

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПГМ

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

### **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

на тему

Модернізація відцентрового багатоступеневого насоса і визначення величини  
осьового зусилля, яке діє на центральну втулку

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»  
(освітня програма «Гідравлічні машини, гідроприводи  
та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Маківський О. С.  
(прізвище, ініціали)

Керівник

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Лугова С. О.  
(прізвище, ініціали)

Суми 2020

Розділ	<i>Консультант</i>	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Васькін Р.А.		

*КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН*

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 71 сторінка, 47 рисунків, 5 таблиць, 11 літературних джерел.

Тема магістерської роботи – «Розвантаження осьової сили в секційних насосах з розташуванням коліс back-to-back».

Мета роботи – визначення оптимальної конструкції насосів з розташуванням робочих коліс back-to-back, для мінімізації осьової сили, яка діє на ротор відцентрового насоса.

Задачі дослідження:

- огляд літератури за методами визначення осьової сили;
- огляд літератури за чисельними дослідженнями та визначенням величини осьової сили у відцентрових насосах;
- виконання чисельного дослідження течії у центральній втулці відцентрового насоса з розташуванням робочих коліс back-to-back, в програмному продукті ANSYS CFX для визначення найбільш доцільної конструкції центральної втулки.

Ключові слова: ОСЬОВА СИЛА, ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ЦЕНТРАЛЬНА ВТУЛКА, ВАСК-ТО-ВАСК, РОЗВАНТАЖУВАЛЬНІ ОТВОРИ, ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ.

## ЗМІСТ

Розділ.....	3
ВСТУП.....	6
1 ОСЬОВІ СИЛИ У ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСАХ.....	10
1.1. Причини виникнення і величина осьової сили .....	10
1.2. Розвантаження осьових сил в одноступінчатих насосах .....	12
1.3. Розвантаження осьових сил у багатоступінчастих насосах .....	13
1.4. Залежність осьової сили від зазорів в ущільненнях .....	18
1.5. Нестаціонарна осьова сила .....	19
2 МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ОСЬОВОЇ СИЛИ.....	21
2.1. Теоретичні методи розрахунку осьових сил .....	21
2.2. Експериментальний метод.....	21
2.3. Визначення осьових зусиль за допомогою чисельного дослідження .....	26
3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ У ЦЕНТРАЛЬНІЙ ВТУЛЦІ НАСОСУ ЦНСп 315-1900 .....	38
3.1. Постановка задачі чисельного дослідження (ЧД).....	38
3.2. Підготовка вихідних даних для чисельного дослідження (ЧД) .....	39
3.3. Виконання чисельного розрахунку .....	44
3.4. Аналіз результатів ЧД.....	46
3.5 Дослідження явища рециркуляції та результати випробувань .....	53
4. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ .....	59
4.1 Правила безпечної експлуатації багатоступеневих насосів. ....	59
4.2 Конструкція і безпечна експлуатація запірної арматури .....	62
4.3 Порядок гасіння пожежі на нафтопереробних об'єктах.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	71

## ВСТУП

На даний час у багатьох галузях промисловості зростають вимоги щодо одиничної потужності відцентрових насосів. Це стосується і живильних насосів для ТЕС і АЕС, і насосів для систем підтримки пластового тиску (ППТ), та інших. Підвищення напірності насосів для ППТ і в той же час потреба невеликих витрат призводить до необхідності розробки насосів з великою кількістю ступенів. Це водночас додає деякі проблеми, які потрібно вирішувати конструктору. По-перше, велика відстань між підшипниковими опорами призводить до значних прогинів валу. Один із засобів рішення цієї проблеми є збільшення зазорів в ущільненнях робочих коліс, що при комбінації великих напорів і малих витрат призводить до значного зниження коефіцієнта корисної дії (ККД) ступеня. По-друге, велика кількість високо напірних ступенів призводить до виникнення значного осьового зусилля, що діє на ротор. В цьому випадку необхідно використання гідравлічних розвантажувальних пристроїв типу розвантажувального поршня (барабан) або розвантажувального диску (гідроуп'ята).

У випадку багаступеневого насоса обидві ці проблеми вирішуються шляхом створення конструкції насоса з ротором, на якому робочі колеса розташовані у двох групах, які повернуті спина до спини, тобто back-to-back (рисунок 1.1).

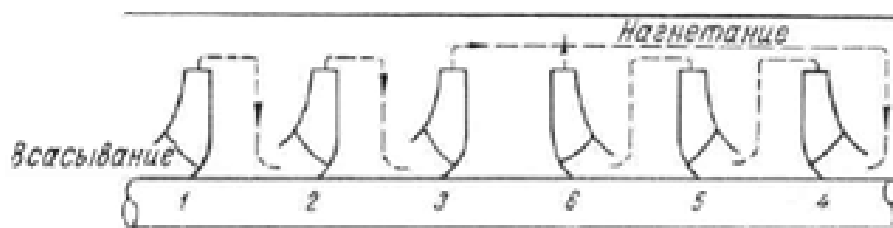


Рисунок 1.1 – схема розташування робочих коліс back-to-back

При конструкції насоса з розташуванням робочих коліс back-to-back, між двома групами ступенів є центральна втулка, на якій дроселюється перепад тиску, який дорівнює половині напору насоса. В існуючій конструкції центральній

втулці течія в пазухах робочих коліс зі сторони основних дисків направлена не однаково. На рисунку 1.2 наведена схема течії у пазухах для існуючої конструкції центральної втулки. З урахуванням різних величин тисків у областях, які з'єднані пазухами і зазором в центральній втулці, видно, що течія у пазусі основного диска робочого колеса першої групи ступенів направлена від центру до периферії. В той же час, течія у пазусі основного диску робочого колеса другої групи ступенів направлена від периферії до центру. Це призводить до виникнення додаткової неврівноваженої осьової сили.

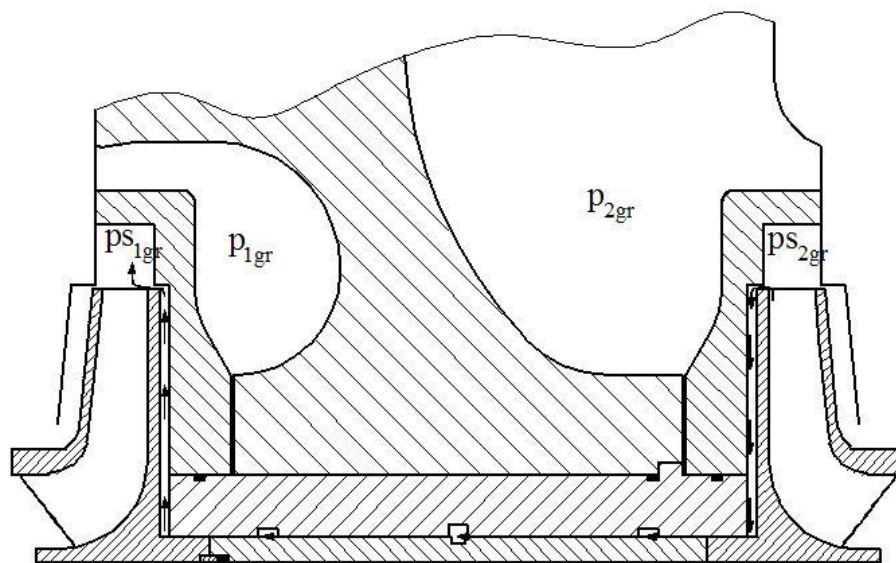


Рисунок 1.2 – схема течії в пазухах і центральній втулці існуючої конструкції

Для вирівнювання течії в обох групах ступенів, а саме для того, щоб течія у пазухах основних дисків була направлена від центру до периферії в обох групах додамо розвантажувальні отвори, які з'єднують камери отводів зі щілиною центральної втулки як показано на рисунку 1.3.

Для визначення величин гідравлічних сил, що діють на ротор відцентрового насоса, існують інженерні методики, які підтверджені експериментальними дослідженнями. Методика, яка викладена в роботах [1, 2], дозволяє визначити величину осьового зусилля, що діє на робоче колесо, з використанням припущення, що колова швидкість рідини, що обертається в пазусі дорівнює половині колової швидкості робочого колеса. Але при зміні

напрямку течії, змінюється колова швидкість рідини, що обертається в пазусі. Це призводить до зміни епюри розподілу тиску в пазухах і до зміни величини осьового зусилля.

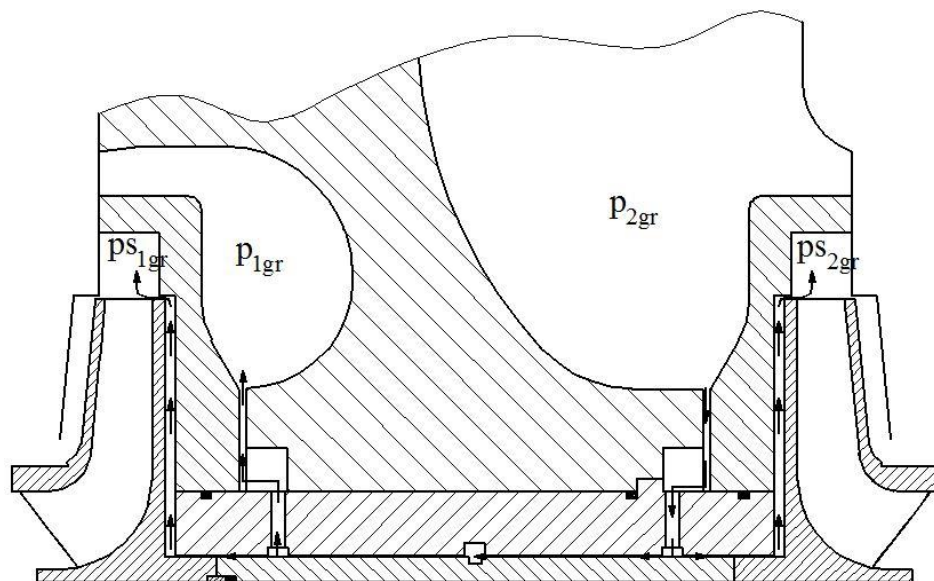


Рисунок 1.3 – схема течії в пазухах і центральній втулці з розвантажувальними отворами

Для урахування впливу величини колової швидкості в роботі [3] введений коефіцієнт  $k$ , який тим чи іншим чином дозволяє врахувати колову швидкість, але особливості конструкції центральної втулки призводять до виникнення значної похибки розрахунку.

Останнім часом, у зв'язку з розвитком чисельних методів дослідження, в насособудуванні з'являються публікації, в яких розглядаються приклади визначення величин гідравлічних сил із використанням чисельних розрахунків.

Метою даної роботи є отримання структури течії в пазухах і зазорі центральної втулки з розвантажувальними отворами і без них, визначення величини осьової сили, що діє на робочі колеса і центральну втулку, з використанням результатів чисельного дослідження.

Для досягнення мети були поставлені такі задачі:

- огляд літератури за методами визначення осьової сили;

- огляд літератури за чисельними дослідженнями та визначенням величини осьової сили в відцентрових насосах;

- виконання чисельного дослідження течії у центральній втулці, включно з течією в пазухах, в програмному продукті ANSYS CFX для отримання структури течії і визначення величини осьової сили.

Об'єкт дослідження – розвантажувальна центральна втулка насоса з розташуванням робочих коліс back-to-back.

Предмет дослідження – структура течії в зазорі центральної втулки включно з течією в пазухах робочих коліс.

Метод дослідження – чисельний.

Чисельне дослідження течії в розрахунковій області, проводилося за допомогою програмного продукту (ПП) ANSYS CFX. В основу даного ПП покладений метод чисельного вирішення системи рівнянь, що описують фундаментальні закони гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість вживання даного методу при дослідженні течії в каналах проточної частини відцентрового насоса.



# 1 ОСЬОВІ СИЛИ У ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСАХ

## 1.1. Причини виникнення і величина осьової сили

Осьова гідравлічна сила є сума неврівноважених сил, що діють на ротор насоса в осьовому напрямі.

Робоче колесо одностороннього входу з прохідним валом або без нього піддається дії осьової сили, оскільки поверхня його основного диска, що знаходиться під тиском нагнітання, більше аналогічної поверхні покриваючого диска.

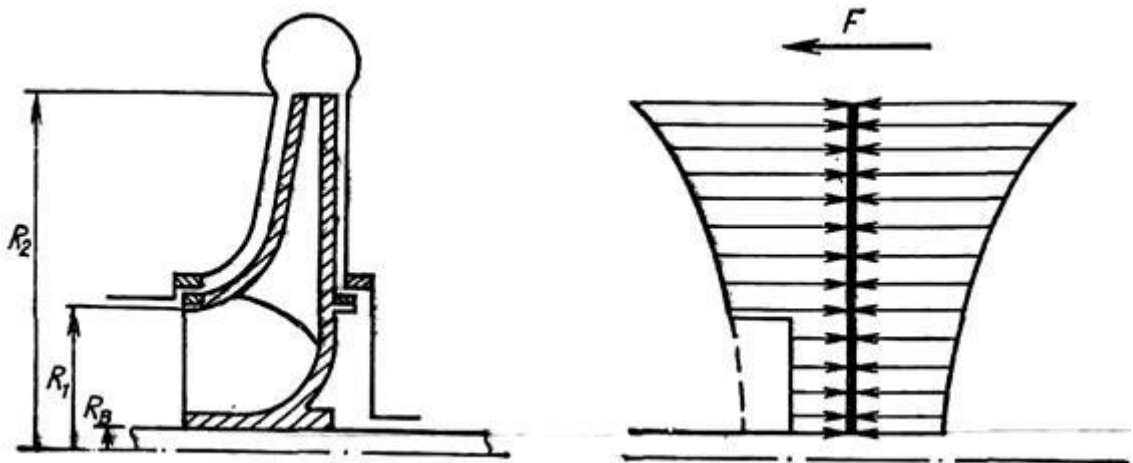


Рисунок 1.4 – Схема розподілу тисків на зовнішні поверхні колеса відцентрового насоса

Тиск, що діє на обидва диски робочих коліс відцентрових насосів, неоднаковий, тому що рідина, яка знаходиться між дисками робочого колеса і стінками корпусу насоса, обертається, і тиск, що діє на діаметрі виходу з робочого колеса, значно вище, ніж тиск у втулки робочого колеса, як показано на рисунку 1.4.

Для нормального стану ущільнення, нехтуючи впливом витоків, можна вважати, що рідина з обох боків колеса рухається з кутовою швидкістю, що

дорівнює половині кутової швидкості обертання колеса [2]. Виходячи з прийнятих допущень осьова сила визначається наступним чином:

$$P_1 = \frac{\pi (D_{cp}^2 - d_g^2)}{4} \gamma \left[ H_p - \frac{u_2^2}{8g} \left( 1 - \frac{D_{cp}^2 - d_g^2}{2D_2^2} \right) \right] \quad (1.1)$$

Дійсна осьова сила дещо менша, ніж по приведеній формулі. Зменшення осьової сили викликане зміною кількості руху потоку, який після вступу в радіальну частину РК, міняє напрям на  $90^\circ$ .

Величина осьової сили, що виникає внаслідок зміни напрямку потоку:

$$P_{oc} = k \frac{\gamma}{g} Q c_0, \quad (1.2)$$

де  $k < 1$  - експериментальний коефіцієнт.

Коефіцієнт  $k$  зменшується зі збільшенням  $n_s$  і стає приблизно рівним одиниці для малих  $n_s$ . Осьова сила  $P_{oc}$  діє в напрямі, протилежному до всмоктування. Для одноступінчатого відцентрового насоса з прохідним валом сумарна осьова сила:

$$P = P_1 - P_{oc} \quad (1.3)$$

Для колеса з одностороннім всмоктуванням і прохідним валом приймаємо величину осьової сили, спрямованої в сторону всмоктування :

$$P = \frac{\pi}{4} (D_{cp}^2 - d_g^2) H_3 \gamma. \quad (1.4)$$

де  $H_3$  – осереднений статичний напір, м;

$$H_3 = 0,6H \text{ для } n_s \leq 60 \text{ і } H_3 = 0,8H \text{ для } n_s \leq 200.$$

Розвантаження осьової сили розвантажувальними гідравлічними пристроями або сприйняттям механічним способом пов'язане з втратами. У першому випадку є втрати на витоки, в другому - втрати на тертя в упорному підшипнику.

## 1.2. Розвантаження осьових сил в одноступінчатих насосах

Осьове зусилля в одноступінчатому насосі може бути урівноважене таким чином:

1. Застосуванням робочого колеса двостороннього всмоктування (рисунок 1.5а).

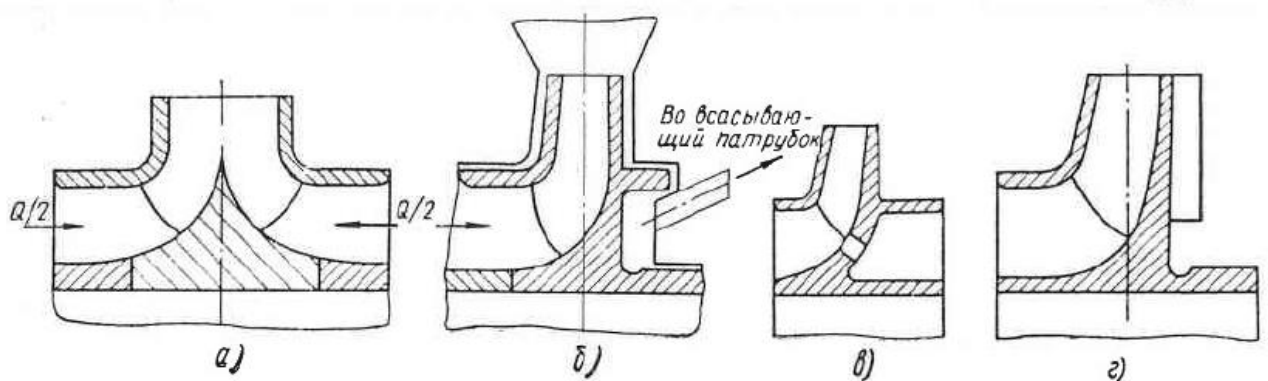


Рисунок 1.5 – Способи розвантаження осьової сили в одноступінчатих насосах

2. Перепуском витоку, що проходить через ущільнювальні кільця, назад у всмоктування. В цьому випадку площа перерізу розвантажувальної трубки має бути не менше ніж в 5 разів більша площі зазору між ущільненням колеса і корпусом насоса (рисунок 1.5б). Оскільки розвантажувальна трубка приєднується до всмоктувальної камери, то кінцеве ущільнення на стороні нагнітання знаходиться під тиском всмоктування.
3. Пристрій отворів у втулці РК. Отвори вирівнюють тиск по обидві сторони РК. Площа перерізу усіх отворів має бути не менше, ніж в 5 разів більша

площі перерізу зазору між ущільненнями РК і корпусом насоса (рисунок 1.5в). При цьому урівноваженні осьової сили ККД насоса знижується на 4-6%. При розвантаженні за пунктами б і з боку основного диску на тому ж діаметрі, що і з боку покривного диску, виконується ущільнення.

