

Сумський державний університет

На правах рукопису

Матвієнко Ольга Анатоліївна

УДК 621.67

МАЛОГАБАРИТНИЙ ОСЬОВИЙ СТУПІНЬ СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА З  
ПІДВИЩЕНОЮ ЕНЕРГЕТИЧНОЮ ЕФЕКТИВНІСТЮ

05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник

Гусак Олександр Григорович

канд. техн. наук, доцент

Суми – 2013

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень та скорочень .....	5
ВСТУП.....	8
<b>1 СТАН ПРОБЛЕМИ, ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ТЕМИ</b>	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ.....</b>	<b>15</b>
1.1 Системи водопостачання. Переваги артезіанського водопостачання .....	15
1.2 Основні конструктивні схеми заглибних свердловинних насосів. Проблеми експлуатації.....	19
1.3 Перспективи використання осьових проточних частин в свердловинних заглибних насосах .....	23
1.4 Аналіз методик проектування осьових робочих коліс .....	30
1.5 Визначення мети та задач дослідження, об'єкту, предмету та методів дослідження .....	39
1.6 Висновки .....	43
<b>2 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ВПЛИВУ НА НЬОГО ОСНОВНИХ</b>	
<b>ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАЛОГАБАРИТНОГО ОСЬОВОГО СТУПЕНЯ</b>	
<b>НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ.....</b>	<b>45</b>
2.1 Особливості конструкції малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності .....	45
2.2 Робочий процес малогабаритного осьового ступеня .....	47
2.3 Методика проведення чисельного експерименту.....	56
2.4 Чисельне дослідження потоку в проточній частині малогабаритного осьового ступеня.....	61
2.5 Вплив густоти лопатевої решітки на напірні та енергетичні характеристики ступеня.....	68

2.6 Вплив осьових зазорів на параметри ступеня.....	76
2.7 Вплив типу профілю лопаті робочого колеса на напірні та енергетичні характеристики ступеня.....	81
2.8 Інтегральні характеристики ступеня.....	87
2.9 Висновки.....	89
<b>3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СТУПЕНЯ.....</b>	<b>91</b>
3.1 Експериментальні установки для дослідження роботи ступеня та насосного агрегату. Вимірювальний комплекс.....	91
3.1.1. Експериментальна установка для дослідження роботи малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності.....	91
3.1.2 Експериментальна установка для дослідження заглибних свердловинних насосних агрегатів.....	96
3.2 Методика експериментальних досліджень та оцінка похибок вимірювання....	99
3.2.1 Випадкові похибки при вимірюваннях.....	101
3.2.2 Систематичні похибки при непрямих вимірюваннях.....	102
3.3 Аналіз результатів фізичного експерименту.....	106
3.4 Висновки.....	109
<b>4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ МАЛОГАБАРИТНОГО ОСЬОВОГО СТУПЕНЯ НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ В СКЛАДІ БАГАТОСТУПІНЧАСТОГО СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА.....</b>	<b>110</b>
4.1 Рекомендації щодо вибору основних геометричних параметрів досліджуваного ступеня.....	110
4.2 Конструкція свердловинного насоса з осьовою проточною частиною.....	114
4.3 Типорозмірний ряд свердловинних насосів для водопостачання з осьовою проточною частиною.....	116
4.4 Висновки.....	122

ВИСНОВКИ.....	123
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	125
ДОДАТОК А.....	140
ДОДАТОК Б.....	141
ДОДАТОК В.....	142
ДОДАТОК Г.....	143
ДОДАТОК Д.....	146

## Перелік умовних позначень та скорочень

### Умовні позначення

$$K_H = \frac{H}{n^2 D_2^2} - \text{коефіцієнт напору, хв/м;}$$

$$K_Q = \frac{Q}{n D_2^3} - \text{коефіцієнт подачі, хв/с;}$$

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{0,75}} - \text{коефіцієнт швидкості;}$$

$H$  – напір, м;

$D$  – діаметр, м;

$n$  – частота обертання, об/хв;

$Q$  – подача рідини, м<sup>3</sup>/с;

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії;

$\omega$  – кутова швидкість обертання, рад/с;

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;

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

$\beta$  – кут встановлення лопаті, градус;

$W$  – відносна швидкість, м/с;

$U$  – колова швидкість, м/с;

$V$  – абсолютна швидкість, м/с;

$S$  – довжина осьового зазору, м;

$p$  – тиск, Па;

$\tau$  – густина лопатевої решітки;

$z$  – кількість лопатей;

$L$  – довжина, м;

$\Gamma$  – циркуляція потоку м<sup>2</sup>/с;

$C$  – коефіцієнт;

$l$  – довжина хорди лопаті, м;

$t$  – крок решітки, м;  
 $x$  – координата вісі абсцис;  
 $y$  – координата вісі ординат;  
 $h$  – гідравлічні втрати, висота, м;  
 $N$  – потужність, Вт;  
 $m$  – маса, кг;  
 $\sigma$  – похибка вимірювань;  
 $\delta$  – відносна гранична похибка вимірювань;  
 $\Delta$  – абсолютна гранична похибка вимірювань;  
 $s$  – дисперсія;  
 $E$  – показник економічного ефекту, %.

#### Індекси

$u$  – проекція на коловий напрямок;  
 $r$  – проекція на радіальний напрямок;  
 $z$  – проекція на осьовий напрямок;  
 $m$  – меридіональний параметр;  
 $ст$  – параметр ступеня;  
 $рк$  – параметр робочого колеса;  
 $ном$  – номінальний параметр;  
 $опт$  – параметр в оптимальній точці;  
 $роз$  – розрахунковий параметр;  
 $гidr$  – гідравлічний параметр;  
 $t$  – теоретичний параметр;  
 $вт$  – параметр втулки;  
 $x$  – індекс, що визначає коефіцієнт лобового опору;  
 $y$  – індекс, що визначає коефіцієнт підйомної сили;  
 $пер$  – параметр на периферії;  
 $ср$  – середнє значення.

## Скорочення

ЕЦВ – насос електричний відцентровий для води;

РК – робоче колесо;

СА – статорний апарат;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

ПП – програмний продукт;

СумДУ – Сумський державний університет.

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Протягом багатьох років існування системи водопостачання України виникали і вирішувались проблеми забезпечення населення якісною питною водою, тому актуальною залишається проблема створення максимально ефективного обладнання для видобутку води, здатного працювати з мінімальними капітальними вкладеннями та мінімальними затратами енергоресурсів. Вирішення цієї проблеми ніколи не залишалося закритим, а науково-технічний прогрес сприяє виникненню більш сучасних механізмів, розвитку нових технологій та методів підготовки води.

Слід звернути увагу на те, що останнім часом чи не головною причиною незадовільної якості питної води є значне забруднення поверхневих водойм – основних джерел питного водопостачання – у зв'язку з викидами у них великої кількості неочищених та недостатньо очищених промислових, господарсько-побутових та сільськогосподарських стічних вод, дощових та талих вод з полів, територій сіл та міст [1]. Використання підземних вод з артезіанських свердловин стає все більш перспективним завдяки їх максимальній наближеності до споживача, зручності облаштування та експлуатації водозаборів, чистоти видобутої води і економічності у порівнянні з відкритими поверхневими водозаборами.

На даний момент для видобування артезіанської води з підземних джерел в Україні використовуються в основному заглибні свердловинні насоси типу ЕЦВ (Е – електропривідні, Ц – відцентрові (російською - "центробежные"), В – для води). Експлуатація насосів даного типу супроводжується рядом ускладнень [2] – низьке значення середнього експлуатаційного ККД, короткий строк експлуатації до ремонту (9 – 12 міс.), підвищений знос деталей насоса, що в свою чергу, призводить до значної перевитрати електроенергії та низької ремонтпридатності насоса.

Вказані ускладнення добре усвідомлюються основними виробниками насосів даного типу [3, 4], і більшість з них активно реалізує програми з розробки та освоєння модернізованих зразків насосних агрегатів з герметичним привідним



двигуном, проточними частинами з покращеним гідравлічним ККД, удосконаленими опорами ковзання та ін. Дані модернізації дозволяють з одного боку, суттєво підвищити якість насосних агрегатів та подовжити строк їх служби, та з іншого є лише тимчасовим рішенням. Типорозмірний ряд свердловинних насосів типу ЕЦВ базується на ГОСТ 10428-89 і орієнтований на використання передусім низькодебетних свердловин порівняно великих діаметрів. У той же час, аналіз змін за останні роки у параметрах свердловинних насосних агрегатів світових фірм - лідерів [5, 6] вказує на стійку тенденцію до збільшення подач насосів при одночасному зменшенні їх умовного діаметрального габариту. Дана тенденція вочевидь пов'язана з різким підвищенням вартості будівництва та облаштування свердловини з ростом її діаметру. Крім того, використання насосів з високою подачею дозволяє зменшити на 10-12%, по відношенню до об'єму видобутої води, експлуатаційні витрати [1].

В умовах збереження вищевказаної тенденції значні перспективи матиме використання в свердловинних насосах з високою подачею осьових ступенів низької швидкохідності, які мають ряд переваг:

- високий гідравлічний ККД;
- просту та компактну конструкцію, що особливо актуально в обмежених умовах свердловини;
- при зносі осьових робочих коліс у процесі експлуатації осьове зусилля (яке є одним з основних руйнуючих факторів для насосів типу ЕЦВ) не зростає, як у відцентрових машинах, а зменшується, що дозволяє значно підвищити ресурс опорного вузла та насоса в цілому та уникнути підвищеного споживання електроенергії.

Та вирішальною перевагою використання осьових робочих органів у свердловинних насосах для водопостачання є те, що вони дають можливість при незмінних діаметральних розмірах насоса у кілька разів підвищити подачу у порівнянні з існуючими конструкціями, що дозволяє в рази знизити вартість свердловини при тому ж об'ємі видобутої води [7].

Перепоною на шляху широкого використання таких ступенів є відсутність досвіду їх розробки та відпрацьованого ряду проточних частин такого типу на різні параметри.

Таким чином, дана робота присвячена розробці малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності та типорозмірного ряду багатоступінчастих заглибних свердловинних насосів на їх основі. Економічність насосів такого типу не повинна поступатися економічності насосів типу ЕЦВ. Вирішення даної проблеми вимагає вивчення та узагальнення знань про структуру течії та природу втрат в елементах проточної частини, що дозволить виявити критерії, які визначатимуть діапазон застосування осьових проточних частин низької швидкохідності у заглибних свердловинних насосах, а також виявити основні закономірності, які можна буде використати для створення методики прогнозування характеристики ступеня такого типу.

Таким чином, тема дослідження є актуальною, так як використання осьових проточних частин низької швидкохідності у заглибних свердловинних насосах дозволить досягати максимальної ефективності систем артезіанського водопостачання та подібних систем за рахунок відносно великого значення ККД насосних агрегатів такого типу та можливості збільшення подач при мінімальних габаритах установки.

Тому для розробки зазначених проточних частин необхідне відповідне науково-методичне забезпечення, створенню якого і присвячена дана робота.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалася згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України. Здобувач була виконавцем держбюджетних науково-дослідних робіт: «Дослідження робочих процесів динамічних машин» (№ 0110U001950) та «Створення ефективних енергозберігаючих систем опалення та гарячого водопостачання на базі багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів» (№ 0111U001386).

**Мета та задачі дослідження.** Мета дослідження – підвищення енергетичної ефективності малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса за рахунок визначення особливостей робочого процесу та обґрунтування раціональних геометричних параметрів проточної частини.

Задачі дослідження:

- обґрунтувати доцільність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності у свердловинних багатоступінчастих насосах для систем водопостачання;

- уточнити математичну модель робочого процесу малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса з робочим колесом, що має лопаті малого подовження;

- визначити раціональні діапазони основних геометричних параметрів осьового ступеня на основі встановлення характеру їх впливу на напірні та енергетичні характеристики;

- провести експериментальні дослідження роботи малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності з метою підтвердження адекватності уточненої математичної моделі робочого процесу;

- розробити методику проектування малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності;

- розробити типорозмірний ряд малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності для свердловинних насосів.

**Об'єктом дослідження** є робочий процес малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності.

**Предметом дослідження** є вплив геометричних параметрів малогабаритного осьового ступеня на його напірні та енергетичні характеристики.

**Методи дослідження.** Під час вирішення поставлених задач використовувались аналіз та наукове узагальнення відомих літературних джерел, що дозволило обґрунтувати актуальність теми дослідження, сформулювати його мету та задачі. Аналітичне дослідження структури втрат напору в проточній частині малогабаритного осьового ступеня дозволило уточнити існуючу модель робочого

процесу. Чисельне дослідження, виконане на основі законів збереження енергії та матерії в диференціальній формі, які є фундаментальними в технічній гідродинаміці, дозволило визначити раціональні діапазони основних геометричних параметрів ступеня та їх вплив на напірні та енергетичні характеристики. Фізичний експеримент, що містив дослідження роботи малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності та насоса на його основі, був виконаний з метою підтвердження адекватності математичної моделі робочого процесу.

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

– уперше обґрунтовано доцільність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності ( $n_s = 250 - 400$ ) у заглибних свердловинних багатоступінчастих насосах для систем водопостачання, а також встановлено, що подальше зниження коефіцієнта швидкохідності ступенів зазначеного типу є недоцільним через значне зниження його економічності;

– визначено особливості робочого процесу ступеня, зумовлені стисненням основного потоку пограничним шаром, наявністю масивного тривимірного сліду, що сходить із лопаті, а також вихором, що виникає внаслідок перетікання рідини через радіальний зазор робочого колеса; уточнено структуру втрат напору в міжлопатеких каналах ступеня;

– встановлено зв'язок між густиною решітки, зазорами між лопатевими системами робочого колеса та статорного апарата, типом профілю малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності та його напірними й енергетичними характеристиками;

– визначено залежності взаємозв'язку основних параметрів ступеня від коефіцієнта швидкохідності.

#### **Практичне значення:**

– визначено раціональні діапазони варіювання основних геометричних параметрів малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса;

– запропоновано методику інженерного розрахунку малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності з урахуванням особливостей їх робочого процесу;

– спроектовано типорозмірний ряд проточних частин свердловинних насосів для систем водопостачання;

– спроектовано та виготовлено свердловинний насос на основі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності.

Основні результати дослідження були впроваджені в навчальний процес Сумського державного університету в дисциплінах «Гідродинамічні машини та передачі», «Теорія турбомашин» та «Розрахунки та проектування насосів» (для студентів спеціальності 6,7.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»). Крім того, результати роботи впроваджені на підприємствах НВП «Насостехкомплект» (м. Суми) та ТОВ «Гідроелектросистеми» (м. Суми). Ці впровадження підтверджені відповідними актами.

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно.

У роботі [8] здобувач виконала аналіз конструкцій для перекачування газорідних сумішей, підготовчі роботи для проведення чисельного дослідження, аналіз отриманих результатів. У роботі [1] самостійно провела аналіз сучасного стану проблем експлуатації свердловинних насосів для систем водопостачання, аналіз вартості їх життєвого циклу та визначила основні переваги осьових ступенів низької швидкохідності. У роботах [9; 10] виконала аналіз існуючих методик проектування осьових проточних частин. У роботах [11; 12; 13] здобувач самостійно виконала аналіз конструкцій та експлуатаційних характеристик свердловинних насосів вітчизняних та закордонних виробників, запропонувала заходи щодо підвищення точності вимірювань на експериментальному стенді, провела випробовування, виконала обробку отриманих результатів. У роботі [14] здобувач самостійно провела аналіз існуючих рекомендацій щодо вибору осьового зазору між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарата. У роботі [15] провела аналіз існуючих рекомендацій щодо вибору периферійної густоти решітки профілів лопаті. Крім того, у роботах [9 – 20] здобувач самостійно проводила чисельні дослідження та здійснювала аналіз отриманих результатів.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на:

- I Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2010 р.);
- науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів Сумського державного університету (м. Суми, 2011 р.);
- 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems IAHR-WG2011 (м. Белград, Сербія, 2011 р.);
- XVII Міжнародній науково-технічній конференції “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” (м. Черкаси, 2012 р.);
- II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2012 р.);
- XIII Міжнародній науково-технічній конференції “Промислова гідравліка та пневматика” (м. Чернігів, 2012 р.).

**Публікації.** Матеріали дисертаційної роботи відображені в 9 статтях, 6 із яких опубліковані у фахових виданнях, затверджених Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України, 3 – у зарубіжних виданнях (зокрема, 1 стаття у виданні, що входить до наукометричної бази Scopus). Матеріали дисертаційної роботи використовувались у звітах з НДР.

**Структура та обсяг дисертаційної роботи.** Робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 148 сторінок. Дисертаційна робота містить 53 рисунки, 5 з яких – на окремих аркушах, 12 таблиць по тексту, 5 додатків на 9 сторінках, список використаних літературних джерел із 123 найменувань на 15 сторінках.

## 1 СТАН ПРОБЛЕМИ, ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ТЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 1.1 Системи водопостачання. Переваги артезіанського водопостачання

Останнім часом в Україні загострилася проблема забезпечення населення якісною питною водою [1]. Однією з причин незадовільного стану питної води є значне забруднення поверхневих водойм – основних джерел питного водопостачання. Крім того, ситуація ускладнюється застарілими системами водопостачання, які потребують негайної модернізації.

Система водопостачання повинна забезпечувати подачу води з природних джерел до споживача, а при необхідності здійснювати її очищення. З цією метою в систему водопостачання повинні бути включені водозабірні споруди, призначені для отримання води, станції очищення та відстоювання, акумулюючі ємності, насосні станції, водоводи та водорозподільні мережі для передачі води до місць споживання. Принципова схема системи водопостачання представлена на рисунку 1.1.

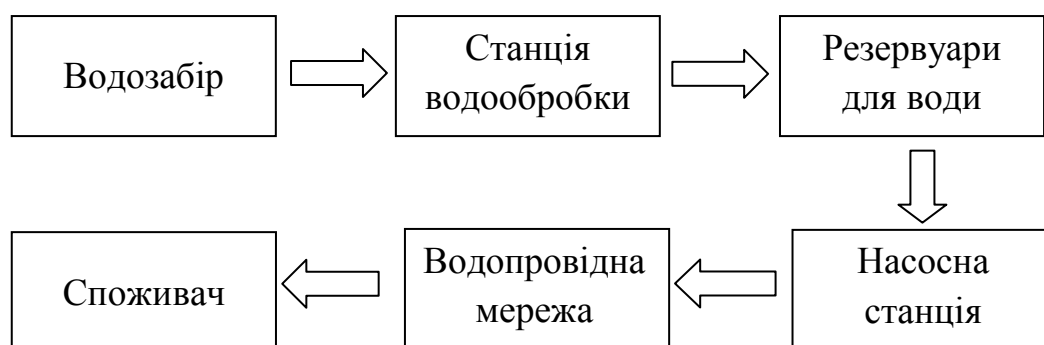


Рисунок 1.1 – Принципова схема системи водопостачання

Системи водопостачання можна класифікувати за рядом основних ознак.

За призначенням вирізняють [21] системи водопостачання населених пунктів (міст, селищ), системи промислового водопостачання (промислові водопроводи), які в свою чергу розрізняють за галузями промисловості, системи

сільськогосподарського водопостачання. За характером використовуваних природних джерел розрізняють системи, у яких використовується вода з поверхневих джерел (річок, озер та ін.), системи, у яких використовується вода з підземних джерел, або ж змішані.

Водні ресурси практично усіх поверхневих джерел України характеризується помірним та високим рівнем забруднення. Основні забруднювачі – перевантажені каналізаційні очисні споруди та мережі, які перебувають у незадовільному технічному стані [22]. В таких умовах все більш перспективним стає використання вод з артезіанських свердловин. Артезіанська вода залягає відносно глибоко в водоносних пластах (від 100 м до 1000 м [23]), що забезпечує збереження її природних властивостей та виключення антропогенного та техногенного впливу. Крім того, артезіанське водопостачання у порівнянні з відкритими поверхневими водозаборами більш економічне завдяки його максимальній наближеності до споживача, зручності облаштування та експлуатації водозаборів у порівнянні з поверхневими.

До основних недоліків [23] артезіанського водопостачання можна віднести, по-перше, підвищений вміст розчиненого заліза та підвищену жорсткість води, через що необхідно додатково використовувати спеціальні фільтри. По-друге, це можливий вміст солей, що можуть шкідливо позначитися на здоров'ї людини. І по-третє, це досить велика вартість буріння свердловини. Проте, у цілому вода артезіанських свердловин вважається більш якісною, ніж вода з поверхневих джерел.

Основним обладнанням для підйому води зі свердловин є установки заглибних свердловинних насосів, їх типову схему представлено на рисунку 1.2. У загальному випадку вони складається з насосного агрегату, обладнання гирла свердловини, комплекту контрольної та пускорегулюючої апаратури, трубопроводів обв'язки, запірно-регулюючої арматури та накопичувальної ємності або мембранного баку. У більшості випадків такі установки призначені для роботи в автоматичному режимі і не вимагають присутності людини.



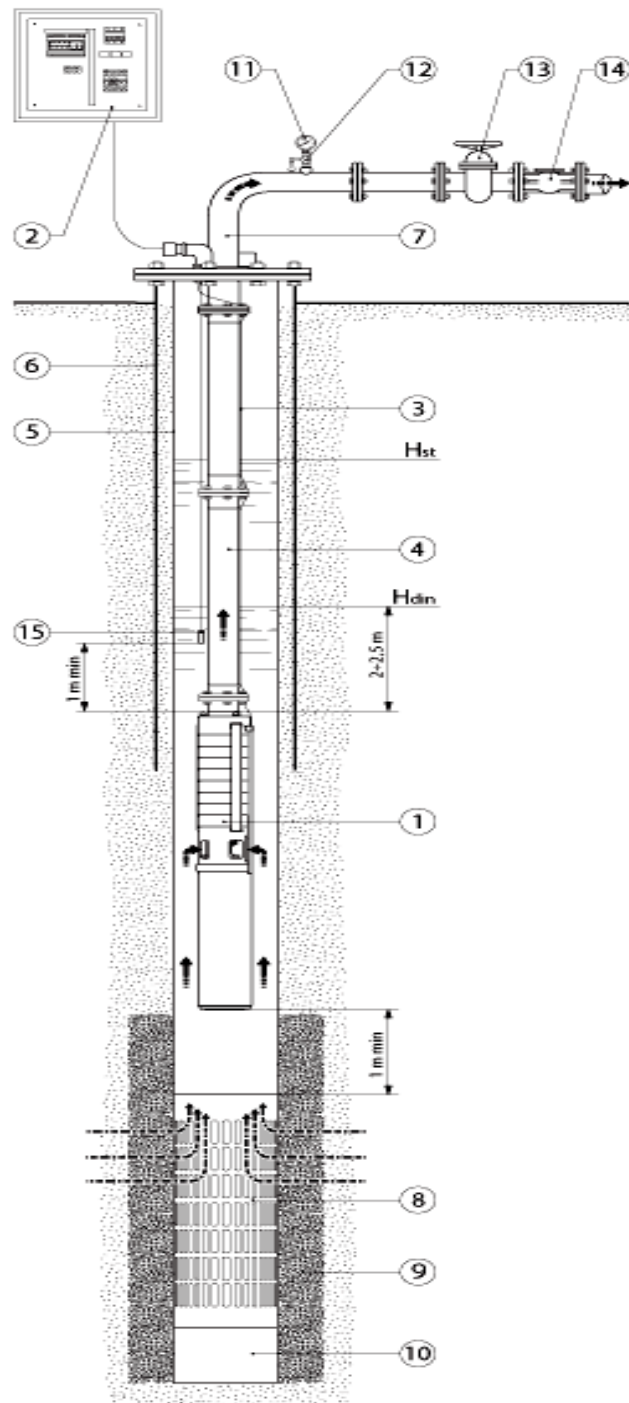


Рисунок 1.2 – Схема установки свердловинного насоса: 1 – агрегат електронасосний, 2 – система управління та захисту, 3 – струмопідвідний клапан, 4 – водопідйомні труби, 5 – експлуатаційна колона, 6 – кондукторна колона, 7 – гирловинна голівка, 8 – фільтр, 9 – природній гравійний фільтр, 10 – обсадна труба, 11 – манометр, 12 – трьохходовий клапан, 13 – засувка, 14 – зворотній клапан, 15 – датчик сухого ходу

Загальна вартість організації системи водопостачання зі свердловини визначається декількома основними складовими. По-перше, це вартість

облаштування свердловини, а саме її буріння, підготовка та наладка процесу подачі води зі свердловини до споживача. Варто зазначити, що вартість буріння свердловини за даними [7] різко зростає із збільшенням її діаметру (приблизно за кубічною залежністю). По-друге, це вартість життєвого циклу насосного обладнання, яке входить до складу свердловинних установок. Як показав проведений аналіз [10], приблизно 80% вартості життєвого циклу насоса буде складати вартість споживаної електроенергії.

Крім того, варто зазначити, що типорозмірний ряд свердловинних насосних агрегатів, що випускаються вітчизняними виробниками, орієнтований, в основному, на експлуатацію низькодебетних свердловин порівняно великого діаметра. В той же час, аналіз продукції закордонних виробників вказує на стійку тенденцію до збільшення подач насосів при одночасному зменшенні їх умовного габариту (рис. 1.3).

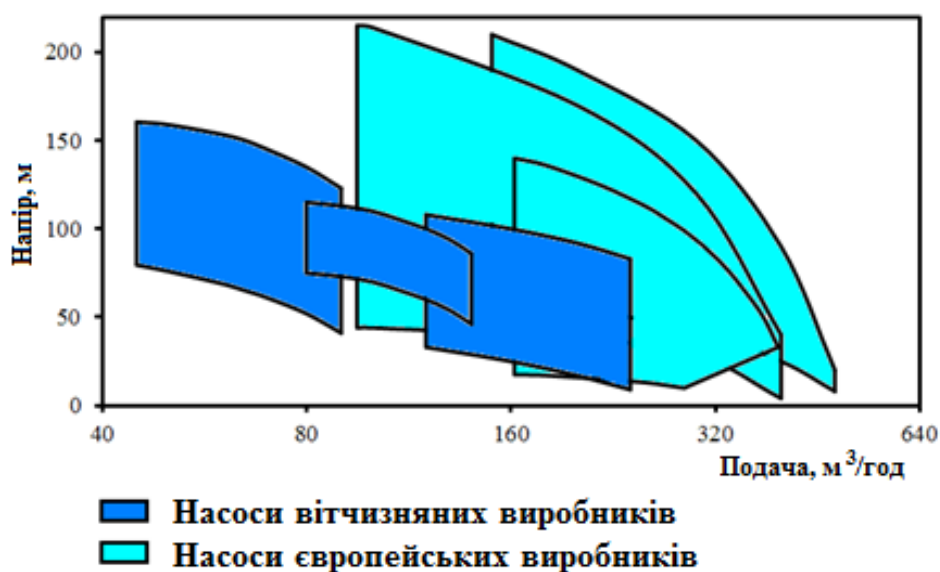


Рисунок 1.3 – Порівняння полів характеристик заглибних насосів для свердловин з умовним радіальним габаритом 8 дюймів вітчизняних та європейських виробників

Тому для зменшення як капітальних, так і експлуатаційних затрат система водопостачання зі свердловини при заданій продуктивності повинна мати наступні якості:

- мати настільки малий діаметр свердловини, наскільки дозволяють місцеві геологічні умови при забезпеченні необхідного дебіту – для зниження вартості буріння та обладнання свердловини;

- насосний агрегат у складі насосної установки повинен мати по можливості максимальний середньоексплуатаційний ККД – для максимального зниження вартості експлуатації;

- насосний агрегат повинен мати високу надійність – для зниження витрат на ремонт та простій.

Мається на увазі, що сама система водопостачання правильно спроектована та підібрана під вимоги та особливості конкретного споживача, бо в іншому випадку практично не можливо уникнути додаткових витрат, пов'язаних перш за все з перевитратою електроенергії [25].

Таким чином, для зниження вартості систем артезіанського водопостачання необхідно, перш за все, визначити таку конструкцію насосного агрегату, яка б відповідала усім вищезгаданим вимогам.

## **1.2 Основні конструктивні схеми заглибних свердловинних насосів. Проблеми експлуатації**

Загалом свердловинні насоси умовно можна класифікувати за рядом ознак. За призначенням виділяють побутові та промислові свердловинні насоси, за умовним габаритом свердловини та параметрами, що може забезпечити насос, виділяються декілька груп:

1. Умовний габарит свердловини 3, 4 інколи 5 дюймів: використовуються в основному для питного водопостачання житлових будинків, присадибних ділянок, зрошення садів та городів, осушення схильних до підтоплень підвальних приміщень тощо.

2. Умовний габарит свердловини 5...6 дюймів: використовуються в основному для водопостачання котеджних селищ, ферм, невеликих промислових та комунальних підприємств та ін.

3. Умовний габарит свердловини – 8 дюймів: призначені для водопостачання промислових підприємств, селищ тощо.

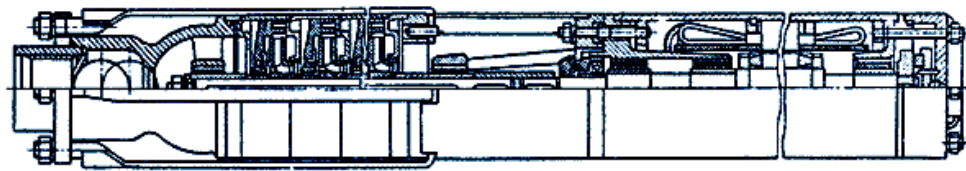
4. Умовний габарит свердловини 10...12 дюймів: в основному використовуються в житлово-комунальних господарствах міст районного значення, на великих промислових підприємствах.

5. Умовний габарит від 14 дюймів: призначені для використання в житлово-комунальних господарствах.

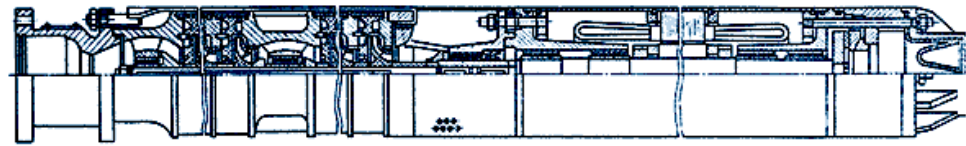
Заглибні свердловинні насосні агрегати, які входять до складу свердловинних установок, мають деякі особливості конструкції, обумовлені специфічними умовами експлуатації: агрегат підвішується на напірному трубопроводі та працює повністю зануреним у воду, має жорсткі габаритні обмеження за зовнішнім діаметром для забезпечення можливості безаварійного спуску у свердловину, комплектується спеціальним двигуном, який кріпиться безпосередньо до корпусу насоса та приводить його у рух через жорстку, як правило, втулкову муфту.

У складі установок для видобутку води із свердловин українські підприємства, що займаються водопостачанням та водовідведенням використовують переважно насосні агрегати типу ЕЦВ, основні виконання, яких представлено на рисунку 1.4. Насоси, що входять до їх складу, як правило, багатоступінчасті, з робочими колесами відцентрового чи діагонального типу. Проте, експлуатація насосів даного типу супроводжується рядом ускладнень.

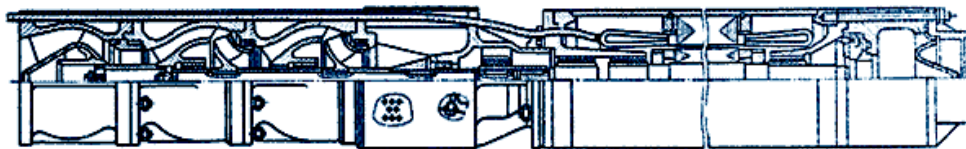
Переважна більшість конструкцій насосів типу ЕЦВ, технологічних процесів та необхідного оснащення для їх виготовлення були розроблені у другій половині минулого століття, і якість технічних рішень, які використовувались при проектуванні, а також закладені в конструкцію матеріали не задовольняють потреб сучасних споживачів і, незважаючи на чисельні модернізації, не завжди відповідають сучасному науково-технічному рівню [1].



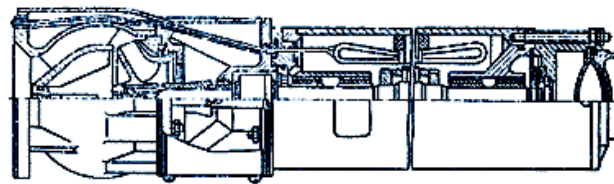
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.4 – Основні конструктивні схеми насосів типу ЕЦВ:

- а) виконання 1 – насоси з робочими колесами, зафіксованими на валу, осьове зусилля сприймається опорним вузлом, розміщеним в електродвигуні, обойми лопатевих відводів – штамповані; б) виконання 2 – насоси з циліндричними обоймами з труб з дисками, які фіксують відводи в осьовому напрямі, розділяють міжступеневі порожнини та створюють шпаринні ущільнення робочих коліс; в) виконання 3 – насоси з відлитими («горшковими») лопатевими відводами, ступені насосів – діагонального типу, робочі колеса зафіксовані на валу, осьове зусилля сприймається опорним вузлом, розміщеним в електродвигуні; г) виконання 4 – моноблочні електронасосні агрегати (робоче колесо розміщено на валу електродвигуна)

Зважаючи на те, що, в сучасних умовах необхідне зменшення вартості життєвого циклу свердловинних насосів, розглядати необхідно насосні агрегати високої подачі, якими є свердловинні насоси типу ЕЦВ з діагональними ступенями (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Ступінь діагонального свердловинного насоса

Розглядаючи конструкції свердловинних насосів високої подачі та високого коефіцієнту швидкохідності з діагональними ступенями можна зазначити, що вони мають деякі особливості. Складна просторова форма лопатей робочих коліс та лопаток напрямних апаратів, а також їх значні осьові габарити негативно позначаються на металоємності насоса, технологічності конструкції та вартості його виробництва, а також на значенні ККД. Крім того, забезпечення роботи діагональних ступенів на вищих, ніж зазначені у ГОСТ 10428-89, подачах є досить проблематичним.

Крім ускладнень, пов'язаних із конструкцією насосів типу ЕЦВ, суттєвими є ускладнення пов'язані з властивостями середовища, що перекачується. Наявність у воді кислот, сірководню, заліза та ін. призводить до швидкої корозії деталей насоса, утворення свищів і виходу його з ладу [25]. Аналогічні явища виникають при перекачуванні води, насиченої газами: так звана робота в режимі «сухого ходу», коли насос перекачує не тільки ту воду, що поступає знизу, але й збагачену киснем з верхніх шарів свердловини. Крім того, в даному режимі насос разом з водою захоплює повітря і нагрівається, тобто додатково створюються сприятливі умови для корозії [3]. Руйнування деталей насосів відбувається також через так звану біокорозію.

Наявність твердих включень в середовищі, що перекачується, призводить до підвищеного зносу конструктивних елементів проточної частини, різкого зменшення ресурсу та поступового падіння параметрів насоса. Вода, що перекачується, змащує підшипники ковзання насоса (пара тертя гума-сталь), тому будь-який абразивний матеріал в ній призводить до їх швидкого виходу із ладу, що в свою чергу призводить до руйнування всього агрегату.

Усе вищевказане в сукупності призводить до коротких строків експлуатації до ремонту (9-12 місяців), підвищеного зносу деталей насоса, що призводить до суттєвих перевитрат електроенергії та до низької ремонтпридатності насоса.

Крім того, в багатьох випадках параметри насоса і його ККД занижені по відношенню до даних, приведених у каталогах [26]. У більшості випадків це може пояснюватися тим, що вітчизняні виробники насосів при проектуванні [2] обирають технічні рішення, направлені на мінімізацію вартості виробу, при виробництві використовують недорогі малостійкі матеріали та спрощену технологію виробництва, що часто негативно відображається на якості виробу та його довговічності.

Такий стан проблем вказує на те, що резерв можливостей покращення відцентрових та діагональних ступенів заглибних свердловинних насосів майже вичерпано і необхідно знаходити нові конструктивні рішення, в тому числі і використання нових типів проточних частин в насосах даного типу.

### **1.3 Перспективи використання осьових проточних частин в свердловинних заглибних насосах**

Модернізація насосного обладнання на даний момент має два напрями: модернізація привідного електродвигуна та модернізація насосної частини.

Модернізація привідного двигуна, в основному, полягає у створенні герметичного заглибного електродвигуна, що виключає контакт внутрішньої порожнини двигуна з перекачуваним середовищем, яке може містити абразивні та

агресивні компоненти. Це значно підвищує довговічність двигуна і забезпечує стабільність його роботи протягом усього терміну експлуатації.

Модернізація насосної частини у більшості випадків теж має два напрями. По-перше, це вдосконалення міжступеневих ущільнень та ущільнень робочих коліс, опор вала за рахунок створення нових конструкцій та використання зносостійких матеріалів [2]. По-друге, це, власне, вдосконалення проточної частини.

Проте, як показують останні дослідження [4], доводка існуючих проточних частин заглибних насосів майже вичерпала себе, і вирішення даної проблеми потребує більш кардинальних змін, наприклад, використання проточних частин нового типу в заглибних свердловинних насосах.

Аналіз існуючих конструкцій насосів показує [27-29], що є можливість зміни діагональної проточної частини на осьову низької швидкохідності ( $n_s \approx 300$ ) зі значенням ККД на рівні традиційних (наземних) осьових насосів.

Перші відомі нам спроби створення багатоступінчастих насосів осьового типу для свердловин були виконані в 70-х роках минулого століття в роботах А.Н. Папіра [27, 28]. Нажаль, недосконалість тогочасного технологічного оснащення не дозволила створити якісний дослідний зразок насоса. Звичайно, це негативно позначилося на його енергетичних та напірних характеристиках (рис. 1.6) [28]. Тому дослідження в даному напрямі було призупинено, а створена конструкція так і залишилася на рівні дослідного зразка.

Використання осьових ступенів низької швидкохідності у складі заглибних свердловинних насосів для видобутку води дозволить суттєво покращити вказані насоси за рахунок наступних переваг:

- є всі підстави очікувати збереження рівня ККД (85-90%) при зниженні коефіцієнта швидкохідності до  $n_s = 250$ ;
- при заданих параметрах вони забезпечують найбільш просту та компактну конструкцію, що особливо актуально в обмежених габаритах свердловини;



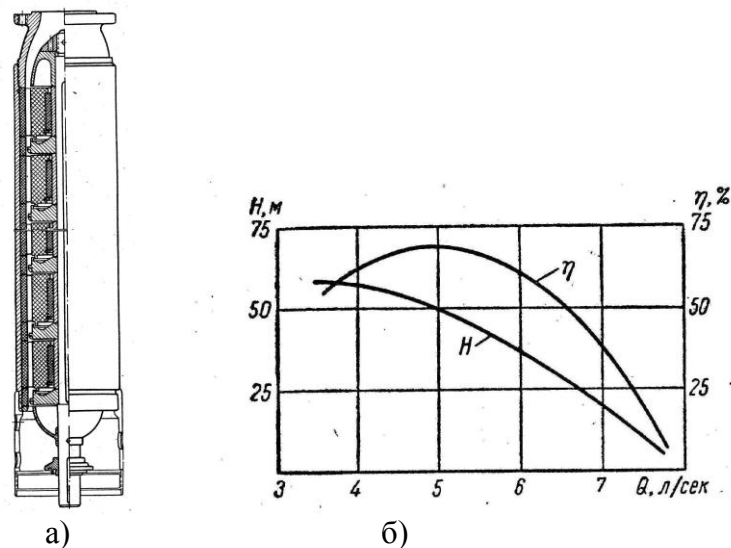


Рисунок 1.6 – Заглибний свердловинний насос осьового типу для свердловини з внутрішнім діаметром 150 мм: а) загальний вигляд; б) характеристики заглибного свердловинного насоса

- при зносі осьових робочих коліс у процесі експлуатації осьове зусилля (яке є одним з основних руйнуючих факторів для насосів типу ЕЦВ) не зростає, як у відцентрових машинах, а зменшується, що, з однієї сторони, дозволяє значно підвищити ресурс опорного вузла та насоса в цілому, а з другої - уникнути підвищеного споживання електроенергії.

Та, вочевидь, вирішальною перевагою використання осьових робочих органів у свердловинних насосах для водопостачання є те, що вони надають можливість різко підвищити подачу насоса у порівнянні з відцентровими ступенями. Відповідно, при наявності на водозаборі свердловин з високим дебітом можливо в 1,5 - 2 рази збільшити об'єми води, що видобувається, з мінімальними капітальними затратами - без будівництва нових свердловин. Отже, використання осьових ступенів для вдосконалення свердловинних насосів надає ряд переваг як відносно конструкції насоса, так і відносно системи свердловина - насос - трубна мережа - споживач.

Зважаючи на те, що в даний момент практично відсутня інформація щодо проектування свердловинних багатоступінчастих насосів з осьовими проточними частинами низької швидкохідності ( $n_s = 250 \dots 400$ ), необхідно, перш за все, виконати

огляд конструктивних рішень та методик проектування уже існуючих осьових насосів.

Класичні одноступеневі осьові насоси (рис. 1.7) з коефіцієнтом швидкості  $n_s = 700 \dots 1000$  знайшли широке використання в системах зрошення, насосних станціях першого підйому систем водопостачання, водних атракціонах тощо. Таким насосам притаманна велика подача, високе значенням ККД, проста конструкція, компактність.

