження / О. І. Котенко, В. Ю. Кондусь // Журнал інженерних наук. – 2016. – Т. 3, № 1. – С. В9 – В16.

44. Котенко О. І. Підвищення енергоефективності вільновихрового насоса шляхом зміни конструкції його проточної частини з використанням методу чисельного дослідження / О. І. Котенко, В. Ю. Кондусь // «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування». II Міжнародна науково-технічна конференція 15 – 16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця: Т. П. Барановська, 2016. – С. 47 – 50.

45. Пат. 106416 U Україна, МПК F04D 29/34 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u201510522; заявл. 28.10.2015; опубл. 25.04.2016, бюл. № 8.

46. Кондусь В. Ю. Перспективи створення параметричного ряду вільновихрових насосів / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // Промислова гідравліка

і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Суми, 14 – 16 жовтня 2015 р.). – Вінниця: ТОВ «Глобус-Прес», 2015.

47. Кондусь В. Ю. Параметричний ряд вільновихрових насосів / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19 – 22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2016. – Ч. 2. – С. 147.

48. Котенко О. І. Вдосконалення типорозмірного ряду вільновихрових насосів (СВН) для перекачування забруднених рідин та рідин, що містять включення / О. І. Котенко, В. Ю. Кондусь // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXI міжнародної науково-технічної конференції, м. Київ, 24 – 27 травня 2016 р. – Київ : НТУУ «КПІ», 2016. – 186 с.

49. Котенко О. І. Насосне обладнання підвищених експлуатаційних властивостей / О. І. Котенко, Л. М. Салтанова // Конкурентноспроможність українського цукру на національному та світовому ринках – вимога часу: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 25 – 27 березня 2014р. – Київ : МОН, НУХТ, НАЦУ, 2014. – С. 132 – 136.

50. Котенко О. І. Параметрична стандартизація, уніфікація і агрегативання вільновихрових насосів / О. І. Котенко, В. Ю. Кондусь // Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво : матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції, м. Суми, 17 – 20 травня 2016 р. / Ред. кол.: О. Г. Гусак, К. О. Дядюра. – Суми : СумДУ, 2016. – С. 286.

51. Котенко О. О. Ефективна експлуатація вільновихрових насосів у цукровій промисловості / О. О. Котенко, Л. М. Ніколаєнко // Цукробурякове виробництво в умовах реформування національної економіки: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 25 – 27 березня 2015р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2012. – С. 117 – 122.

52. Пфлейдерер К. «Лопаточные машины для жидкостей и газов» / перевод А. М Ладогина под ред. Поликовского В. И., 4 изд. перераб. – Москва : Государственное научно-техническое издание, 1960 – 683 с.

53. Кондусь В. Ю. Оптимізація геометричних параметрів робочих коліс багатоступінчастих насосів для нафтової галузі / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 14 – 17 квітня 2015 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2015. – Ч. 2. – С. 68.

54. Кондусь В. Ю. Проектування високонапірного ступеня відцентрового секційного насоса (ЦНС) для нафтовидобувних підприємств / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19 – 22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 155.

55. Кондусь В. Ю. Проектування високонапірного робочого колеса багатоступінчастих насосів для об'єктів нафтовидобутку / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування». II Міжнародна науково-технічна конференція 15 – 16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця: Т. П. Барановська, 2016. – С. 53 – 56.

56. Пат. 101977 U Україна, МПК F04D 29/34 (2006.01). Робоче колесо відцентрового насоса / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко, А. А. Папченко (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. – № u201503447; заявл. 14.04.2015; опубл. 12.10.2015, бюл. № 19.

57. Кулініч С. П. Аналіз ефективності навантаження гідравлічного привода преса / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22 – 25 квітня 2014 р.: у 3-х ч. / Ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч. 2. – С. 141.

58. Кулініч С. П. Аналіз впливу нерівномірної подачі одноплунжерного насоса на роботу гідравлічного двигуна / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Вісник СумДУ. Серія : Технічні науки. – 2013. – № 4. – С. 102 – 107.

59. Чуйко В. П. Розробка методу компенсації впливу пульсацій тиску на рух багатоступеневого гідроциліндра / В. П. Чуйко, С. П. Кулініч // Східно-Європейський журнал передових технологій. Прикладна механіка. – 2014. – Т. 5, № 7 (71). – С. 41 – 46.

60. Кулініч С. П. Аналіз нерівномірності зусилля багатоступеневого гідроциліндра [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 21 – 24 травня 2013 року) / Ред.: Н. В. Семінська. – Київ : КПІ, 2013. – С. 63.

61. Кулініч С. П. Забезпечення контрольованого руху штоку багатоступеневого гідравлічного двигуна / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Промислова гідравліка і пневматика: матеріали XIV Міжнародної науково-технічної конференції (Одеса, 18 – 19 вересня 2013 року). – Вінниця : «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013. – С. 97.

62. Кулініч С. П. Дослідження забезпечення лінійного руху штоку / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування: матеріали міжнародної науково-технічної Інтернет конференції, м. Вінниця, 12 грудня 2014 – 11 січня 2015 рр.: / Ред. кол. : В. В. Грабко. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – С. 88.

63. Липовий В. М. Розробка експериментального стенду для визначення аеродинамічних характеристик ортогональних двигунів / В. М. Липовий // Журнал «Проблеми машиностроения» – 2012. – № 3 – 4. – С. 49 – 52.

64. Lipoviy V. Research workflow of vertical axis wind turbines by numerical experimentation / V. Lipoviy, A. Papchenko // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2013. – № 3/8(63). – С. 10 – 15.

65. Липовий В. М. Аналіз обтікання кулі потоком повітря, як перше наближення для визначення аеродинамічних характеристик криловидних профілів ортогональних вітродвигунів / В. М. Липовий, А. А. Папченко, О. О. Барикін // Вісник СумДУ. Серія : Технічні науки. – 2013. – № 4. – С. 90 – 93.

66. Lipoviy V. Methods development for determining the aerodynamic characteristics of vertical axis wind turbine / V. Lipoviy, A. Papchenko // Applied Mechanics and Materials. Vol. 630 in 2014. – pp. 74 – 80.

67. Концевич В. Г. Ващенко С. М. Исследование возможности применения САЕ-модулей AUTODESK INVENTOR для проектирования машиностроительных изделий // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – № 3(21) – Сумы, 2010, с. 46 – 51.

68. Твердотельное моделирование машиностроительных изделий в Autodesk Inventor. В. Г. Концевич. – Киев, Москва : ДиаСофтЮП, ДМК Пресс, 2007. – 672 с.

69. <http://simulation.pointcad.ru/autodesk-simulation-mechanical>

70. Олада Н. М., Ковалев И. А., Олада Е. Н. Экспериментальное изучение осевых усилий в динамических насосах // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – Киев.– 2000.– Вып. 38, т. 2.– С. 44 – 52.

71. Караханьян В. К. К расчету осевой силы в центробежном насосе // Труды ВНИИгидромаша.– 1972.– Вып. 43.– С. 83 – 98.

72. Константінов С. М. Теплообмін: Підручник. – Київ : ВПІ ВПК «Політехніка» : Інрес, 2005. – 304 с.

73. Лабай В. Й. Тепломасообмін: Підручник для ВНЗ. – Львів : Тріада Плюс, 2008. – 260 с.

74. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 [Electronic resource] / 2008. – 261 p. – Available at: <http://www.ansys.com>