4. Установкою радіальних ребер на основному диску РК (рисунок 1.5г). Такий пристрій часто застосовується в насосах, що перекачують забруднені рідини, де основним завданням цих ребер є запобігання проникнення зважених часток в зазор між основним диском РК і корпусом насоса. Розвантажувальні ребра можуть бути сконструйовані так, що колесо буде повністю або частково розвантажено.
5. Сприйняттям осьового зусилля упорним підшипником. Вказаний метод з точки зору ККД насоса найкращий, оскільки витрата потужності в цьому випадку мінімальна внаслідок порівняно малого коефіцієнта тертя упорних підшипників. Але застосування цього засобу обмежене навантаженням, яке припускає підшипник.

Всякий пристрій для зниження осьового тиску коліс з одностороннім всмоктуванням супроводжується тими або іншими втратами з відповідним зниженням ККД насоса.

Для насосів з прохідним валом тиск всмоктування не впливає на величину осьової сили. На ротор консольного насоса, у якому робоче колесо закріплене консольно на валу, і насос має одне кінцеве ущільнення валу, тиск всмоктування впливає на величину осьового зусилля, що діє на ротор. Це додаткове осьове зусилля, що може діяти або у напрямку всмоктування робочого колеса, якщо тиск всмоктування більше атмосферного тиску, або в протилежному напрямку, якщо тиск всмоктування менший за атмосферний.

### 1.3. Розвантаження осьових сил у багатоступінчастих насосах

Урівноваження осьового зусилля у багатоступінчастих насосах виконується в основному одним з трьох методів:

1. Застосування розвантажувального поршня (барабана), який є подовженим ущільненням циліндричної форми, що обертається разом з валом між робочим колесом останнього ступеня і розвантажувальною камерою (рисунок 1.6а). Розвантажувальний поршень в цьому випадку виконує дві функції: зменшує тиск на кінцеве ущільнення валу і врівноважує осьове зусилля. Вал закріплюється в упорних підшипниках так, щоб перешкоджати пересуванню ротора в осьовому напрямі.

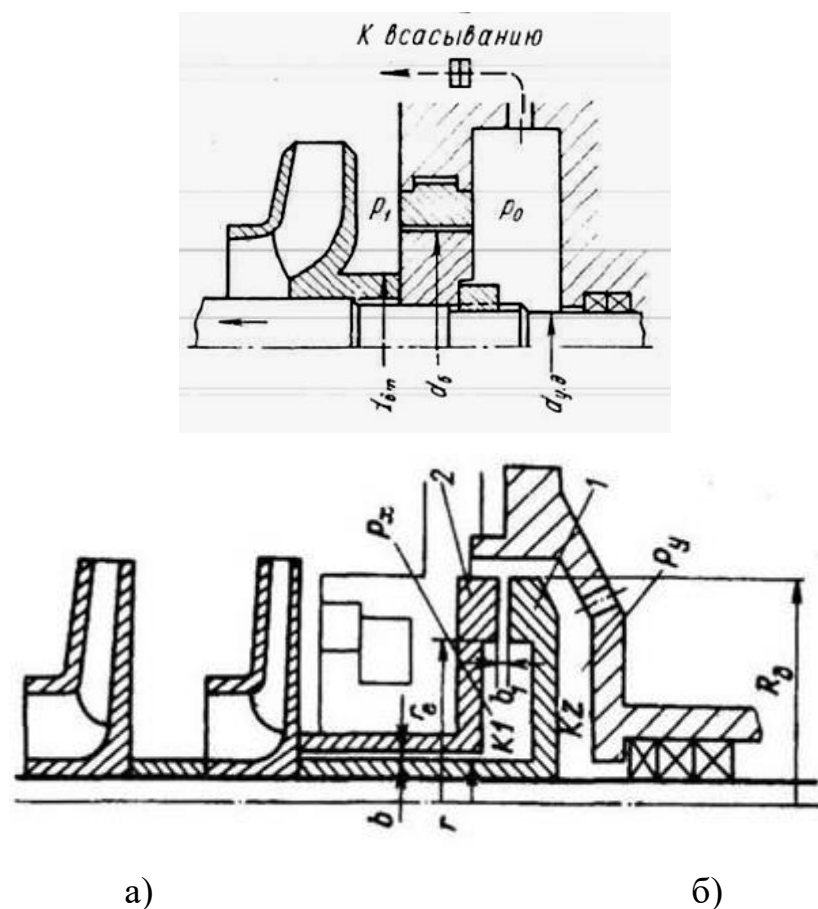


Рисунок 1.6 – гідравлічні розвантажувальні пристрої (а – гідравлічний поршень або барабан, б – гідравлічний диск або гідроп'ята)

Для зменшення витoku в розвантажувальну камеру між поршнем, що обертається, і нерухомою втулкою радіальний зазор роблять якомога меншим: 0,2 - 0,3 мм на сторону.

Урівноважувальна сила розвантажувального поршня дорівнює різниці сил тиску на торцеві поверхні:

$$P = \frac{\pi}{4} (d_b^2 - d_{em}^2) p_1 - \frac{\pi}{4} (d_b^2 - d_2^2) p_0, \quad (1.5)$$

де  $d_b$  – діаметр поршня (барабана), м;

$d_{em}$  – діаметр втулки робочого колеса, м;

$d_2$  – діаметр робочого колеса, м;

$p_1$  – тиск на виході з робочого колеса останнього ступеня, Па;

$p_0$  – тиск в розвантажувальній камері, Па.

Прохідний переріз трубки, що відводить витік із розвантажувальної камери на всмоктування або в ємність низького тиску, має бути в 5 разів більше площі зазору барабана  $F_b$ , щоб відводити рідину без помітного підвищення тиску в розвантажувальній камері. Підбором діаметрів  $d_b$  і  $d_{em}$  можна знизити величину осьової сили до будь-якого значення.

Повне урівноваження осьової сили можливе тільки для розрахункового режиму насоса. При зменшенні подачі  $Q < Q_{opt}$  урівноваження порушується і виникає осьове зусилля у сторону всмоктування, а при збільшенні подачі  $Q > Q_{opt}$  осьове зусилля може змінити напрям і діяти в сторону, протилежну до всмоктування.

Оскільки розвантажувальний барабан не дає повного урівноваження осьових сил для усіх режимів роботи насоса, необхідно встановити радіально-упорний підшипник або упорний підшипник сегментного типу подвійної дії.

2. Застосування гідравлічної п'яти (рисунок 1.6б). Між гідравлічною п'ятою і підп'ятником (нерухомою втулкою корпусу насоса) є осьовий зазор.

Якщо ротор насоса рухається під впливом осьової сили вліво, осьовий зазор зменшується, що спричиняє за собою зменшення тиску в розвантажувальній камері, і ротор припиняє подальше пересування.

Коли осьова сила ротора спрямована вправо, осьовий зазор починає збільшуватися, внаслідок чого витік в розвантажувальну камеру збільшується.

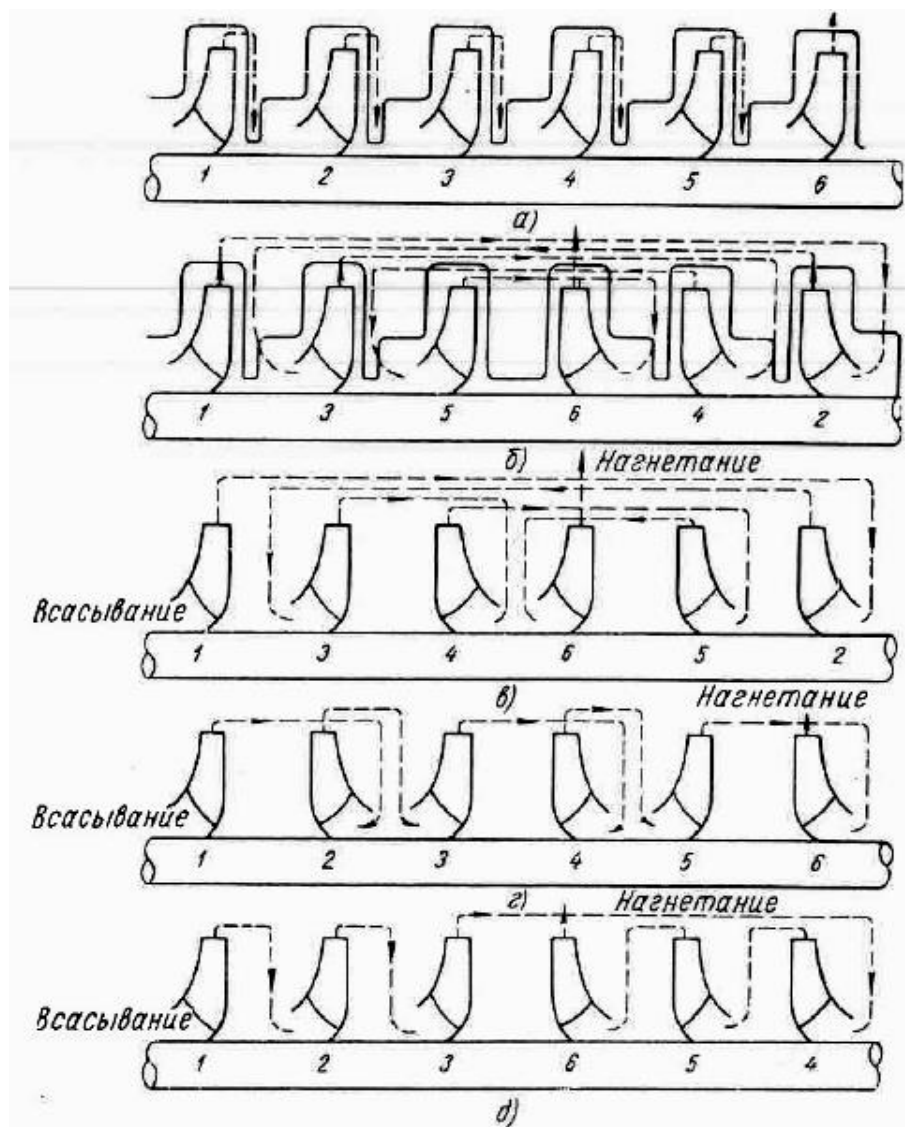
Відбувається перерозподіл тиску в камерах до і після п'яти. Настає новий стан рівноваги, і подальше переміщення ротора припиняється.

### 3. Зміна розташування коліс.

У конструкціях багатоступінчастих насосів установку робочих коліс одностороннього входу виконують двома шляхами:

А) робочі колеса одностороннього входу насаджуються на вал, встановлюються вхідними воронками в одному напрямі і слідуєть один за одним в порядку зростання тиску. Осьова сила в цьому випадку сприймається різними гідравлічними урівноважувачами (рисунок 1.7а).

Б) робочі колеса насаджуються на вал, причому одна група коліс спрямована вхідними воронками протилежно напрямку вхідних воронок іншої групи (рисунок 1.7 б-д).



## Рисунок 1.7 – схеми розташування робочих коліс у багатоступеневих насосах

Осьові сили обох груп робочих коліс взаємно урівноважуються (рисунок 1.7 б, в, г, д) в результаті так званого симетричного розташування робочих коліс. Симетричне розташування може бути змінене з метою використання непарного числа робочих коліс одностороннього входу. Осьова сила, що виникає при цьому, урівноважується тиском рідини, що діє на вали і проміжні втулки, що мають певні розрахункові діаметри.

На рисунку 1.7 показані типові схеми багатоступінчастих насосів з одностороннім всмоктуванням робочого колеса.

Кожний тип конструкції має свої переваги і недоліки, і від вибору того або іншого розташування робочих коліс залежать величина витоку між ступенями насоса через радіальні зазори ущільнень ротора і корпусу насоса, тиск на кінцеві ущільнення валу, складність відливання корпусу насоса, габарити насоса і плавність перевідних каналів насоса.

На рисунку 1.7б ступені насоса розташовані так, що одне кінцеве ущільнення валу знаходиться під тиском всмоктування, а інше під тиском, що дорівнює сумі тисків 1-го ступеня і тиску всмоктування.

Недоліком цієї конструкції є те, що перевідні канали між ступенями мають велику довжину і знаходяться один над іншим. Таке розташування каналів ускладнює відливання корпусу насоса й ускладнює очищення каналів від пригару.

На рисунку 1.7г тиск на напірному кінцевому ущільненні вала дорівнює повному тиску, що створюється насосом, зменшеному на величину тиску одного ступеня. В цьому випадку для зниження тиску на кінцеве ущільнення вала необхідно застосовувати розвантажувальний пристрій, який може складатися з барабана, що обертається, і нерухомої втулки.

У цій схемі, призначення барабана полягає в розвантаженні тиску на кінцеве ущільнення вала, а не в урівноваженні осьового тиску, тому барабан може мати невеликий діаметр.



На рисунку 1.7д показане компромісне між попередніми схемами рішення. Тут здійснюється, з одного боку, часткове зниження тиску у напірного кінцевого ущільнення вала, з іншого боку, спрощення конструкції перевідних каналів корпусу насоса. Проте недоліком цієї схеми є наявність перепаду між 3-ою і останньою ступенями, а також необхідність застосування розвантажувального пристрою, оскільки тиск на напірне кінцеве ущільнення вала дорівнює половині повного тиску, що створюється насосом.

#### 1.4. Залежність осьової сили від зазорів в ущільненнях

Форма течії в області між колесом і корпусом залежить від величини витоків в ущільненнях, оскільки при різних витратах міняється співвідношення величин сил тертя об стінки і сил інерції. У загальному випадку ця форма визначається рівнянням:

$$\pi r^2 C_f [(u - v_u)^2 - v_u^2] \Delta r = Q_{s1} \Delta_{a-b} (v_u r) \quad (1.6)$$

В умовах аварійного зносу переднього ущільнення закон руху рідини ліворуч і справа виявляється різним: ліворуч рідина рухається згідно з законом  $v_u \cdot r = const = v_{u2} \cdot r_2$ , а справа - як і раніше зі швидкістю  $v_u$ , яка дорівнює половині окружної швидкості  $u$  колеса. Тому і закони розподілу тиску з тією і з іншої сторони виявляються різними.

У межах від  $r_2$  до  $R_i$  тиск ліворуч визначається рівнянням:

$$p = p_2 - \gamma \frac{u_2^2 - u^2}{8g} = p_2 - \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \quad (1.7)$$

А тиск праворуч – рівнянням:

$$p = p_2 - \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( \frac{r_2}{r} \right)^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_2} \right)^2 \right] \quad (1.8)$$

Умови розподілу тисків в межах  $R_i$  до  $r_{em}$  залишаються такими ж, як і в першому випадку - нормального стану ущільнень. Таким чином, в умовах аварійного зношування ущільнень до нормальної величини осьового тиску  $F_{zh}$  на зовнішню поверхню колеса по рівнянню приєднується складова  $F_{zh}^*$ , обумовлена різними законами розподілу тисків справа і ліворуч в межах від  $R_i$  до  $r_2$ .

$$\begin{aligned}
 F_{zh}^* &= \int_{R_i}^{r_2} (p_l - p_n) 2\pi r dr = 2\pi \int_{R_i}^{r_2} \left\{ p_2 - \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( \frac{r_2}{r} \right)^2 \left( 1 - \frac{r^2}{r_2^2} \right) - \left[ p_2 - \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( 1 - \frac{r^2}{r_2^2} \right) \right] \right\} r dr = \\
 &= -2\pi\gamma \frac{u_2^2}{8g} \int_{R_i}^{r_2} \left( 1 - \frac{r^2}{r_2^2} \right) \left( \frac{r_2^2}{r^2} - 1 \right) r dr = -\pi (r_2^2 - R_i^2) \gamma \frac{u_2^2}{8g} \left( \frac{r_2^2}{r_2^2 - R_i^2} \ln \frac{r_2^2}{R_i^2} + \frac{r_2^2 + R_i^2}{2r_2^2} - 2 \right)
 \end{aligned}$$

(1.9)

Додаткове осьове зусилля виникає поступово, у міру збільшення зазору в ущільненні.

Повна величина осьового зусилля при аварійному зношуванні ущільнень складає [2]:

$$F_{zk} = F_{zh} + F_{zh}^* - F_{zg} \quad (1.10)$$

### 1.5. Нестационарна осьова сила

Осьова сила на пряму залежить від тиску на виході з РК. У реальному житті течія в насосі є неусталеною. При проходженні лопаті РК відносно лопатки НА виникають обурення, нестационарні пульсації тиску. Внаслідок чого осьова сила також змінює свою величину.

У відцентрових насосах сильні пульсації спостерігаються на виході з робочого колеса. У практиці високонапірних відцентрових насосів відомі випадки поломок язиків спіральних відводів і напрямних апаратів внаслідок сильних пульсацій від неоднорідності течії (рисунки 1.8).

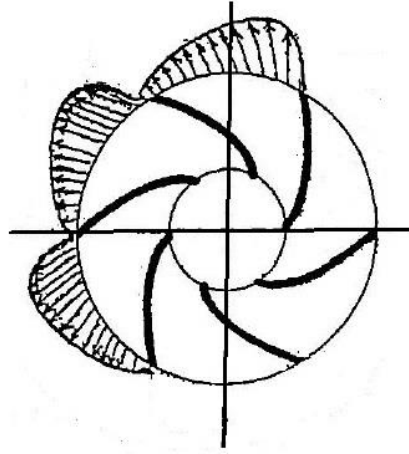


Рисунок 1.8 – Схема пульсацій тиску на виході з робочого колеса

Під час пуску насоса осьові сили, що характерні для перехідного режиму, перевищують сили, які діють під час нормальної роботи, оскільки потрібно декілька секунд для того, щоб повністю розвинути обертання рідини в боковій пазусі, тоді як збільшення тиску в робочому колесі пропорційне квадрату швидкості фактично без прояву інерційних сил. Під час пуску вертикального насоса осьове зусилля, таким чином, може бути направлене угору у короткий проміжок часу. Цей факт необхідно враховувати при підборі упорного підшипника.

Якщо запуск вертикального насоса відбувається при відкритому нагнітаючому клапані, осьове зусилля  $F_I$ , у результаті дії імпульса при дуже великій подачі, також може бути направлене угору - зокрема при великій швидкохідності.

Спектр нестаціонарних осьових сил представлений низькочастотними та високочастотними складовими подібно спектру пульсацій тиску. На практиці такі коливання осьових сил рідко спричиняють проблеми, однак можливі винятки: при частковому навантаженні насосів високої швидкохідності, якщо був обраний занадто широкий зазор А.