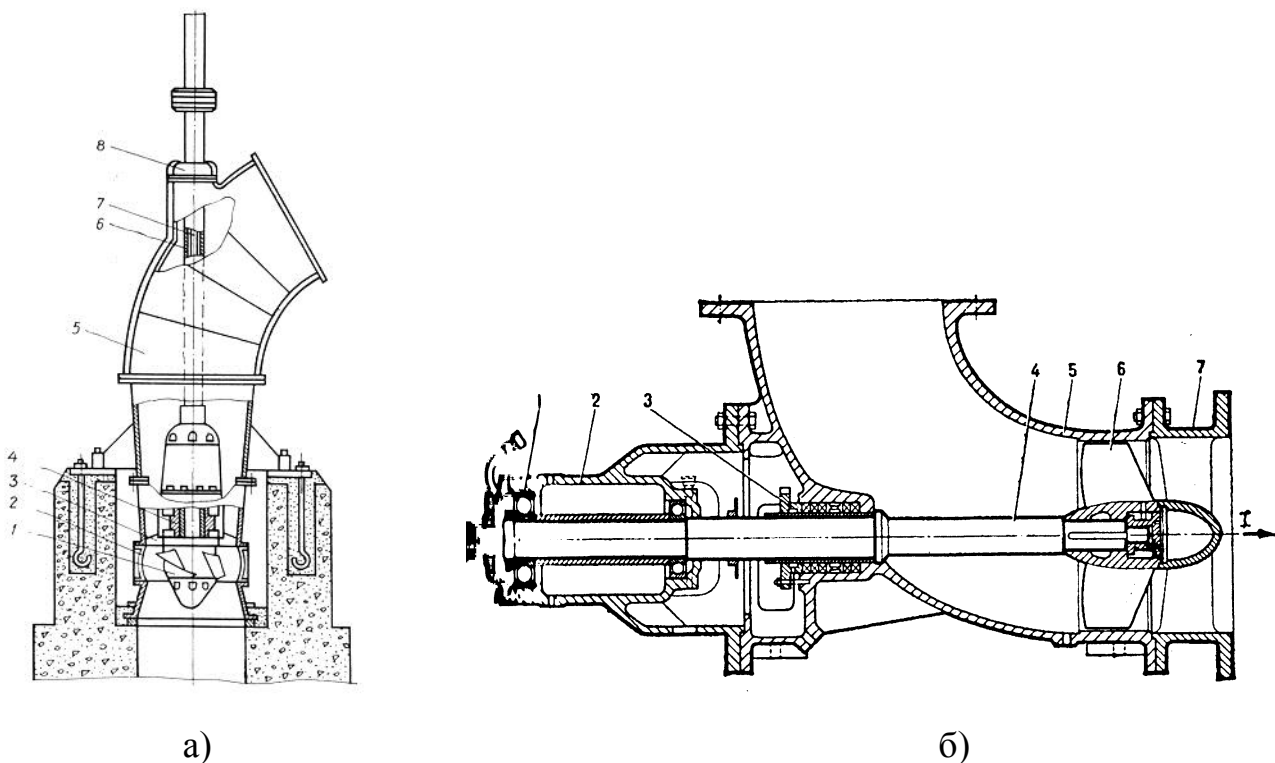


Рисунок 1.7 – Осьові насоси: а) вертикальне виконання: 1 – робоче колесо, 2 – камера, 3 – випрямний апарат, 4 – нижній підшипник, 5 – корпус, 6 – вал, 7 – шток приводу механізму лопатей, 8 – верхній підшипник; б) горизонтальне виконання: 1 – упорний підшипник, 2 – корпус підшипника, 3 – ущільнення, 4 – вал, 5 – корпус, 6 – робоче колесо, 7 – випрямний апарат.

Якщо розглядати багатоступінчасті осьові насоси, то вони поширені значно менше і використовуються у окремих специфічних областях.

Так багатоступінчасті осьові насоси використовуються у складі окислювально-кисневих контурів рідинних ракетних двигунів [30, 31]. Проточна частина насосів даного типу (рис. 1.8) складається з декількох ступенів. Кожний із ступенів представляє собою робоче колесо з профільованими осьовими лопатками,

що обертається з високою швидкістю та статорного елемента, розміщеного після кожного робочого колеса. Для таких насосів характерні великі колісні швидкості, високі значення питомої роботи, агресивні робочі середовища, і, що особливо важливо, підвищені вимоги до кавітаційної стійкості насосів.

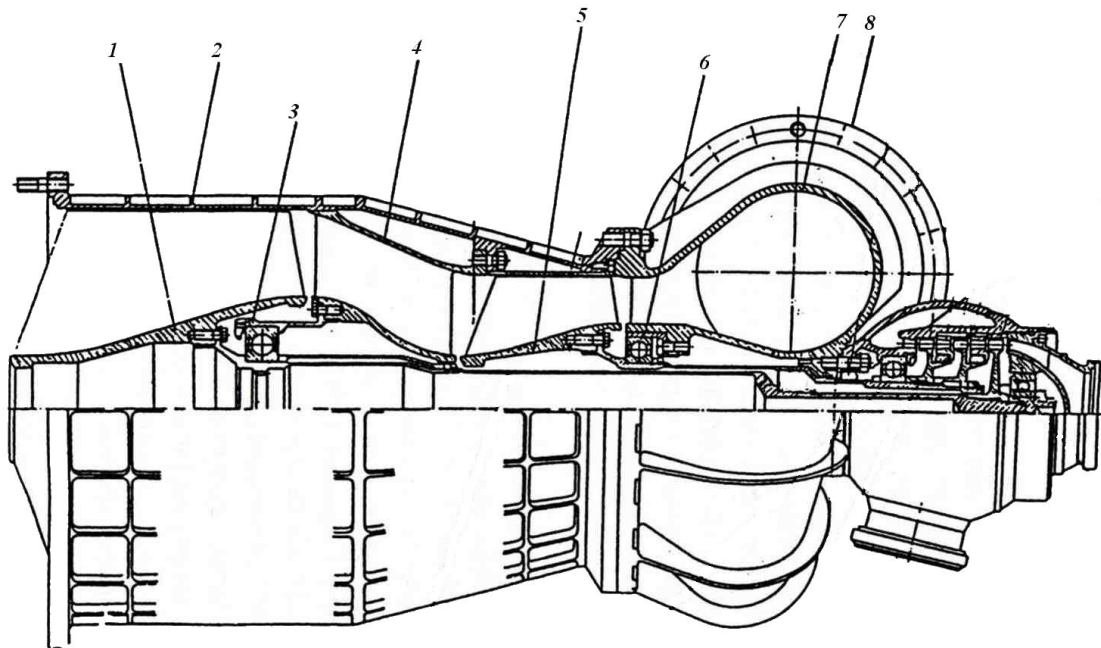


Рисунок 1.8 – Бустерний насосний агрегат окиснювача ракетного двигуна: 1 – ступінь низького тиску, 2 – корпус, 3 – підшипник, 4 – міжступеневий канал, 5 – ступінь високого тиску, 6 – підшипник, 7 – дифузorz, 8 – фланець.

Крім того, в суднобудуванні використовують дво-, трьо- та багатоступінчасті водометні рушії, які мають осьову насосну частину. За даними приведеними в [29, 32], приблизно 40% усіх плаваючих машин оснащені водометними рушійми.

Для забезпечення антикавітаційних характеристик використовують двоступінчасті конструкції (рис. 1.9), при цьому перший ступінь проектується малонавантаженим з метою забезпечення підвищених антикавітаційних якостей.

Багатоступінчасті осьові проточні частини використовуються і для перекачування багатофазних рідин. Так у патенті [33] М. Rayll розглянуто ступінь осьового насоса (рис. 1.10 а) для перекачування багатофазних рідин в нафтогазовій промисловості.

Така конструкція необхідна для того, щоб забезпечити високі значення напору ступеня при заданих швидкостях. За даними роботи [34] насоси такого типу

використовуються для перекачування продукту нафтових свердловин з об'ємним вмістом газу до 95%.

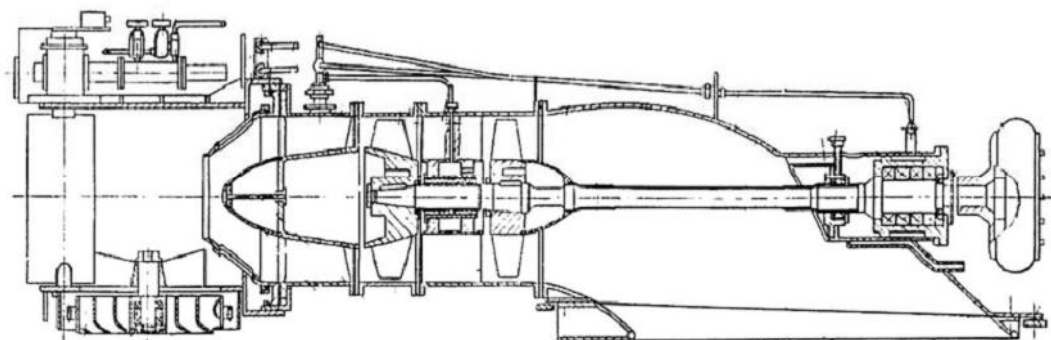


Рисунок 1.9 – Схема двоступінчастого водометного рушія

В патенті [35] G. Wong, F. Catterfeld, C. Hauenstein розглянуто багатоступінчастий осьовий насос (рис. 1.10 б), спроектований для перекачування рідин, які містять велику кількість твердих включень, наприклад, для перекачування вугілля або пульпи. Основними конструктивними елементами цього насоса є вхідний пристрій та десять секцій, кожна з яких складається з осьового двозаходного робочого колеса та статорного апарату.

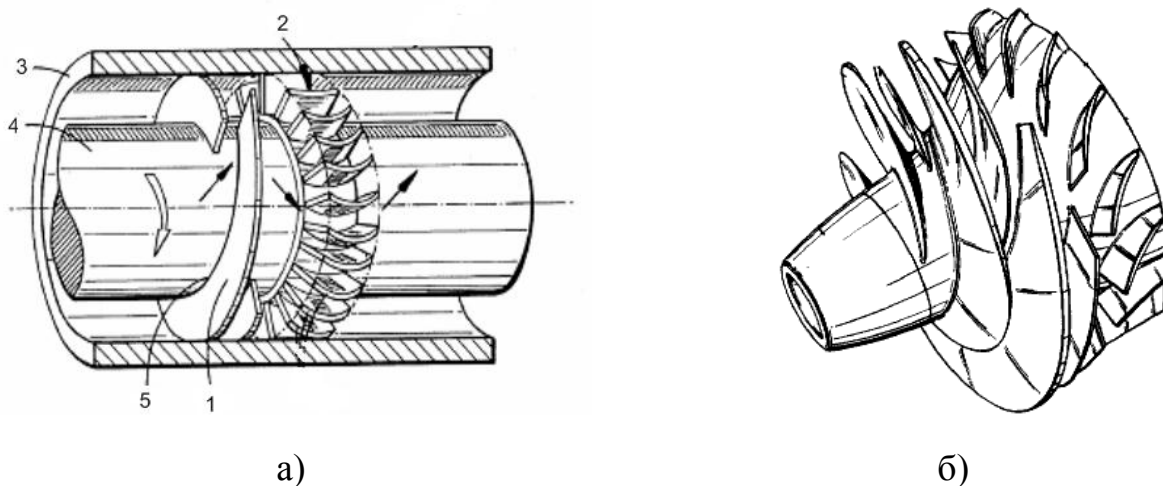


Рисунок 1.10 – Осьові проточні частини а) ступінь осьового насоса для перекачування багатофазних рідин [33]: 1 – робоче колесо, 2 – статорний апарат, 3 – корпус, 4 – вал, 5 – втулка; б) зовнішній вигляд ступеня для перекачування пульпи та вугілля [34]

В патенті [36] О. Деснера та Є. Вахітової описується багатоступінчастий осьовий насос для перекачування рідини, яка містить нерозчинений газ, тверді

домішки, хімічно активні речовини. Цей насос складається з декількох ступенів осьового типу, при цьому лопаті робочого колеса виконані таким чином, що кути встановлення лопаті кожного з наступних робочих коліс – менше, ніж попередні.

Крім того, на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ було розроблені багатоступінчасті шнекові свердловинні насоси [37-39] для використання в нафтовидобувній промисловості. Такі насоси мають шнекову проточну частину, яка є різновидом осьової. Розгортка циліндричного перетину шнека постійного кроку, який використовується в даних роботах, представляє собою решітку прямих пластин. Для забезпечення напору ступенів даного типу, натікання потоку на лопаті відбувається при великих кутах атаки, тобто потік ударно обтікає лопатку, тим самим спричинюючи значні гідравлічні втрати, а відповідно, і помірні значення ККД. Крім того, лопатки досліджуваних шнеків є циліндричними, тому проточні частини такого типу досить прості у виготовленні, але їх енергетичні характеристики поступаються відповідним відцентровим або діагональним насосам.

Аналізуючи існуючі конструкції гідравлічних машин, що базуються на осьових робочих органах, можна сказати, що вони мають ряд особливостей: високий гідравлічний ККД (близько 90%), висока продуктивність (подача до 12000 м<sup>3</sup>/год), можливість перекачування багатофазних рідин, високі антикавітаційні якості.

Таким чином є всі підстави вважати, що діагональну проточну частину насосів типу ЕЦВ можливо замінити на осьову низької швидкохідності (рис. 1.11).

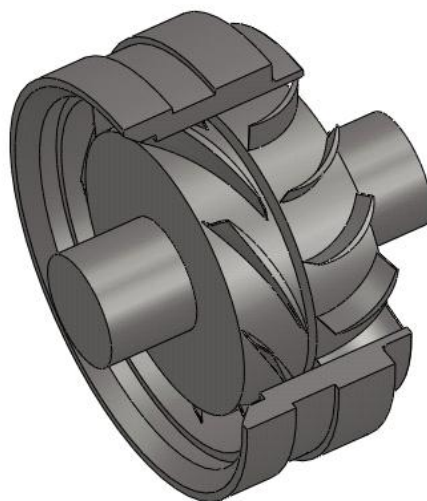


Рисунок 1.11 – Малогабаритний осьовий ступінь низької швидкохідності

Такі зміни конструкції насосного агрегату, забезпечать зниження вартості життєвого циклу систем артезіанського водопостачання. Проте використання проточних частин такого типу обмежується відсутністю методики їх проектування.

#### 1.4 Аналіз методик проектування осьових робочих коліс

Для створення заглибного свердловинного насоса з осьовою проточною частиною низької швидкохідності варто намітити можливі шляхи її проектування. Враховуючи те, що осьові традиційні насоси ( $n_s = 700 \dots 1000$ ), у порівнянні з відцентровими та діагональними, характеризуються високими значеннями подачі та нижчими значеннями напору, для створення конкурентоспроможної осьової проточної частини необхідно отримати максимально високе значення коефіцієнта напору  $K_H$ , при обмеженому значенні коефіцієнта подачі  $K_Q$ . Таким чином, перш за все, необхідно виконати аналіз існуючих методик проектування осьових проточних частин і визначити можливість їх використання при проектуванні малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності з  $n_s = 250 - 400$ .

Не зважаючи на те, що перші роботи, пов'язані зі створенням методик проектування осьових робочих коліс, з'явилися більше ста років тому, актуальність теми не втратилась, що пояснюється рядом причин. По-перше, складністю процесів, які відбуваються у проточних частинах робочих органів насосів такого типу та, подекуди, недостатньою їх вивченістю. По-друге, потребами інженерної практики, пов'язаними з необхідністю створення високоефективного насосного обладнання.

Ранні розрахунки течії [40] в осьових турбомашинах, в основному, виконувалися з використанням теорії радіальної рівноваги потоку. В основі цієї теорії, яка повністю справедлива лише для осьових турбомашин з циліндричною втулкою та периферією, лежить припущення, що на виході з робочого колеса існує тільки осьова складова швидкості, а радіальна дорівнює нулю.

Для такого припущення рівняння кількості руху спрощується та приймає вигляд [41]:

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\rho V_u^2}{r}$$

де  $V_u$  – колова складова абсолютної швидкості м/с.

Такі теорії основним чином стосуються розрахунку приросту напору на основі одновимірних рівнянь. Щодо втрат в міжлопатевому каналі, то вони враховані в роботі [42] за допомогою емпіричних закономірностей, отриманих для втрат на тертя в трубі.

Проте, якщо розглядати осьові робочі органи низької швидкохідності, які мають ряд специфічних особливостей (високе втулкеве відношення 0,75...0,85, мале відносне подовження лопатей та низький коефіцієнт подачі в порівнянні з класичними осьовими насосами), що призводять до виникнення складної тривимірної течії в міжлопатевих каналах, не можна говорити про відсутність радіальної складової швидкості. Крім того, дані методи розрахунків не дають результатів необхідної точності при проектуванні класичних осьових насосів, тому на даний час вони використовуються для попередніх розрахунків та першого наближення в більш складних методах розрахунків.

На даний момент, найбільш поширені методи розрахунку осьових проточних частин – двовимірні. Це пояснюється тим, що вони, не зважаючи на свою простоту та доступність, дають результати, точність яких задовольняє потреби інженерних розрахунків. Дані методи проектування беруть свій початок в 20-х роках минулого століття, коли лопатеві робочі колеса почали проектувати з урахуванням особливостей кожної лопатки як ізольованого профілю. В теорії осьових гідромашин найбільш широке застосування отримала схематизація потоку в проточній частині, у відповідності до якої припускається, що рідина в області робочого колеса протікає по циліндричним поверхням, вісесиметричним з віссю робочого колеса [43]. Це дозволяє використовувати для проектування та дослідження лопатевих насосів досить розвинутий апарат гідродинамічної теорії прямих плоских решіток профілів.

В роботах [27, 44-47] представлена теорія двовимірних течій через решітки профілів. Для уточнення даних теорій були розроблені методи визначення взаємного впливу лопаток [48-50]. Один із найпоширеніших на даний час методів розрахунку – напівемпіричний метод Вознесенського-Пекіна. Він базується на

додаванні плоскопаралельного потоку рідини до потоку, який створюється особливостями (вихорами, стоками, витоками), які розташовуються на скелеті решітки. Скелет розраховують, вирішуючи інтегральні рівняння [45]. Спочатку розраховується прямолінійна решітка нескінченно тонких дужок кола, після чого вони замінюються рядом точкових вихорів, розташованих по лінії дужки із щільністю  $v(S)$  (рис. 1.11).

Недоліком даного методу є те, що при врахуванні взаємного впливу профілів решітки нехтують впливом товщини профілю. Вплив кінцевої товщини враховується тільки як стиснення потоку тілом лопаті. Крім того, в якості еквівалентної профілю дужки визначено дужку кола, що обмежує проектувальника при гідродинамічному розрахунку решітки впливати на розподіл швидкостей зміною форми дужки. Проте така форма є і найбільш простою у виготовленні.

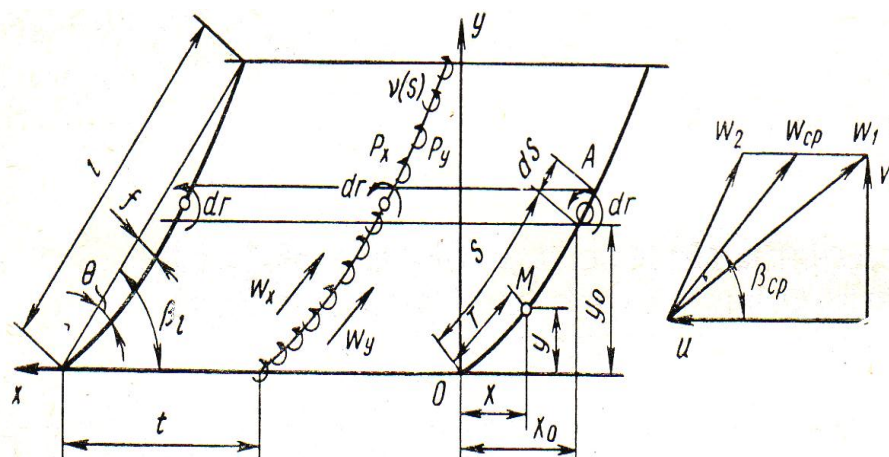


Рисунок 1.11 - Схема для розрахунку решітки профілів методом І.М. Вознесенського – В.Ф. Пекіна [45]

Метод Лесохіна-Сімонова [43, 47, 51] є подальшим розвитком методу розрахунку тонких дужок довільної форми. Побудову профілів кінцевої товщини виконують шляхом призначення максимальної товщини та закону розподілу товщин одного з профілів, що мають високі енергетичні та антикавітаційні характеристики (профілі ВІГМ, НАСА, Clark, Мунк та ін.)

Теоретично, головною перевагою методу Лесохіна є можливість визначати швидкості на профілі, і, як наслідок, усвідомлено конструювати та відпрацьовувати



форму профілю, тобто покращувати його енергетичні та антикавітаційні якості. Проте розрахунок даним методом використовується мало, через те, що дійсний напір, що отримується на випробувальному стенді, значно відрізняється від розрахункового.

Інший поширений метод розрахунку осьових робочих коліс – це метод підйомних сил. Розрахунок полягає у виборі крилових профілів для декількох радіусів лопаті робочого колеса та у визначенні кутів установки лопатки на відповідних радіусах [49]. При цьому приймають постійне значення напору для різних ліній течії.

Коефіцієнт підйомної сили решітки профілів розраховується за формулою [45]:

$$C_{yp} = \frac{t}{l} \cdot \frac{2gH_T}{W_{cp}^2} \cdot \frac{V_z}{u} \cdot \frac{\cos \lambda}{\sin(\beta_{cp} + \lambda)}$$

де  $t$  – крок решітки, м;

$l$  – хорда профілю, м;

$V_z$  – осьова швидкість, м/с;

$W_{cp}$  – середня швидкість натікання, м/с;

$U$  – колова швидкість, м/с;

$\lambda$  – кут між вектором підйомної сили та перпендикуляром до хорди профілю, вибираємо або по характеристиці профілю, або приймається рівним  $3 \dots 50^\circ$ .

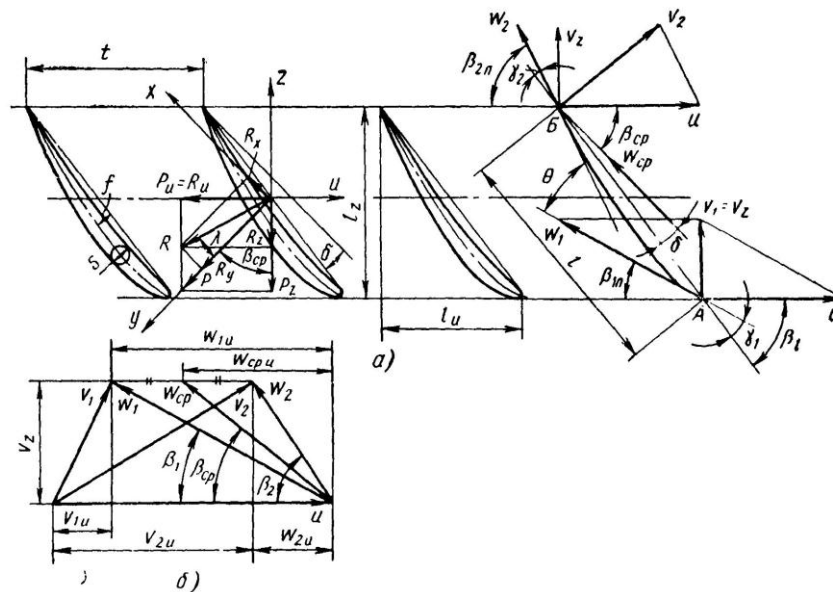


Рисунок 1.12 - Параметри решітки профілів осьового колеса [45]

За атласом обирають профіль, для якого отримане значення  $C_{yp}$  складає приблизно  $(0,8 \dots 0,85) C_y$  та за характеристикою знаходять відповідне значення кута атаки.

Основним недоліком методу підйомних сил є відсутність чітких вказівок щодо вибору коефіцієнтів  $C_y$ ,  $C_x$  та кута  $\lambda$ . Зважаючи на те, що метод базується на результатах продувок окремих профілів або решіток [49], розходження їх розрахункових та отриманих робочих характеристик, як правило, досить значні і необхідна відповідна експериментальна доводка нових проточних частин. Крім того, використання даного методу додатково обмежене наявністю та змістом відповідного атласу продувок профілів.

Методом розрахунку лопаті, розробленим у роботах Д. Я. Суханова, В. І. Богдановського, А. С. Єреміної та їх учнів, розрахована більшість осьових насосів типів ОПВ, ОВ та ОГ, які увійшли до ГОСТ 9366—80 «Осьові насоси».

Характерною особливістю даного методу є призначення нерівномірного розподілу по радіусу осьових швидкостей та циркуляції (таблиця 1.1) [46].

Таблиця 1.1 – Розподіли осьових швидкостей та циркуляції по висоті лопаті

$\bar{r}_i = r_i / r_K$	1,00	0,92	0,83	0,74	0,66	0,58	0,50
$\bar{v}_{a1i} = v_{a1i} / v_{a1cp}$	1,12	1,04	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
$\bar{v}_{a2i} = v_{a2i} / v_{a2cp}$	1,20	1,08	1,01	1,00	1,00	1,04	1,12
$\bar{\Gamma}_{2i} = r_i v_{a2i} / r v_{a2cp}$	0,70	0,87	0,99	1,00	1,00	0,96	0,88

Визначення відносного кроку та відносної кривизни середньої лінії профілю за формулами:

$$t/L = 0,591 \cdot 10^{-5} n_{so}^2 - 625 \cdot 10^{-5} n_{so} + 0,705 \bar{r}_i + 1,74 \quad f/L = 0,049 \bar{H}_p - 0,0466 \bar{H}_p \cdot \bar{r}_i - 0,044 \cdot \bar{r}_i + 0,062$$

де  $n_{so}$  – коефіцієнт швидкохідності в оптимальній точці.

Зважаючи на те, що дані формули є емпіричними, і отримані вони були при експериментальних дослідженнях осьових насосів з діапазоном швидкохідності  $n_s = 700 \dots 1000$ , вони мають частковий характер і можуть бути використані тільки для осьових проточних частин певного та досить обмеженого діапазону параметрів, і при проектуванні осьових робочих коліс низької швидкохідності скоріше за все не забезпечать необхідної точності отриманих результатів.

Що стосується методик, наведених у роботах [37-39], то вони розроблені для шнекових проточних частин, не враховують особливостей профільованої лопатки і не можуть в повній мірі бути використаними для малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності.

Теорії двовимірної течії в лопатевих решітках є основою для розуміння гідродинаміки лопатевих машин. Вони можуть бути використані (з достатньою точністю) для оцінки обтікання лопаток осьових гідромашин. Насправді ж потік в будь-якій лопатевій гідромашині є тривимірним; він не може бути ні вісесиметричним, ні усталеним; цей потік – вихровий, процеси в ньому незворотні, і завдяки наявності рухомих і нерухомих поверхонь вплив пограничного шару стає суттєвим.

Суттєве значення для точного розрахунку течії у всіх лопатевих гідромашинах має врахування всіх значних нев'язких (загромадження лопатями, поворот потоку,

втулкеві відношення і т.д.) та в'язких (ріст пограничного шару, дисипація енергії тощо) ефектів.

Так, в роботах [53, 54] використовуються тривимірні рівняння кількості руху та нерозривності. Дані рівняння вирішуються за допомогою кінцево-різницевої сітки, що покриває простір міжлопатевого каналу, а течія описується за допомогою циліндричної системи координат  $r, \theta, z_m$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{g}{\rho} \times \frac{\partial p}{\partial r} + w_r \times \frac{\partial w_r}{\partial r} + w_\theta \times \frac{\partial w_r}{\partial \theta} + w_{z_m} \times \frac{\partial w_r}{\partial z_m} - \frac{1}{r} \times (w_\theta + r \times \omega)^2 + F_r &= 0 \\ \frac{g}{\rho} \times \frac{\partial p}{\partial \theta} + w_r \times \frac{\partial w_\theta}{\partial r} + \frac{w_\theta}{r} \times \frac{\partial w_\theta}{\partial \theta} + w_{z_m} \times \frac{\partial w_\theta}{\partial z_m} + \frac{w_r \times w_\theta}{r} + 2 \times w_r \times \omega + F_\theta &= 0 \\ \frac{g}{\rho} \times \frac{\partial p}{\partial z_m} + w_r \times \frac{\partial w_{z_m}}{\partial r} + \frac{w_\theta}{r} \times \frac{\partial w_r}{\partial \theta} + w_{z_m} \times \frac{\partial w_{z_m}}{\partial z_m} + F_{z_m} &= 0 \\ \frac{1}{r} \times \frac{\partial r \times w_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \times \frac{\partial w_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial w_{z_m}}{\partial z_m} + \frac{1}{\rho} \times \left( w_r \times \frac{\partial \rho}{\partial r} + w_\theta \times \frac{\partial \rho}{\partial \theta} + w_{z_m} \times \frac{\partial \rho}{\partial z_m} \right) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Де  $w_{z_m}, w_\theta, w_r$  – осьова, колова та радіальна складові відносної швидкості, відповідно;

$F_{z_m}, F_\theta, F_r$  – компоненти в'язких сил, що перетворюються в нуль при розгляді для нев'язкого випадку.

На втулці, стінках камери та поверхнях лопатей повинна виконуватися гранична умова  $\vec{w}_R \cdot \vec{n} = 0$ , де  $\vec{n}$  – напрямний вектор нормалі межі каналу, а  $\vec{w}_R$  – повна відносна швидкість.

В роботах [55, 56] представлено метод проектування осьових органів, який охоплює деякі основні ефекти в'язкості. Припускається, що розподіл напружень зсуву рідини, що протікає в каналах – лінійний вздовж каналу: від поверхні тиску до поверхні розрідження. Значення напружень зсуву на стінці – відомі з емпіричних даних відносно коефіцієнта поверхневого тертя для чотирьох-лопатевого плоскоспирального каналу з роботи [57]. Додатковою вимогою є виконання умов прилипання, відповідно до якої на поверхні лопаті складові швидкості рівні нулю. Але автори зазначають, що розрахунки радіальної складової швидкості, проведені за цією теорією, мають в кращому випадку лише якісний характер, крім того, ця теорія є лише наближеною за рахунок використання різних спрощень та допущень.

Автори роботи [58] стверджують, що при проектуванні осьових робочих коліс за двовимірною теорією розрахункові параметри, прийняті при проектуванні, відрізняються від експериментальних приблизно на 25-30%. Це говорить про те, що параметрів, які використовуються у двовимірній теорії, не достатньо для опису геометрії робочого колеса. Тому вони пропонують розширити двовимірні теорії проектування за рахунок досліджень робочих коліс, які мають малі кути встановлення лопаті та впливу товщини профілю на параметри робочого колеса.

При проектуванні лопаті робочого колеса автор [58] використовує теорію ізольованих аеродинамічних профілів з коригуючими коефіцієнтами, які враховують тривимірність потоку, а також інтерференційні явища. Лінії обтікання профілю визначаються через розгляд складових швидкості – тангенціальної складової швидкості та складової, викликаної інтерференційними явищами, яка залежить від декількох факторів: втулкового відношення, кута установки лопаті, значення циркуляції, числа лопатей.

Для визначення швидкостей викликаних інтерференційними явищами спочатку виконують розрахунок, при якому лопать робочого колеса «видалена». Потім розраховують інтерференційні швидкості, які виникають від взаємодії з іншими лопатями робочого колеса в цій області (це основа двовимірних методів) та додають до значень швидкостей, які викликані вихроутвореннями в області вісі насоса.

Отже, поправка на тривимірність потоку складається з коефіцієнту, що враховує вплив інтерференційних явищ від взаємодії лопатей робочого колеса, коефіцієнту, що враховує вплив центрального низхідного вихору на інші лопасті, впливу центрального низхідного вихору на «видалену» лопать та коефіцієнту, що враховує циклічні явища, викликані «видаленою» лопаттю.

Автори зазначають, що для покращання кавітаційних умов розрахунковий напір краще отримувати за рахунок кривизни профілю, а не за рахунок зміни кутів атаки. Звичайно, для вигнутих профілів безударний вхід можливий приблизно при нульовому (відносно хорди) куті атаки та згладженому розподілі тисків. Якщо

розподіл тисків має велику від'ємну область на вхідній кромці, то вірогідність виникнення кавітації значно збільшується.

В роботах [59, 60] автори пропонують розраховувати гідродинамічні характеристики турбомашин методом дискретних вихорів. Даний метод дозволяє визначити стаціонарні та нестаціонарні, лінійні та нелінійні гідродинамічні характеристики досліджуваних об'єктів як при безвідривному, так і при відривному обтіканні.

Варто зауважити, що всі методики проектування були розроблені для класичних осьових проточних частин з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 700 \dots 1000$ . У працях А.Н. Папіра [29, 61] наведені дані щодо створення осьових проточних частин з  $n_s > 1000$ . При розробці їх лопатевих систем за основу була прийнята методика проектування осьових насосів для вказаного вище діапазону коефіцієнта швидкохідності. Але при випробуваннях спроектованих за нею насосів, дійсний напір, який створювався лопатевою системою при розрахунковому положенні лопатей, був суттєво меншим від прийнятого при проектуванні.

Аналогічна ситуація спостерігається і при проектуванні осьових ступенів низької швидкохідності. В роботі [9] було проаналізовано можливість використання існуючих методик проектування для розробки осьових ступенів із коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 250$ . В цілому, дослідження підтвердило початкове припущення щодо необхідності уточнення існуючих методик при проектуванні осьових РК низької швидкохідності, оскільки було отримано значні розходження між розрахунковими та дійсними параметрами ступеня. Так, розходження по напору складали від 5% до 30%, а оптимальні подачі зміщувалися по відношенню від запланованих в сторону більших подач на 8...16%.

Щодо коефіцієнту корисної дії, то він складав  $\leq 80\%$ , що для свердловинних насосів є прийнятним значенням. Зважаючи на те, що методики проектування не дають необхідної точності для створення геометрії малогабаритних осьових проточних частин низької швидкохідності, є всі підстави очікувати, що при визначенні раціональних діапазонів основних геометричних параметрів, які впливають на енергетичну ефективність ступеня, значення ККД буде збільшено.

Таким чином, результати дослідження показали, що існуючі методики не дають результатів необхідної точності та потрібне створення методики проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності.

### **1.5 Визначення мети та задач дослідження, об'єкту, предмету та методів дослідження**

Виконаний літературний огляд дозволяє наступним чином сформулювати мету даної роботи – підвищення енергетичної ефективності малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності свердловинного насоса для систем водопостачання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити ряд задач.

Аналіз літератури показав, що широке використання вищезгаданих ступенів 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 проточної частини, в тому числі структури втрат в малогабаритному осьовому ступені низької швидкохідності.

Базуючись на аналізі гідродинамічних особливостей роботи ступеня, 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 основних положень методики проектування лопатевих систем нового типу та проточних частин на їх базі.

Проте, необхідно розглядати не тільки задачу відпрацювання окремої проточної частини під насосний агрегат з конкретними параметрами, а й задачу створення відповідного типорозмірного ряду модельних проточних частин (якісна реалізація саме такого підходу при створенні малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності зумовила б їх використання на багато років вперед, та створення на їх базі великої кількості різноманітних за параметрами, призначенням

та конструктивному виконанню насосних агрегатів). Таким чином, наступною задачею роботи є створення типорозмірного ряду заглибних свердловинних насосів.

У якості об'єкта дослідження розглядається робочий процес в проточній частині проміжного ступеня багатоступінчастого заглибного свердловинного насоса. На рисунку 1.11 представлено загальний вигляд досліджуваного ступеня.

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

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 експериментальне дослідження інтегральних характеристик проміжного ступеня та насосного агрегату на стенді та порівняння отриманих результатів з чисельним моделюванням.

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

Приведений вище вибір у якості об'єкта дослідження робочого процесу проміжного ступеню багатоступінчастого осьового свердловинного насоса носить загальний характер і для вирішення поставлених задач вимагає деякої конкретизації. В рамках даної роботи планується увага була зосереджена на визначенні раціональних співвідношень геометричних параметрів лопатевої решітки ступеня для створення методики проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності. Для цього необхідно вивчити фізичну природу втрат в елементах досліджуваної проточної частини в робочому діапазоні ( $0,8Q_{ном} - 1,2 Q_{ном}$ ).

Предметом же дослідження було обрано напірні та енергетичні характеристики малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності багатоступінчастого свердловинного насоса.



В зв'язку з перспективою створення типорозмірного ряду осьових свердловинних насосів для водопостачання, типорозміри насосів повинні відповідати основному принципу уніфікації [62], який полягає в необхідному збільшенні різноманітності насосів одного класу при обмежених ресурсах та мінімальному збільшенні складових елементів конструкції. Під елементами конструкції маються на увазі складові частини насосів, технічні рішення, вимоги до насосів, що встановлюються в технічній документації, технологічні процеси їх виготовлення, методи випробовувань і т.д.

Якщо розглядати насос як складну систему, що складається з елементів з своїми властивостями, що обумовлюють використання насосу в даній системі, то можна виділити проточну частину насоса, а саме його проміжний ступінь як предмет уніфікації. Даному елементу системи притаманні основні властивості, які відповідають за діапазон роботи насоса. За даних умов визначення уніфікації можна сформулювати наступним чином: необхідне збільшення діапазону роботи насоса по подачі з однаковою величиною напору, що забезпечується мінімальною кількістю типорозмірів ступеня.

Існування такого типорозмірного ряду свердловинних насосних агрегатів дозволить розробникам насосів відійти від існуючої практики створення машин на конкретні умови та використовувати блочно-модульний принцип проектування; виробникам – збільшити серійність, а споживачу – легко комплектувати необхідну йому конфігурацію насосних систем з обмеженого числа вихідних насосних ступенів, тим самим зменшуючи вартість життєвого циклу не тільки самих насосів, але й систем, у яких вони використовуються.

Для формування типорозмірного ряду автори роботи [62] пропонують ввести наступні обмеження:

1. Для значень подачі насоса, яка приймається в якості вихідного параметра, повинні бути використані геометричні ряди переважних (бажаних) чисел за ГОСТ 8032-84 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел».

Якщо перенести дане обмеження на досліджувані насоси, враховуючи потреби сучасного ринку заглибних свердловинних насосів для водопостачання та

існуючий типорозмірний ряд свердловинних насосів типу ЕЦВ (ГОСТ 10428—79), можна зробити висновок, що доцільно буде використовувати наступні значення подач: 125 м<sup>3</sup>/год, 160 м<sup>3</sup>/год, 200 м<sup>3</sup>/год, 250 м<sup>3</sup>/год.

2. Частота обертання насоса (синхронна) знаходиться в ряду  $50/p$  Гц, де  $p$  – кількість пар полюсів.

Зважаючи на те, що для створення заглибного свердловинного насосного агрегату на основі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності буде використовуватися стандартний заглибний електродвигун, синхронна частота обертання якого рівна 3000 об/хв (50 Гц), то дане обмеження буде виконуватися в повному обсязі.

3. Типорозмірний ряд насосів повинен забезпечувати виникнення конструктивного ряду лінійних та кутових розмірів форми проточної частини насоса на основі явищ подібності.

4. Значення затраченої потужності при відповідній частоті обертання забезпечується існуючими (або перспективними) електродвигунами.

5. Необхідний надкавітаційний напір не викличе складностей при виборі насоса.

Зважаючи на те, що даний насос – свердловинний, працює завжди з підпором, тому проблема кавітації стоїть не так гостро і складностей з забезпеченням необхідного надкавітаційного напору зазвичай не виникає.

У роботі [63] для спрощення технології виробництва пропонується встановити єдиний ряд зовнішніх діаметрів  $D_2$  робочого колеса і за рахунок обточки варіювати значеннями напору. У свердловинних насосах на зовнішній діаметр робочого колеса накладає обмеження діаметр обсадних труб свердловини, тому в одному умовному габариті свердловини зовнішній діаметр робочого колеса буде залишатися постійним. Для спрощення ж як геометрії проточної частини, так і технології виробництва доцільно обирати єдине значення діаметру втулки робочого колеса  $d_{em}$  в одному умовному габариті свердловин. Це дозволить виготовляти ступені на різні подачі, які відрізняються лише лопатевою системою.

Проблема визначення рядів напорів – окрема тема дослідження, вирішується конкретно для кожної галузі та не висвітлюється в рамках даної роботи. В даній роботі напори ступенів приймаються однаковими, а напори насосів визначаються вимогами системи та отримуються зміною числа ступенів.

## 1.6 Висновки

Виконаний інформаційно-аналітичний огляд сучасного стану проблем, пов'язаних з роботою заглибних свердловинних насосів для артезіанського водопостачання дозволяє зробити наступні висновки:

- загострення світової проблеми постачання якісної питної води, обумовлене зростаючим забрудненням поверхневих водойм, вимагає нових рішень в системах водопостачання;

- основна частина експлуатаційних витрат насосного обладнання, що використовується на українських водоканалах, складає витрати на електроенергію, ремонт та заміну обладнання, тому їх зниження є актуальним та сприяє загальному зниженню вартості життєвого циклу систем водопостачання. Тому на сучасному етапі розвитку систем водопостачання метою наукових пошуків стає визначення нових напрямів в підвищенні ефективності роботи свердловинних заглибних насосів, так як в області їх проектування та експлуатації встановлена велика кількість перспективних та ще не вирішених задач;

- при збереженні сучасних тенденцій розвитку насособудування в області свердловинних насосів значні перспективи має створення осьових проточних частин низької швидкохідності, які мають високий гідравлічний ККД та можуть забезпечувати високі значення подач при мінімальних радіальних габаритах, що вкрай важливо для свердловин.