## 2 МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ОСЬОВОЇ СИЛИ

### 2.1. Теоретичні методи розрахунку осьових сил

Існує декілька аналітичних методів розрахунку осьового зусилля, яке діє на робоче колесо відцентрового насоса. Принципово всі ці методи однакові і відрізняються тільки методами визначення колової швидкості течії в пазухах робочого колеса.

В загальноприйнятій методиці Ломакіна [2], приймається, що колова швидкість течії в пазусі дорівнює половині коловій швидкості робочого колеса. Але це припущення можливо застосовувати тільки у випадках робочих коліс малої та середньої швидкохідності, і тільки для розрахунку на режимах, близьких до оптимального.

В книзі Гюйліха [3] при розрахунку осьового зусилля використовуються коефіцієнти, які враховують форму бокових пазух, та напрямок течії.

### 2.2. Експериментальний метод

Є велика кількість робіт, в яких описаний експериментальний метод визначення осьових зусиль.

У роботі [4] розглядається типова конструкція багатоступінчастого двокорпусного насоса (рисунок 2.1). Гідравлічне осьове зусилля, що діє на робочі колеса, компенсується розвантажувальним поршнем, а залишкове зусилля сприймається упорним підшипником.

Експериментальне дослідження проводилося на випробувальному стенді, який складався з однієї окремої ступені багатоступеневого насоса з коефіцієнтом швидкохідності  $n_s=80$ , із застосуванням методу Доплеровської лазерної анемометрії для вивчення характеру обертання рідини у боковій пазусі.

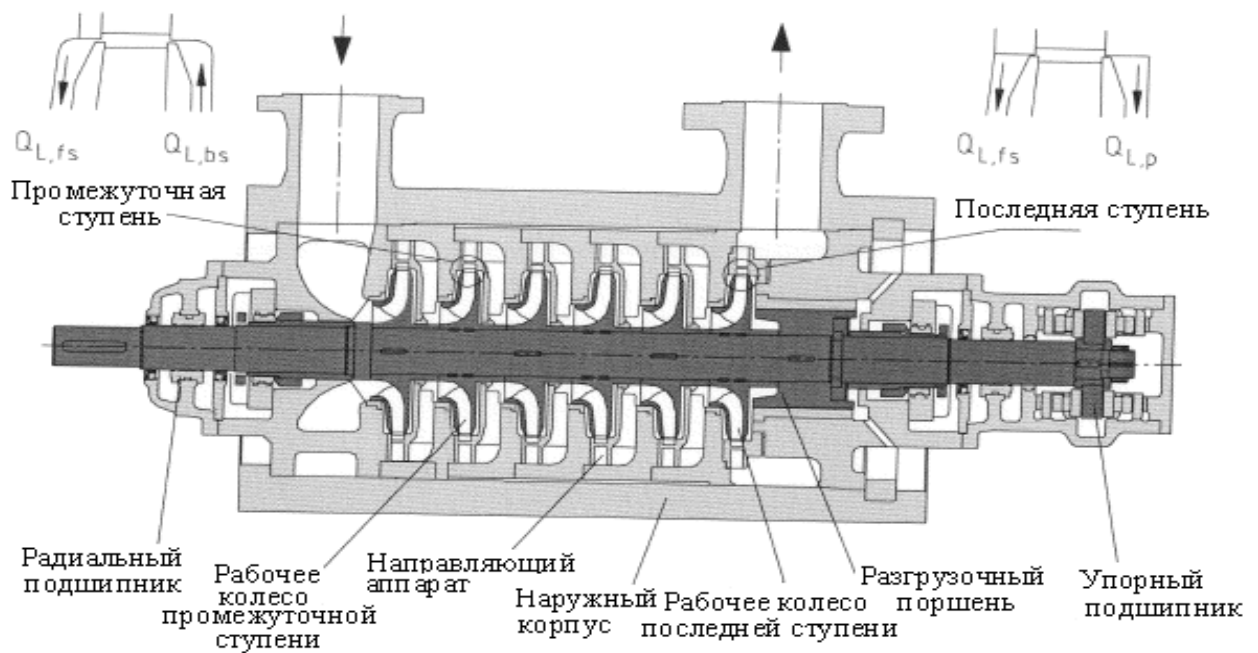


Рисунок 2.1 – Багатоступеневий двокопунксний насос

Характер і напрямок течії у бокових пазухах між робочим колесом і стінками корпусу впливає на розподіл тиску на передньому і задньому диску. Течія у бокових пазухах є турбулентною. Аналізуючи характер течії, її потрібно розділити на два типи. Це течія по колу, який утворений між пограничним шаром у диска робочого колеса і шаром біля стінки корпусу. В центрі кола утворюється ядро потоку, яке обертається так само як і робоче колесо, але з меншою кутовою швидкістю. Якщо розглядати течію в радіальному напрямі, то в пограничному шарі біля диска рідина спрямована радіально назовні, тоді як в пограничному шарі біля стінки корпусу - радіально всередину. В ядрі потоку радіальна течія відсутня.

У багатоступеневих насосах даного виду режими течії у бокових пазухах проміжних ступенів відрізняються від течії в пазусі останнього ступеня (рисунок 2.1). У передніх дисків будь-яких робочих коліс течія у бокових пазухах спрямована радіально всередину. У задніх дисків проміжних ступенів потік спрямований радіально назовні, тоді як в останньому ступені він спрямований всередину у напрямку до діаметру поршня, і йому властива більша витрата рідини в порівнянні з попередніми ступенями.

Випробування проводилися на випробувальній установці, що складалась з одного окремого ступеня багатоступеневого насоса. Конструкція підшипникового вузла дозволяє проводити виміри гідравлічного осьового зусилля за допомогою тензометрів, що калібруються. Установка дозволяє варіювати розміри бокових пазух, а також змінювати напрям потоку рідини і її витрату (рисунок 2.2). Підведення перевитоків здійснюється допоміжною системою, що складається з циркуляційного насоса, комбінації клапанів і витратоміру.

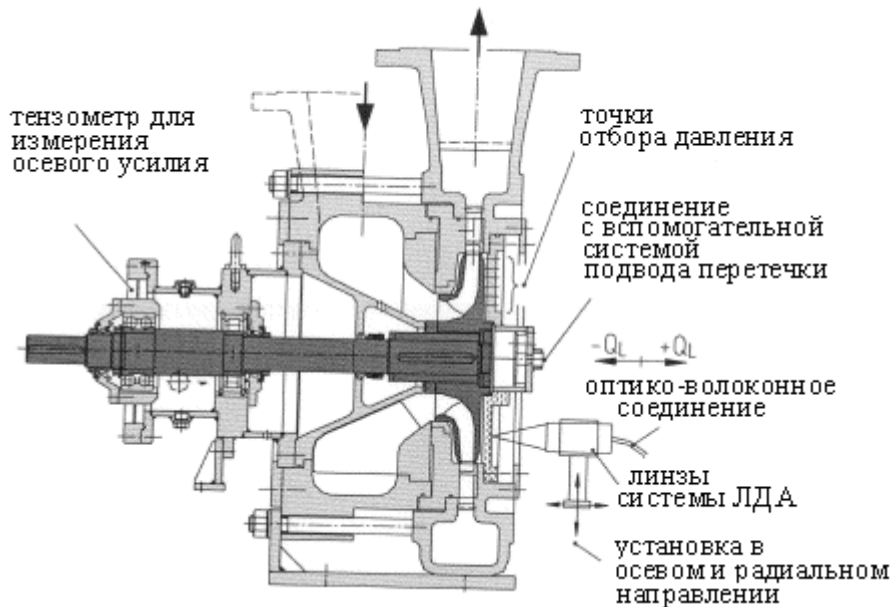


Рисунок 2.2 – Випробувальна установка

Випробувальний стенд виконаний у вигляді замкненої системи. Вимір подачі насоса проводився за допомогою вимірної діафрагми, що калібрувалася, а виміри тиску - датчиками абсолютного і відносного тиску. Стінка бокової пазухи виконана з прозорого матеріалу, що дозволяє застосовувати лазерний метод для визначення розподілу швидкості. Застосовувався пристрій, оснащений лазером на іонах аргону. Також застосовувалася окрема система лінз, сполучена оптико-волоконним кабелем, завдяки простоті і точності фокусування перерізу лазерного променя в осьовому і радіальному напрямі. Зона вимірів включає наступні розміри: діаметр 0,1 мм, довжина 1,0 мм.

На рисунку 2.3 показані основні геометричні параметри випробувального ступеня:

- $b$  - товщина диска на зовнішньому діаметрі робочого колеса;
- $A$  - радіальний зазор;
- $B$  - радіальний зазор (між лопатевими системами);
- $B_2$  – ширина на виході робочого колеса;
- $B_3$  – ширина каналу напрямного апарату на вході;
- $D$  – діаметр дисків робочого колеса;
- $E$  - осьова ширина бокової пазухи з боку переднього диска робочого колеса;
- $F$  - осьова ширина бокової пазухи з боку заднього диска робочого колеса;
- $U_e$  - перекриття між робочим колесом і напрямним апаратом (стілкою корпусу).

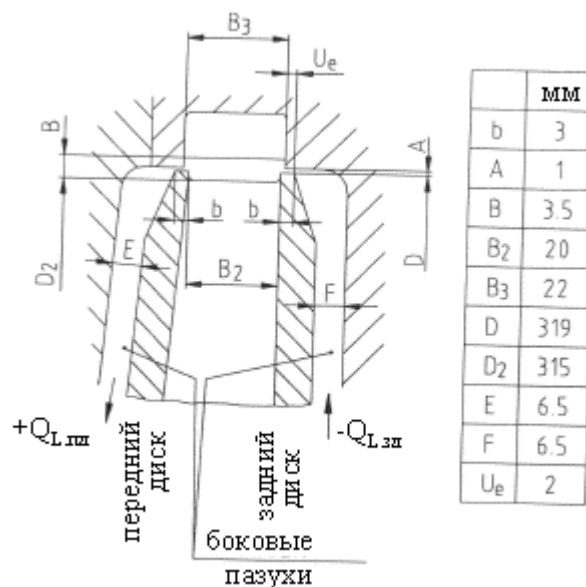


Рисунок 2.3 – Геометрія випробувальної установки

Частота обертання установки підтримувалася на такому рівні, який забезпечує турбулентний режим потоку з окремими пограничними шарами у боковій пазусі ( $Re = 3,8 \cdot 10^6$ ).

Виміри статичного тиску проводилися біля стінки корпусу в 6 різних радіальних положеннях. Такий підхід забезпечує достатню кількість достовірних даних для точної оцінки розподілу тиску у боковій пазусі по напрямку від

зовнішнього діаметру робочого колеса до діаметру ущільнюючого кільця. Найбільш важливим чинником, що робить вплив на розподіл статичного тиску, є потік у боковій пазусі. На рисунку 2.4 показано, яким чином розподіляється тиск при оптимальному режимі  $Q_{opt}$  і центральному положенні робочого колеса відносно напрямного апарату. Можна бачити, що на розподіл тиску значним чином впливають параметри потоку рідини у боковій пазусі і його напрямок по всьому колу робочого колеса. Найменший вплив  $q_L = Q_L/Q_{opt}$  - відносна витрата робить на зовнішньому діаметрі робочого колеса. Вплив посилюється в радіальному напрямку в міру наближення до діаметру ущільнюючого кільця.



Рисунок 2.4 – Розподіл статичного тиску при різних параметрах витіку

Оскільки статичний тиск на виході з робочого колеса залежить від режиму роботи насоса, це також робить вплив на рівень тиску і внутрішні потоки у бокових пазухах (рисунок 2.5). У боковій пазусі впливу можливої рециркуляції в області на виході з робочого колеса і вході в напрямний апарат не було виявлено. Це можна пояснити тим, що основні канали робочого колеса і бокові пазухи досить розділені, а між ними є лише невеликий радіальний проміжок  $A$  і утворюється перекриття  $U_e$ . Завдяки цьому в режимі часткового навантаження не спостерігається значна нестійкість для отриманих значень гідравлічного осьового зусилля.



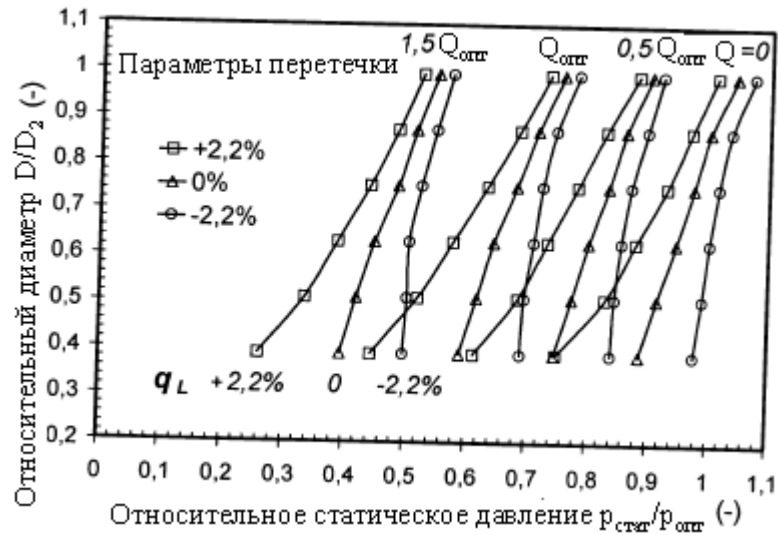


Рисунок 2.5 – Розподіл статичного тиску для різних режимів подач

### 2.3. Визначення осьових зусиль за допомогою чисельного дослідження

Окрім експериментального дослідження в роботі [4] також наведені дані щодо чисельного дослідження і визначення осьових навантажень. В ході цього дослідження застосовувався програмний продукт TASCFlow. Основна мета чисельного аналізу течії полягає в тому, щоб встановити, наскільки чисельні методи здатні змоделювати результати, отримані експериментальним шляхом.

В ході дослідження були проаналізовані різні умови течії рідини, а отримані результати дають чітку і детальну картину розподілу тиску у боковій пазусі.

На рисунку 2.6 наводиться порівняльний графік даних по розподілу статичного тиску, отриманих як шляхом розрахунків, так і експериментальним методом. Задовільна відповідність розрахункових і експериментальних даних свідчить про ефективність застосування чисельного аналізу течії для розрахунку розподілу тиску у бокових пазухах з різною геометрією з метою оптимального проектування розвантажувального пристрою.



Рисунок 2.6 – Порівняльний графік розрахункових і експериментальних даних за розподілом статичного тиску

Необхідно відмітити, що для отримання достовірних розрахункових даних вимагається задати належні граничні умови поблизу зовнішньої периферії робочого колеса. Іншими словами, треба враховувати базовий статичний тиск в проміжку  $A$  для обох напрямків руху витоку  $Q_L$ . Також при чисельному аналізі необхідно брати до уваги значення шорсткості поверхонь диска робочого колеса і стінки корпусу.

Найважливішим чинником, що робить вплив на виникаюче гідравлічне осьове зусилля, є обертання рідини у бічних пазухах, характер якого значним чином залежить від напрямку і величини витоку  $Q_L$ .

При правильних розрахунках розмірів радіального зазору  $A$  і перекриття  $U_e$  можна домогтися того, щоб на потік у боковій пазусі не було впливу основного потоку на виході з робочого колеса. Цей чинник також необхідно враховувати щоб уникнути нестійкості осьового зусилля в режимі неповного навантаження.

Метод чисельного аналізу течії рідини - це ефективний інструмент для попередньої оцінки осьового зусилля на стадії проектування.

Порівняння результатів, отриманих експериментальним і чисельним методами показало задовільний збіг величин, що дозволяє зробити висновок про

можливість застосування для дослідження та оцінки величини осьових сил чисельного експерименту [4].

#### Поелементний метод чисельного дослідження осьової сили

В роботах [5, 6] розглянуті особливості і запропонована методика визначення осьового зусилля, яке діє на ротор багатоступеневого насоса. Сили залежать від характеристик насоса, робочих умов і внутрішніх полів тиску. Вирішення цієї проблеми представляється простим для одноступневих насосів, тоді як у разі багатоступневих насосів виникають деякі складнощі навіть в робочих колесах, що частково самоврівноважені, із зустрічним розташуванням.

Тому був визначений і перевірений системний підхід до оцінки осьової сили для багатоступінчастого горизонтального відцентрового насоса. Суть методу полягає в моделюванні методами обчислювальної гідродинаміки окремо кожного компонента насоса, щоб отримати взаємозалежності, які виражають осьову силу як функцію робочих умов. Загальна осьова сила, нарешті, обчислюється як баланс сил, що впливають на кожний ступінь.

Об'єктом дослідження був п'ятиступінчастий горизонтальний відцентровий насос (рисунок 2.7).

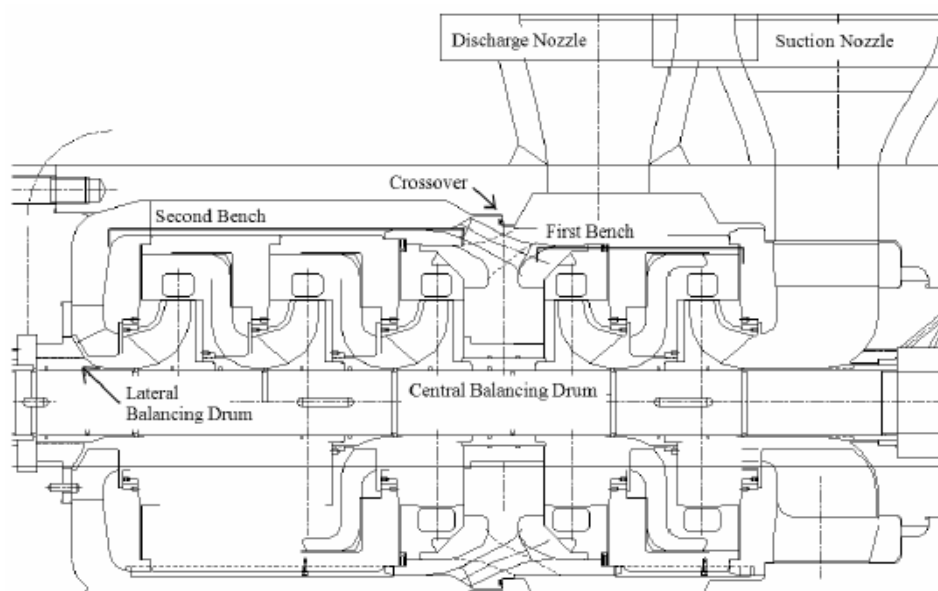


Рисунок 2.7 – Багатоступеневий насос із зустрічним розташуванням робочих коліс, виготовлений Weir Gabbioneta

Баланс осьового зусилля досягається завдяки зустрічному розташуванню робочих коліс, яке характеризується протилежним напрямом течії в два перші ступені і в останні три. Перевідні канали направляють течію від першої до другої групи ступенів через кільцеву камеру, в якій течія міняє напрям. Осьовий дисбаланс для досліджуваного насоса виникає внаслідок різної кількості робочих коліс у зустрічно-розташованих групах ступенів, але в насосах з однаковою кількістю ступенів розвантаження від осьової сили також не гарантоване (осьовий баланс також не слід брати до уваги) із-за наявності витoku.