- для створення насоса такого типу варто в першу чергу намітити можливі шляхи проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності;

- на даний момент існує велика кількість робіт, спрямованих на розробку методик проектування осьових робочих коліс. Кожна з них в своїй основі враховує

лише окремо вибрані умови, які характерні для певного типорозміру насосних агрегатів, або для певної конструкції;

- аналіз існуючих методик проектування осьових проточних частин показав, що при проектуванні малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності неможливо використовувати існуючі методики без уточнення та доопрацювання;

- на основі проведеного літературного огляду для досягнення поставленої мети намічені основні задачі дослідження, які полягають у наступному: визначення особливостей робочого процесу досліджуваного ступеня, в тому числі структури втрат в проточній частині; визначення раціональних діапазонів основних геометричних параметрів ступеня; формулювання положень методики проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності та створення їх типорозмірного ряду. В якості об'єкта дослідження розглядається робочий процес в проточній частині проміжного малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності багатоступінчастого свердловинного насоса. В якості методів проведення дослідження обрано аналіз та наукове узагальнення відомих літературних джерел, аналітичне та чисельне дослідження, експериментальне дослідження;

- намічено шляхи створення типорозмірного ряду малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності. В якості основного параметру уніфікації обрано подачу ступеня. Типорозмірний ряд буде складатися з чотирьох типорозмірів ступенів на подачі 125 м<sup>3</sup>/год, 160 м<sup>3</sup>/год, 200 м<sup>3</sup>/год, 250 м<sup>3</sup>/год, напір насосу буде регулюватися кількістю ступенів. Створення даного типорозмірного ряду дозволить задовольнити потреби вітчизняного ринку насосного обладнання для систем артезіанського водопостачання.

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ВПЛИВУ НА НЬОГО ОСНОВНИХ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАЛОГАБАРИТНОГО ОСЬОВОГО СТУПЕНЯ НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ

### 2.1 Особливості конструкції малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності

Як зазначалося в попередньому розділі, на даний момент не існує чіткої методики проектування осьових робочих коліс низької швидкохідності, оскільки існуючі методики в основному розраховані на класичні осьові проточні частини з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 700 - 1000$ , і не дають результатів необхідної точності для досліджуваних проточних частин. Як було показано в статті [9], при проектуванні малогабаритного осьового ступеня на значення коефіцієнту швидкохідності  $n_s = 265$ , три найбільш широко використовувані методики проектування дали значні розходження проектних параметрів з дійсними.

Для встановлення основних геометричних параметрів та особливостей ступеня розглянемо його конструкцію та схему руху рідини, яка представлена на рисунку 2.1.

Як уже зазначалося, ступінь виконувався виходячи з забезпечення максимально можливого напору з метою зменшення кількості ступенів в насосі, а відповідно, їх розмірів, ваги та вартості. Досліджуваний ступінь має практично граничні для осьових РК значення коефіцієнту напору (за даними [64] максимальне значення  $K_n$  складає  $0,25 - 0,27$ ) та досить низьке значення коефіцієнту витрати ( $K_Q = 0,185$ ). У порівнянні, класичні осьові робочі колеса проектуються звичайно на коефіцієнти подачі порядку  $K_Q = 0,5$  та коефіцієнти напору  $K_n = 0,12 - 0,15$ .

Перш за все необхідно звернути увагу на те, що зовнішній діаметр робочого колеса є незмінним, сталим параметром, що залежить від умовного габариту свердловини. Дослідження проводилося для умовного габариту 8 дюймів, бо за аналізом ринку, даний габарит свердловин найбільш затребуваний. Таким чином,

виходячи з конструктивних міркувань, зовнішній діаметр робочого колеса доцільно обрати рівним 155 мм.

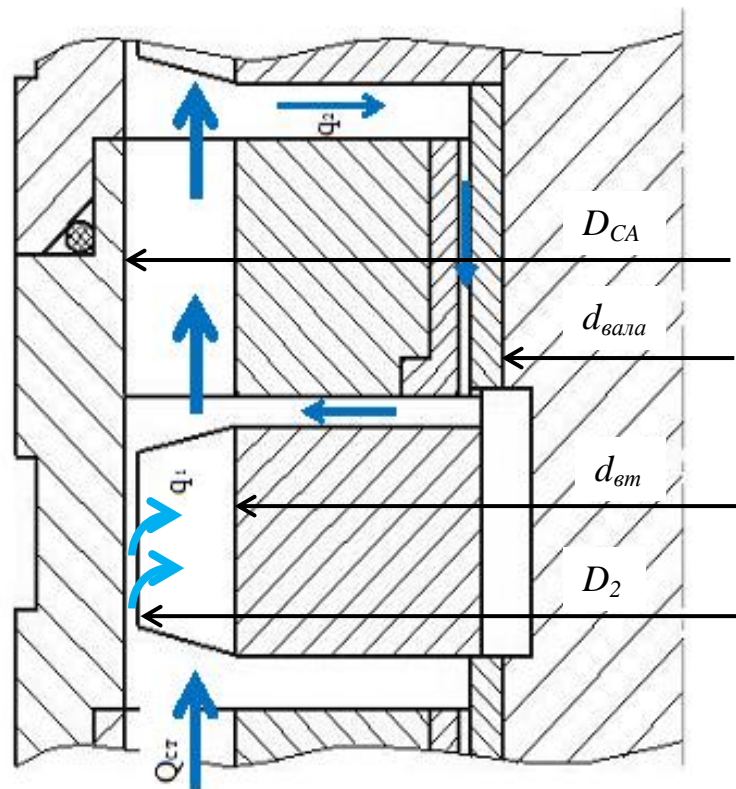


Рисунок 2.1 – Схема руху рідини в проміжному малогабаритному осьовому ступені низької швидкохідності

Для забезпечення напірних характеристик значення втулкового відношення також нехарактерне для осьових робочих коліс і знаходиться в діапазоні 0,75 – 0,85 [65-67], значення більші, ніж зазначені, призведуть до критичного зменшення висоти лопаті, яке є неприйнятним, а значення менші, ніж зазначені, не дозволять забезпечити необхідного рівня напірних характеристик. Виходячи з вищезазначеного та з конструктивних міркувань доцільно обрати  $\bar{d} = 0,8$ .

Зважаючи на значення втулкового відношення, висота лопаті робочого колеса малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності прийме нехарактерно малі значення порядку 10 – 20 мм. Така висота лопаті неминує призведе до викривлення епюр швидкості (у порівнянні з класичними осьовими робочими колесами) за рахунок збільшення впливу на основний потік в

міжлопатовому каналі пограничного шару, а також впливу струмини, що витікає через радіальний зазор, на основний потік.

Крім того, необхідність забезпечення високих напірних характеристик призводить до збільшення кута установки лопаті.

Зважаючи на те, що метою дослідження є створення малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності з підвищеною енергетичною ефективністю, то його основними параметрами є енергетичні характеристики при заданому рівні значення напору ( $K_n = 0,25$ ). Основними геометричними характеристиками, що впливають на ККД осьової проточної частини є перш за все густина лопатевої решітки, крім того, втулкове відношення, зазор між лопатевою решіткою робочого колеса та статорного апарата, міжступеневі зазори, форма профілю лопаті (його відносна товщина, закон розподілу товщини, форма вхідних кромки тощо).

Зважаючи на вище викладене, необхідне проведення дослідження основних геометричних величин ступеня для визначення їх раціональних діапазонів варіювання, що дозволить створити високоефективний малогабаритний осьовий ступінь для багатоступінчастих свердловинних насосів.

## 2.2 Робочий процес малогабаритного осьового ступеня

Робочий процес в проточній частині проміжного ступеня представляє собою перетворення та перерозподіл величин кожної з форм енергії, тому в якості моделі робочого процесу може бути використана модель розподілу енергії. В основі прогнозування характеристик проміжного малогабаритного осьового ступеня будемо вважати розрахунок балансу енергії. При цьому виконується розрахункове розділення гідравлічних втрат між елементами проточної частини та наступний перерахунок ідеальних характеристик із врахуванням складових втрат [68].

Робоче колесо – єдиний робочий орган насоса, де відбувається приріст повної питомої енергії рідини, що виражається рівнянням (2.2) без урахування втрат.

$$H_{Tpp} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{(r_2\omega)^2 - (r_1\omega)^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}, \quad (2.2)$$

Перший член рівняння  $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$  характеризує приріст кінетичної енергії рідини в робочому колесі (динамічний напір). Сума двох інших членів визначає статичний напір (енергію тиску). Якщо віднести статичний напір робочого колеса до теоретичного – отримаємо значення коефіцієнта реактивності, який характеризує приріст потенційної енергії тиску в робочому колесі.

Зважаючи на те, що коефіцієнт реактивності досліджуваного робочого колеса складає 0,85 (тобто у робочому колесі 85% повної питомої енергії рідини перетворюється в потенційну енергію тиску, відповідно 15 % перетворюється у статорному апараті), можна сказати, що основні гідравлічні втрати будуть мати місце в саме робочому колесі. Тому в роботі основна увага буде приділятися малогабаритному осьовому робочому колесу.

Таким чином, для визначення напору, що створюється ступенем використаємо залежність:

$$H_{ст} = H_{Трк} - SQ^2, \quad (2.1)$$

де  $H_{Трк}$  – теоретичний напір робочого колеса;

$Q$  – подача ступеня;

$S=f(\zeta_{\Sigma})$  – коефіцієнт, що враховує втрати напору, де  $\zeta_{\Sigma}$  – сумарний коефіцієнт втрат.

Гідравлічні втрати мають складну природу, тому складні з точки зору їх теоретичного та експериментального дослідження. Основною причиною цього є складність фізичних процесів, що відбуваються в динамічних насосах. Рух в'язкої рідини в загальному випадку супроводжується розсіюванням енергії, тобто гідравлічними втратами. Причиною виникнення цих втрат є опір в'язкої рідини змінам форми каналів проточної частини.

В загальному випадку гідравлічні втрати в проточній частині малогабаритного осьового ступеня можна представити у вигляді:

$$\sum \Delta h = \Delta h_{PK} + \Delta h_{CA}, \quad (2.3)$$



де  $\Delta h_{PK}$  – втрати напору в робочому колесі;

$\Delta h_{CA}$  – втрати напору в статорному апараті.

Так як  $\Delta h_{PK} \gg \Delta h_{CA}$ , то  $\sum \Delta h = \sum \Delta h_{PK} = \zeta_{PK} \frac{V_m^2}{2g}$  [43, 69],

В міжлопатевому каналі осьового ступеня розрізняють декілька видів втрат: профільні, торцеві, вторинні та шпаринні втрати. Кожен вид втрат характеризується відповідним коефіцієнтом втрат.

Відповідні коефіцієнти втрат найчастіше визначають за наступними формулами [69]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta_{np} = c_{xnp} \frac{b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m}, \\ \zeta_m = m_m \frac{1 \cos^2 \beta_1}{h' \cos^2 \beta_m}, \\ \zeta_{uu} = m_{uu} \frac{\bar{\delta} c_y^2 b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m}, \\ \zeta_e = m_e c_y^2 \frac{b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m}, \\ \zeta_{\Sigma} = \zeta_{np} + \zeta_m + \zeta_{uu} + \zeta_e, \end{array} \right. \quad (2.4)$$

де  $\zeta_{np}$  – коефіцієнт профільних втрат;

$\zeta_m$  – коефіцієнт торцевих втрат;

$\zeta_{uu}$  – коефіцієнт втрат у шпарині;

$\zeta_e$  – коефіцієнт вторинних втрат;

$\zeta_{\Sigma}$  – сумарний коефіцієнт втрат;

$c_{xnp}$  – коефіцієнт лобового опору профілю;

$b/t$  – густина решітки;

$\beta$  – кути потоку;

$\bar{\delta}$  – відносний радіальний зазор;

$c_y$  – коефіцієнт підйомної сили;

$m_m \approx 0,016$ ,  $m_{uu} \approx 0,5$ ,  $m_e \approx 0,016$  – коефіцієнти;

$h' = \frac{h}{b}$  – відносне подовження лопаті ( $h$  – висота лопаті,  $b$  – довжина хорди

лопаті на середньому перетині).

Проте, як показують дослідження [70], дані залежності не завжди дають результати необхідної точності. А зважаючи на те, що досліджувана проточна частина має ряд особливостей, необхідне уточнення формул для визначення коефіцієнтів втрат напору.

Будь-яку лопатеву машину, в тому числі і насос на основі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності, можна розглядати як поєднання послідовно з'єднаних між собою нерухомих каналів та каналів, що обертаються, профілів різної форми та довжини, при чому кожний з них має певні гідравлічні опори.

Для розрахунку втрат в цих випадках зазвичай використовують схему поділу на три складові: втрати напору, обумовлені тертям об стінки каналу  $\Delta h_m$ , втрати, пов'язані з розширенням каналу  $\Delta h_p$ , і втрати, пов'язані з поворотом потоку. Останню складову враховувати не будемо, оскільки вона однакова для всіх  $h'$  при фіксованому значенні втулкового відношення. Крім того, врахуємо втрати в радіальному зазорі. При розрахунках будемо вважати, що натікання потоку на лопаті відбувається з нульовим кутом атаки.

Для приблизної оцінки гідравлічних опорів дифузорних каналів складної форми у ряді випадків [69-71] використовується поняття так званого еквівалентного дифузора, у якого осьова довжина, площі вхідного та вихідного перетинів рівні відповідним параметрам вихідного дифузорного каналу. Використання двох геометричних параметрів еквівалентного дифузору, а саме кута розкриття та ступеня розширення, знайшло широке використання в інженерних розрахунках. Проте для проточних частин, утворених лопатями малого подовження (як у випадку малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності) даний метод не дає результатів необхідної точності. В роботах [69, 70] було введено поняття місцевого кута розкриття дифузора, що дало можливість підвищити точність отримуваних

результатів. Скористаємося даним підходом для оцінки ефективності роботи ступеня. Кут розкриття еквівалентного дифузора:

$$\alpha_m = 2 \operatorname{arctg} \left( \frac{l}{P} \frac{dS}{dl} \right), \quad (2.5)$$

де  $P$  – змочений периметр,  $S$  – площа поперечного перетину,  $l$  – поздовжня координата каналу.

Знайдемо значення  $\alpha_m$  в міжлопатевому каналі, виходячи з наступних припущень: решітка складається з нескінченно тонких профілів, середня лінія профілю – дужка кола, параметри решітки на середньому радіусі характерні для всього міжлопатєвого каналу.

Представимо решітку, як це показано на рисунку 2.2, дужками одного й того ж радіусу  $R$ , центри яких віддалені на деяку відстань  $O_1O_2$ . Дана відстань рівна діагоналі трикутника з катетами  $a$  та  $b$ ; фронтальні лінії 1-1 та 2-2 проведемо паралельно  $O_1O_2$ . Основним параметром, що буде визначати функції  $P(l)$  та  $S(l)$ , є величина  $a=f(\varphi)$ , при чому в кожній точці ліній  $a$  та  $l$  перетинаються під прямим кутом. Для визначення  $a(\varphi)$ , побудуємо на діагоналі  $O_1O_2$  два кола діаметром  $d = \frac{O_1O_2}{2}$ .

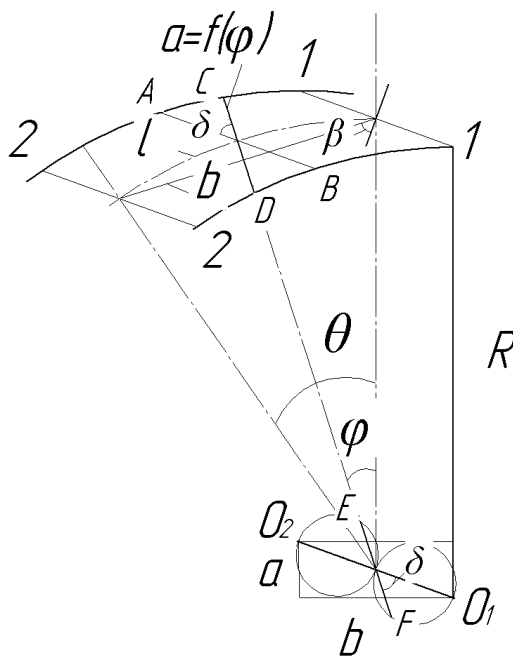


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема визначення місцевого кута розкриття еквівалентного дифузора

Нескладно показати, що  $O_1O_2 = AB = t$ , де  $t$  – крок решітки та, крім того  $a = CD = EF$ ,  $\delta = \beta + \Theta/2 - \varphi$ .

Шляхом нескладних перетворень, можна отримати наступний вираз:

$$a = t \cos\left(\beta_{\pi 1} - \frac{l}{R}\right),$$

де  $\beta_{\pi 1}$  – кут установки лопаті,  $l$  – поточне значення довжини дужки кола.

Враховуючи, що  $t = \frac{\pi D_2}{z}$ , а  $S = ha$ , можна отримати наступну формулу для місцевого кута розкриття еквівалентного дифузора міжлопатевого каналу:

$$\alpha_m = \operatorname{arctg} \left( \frac{h' \sin\left(\beta_{\pi 1} - \frac{l}{R}\right) \sin\left(\frac{\Theta}{2}\right)}{h' \left(\frac{b}{t}\right) + \cos\left(\beta_{\pi 1} - \frac{l}{R}\right)} \right), \quad (2.6)$$

Таким чином, отримали формулу для кута місцевого розкриття дифузору, що пов'язує всі основні геометричні параметри решітки.

На рисунку 2.3 представлено залежності місцевого кута розкриття дифузору від відносної довжини каналу робочого колеса малогабаритного осьового ступеню низької швидкохідності. При цьому під відносною довжиною каналу розуміється відношення поздовжньої координати каналу до максимальної довжини каналу

$(l' = \frac{l}{l_{\max}})$ .

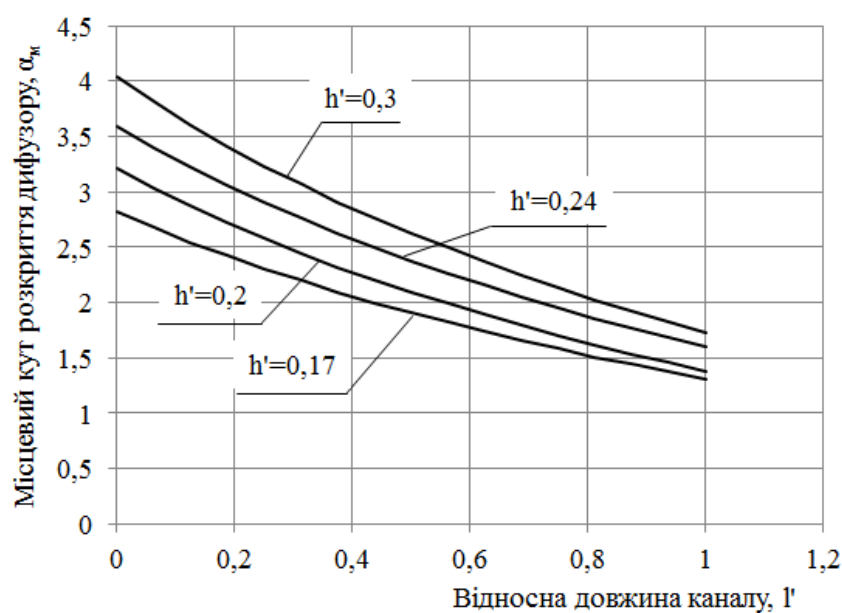


Рисунок 2.3 – Залежність значень місцевого кута розкриття дифузору від відносної довжини каналу

Розрахунки кута  $\alpha_m$  для досліджуваних робочих коліс показують, що  $\alpha_m$  змінюється вздовж вісі каналу, зменшуючись до виходу з нього практично по лінійному закону; градієнт даного значення поступово зростає при збільшенні відносної висоти лопаті. Варто зауважити, що з врахуванням тілесності профілів (при малих відносних товщинах профілю) характер представлених кривих якісно мало зміниться.

Проведені розрахунки місцевого кута дифузору вказують на те, що зменшення відносної висоти лопаті призводить до зниження загальної дифузорності каналу. Можна також припустити, що одним із способів підвищення ефективності вінця є профілювання, що забезпечує найменші величини  $\alpha_m$  та його градієнту в будь-якій точці. Скориставшись формулою для  $\alpha_m$ , виконаємо якісні оцінки втрат напору в вінцях з різними відносними висотами лопаті, як це робиться при розгляді криволінійних дифузорів.

Коефіцієнти втрат від тертя та повороту потоку визначимо виходячи з місцевих кутів розкриття еквівалентного дифузора вздовж осьової лінії міжлопатевого каналу, вважаючи, що параметри решіток та потоку на середньому радіусі характерні для всієї лопаті. При розрахунках приймемо умову, що коефіцієнт втрат на розширення не буде залежати від кутів атаки профілів решіток.

Як відомо з робіт [73, 74], величина  $\Delta h_m$  в елементарному дифузори визначається за наступною залежністю:

$$\Delta h_m = \frac{\lambda_m}{8 \sin\left(\frac{\alpha_m}{2}\right)} \frac{W^2}{2g} \frac{\Delta F}{F}, \quad (2.7)$$

де  $\lambda_m$  – гідравлічний коефіцієнт тертя;

$W$  – відносна швидкість в каналі;

$F$  – площа перетину дифузора.

Таким чином, коефіцієнт втрат напору на тертя буде рівним:

$$\zeta_m = \frac{\Delta h_m}{W^2/2g} = \frac{\lambda_m}{8 \sin\left(\frac{\alpha_m}{2}\right)} \left(1 - \frac{1}{n^2}\right), \quad (2.8)$$

де  $n$  – ступінь розширення дифузору.

Для визначення коефіцієнта втрат від розширення каналу, скористаємося співвідношенням, що запропоновано у роботі [75]:

$$\zeta_p = 2 \int_0^n \varphi(\alpha_m) \left(1 - \frac{1}{f}\right) \frac{1}{f^2} df, \quad (2.9)$$

де  $f$  – місцевий ступінь розширення каналу,  $n$  – загальний ступінь розширення,  $\varphi(\alpha_m)$  – коефіцієнт пом'якшення удару.

Вважаючи, що залежність  $\varphi(\alpha_m)$  в міжлопатевому каналі така ж, як і у випадку прямого круглого дифузора, апроксимуємо  $\varphi(\alpha_m)$  наступною формулою:

$$\varphi = 3,62 \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_m}{2}\right)^{1,3}.$$

Зважаючи на те, що значення місцевого кута розкриття дифузору менше  $5^\circ$ , можна прийняти, що  $\sin\left(\frac{\alpha_m}{2}\right) = \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_m}{2}\right)$ , тоді легко отримати:

$$\zeta_p = 14,48 \sin \frac{\Theta}{2} \int_0^1 \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_m}{2}\right)^{1,3} \Phi dx, \quad (2.10)$$

$$\Phi = \left(1 - \frac{\cos(\beta_{n1})}{\cos(\beta_{n1} - 2x \sin(\frac{\Theta}{2}))}\right) \left(\frac{\cos(\beta_{n1}) \operatorname{tg}(\beta_{n1} - 2x \sin(\frac{\Theta}{2}))}{\cos(\beta_{n1} - 2x \sin(\frac{\Theta}{2}))}\right). \quad (2.11)$$

Коефіцієнт втрат у радіальному зазорі розрахуємо за формулою, що пропонується в роботі [45]:

$$\zeta_{uz} = \zeta_{ex} + \frac{\lambda_m l_{uz}}{D_2}, \quad (2.12)$$

де  $l_{uz}$  – довжина зазору;

$\zeta_{ex}$  – коефіцієнт опору на вході в зазор ( $\zeta_{ex} = 0,3 - 0,5$ );

$D_2$  – гідравлічний радіус зазору, який можна визначити за формулою

$$D_2 = \frac{4l_{uz} \delta}{2l_{uz} + 2\delta} \quad (\delta - \text{довжина радіального зазору}).$$

$$\zeta_{uz} = \zeta_{ex} + \frac{\lambda_m l_{uz}}{\frac{4l_{uz} \delta}{2l_{uz} + 2\delta}} = \zeta_{ex} + \frac{\lambda_m l_{uz} (l_{uz} + \delta)}{2l_{uz} \delta}. \quad (2.13)$$

За допомогою формул (2.6 – 2.13) було визначено коефіцієнти втрат в міжлопатевих каналах досліджуваних робочих коліс для випадку, коли кут атаки  $\alpha = 0$ . Дані відповідних розрахунків наведено на рисунку 2.4.

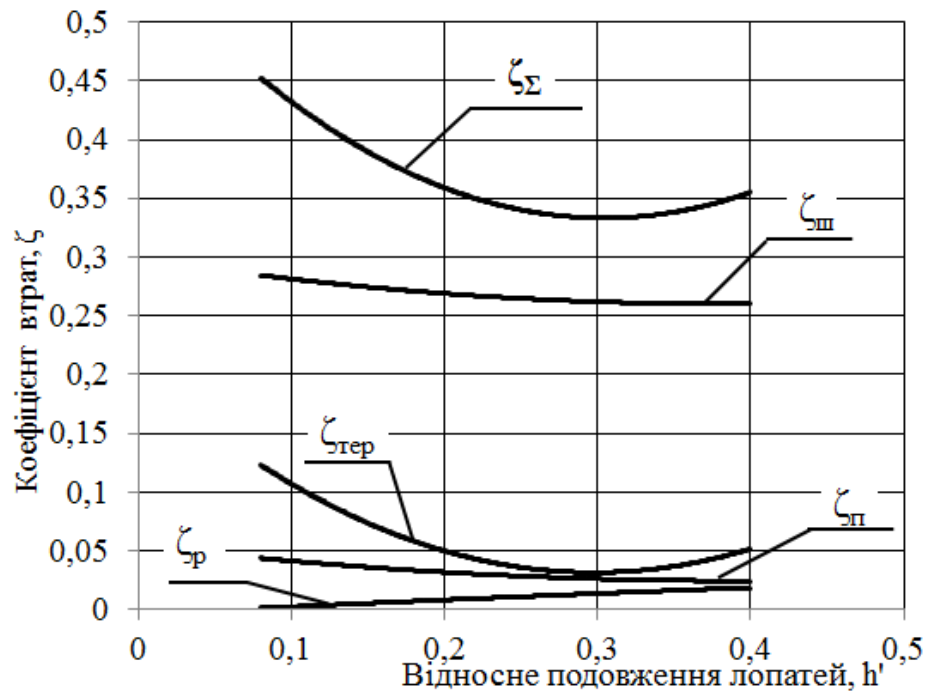


Рисунок 2.4 – Залежність коефіцієнтів втрат у міжлопатевому каналі малогабаритного осевого колеса низької швидкохідності від відносного подовження лопаті

Аналізуючи криві, зображені на рис. 2.4, варто зазначити, що отримана крива сумарного коефіцієнту втрат має чітко виражений мінімум, що знаходиться в діапазоні значень відносного подовження лопаті 0,2 – 0,4. Крім того, з чотирьох складових сумарного коефіцієнту втрат, найбільші значення має коефіцієнт втрат напору в радіальному зазорі.

Апроксимуючи криві, зображені на рис. 2.4 за допомогою ПЕВМ з середньоквадратичною похибкою менше 1%, було отримано систему рівнянь:

$$\begin{cases} \zeta_{тер} = 2(h')^2 - 1,15h' + 0,2; \\ \zeta_{ш} = 0,27(h')^2 - 0,2h' + 0,3; \\ \zeta_{п} = 0,2(h')^2 - 0,15h' + 0,06; \\ \zeta_{р} = -0,02(h')^2 - 0,06h'; \\ \zeta_{\Sigma} = 2,45(h')^2 - 1,56h' + 0,56. \end{cases} \quad (2.14)$$

Таким чином, було визначено, що доцільно проектувати малогабаритні осеві ступені низької швидкохідності з відносним подовженням лопатей у

діапазоні 0,2 – 0,4, оскільки гідравлічні втрати у цьому діапазоні будуть мінімальними.

Виходячи з формул (2.14) можна отримати значення втрат напору в робочому колесі досліджуваного ступеня:

$$\Delta h = \zeta_{\Sigma} \frac{V_m^2}{2g}.$$

Таким чином, визначено структуру та уточнено методику розрахунку втрат у міжлопатеких каналах малогабаритного осьового робочого колеса.

### 2.3 Методика проведення чисельного експерименту

Попередню перевірку та підтвердження потрібної точності співвідношень (2.14) було виконано на основі результатів чисельного розв'язання (за допомогою програмного продукту ANSYS CFX) математичної моделі робочого процесу насоса, адекватність якої доведена результатами експериментальних досліджень.

В основу даного програмного продукту закладено метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [76]: рівнянь руху в'язкої рідини з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість використання результатів чисельного дослідження. Неодноразова апробація даного програмного продукту [12, 13, 77-79] підтвердила його придатність до вирішення задач насособудування.

Моделлю потоку рідини прийнято чисельне розв'язання рівнянь Рейнольдса [80, 81], що описують турбулентні течії. Метод осереднення Рейнольдса полягає в заміні характеристик потоку, що випадково змінюються (швидкість, тиск, густина) сумами осереднених та пульсаційних складових. В разі стаціонарної течії нестискуваної ньютонівської рідини рівняння Рейнольдса записуються у наступному вигляді:

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ -\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right]. \quad (2.15)$$

Де змінні, що осереднені по часу, відмічені рискою зверху, а пульсаційні складові – апострофом. 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 використана модель турбулентності  $k$ - $\varepsilon$ , що враховує особливості течії біля твердих стінок і у зовнішньому потоці та забезпечує задовільні результати для розрахунків потоків, що обмежуються стінками.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (2.17)$$

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:

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

Константи  $k$  -  $\varepsilon$  моделі [82, 83]:  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ .

Розрахунок течії виконувався в стаціонарній постановці. Робоче середовище (вода за нормальних умов) приймалося нестисливим, режим течії – турбулентний.

При проведенні чисельного дослідження були прийняті наступні припущення:

- потік на вході в розрахункову область – вісесиметричний;
- відсутні витоки у міжступневих ущільненнях.

Для проведення чисельного дослідження були створені тривимірні моделі проточних частин (рис. 2.5).

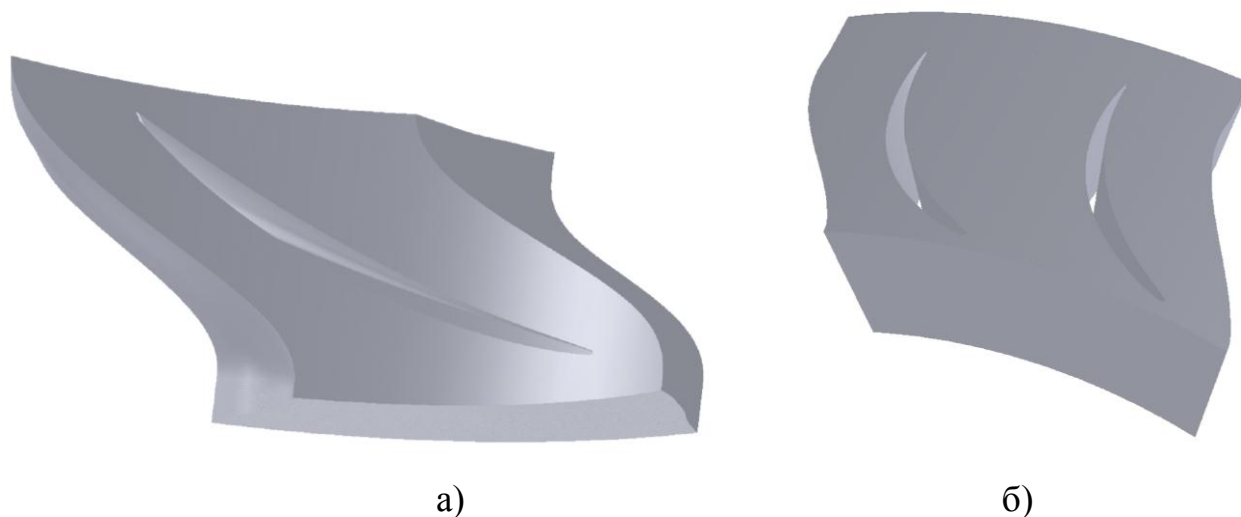


Рисунок 2.5 – Приклад геометричної моделі міжлопатевого каналів: а) робочого колеса; б) статорного апарата

З метою економії ресурсів можливо використовувати геометричну модель, що є лише частиною повного об'єму рідини. У даному випадку модель містила один канал робочого колеса і два канали статорного апарату.

Для перевірки сіткової незалежності були побудовані розрахункові сітки, які мали для робочого колеса по 0,4 млн., 0,8 млн., то 1,6 млн., призматичних комірок, для статорного апарату – по 0,3 млн., 0,6 млн. та 1,2 млн. відповідно (приклади сіток наведено на рис. 2.6). Аналіз інтегральних величин, отриманих за результатами чисельного дослідження, для сіток з різною густиною показав, що при кількості комірок більше 0,8 млн. для робочого колеса та більше 0,6 млн. для статорного апарата результати відрізняються не більше, ніж на 1%, що свідчить про сіткову незалежність. Подальше чисельне моделювання проводилося для розрахункових сіток, що мали приблизно 0,8 млн. та 0,6 млн. комірок для робочого колеса та статорного апарата відповідно. В таблиці 2.1 наведено основні параметри сіток РК та СА.

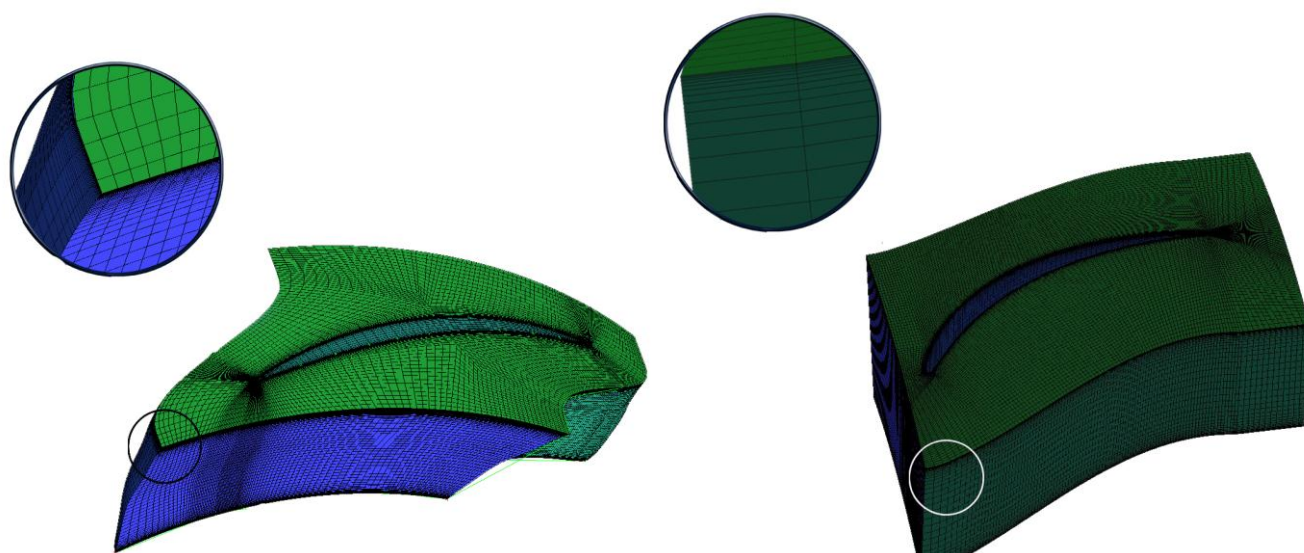


Рисунок 2.6 – Приклад розрахункової сітки моделі рідини у каналі а) робочого колеса; б) статорного апарата

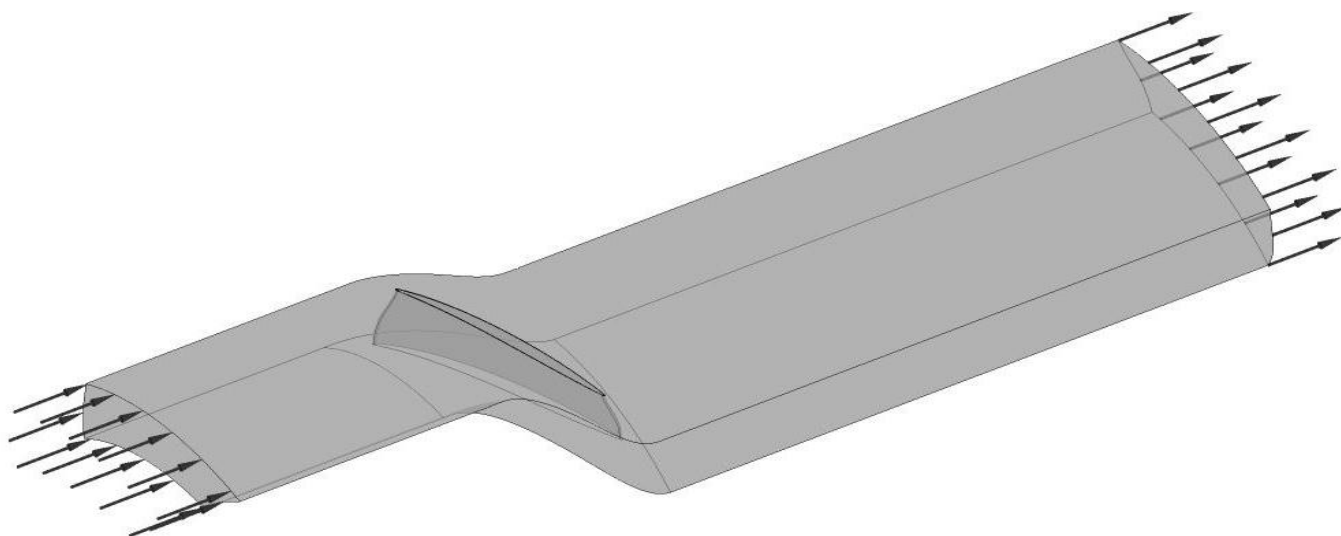
Таблиця 2.1 – Параметри сіток досліджуваного робочого колеса та статорного апарата

Показник	РК	СА
Кількість комірок, млн. шт.	0,8	0,6
Товщина першої комірки, мм	0,01	0,01
Загальна якість сітки (Quality [84,85], параметр, що характеризує скошеність комірок)	0,45	0,6

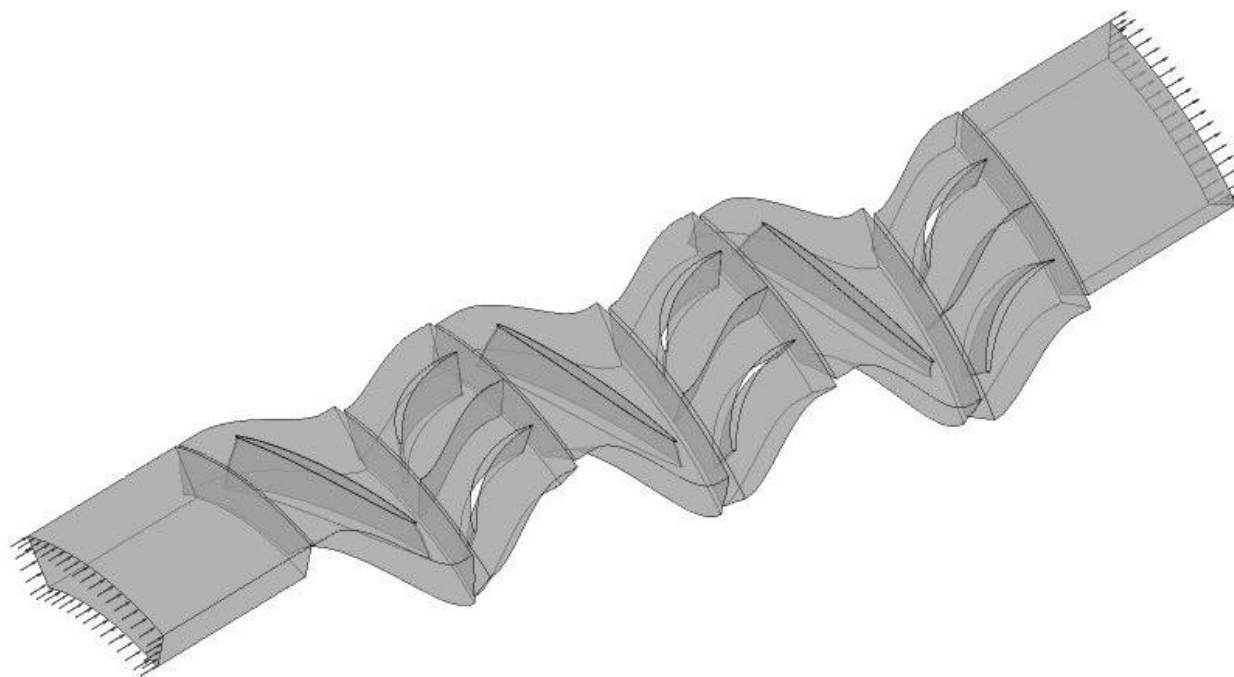
Величина змінної  $Y^+$  знаходилася в межах від 10 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям, приведеним в інструкціях користувача [86, 87].

Після генерації сіток в Пре-Процесорі створювалася розрахункова область. При виконанні чисельного дослідження використовувалися два види розрахункових областей. Перший вид розрахункової області містив лише робоче колесо, при цьому ділянка вхідного трубопроводу мала довжину рівну приблизно 1,5 довжини хорди

лопаті робочого колеса, ділянка напірного трубопроводу приблизно 2,5 – 3 довжини хорди лопаті (рис. 2.7 а)



а)



б)

Рисунок 2.7 – Приклад розрахункової області для отримання характеристик:  
а) робочого колеса; б) проміжного ступеня

Друга розрахункова область – багатов'язна для моделювання роботи проміжного ступеня у багатоступінчастому насосі (рис. 2.7 б). Вона складалася з восьми підобластей: трьох робочих коліс, трьох статорних апаратів, вхідного та вихідного елементів.