У такому разі потрібні упорні підшипники. Для того, щоб їх правильно спроектувати, слід обговорити наявність бічних пазух робочого колеса (рисунок 2.8).

Витрата в бокових пазухах може допомогти зменшити осьову силу, але тільки знижуючи ККД насоса.

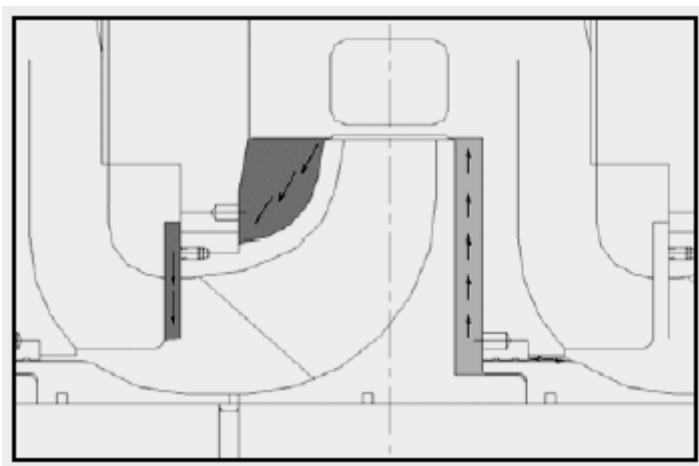


Рисунок 2.8 – Передня і задня бокові пазухи робочого колеса в проміжному ступені

Тоді як течія всередині передньої пазухи покриваючого диска завжди рухається радіально всередину, течія в задній порожнині може також рухатися радіально назовні, залежно від різних позицій. Навіть, якщо у такому разі масова витрата, що проходить через задню пазуху, трохи впливає на характеристики усього насоса, цей вплив не можна ігнорувати.

Оцінка результуючих сил, що впливають на кожний ступінь - відправна точка для визначення залишкової осьової сили насоса. Дивлячись на схематичний розподіл сил і розглядаючи область (контрольний об'єм), показану на рисунку 2.9, цей баланс може бути виражений таким чином:

$$\vec{F}_{fs} + \vec{F}_{bs} + \vec{F}_{inlet} + \vec{F}_{mom} + \vec{F}_{bus} = \vec{T}_{ax} \quad (2.1)$$

де  $F_{fs}$  – це загальна сила, що впливає на передні стінки покриваючого диска, Н;

$F_{bs}$  – сила, що відноситься до задніх стінок, Н;

$F_{inlet}$  – сила, яка виникає із-за поля тиску на вхідній ділянці РК, Н;

$F_{mom}$  – сила від впливу моменту в осьовому напрямі, Н;

$F_{bus}$  – інтеграл тиску на стінки втулки, Н.

Рівняння (2.1) відноситься до даної області, в якій є усі стінки, що обертаються.

Усі ці умови можуть бути опрацьовані, з урахуванням значення тиску, геометрії насоса і величини витрати:

$$\int_A p_{fs} \bar{n} dA + \int_A p_{bs} \bar{n} dA + p_{inlet} A_{inlet} \bar{n} + \rho \frac{Q^2}{A_{inlet}} \bar{n} - p_{bus} A_{bus} \bar{n} = \vec{T}_{ax} \quad (2.2)$$

Для певної геометрії одного ступеня при вибраній витраті, осьова сила може бути розрахована при відомому полі тиску усередині її компонентів, включаючи канали витоків. Тому осьове навантаження багатоступеневого насоса може бути отримане алгебраїчним шляхом, при додаванні впливу окремих ступенів, розрахованих за допомогою вищезгаданого рівняння.

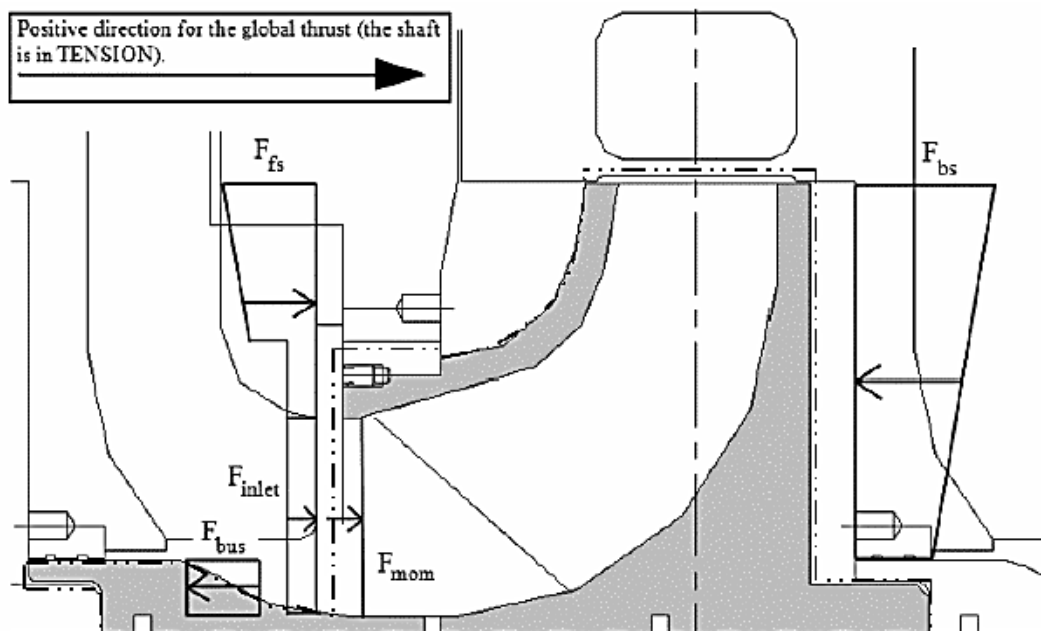


Рисунок 2.9 - Баланс сил для одного ступеня (переривчастою лінією показаний контрольний об'єм)

При чисельному дослідженні були застосовані методи двомірного та трьохмірного стаціонарного моделювання, які ґрунтуються на вирішенні рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом для області рідини. Використовувалися: кінцево-об'ємний метод корегування тиску (метод поправки на тиск по кінцевому об'єму) для нестислого потоку та двопараметрична модель турбулентності  $k-\epsilon$  з стандартними пристінковими функціями.

Для зменшення розрахункових ресурсів, головні компоненти насоса були проаналізовані окремо. Окремо від основного потоку в робочому колесі і напрямному апараті, плоский потік у бокових пазухах був проаналізований за допомогою CFD в двомірній постановці. Можлива рециркуляція потоку в області виходу з робочого колеса і на вході в напрямний апарат не впливає на течію в бокових пазухах робочого колеса. Це, можливо тому, що канали робочого колеса і бокові пазухи в достатній мірі знаходяться на значній відстані один від одного, за допомогою дроселя з малим зазором.

Послідовність моделювання була обрана наступна: для кожного наступного CFD аналізу результати попереднього враховувалися як граничні умови (з

урахуванням кожного результату як граничної умови для наступного аналізу методом розрахункової гідродинаміки). Наприклад, граничні умови, одержані при моделюванні окремо робочого колеса були задані для статорних компонентів, розташованих за ним (для напрямного апарата, кільцевої камери).

Гідравлічна осьова сила яка діє на ротор насоса обумовлена сумарним тиском на стінки робочого колеса. Однак, моделювання статорних компонентів потрібно для розрахунку експлуатаційних характеристик усього насоса та забезпечення правильних граничних умов для розрахунку обертових компонентів.

Наявність як обертових (робочі колеса), так і статорних (напрямні апарати) деталей в кожному ступені вимагає стратегії для їх з'єднання, для того, щоб вести процес розрахунку двох доменів, які характеризуються різними періодичними умовами із-за різної кількості лопатей.

Для даної роботи був обраний метод змішувальних областей. Він дає можливість окремо вирішувати рівняння для обертових і стаціонарних доменів при постійних умовах. Дані поля потоку з суміжних зон накладалися як просторово осереднені граничні умови або "змішані" при взаємодії змішувальних площин.

Цей підхід усуває будь-які нестационарності (нестабільності), що виникають із-за осьової нерівномірності крокового поля потоку (кільцевих змін у полях течії каналів), і тому представляє результат, отриманий у сталому режимі. Однак, не дивлячись на спрощення, в деяких демонстрованих випадках розумніше апроксимувати результати осереднені за часом.

У вигляді нової гіпотези прийнята кінематична повторюваність ступеню. Тому, швидкісний профіль на виході з РК використовувався для оновлення граничних умов на вході в напрямний апарат.

Увесь процес може складатися з наступних основних етапів:

- вирішення рівнянь Нав`є-Стокса в обох доменах;
- осереднення потоку (значення течії) в тангенціальному напрямі;
- оновлення граничних умов;

- повторювання попередніх кроків до досягнення збіжності для профілей швидкостей і тиску.

На рисунку 2.10 показаний радіальний розподіл статичного тиску в задній пазусі. Різні значення величини витрати, віднесених до витрати при оптимальному ККД, відповідають кожній кривій. Усі криві отримані з урахуванням стандартного тиску на виході робочого колеса.

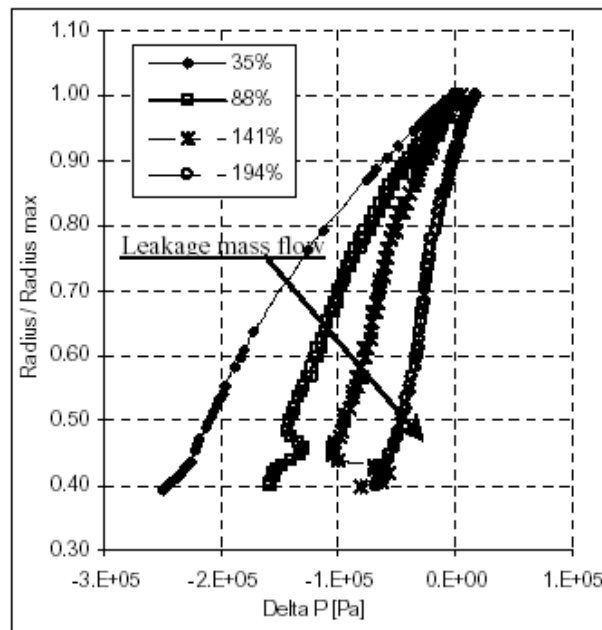


Рисунок 2.10 – Радіальний розподіл статичного тиску в задній пазусі при різних подачах

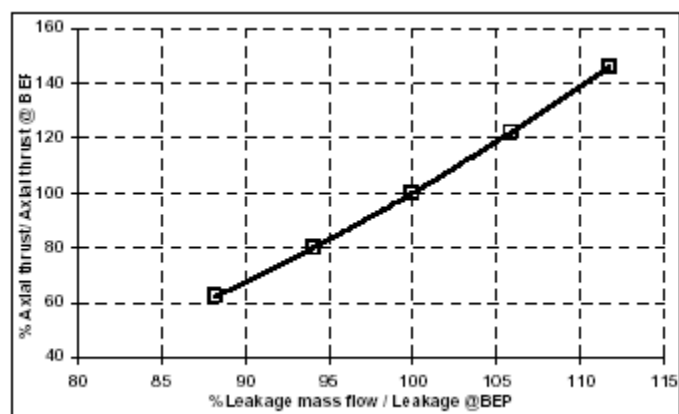


Рисунок 2.11 - Залежність безрозмірної осьової сили від безрозмірної величини витрати (безрозмірного напору робочого колеса) (задня пазуха)



Для того, щоб розрахувати осьову силу, що діє в цілому на насос, повинні розглядатися вплив і основної течії, і витрати.

Відносно одного ступеня, гідравлічна осьова сила в ущільненні, що діє на робоче колесо, виходить в результаті взаємодії течії на вході і витратою в передній і задній пазухах (рисунок 2.12). Задня пазуха допомагає в урівноваженні машини, в порівнянні з силою, що виникає із-за робочого колеса і передньої пазухи.

Гідравлічна сила береться з розподілу тиску на стінки, що отримується за допомогою обчислень CFD:

$$T_{ax} = \int_A p \bar{n} dA \quad (2.3)$$

Що стосується порожнин, то осьова сила обчислюється додаванням постійного значення тиску на виході і величини, що виникає із-за розподіленого тиску на стінці, що обертається. Тоді:

$$\begin{aligned} T_{ax,cavity} &= \int_A p_{exit,impeller} \bar{n} dA + \int_A p \bar{n} dA = \\ &= p_{exit,impeller} \int_A \bar{n} dA + \int_A p \bar{n} dA \end{aligned} \quad (2.4)$$

де площа (область) відноситься і до передньої, і до задньої пазухи робочого колеса.

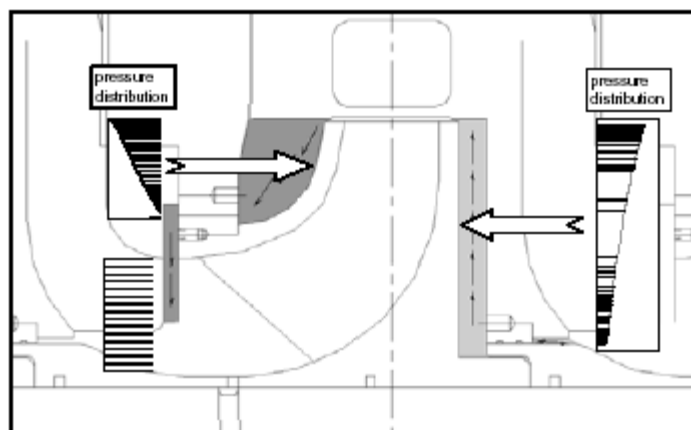


Рисунок 2.12 – Вплив витoku на осьову силу

З урахуванням фактичного розташування ступенів по одній лінії (показаного на рисунку 2.7), ці результати поширюються на весь насос.

Вплив кожного компонента на осьову силу показаний на рисунку 2.13 і 2.14.

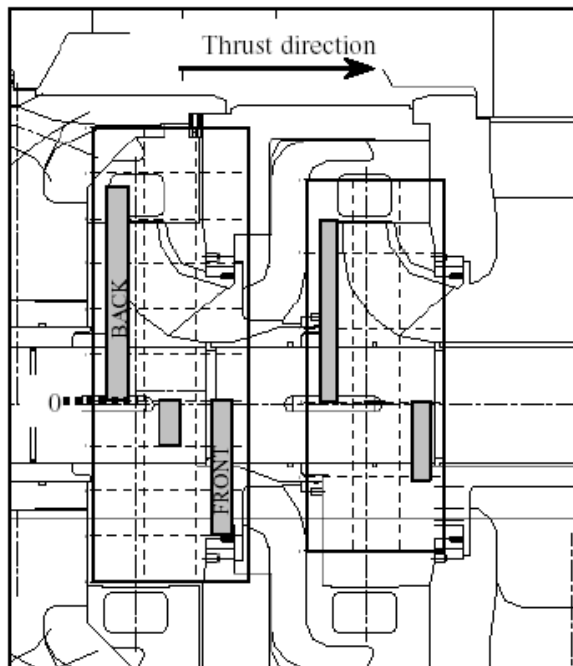


Рисунок 2.13 – Вплив першої групи ступенів на загальне осьове навантаження (стрілками вказаний напрям осьової сили)

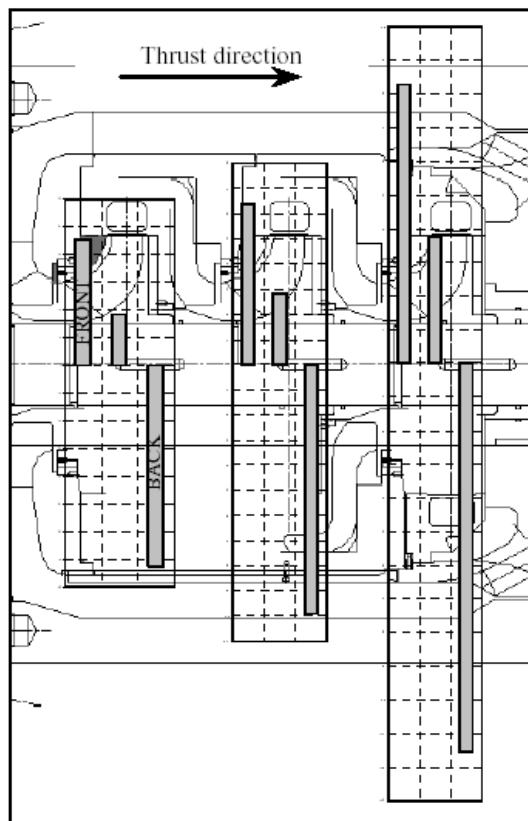


Рисунок 2.14 - Вплив другої групи ступенів на загальне осьове навантаження (стрілками вказаний напрям осьової сили)

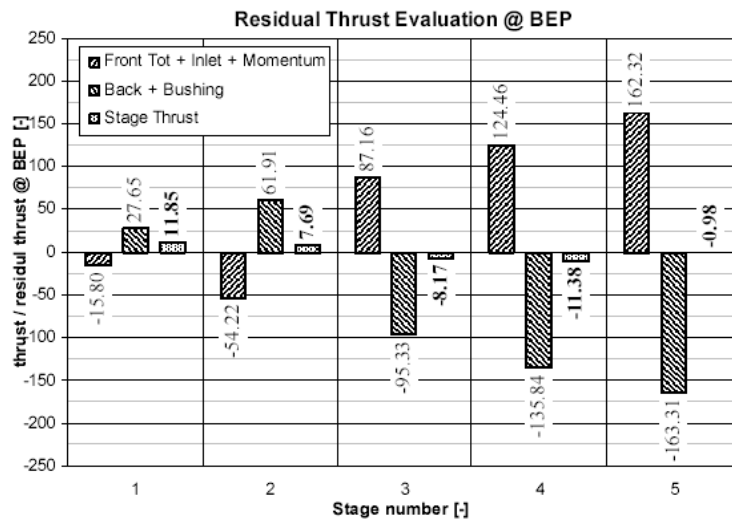


Рисунок 2.15 – Оцінка залишкової осьової сили на оптимальній точці ККД

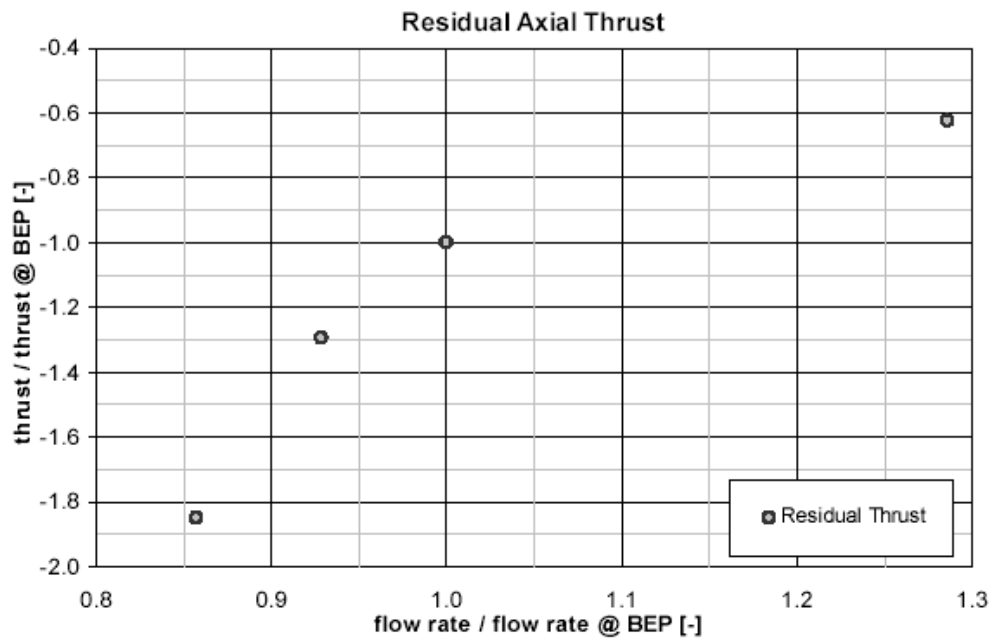


Рисунок 2.16 – Залишкова осьова сила в межах 85% і 130% подачі при оптимальній точці ККД

За допомогою чисельного дослідження внутрішньої течії та поля тиску кожного компонента насоса було визначено їх вплив на осьове навантаження. Робочі колеса та напрямні апарати були зіставлені та проаналізовані з використанням методу змішувальних площин, а витрата витоку по щілинним ущільненням пазух зі сторони покривного диску та розвантажувальні барабани були смодельовані окремо, за допомогою двомірних вісесиметричних моделей. Потім були зібрані всі результати розрахунку - розроблена методологія отримання залишкової осьової сили всього насоса.