Для усіх досліджуваних проточних частин розрахунок проводився для 7 режимів роботи насоса:  $0,75 Q_{\text{ном}}$ ,  $0,85 Q_{\text{ном}}$ ,  $0,95 Q_{\text{ном}}$ ,  $Q_{\text{ном}}$ ,  $1,05 Q_{\text{ном}}$ ,  $1,1 Q_{\text{ном}}$ ,  $1,15 Q_{\text{ном}}$ .

В якості граничної умови на виході з розрахункової області задавався статичний тиск. Так як наявність зворотніх течій на виході не передбачалося, то тип граничної умови був заданий як «outlet».

Для усіх стінок розрахункової області було задано умову рівності нулю швидкості (умова «прилипання»). Шорсткість стінок була прийнята  $Ra\ 3,2$  (за ГОСТ 2789-73).

В результаті чисельного розрахунку були отримані величини швидкостей та тисків в кожній комірці розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин проводилося осереднення по масовій витраті.

#### **2.4 Чисельне дослідження потоку в проточній частині малогабаритного осьового ступеня**

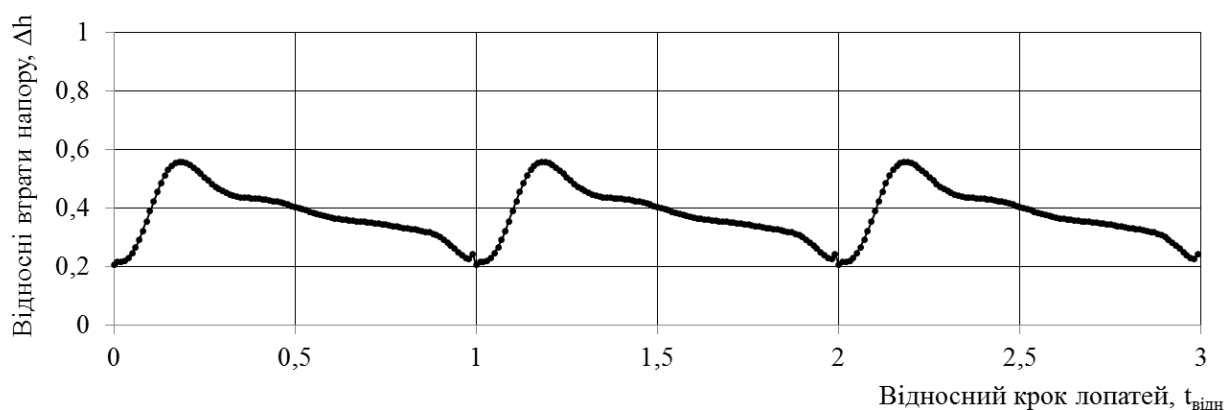
Як зазначалося вище, попередня перевірка необхідної точності системи рівнянь (2.14), отриманих вище, виконувалася за допомогою чисельного моделювання течії рідини в каналах малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності.

Дане дослідження проводилося для ступеня з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 265$ , при чому робоче колесо було спроектовано з відносним подовженням лопатки  $h' = 0,23$ , втулковим відношенням  $\bar{d} = 0,8$  та  $z_{PK} = 8$ .

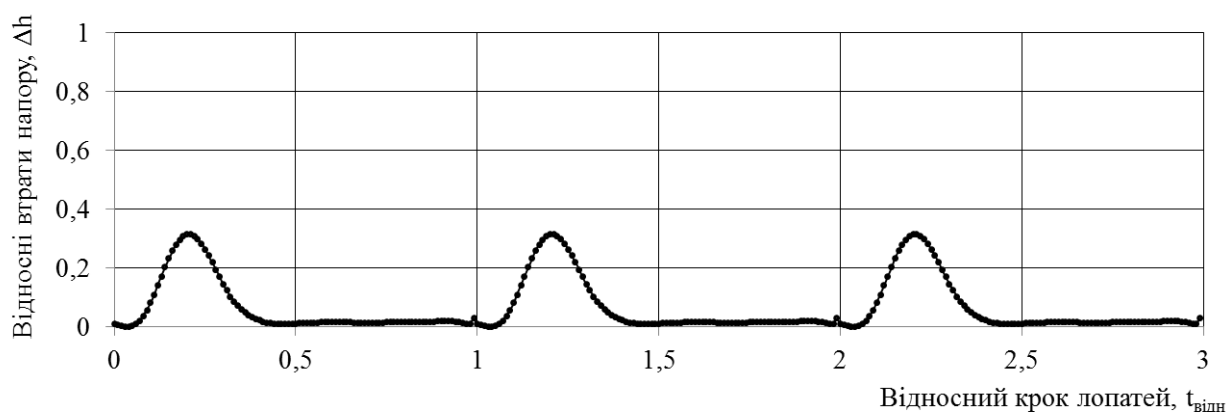
Втрати тиску уздовж кроку лопаток визначалися на п'яти радіусах, розташованих рівномірно вздовж висоти лопаті. Характерна залежність втрат напору від лінійного переміщення вздовж фронту решітки на розрахунковому режимі роботи представлена на рисунку 2.8. Як видно з рисунку 2.8, чисельне моделювання в відносному русі дає наочну картину розподілу втрат в міжлопатевому каналі. Аналізуючи графік, можна сказати, що добре видно зони

підвищених втрат у втулкових і периферійних перерізах; в решті частини міжлопатевого каналу втрати напору спостерігаються лише в області сліду від лопаток.

Звертає на себе увагу зміна форми кривої відносних втрат в периферійних перетинах; найбільші втрати зосереджені не в зоні сліду від лопаток, а поблизу середньої лінії міжлопатевого простору. Своєрідність такої зміни кривої, пояснюється перетіканням пограничного шару з поверхонь лопаток до периферійних перетинів і «скребковим» ефектом.



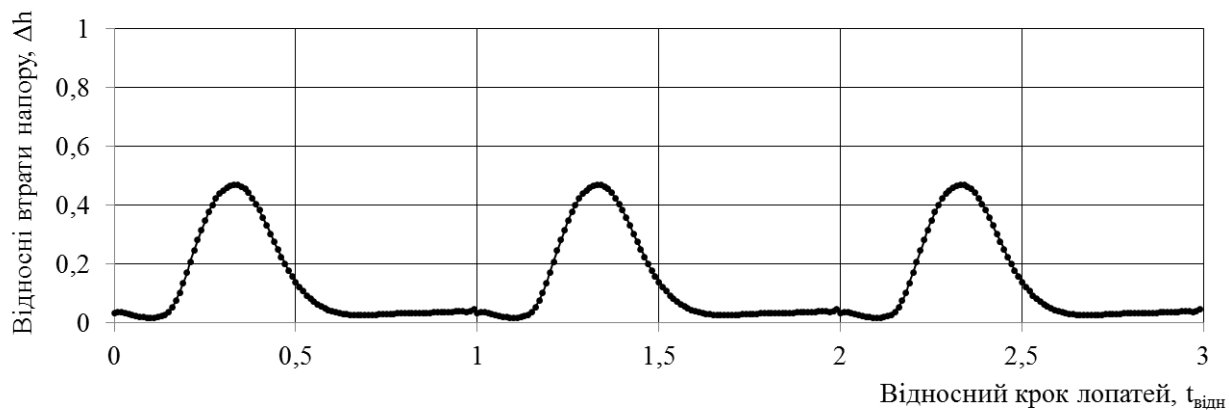
а)



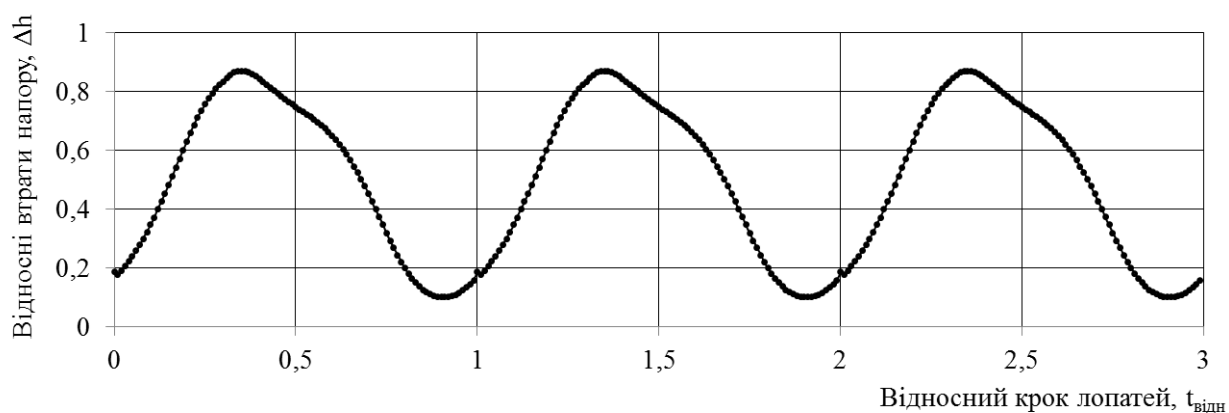
б)

Рисунок 2.8 – Розподіл втрат напору по фронту міжлопатевого каналу (данні вимірів у відносному русі) на розрахунковому режимі роботи: а) відносний радіус 0,07; б) відносний радіус 0,25; в) відносний радіус 0,5; г) відносний радіус 0,75; д) відносний радіус 0,92

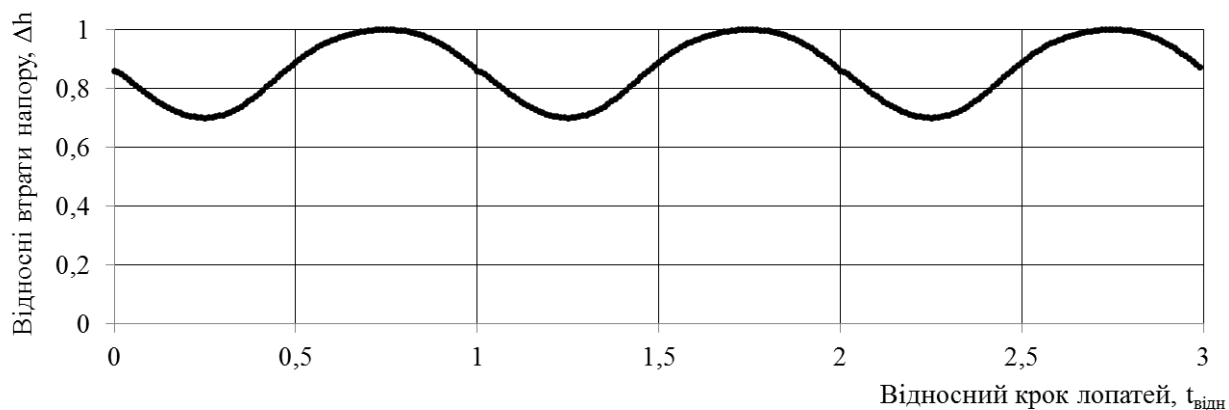
Продовження рисунку 2.8



в)



г)



д)

Ще більш наочне уявлення про розподіл втрат по фронту міжлопатевого каналу дають розподіли ізоконтурів тисків, на яких легко простежити картину зміни втрат.

Аналізуючи рисунки 2.9 та 2.10 можна зробити висновок про те, що перетікання рідини через радіальний зазор спричинює зону вихроутворення.

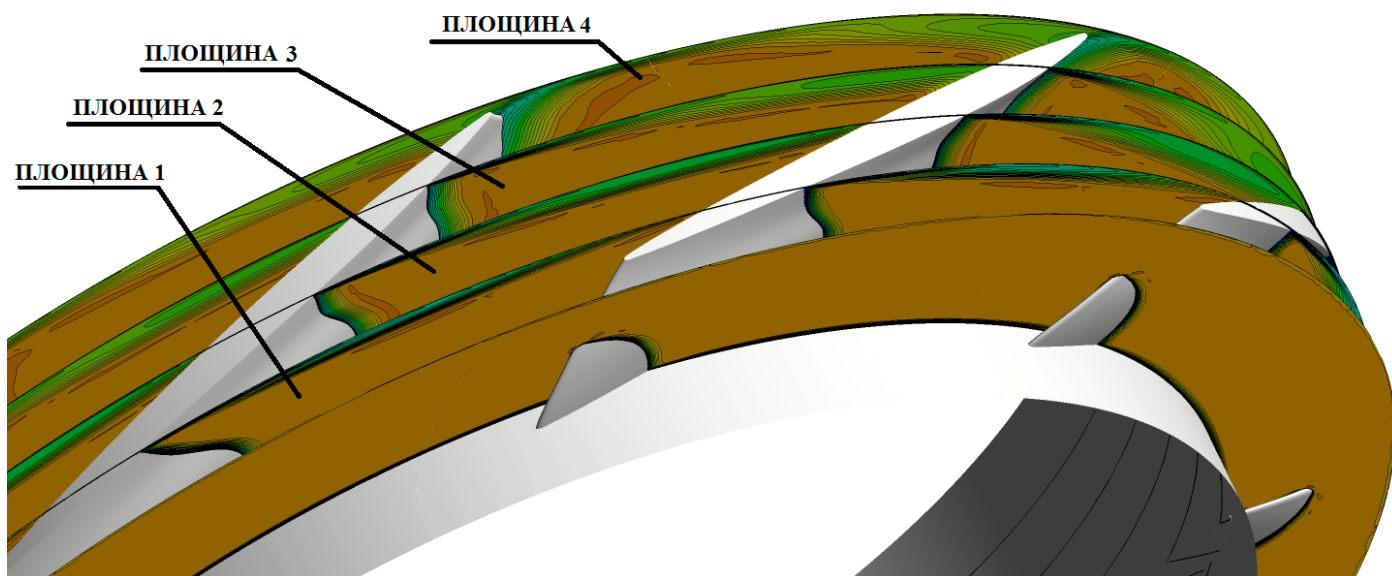


Рисунок 2.9 – Загальний вигляд розподілу тиску в міжлопатевих каналах досліджуваного робочого колеса.

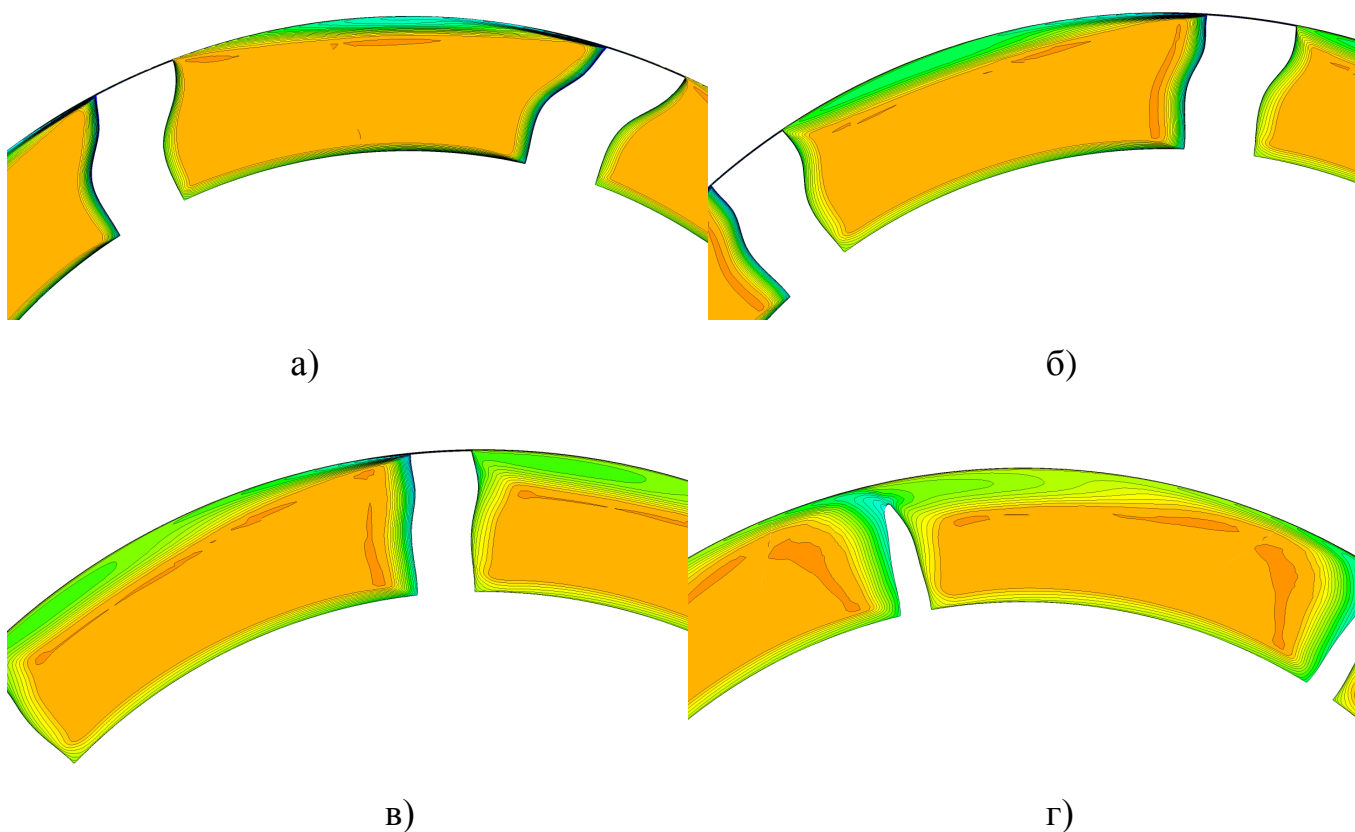


Рисунок 2.10 – Розподіл тиску на площинах перетину досліджуваного робочого колеса: а) площина 1; б) площина 2; в) площина 3; г) площина 4



Дана зона понижених тисків зароджується в районі першої площини посередині міжлопатевого каналу та, поступово розширюючись, в районі четвертої площини відхиляється до напірної сторони лопаті.

На рисунку 2.11 представлено розподіл відносних осьової та колової складових абсолютної швидкості вздовж висоти лопаті на виході з робочого колеса.

Аналізуючи розподіл відносної осьової складової швидкості можна відзначити, що в периферійній зоні існує значна за розміром (біля 25% висоти лопаті) зона зі зниженими значеннями, що виникає через кінцеві явища та взаємодію основного потоку з потоком, що перетікає через радіальний зазор. Одночасно на нижчих радіусах осьова складова швидкості збільшується та на відносних радіусах 0,17 – 0,2 досягає максимальних значень.

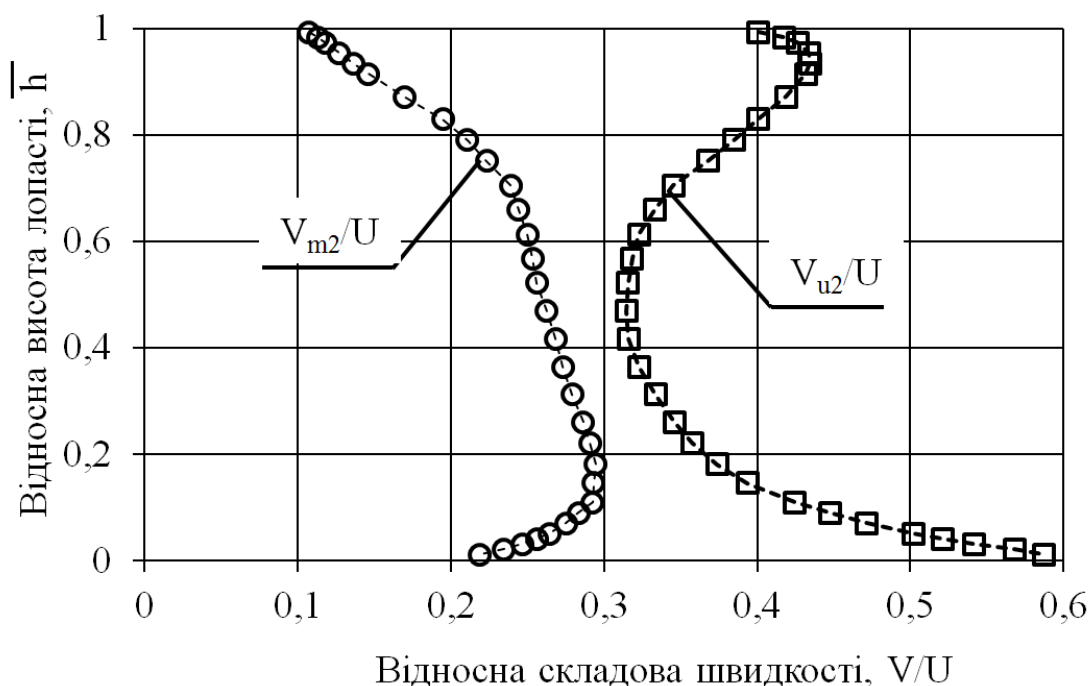


Рисунок 2.11 – Розподіл відносних осьової та колової складових абсолютної швидкості вздовж висоти лопаті

Градієнти колової складової швидкості ще більші, ніж осьової, при цьому спостерігається значний вплив на потік наявності стінок, що обмежують міжлопатевий канал. Поблизу зазначених стінок циркуляція потоку значно збільшується в порівнянні з циркуляцією на середніх перетинах.

Для отримання кількісних залежностей втрат напору будувалися графіки зміни  $\Delta h$ , осереднених по кроку відповідно до формули:

$$\overline{\Delta h} = \frac{1}{\varphi_0} \int_0^{\varphi_0} \overline{\Delta h(\varphi)} d\varphi,$$

де  $\varphi$  – кутовий розмір, що відповідає лінійному переміщенню вздовж фронту решітки.

Результати побудови  $\overline{\Delta h}$  по висоті лопаті (рис.2.12) показали, що втрати у периферії ростуть, а у зоні втулкових перетинів, навпаки, зменшуються.

Таким чином, картина течії в каналах проточної частини, що розглядається навіть на оптимальних режимах має складний тривимірний характер. Зміна параметрів потоку вздовж висоти лопаті виражена більш різко, у порівнянні з класичними осьовими насосами, і практично жодний з перетинів не працює в розрахункових умовах, що значно ускладнює проектування проточних частин такого типу.

Подальше зменшення коефіцієнту швидкохідності (що рівнозначно зниженню коефіцієнтів подачі) недоцільне, так як призведе до подальшого збільшення кутів установки лопатей робочого колеса, дифузорності його каналів та росту гідравлічних втрат, що зменшить енергетичну ефективність ступеню.

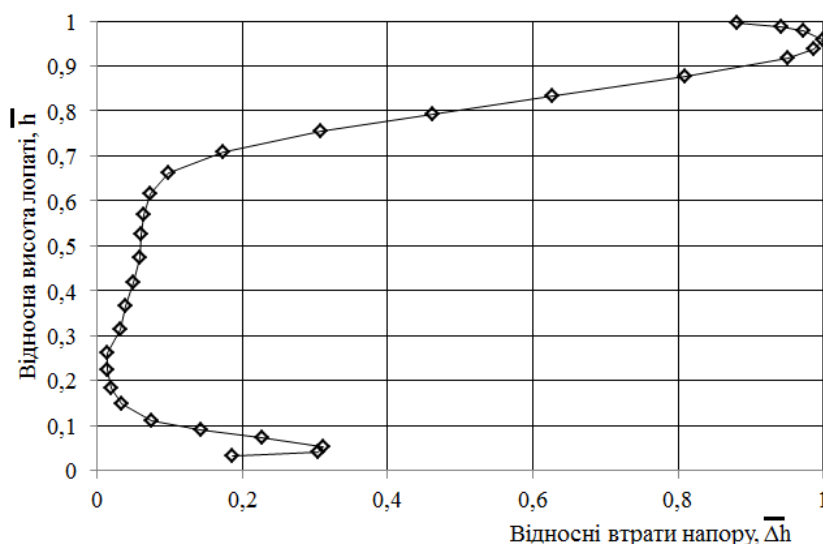


Рисунок 2.12 – Розподіл втрат напору вздовж висоти лопаті робочого колеса на розрахунковому режимі

На рисунку 2.13 зображено типовий результат порівняння розрахункових величин втрат напору в малогабаритному осьовому робочому колесі низької

швидкості та відповідних величин, отриманих шляхом чисельного експерименту в залежності від відносної осьової складової абсолютної швидкості.

Аналізуючи отриманий графік, можна сказати, що розходження отриманих результатів складає не більше 7%, що можна вважати достатнім для використання формул (2.14) при визначенні втрат напору у досліджуваних проточних частинах. Таким чином, уточнену у попередніх підрозділах, математичну модель розподілу втрат напору в проточній частині малогабаритного осьового ступеня низької швидкості попередньо можна вважати такою, що відповідає дійсності. Остаточне підтвердження виконувалося шляхом виконання фізичного експерименту.

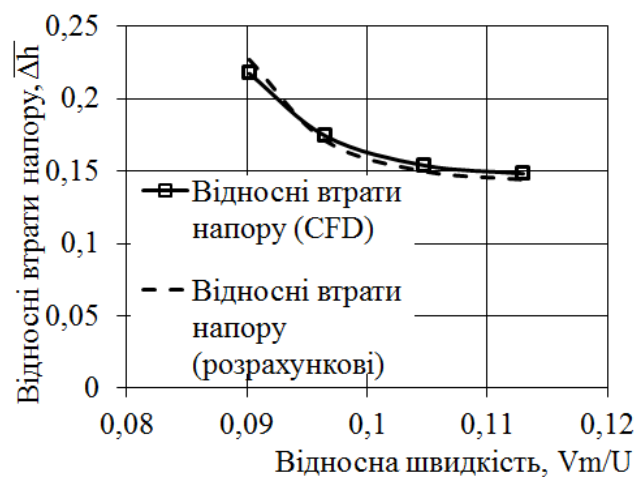


Рисунок 2.13 – Типовий результат порівняння величин відносних втрат напору ( $\overline{\Delta h} = \frac{\Delta h}{H_{ном}}$ , де  $\Delta h$  – значення втрат напору,  $H_{ном}$  – номінальне значення напору ступеня), розрахованих за формулами (2.14) та отриманих шляхом чисельного моделювання

Аналіз отриманих результатів математичного моделювання течії не лише підтвердив перспективність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкості у свердловинних насосах, а й дозволив виявити істотні фактори, вплив яких необхідно враховувати, а саме: стиснення основного потоку пограничним шаром, наявність масивного тривимірного сліду, що сходиться із лопаті, а також вихору, що виникає внаслідок перетікання рідини через радіальний зазор робочого колеса. Як істотні геометричні параметри, що визначають напірні та енергетичні характеристики ступеня, прийняті: периферійна густина решітки

профілів лопаті, зазор між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарата, міжступеневий зазор та тип профілю лопаті.

## 2.5 Вплив густоти лопатевої решітки на напірні та енергетичні характеристики ступеня

Питання визначення оптимального значення густоти решітки лопатевої системи осьових проточних частин зустрічається у багатьох роботах [15, 29, 61, 88-91]. Для проточної частини, що розглядається в даній роботі є всі підстави вважати, що густина решітки є одним з основних геометричних параметрів, що визначає його енергетичні якості.

У загальному випадку густина периферійних решіток лопатей осьового РК обирається з умов забезпечення безвідривності та безкавітаційності обтікання лопатей. Дані вимоги є обов'язковими, але їх виконання не гарантує мінімуму гідравлічних втрат.

В роботі [29] продемонстровано, що втрати енергії в осьовому РК пропорційно залежать від густоти решіток профілів. Крім того, зазначається, що найбільші втрати енергії мають місце в периферійній області лопатей. Тому звичайно, обирають значення густоти решітки на периферії, а на інших перетинах поступово зменшують дане значення до втулкових перетинів.

При проектуванні осьових насосів з  $n_s \leq 1000 \dots 1200$  рекомендується [29] використовувати значення  $\tau_{nep} = 1$ , а для насосів з  $n_s \geq 1000 \dots 1200 - \tau_{nep} = 0,3$ . Для РК з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s > 2000$  даний графік пропонується екстраполювати.

Логічно припустити, що для РК з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s < 700$  (у даному випадку  $n_s = 200 - 400$ ) значення густоти периферійної решітки лопатей  $\tau_{nep}$  теж слід екстраполювати і, відповідно, обирати  $\tau_{nep} > 1$ .

На думку авторів [61] для енергетично оптимального осьового РК з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s = 700 - 1000$  густину периферійної решітки профілів доцільно обирати за залежністю:

$$\tau_{nep} = 5,95 K_{Honn} \quad (2.18)$$

Таким чином, існуючі рекомендації щодо проектування осьових РК відносяться в основному до робочих органів з  $n_s > 700$ . Для осьових ступенів більш низької швидкохідності, як показує дослідження [9], використання рекомендацій існуючих методик без корегування є невиправданим.

Як відомо густота решітки визначається за формулою  $\tau = \frac{b}{t}$ , де  $b$  – довжина хорди профілю лопаті, а  $t$  – крок решітки. Якщо виразити значення кроку решітки через відомі формули [29], то отримаємо:

$$\tau = \frac{b}{t} = \frac{zb}{\pi D_2} = \frac{zL}{\pi D_2 \sin(\beta_n)} \quad (2.19)$$

Де  $z$  – кількість лопатей робочого колеса;

$L$  – осьова довжина робочого колеса;

$\beta_n$  – кут установки лопаток робочого колеса.

Тому для перевірки рівня впливу периферійної густоти решітки лопатей осьового РК низької швидкохідності на його енергетичні характеристики на першому етапі дослідження було вирішено дослідити ряд коліс з різним числом однакових лопатей. При цьому з технологічних міркувань та умов міцності число лопатей ( $z$ ) змінювалося у діапазоні від 6 до 10. На другому етапі значення густоти периферійної решітки лопатевої системи змінювалося за рахунок осьової довжини робочого колеса при постійних значеннях числа лопатей. Для цього було введено поняття відносної осьової довжини робочого колеса:

$$\bar{L} = \frac{L_i}{L_6},$$

де  $L_i$  – довжина досліджуваного робочого колеса, мм;

$L_6$  – довжина базового робочого колеса [9], мм.

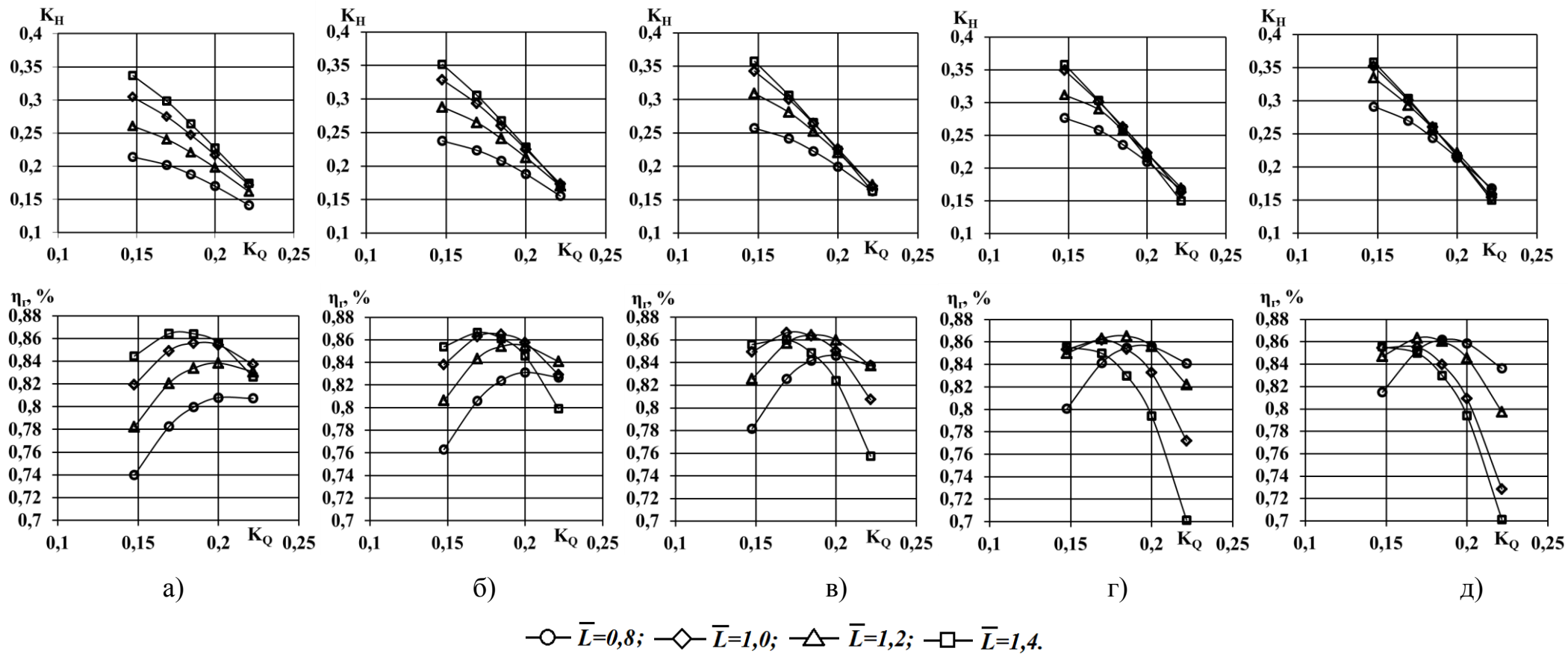


Рисунок 2.14 – Напірні та енергетичні характеристики робочих коліс: а) число лопатей  $z = 6$ , б)  $z = 7$ , в)  $z = 8$ , г)  $z = 9$ , д)  $z = 10$

Таким чином, було спроектовано серію робочих коліс, в яких відносна осьова довжина  $\bar{L}$  складала 0,8; 1,0; 1,2; 1,4 від базової, а число лопатей змінювалося від 6 до 10. Зазначимо, що втулкове відношення та кут встановлення лопатей робочого колеса при цьому залишалися незмінними. На рисунку 2.14 а - д наведено отримані у результаті проведення чисельного моделювання напірні та енергетичні характеристики робочих коліс, які мають 6, 7, 8, 9 та 10 лопатей відповідно. На зазначених рисунках і далі наведені значення гідравлічного ККД РК, без урахування механічних та об'ємних втрат у ступені насоса.

Аналізуючи дані з рисунка 2.14, варто зазначити, що при збільшенні кількості лопатей коефіцієнт напору робочого колеса відповідно зростає, причому для  $z = 10$  зміна осьової довжини у всьому діапазоні варіювання практично не впливає на рівень напору, що створюється колесом (максимальна різниця значень  $K_H$  складає близько 6%) та несуттєво впливає на його ККД. У той же час положення максимуму ККД зміщується в область низьких подач відносно розрахункової точки на  $0,25 Q_{\text{розрах.}}$ . Загальною тенденцією при збільшенні числа лопатей є зменшення впливу відносної довжини РК на напірну характеристику. Так, при  $z = 10$  напірні характеристики коліс з відносними довжинами  $\bar{L} = 1-1,4$  дуже мало відрізняються одна від одної і лежать практично на одній кривій. Для енергетичної характеристики, навпаки, зі збільшенням числа лопатей відбувається посилення впливу відносної довжини, як стосовно значення максимального ККД так і стосовно його положення відносно розрахункової точки, яке зміщується в область низьких подач. Максимальних значень ККД досягає у робочих колесах, що мають число лопатей  $z = 8 - 9$ .

На рисунку 2.15 наведені максимальні значення ККД та відповідні їм значення коефіцієнтів напору РК у залежності від його осьової довжини для  $z = 8$ . Добре простежується наявність визначеної області раціональних значень осьової довжини РК при фіксованому значенні числа лопатей, лівіше якої не використовуються в повній мірі можливості створення напору, а правіше – незначне зростання коефіцієнта напору супроводжується падінням ККД колеса. Якщо узагальнити наявні дані у вигляді тривимірної поверхні, наведеної на рисунку 2.16,

ТО МОЖЛИВО КОНСТАТУВАТИ НАЯВНІСТЬ ЧІТКОЇ ЗОНИ ОПТИМАЛЬНИХ ЗНАЧЕНЬ ГУСТОТИ ПЕРИФЕРІЙНОЇ РЕШІТКИ ЛОПАТЕЙ РК, ЯКА ВІДПОВІДАЄ МАКСИМАЛЬНИМ ЗНАЧЕННЯМ ККД.

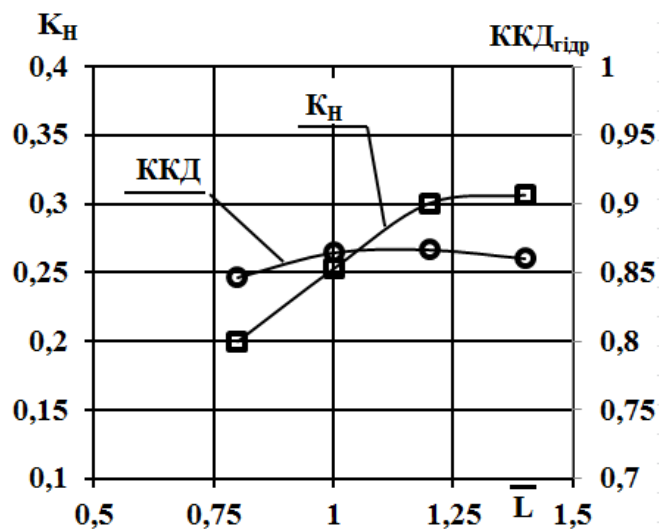


Рисунок 2.15 - Максимальні значення ККД та відповідні їм значення коефіцієнта напору в залежності від відносної осьової довжини РК при  $z = 8$ .

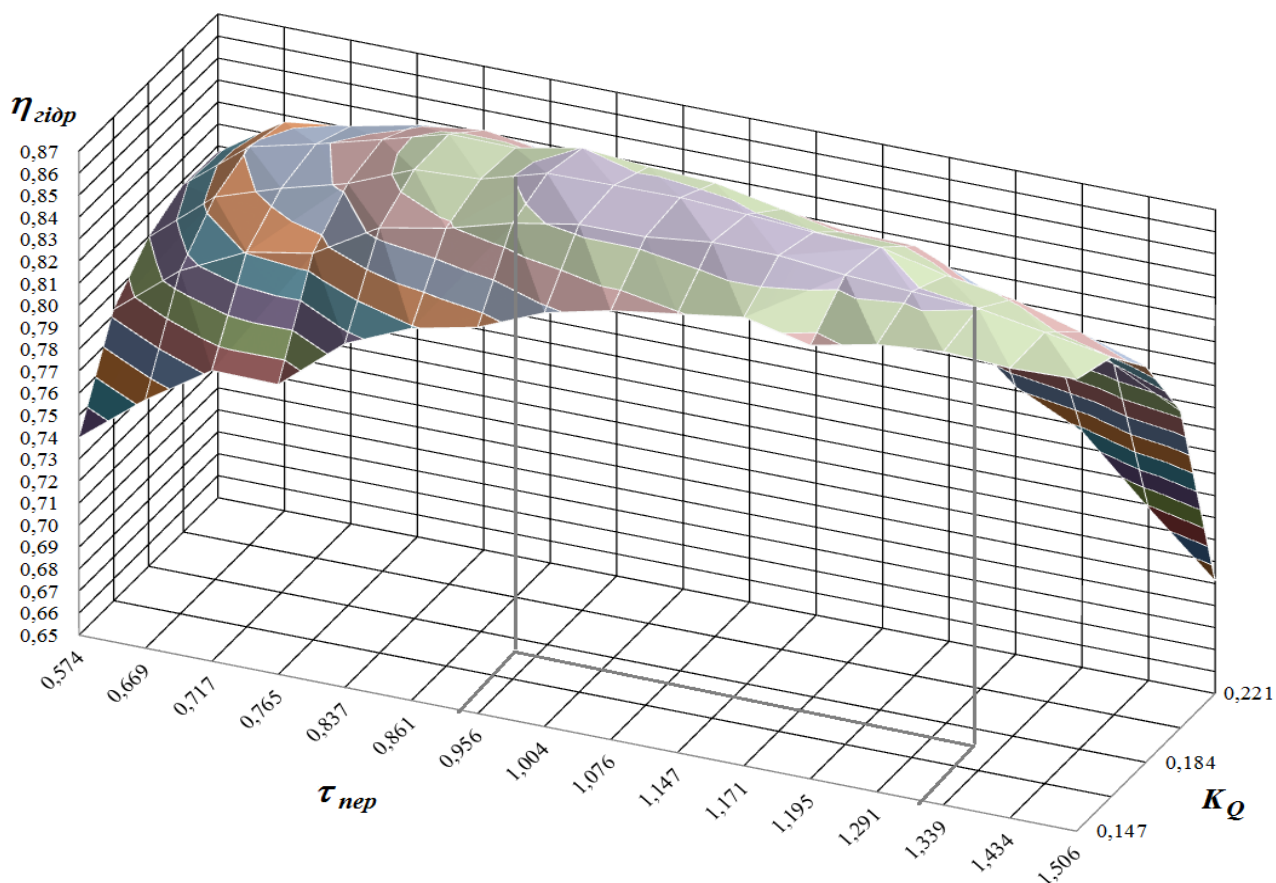


Рисунок 2.16 – Тривимірна поверхня значень густини периферійної решітки лопатей осьового робочого колеса.



З наведеної на рисунку 2.16 тривимірної поверхні значень густоти периферійної решітки лопатей РК можливо визначити зону оптимальних значень, яка лежить в діапазоні 0,9...1,35. Для досягнення високих значень коефіцієнта напора слід обирати значення ближче до правої границі вказаного діапазону.