Було відмічено, що бокові пазухи мають великий вплив на осьову силу, а також те, що на розподіл тиску впливає величина витоку (масова витрата) та місцева швидкість обертання в пазусі [5, 6].

### 3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ У ЦЕНТРАЛЬНІЙ ВТУЛЦІ НАСОСУ ЦНСп 315-1900

#### 3.1. Постановка задачі чисельного дослідження (ЧД)

Об'єкт дослідження – розвантажувальна центральна втулка насосу з розташуванням робочих коліс back-to-back.

Предмет дослідження – структура течії в зазорі центральної втулки включно з течією в пазухах і ущільненнях робочих коліс.

Таблиця 3.1 – Параметри насоса в номінальному режимі роботи

Параметри	Значення	Позначення, розмірність параметрів
Подача насоса	315	$Q$ , м <sup>3</sup> /год
Напір	1900	$H$ , м
Частота обертання ротора насоса	3000	$n$ , об/хв
Густина рідини	997	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
Зовнішній діаметр РК	0,315	$D_2$ , м

Таблиця 3.2 – параметри центральної втулки

Параметри	Значення	Позначення, розмірність параметрів
Діаметр ущільнення центральної втулки	0,130	$d_{уц}$ , м
Довжина ущільнення центральної втулки	0,230	$L_{уц}$ , м
Зазор в ущільненні	0,0003	$\delta$ , м

Чисельне дослідження проводилося з використанням студентської версії програмного продукту ANSYS CFX 19.2 [7, 8].

## 3.2. Підготовка вихідних даних для чисельного дослідження (ЧД)

### 3.2.1 Побудова геометрії розрахункової області

Для спрощення розрахункової області і зменшення необхідної потужності розрахункової станції тривимірною моделлю складалася з наступних елементів:

- Робоче колесо останнього ступеня першої групи ступенів;
- Комбінований відвід останнього ступеня першої групи ступенів (напрямний апарат, кільцева камера та перевідні канали);
- Робоче колесо останнього ступеня другої групи ступенів;
- Комбінований відвід останнього ступеня другої групи ступенів (напрямний апарат, кільцева камера і напірний патрубок).

Розрахункова область розбита на елементи для побудови сіток із різними параметрами комірок.

За допомогою програмного продукту SolidWorks було побудовано рідкотільну тривимірну модель розрахункової області (рисунок 3.1). Проточна частина складається з робочого колеса та комбінованого відводу першої групи ступенів з трьома перевідними трубами, робочого колеса та комбінованого відводу другої групи ступенів, та центральної втулки. Також розрахункова область включала пазухи робочих коліс зі сторони основних дисків. Робоче колесо та напрямний апарат змодельовані з повним числом каналів. На меридіанному перерізі (рисунок 3.2) можна бачити два варіанта центральної втулки: з розвантажувальними отворами і без отворів.

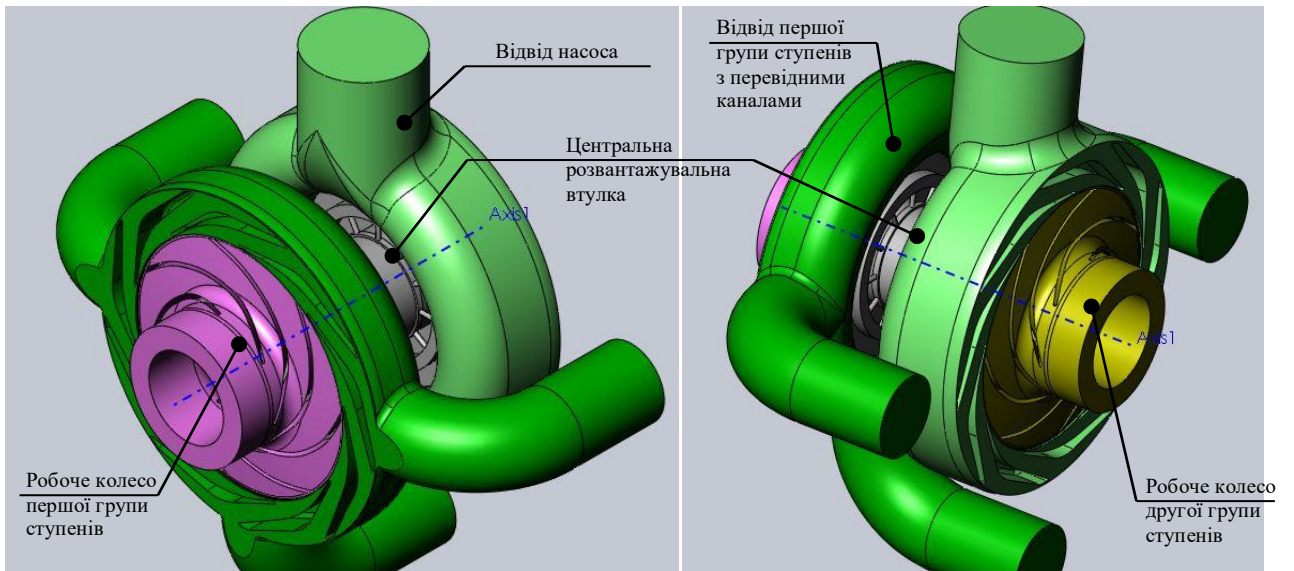


Рисунок 3.1 – Складальна рідкотільна модель розрахункової області

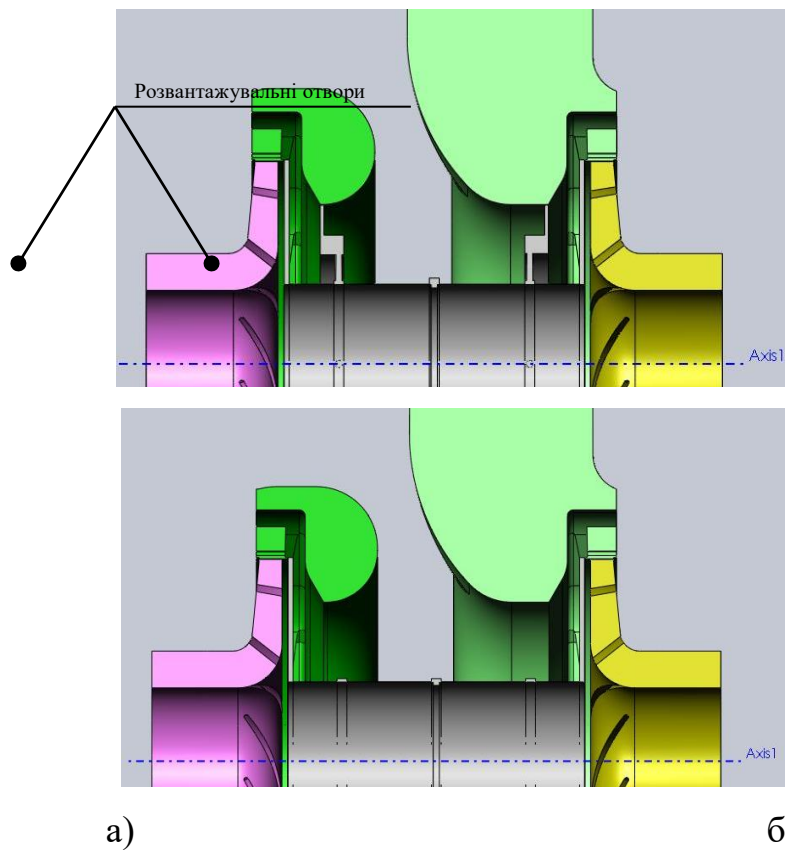


Рисунок 3.2 – Меридіанний переріз рідкотільної моделі розрахункової області (а – з розвантажувальними отворами, б – без розвантажувальних отворів)

### 3.2.2 Побудова розрахункових сіток

Побудова розрахункових сіток проводилася з використанням генератора сіток ANSYS ICEM CFD, що дозволяє одержувати неструктуровану та структуровану розрахункову сітку.

Для робочих коліс і комбінованих відводів були побудовані неструктуровані розрахункові сітки. Для центральної втулки з пазухами будувалися блочно-структуровані сітки.

Варіанти сіток прийняті за попереднім аналізом із урахуванням можливості при скороченні машинних і часових ресурсів, отримати достатню роздільну здатність розрахункової області елементів проточної частини. Також, при побудові розрахункових сіток, враховувалась необхідність забезпечення однакової густини сіток для поверхонь інтерфейсів.

Для центральної втулки з пазухами була побудована гексаедрна сітка для 1/12 частини, яка являє 30 градусів від повного круга, з метою скорочення об'єма робочої області, а, отже, з метою економії машинних та годинних ресурсів.

У випадках побудови неструктурованих сіток вся область спочатку розбивалась на комірки у формі тетраедра з наступною перевіркою якості та згладжуванням, а потім будувався пристінковий шар з призматичних комірок. Параметри неструктурованих розрахункових сіток наведені в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Параметри неструктурованих розрахункових сіток

Найменування параметра	Робоче колесо першої групи	Комбінований відвід першої групи	Робоче колесо другої групи	Комбінований відвід другої групи
Глобальний розмір комірок, мм	10	16	10	12
Параметри пристінкового шару:				
Висота першого шару, мм	0,04	0,04	0,04	0,04
Кількість шарів, шт.	7	7	7	7
Число елементів сітки, шт.	760 432	1 571 602	760 432	1 769 199
Число вузлів сітки, шт.	262 761	479 517	262 761	568 987

Нижче на рисунках 3.3 – 3.5 показані топології неструктурованих розрахункових сіток кожного елемента розрахункової області.



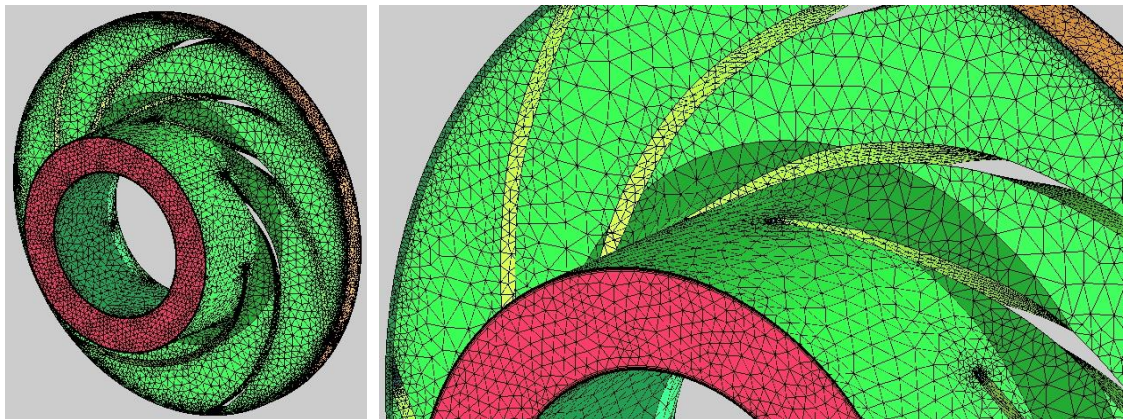


Рисунок 3.3 – Топологія розрахункової сітки для РК

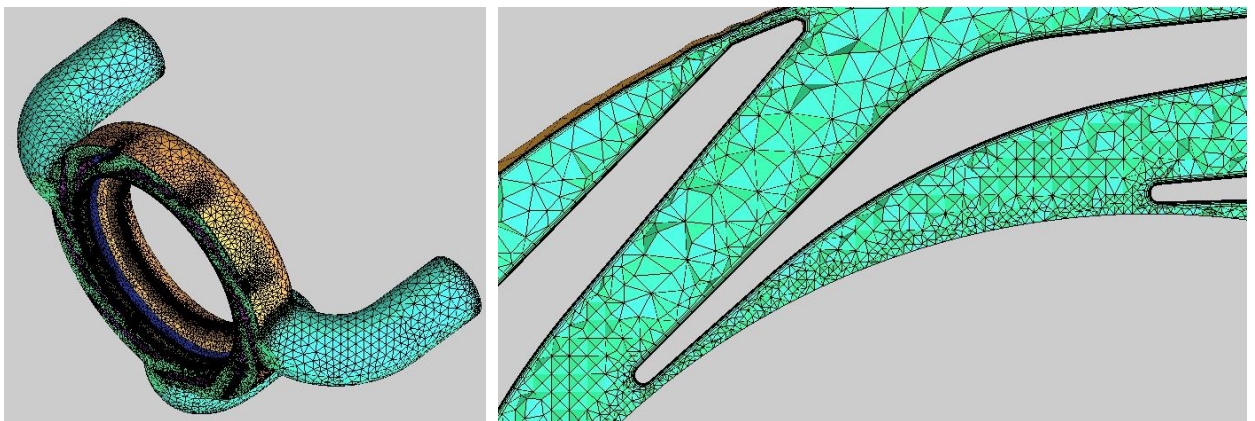


Рисунок 3.4 – Топологія розрахункової сітки для комбінованого відводу першої групи ступенів

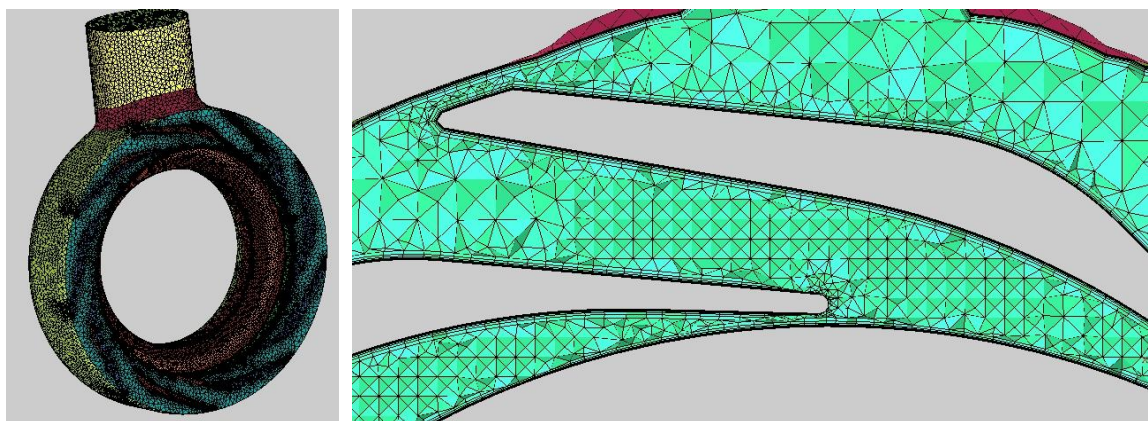


Рисунок 3.5 – Топологія розрахункової сітки для комбінованого відводу другої групи ступенів

У випадках блочно-структурованої (гексаедрної) сітки (для центральної втулки) спочатку будується блочна структура. Після того як ми отримали набір

блоків, які топологічно відповідають вихідній геометрії, треба провести «асоціацію» блоків і геометрії. Тобто визначити, яким сторонам геометрії які ребра блоків відповідають. Далі задається розмір комірок і розбивається сітка. Отже, отримавши сітку з практично правильних прямокутників, далі проводиться згущення в потрібних підобластях, створюється пограничний шар і так далі, залежно від топології. Параметри блочно-структурованих розрахункових сіток наведені в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Параметри гексаедричних блочно-структурованих сіток

Найменування параметра	Центральна втулка з розвантажувальними отворами	Центральна втулка без розвантажувальних отворів
Максимальний лінійний розмір комірок, мм	5	5
Висота першого пристінкового шару, мм	0,02	0,02
Число елементів сітки, шт.	256 536	118 052
Число вузлів сітки, шт.	233 373	105 887

На рисунках 3.6 – 3.7 показані топології блочно-структурованих розрахункових сіток для варіантів центральної втулки.

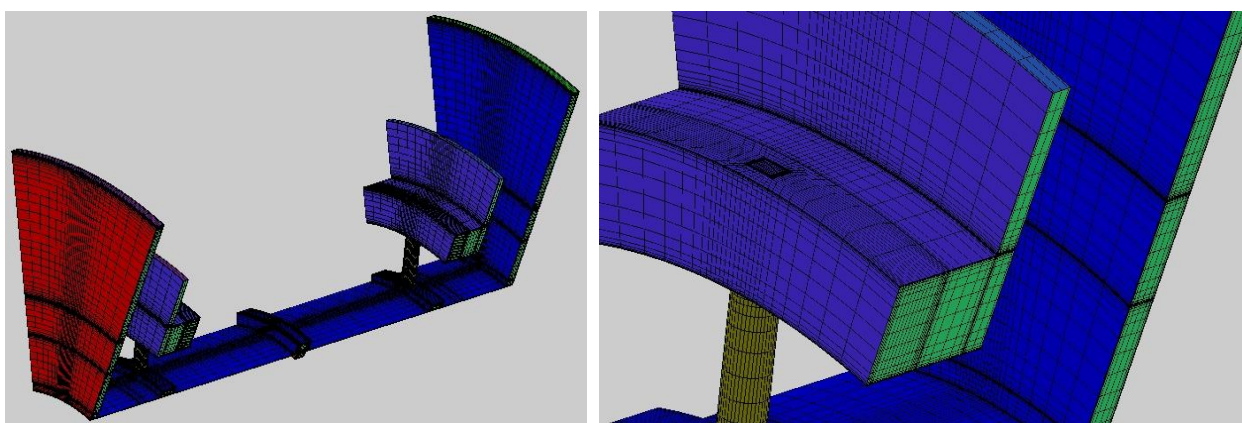


Рисунок 3.6 – Топологія розрахункової сітки для центральної втулки з розвантажувальними отворами

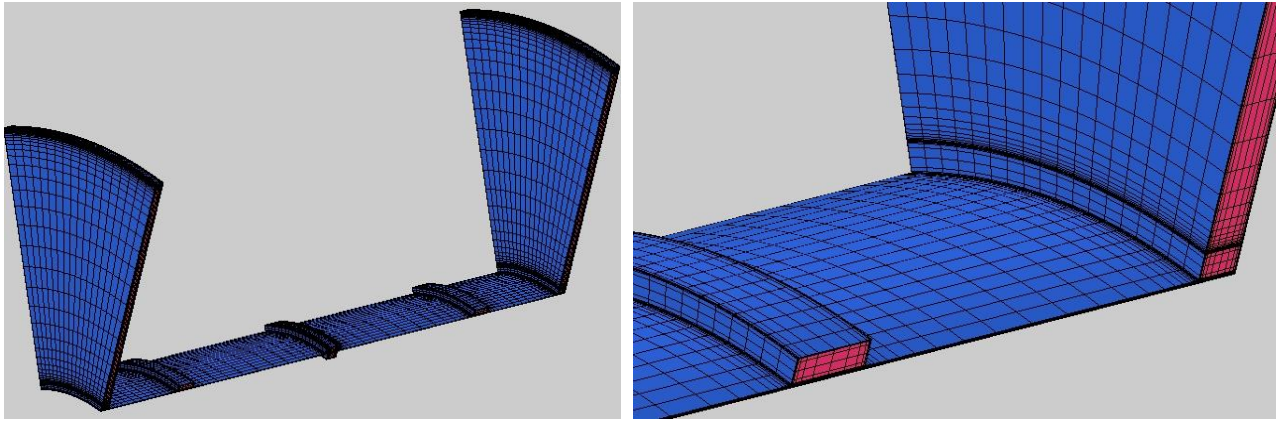


Рисунок 3.7 – Топологія розрахункової сітки для центральної втулки без розвантажувальних отворів

Загальна кількість елементів розрахункової сітки склала:

- для варіанта з центральною втулкою з розвантажувальними отворами:  
2,7 млн. комірок, 755 тис. вузлів;
- для варіанта з центральною втулкою без розвантажувальних отворів:  
2,6 млн. комірок, 627 тис. вузлів.

### 3.3. Виконання чисельного розрахунку

#### 3.3.1 Створення розрахункової моделі та задання граничних умов

Для виконання чисельного дослідження в Пре-Процесорі була створена розрахункова модель, в яку входять розрахункові сітки всіх елементів проточної частини (рисунок 3.8). Умови входу в розрахункову область були задані на вході в робоче колесо першої групи ступенів. На вході задавалася величина масової витрати  $G = 87,2375$  кг/с. На виході із першої групи ступенів в перевідних трубах задавалася величина статичного тиску ( $p_{in1} = 106,91$  атм), яка розраховувалась наступним чином:

$$p_{in1} = p_1 + \rho \cdot g \cdot (i_{1gr} - 1) \cdot H_{st} \quad (1)$$

де  $p_1$  – тиск на вході в насос, Па;  
 $i_{1gr}$  – кількість ступенів у першій групі;  
 $H_{st}$  – напір одного ступеня, м.

На вході в другу групу ступенів задавалася величина масової витрати, яка дорівнює величині масової витрати на вході в розрахункову область  $G_{2gr} = 87,2375$  кг/с.

На виході із розрахункової області задавалася величина тиску ( $p_2 = 202,52$  атм), яка розраховувалась наступним чином:

$$p_2 = p_1 + \rho \cdot g \cdot i_{1gr} \cdot H_{st} + \rho \cdot g \cdot (i_{2gr} - 1) \cdot H_{st} \quad (2)$$

де  $i_{2gr}$  – кількість ступенів у другій групі.

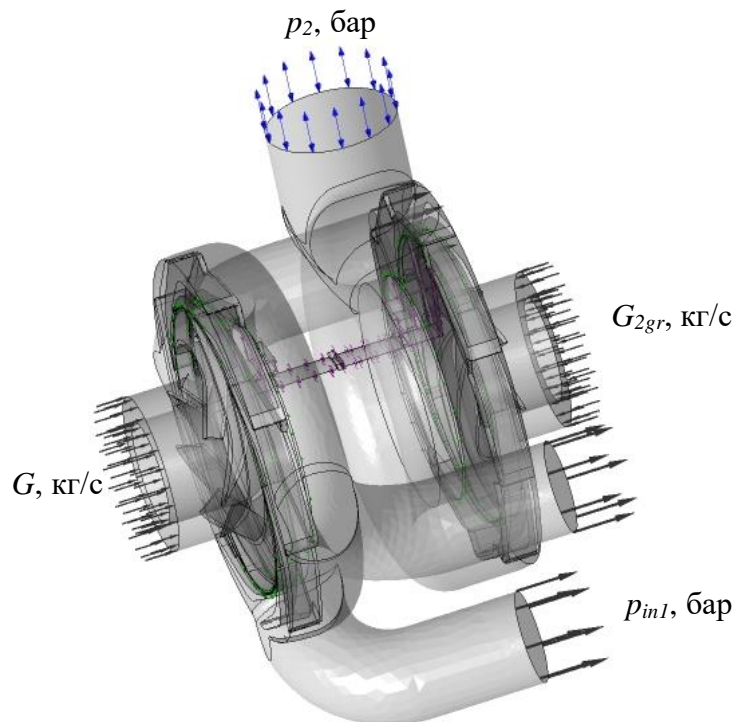


Рисунок 3.8 – Розрахункова область

Для розрахунку був заданий критерій збіжності – «Convergence Criteria» -  $RMS = 1 \cdot 10^{-4}$ . Критерій завершення розрахунку – це збіжність величини напору.

Початкові наближення для стаціонарного розрахунку для кожного режиму – «Automatic».

### 3.3.3 Моніторинг в процесі розрахунку

У процесі розрахунку відбувався контроль збіжності за параметрами: складовими швидкостей, масовою витратою, параметрами турбулентності, та повним диференційним напором ступенів першої і другої групи.

Аналіз збіжності показав, що рівень середньоквадратичної нев'язки (RMS Residual) не знижувався нижче відмітки  $3 \cdot 10^{-3}$ , однак при цьому розбіжність за величиною напору, що визначена в двох сусідніх ітераціях склала не більш 1 %. Тобто, визнали можливим не продовжувати розрахунок до отримання величини нев'язки, встановленої як критерій збіжності ( $RMS = 1 \cdot 10^{-4}$ ).

## 3.4. Аналіз результатів ЧД

### 3.4.1 Контрольні перерізи та елементи для визначення інтегральних величин і побудови епюр

Для визначення інтегральних величин в Пост-Процесорі були створені контрольні перерізи та елементи (рисунок 3.9).

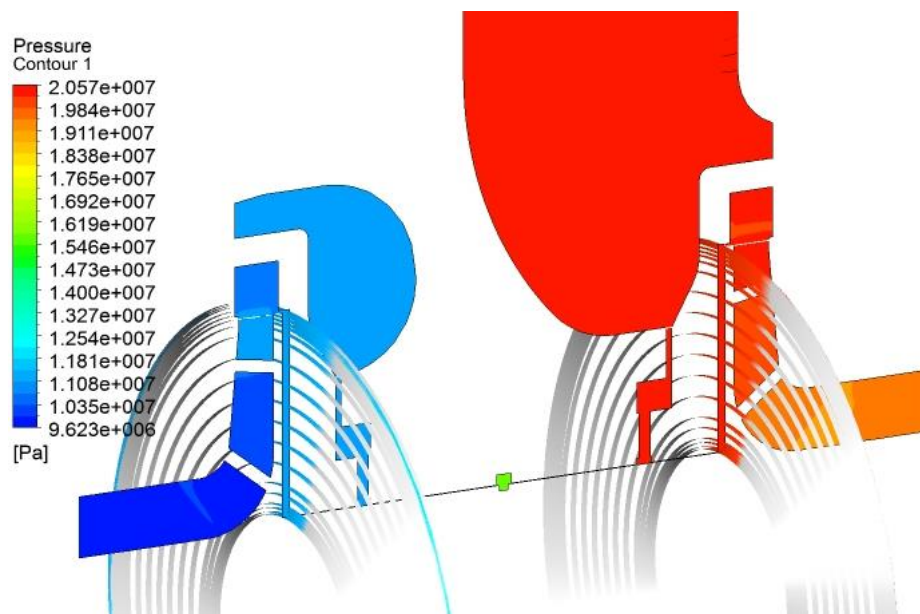


Рисунок 3.9 – Контрольні перерізи та елементи

Таблиця 3.5 – Контрольні перерізи та елементи

Найменування елемента	Позначення елемента	Характерні параметри елемента
Контрольний переріз посередині області	Plane Center	Площина YZ, $x = 0.00$ м
Контрольний переріз на вході в робоче колесо першої групи	Inlet Impeller 1gr	Площина XY, $z = 0.25$ м
Контрольний переріз на вході в робоче колесо другої групи	Inlet Impeller 2gr	Площина XY, $z = -0.15$ м
Контрольний переріз на виході із першої групи ступеней	Outlet 1gr	Площина XY, $z = -0.05$ м
Контрольний переріз на виході із другої групи ступеней	Outlet 2gr	Площина XZ, $z = 0.30$ м
Циліндричні поверхні для побудови епюри тиску в пазусі за робочим колесом першої групи	Rev 1gr	Поверхня обертання, ось – Z, $R = \text{var } (0.065 - 0.166)$ м,
Циліндричні поверхні для побудови епюри тиску в пазусі за робочим колесом другої групи	Rev 2gr	Поверхня обертання, ось – Z, $R = \text{var } (0.065 - 0.166)$ м,

Для побудови епюри розподілу тиску в пазусі рідкотільна область пазухи з ущільненням була умовно поділена на циліндричні поверхні з радіусами, які приблизно знаходяться на однаковій відстані один від одного (рисунок 3.10).

Отримали величини тисків на радіусах циліндричних поверхонь в пазусі. Для того, щоб розрахувати осьову силу, її треба проінтегрувати за площею.

$df$  треба визначали як деяку площу кільця, у якого радіус (зі значенням тиску) по середині. Кожному радіусу відповідає своя площа. Потім інтегруємо – множимо тиск на елементарну площину, додаємо всі частини та отримуємо силу.

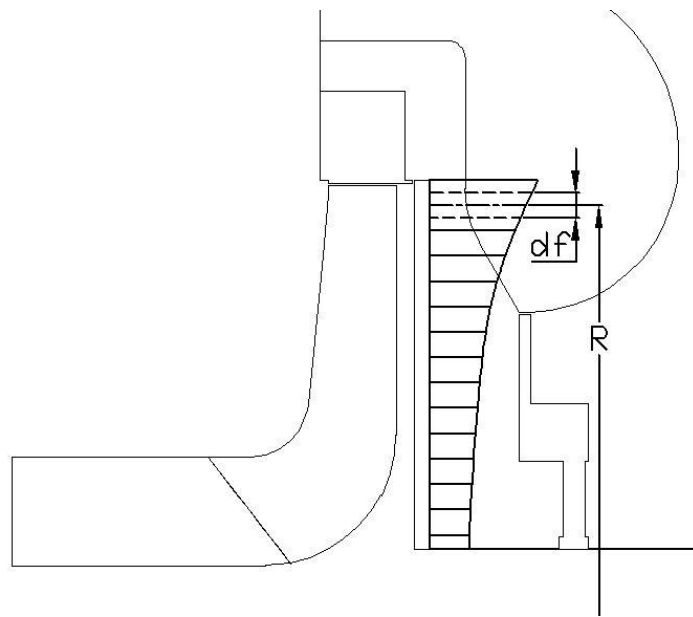
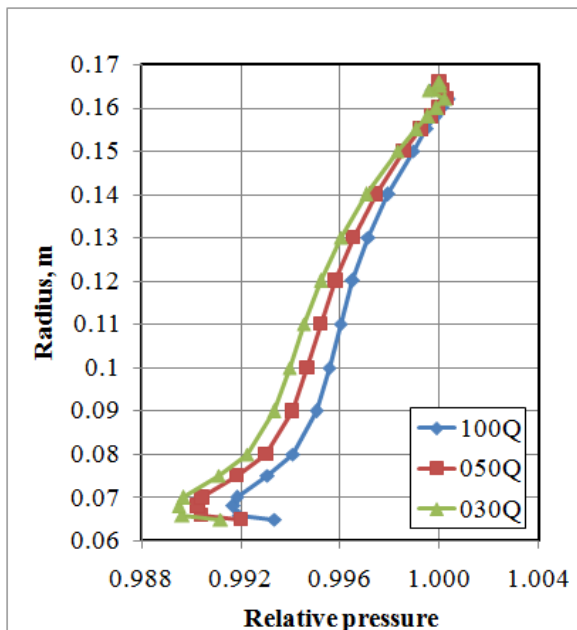
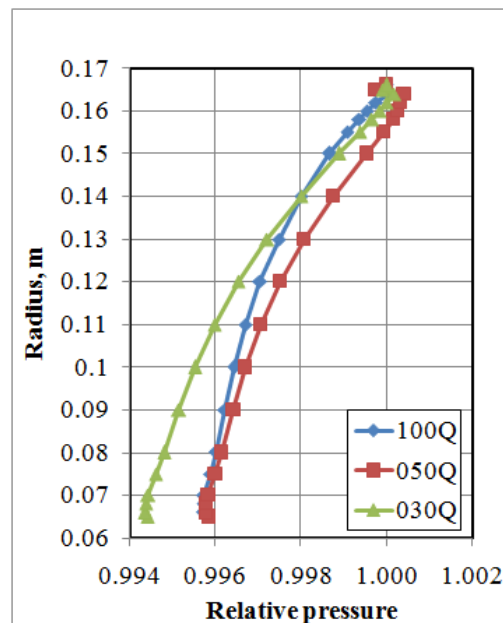


Рисунок 3.10 – Умовна схема розподілу циліндричних поверхонь пазухи

За результатами чисельного дослідження були отримані розподіли статичних тисків у пазухах зі сторони основного диску для робочих коліс першої і другої групи із втулкою з розвантажувальними отворами, які наведені на рисунку 3.11. Абсолютна величина тисків відповідає дійсному розподілу тисків у п'ятнадцятиступеневому насосі. Що до зменшення тиску в пазухах, то слід відмітити, що у пазусі першої групи зменшення тиску від периферії до центру становить 0,0748 МПа. В пазусі робочого колеса другої групи зменшення тиску від периферії до центру становить 0,0918 МПа.



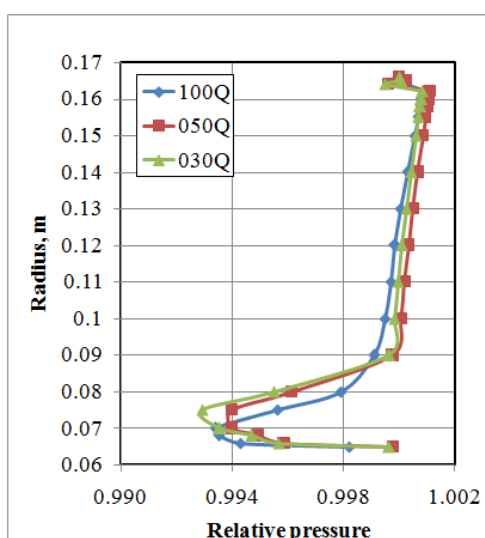
а)



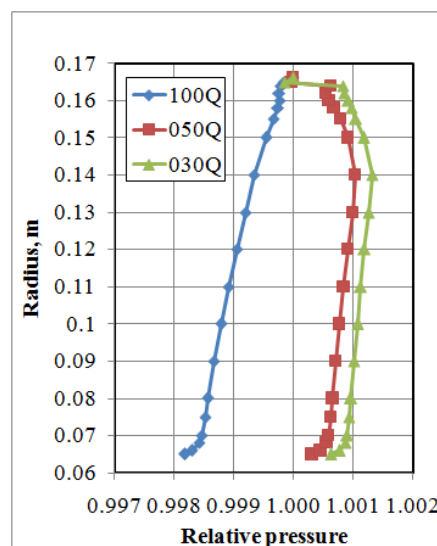
б)

Рисунок 3.11 – Епюри розподілу тисків в пазухах для першої (а) і другої (б) групи ступенів з центральною втулкою з розвантажувальними отворами

Для втулки без розвантажувальних отворів падіння тиску відрізняється (рисунок 3.12). Падіння тиску другій групі більше, ніж у першій, але на вході у щілину із пазухи робочого колеса першої групи виникає значний пік падіння тиску, а потім його зростання.



а)

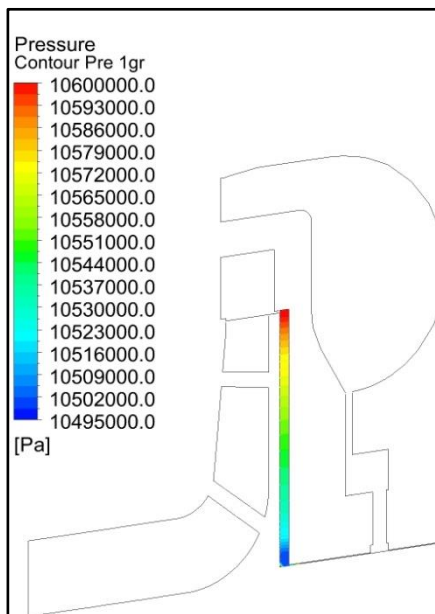


б)

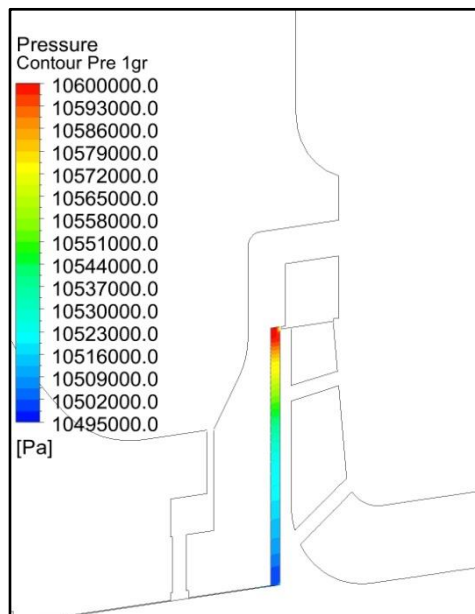
Рисунок 3.12 – Епюри розподілу тисків в пазухах для першої (а) і другої (б) групи ступенів з центральною втулкою без розвантажувальних отворів



Це явище добре відображається при розгляданні ізоконтурів тиску у пазухах. На рисунку 3.13 наведений розподіл тиску зі втулкою з розвантажувальними отворами.