На рисунку 2.17 а - г наведено напірні та енергетичні характеристики робочих коліс, відносна осьова довжина  $\bar{L}$  яких змінювалась від 0,8 до 1,4. При збільшенні осьової довжини робочого колеса коефіцієнт напору робочого колеса, як і при збільшенні числа лопатей, зростає. Вплив зміни числа лопатей при зростанні осьової довжини РК зменшується, і при  $\bar{L} = 1,4$  напірні характеристики РК з різною кількістю лопатей практично повністю повторюють одна одну. Найбільші значення ККД спостерігаються при відносній осьовій довжині робочого колеса 1,0 та 1,2.

Таким чином, можливо прийти до висновку, що вплив густоти периферійної лопатевої решітки на енергетичні якості, зокрема ККД осьового робочого колеса має спільний якісний та кількісний характер, незалежно від того, яким способом змінюється значення густоти.

Вочевидь, при досягненні певного значення (назвемо його «граничним») густоти периферійної решітки лопатей робочого колеса, подальше її збільшення незалежно від способу – збільшенням числа лопатей чи осьової довжини - не дозволить отримати більших значень коефіцієнта напору, а лише призведе до зниження ККД та зміщення його максимуму в область низьких подач. У даному випадку таким «граничним» значенням густоти можливо вважати орієнтовно  $\tau_{пер} = 1,3-1,32$ . Подальше підвищення значень густоти призводить до зростання гідравлічних втрат у міжлопатеких каналах робочого колеса (переважно на тертя).

На рисунку 2.18 представлено залежності напірних та енергетичних характеристик робочих коліс з  $\bar{L} = 1,0$  та  $\bar{L} = 1,2$  від кількості лопатей.

На рисунку 2.19 наведено графік залежності коефіцієнту напору та максимального значення ККД робочого колеса від значення густоти периферійної решітки.

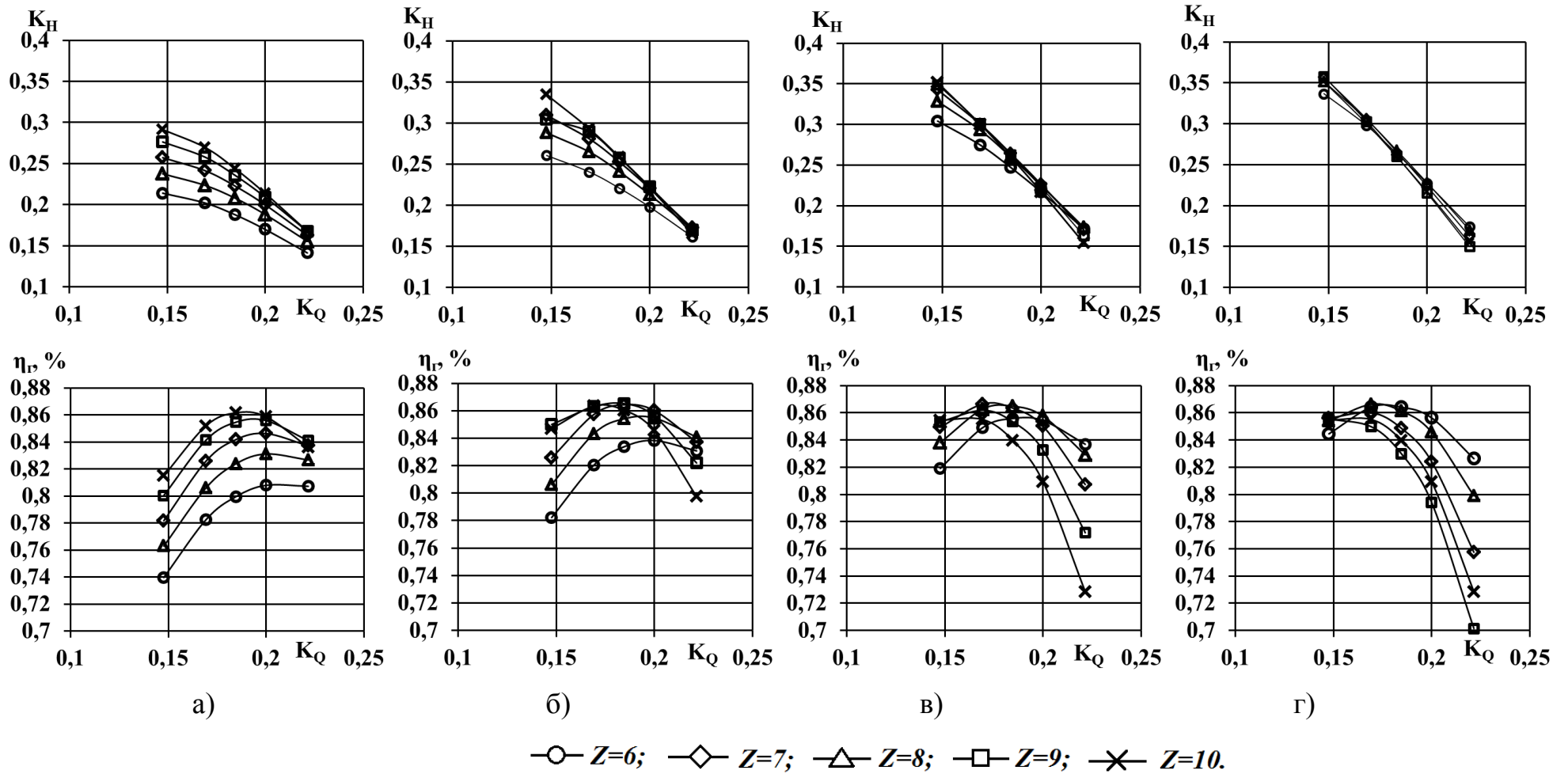


Рисунок 2.17 – Напірні та енергетичні характеристики робочих коліс з а) з відносною довжиною  $\bar{L} = 0,8$ ; б)  $\bar{L} = 1,0$ ; в)  $\bar{L} = 1,2$ ; г)  $\bar{L} = 1,4$

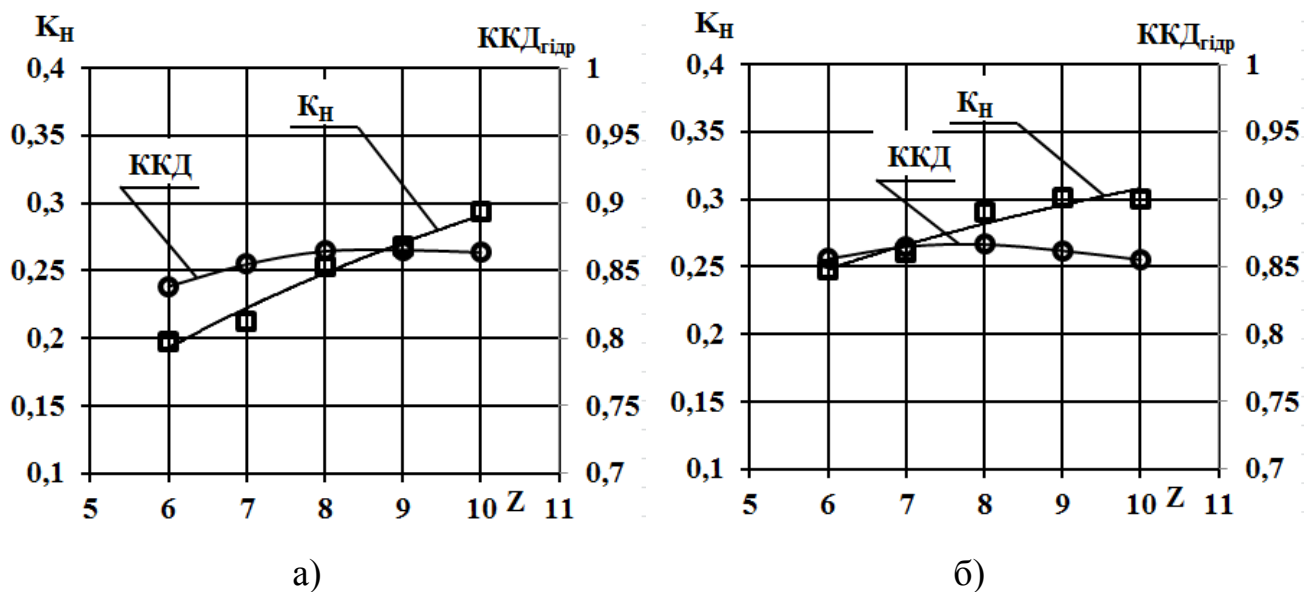


Рисунок 2.18 – Максимальні значення  $KKД$  та відповідні їм значення коефіцієнта напору в залежності від кількості лопатей робочого колеса при а)  $\bar{L} = 1,0$ ; б)  $\bar{L} = 1,2$

Як бачимо при збільшенні значень густоти периферійної решітки лопатей значення коефіцієнту подачі, яке відповідає максимальним значенням  $KKД$  зменшується, а коефіцієнт напору – збільшується, асимптотично наближаючись до значення 0,3.

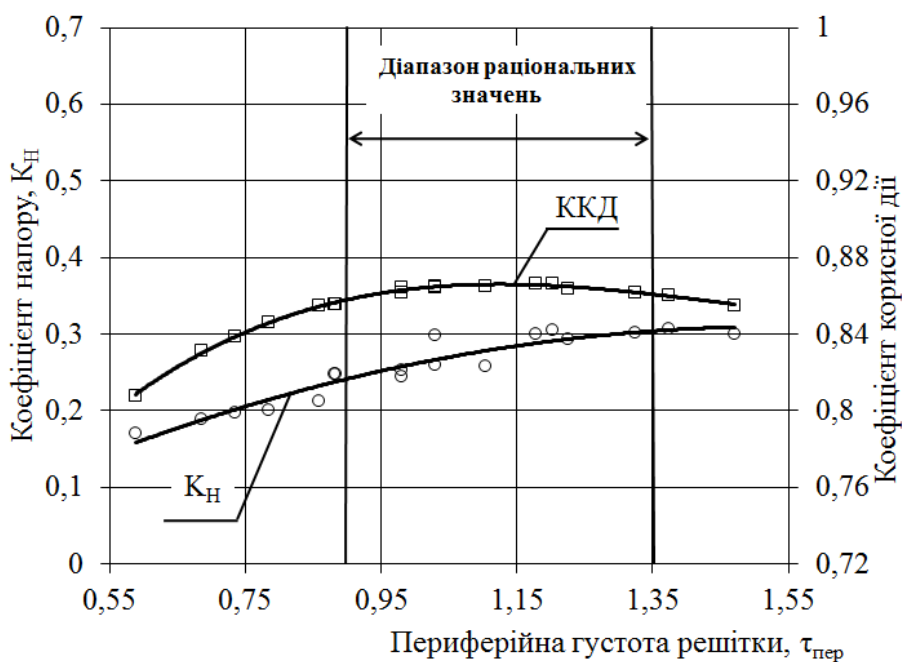


Рисунок 2.19 – Залежність напірних та енергетичних характеристик малогабаритного осьового ступеня від периферійної густоти решітки профілів лопаті

Апроксимуючи отриману залежність значень периферійної густоти решітки профілів лопаті від коефіцієнту напору отримаємо залежність:

$$\tau_{пер} = 5,68K_H^{1,26}. \quad (2.20)$$

Дана формула отримана з достовірністю апроксимації 89,9%. Отриманий вираз відрізняється від аналогічного (2.19) [61] для класичних осьових насосів. Таким чином, було уточнено формулу для розрахунку периферійної густоти решітки малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності.

## 2.6 Вплив осьових зазорів на параметри ступеня

Одним з основних допущень при аналізі течії ідеальної рідини та розрахунку лопатевої машини, яке було обґрунтовано Г. Ю. Степановим [92], є те, що осереднений потік в міжлопатевому зазорі приймається вісесиметричним, а параметри потоку за лопатками не залежать від осьової координати. Однак, результати експериментальних даних багатьох авторів [40, 93-95] вказують на існування певного взаємного впливу двох лопатевих решіток, одна з яких рухається по відношенню до іншої, а також на необхідність розташування їх на певній відстані одна від одної в осьовому напрямку, достатній для вирівнювання поля швидкостей за першою решіткою. Неоднорідність потоку навколо лопатевої решітки пояснюється [92] збуренням потенційного потоку та наявністю кромкового сліду. Відповідно, дані два фактори є першопричинами взаємного впливу решіток. Збурення в потенційному потоці спостерігається як перед решіткою, так і за нею. Очевидно, збурення буде викликати збурене обтікання двох сусідніх решіток (на наступних решітках це збурення практично не буде відчуватися, так як воно затухає за експоненціальним законом). Кромковий слід поширюється вниз по потоку, тому він практично впливає лише на обтікання решіток, які розміщені за збурюючою решіткою. Таким чином, можна зробити висновок, що осьовий зазор між лопатевими решітками необхідно збільшувати для зменшення впливу збурень потоку та кромкового сліду. З іншого боку, збільшення осьового зазору лімітується

втратами енергії на тертя рідини об поверхні, що обмежують проточну частину. Дані втрати прямо пропорційні довжині осьового зазору. Крім того, збільшення зазору між лопатевими решітками призводить до погіршення масогабаритних показників насосу, що також небажано.

Таким чином, вивчення взаємного впливу решіток дозволить обрати оптимальний осьовий зазор між лопатевими системами при якому втрати енергії будуть мінімально можливими та масогабаритні показники матимуть прийнятні значення.

Дослідження проводилося в два етапи: перший – дослідження зазору між робочим колесом та статорним апаратом ( $S_1$  на рис. 2.20), другий – дослідження міжступеневого зазору з урахуванням результатів, отриманих на першому етапі ( $S_2$  на рис. 2.20).

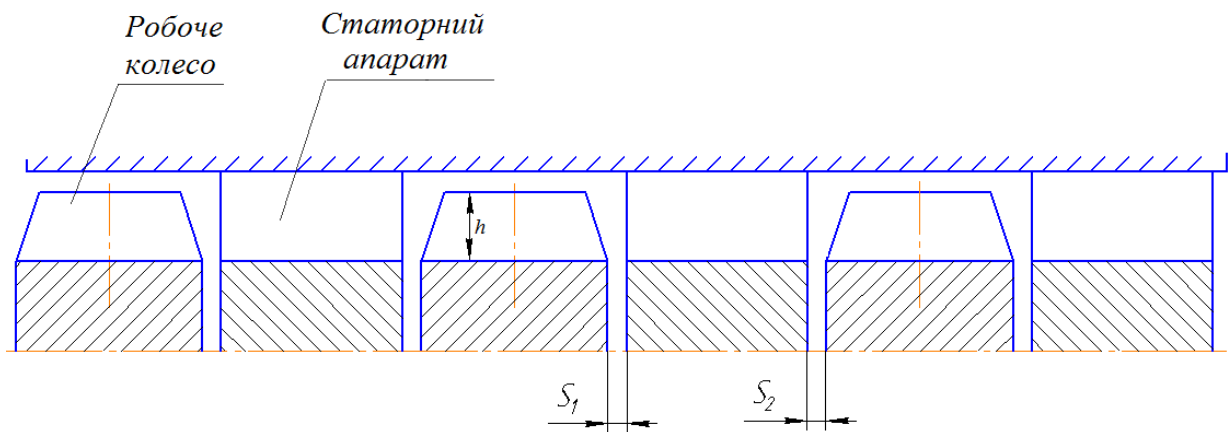


Рисунок 2.20 – Схема досліджуваної проточної частини та розміщення осьових зазорів

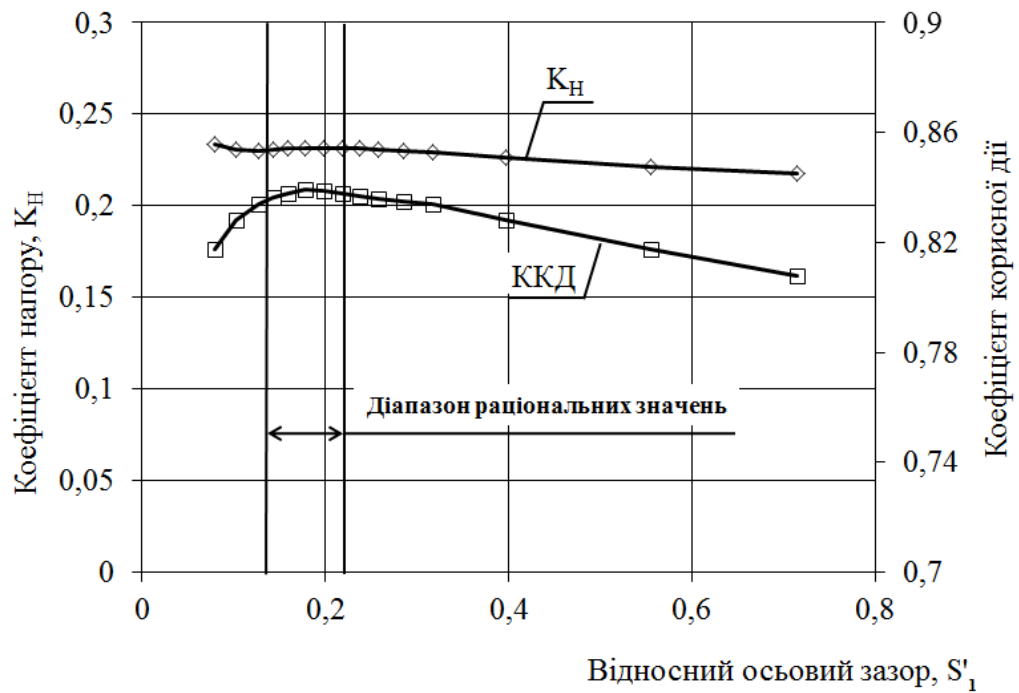
На рисунку 2.21 наведено отримані в результаті чисельного моделювання залежності значень напору ступеня від довжини осьового зазору між лопатевими решітками до статорного апарату та після відповідно. Варто зазначити, що мінімальний зазор між лопатевими решітками робочого колеса і статорного апарату приймався рівним 4 мм з технологічних міркувань.

Для того, щоб охарактеризувати залежність напору та ККД ступеня від довжини осьового зазору між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарату  $S_1$  та  $S_2$  введено поняття відносної довжини осьового зазору:

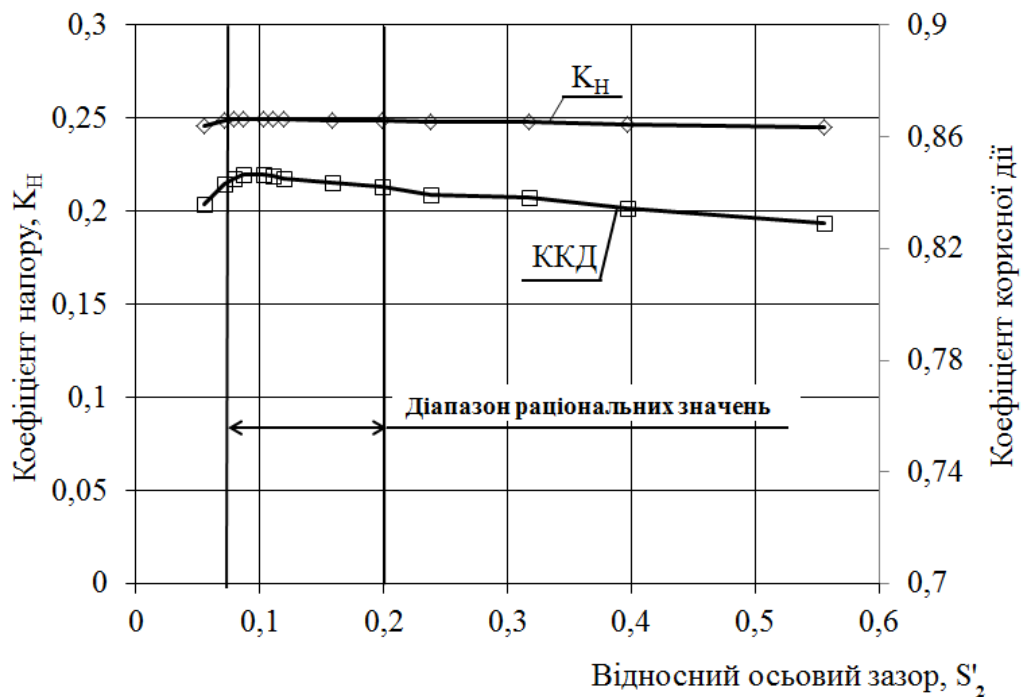
$$s_i' = S_i / l \quad (2.21)$$

де  $S_i$  – довжина зазору між лопатевими решітками, мм

$l$  – довжина хорди лопаті на привтулковому перетині, мм.



а)



б)

Рисунок 2.21 – Залежність напірних та енергетичних характеристик ступеня від довжини а) осьового зазору між робочим колесом та статорним апаратом; б) міжступеневого зазору

Як бачимо, криві ККД на рисунку 2.21 а та б мають чітко виражену область оптимальних значень, при чому у лівій частині графіка, яка передує оптимальній зоні, градієнт значень значно більший, що може вказувати на переважання втрат, які виникають в кромковому сліді. У правій частині графіка форма кривої більш полого, що ймовірно вказує на переважання втрат напору на тертя, які прямо пропорційні довжині осьового зазору, тобто у цій зоні переважають ефекти в'язкості.

Розглядаючи криві залежності напору ступеня від довжини осьового зазору між лопатевими решітками статорного апарату та робочого колеса, можна сказати, що характер кривих має дещо інший вигляд. На цих кривих чіткого оптимуму не спостерігається.

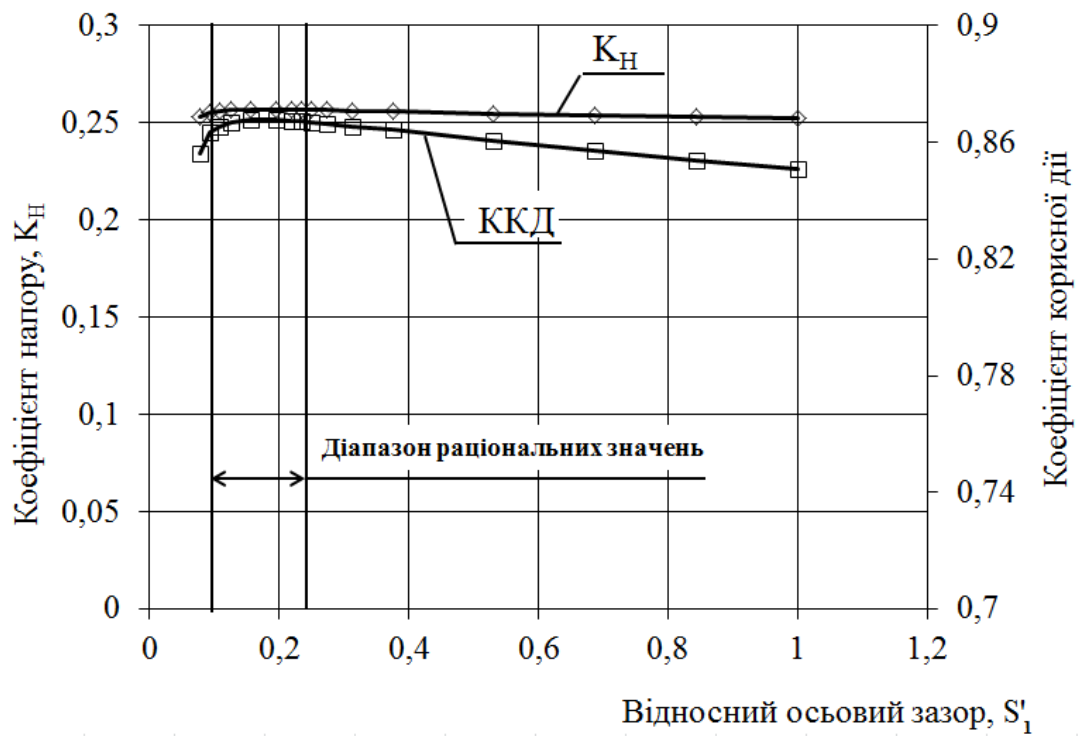
Варто зазначити, що моделювання проводилося без урахування механічного ККД і його зміни в залежності від зміни значення довжини осьового зазору між лопатевими решітками проточної частини.

Зважаючи на перспективу створення типорозмірного ряду було проведено додаткове дослідження проточної частини з максимальними параметрами з запланованого ряду. На рисунку 2.22 представлено напірні та енергетичні характеристики малогабаритного осьового ступеня з  $n_s = 385$  в залежності від довжини осьових зазорів.

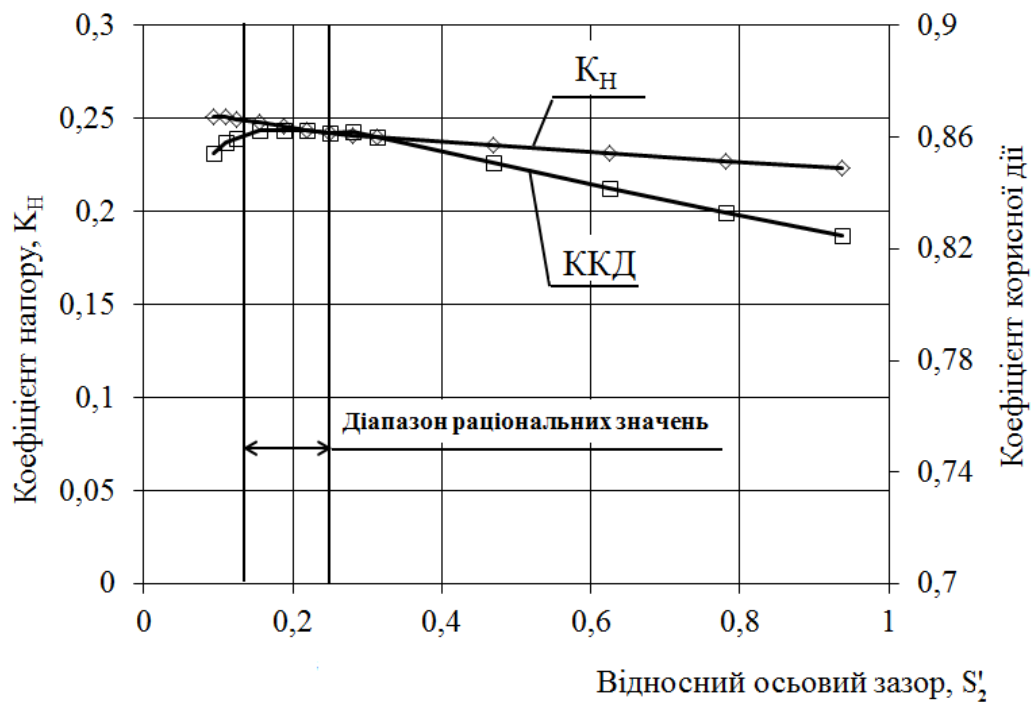
Порівняння отриманих раціональних значень довжини осьового зазору для двох проточних частин наведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Раціональні значення відносних довжин осьових зазорів

	$K_Q = 0,185$	$K_Q = 0,386$
$n_s$	265	385
$S_1'$	0,14-0,21	0,12-0,23
$S_2'$	0,08-0,2	0,13-0,25



а)



б)

Рисунок 2.22 – Залежність напірних та енергетичних характеристик ступеня з  $n_s = 400$  від довжини а) осьового зазору між робочим колесом та статорним апаратом; б) міжступеневого зазору

Виходячи із отриманих результатів варто зазначити, що оптимальні значення довжини осьового зазору між лопатевими решітками робочого колеса та статорного



апарату  $S_1$  при різних значеннях коефіцієнта швидкохідності (в даному випадку 265 та 385) відрізняються приблизно на 30%, при цьому оптимальні значення довжини осьового зазору між лопатевими решітками статорного апарату та робочого колеса  $S_2$  майже не залежать від коефіцієнта швидкохідності  $n_s$  та близькі за значенням.

## **2.7 Вплив типу профілю лопаті робочого колеса на напірні та енергетичні характеристики ступеня**

Як відомо [27, 45], в ідеальному випадку для створення заданого кута повороту потоку, а, значить, і напору, робоче колесо осьового насоса повинно було б мати нескінченне число нескінченно тонких лопатей. В реальному насосі дане припущення не може бути реалізованим, бо число лопатей обмежене, і вони мають певну товщину (так звану тілесність), яка визначається в тому числі і вимогами міцності.

Вплив кінцевого числа лопатей та наявність тілесності профілів решіток призводить до появи додаткових гідравлічних втрат і враховується при розрахунку параметрів лопатевих систем (наприклад поправка К. Пфлейдерера на кінцеве число лопатей [48] та графік для визначення поправки на тілесність [27]). І якщо для осьових насосів типових схем з швидкохідністю  $n_s = 700 - 1000$  дані втрати не значні, то для малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності ситуація принципово інша. Як зазначалося вище, досліджувані ступені характеризуються високими втулковими відношеннями, і, відповідно, короткими лопатями, що встановлені під відносно великими кутами до осі ступеню. Крім того, для отримання максимального напору та зменшення металоємності насоса лопаті мають великі кути згину при відносно малих осьових довжинах колеса. У результаті, втрати, що пов'язані з товщиною профілів, різко збільшують свій вплив на загальний енергетичний баланс.

Таким чином, необхідним є проведення дослідження, спрямованого на пошук можливих шляхів зменшення зазначених втрат. Одним з очевидних напрямів

їх зниження є застосування профілів лопаті робочого колеса меншої відносної товщини, що прямо суперечить вимогам забезпечення міцності при дії нестационарних гідродинамічних сил.

В роботах [96-98] дана проблема вирішується шляхом застосування бандажного кільця. Крім того, в турбінах сучасних авіаційних газотурбінних двигунів з метою підвищення їх вібраційної надійності широко використовують робочі лопатки з бандажними полицями [96, 99-101]. Крім того, таке конструктивне рішення значно зменшує перетікання через радіальний зазор між лопаттю робочого колеса та корпусом турбіни, що в свою чергу підвищує ККД, хоча і призводить до підвищення масогабаритних показників та погіршенню аеродинамічних якостей.

Не менш поширеним є використання бандажних кілець і в компресоробудуванні [101, 102]. Їх використання дозволяє підвищити жорсткість лопаток, а в разі обриву лопатки виключити вихід уламку з зони робочого колеса, уникнути дисбалансу колеса, а також забезпечити гарну ремонтпридатність лопатки.

Усе вищезгадане з деякими обмеженнями можливо застосувати і до робочих коліс осьових насосів, для яких за даними автора [98] бандаж збільшує кавітаційний запас шляхом усунення щілинної кавітації, але одночасно може призвести до збільшення затрат потужності на механічне тертя бандажу об робочу рідину.

Іншим можливим шляхом вирішення зазначеної проблеми є заміна профілів лопаті на ті, що забезпечують більш сприятливий розподіл товщини профілю вздовж його хорди. Після аналізу даних, відомих з літературних джерел [103-105], для подальших досліджень було обрано три профілі, так звані тип НАСА, Мунк та тип ВІГМ.

Профіль типу НАСА введений у використання Американським національним комітетом з аеронавтики (National Advisory Committee for Aeronautics), форма даного профілю описується формулою [106]:

$$y_t = \frac{t}{0.2}c \left[ 0.2969\sqrt{\frac{x}{c}} - 0.1260\left(\frac{x}{c}\right) - 0.3516\left(\frac{x}{c}\right)^2 + 0.2843\left(\frac{x}{c}\right)^3 - 0.1015\left(\frac{x}{c}\right)^4 \right], \quad (2.22)$$

де  $c$  – довжина хорди;

$x$  – координата вздовж хорди від 0 до  $c$ ;

$y$  – половини товщини профілю на заданій координаті  $x$ ;

$t$  – максимальна товщина в долях хорди.

Другий – профіль розроблений у Всесоюзному науково-дослідному інституті гідромашинобудування (ВІГМ) [107].

Таким чином, було спроектовано чотири робочі колеса. Перше робоче колесо було запозичене з попереднього дослідження, мало профіль типу НАСА. Друге робоче колесо було таким же, за виключенням того, що мало бандажне кільце товщиною 3 мм та осьюовою довжиною рівною довжині лопатей робочого колеса. Профілювання лопатей третього робочого колеса було виконано у відповідності до даних профілю типу ВІГМ, а четвертого робочого колеса – до типу Мунк.

В результаті виконання чисельного моделювання було отримано напірні та енергетичні характеристики (рис. 2.23) для чотирьох ступенів, що базувалися на вище перерахованих робочих колесах.

Конструкція і параметри лопатевої решітки статорного апарату при цьому залишалися незмінними.

Як видно з рисунку 2.23 а робоче колесо з профілем лопаті типу ВІГМ має високі енергетичні характеристики, в той час як напірні характеристики понижені по відношенню до інших варіантів. Ступінь, що базується на профілю типу Мунк (рис. 2.23 б) має найнижчі енергетичні показники. Форма енергетичною кривої даного ступеня має найбільшу кривизну, що значно зменшує його робочий діапазон. Крім того зона оптимальних значень зміщена вліво.

Щодо характеристики, яка представлена на рисунку 2.23 в (профіль типу НАСА), то вона є найбільш прийнятною, не зважаючи на зміщення зони оптимальних значень (яке є найменшим з усіх досліджуваних ступенів), було отримано високі напірну та енергетичну характеристики. При цьому крива енергетичної характеристики з усіх ступенів має найбільш пологий характер, що збільшує його робочий діапазон.

Ступінь з бандажним кільцем має досить високе значення ККД серед усіх досліджуваних ступенів (рис. 2.23 г). Як зазначалося вище, це пояснюється значним

зменшенням об'єму перетікань через радіальний зазор між корпусом ступеня та робочим колесом. Проте наявність бандажного кільця призвела до збільшення тертя рідини об стінки та зростання потужності, крім того, зона оптимальних значень змістилася вліво, в характеристика більш крута.

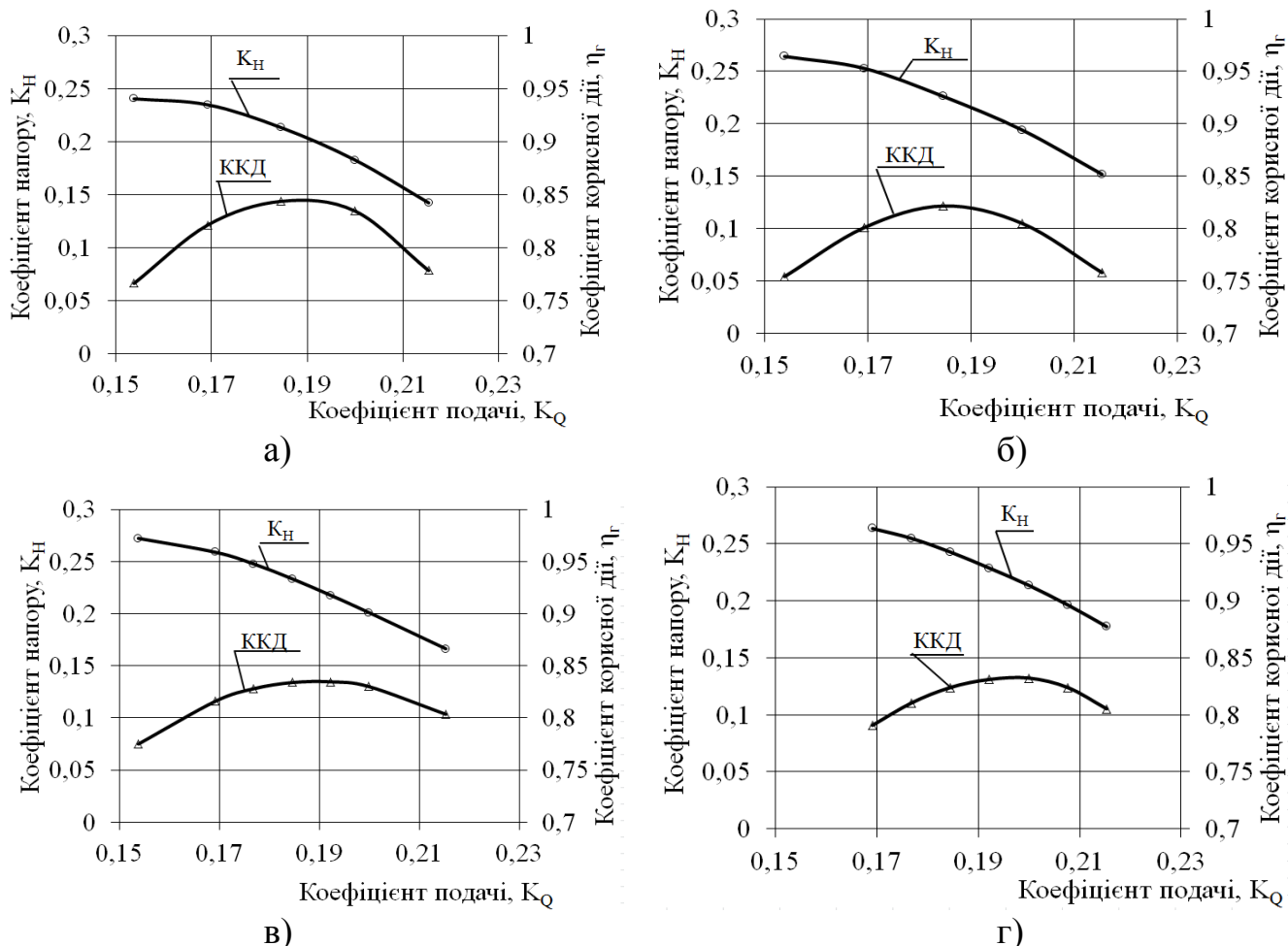


Рисунок 2.23 – Напірні та енергетичні характеристики ступеня: а) робоче колесо, що має профіль типу ВІГМ; б) робоче колесо, що має профіль типу Мунк; в) робоче колесо, що має профіль типу НАСА; г) робоче колесо, що має профіль типу НАСА з потоншеними лопатями та бандажним кільцем

В результаті проведення перевірного розрахунку лопатей робочих коліс на міцність [100] було встановлено, що лопать, в основу якої покладено профіль типу ВІГМ має проблемну зону в області вихідної кромки, що може спричинити руйнування лопатей. Подібні результати були отримані і в роботі [108].

Щодо інших лопатей робочих коліс то вони задовольняють умовам міцності.

Для кількісного порівняння отриманих результатів розрахунків на міцність було введено поняття відносного зміщення периферійних ділянок лопаті, яке визначалося за формулою:

$$\Delta x = \frac{x_{\max}}{d_{\max}} \cdot 100, \quad (2.23)$$

де  $x_{\max}$  - максимальне зміщення, мм;

$d_{\max}$  - максимальна товщина профілю лопаті, мм.

На рисунку 2.24 представлено графік відносних зміщень лопатей досліджуваних проточних частин при різних значеннях коефіцієнтів подач.

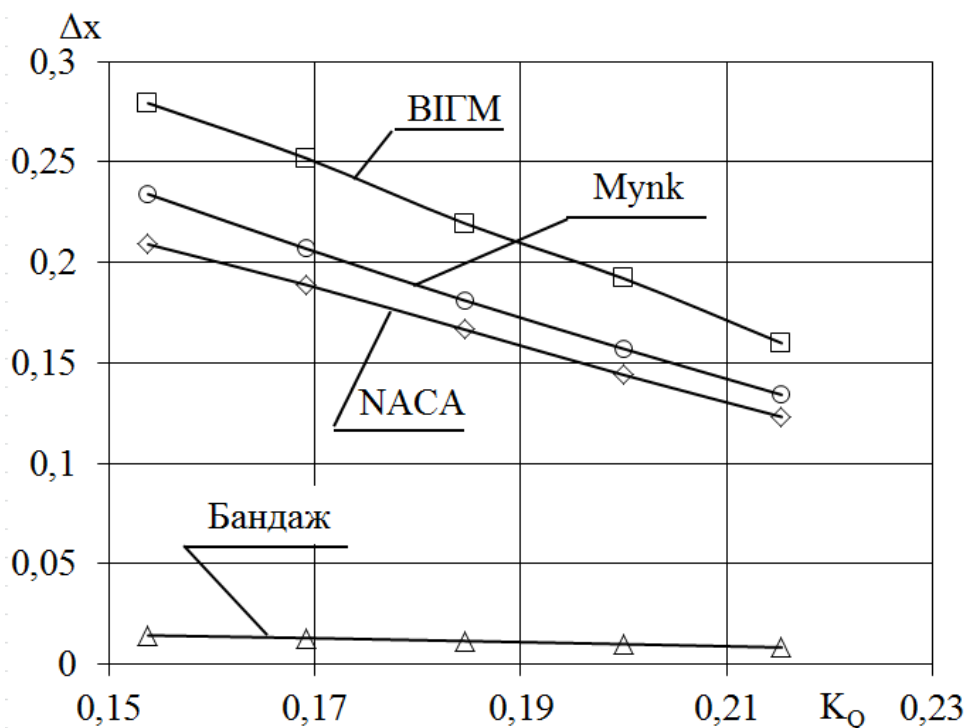


Рис. 2.24 – Графік відносних зміщень для досліджуваних лопатей робочих коліс

Як видно з графіка, максимальні зміщення спостерігаються на лопаті, спроектованій на базі профілю типу ВІГМ, відповідно найменші зміщення – в робочому колесі з бандажним кільцем.

На рисунку 2.25 наведено один із варіантів розподілу тиску навколо лопаті з різними формами профілю.

Як відомо [109, 110], при обтіканні профілю лопаті, довжина траєкторії струминки з одного боку більша за довжину з іншого, що призводить до появи розрідження на одній стороні та підпору на іншій, тобто підйомної сили. На рисунку 2.25 представлено розподіли тиску навколо лопаті з різними типами профілів для

оптимальних режимів роботи. Добре видно, що при використанні профілю типу NASA розподіл відносного значення тиску має плавний характер, тобто не спостерігається різких змін швидкості потоку. На інших двох профілях спостерігається перепад тиску у області від 0 до 5% довжини хорди профілю, який свідчить про різке уповільнення потоку поблизу вхідної кромки. У всіх трьох профілів існує зона пониженого тиску на відстані від 0 до 40% довжини кромки, при цьому на профілі NASA значення коефіцієнту по модулю більші, а у профілів Мунк та ВІГМ криві у цій області мало відрізняються. Невелика за розміром петля в районі вихідної кромки профілю вказує на наявність сліду за лопаттю.

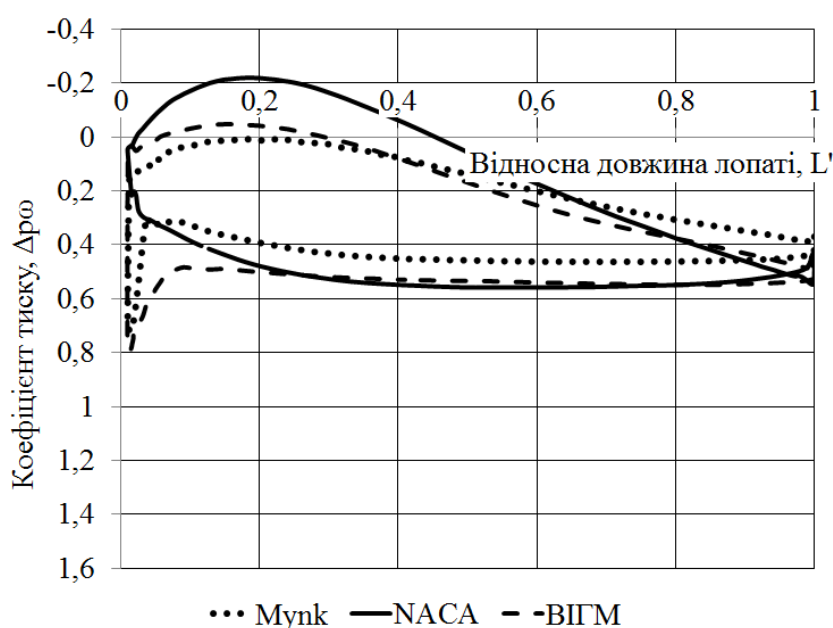


Рисунок 2.25 – Приклад розподілу тиску навколо лопаті з різними формами профілю на одному із розрахункових перетинів ( $\Delta p_\omega = \frac{2(p_m - p_{cm})}{\rho V^2}$ , де  $p_m$  – тиск у точці,  $p_{cm}$  – статичний тиск)

За отриманими кривими розподілу коефіцієнту тиску навколо лопаті можна визначити коефіцієнти підйомної сили кожного з досліджуваних профілів, які будуть рівними площам під відповідними кривими. Розрахунок показав наступні результати: для профілю типу NASA  $C_y = 0,45$ ; для профілю типу Мунк  $C_y = 0,4$ ; для профілю типу ВІГМ  $C_y = 0,41$  (розрахунки проводилися для середнього перетину лопаті на оптимальних режимах роботи).

Таким чином, аналіз даних показує, що профілі типу NASA забезпечують більші значення коефіцієнта підйомної сили при невеликих значеннях коефіцієнта лобового опору, що визначає високі напірні та енергетичні характеристики, повністю задовольняють умовам міцності.

## 2.8 Інтегральні характеристики ступеня

Після одержання раціональних діапазонів значень основних геометричних параметрів ступеня, необхідно визначити його напірні та енергетичні характеристики. Для цього за результатами, отриманими вище, було спроектовано малогабаритний осьовий ступінь на параметри, зазначені в таблиці 2.3 та проведено чисельне дослідження течії рідини в його каналах.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані для проектування модельної проточної частини малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності

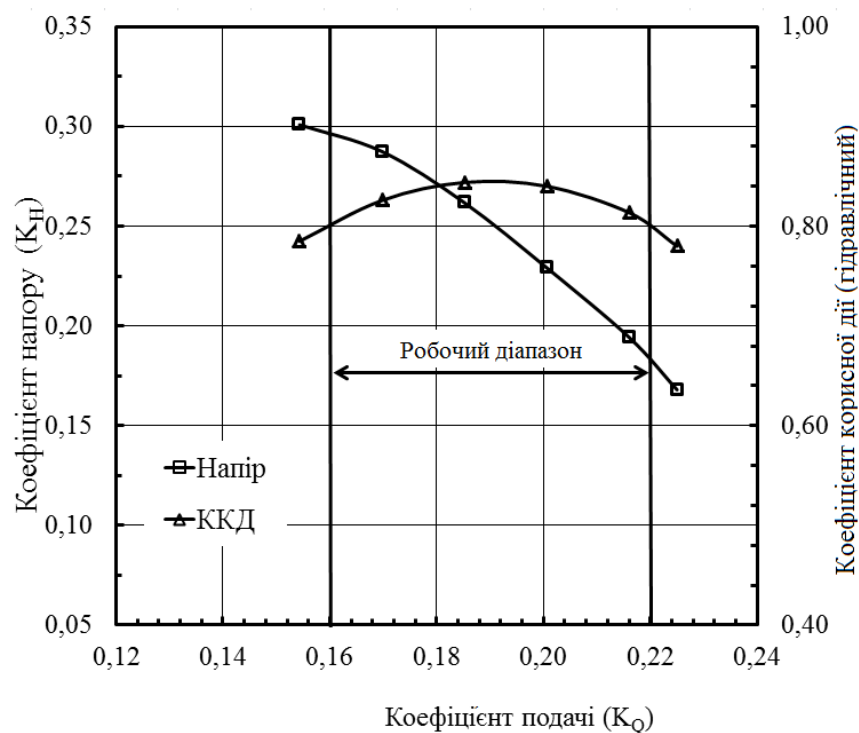
Зовнішній діаметр, $D_2$ , мм (для РК та СА)	155
Коефіцієнт швидкохідності, $n_s$	265
Коефіцієнт напору, $K_H$	0,25
Коефіцієнт подачі, $K_Q$	0,185

На рисунку 2.26 а представлено отримані напірні та енергетичні характеристики досліджуваного ступеню.

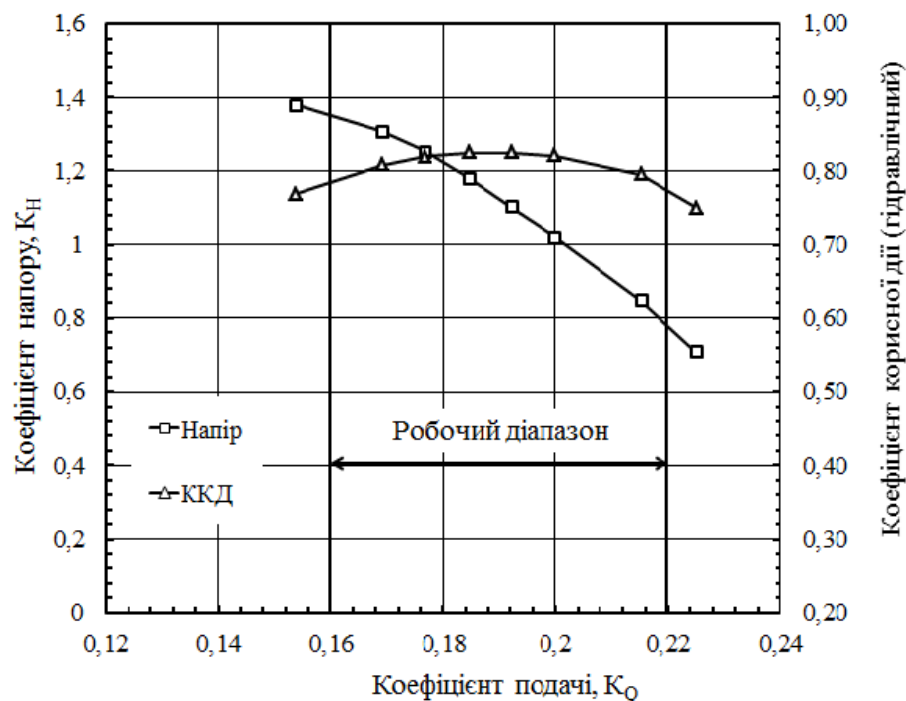
Аналізуючи рисунок 2.26 можна сказати, що робочий діапазон ступеню лежить в діапазоні подач  $K_Q = 0,16...0,22$ . При цьому оптимальні значення параметрів наступні: коефіцієнт подачі  $K_Q = 0,186$ , коефіцієнт напору  $K_H = 0,249$ , ККД гідравлічний  $\eta = 0,84$ .

Дані значення не відрізняються від прийнятих при проектуванні більше ніж на 1 %, тому можна сказати, що обрані раціональні діапазони варіювання адекватні та відповідають дійсності. Крім того, отримане значення гідравлічного ККД

ступеню знаходиться на досить високому рівні в порівнянні з гідравлічним ККД відповідних діагональних ступенів, значення яких звичайно лежать у межах 70...80%.



а)



б)

Рисунок 2.26 – Напірні та енергетичні характеристики отримані шляхом чисельного моделювання: а) для ступеня; б) для насоса (5 ступенів)



На основі отриманих характеристик ступеня було розраховано напірні та енергетичні характеристики насоса на базі досліджуваних ступенів, які представлено на рисунку 2.26 б.

## 2.9 Висновки

На основі проведеного чисельного дослідження можна зробити наступні висновки:

1. Уточнено математичну модель робочого процесу, що дозволяє визначати складові балансу енергії та вплив на них основних геометричних параметрів ступеня. За результатами аналітичного дослідження та чисельного моделювання визначено структуру втрат напору в каналах малогабаритного осьового ступеня. Отримано аналітичні залежності для розрахунків коефіцієнтів втрат у проточній частині.

2. Дослідження структури течії малогабаритного осьового ступеня низької швидкості показали, що структура течії в малогабаритному осьовому ступені низької швидкості має складний тривимірний характер. При цьому важливу роль в формуванні течії відіграє стиснення основного потоку пограничним шаром, наявність масивного вихору, що утворюється за рахунок перетікання рідини через радіальний зазор робочого колеса, а також наявність значного тривимірного сліду, що сходить з неї.

3. Визначено раціональні діапазони основних геометричних параметрів осьового ступеня, що забезпечують затребувані значення гідродинамічних параметрів напірної та енергетичної характеристики ступеня: відносне подовження лопаті становить  $h' = 0,2 - 0,4$ ; значення густоти периферійної решітки профілів лопаті знаходиться у межах  $\tau_{пер} = 0,9 - 1,35$ ; значення відносної довжини зазору між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарата  $S_1' = 0,14 - 0,21$ ; значення відносної довжини міжступеневого зазору  $S_2' = 0,08 - 0,2$ . При цьому тип профілю лопаті, що забезпечить максимальну енергетичну ефективність – НАСА.

4. Отримані значення геометричних параметрів ступеня дозволили спроектувати та отримати напірні та енергетичні характеристики ступеня. Аналіз даних характеристик показав, що досліджувані ступені не поступаються характеристикам діагональних та мають наступні значення: коефіцієнт подачі  $K_Q = 0,186$ , коефіцієнт напору  $K_H = 0,25$ , ККД гідравлічний  $\eta = 0,84$ .

5. В цілому чисельне моделювання підтвердило перспективність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності в свердловинних насосах, проте необхідно виконати фізичний експеримент на випробувальному стенді.

### 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СТУПЕНЯ

#### **3.1 Експериментальні установки для дослідження роботи ступеня та насосного агрегату. Вимірювальний комплекс**

Випробування у рамках даної роботи проводилися на двох гідравлічних стендах кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету, що дозволяють проводити енергетичні випробування насосних ступенів та насосних агрегатів відповідно.

##### 3.1.1. Експериментальна установка для дослідження роботи малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності

Випробування малогабаритного осьового ступеня були виконані на стенді, принципова схема якого представлена на рисунку 3.1. Стенд заповнювався від технічного водопроводу і працював по замкнутій системі циркуляції рідини. Він включав у себе експериментальний пристрій з привідним балансирним двигуном, бак ємністю 20 м<sup>3</sup>, допоміжний насос з привідним двигуном, вимірювальну апаратуру, а також систему трубопроводів з запірною-регулюючою арматурою та витратомірним пристроєм. Допоміжний насос, встановлений за витратомірним пристроєм у напрямку руху рідини у стенді, дозволяв зменшувати опір мережі при випробуваннях на великих витратах. Обов'язковий надлишковий тиск у витратомірному пристрої контролювався манометром і забезпечувався підтриманням надлишкового тиску у баці на рівні 0,2 МПа.

Таблиця 3.1

Поз. познач.	Найменування	К-ть	Прим.
1,3,4	Лінія	3	D <sub>y</sub> 100
2	Лінія	1	D <sub>y</sub> 65

Поз. познач.	Найменування	К-ть	Прим.
Б	Бак	1	V=20 м <sup>3</sup>
ЕП	Експериментальний пристрій	1	
М	Балансирна машина	1	N=20 кВт n = 0-6000 об/хв
ДН	Допоміжний насос	1	
Д	Електродвигун	1	
ВП	Витратомірний пристрій	1	Q <sub>max</sub> =30 м <sup>3</sup> /год
ДМ1	Дифманометр	1	ΔP = 0,25 МПа
ДМ2	Дифманометр	1	ΔP = 0,1 МПа
ТХ	Тахометр	1	
31 - 34	Засувка	4	

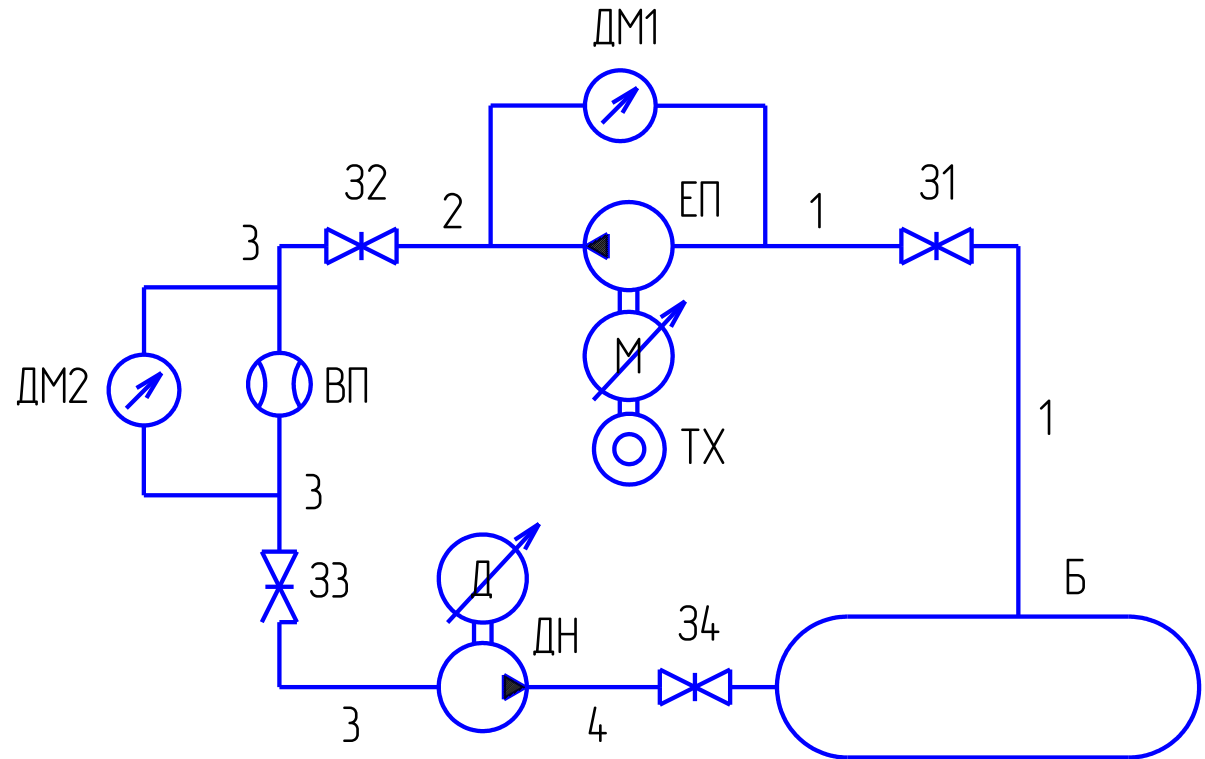


Рисунок 3.1 – Схема гідравлічна принципова стану для експериментальних досліджень малогабаритних ступенів заглиблених свердловинних насосів

Порівняно невеликі габарити і незначні споживані потужності ступенів заглибних свердловинних насосів, що досліджувалися, не дозволяють отримувати якісні експериментальні дані при роботі з одним ступенем. Крім того, характеристики першого та проміжного ступенів можуть істотно відрізнятись внаслідок впливу закрутки потоку на вході у робоче колесо проміжного ступеня [111]. Тому загальноприйнятою практикою [112-114] є використання кількох ступенів при проведенні експериментальних досліджень для отримання результатів з необхідною точністю. При проведенні дослідів послідовно проводились випробування збірок, що складалися відповідно з трьох та двох (проміжний ступінь демонтований) ступенів. Енергетичні характеристики демонтованого ступеня отримувались як різниця геометрично осереднених характеристик вищевказаних збірок. Приймалося, що у даному випадку впливом входу і виходу з експериментального пристрою можна знехтувати і характеристики ступеня отримуються з мінімальною похибкою.

На рисунку 3.2 представлено фото малогабаритного осьового робочого колеса низької швидкохідності для заглибних свердловинних насосів.



Рисунок 3.2 – Робоче колесо досліджуваного ступеня.

На рисунку 3.3 представлено схему експериментального пристрою.

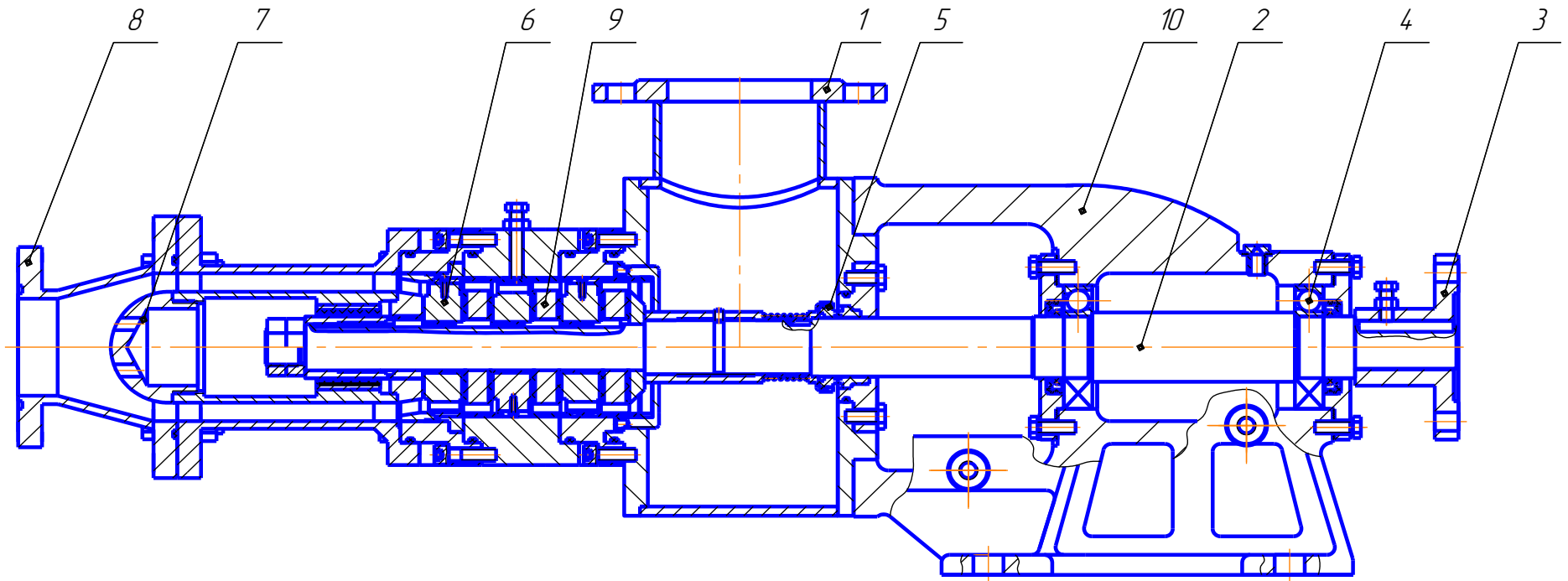


Рисунок 3.3 – Схема експериментального пристрою:

1 – підвідний патрубок, 2 – вал, 3 – полумуфта, 4 – підшипник кочення, 5 – торцеве ущільнення, 6 - статорний апарат досліджуваного малогабаритного ступеня, 7 – гайка – обтікач, 8 – відвідний патрубок, 9 – робоче колесо досліджуваного малогабаритного ступеня, 10 - кронштейн

Окремо слід зазначити, що усі зразки досліджуваних ступенів як у трьохступеневій, так і двоступеневій збірках випробовувались у фіксованому виконанні: робочі колеса жорстко закріплювались на валу експериментального пристрою за допомогою дистанційних втулок з метою виключення їх переміщення в осьовому напрямку і виникнення тертя в індивідуальній опорі. Таким чином у значеннях потужності ступеня та його ККД вищевказане тертя не враховане.

Справа у тому, що величина механічних втрат на тертя в індивідуальній опорі робочого колеса може змінюватися в доволі широких межах в залежності від застосовуваного матеріалу та площ опорних буртів, а її дослідження на різних режимах роботи виходить за рамки даної роботи.

Експериментальний пристрій приводився у обертальний рух балансирною машиною постійного струму MS 1713-4 потужністю 20 кВт з регульованою частотою обертання від 0 до 6000 об/хв. Усі енергетичні характеристики отримані на частоті обертання валу експериментального пристрою 2910 об/хв, яка є стандартною для заглибних свердловинних електродвигунів.

Витратомірний пристрій складався з діафрагми, розрахованої у відповідності ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насоси динамічні. Методи випробувань» та відрізків трубопроводів встановленої довжини. В області малих подач (менше 2,7 - 3 м<sup>3</sup>/с), де похибка вимірювання подачі за допомогою діафрагми складала за паспортом більше 2,5%, точність вимірювання контролювалась ультразвуковим витратоміром типу УРСВ [115], який занесений до Державного реєстру засобів вимірювання і дозволено використовувати в якості дослідницького приладу.

Вимірювальна апаратура забезпечувала можливість зняття енергетичних характеристик досліджуваного ступеня у відповідності до ДСТУ 6134-2009. До складу комплексу вимірювальних приладів входили:

- диференційний масляний манометр типу ДПМ, клас точності 0,16, з границею вимірювання від 0 до 0,1 МПа для вимірювання перепаду тиску на витратомірному пристрої;

- ультразвуковий витратомір УРСВ „Взлет ПР”, чутливість по швидкості потоку 0,01 м/с, з границею вимірювання 0,01 - 13 м/с;

- диференційний масляний манометр типу ДПМ, клас точності 0,16, з границею вимірювання від 0 до 0,25 МПа для вимірювання перепаду тиску на експериментальному пристрої;

- гирі загального призначення 4-го класу точності Г-4-1111.10 (ГОСТ 7328-73) для вимірювання зусилля на плечі балансирної машини;

- тахометр електронний ТЕСА (ГОСТ 21339-75), клас точності 0,1, для вимірювання частоти обертання валу експериментального пристрою;

- термометр ртутний, клас точності 0,4, з границею вимірювання від 0<sup>0</sup> до 50<sup>0</sup> С.

Прилади для вимірювання тиску були забезпечені демпферними бачками з метою зменшення пульсацій тиску в імпульсних трубках. Усі засоби вимірювання пройшли атестацію і повірку у встановленому порядку у Центрі стандартизації і метрології м. Суми. Ультразвуковий витратомір пройшов первинну повірку на заводі - виробнику і визнаний придатним до експлуатації.

### 3.1.2 Експериментальна установка для дослідження заглибних свердловинних насосних агрегатів

Принципова схема стенду, на якому проводилися випробовування насосного агрегату, представлена на рисунку 3.4. Стенд також заповнювався водою від технічного трубопроводу та працював по замкнутій системі циркуляції. Він включає в себе резервуар ємністю 3,5 м<sup>3</sup>, в якому монтується досліджуваний насосний агрегат, основний бак ємністю 20 м<sup>3</sup>, вимірювальну апаратуру, а також систему трубопроводів з запірною-регулюючою арматурою.

Фото досліджуваного насосного агрегату представлено на рисунку 3.5.



Таблиця 3.2

Поз. познач.	Найменування	К-ть	Прим.
1	Лінія	3	D <sub>y</sub> 100
2	Лінія	1	D <sub>y</sub> 65

Поз. познач.	Найменування	К-ть	Прим.
Б	Бак	1	V=20 м <sup>3</sup>
Р	Резервуар	1	V=3,5 м <sup>3</sup>
ВЛР	Витратомірний пристрій	1	Q <sub>max</sub> =250 м <sup>3</sup> /год
М1	Дифманометр	1	ΔP = 0,25 МПа
Н	Досліджуваний насосний агрегат	1	
31, 32	Засувка	2	
К1-К3	Кран	3	

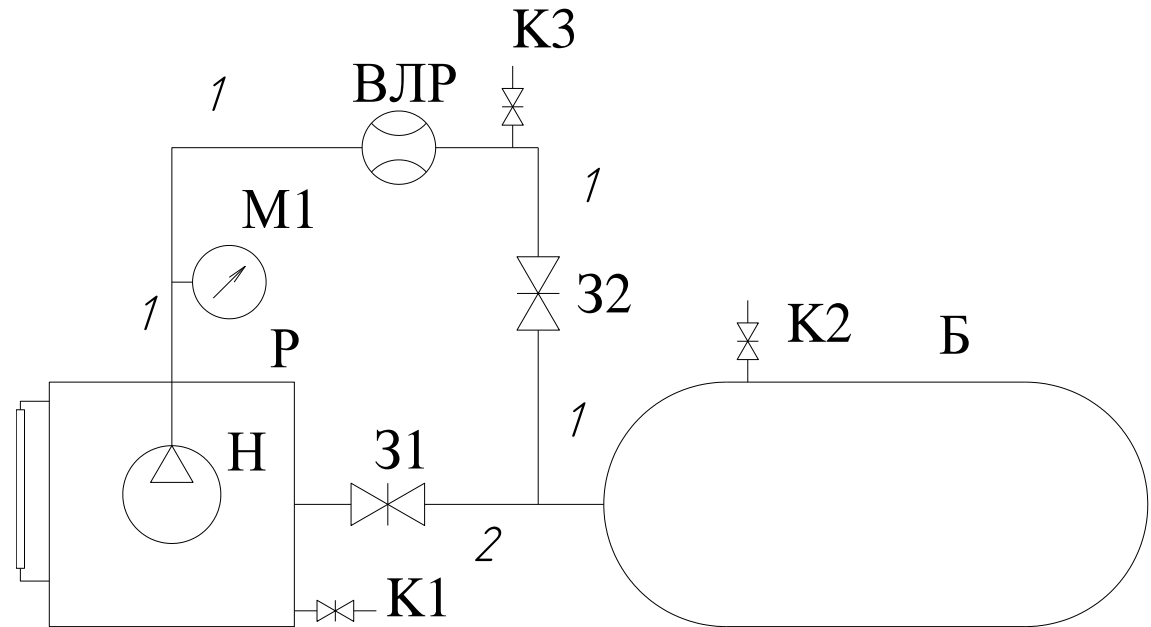


Рисунок 3.4 – Схема гідравлічна принципова стенду для експериментальних досліджень агрегатів заглибних свердловинних насосів

Усі енергетичні характеристики отримані на частоті обертання вала 2910 об/хв., яка є стандартною для заглибних свердловинних електродвигунів.

Для отримання напірних та енергетичних характеристик забезпечувалося повне занурення насосного агрегату в резервуар.

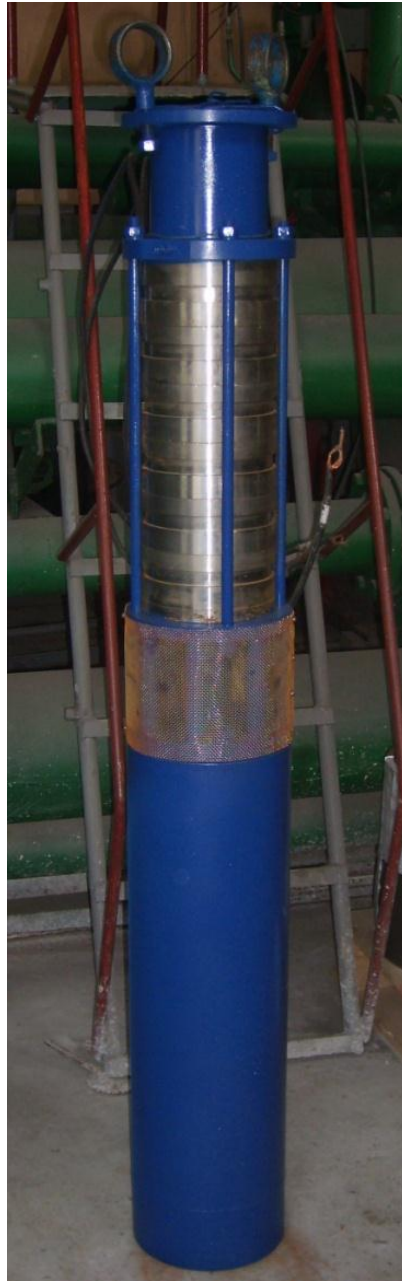


Рисунок 3.5 – Досліджуваний насосний агрегат ( $z=5$ )

Вимірювальна апаратура забезпечує можливість зняття енергетичних характеристик досліджуваного насосного апарату у відповідності до ДСТУ 6134-2009. В комплект вимірювальних приладів входили:

- зразковий манометр типу МО, клас точності 0,15, з межами вимірювань від 0 до 1,6 МПа ТУ 07-206-67 для вимірювання тиску на виході з насоса;

- ультразвуковий витратомір-лічильник рідини ВЛР 2304 А виробництва ЗАО "Асвега - У" (Україна), клас точності 0,1 з межами вимірювань від 10 до 250 м<sup>3</sup>/год;

- цифровий мультиметр DMK 21 виробництва фірми "Lovato" (Італія), заводський номер 00100724, клас точності 0,5 з межами вимірювань від 9,6 до 132 кВт;

- термометр ртутний, клас точності 0,4 з межами вимірювань від 0<sup>0</sup> до 50<sup>0</sup> С.

Довжини прямих ділянок трубопроводу до та після витратоміра-лічильника в 2 рази перевищують мінімальні значення, вказані в паспорті на прилад (5 умовних діаметрів до приладу по напрямку руху рідини та 3 діаметра після приладу).

Манометр був забезпечений демпферними бачками з метою зменшення пульсацій тиску в імпульсних трубках. Засоби вимірювань пройшли атестацію та повірку в установленому порядку в Центрі стандартизації та метрології м. Суми.

### **3.2 Методика експериментальних досліджень та оцінка похибок вимірювання**

Випробовування заглибного свердловинного насосного агрегату з осової проточною частиною низької швидкохідності проведені в наступному об'ємі та послідовності:

а) отримання напірної та енергетичної характеристик проміжного ступеня;

б) отримання напірної та енергетичної характеристик заглибного свердловинного насосного агрегату;

в) верифікація чисельного експерименту.

Необхідна кількість дослідів на кожному етапі досліджень визначалась відповідно рекомендацій [116-118] виходячи з необхідної точності вимірювання режимних параметрів. Для досягнення відносної похибки результатів 5...10% при довірчій ймовірності 0,9 – 0,95 необхідно виконувати не менше 5 і не більше 18 вимірів на одному рівні факторів, що контролюються.

Перед пуском установки в роботу виконувалися вимірювання атмосферного тиску та температура перекачуваної рідини.

Розрахунок похибок вимірювання проводився за наступними співвідношеннями:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_R^2} \quad (3.1)$$

де  $\sigma_s$  - систематична похибка вимірювань;

$\sigma_R$  - випадкова похибка при вимірюваннях.

Систематична похибка приладів  $\sigma_s$  розраховувалася за наступною залежністю:

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_o^2} \quad (3.2)$$

де  $\sigma_A$  - похибка приладів;  $\sigma_o$  - похибка зчитування.

Випадкова похибка  $\sigma_R$  розраховувалася за теорією малих виборок.

Для розрахунку довірчого інтервалу з урахуванням похибки Стюдента  $h$  на кінцеве число дослідів [119], в межах якого знаходяться усі (випадкові) похибки вимірювань середнього значення фактору, використовувалося співвідношення:

$$|\Delta \bar{y}| = h\sigma \quad (3.3)$$

Кінцевий результат представлявся в наступному вигляді:

$$y = \bar{y} \pm \Delta \bar{y} \quad (3.4)$$

### 3.2.1 Випадкові похибки при вимірюваннях

Визначення випадкової похибки будь-якої з вимірюваних величин визначалася за викладеною нижче послідовністю [119].

Для одного й того ж значення фактора  $x_i$ , знаходиться найбільш вірогідне значення вимірюваної величини  $\bar{y}$  з  $n$  вимірювань, яким є середньоарифметичне значення для прийнятого («нормального») закону розподілу похибки:

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n} \quad (3.5)$$

Похибка вимірювань оцінюється її дисперсією:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1}} \quad (3.6)$$

За критерієм Граббса  $t = \frac{|\bar{y} - y_i|}{S}$ , визначались грубі вимірювання, для яких розраховане значення критерію перевищує табличне. Після цього грубі вимірювання виключалися, та заново визначалося значення  $\bar{y}$ , та оцінювалися його дисперсія відтворення:

$$\sigma_R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{(n-1)n} \quad (3.7)$$

Довірчий інтервал для усіх вимірюваних величин визначався виходячи з довірчої вірогідності 0,95, з врахуванням поправки Стюдента на кінцеве число дослідів.

В таблиці 3.3 приведено довірчі інтервали при вимірюваннях подачі насосу.

Таблиця 3.3 – Довірчі інтервали для вимірюваних величин

Вимірювана величина $Q_{нас}$	159,2;	149,5;	144,5;	135;	131,4;	126;	118,5;	110,4;	100,1;	93;
	161,1;	151;	146,3;	137,5;	133,1;	127,5;	120,2;	112,4;	102,7;	95,5;
	160,6;	150,4;	146;	138,7;	132,6;	127,2;	119,6;	111,9;	102,2;	95,4;
	158,5;	149;	143,1;	134,2;	131;	126,2;	119;	107,8;	101,5;	93,5;
	160,5;	151,5;	145,7;	136,9;	133,1;	128;	120,8;	109,8;	103,2;	95,1;
	160,2	150,6	145,2	136,4	132,6	127,4	119,9	109,2	102,7	95,2
Математичне очікування	160,0	150,3	145,1	136,5	132,3	127,1	119,7	110,3	102,1	94,6
Середньоквад ратичне відхилення	0,436	0,417	0,528	0,736	0,398	0,351	0,371	0,766	0,502	0,483
Дисперсія	0,19	0,174	0,279	0,541	0,158	0,123	0,137	0,587	0,2517	0,233
Довірчий інтервал	158,9	149,3	143,8	134,6	131,3	126,2	118,7	108,3	100,8	93,4
	161,3	151,7	146,6	138,3	133,6	128,3	120,9	111,2	104,0	96,4

### 3.2.2 Систематичні похибки при непрямих вимірюваннях

При розрахунку похибок визначення основних енергетичних характеристик ступені (подачі, напору, потужності та ККД) використовувались наведені в [120] формули для визначення відносних граничних похибок результатів випробувань.

Відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання визначалась за формулою:

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \times 100, \% \quad (3.8)$$

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

Абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання визначалась як сума допустимої основної похибки тахометра і граничної похибки неточності вимірювання.

Подача ступеня розраховувалась за формулою:

$$Q = K_{e.d.} \sqrt{\Delta p_Q}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.9)$$

де  $K_{e.d.} = 5,287 \times 10^{-5}$  – загальний коефіцієнт витрати діафрагми;

$\Delta p_Q$  - перепад тиску на діафрагмі, який вимірювався диференційним манометром, Па.

Коефіцієнт  $K_{e.d.}$  визначений розрахунковим способом у Центрі стандартизації і метрології м. Суми.

Тому для подачі, відповідно формулі для обчислення похибки непрямого вимірювання відносна гранична похибка визначення подачі розраховувалась за формулою:

$$\Delta Q = \sqrt{(\delta Q)^2 + (\delta n)^2}, \% \quad (3.10)$$

де  $\delta Q$  - відносна гранична похибка вимірювання подачі.

Відносна гранична похибка вимірювання подачі при використанні діафрагми підраховувалась по залежності:

$$\delta Q = 2 \times \sigma_Q, \% \quad (3.11)$$

де  $\sigma_Q$  - середня квадратична відносна похибка вимірювання подачі.

Значення  $\sigma_Q$  обчислювалося у відповідності до методики, викладеної в [85]:

$$\sigma_Q = \sqrt{\sigma_\alpha^2 + \sigma_{k.Re}^2 + 0,25 \times (\sigma_{\Delta p}^2 + \sigma_\rho^2)}, \% \quad (3.12)$$

де  $\sigma_\alpha$  - середня квадратична відносна похибка визначення коефіцієнта звужуючого пристрою;

$\sigma_{k.Re}$  - середня квадратична відносна похибка визначення коефіцієнта корекції подачі на число Рейнольдса;

$\sigma_{\Delta p}$  - середня квадратична відносна похибка вимірювання перепаду тиску на звужуючому пристрої;

$\sigma_\rho$  - середня квадратична відносна похибка визначення густини рідини.

Відносна гранична похибка вимірювання подачі при використанні ультразвукового витратоміра підраховувалась по залежності, отриманій у відповідності до [111]:

$$\delta Q = \sqrt{0.25 \times (\delta V)^2 + \frac{D^2}{(D - 2 \times s)^2} \times \delta D^2 + \frac{4 \times s}{(D - 2 \times s)^2} \times \delta s^2}, \% \quad (3.13)$$

де  $D$ ,  $s$  - зовнішній діаметр та товщина стінки трубопроводу у місці розташування датчиків витратоміра;

$\delta V$  - відносна гранична похибка вимірювання середньої швидкості потоку [106];

$\delta D$  - відносна гранична похибка вимірювання зовнішнього діаметру трубопроводу;

$\delta s$  - відносна гранична похибка вимірювання товщини стінки трубопроводу за допомогою ультразвукового товщиноміра;

Значення відносної граничної похибки вимірювання подачі приведені в таблиці 2.1.

Відносна гранична похибка визначення напору розраховувалась за формулою [111]:

$$\Delta H = \sqrt{(\delta H)^2 + 4 \cdot (\delta n)^2}, \% \quad (3.13)$$

де  $\delta H$  - відносна гранична похибка вимірювання напору.

Відносна гранична похибка вимірювання напору обчислювалась по залежності:

$$\delta H = \frac{1}{H} \times \sqrt{\frac{0,102^2 \times \Delta p_H^2}{\rho^2} \times (\delta^2(\Delta p_H) + \delta \rho^2) + 0,1654^2 \times \left( \frac{1}{d_{\delta\delta.2}^4} - \frac{1}{d_{\delta\delta.1}^4} \right)^2 \times Q^4 \times \delta Q^2}, \% \quad (3.14)$$

де  $H$  - дослідні значення напору;

$Q$  - дослідні значення подачі;

$\delta(\Delta p_H)$ ,  $\delta \rho$ ,  $\delta Q$  - граничні похибки вимірювання перепаду тиску, густини рідини та подачі відповідно.



Таблиця 3.4 Похибки вимірювання подачі, що залежать від величини вимірюваної подачі

% подачі	Номинальне значення подачі, $10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$	Відносна похибка вимірювання подачі (діафрагма), %	Відносна похибка вимірювання подачі (витратомір), %
100	6,94	1,18	-
70	4,86	1,23	-
50	3,47	1,41	-
40	2,78	1,71	-
30	2,08	2,51	1,74
20	1,38	-	1,79
10	0,69	-	1,86
5	0,35	-	1,93

Відносна гранична похибка визначення потужності на валу експериментального пристрою при використанні балансирного двигуна підраховувалась за формулою [111]:

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100 \times \psi F}{F_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}}\right)^2 + 4 \cdot \delta n^2 + \delta F_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}^2 + \delta l_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}^2}, \% \quad (3.15)$$

де  $\psi F$  - поріг чутливості балансирної машини;

$\delta F_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}$  - відносна гранична похибка вимірювання зусилля за допомогою зважувального пристрою;

$\delta l_{\hat{a}\hat{a}\hat{a}}$  - відносна гранична похибка вимірювання довжини плеча важеля балансирної машини.

Відносна гранична похибка визначення ККД ступені розраховувалась за формулою [111]:

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2}, \% \quad (3.16)$$

Середньоквадратичні відносні похибки прямих и непрямих вимірювань визначались за формулою [111]:

$$\sigma\varepsilon = \frac{\varepsilon}{2}, \% \quad (3.17)$$

де  $\varepsilon$  - відносна гранична похибка вимірюваного параметру.

Похибки прямих та непрямих вимірювань, що проводилися при дослідах, наведені в таблицях 3.4 та 3.5.