а)

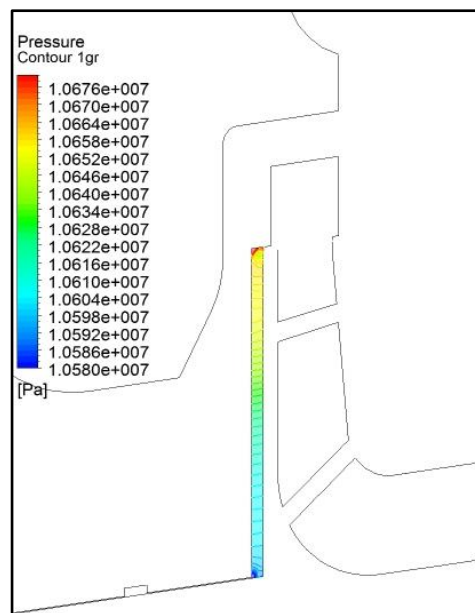


б)

Рисунок 3.13 – картина розподілу тисків у пазусі робочого колеса першої групи (а) і другої групи (б) ступенів з центральною втулкою з розвантажувальними отворами



а)



б)

Рисунок 3.14 – картина розподілу тисків у пазусі робочого колеса першої групи (а) і другої групи (б) ступенів з центральною втулкою без розвантажувальних отворів

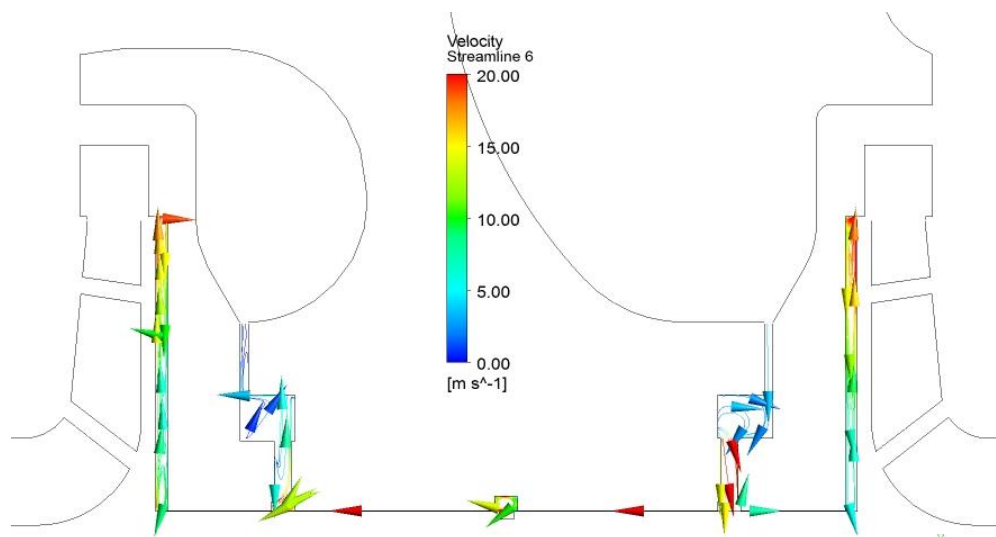


Рисунок 3.15 – ізолінії течії у проточній частині розрахункової області

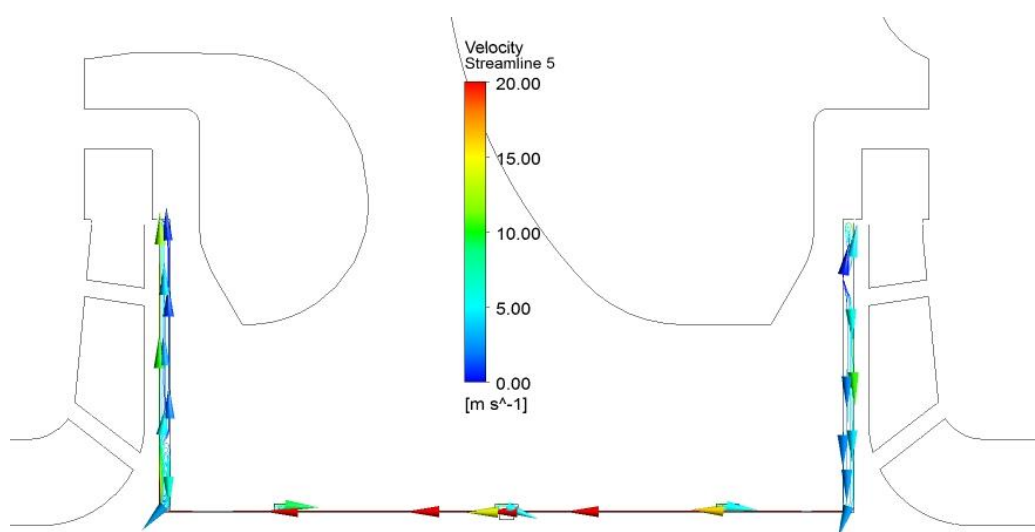


Рисунок 3.16 – ізолінії течії у проточній частині розрахункової області

По довжині ущільнення був отриманий графік розподілу статичного тиску для обох варіантів втулок. На рисунках 3.17 і 3.18 наведені графіки розподілу статичного тиску в щілині втулки з розвантажувальними отворами і без них відповідно.

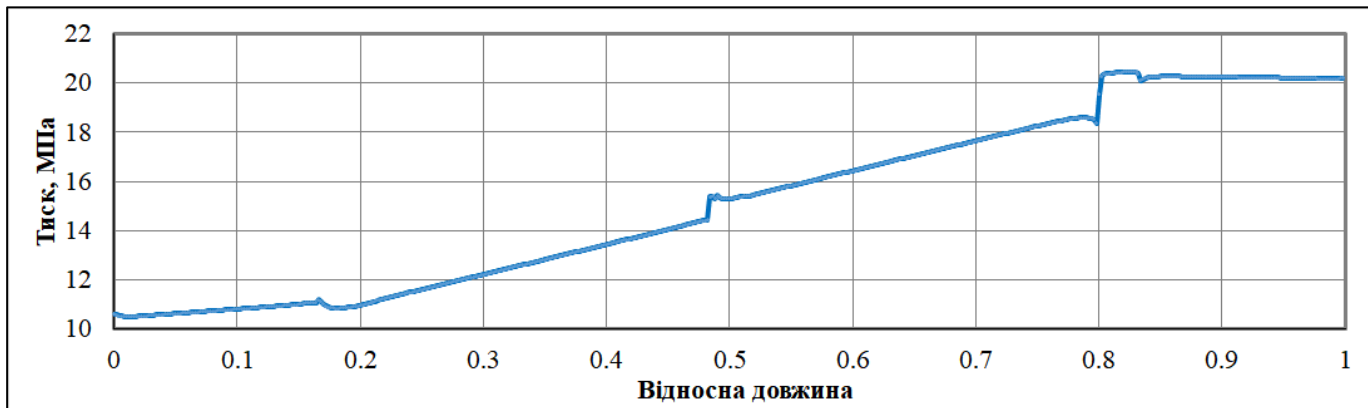


Рисунок 3.17 – графік розподілу статичного тиску для центральної втулки з розвантажувальними отворами

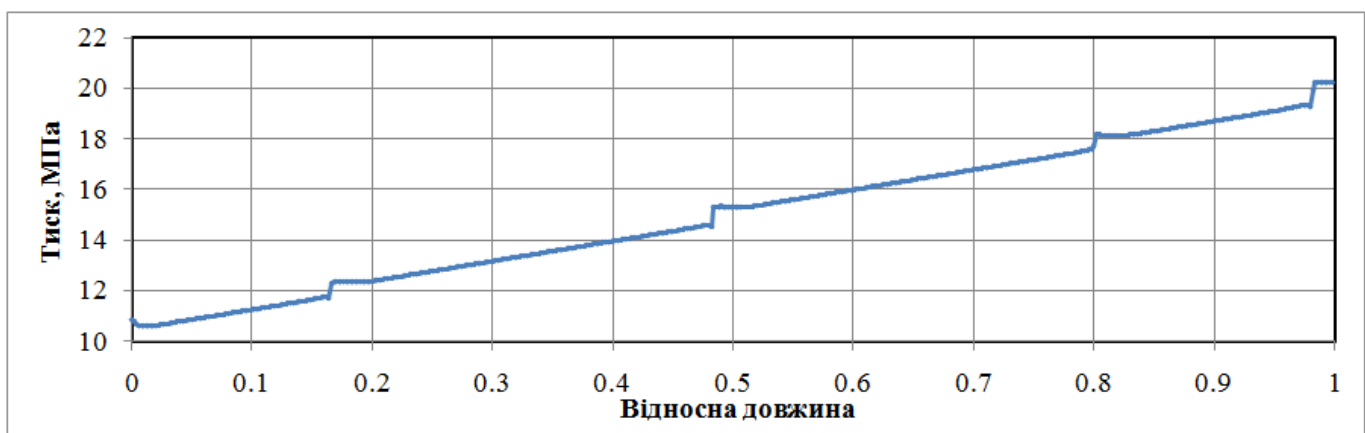


Рисунок 3.18 – графік розподілу статичного тиску для центральної втулки без розвантажувальних отворів

### 3.5 Дослідження явища рециркуляції та результати випробувань

#### Осьова сила в насосі ЦНСп

Під час роботи насосу ЦНСп 315-1900 виникла проблема з упорним підшипником, його температура за хвилину вище  $80^{\circ}\text{C}$  та зносився бабітовий шар. В ході опрацювання причини виникнення цієї проблеми було виявлено різке збільшення осьової сили, було обрано більш стійкий підшипник. Для вирішення основної проблеми, збільшення осьової сили, було опрацьовано спеціалізовану літературу, опис такої ж проблеми було знайдено у книзі «Відцентрові насоси» Й. Гюліх.

#### 3.5.1 Огляд літератури

В книзі Гюліха описано явище рециркуляції, у зазорі бокової стінки, яке суттєво впливає на напрям та величину осьової сили, яка діє в насосі. Так як осьові сили в багатоступінчатих насосах в значній мірі компенсуються, зміна обертання в зазорах бокової стінки робочого колеса може призвести до зміни напрямку сили, як це сталося в ході випробувань, проведених Зульцером та на рисунку 3.19. В ході цих випробувань досліджувався вплив осьового положення ротора на криву Q-N та осьове зусилля. Якщо ротор змістити до сторони нагнітання, то на передньому покриваючому диску виникає рециркуляція, через це виникає вільний простір між переднім покриваючим диском робочого колеса та бокової стінки направляючого апарата. Це призводить до зменшення обертання рідини в зазорі за основним диском.

Сумарний розподіл тиску на передньому покриваючому диску призводить до виникнення більших сил, ніж на найкращій точці ККД, і осьова сила діє в напрямку нагнітання. Якщо ротор змістити в сторону всмоктування, осьова сила діє в ту ж сторону. У випадку, якщо робочі колеса відцентровані відносно направляючих апаратів, то крива осьової сили з'явиться у тому випадку, коли рециркуляція розвивається на покриваючому диску.

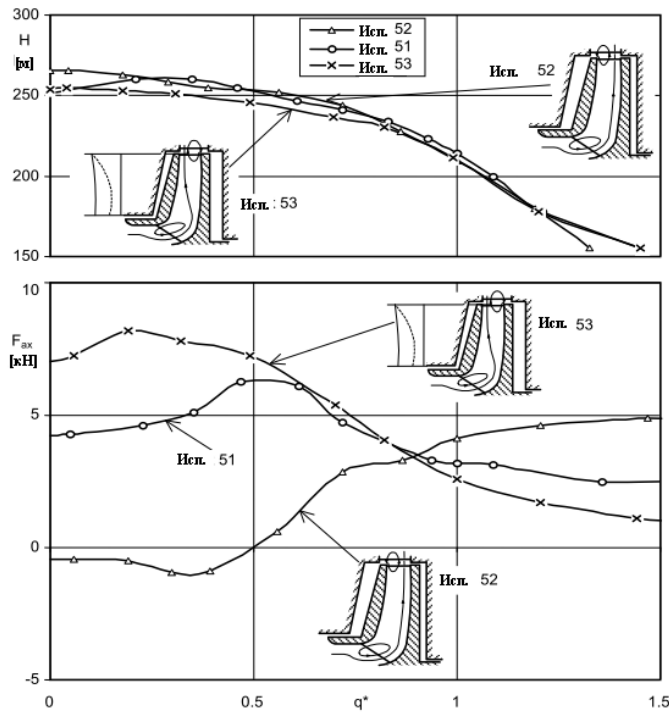


Рисунок 3.19 – Вплив осевого розташування ротора на криву Q-H та осьову силу,  $n_q = 22$ ; випробування 51 (исп. 51): ротор посередині; випробування 52: ротор зміщений в сторону нагнітання; випробування 53: ротор зміщений до сторони всмоктування.

Осьова сила раптово падає на режимі нижче  $q^* < 0,6$ . Це дає можливість припустити, що зона рециркуляції змістилась на покриваючий диск. На режимах вище (правіше) точки найбільшого ККД осьова сила також залежить від положення ротора, оскільки змінюється довжина щільового ущільнення, а слідує з цього, витоки та розподіл тиску в зазорах бокової стінки робочого колеса.[3]

З огляду літератури можна зробити наступні висновки:

- характеристики при частковому навантаженні можуть залежати від положення ротора. Так виходить через вплив розподілу швидкості на вході в напрямний апарат на відновлення тиску;

- деякі насоси чутливі до осевого розташування ротора, а деякі – ні.

Це можна пояснити різницею в розподілі швидкості нагнітання робочого колеса;

- на основі вищесказаного, можна стверджувати, що прогнозувати у кожному окремому випадку, зміщувати ротор до сторони всмоктування або нагнітання у спробі стабілізувати криву Q-H, важко.

### 3.5.2 Дослідження на АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»»

Виходячи з описаної вище літератури, та з висновків було прийняте рішення провести випробування з різним осьовим розташуванням ротора відносно статора. Було проведено випробування одного насосу з різними заводськими виконаннями (№6, №7, №8). Та в результаті цього описана поведінка осьової сили в залежності від положення ротора рис. 3.20.

Головне, що було виявлено, для насоса з опозитним розташуванням робочих коліс такий вплив збільшується вдвічі, так як якщо для першої групи ступенів, при зміщенні ротора відносно статора в сторону входу, ширина пазухи у основного диска збільшується, то для другої групи ця ширина зменшується і навпаки.

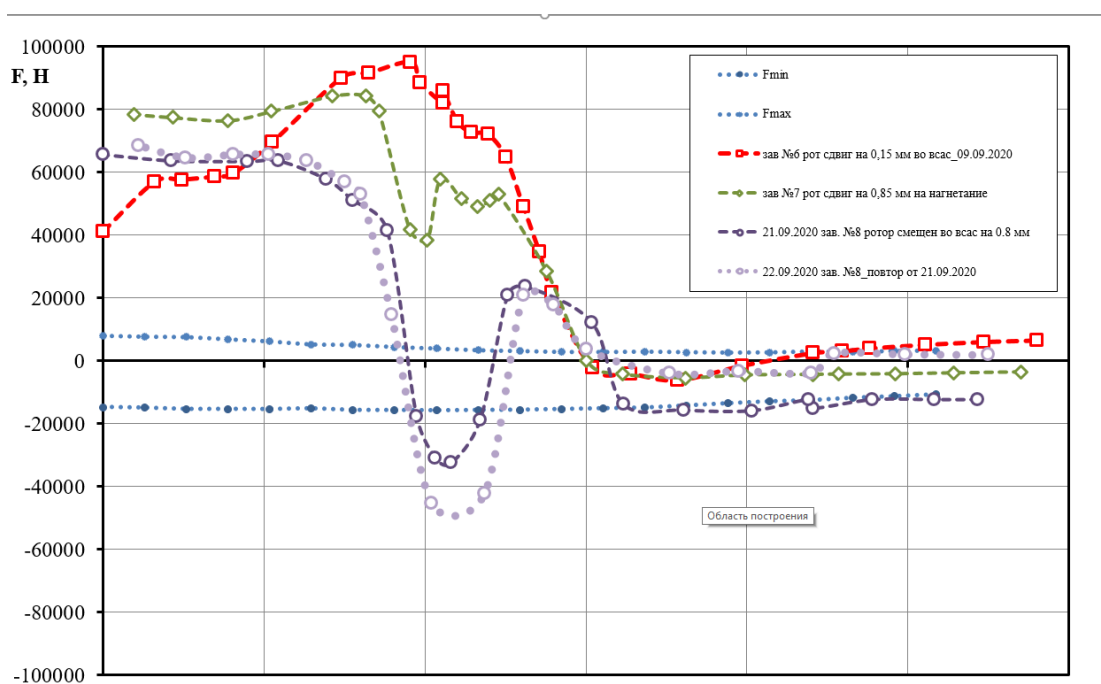


Рисунок 3.20 – Зміна осьової сили при зміщенні ротора у різних виконаннях

В результаті проведених випробувань було виявлено:

- при зміщенні ротора в сторону двигуна на 0,4 – 0,5 мм (рис. 3.21): робочі колеса першої групи зміщенні в сторону покриваючого диска, робочі колеса другої групи

зміщенні в сторону основного диска. Осьова сила при нульових подачах на першій групі збільшується в сторону всмоктування, на другій групі змінює напрям у сторону нагнітання. Сумарна сила на весь ротор збільшується в сторону всмоктування;

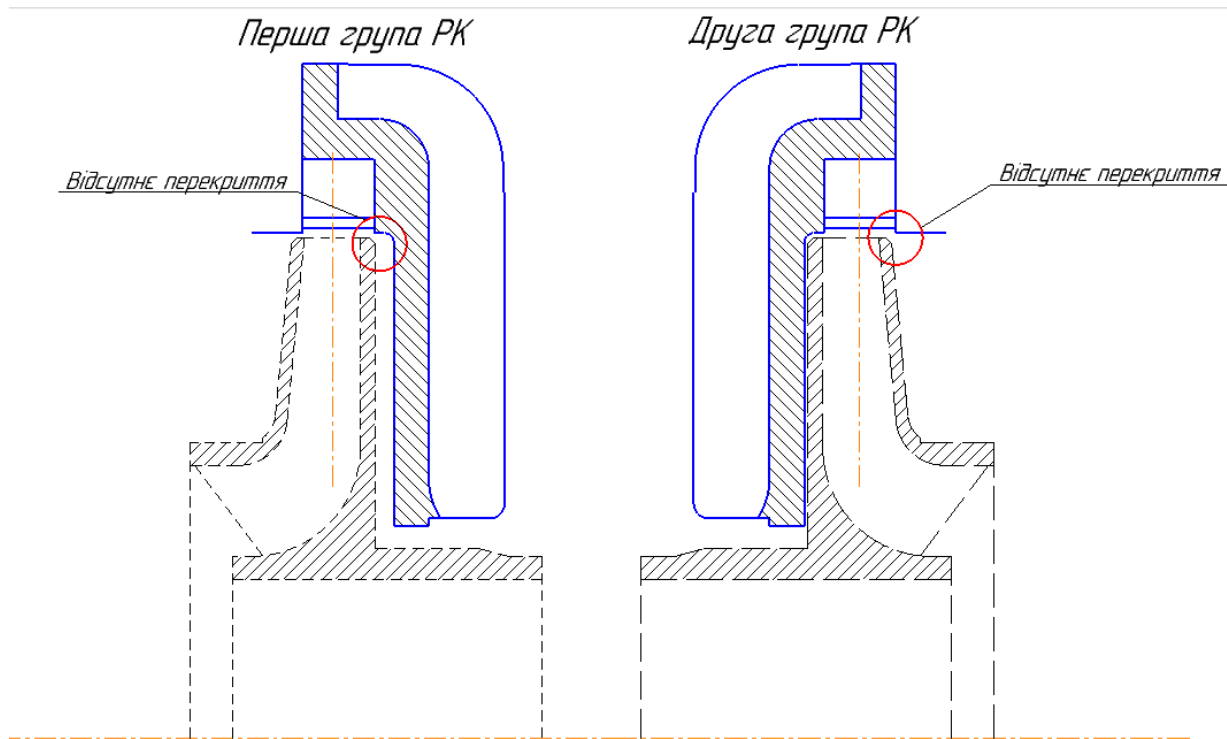


Рисунок 3.21 – розташування ротора відносно статора при зміщенні в бік всмоктування

- при зміщенні ротора в польову сторону (сторону вільного кінця валу) на 1 мм (рис. 3.22): робочі колеса першої групи зміщенні в сторону основного диска, робочі колеса другої групи в сторону покриваючого диска. Осьова сила при нульових подачах на першій групі змінює напрям в сторону нагнітання, а на другій – в сторону всмоктування (другої групи). Сумарна сила на весь ротор змінює напрям та різко збільшується в сторону нагнітання.