Таблиця 3.5 Похибки непрямих вимірювань

№ п/п	Визначувана величина, розмірність	Середній рівень значень параметру	Відносна гранична похибка, %	Середньо- квадратична відносна похибка, %
1	Подача (з використанням діафрагми) $Q$ , $10^{-3}$ м <sup>3</sup> /с	5,8	1,82	0,91
2	Напір $H$ , м	5,5	0,47	0,24
3	Потужність $N$ , кВт	1,0	0,98	0,49
4	ККД $\eta$ , %	60	2,12	1,06

Аналіз даних таблиць дозволяє зробити висновок про те, що похибки визначення величин подачі, напору, потужності та ККД не перевищують допустимих меж згідно [111].

### 3.3 Аналіз результатів фізичного експерименту

Результати експериментального дослідження роботи малогабаритного осьового ступеня, після їх обробки, дозволили побудувати його напірну та енергетичну характеристики, які представлені на рисунку 3.6.

Рівняння регресії експериментальної напірної характеристики отримане за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів з середньоквадратичною похибкою менше 1%:

$$H = -16,95Q^2 + 4,54Q - 0,03 \quad (3.18)$$

Аналізуючи інтегральні характеристики, отримані на експериментальному стенді, та порівнюючи їх з результатами чисельного моделювання (рис. 3.6) можна сказати, що розходження результатів чисельного моделювання та експерименту по напору складає близько 3%. Що стосується ККД, то з рисунку 3.6 видно, що отримана при випробовуваннях на стенді крива ККД ступеня забезпечує більш вузький діапазон робочих режимів, ніж та, що була отримана шляхом чисельного моделювання, в той час як максимальні ККД розходяться на 4%. Найбільш вірогідною причиною вказаної поведінки експериментальної кривої ККД є розходження між геометричними моделями лопатевих систем, використаних при розрахунках, і реально виготовлених, в особливості це стосується форми вхідних та вихідних кромek, шорсткості каналів проточної частини і т.д.

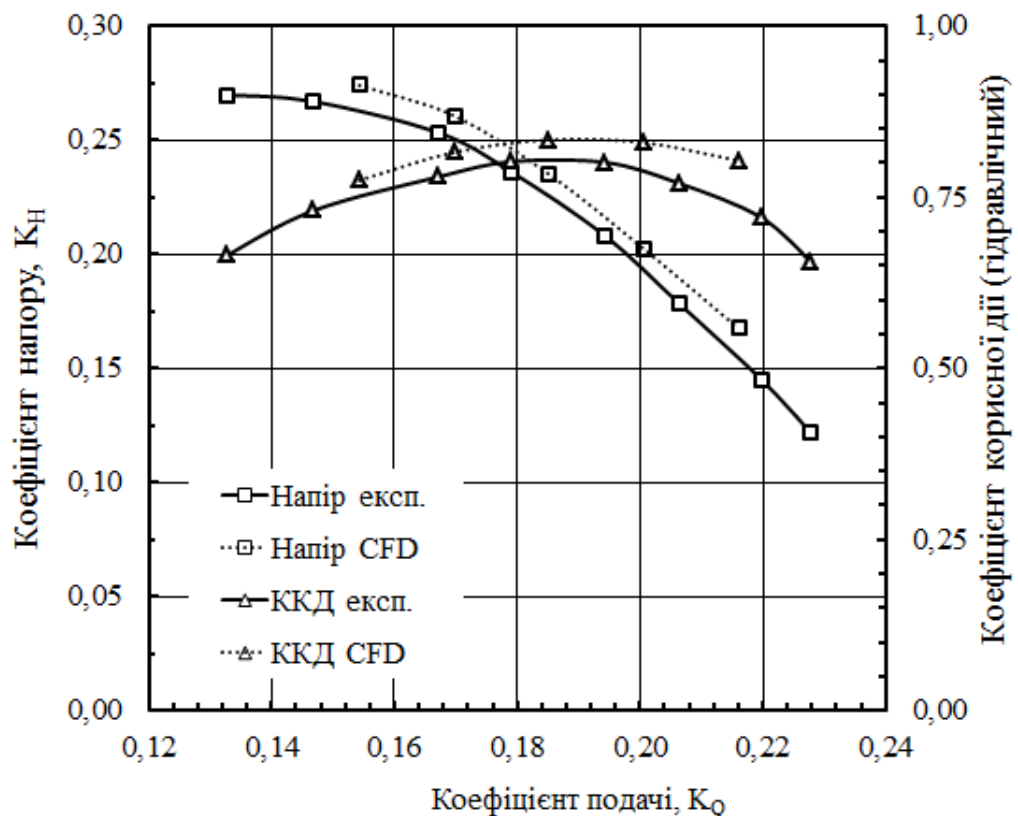


Рисунок 3.6 – Напірні та енергетичні характеристики малогабаритного осевого ступеня з  $n_s = 265$

Тим не менш, отримані розходження є допустимими, а результати чисельного експерименту можна вважати повністю підтвердженими.

Результати експериментального дослідження роботи насосного агрегату на основі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності, після їх обробки, дозволили побудувати його напірну та енергетичну характеристики, які представлені на рисунку 3.7.

Рівняння регресії експериментальної напірної характеристики, отримане за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів з середньоквадратичною похибкою менше 1%:

$$H = -81,58Q^2 + 21,31Q - 0,05. \quad (3.19)$$

На рис. 3.7 представлено експериментальну та розрахункову характеристику насоса. Як видно, отримане значення ККД насоса, незначно нижче ККД насосів провідних фірм виробників [12].

Аналізуючи напірні характеристики насоса, приведені на рис. 3.7 можна відзначити, що розходження між результатами чисельного моделювання та експерименту в точці оптимуму складає не більше 4%.

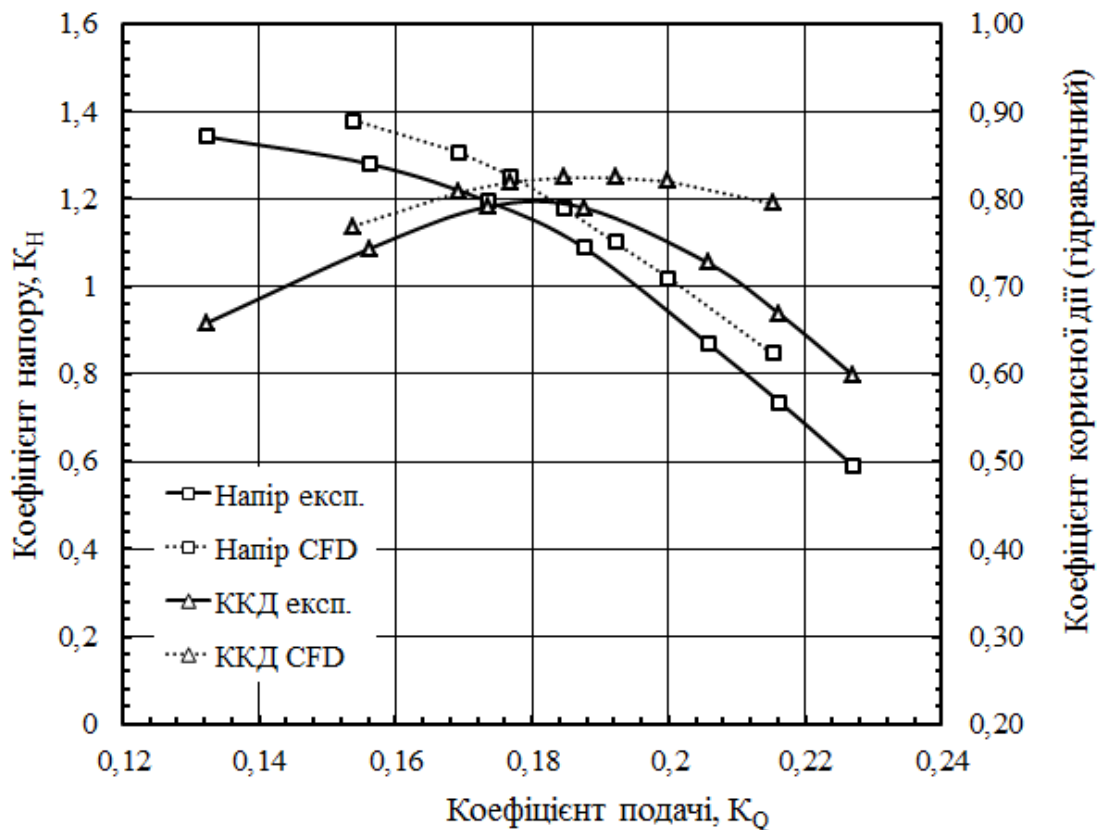


Рисунок 3.7– Напірні та енергетичні характеристики насоса на базі малогабаритних осьових ступенів з  $n_s = 265$

Таким чином, можна сказати, що верифікація чисельного моделювання фізичним експериментом була виконана успішно. Розходження отриманих результатів не перевищують значення 5%, тому можна вважати, що інші данні отримані шляхом чисельного експерименту, мають необхідну точність та ними можна керуватися, не перевіряючи кожного разу на випробувальному стенді.

### 3.4 Висновки

Викладене в даному розділі дає підстави зробити наступні висновки.

1. Створено дві експериментальні установки для дослідження напірних та енергетичних характеристик ступеня та насоса відповідно.

2. Отримані напірні та енергетичні характеристики показали, що їх розходження з чисельним дослідженням не перевищує 5% у зоні оптимальних подач. Отримані параметри ступеня: при  $K_Q = 0,185$   $K_H = 0,247$ ,  $\eta = 0,83$ ; отримані параметри насоса: при  $K_Q = 0,185$   $K_H = 1,2$ ,  $\eta = 0,8$ . Дані параметри не поступаються параметрам діагональних ступенів провідних виробників свердловинних насосів.

3. Аналіз похибок прямих та непрямих вимірювань показує, що похибки вимірювань величин подачі, напору, потужності та ККД не перевищують допустимих меж.

## 4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ МАЛОГАБАРИТНОГО ОСЬОВОГО СТУПЕНЯ НИЗЬКОЇ ШВИДКОХІДНОСТІ В СКЛАДІ БАГАТОСТУПІНЧАСТОГО СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА

### 4.1 Рекомендації щодо вибору основних геометричних параметрів досліджуваного ступеня

При проектуванні малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності для свердловинних насосів за вихідні дані приймаються робочі параметри, вказані в технічному завданні на розробку багатоступінчастого осьового насоса: подача насоса ( $Q$ , м<sup>3</sup>/с), напір насоса ( $H_n$ , м), частота обертання ( $n$ , об/хв), зовнішній діаметр робочого колеса ( $D_2$ , мм).

Розрахунок проводиться в наступному порядку:

1. Задається осьовий вхід потоку в робоче колесо  $\vec{v}_{u,ex} = \vec{v}_{u1} = 0$ .
2. Далі обирається значення втулкового відношення. Виходячи з досліджень дане значення необхідно обирати рівним 0,8 для усіх типорозмірів малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності, що дозволить полегшити їх виробництво, адже ступені будуть відрізнятися одне від одного лише лопатевою системою, за рахунок чого зменшаться витрати на створення технологічної оснастки. Крім того, дане значення забезпечує найбільш близькі до оптимальних значення напірних та енергетичних характеристик.
3. Наступним кроком є визначення діаметру втулки та розрахункових перетинів.

Знаючи втулкове відношення та зовнішній діаметр робочого колеса визначається діаметр втулки:

$$D_{em} = D_2 \overline{d_{em}}. \quad (4.1)$$

Знаючи діаметр втулки та зовнішній діаметр робочого колеса отримуємо висоту лопаті:

$$h = 0,5(D_2 - d_{em}). \quad (4.2)$$

Після цього лопать розбивається на 3 – 5 розрахункових перетинів, рівномірно розміщених по висоті лопаті (рис. 4.1).

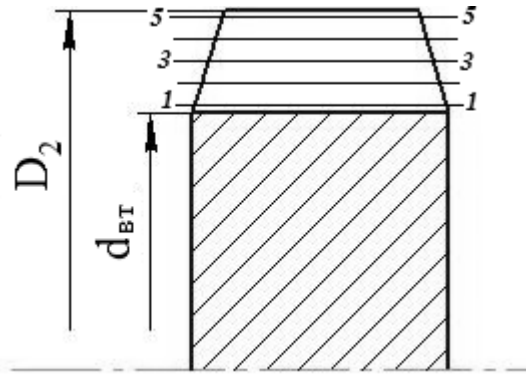


Рисунок 4.1 – Схема розміщення розрахункових перетинів

4. Обирається значення густоти решітки на кожному з перетинів. Особлива увага приділяється значенню периферійної густоти решітки: вона повинна бути у межах від 0,9 до 1,3, оскільки дані значення забезпечують максимальні напірні та енергетичні характеристики робочого колеса.

Густота решітки на інших перетинах повинна плавно збільшуватися до втулкового перетину, при чому для вибору значень густоти решітки необхідно користуватися формулою:

$$\tau = -0,0745i + C, \quad (4.3)$$

де  $i$  – номер перетину за рисунком 4.1;

$C$  – коефіцієнт ( $C = 1,275 \dots 1,675$ , при чому найменше значення коефіцієнту  $C$  необхідно обирати при  $\tau_{пер} = 0,9$ ; відповідно, при  $\tau_{пер} = 1,3$  необхідно обирати найбільші значення коефіцієнта  $C$ ).

5. Обирається кількість лопатей робочого колеса, бажано, щоб вона була рівною  $z = 7 - 8$ . Проте, при необхідності, даний діапазон можна розширити до значень  $z = 6 - 10$ .

Обравши кількість лопатей робочого колеса визначаємо крок решітки на кожному з розрахункових перетинів:

$$t = \frac{2\pi R_i}{z}, \quad (4.4)$$

де  $R_i$  – радіус, на якому знаходиться розрахунковий перетин.

6. Після визначення густоти та кроку решітки визначають довжину хорди лопаті на кожному з розрахункових перетинів:

$$\tau = \frac{b}{t} \Rightarrow b = t \cdot \tau.$$

Отримані значення довжини хорди лопаті округлюються до 0,5 мм з конструктивних та технологічних міркувань. Після чого виконується уточнюючий розрахунок густоти решітки.

7. Наступним етапом є визначення кутових характеристик решітки лопатей на кожному з перетинів.

Починати необхідно з визначення кута установки лопатей:

$$\beta_i = i + (0,64 - a)Q, \quad (4.5)$$

де  $i$  – номер перетину за рисунком 4.1;

$Q$  – подача ступеня;

$a$  – коефіцієнт, що визначається за графіком 4.2, який було отримано за допомогою чисельного дослідження.

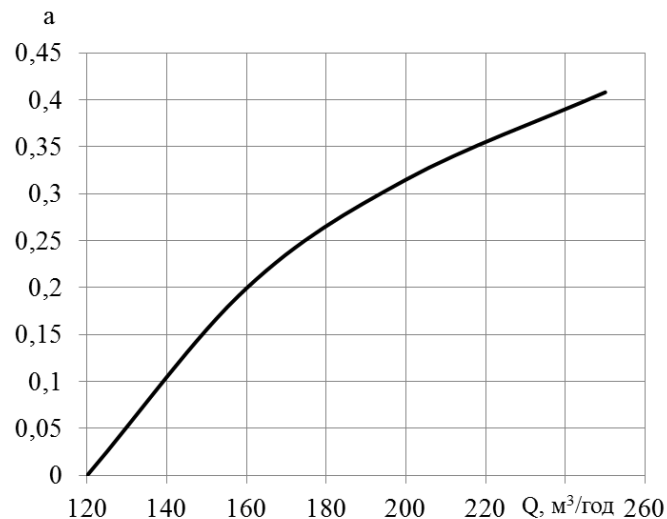


Рисунок 4.2 – Графік для визначення коефіцієнта  $a$

При цьому радіус кривизни лопаті має складати  $R = 160 - 170$  мм.

8. Обирається форма профілю лопаті. На основі проведених досліджень було встановлено, що для малогабаритних осьових ступенів низької швидкості необхідно використовувати профіль типу НАСА, який відповідає умовам міцності, забезпечує високі напірні та енергетичні



характеристики, крім того є досить простим у виготовленні, оскільки є симетричним і його середньою лінією у нашому випадку є дужка кола.

Максимальна товщина лопаті повинна знаходитися у втулковому перетині та плавно зменшуватися до периферії. Значення товщини на кожному розрахунковому перетині обирають з діапазону  $(0,042 \dots 0,075)b$ .

9. Назначається абсолютна величина радіального зазору між торцями лопатей робочого колеса та корпусом насоса. Враховуючи існуючі нормативні вимоги по вибору значень радіального зазору, що забезпечують вібростійкість ротора та попереджують небажані явища щільової кавітації в осьових насосах [120], а також орієнтуючись на оптимальні зазори в радіальних підшипниках ковзання, що працюють на парекачуваній рідині [121] для малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності можна рекомендувати  $\delta_{rad}=0,15 \dots 0,2$  мм.

10. Обирається довжина осьового зазору між лопатевою системою робочого колеса та статорного апарату з діапазону  $S = (0,14 \dots 0,21)b_{вт}$ , де  $b_{вт}$  – довжина хорди профілю на втулковому перетині лопаті робочого колеса.

11. Після отримання геометрії робочого колеса переходять до проектування статорного апарату, який представляє собою кругову решітку нерухомих циліндричних лопаток. Методика розрахунку не відрізняється, від пропонуваної у класичних джерелах [47-49, 51], тому не будемо її розглядати у роботі.

12. Важливим моментом в проектуванні малогабаритного осьового робочого колеса є дотримання плавності поверхні лопаті. Зважаючи на те, що лопать робочого колеса призначена для перетворення механічної енергії обертального руху у гідравлічну енергію, то дані перетворення повинні відбуватися з мінімальними втратами енергії. Тому заключним етапом проектування робочого колеса є перевірка плавності поверхні лопаті.

Дану перевірку виконують у програмах тривимірного моделювання, наприклад, SolidWorks [122]. Приклад перевірки плавності лопаті наведено на рисунку 4.3.

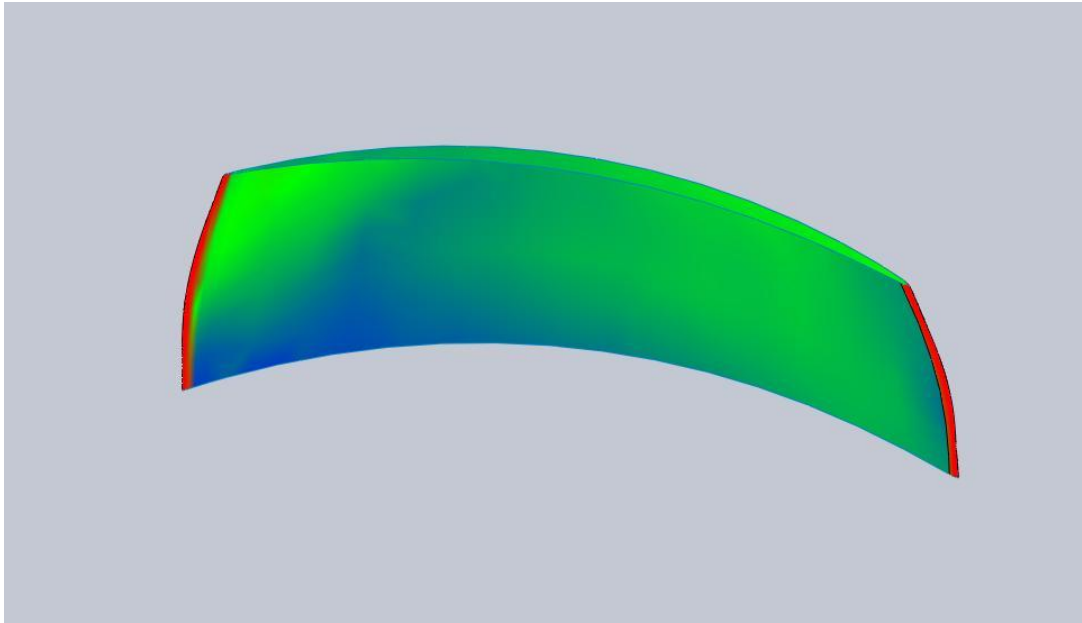


Рисунок 4.3 – Приклад перевірки плавності лопаті

Як видно з рисунка, лопать побудована плавно, про що свідчать поступові переходи кольору та відсутність зон з малими радіусами кривизни.

13. Зважаючи на те, що насос на базі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності – багаступінчастий, необхідно обрати довжину міжступеневого зазору. За даними дослідження, результати якого наведені у попередніх розділах, довжина даного зазору повинна знаходитися у діапазоні  $S = (0,08...0,2)b_{вт}$ , де  $b_{вт}$  – довжина хорди профілю на втулковому перетині лопаті робочого колеса.

Виконуючи вищеперераховані етапи розрахунку отримуємо усі необхідні геометричні параметри для побудови геометрії проточної частини ступеню.

## **4.2 Конструкція свердловинного насоса з осьовою проточною частиною**

Розроблений електронасосний агрегат АЕВА 120-60 складається з насоса та електродвигуна, вали роторів яких з'єднано жорсткою муфтою.

Усмоктувальна порожнина агрегату розміщена між двигуном та насосом та захищена сіткою від попадання твердих включень.

Насос ЕВА120-60 (рис. 4.4 а) виконано багатоступінчастим, ступені – осьові низької швидкохідності. Кожний ступінь складається з робочого колеса 1, статорного апарату 2 та секції 3. Робочі колеса жорстко закріплені на валу 4 за допомогою шпонок 5 та втулок 6. Секції між собою ущільнюються гумовими кільцями 7 та стягуються шпильками 8. Матеріал проточної частини – нержавіюча сталь.

Напірний патрубок 9 з'єднується з водопідйомним трубопроводом за допомогою фланця 10.

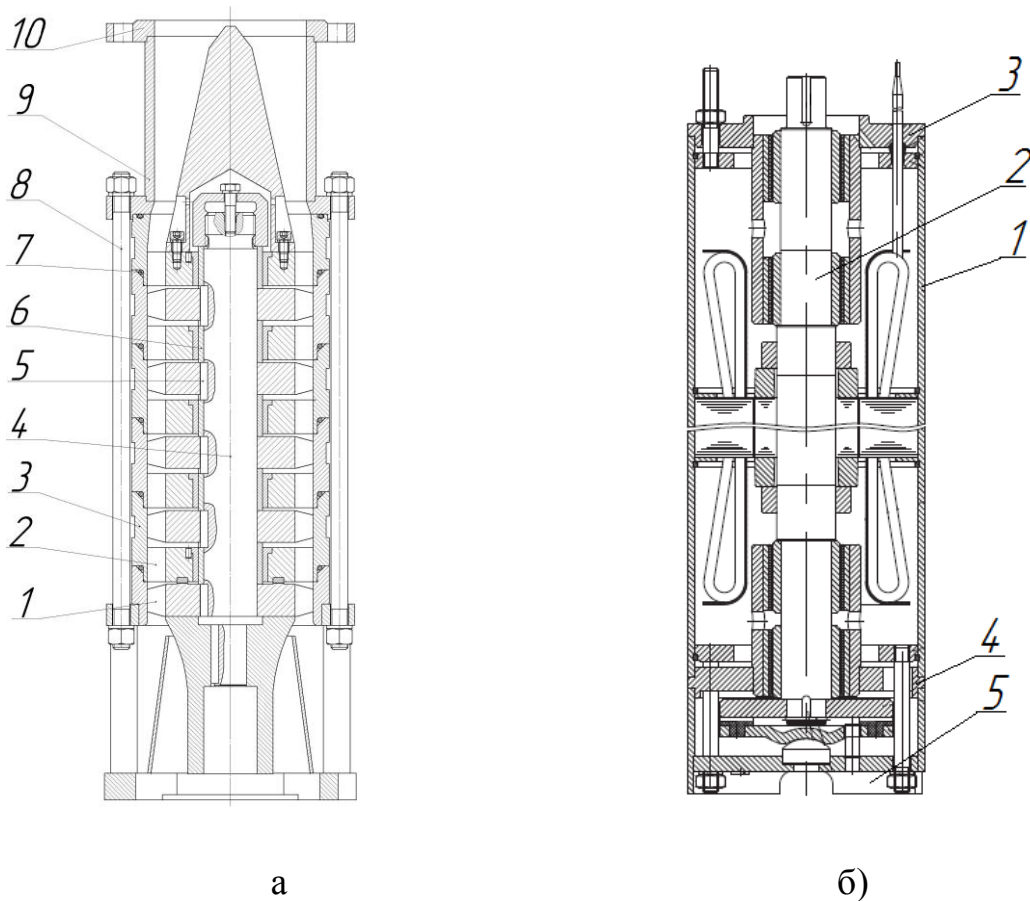


Рисунок 4.4 а) конструкція насоса ЕВА 120-60, б) конструкція двигуна ПЕВД 32-235.

Осьове навантаження насоса та вагу насоса сприймає опорний вузол та п'ята двигуна. Підшипники гумометалеві, змащуються та охолоджуються перекачуваною рідиною.

Електродвигун ПЕДВ 32-235 (рис. 4.4 б) асинхронний, з коротко замкнутим ротором, заглибний, водозаповнений в не герметичному виконанні, складається з статора 1 та ротора 2, підшипникових щитів 3, 4 та днища 5.

Насосні агрегати даного типу призначені для подачі води з температурою до  $35^{\circ}\text{C}$  та вмістом твердих домішок до 0,5% за масою зі свердловин. Агрегат може використовуватися для міського, промислового та сільськогосподарського водопостачання, зрошення, водопониження тощо.

### **4.3 Типорозмірний ряд свердловинних насосів для водопостачання з осью протоочною частиною**

Насособудування відноситься до складної та відповідальної галузі машинобудування, яка характеризується великою різноманітністю типів насосів. Тому однією з основних задач є максимальна уніфікація та типізація насосів, що може бути досягнуто шляхом використання та розвитку методів подібності стосовно даної галузі техніки.

Будь-який виріб, в тому числі і насос, характеризується параметрами, що відображають різноманіття його властивостей, при цьому існує деякий перелік параметрів, які доцільно стандартизувати. Номенклатура стандартизованих параметрів повинна бути мінімальною, проте достатньою для оцінки експлуатаційних характеристик даного типа виробів та його модифікацій. Для насосів такими параметрами є номінальний напір насоса (ступеня), номінальна подача насоса, номінальна частота обертання вала ротора, умовні проходи вхідного та вихідного патрубків та умовні діаметри робочих коліс. За ГОСТ 27854-88 для динамічних насосів дані параметри обираються з рекомендованого ряду значень.

Приймаючи до уваги вищезазначене та результати даної роботи, модельну осьову протоочну частину з  $n_s = 265$ , за якою була створена методика проектування таких протоочних частин, варто розглядати як перший типорозмір для створення типорозмірного ряду.

У розділі 1 було визначено основні обмеження та принципи, за якими буде створено типорозмірний ряд проточних частин малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності.

Таким чином, фактори, закладені в систему уніфікації свердловинних насосів з осьовою проточною частиною для свердловин з умовним габаритом 8 дюймів:

- уніфікація деталей конструкції: робочих коліс (зовнішні діаметри для усього типорозмірного ряду однакові (155 мм), втулке відношення, а відповідно, і діаметр втулки також однакові (124 мм), уніфікація секцій, вхідних та вихідних патрубків;
- синхронна частота обертання ротора насоса для всього ряду  $n = 3000$  об/хв;
- оптимальні межі по напору можна розширити шляхом зміни числа ступенів насоса;
- основні параметри ступенів обрані з рекомендованого ряду за ГОСТ 27854-88 та представлені в табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Основні параметри типорозмірного ряду малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності

$n_s$	$D_2$ , мм	$d_{вт}$ , мм	$Q_{ном}$ , м <sup>3</sup> /ГОД, ( $K_Q$ )	$H$ , м, ( $K_H$ )	$n$ , об/хв
265	155	124	125 (0,192)	14 (0,25)	3000
300	155	124	160 (0,246)	14 (0,25)	3000
340	155	124	200 (0,308)	14 (0,25)	3000
385	155	124	250 (0,385)	14 (0,25)	3000

На параметри, представлені в таблиці 4.1, було спроектовано 4 проточні частини та шляхом чисельного моделювання течії у їх каналах було отримано інтегральні характеристики. На основі отриманих даних було побудовано поле  $K_Q - K_H$  малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності для

свердловинних насосів 8 дюймового умовного габариту, яке представлено на рисунку 4.5. Дане поле охоплює діапазон подач від 100 м<sup>3</sup>/год до 300 м<sup>3</sup>/год, напори ж можуть регулюватися кількістю ступенів насоса.

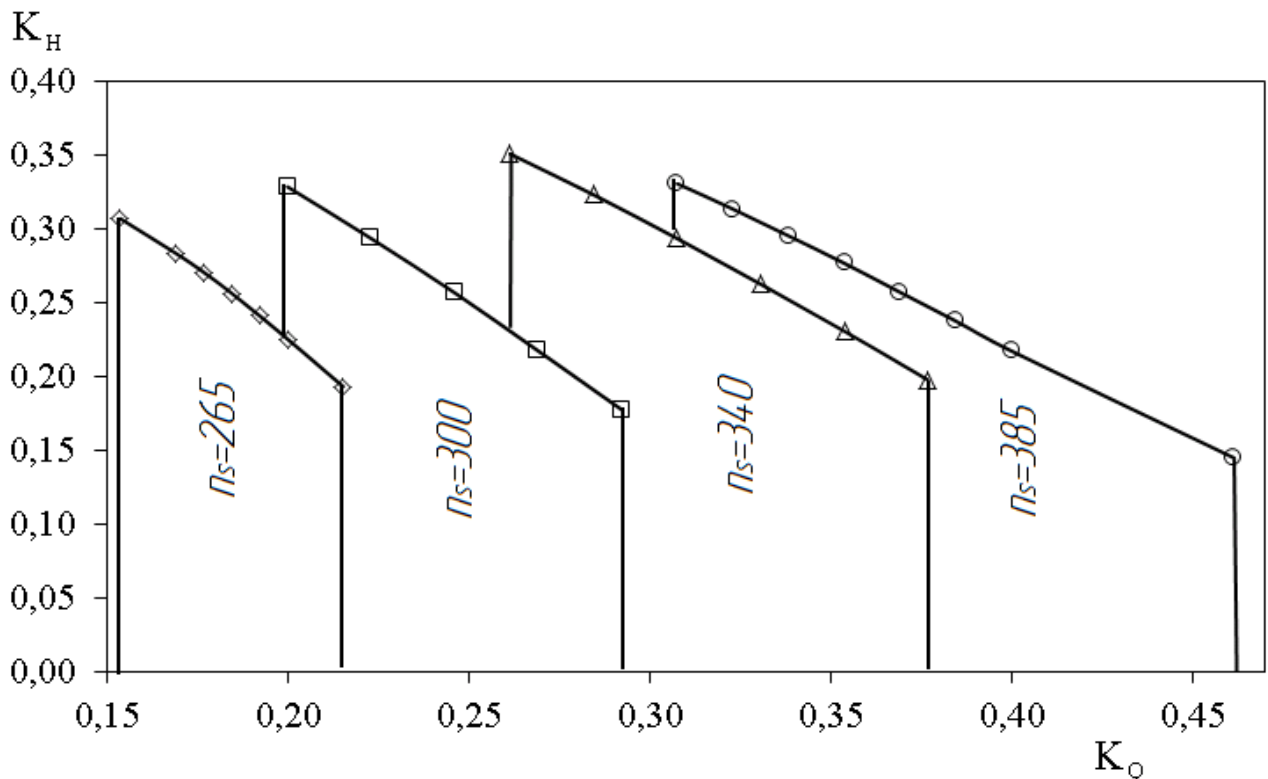


Рисунок 4.5 Поле  $K_Q - K_H$  малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності для свердловинних насосів 8 дюймового умовного габариту

На рисунку 4.6 представлені енергетичні характеристики свердловинних насосів провідних закордонних виробників з однаковими умовними габаритами та відповідні характеристики досліджуваних насосів.

Аналізуючи рисунок 4.6, можна зробити висновок про те, що енергетичні характеристики свердловинних насосів, спроектованих на основі малогабаритних осьових ступенів, не поступаються характеристикам свердловинних насосів провідних фірм-виробників. Зважаючи на існуючу тенденцію до збільшення подач свердловинних насосів, під час створення досліджуваних ступенів із більшими подачами, а відповідно і більшими значеннями коефіцієнта швидкохідності, їх енергетична ефективність буде тільки збільшуватися.

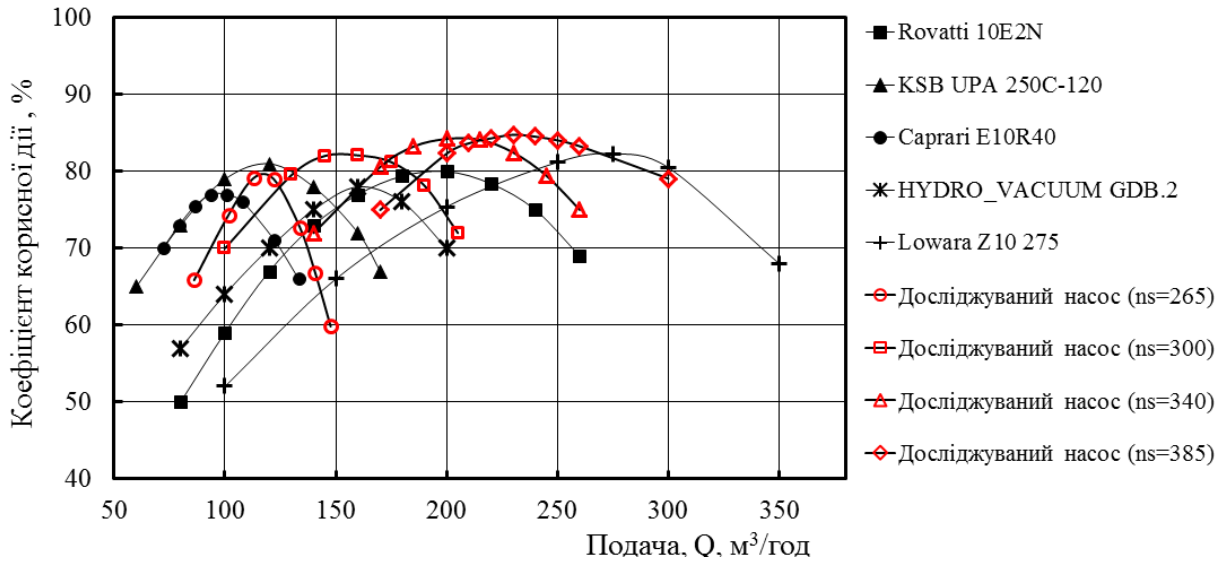


Рисунок 4.6 – Енергетичні характеристики закордонних насосів для свердловин з однаковим умовним габаритом та пропонувані насосів

Аналізуючи результати чисельного моделювання та геометричні параметри типорозмірів створеного ряду, було встановлено залежності основних геометричних параметрів ступеню від коефіцієнта швидкохідності.

На рисунку 4.7 а представлено залежність густоти периферійної решітки від коефіцієнта швидкохідності.

Апроксимуючи отримані точки, зображені на рисунку 4.7 а, прямою за допомогою ПЕВМ з середньоквадратичною похибкою 5% було отримано рівняння:

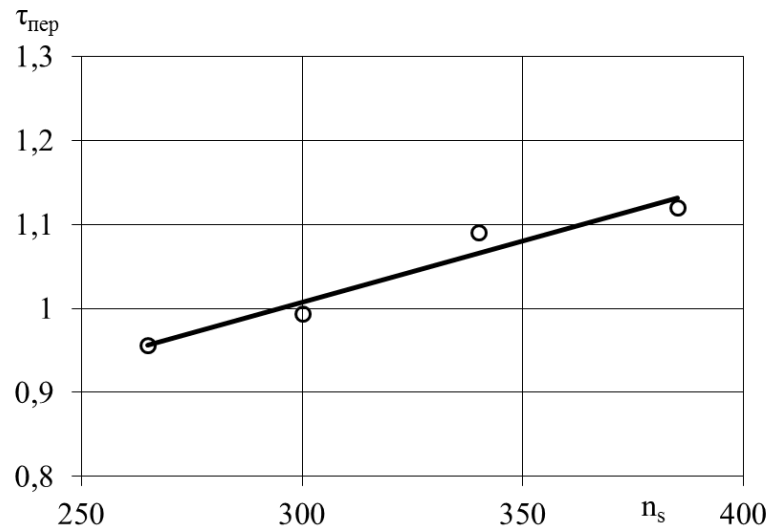
$$\tau_{пер} = 0,0015n_s + 0,5682. \quad (4.6)$$

При цьому значення  $n_s$  лежать у діапазоні 250 – 400.

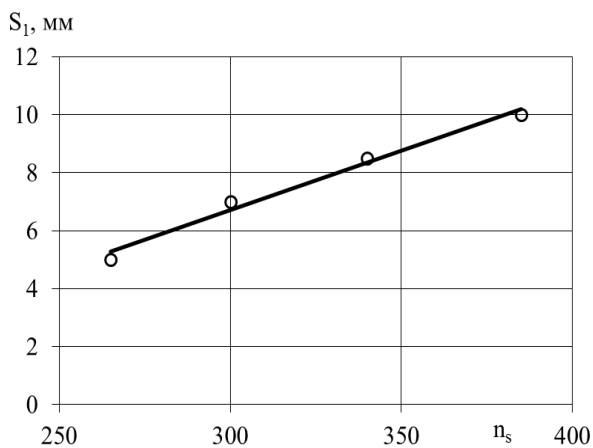
Апроксимуючи отримані точки, зображені на рисунку 4.7 б та в, прямими за допомогою ПЕВМ з середньоквадратичною похибкою 2% було отримано рівняння:

$$S_1 = 0,041n_s - 5,586; \quad (4.7)$$

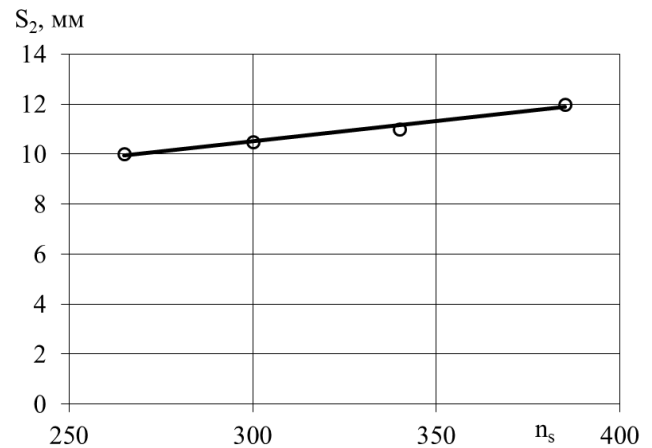
$$S_2 = 0,0164n_s - 5,6. \quad (4.8)$$



а)



б)



в)

Рисунок 4.7 – Залежність геометричних параметрів ступеня від коефіцієнта швидкохідності: а) густоти периферійної решітки робочого колеса; б) зазору між лопатевою системою робочого колеса та статорного апарата; в) міжступеневого зазору

Аналіз вітчизняного ринку заглибних свердловинних насосів типу ЕЦВ показує, що для діапазону подач, що охоплює представлений типорозмірний ряд малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності, виробники пропонують насоси ЕЦВ для 10 та 12 умовних габаритів. За даними, наведеними у каталогах продукції виробників свердловинних насосів типу ЕЦВ складена порівняльна таблиця експлуатаційних показників (табл. 4.2).



Таблиця 4.2 – Порівняльна таблиця експлуатаційних показників

Насоси типу ЕЦВ			Насоси на основі малогабаритних осьових ступенів		
Q	H	N (ном)	Q	H	N (ном)
ЕЦВ 10-120-60			ЕВА 8-120-60		
120	60	30	120	60	28
ЕЦВ 10-160-75					
160	75	45	160	77	42
ЕЦВ 12-200-70					
200	70	65	200	74	59
ЕЦВ 12-250-70					
250	70	75	250	72	68

Оцінити зниження енергоспоживання при використанні свердловинного насоса з малогабаритними осьовими ступенями низької швидкохідності можна за допомогою показника  $E$ , що розраховується за наступною формулою [123]:

$$E = \frac{(N_{\delta} - N_o)}{N_{\delta}} \cdot 100\% \quad (4.1)$$

де  $N_{\delta}$  – потужність базового насоса ЕЦВ, кВт;

$N_o$  – потужність відповідного насоса з малогабаритними осьовими ступенями низької швидкохідності, кВт.

Отримані результати приведені в таблиці 4.3

Таблиця 4.3 – Оцінка зниження енергоспоживання при використанні свердловинних насосів на базі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності

Насос	ЕВА 8-120-60	ЕВА 8-160-75	ЕВА 8-200-75	ЕВА 8-250-70
$E, \%$	6,6	6,6	9,2	10,7

#### 4.4 Висновки

Результати, отримані в розділі, дають змогу зробити наступні висновки:

- сформульовано базові положення методики проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності, що дозволить проектувати свердловинні насоси з осьовою проточною частиною;
- створено типорозмірний ряд малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності; даний ряд спроектовано для свердловин з умовним габаритом 8 дюймів, він складається з 4 типорозмірів та охоплює діапазони подач від 120 до 250 м<sup>3</sup>/год;
- оцінено зниження енергоспоживання при використанні свердловинного насоса з малогабаритними осьовими ступенями низької швидкохідності замість діагональних; для різних типорозмірів економія електроенергії складатиме від 6,6 до 10,7%.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача підвищення енергетичної ефективності свердловинних насосів із малогабаритними осьовими ступенями низької швидкохідності за рахунок визначення особливостей робочого процесу та обґрунтування раціональних геометричних параметрів його проточної частини, що забезпечило зменшення енергоспоживання на 6,6 – 10,7 % порівняно з існуючими діагональними ступенями. Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Уперше обґрунтовано доцільність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності ( $n_s = 250 - 400$ ) в заглибних свердловинних багатоступінчастих насосах для водопостачання. Також встановлено, що подальше зниження коефіцієнта швидкохідності ступенів даного типу є недоцільним через значне зниження економічності ступеня.

2. Уточнено математичну модель робочого процесу, що дозволяє визначати складові балансу енергії та вплив на них основних геометричних параметрів ступеня. За результатами аналітичного дослідження та чисельного моделювання визначено структуру втрат напору в каналах малогабаритного осьового ступеня. Отримано аналітичні залежності для розрахунків коефіцієнтів втрат у проточній частині.

3. Визначено раціональні діапазони основних геометричних параметрів осьового ступеня, що забезпечують затребувані значення гідродинамічних параметрів напірної та енергетичної характеристики ступеня: відносне подовження лопаті становить  $h' = 0,2 - 0,4$ ; значення густоти периферійної решітки профілів лопаті знаходиться у межах  $\tau_{пер} = 0,9 - 1,3$ ; значення відносної довжини зазору між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарата  $S_I' = 0,14 - 0,21$ ; значення відносної довжини

міжступеневого зазору  $S_2' = 0,08 - 0,2$ . При цьому тип профілю лопаті, що забезпечить максимальну енергетичну ефективність – НАСА.

4. Проведено експериментальні дослідження роботи малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності, результати яких підтверджують адекватність уточненої математичної моделі. Розбіжності між розрахунковими та експериментально отриманими характеристиками не перевищують 5 % на оптимальних за подачею режимах. Для отримання результатів необхідної точності було виконано по 6 вимірювань на одному рівні факторів, що контролювалися. Отримано рівняння регресії експериментальних напірних характеристик методом найменших квадратів.

5. Аналіз результатів дослідження дозволив створити методику проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності для свердловинних насосів. На основі цієї методики спроектовано та виготовлено свердловинний насос з параметрами  $K_Q = 0,185$ ,  $K_H = 1,25$ , працездатність та експлуатаційні характеристики якого підтверджено стендовими випробуваннями.

6. Спроектовано типорозмірний ряд проточних частин для свердловинних насосів, що охоплює діапазон подач від 100 до 300 м<sup>3</sup>/год та складається з 4 типорозмірів. Межі напірних характеристик свердловинних насосів з осьовою проточною частиною регулюються кількістю ступенів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. О.Г. Гусак Перспективи використання осьових насосів для артезіанського водопостачання/ О.Г. Гусак, О.А. Демченко, І.П. Каплун// Промислова гідравліка та пневматика. – 2010. - №4(30). – С. 8-11.
2. В. Жуплов Об эксплуатации погружных скважинных электронасосов./ В. Жуплов // Насосы и оборудование. – 2005. - №2(31)- 3(32). – с. 38 – 39.
3. А.А. Болгов Модернизация насосов ЭЦВ. Новые конструктивные и технологические решения /А.А. Болгов // Реформа ЖКХ. - 2007. - №3. - с.36-39
4. И. Твердохлеб Снижение стоимости жизненного цикла скважинных насосов ЭЦВ для воды/И. Твердохлеб, А. Костюк, Е. Князева, В. Солодченков //Праці 12-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного та компресорного обладнання» - «ГЕРВІКОН - 2008» – Суми: Вид-во СумДУ, 2008 – с.379 – 386.
5. Calpeda pump project: [catalogue]. – Montorso Vicentino-Vicenza- Italy, 2008. – 460 p.
6. Flowserve. Каталог насосной продукции. - Bulletin FPD, April 2011. – 75 с.
7. Евтушенко А.А. Скважинная гидродинамическая установка для пластовых вод / Евтушенко А.А., Кравцов М.И., Твердохлеб И.Б. // Труды VIII Международной научно-технической конференции «Насосы - 96». – Т.1. – Сумы: ИПП «Мрія-1» ЛТД, 1996. — С. 77-86.
8. Демченко О. А. Чисельне моделювання течії газорідинної суміші у малогабаритній шнековій ступені свердловинного насоса /

І. П. Каплун, О. А. Демченко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2009. – №4. – С. 36-44.

9. Демченко О. А. Порівняльний аналіз методик проектування проточних частин осьових насосів/ О. Г. Гусак, О. А. Демченко, І. П. Каплун// Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо-електромеханічна». – 2011. – № 21 (189). – С. 44-58.

10. Olga Demchenko Energy-efficient Borehole Pumps Based on Axial Stages of Low Specific Speed / O. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun// MOTROL. – 2010. – № 12d. – P. 48-57.

11. Матвієнко О. А. Дослідження міцності лопасті осьового робочого колеса заглибного свердловинного насоса // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія «Нові рішення в сучасних технологіях». – 2012. – № 34. – С. 29-34.

12. Olga Demchenko Application of small-sized low speed axial stages in well pumps for water supply/ A. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun //Procedia Engineering. – 2012. – Vol.39. – P. 35-42

13. Olga Demchenko Investigation of Small-Sized Axial-Flow Stage of a Borehole Pump for Water Supply / O. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun, A. Kochevsky // Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. – 2011. – P. 143-150.

14. Матвієнко О. А. Вплив осьового зазору на параметри малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності свердловинного насоса / О.Г. Гусак, О. А. Матвієнко, І. П. Каплун// Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо-електромеханічна». – 2011. – № 22 (195). – С. 73-85.

15. Матвієнко О. А. Вибір геометричних параметрів лопатевої решітки як визначальний фактор економічності осьового робочого колеса/ О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Матвієнко // Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування. – 2012. – № 65. – С. 192-199.

16. Демченко О. А. Перспективи використання осьових насосів для артезіанського водопостачання/ О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Демченко // Сучасні технології в промисловому виробництві: I Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., квітень 2010 р. – Суми, 2010. – Ч. III. – С. 18.

17. Демченко О. А. Дослідження проточної частини осьового насосу низької швидкохідності / О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Демченко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій: тези доп., квітень 2011 р. – Суми, 2011. – Ч. III. – С. 104.

18. Матвієнко О. А. Дослідження впливу геометричних параметрів лопатевої решітки осьового робочого колеса з низькою швидкохідністю на його напірні та енергетичні характеристики / О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Матвієнко, М. Б. Оприско // Сучасні технології в промисловому виробництві: II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., квітень 2012р. – Суми, 2012. – Ч. III. – С. 39.

19. Матвієнко О. А. Вибір геометричних параметрів лопатевої решітки як визначальний фактор економічності осьового робочого колеса / О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Матвієнко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XVII Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 17-20 квітня, 2012р. – Черкаси, 2012. – С. 154.

20. Матвієнко О. А. Вивчення впливу параметрів лопатевої решітки на його енергетичні та напірні характеристики/ О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Матвієнко// Промислова гідравліка та пневматика: XIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП: тези доп., 19-20 вересня 2012р. – Чернігів, 2012. – С. 50.

21. Строительные нормы и правила. Водоснабжение. Наружные сети и сооружения: СНиП 2.04.02-84. – М.: Стройиздат, 1985. – 136 с.

22. О.М. Маценко Стійкий розвиток та економічні проблеми використання водних ресурсів / О.М. Маценко // Механізм регулювання економіки. — 2008. — №1. — С. 226-233.

23. Денисенко А.Ф. Проблеми водних ресурсів України / А.Ф. Денисенко, С. Калініченко // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р.: у 3-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми: СумДУ, 2012. — Ч.2. — С. 45-46.

24. Хованський, С. О. Підвищення ефективності експлуатації відцентрових насосів у системі водопостачання житлово-комунального господарства: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / С. О. Хованський. — Суми, 2010. - 20 с.

25. В.Н. Ивановский Коррозия скважинного оборудования и способы защиты от нее / В.Н. Ивановский // Коррозия территории нефтегаз. — 2011. — №3. — С. 18-25.

26. А. Сандик О насосах, произведенных в Украине / А. Сандик // Насосы и оборудование. — 2010. - №2 (61) — С. 38-39.

27. А.А. Ломакин Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин - М.: Машиностроение, 1966. - 364с.

28. А.Н. Папир Малогабаритные глубинные насосы/А.Н. Папир //Труды Ленинградского политехнического института им. М.И. Калинина — 1955. - №177. - С. 42-48.

29. А.Н. Папир Осевые насосы водометных движителей / А. Н. Папир. — Л.: Судостроение, 1985. - 242 с.

30. Овсянников Б.В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей/ Овсянников Б.В., Боровский Б.И. [2 - ое изд., перераб. и доп.]. — М.: Машиностроение, 1986. — 376 с.



31. Е. Б. Волков Жидкостные ракетные двигатели. Основы теории агрегатов ЖРД и двигательных установок: монография /Е.Б. Волков, Л.Г. Головков, Т.А. Сырицын. – М.: Воениздат, 1970. – 590с.
32. В.Ф. Васильев Водометные движители: Учебное пособие /В.Ф. Васильев.– М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 45с.
33. Patent application № 5562405 USA, МПК7 F04D19/02. Multistage axial flow pumps and compressors / Michael L. Reall; заявитель и патентообладатель Weir Pumps Limited. - № 401413; заявл. 09.03.95 ; опубл. 08.10.96.
34. Ф.В. Федцов Новые насосы для систем поддержания пластового давления, насосы для перекачивания мультифазных сред с содержанием газа до 95% / Ф.В. Федцов// Теория и практика насосо- и компрессоростроения. - Суми: Вид-во СумДУ, 2008 – с.379 – 386.
35. Patent application № 4443152, USA, МПК7 F04D29/18. Axial slurry pump / George S. Wong, Fritz C. Catterfeld, Clifford A. Hauenstein; заявитель и патентообладатель Rockwell International Corporation. - № 23801; заявл. 26.03.79; опубл. 17.02.86.
36. Патент № 69941 РФ, МПК7 F04F. Многоступенчатый осевой насос / Деснер О.Г., Вахитова Е.Г.; заявитель и патентообладатель Деснер О.Г. - № 69941; заявл. 10.01.2007 ; опубл. 10.01.2008.
37. Елин А.В. Шнековые многоступенчатые насосы: методика расчета, показатели качества: дис... канд. техн. наук: 05.05.17 / Елин Александр Валерьевич. - Сумы, 2002. - 230 с.
38. Каплун І.П. Вдосконалення форми напірної характеристики малогабаритної насосної ступені шнекового типу: дис... канд. техн. наук: 05.05.17 / Ігор Петрович Каплун. - Суми, 2007. - 173 с.
39. Шепеленко О.О. Підвищення напору шнекових ступенів свердловинних насосів шляхом використання розрізних лопатей робочих коліс :

дис... канд. техн. наук: 05.05.17 / Олександр Олександрович Шепеленко. - Суми, 2012. - 150 с.

40. Гостелюу Дж. Аэродинамика решеток турбомашин /Дж. Гостелюу [пер. с англ. Н.М. Савина, А.П. Кадетова]; [под ред. В.Т. Митрохина]. – М.: Мир, 1987. – 392 с.

41. Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах / А.С. Шапиро. – М. : МГПУ, 2004. – 280 с.

42. Миролюбов М.В. Расчет характеристик осевых преднасосов (авиационных двигателей) /М.В. Миролюбов // Изв. вузов. Авиационная техника, 1959. – №1.– С. 81-85

43. Гусак А.Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности: дис... канд. техн. наук: 05.05.17/ Александр Григорьевич Гусак. - Сумы, 1996. – 213 с.

44. Rains D.A. Head flow characteristics of axial flow inducers / D.A. Rains// Jet Propulsion, 1958. – P. 557 – 558.

45. Михайлов А.Н. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование/ А.Н. Михайлов, В.В. Малюшенко – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.

46. Киселев И.И. Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт. Справочное пособие/ Киселев И.И., Герман А.Л., Лебедев Л.М., Васильев В.В. – М.: Машиностроение, 1977. - 184 с.

47. Б.Л. Гинсбург Применение метода Лесохина к расчету быстроходных осевых насосов с высокими кавитационными свойствами/ Б.Л. Гинсбург, В.Г. Старицкий // Труды ЛПИ, 1953. – №2. – С. 32-52.

48. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / Пфлейдерер К.; [4-е переработанное издание] ; [пер. инж. А.М. Ладогина] ; [под редакцией д-ра техн. наук, профессора В.И. Поликовского]. – М: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1960. – 683 с.

49. Г.Ф. Проскура Вибрані праці / Г. Ф. Проскура [отв. ред А. П. Філіппов]. — К. : Наукова думка, 1972. — 494 с
50. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. Применение, теория, расчет/ Б. Эккерт [Пер.с нем. Фролов Е.С., Захаров Б.Д.]. – М: Машгиз, 1959. - 678с.
51. А.Ф. Лесохин Расчет рабочих колес осевых турбин (Решетка профилей конечной толщины)/А.Ф. Лесохин // Труды ЛПИ, 1953. – №5. – С. 49-65.
52. А.И. Степанов. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / А.И. Степанов ; [пер. с англ. инж. М.Я. Лейферова и к. т. н. М.В. Поликовского] ; [под ред. д. т. н. проф. В.И. Поликовского]. – Москва, Гос. НТИ Машиностроительной л-ры, 1960. – 465 с.
53. Б. Лакшминараяна Пространственный поток в предвключенных осевых ступенях ракетных насосов. Часть 1. Измерение поля течения во вращающемся межлопаточном канале на выходе / Б. Лакшминараяна // Теоретические основы инженерных расчетов, 1973. - №4. – С. 159 – 172.
54. Б. Лакшминараяна Пространственный поток в предвключенных осевых ступенях ракетных насосов. Часть 2. Расчет трехмерного вязкого потока и термоанемометрические данные о трехмерном осредненном течении и турбулентности внутри канала рабочего колеса / Б. Лакшминараяна // Теоретические основы инженерных расчетов, 1977. - №1. – С. 280 – 291.
55. Gorton C.A. Analitical and Experimental study of the Three-Dimensional Mean Flow and Turbulance Charactiristics Inside the passage of an axial flow inducer/ Gorton C.A., Lakshminarayana B.// NASA CR-2290, 1973. – 56p.

56. Б. Лакшминараяна Гидродинамика входных устройств насосов (обзор)/ Б. Лакшминараяна // Теоретические основы, 1982. – т 104, №4.– С. 105-115.
57. Б. Лакшминараяна Трехмерный пограничный слой во вращающемся спиральном канале/ Лакшминараяна, Ананд, // Теоретические основы инженерных расчетов, 1975. – №2.– С. 157-169.
58. Ray. D. Bowerman Investigation of a three-dimensional design procedure for axial flow pump impellers / Ray. D. Bowerman. – California Institute of Technology, 1955. – 192 p.
59. Давиденко А. К. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа. Часть 1 / А.К. Давиденко, С. Д. Косторной // Вестник СумГУ, 1996. – № 2. – С. 41–46.
60. Давиденко А. К. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа. Часть 2 / А.К. Давиденко, С. Д. Косторной // Вестник СумГУ, 1998. – № 2. – С. 23–28.
61. Лопастные насосы / [под ред. Л.П. Грянка и А.Н. Папира]. – Л.: «Машиностроение», 1975. – 430 с.
62. Яременко О.В. Состояние и перспективы унификации динамических насосов / О.В. Яременко, В.И. Федосова. – М.: ЦИНТИхимнефтемаша, 1989. – 48 [2] с. – (Насосостроение. – Серия ХМ-4)
63. В.И. Федосова Единый размерный ряд – основа конструктивной унификации динамических насосов/ В.И. Федосова // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1989. – №6. – С. 13-15.
64. Деснер О.Г. Высоконапорные насосы для загрязненных жидкостей / Деснер О.Г., Вахитов У.Г.// Силовые и гидравлические взаимодействия в насосах: сб. научн. трудов АО НПО “Гидромаш”. – М. - 1993. – С. 5 – 9.
65. Кампасти Н. Аэродинамика компрессоров/ Кампасти Н. [пер. с англ. Ф.Ш. Гельмелова, В.М. Савина]. – М.: Мир, 2000. – 688 с.

66. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин / Холщевников К.В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
67. Белоусов А.Н. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебн. для вузов/ Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. – Самара: Самар. гос. аэрокомс. у-тет, 2003. – 335 с.
68. Бирюков А.И. Автоматизированный расчет характеристик центробежных насосов / А.И. Бирюков, Н.Н. Кочевский//Труды VIII международной конференции «НАСОСЫ – 96», (Сумы, 3 – 6 сентября 1996 г.). - Сумы. – Т.1. – 1996. – С. 260–265.
69. Довжик С.А. Потери давления в лопаточных венцах осевого дозвукового компрессора /Довжик С.А. Гиневский А.С.// Промышленная аэродинамика. – 1961. – №20. – С. 5-56
70. А.Д. Гегин Влияние удлинения лопаток на свойства осевого компрессора/А.Д. Гегин// Труды ЦАГИ: Промышленная аэродинамика. – 1973. – Вып. 29. – С.35-55.
71. Г.Н. Абрамович Теория турбулентных струй/ Г.Н. Абрамович. – М.: Физматгиз, 1960. – 715с.
72. Г.Н. Абрамович Прикладная газовая динамика / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1969. – 824с.
73. Идельчик И.Е. Аэродинамика потока и потери напора в диффузорах / Идельчик И.Е // Промышленная аэродинамика. – 1947. – Вып.3. – С.49-55.
74. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1975. – 560 с.
75. А.Ш. Дорфман Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / А.Ш. Дорфман, М.М. Назарчук, Н.И. Польский, М.И. Сайковский. – К.: Изд-во АН УССР, 1960. – 188 с.

76. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа : [учебник для вузов] / Л.Г. Лойцянский. – [6-е изд., перераб. и доп. ]. – М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.

77. Елин А.В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 1. Моделирование течения воздуха в боковом комбинированном подводе диагонального насоса / Елин А.В., Кочевский А.Н., Коньшин В.Н., Ольштынский П.Л., Луговая С.О., Щеляев А.Е. // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 1 (36). – С. 20–24.

78. Жарковский А.А. Прогнозирование характеристик и проектирование погружных электроцентробежных насосов с использованием САПР ЦН / Жарковский А.А., Казаков Р.И., Плешанов В.Л., Умов В.А. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2001. – № 5. – С. 20–22.

79. Надточий А.С. Повышение эффективности проточной части насосов марки ЭЦВ диагонального типа/ Надточий А.С., Солодченков В.Ф. // Теория и практика насосо- и компрессоростроения. - Суми: Вид-во СумДУ, 2008 – с.379 – 386.

80. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях / [под ред. В. Г. Августиновича, Ю. Н. Шмотина]. – М.: Машиностроение, 2005. – 536 с.

81. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкости: в 1 и 2'т./ К Флетчер ; [ пер. с англ. А. И. Державиной, под ред. В. П. Шидловского]. – М.: Мир, 1991.-Т. 1-2. – 504 с.

82. Launder В. Е. The Numerical Computation of Turbulent Flows / В.Е. Launder, D. В. Spalding // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – Vol. 3. – 1974. – P. 269–289.

83. С.О. Луговая Гидродинамические особенности проектирования сменных проточных частей при создании унифицированного

ряда центробежных насосов: дис... канд. техн. наук: 05.05.17 / Светлана Олеговна Луговая. - Суми, 2009. - 147 с.

84. Хитрых Д. Обзор сеточных возможностей сеточного генератора ICEM CFD версии 12.0. Часть 1/ Д. Хитрых// Ansys Advantare. – 2009. - №10. – С. 44-47

85. 4. Хитрых Д. Обзор сеточных возможностей сеточного генератора ICEM CFD версии 12.0. Часть 2 / Д. Хитрых // Ansys Advantare. – 2009. - №11. – С. 41-44.

86. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

87. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 549 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

88. Папир А.Н. Влияние густоты решеток профилей рабочего колеса осевого насоса на его энергетические и кавитационные качества / Папир А.Н. // Известия Вузов, Энергетика. – 1961. - №11. – С. 111 – 118.

89. Шапиро А.С. Выбор оптимальной густоты решетки профилей шнекового РК насоса / Шапиро А.С., Кравчик Н.И. // Энергомашиностроение. – 1975. - №9. – С. 8 – 11.

90. Щербатенко И.В. Выбор оптимальной густоты решетки лопастей шнекового колеса насоса / Щербатенко И.В. // Вестник машиностроения. – 1983. - №6. – С. 18 – 21.

91. G-L. Liu Optimization of Axial-Flow Pump Cascade Solidity Subject to Cavitation- and Separation-Free Constraints/ G-L. Liu // International Journal of Turbo and Jet Engines. – 1995. – Vol. 12, Issue 3 – P. 231–236

92. Г.Ю. Степанов Гидродинамика решеток турбомашин / Г.Ю. Степанов. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1962. – 512 с.

93. Г.С. Самойлович Возбуждение колебаний лопаток турбомашин / Г.С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1975. – 287 с.

94. Аэродинамика турбин и компрессоров / Под ред. У. Р. Хауторна [пер. с англ. В.Л. Самсонова, В.С. Бекнева, О.Н. Самсонова]. – М.: Машиностроение, 1968. - 742 с.

95. Брусиловский И.В. Аэродинамика осевых вентиляторов/ Брусиловский И.В. – М.: Машиностроение, 1984. – 239 с.

96. В.М. Меркулов О влиянии параметров бандажирования на надежность и ресурс рабочих лопаток турбин / В.М. Меркулов, Ю.В. Якушев, Н.Н. Федорченко, А.П. Зиньковский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. - №10 (67). – С. 167-171.

97. Патент 2264561 Российская Федерация МПК7 F04D29/34 Ступень осевого компрессора газотурбинного двигателя / Аверичкин П.А., Зайнулин И.Г., Зайнулина И.Н., Резуненко В.Ф., Храпач Н.А. - №2004117194/06; заявл. 08.06.2004; опубл. 20.11.2005.

98. В.А. Зимницкий Лопастные насосы. Справочник/ В.А. Зимницкий, А.В. Каплун, А.Н. Папир, В.А. Умов/ под ред. В.А. Зимницкого, В.А. Умова. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с.

99. Михальцев В.Е. Теория и проектирование газовой турбины. Ч. 1.: Теория и проектирование ступени газовой турбины / Михальцев В.Е., Моляков В.Д. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 104 с.

100. Степченко О. С. Дослідження впливу різних типів бандажа на міцності характеристики двохбандажних лопаток парових турбін / Степченко О. С., Артьомов С. Л. // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XVIII міжнарод. наук.-практ. конф. (12-14 травня. 2010 р.). – Ч 1. – Харків: НТУ «ХП», 2010. – С. 44

101. Зиньковский А. П. Локализация колебаний бандажированного лопаточного венца рабочего колеса турбомшины / Зиньковский А. П., Бусленко И. Н., Матвеев В. В. // Проблемы прочности. – 1994. – № 7. – С. 53-61.



102. Степанов, А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы: теория, конструкция и применение / А. И. Степанов - М. : Машгиз, 1960. - 346 с.
103. Кашафутдинов С.Т. Атлас аэродинамических характеристик крыловых профилей/ Кашафутдинов С.Т., В.Н. Лушин. – Новосибирск: Сибирский научно-исследовательский институт авиации им. С.А. Чаплыгина, 1994. – 76 с.
104. М.Е. Дейч Атлас профилей решёток осевых турбин / М.Е. Дейч, Г.А. Филиппов, Л.Я. Лазарев. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
105. Атлас экспериментальных характеристик плоских турбинных решеток Текст. / [В. Х. Абианци др.]. – М.: ЦИАМ, 1976. - 189 с.
106. Charles L. Ladson Computer Program To Obtain Ordinates for NASA Airfoils / Charles L. Ladson, Cuyler W. Brooks, Jr., Acquilla S. Hill, and Darrell W. Sproles// National Aeronautics and Space Administration. Langley Research Center. Hampton, Virginia 23681-0001, 1996. – 27 p.
107. С.Н. Насилов О влиянии на гидродинамические характеристики плоской насосной решетки ее геометрических параметров и числа Рейнольдса/ С.Н. Насилов, Б.М. Теверовский// Труды ВНИИГидромаша. Гидромашиностроение. – 1963. – Вып. XXXIII. – С. 89-109.
108. А.М. Мавлюдов Движители быстроходных судов / А.М. Мавлюдов, А.А. Русецкий, Ю.М. Садовников, Э.А. Фишер. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Судостроение, 1982. – 280с.
109. Красильщиков П.П. Практическая аэродинамика крыла / Красильщиков П.П // Труды ЦАГИ, 1973. – Вып.1459. – С. 18-45
110. Е. Карафоли Аэродинамика крыла самолёта / Е. Карафоли. — М.: Изд-во АН СССР, 1956. – 479 с.
111. Яременко О.В. Испытания насосов / Яременко О.В. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с.

112. Галеркин Ю.Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Рекстин Ф.С., Галеркин Ю.Б. – М.: Машиностроение, 1969. - 304 с.

113. Гилев В.Г., Рабинович А.И. Агеев Ш.Р. Методика оценки параметров многоступенчатых погружных насосов на единичной ступени // Нефтепромысловое дело. 2009. №.2. С. 36 – 41.

114. А.В. Артемов Современные тенденции развития конструкций стендов для испытаний лопастных насосов / А.В. Артемов, Петров А. И. // Инженерный вестник, 2012. – №11. – С. 5-11.

115. Расходомер-счетчик ультразвуковой портативный УРСВ «ВЗЛЕТ ПР» Паспорт В59.00 – 00.00 ПС - ЗАО «Взлет», 2001 г.

116. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. / Л.З. Румшицкий. – М.: Наука, 1971. – 192 с.

117. Бондарь А.Г. Планирование эксперимента в химической технологии. / А.Г. Бондарь, Г.А. Статюха. – Киев: Вища школа, 1976. – 184 с.

118. Горский В.Г. Планирование промышленных экспериментов. / В.Г. Горский, Ю.П. Адлер. – М.: Металлургия, 1974. – 264 с.

119. Тимошенко Г.М. Теория инженерного эксперимента: Учебное пособие. / Г.М. Тимошенко, П.Ф. Зима. – К.: УМК ВО, 1991. – 124 с.

120. Алмазов А.В., Дроздов З.Т., Лысов Е.Н., Петров В.И., Текотин Ю.А. Кавитационное вибронагружение высокооборотных осевых насосов // Кавитационные колебания и динамика двухфазных систем. – К.: Наукова думка. - 1985. – С. 41 – 46.

121. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

122. Тику Ш. Эффективная работа: SolidWorks 2004 / Ш. тику. – СПб.: Питер, 2005. – 768 с.

123. Волков А.В., Парыгин А.Г., Давыдов А.И., Хованов Г.П. Повышение энергоэффективности центробежного насоса путем использования лопастной системы с переменным шагом//Надежность и безопасность энергетики, 2011. – №3. С.53-56

## ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ  
 Перший проректор  
 Сумського державного університету  
 к.т.н. Карпуша В.Д.  
 « \_ » \_\_\_\_\_ 2012 р.

## АКТ

про впровадження матеріалів дисертаційної роботи  
 на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
 аспіранта кафедри прикладної гідроаеромеханіки  
 Сумського державного університету  
 Матвієнко Ольги Анатоліївни

Даним актом посвідчується, що результати дисертаційної роботи Матвієнко О.А. впроваджені в навчальний процес на факультеті ТеСЕТ Сумського державного університету в курсах «Гідродинамічні машини та передачі», «Теорія турбомашин» та «Розрахунок та проектування насосів» і викладаються студентам спеціальності 6.050502 та 7.05050205 гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика.

Завідувач кафедри Прикладної  
 гідроаеромеханіки, к.т.н., проф.



І.О. Ковальов

Заст. декана факультету ТеСЕТ  
 Навчально-організаційної роботи,  
 к.т.н., доц.



С.П. Кулініч

## ДОДАТОК Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор



ГОВ «Гідроелектросистеми»

Дегтяренко Ю.О.

\_\_\_\_\_ 2012 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи  
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
аспіранта кафедри прикладної гідроаеромеханіки  
Сумського державного університету  
Матвієнко Ольги Анатоліївни

Даним актом посвідчується, що розроблені в результаті виконання дисертаційної роботи Матвієнко О.А. рекомендації щодо проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності були використані при виконанні проекту конструкторської документації заглибного свердловинного насоса для водопостачання.

Технічний директор

A handwritten signature in black ink, appearing to be "Яценюк В.П.", written over the text "Технічний директор".

Яценюк В.П.

## ДОДАТОК В

ЗАТВЕРДЖУЮ

Заст. директора

НВП «Насостехкомплект»



Поклад О.В.

2012 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи  
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук  
аспіранта кафедри прикладної гідроаеромеханіки  
Сумського державного університету  
Матвієнко Ольги Анатоліївни

Цей акт складений про те, що рекомендації щодо проектування малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності, розроблені в дисертаційній роботі Матвієнко О.А., використовувались при виконанні проекту конструкторської документації заглибного свердловинного насоса, призначеного для підйому пластової води в систему підтримки пластового тиску.

Головний інженер

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'Sivolap S.I.'.

Сиволап С.І.

## ДОДАТОК Г

**Протокол № 2**  
**Определение напорных и энергетических показателей осевой  
малогабаритной ступени насоса ЭВА 120-70**

Испытательная лаборатория: лаборатория каф. ПГМ СумГУ  
Испытательное оборудование: стенд №1  
Изделие: ступень насоса ЭВА 120-70

Подача ном .	120 м <sup>3</sup> /ч
Напор ном .	14 м
Диаметр колеса	155 мм

Количество листов: 3

Испыгания проводил: М атвиенко О.А.,

Расчет выполил: М атвиенко О.А.

Протокол № 2  
 Определение напорных и энергетических показателей  
 малогабаритной осевой ступени насосного агрегата ЭВА 120-70

Температура перекачиваемой жидкости 30°С  
 Барометрическое давление 730 мм рт. ст.

**Таблица 1** Результаты замеров

№ п/п	Подача	Давление 3 ступени		Давление 2 ступени		Напор полный	Частота вращ.(мин вр)	Мощность		КПД ступени %
	Q	ф(ΔP3)	P3	ф(ΔP2)	P2			Мг	N	
	м <sup>3</sup> /час	м	кгс/см <sup>2</sup>	дел.	кгс/см <sup>2</sup>			Вт	кВт	
1	166	3,30	0,89	1,00	0,27	6,36	2910,00	160,21	4,30	0,67
2	160	5,80	1,57	3,40	0,92	6,64	2910,00	163,93	4,40	0,66
3	148	11,50	3,11	8,40	2,27	8,57	2910,00	175,11	4,70	0,74
4	141	12,50	3,38	8,90	2,41	9,96	2910,00	192,85	5,18	0,73
5	134	14,20	3,84	9,70	2,62	12,45	2910,00	212,37	5,70	0,79
6	119	15,10	4,08	9,90	2,68	14,38	2910,00	212,37	5,70	0,81
7	113	16,80	4,54	11,00	2,97	16,04	2910,00	225,34	6,05	0,81
8	102	27,10	7,32	20,50	5,54	18,26	2910,00	236,21	6,34	0,79
9	86	45,00	12,16	38,00	10,27	19,36	2910,00	242,18	6,50	0,70
10	76	59,70	16,14	52,00	14,05	21,30	2910,00	243,37	6,53	0,67
11	58	68,00	18,38	60,00	16,22	22,13	2910,00	252,61	6,78	0,51
12	42	75,00	20,27	66,50	17,97	23,51	2910,00	257,08	6,90	0,39
13	30	85,00	22,97	76,20	20,59	24,34	2910,00	267,81	7,19	0,27
14	0	94,00	25,41	85,20	23,03	24,34	2910,00	257,97	6,92	0,00
15	38	83,20	22,49	74,50	20,14	24,07	2910,00	252,91	6,79	0,37
16	54	77,30	20,89	68,30	18,46	24,90	2910,00	250,67	6,73	0,54
17	81	53,60	14,49	46,00	12,43	21,02	2910,00	250,75	6,73	0,68
18	93	39,50	10,68	32,50	8,78	19,36	2910,00	242,18	6,50	0,75
19	102	21,50	5,81	15,30	4,14	17,15	2910,00	234,72	6,30	0,76
20	111	17,60	4,76	12,00	3,24	15,49	2910,00	223,85	6,01	0,77
21	120	15,90	4,30	10,70	2,89	14,38	2910,00	214,23	5,75	0,81
22	134	15,00	4,05	10,50	2,84	12,45	2910,00	208,05	5,58	0,81
23	143	13,30	3,59	9,90	2,68	9,40	2910,00	190,01	5,10	0,72
24	153	12,40	3,35	9,60	2,59	7,75	2910,00	174,52	4,68	0,69
25	164	5,60	1,51	3,50	0,95	5,81	2910,00	159,91	4,29	0,60
26	171	2,50	0,68	1,00	0,27	4,15	2910,00	119,23	3,20	0,60

*Фактически получено:*

Напор: 14,4 м  
 КПД: 0,81

*Погрешности измерений:*

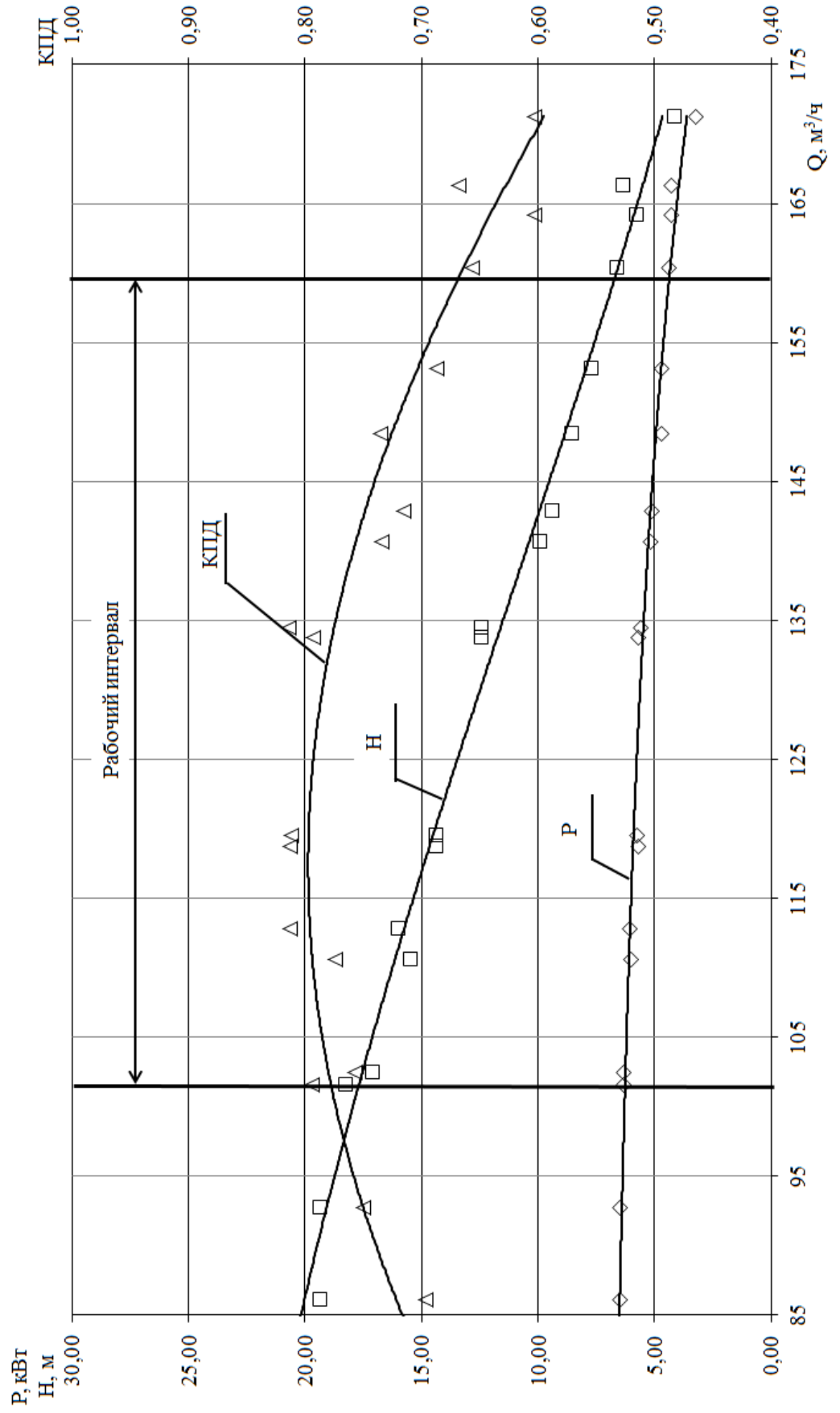
Подача: ΔQ = ± 1,0 %  
 Напор: ΔH = ± 0,2 %  
 Мощность: ΔN = ± 1,0 %  
 КПД: Δη = ± 1,5 %

Лист 2



Характеристика ступени насоса ЭВА 120-70  
 при частоте вращения  $n=2910$  об/мин  
 на воде плотностью  $\rho=996$  кг/м<sup>3</sup>

Протокол №2



## ДОДАТОК Д

Протокол № 7

**Определение напорных и энергетических показателей  
насоса ЭВА 120-70**

Испытательная лаборатория: лаборатория каф. ПГМ СумГУ  
Испытательное оборудование: стенд №2  
Изделие: насоса ЭВА 120-70

Подача ном .	120 м <sup>3</sup> /ч
Напор ном .	70 м
Диаметр колеса	155 мм
Количество ступеней	5

Двигатель ПЭДВ 235-32	
Напряжение	380 В
Мощность	32 кВт
КПД	0,81
Номинальная частота вращения:	2910 об/мин

Количество листов: 3

Испытания проводил: Матвиенко О.А.

Расчет выполнил: Матвиенко О.А.

Протокол № 7  
 Определение напорных и энергетических показателей насосного агрегата  
 ЭВА 120-70

Температура перекачиваемой жидкости 29°С  
 Барометрическое давление 725 мм рт. ст.

Таблица 1 Результаты замеров

№ п/п	Подача	Давление на входе		Давление на выходе		Напор	Частота вращ. (син хр) об/мин	Мощность		КПД	
	Q м <sup>3</sup> /час	h порг м	P вх кг/см <sup>2</sup>	f(Pвых) дел	P вых кг/см <sup>2</sup>	полный м		f(Nсумм) Вт	N кВт	агрегата %	насоса %
1	161,10	1,00	0,09	12,60	2,02	19,39	2910,00	490,00	19,60	0,43	0,53
2	151,00	1,00	0,09	22,30	3,57	34,97	2910,00	628,50	25,14	0,57	0,70
3	146,30	1,00	0,09	26,80	4,29	42,20	2910,00	675,00	27,00	0,62	0,77
4	137,50	1,00	0,09	32,00	5,12	50,55	2910,00	734,50	29,38	0,64	0,79
5	133,10	1,00	0,09	36,20	5,79	57,30	2910,00	793,00	31,72	0,65	0,81
6	127,50	1,00	0,09	39,00	6,24	61,79	2910,00	825,00	33,00	0,65	0,80
7	122,30	1,00	0,09	40,70	6,51	64,53	2910,00	843,50	33,74	0,63	0,78
8	120,20	1,00	0,09	42,80	6,85	67,90	2910,00	858,00	34,32	0,65	0,80
9	112,40	1,00	0,09	45,80	7,33	72,72	2910,00	900,00	36,00	0,62	0,76
10	109,50	1,00	0,09	46,00	7,36	73,04	2910,00	904,00	36,16	0,60	0,74
11	102,70	1,00	0,09	48,80	7,81	77,54	2910,00	935,00	37,40	0,58	0,71
12	95,50	1,00	0,09	49,90	7,98	79,30	2910,00	950,00	38,00	0,54	0,67
13	90,00	1,00	0,09	52,80	8,45	83,96	2910,00	986,00	39,44	0,52	0,64
14	95,10	1,00	0,09	50,20	8,03	79,79	2910,00	953,00	38,12	0,54	0,67
15	103,20	1,00	0,09	48,90	7,82	77,70	2910,00	936,00	37,44	0,58	0,72
16	105,40	1,00	0,09	47,80	7,65	75,93	2910,00	928,50	37,14	0,58	0,72
17	109,80	1,00	0,09	46,50	7,44	73,84	2910,00	918,00	36,72	0,60	0,74
18	115,80	1,00	0,09	44,50	7,12	70,63	2910,00	879,50	35,18	0,63	0,78
19	120,80	1,00	0,09	42,20	6,75	66,94	2910,00	859,00	34,36	0,64	0,79
20	123,20	1,00	0,09	41,00	6,56	65,01	2910,00	838,50	33,54	0,65	0,80
21	128,00	1,00	0,09	38,60	6,18	61,15	2910,00	819,00	32,76	0,65	0,80
22	133,10	1,00	0,09	35,80	5,73	56,65	2910,00	785,50	31,42	0,65	0,80
23	136,90	1,00	0,09	33,70	5,39	53,28	2910,00	761,50	30,46	0,65	0,80
24	145,70	1,00	0,09	26,80	4,29	42,20	2910,00	673,00	26,92	0,62	0,77
25	151,50	1,00	0,09	22,30	3,57	34,97	2910,00	624,00	24,96	0,58	0,71
26	160,50	1,00	0,09	12,50	2,00	19,22	2910,00	487,50	19,50	0,43	0,53

Фактически получено:

Напор: 68 м  
 КПД: 0,8

Погрешности измерений:

Подача:  $\Delta Q = \pm 1,0\%$   
 Напор:  $\Delta H = \pm 0,2\%$   
 Мощность:  $\Delta N = \pm 1,0\%$   
 КПД:  $\Delta \eta = \pm 1,5\%$

Характеристика насоса АЭВА 120-70  
 при частоте вращения  $n=2910$  об/мин  
 на воде плотностью  $\rho=996$  кг/м<sup>3</sup>  
 Протокол №7