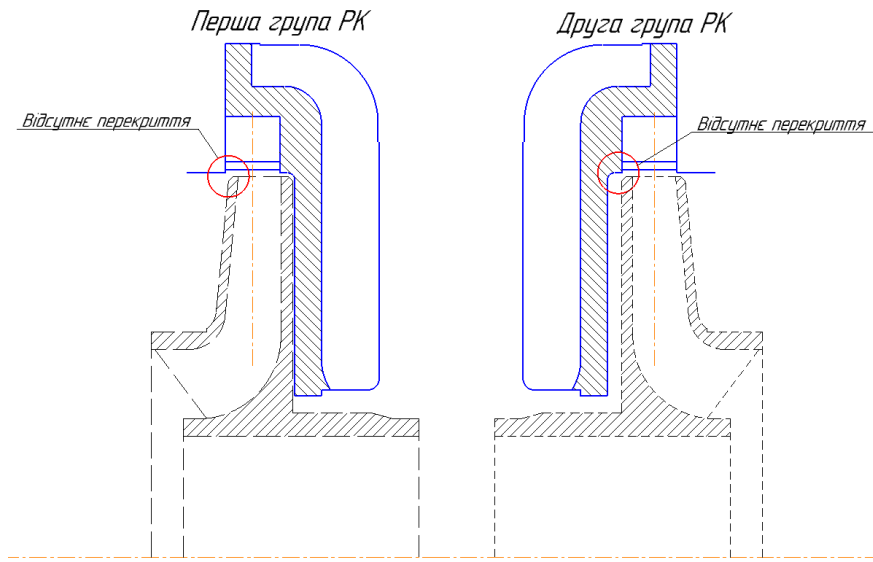


Рисунок 3.22 – розташування ротора відносно статора при зміщенні в сторону нагнітання

На основі отриманих експериментальних даних, аналізу конструктивних особливостей насоса та можливих виробничих відхилень розмірів при виготовленні деталей були визначені рекомендації щодо проектування проміжного ступеня відцентрового багатоступеневого насоса з опозитним розташуванням робочих коліс з метою зменшення впливу на залишкову осьову силу (рисунок 3.23).

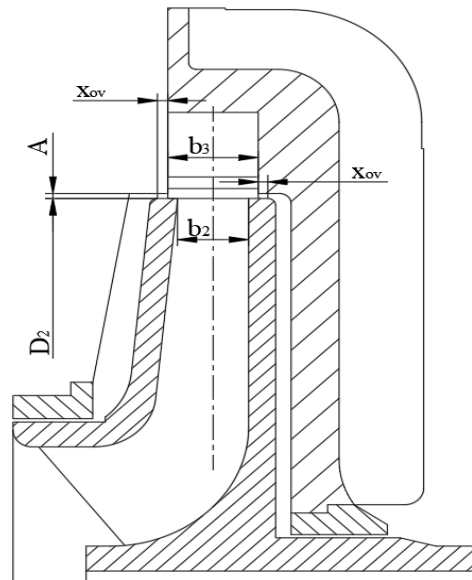


Рисунок 3.23 – до визначення рекомендацій щодо проектування проміжного ступеня відцентрового багатоступеневого насоса з опозитним розташуванням робочих коліс



В залежності від діаметру робочого колеса потрібно забезпечити перекриття пазухи  $x_{ov}$ , таким чином, щоб при можливому зсуві ротора щодо статора, забезпечити мінімальне перекриття, яке за рекомендаціями [1] становить:

$$x_{ov} = (2 \div 4) \cdot A$$

$$\text{де } A = (0,007 \div 0,010)r_2$$

## 4. РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

### 4.1 Правила безпечної експлуатації багатоступневих насосів.

#### 4.1.1 Неприпустима експлуатація

**ВКАЗІВКА** Робота при нижче зазначених режимах експлуатації може бути причиною аварії або пошкодження насоса, тому абсолютно виключається:

- Експлуатація насоса і двигуна, коли не забезпечено заповнення насоса (сухий хід насоса)

- Тривала експлуатація з закритим клапаном напірної і / або всмоктуючої лінії (перевищення допустимої мінімальної подачі насоса або, відповідно, кавітація)

- При роботі з вибухозахищеним насосом можна перевищувати зазначену на Заводській табличці температуру рідин

- Експлуатація насоса без контролю температури обмотки двигуна

- Експлуатація без охолодження, якщо в насосі передбачено охолодження

- Експлуатація з частотним перетворювачем за межами допустимого діапазону від 30 до 60 Гц

- Експлуатація без підігріву з рідинами, які тверднуть або кристалізуються

- Експлуатація з частотним перетворювачем повинна бути відзначена в Технічному описі

- Експлуатація насоса в умовах кавітації і в зоні відриву потоку

- Експлуатація з неправильним напрямком обертання

#### 4.1.2 Попередження про небезпеку

Насос сам по собі не становить прямої загрози, якщо він правильно змонтований, встановлено, має правильне електричне підключення і технічне обслуговування, а також застосовується за призначенням.

#### 4.1.3 Небезпека отруєння / опіку / пожежі / витоків рідини

- Відповідно до природи рідини необхідно дотримуватися вказівок щодо безпеки, наведені в Технічному описі.

- Витоку рідин з відцентрового герметичного насоса не припустимі, насос повинен бути виведений з експлуатації. Завдяки своїй конструкції відцентровий герметичний насос виключає будь-які витoki рідини. Рідина, яка перекачується може викликати отруєння, опіки і / або пожежу. Будь-які витoki повинні бути усунені шляхом ремонту насоса. Особливу увагу треба звертати на прокладки ущільнювачів корпусу насоса, корпусу заднього підшипника і приєднаного циркуляційного трубопроводу (якщо є).

Наявні висновки для спуску повітря та спорожнення в разі перекачування токсичних, агресивних або інших небезпечних речовин повинні бути приєднані до системи трубопроводів, і ці витoki повинні безумовно відводитися.

#### 4.1.4 Небезпека вибуху

- Якщо насос встановлюється в зоні, де може виникнути вибухонебезпечна атмосфера, користувач повинен забезпечити, щоб класифікація вибухозахисту і температурний клас насоса відповідав вимогам всієї установки (див. заводську табличку).

#### 4.1.5 Небезпека травмування

- Відцентрові герметичний насос, а також двигун по конструкційної і експлуатаційної причини може нагрітися! Виробником встановлено відповідні попереджувальні написи і їх не можна знімати!

- Установка огорожі для захисту від торкання дозволена тільки після узгодження з виробником!

#### 4.1.6 Небезпека ураження електричним струмом

- Насос повинен бути підключений до системи заземлення відповідно до EN60204, частина 1. У разі неналежного підключення існує небезпека ураження електричним струмом.

- Напруга електроживлення і мережева частота повинні збігатися з даними, зазначеними на заводській табличці

#### 4.1.7 Додаткові вказівки по техніці безпеки

- У разі експлуатації насосного агрегату на закриту засувку може виникнути перевищення по температурі. Такий режим експлуатації через можливе ушкодження насоса, що не допускається.

- Обумовлена конструкцією відцентрових герметичних насосів можлива внутрішня або зовнішня система циркуляції рідини, яка охолоджує двигун. Якщо ця система циркуляції рідини переривається (за рахунок кристалізації, полімеризації, заморожування рідини і т.д.), двигун може нагріватися. Якщо через природи рідини існує небезпека, що система циркуляції рідини може перерватися, необхідно контролювати температуру рідини в порожнині ротора і відключити насос, якщо допустима температура, зазначена на заводській табличці, перевищена.

- Експлуатація насоса без або з недостатнім заповненням рідини призводить до нагрівання і руйнування підшипників ковзання, що може привести до руйнування електродвигуна. Тому така експлуатація неприпустима навіть для перевірки напрямку обертання.

- Якщо пошкоджено захисний герметичний стакан ротора, можливо, що перекачується рідина проникає в порожнину обмотки двигуна. Особливу обережність слід проявити, якщо в подібному випадку знімають клемник. Можуть знадобитися засоби індивідуального захисту, наприклад, респіратор, гумові рукавички і т.д.

- При перекачуванні шкідливих рідин користувач перед ремонтом або відправкою на завод виробника насосних агрегатів повинен дезактивувати насос і підтвердити це в доданому документі.

- Після ремонту і / або техобслуговування користувач повинен забезпечити, щоб всі прилади захисту і безпеки були встановлені назад і функціонували.

- Оператор зобов'язаний негайно інформувати користувача про некоректну роботу насоса, яка може негативно вплинути на безпеку.

- Користувач може експлуатувати насос, тільки якщо насос знаходиться в бездоганному стані.

#### 4.1.8 Відсутність або недостатнє технічне обслуговування

- Всередині насоса є конструктивно задані проміжки між робочим колесом і корпусом, ротором і статором, робочим колесом і перехідником.

У разі недотримання показань контрольного пристрою підшипників і меж зносу підшипників може статися механічний контакт і перегрів цих деталей. наслідком цього можуть бути великі пошкодження, навіть витік рідини в атмосферу. [9]

#### 4.2 Конструкція і безпечна експлуатація запірної арматури

При виборі типу запірної арматури слід керуватися наступними положеннями:

- основним типом запірної арматури, рекомендованої до застосування для трубопроводів з умовним проходом від 50 мм і вище, є засувка, що має мінімальний гідравлічний опір, надійне ущільнення затвора, невелику будівельну довжину і допускає змінну напрямок руху середовища;

- клапани (вентилі) рекомендується застосовувати для трубопроводів діаметром до 50 мм; при більшому діаметрі вони можуть бути використані, якщо

гідравлічний опір запірного пристрою не має істотного значення або при ручному дроселюванні тиску;

- крани слід застосовувати, якщо застосування іншої арматури неприпустимо або недоцільно;

- застосування запірної арматури в якості регулюючої (дроселюючої) не допускається.

1. Арматуру в залежності від робочих параметрів і властивостей середовища, що рекомендується вибирати відповідно до нормативно-технічної документацією та обґрунтовувати вибір в проекті.

2. Запірна трубопровідна арматура по герметичності затвора вибирається з умов забезпечення норм герметичності.

Класи герметичності затворів слід вибирати в залежності від призначення арматури:

- клас А - для речовин груп А, Б (а), Б (б);

- клас В - для речовин груп Б (в) і В на  $P_u$  понад 4 МПа (40 кгс / см<sup>2</sup>);

- клас С - для речовин групи В на  $P_u$  менше 4 МПа (40 кгс / см<sup>2</sup>).

3. Арматуру з вуглецевих і легованих сталей допускається застосовувати для середовищ зі швидкістю корозії не більше 0,5 мм / рік. Для середовищ зі швидкістю корозії більше 0,5 мм / рік арматуру вибирають за рекомендаціями спеціалізованих (експертних) організацій і обґрунтовують її вибір в проекті.

4. Арматуру з ковкого чавуну марки не нижче КЧ 30-6 і з сірого чавуну марки не нижче СЧ 18-36 слід застосовувати для трубопроводів, які транспортують середовища групи В, з урахуванням обмежень.

5. Для середовищ груп А (б), Б (а), крім зріджених газів, Б (б), крім ЛЗР з температурою кипіння нижче 45 ° С, Б (в) арматуру з ковкого чавуну допускається використовувати, якщо межі робочих температур середовища не

нижче  $-30^{\circ}\text{C}$  і не вище  $150^{\circ}\text{C}$  при тиску середовища не більше  $1,6\text{ МПа}$  ( $16\text{ кгс / см}^2$ ). При цьому для робочих тисків середовища до  $1\text{ МПа}$  ( $10\text{ кгс / см}^2$ ) застосовується арматура, розрахована на тиск  $P_w$  не менше  $1,6\text{ МПа}$  ( $16\text{ кгс / см}^2$ ), а для робочих тисків більше  $1\text{ МПа}$  ( $10\text{ кгс / см}^2$ ) - арматура, розрахована на тиск не менше  $2,5\text{ МПа}$  ( $25\text{ кгс / см}^2$ ).

6. Не допускається застосовувати арматуру з ковкого чавуну на трубопроводах, що транспортують середовища групи А (а), зріджені гази групи Б (а); ЛЗР з температурою кипіння нижче  $45^{\circ}\text{C}$  групи Б (б).

7. Не допускається застосовувати арматуру з сірого чавуну на трубопроводах, що транспортують речовини груп А і Б, а також на паропроводах і трубопроводах гарячої води, які використовуються в якості супутників.

8. Арматуру з сірого і ковкого чавуну не допускається застосовувати незалежно від середовища, робочого тиску і температури в наступних випадках:

- на трубопроводах, схильних до вібрації;
- на трубопроводах, що працюють при температурному режимі середовища, який швидко змінюється;
- при можливості значного охолодження арматури в результаті дросель-ефекту;
- на трубопроводах, що транспортують речовини груп А і Б, що містять воду або інші замерзають рідини, при температурі стінки трубопроводу нижче  $0^{\circ}\text{C}$  незалежно від тиску;
- в обв'язці насосних агрегатів при установці насосів на відкритих майданчиках;
- в обв'язці резервуарів і ємностей для зберігання вибухо- та пожежо-небезпечних та токсичних речовин.

9. На трубопроводах, що працюють при температурі середовища нижче  $40^{\circ}\text{C}$ , слід застосовувати арматуру з відповідних легованих сталей, спеціальних сплавів або кольорових металів, що мають при найменшій можливій температурі корпусу ударну в'язкість металу (KCV) не нижче  $20\text{ Дж / см}^2$  ( $2\text{ кгс м / см}^2$ ).

10. Для рідкого і газоподібного аміаку допускається застосування спеціальної арматури з ковкого чавуну в межах параметрів і умов.

11. Запірна арматура з умовним проходом Ду більше 400 мм повинна застосовуватися з керуючим приводом (шестерним, черв'ячним, електричним, пневматичним, гідравлічним та ін.). Вибір типу приводу обумовлюється відповідними вимогами технологічного процесу і встановлюється в проекті. Запірна арматура з електроприводом повинна мати дублюючі ручне управління.

12. У гідроприводі арматури слід застосовувати негорючі і незамерзаючі рідини, що відповідають умовам експлуатації.

13. З метою виключення можливості випадання в пневмоприводами конденсату в зимовий час газ осушують до точки роси при негативній розрахунковій температурі трубопроводу.

14. Швидкодіюча арматура з приводом повинна відповідати вимогам безпечного ведення технологічного процесу.

15. При ручному приводі можна застосовувати дистанційне керування арматурою за допомогою ланцюгів, шарнірних з'єднань і т.п.

16. Приварні арматуру слід застосовувати на трубопроводах, в яких небезпечні середовища мають високу проникаючу здатність через роз'ємні з'єднання (фланцеві, муфтові і ін.).

17. Арматуру, що встановлюється на трубопроводах високого тиску, слід виготовляти відповідно до креслень і технічних умов на цю арматуру. Матеріали застосовуються відповідно до специфікації креслень.

18. Деталі арматури не повинні мати дефектів, що впливають на міцність і щільність при її експлуатації.

Поковки, штампування, лиття підлягають неруйнівного контролю (радіографія, УЗД або інша рівноцінна метод).

Обов'язковому контролю підлягають також кінці патрубків лігою приварной арматури.

Не допускаються зриви різьблення шпинделя, втулки і зовнішньої різьби патрубків корпусу і фланців.



Різьба на корпусі патрубків і фланців повинна бути метричної з великим кроком і полем допуску 6g. Форма западин різьблення закруглена. Ущільнювальні поверхні повинні бути ретельно прітерти. Раковини, свищі, полон, волосовини, тріщини, заходи, ризики та інші дефекти, що знижують герметичність, міцність і надійність ущільнення, неприпустимі.

19. Для трубопроводів з робочим тиском понад 35 МПа (350 кгс / см<sup>2</sup>) застосування литий арматури не допускається.

20. Арматуру з фланцями, що мають гладку ущільнювальну поверхню, в трубопроводах високого тиску застосовувати не допускається.

При застосуванні лінзових і овальних прокладок ущільнюючу поверхню фланців арматури при умовному тиску до 20 МПа (200 кгс / см<sup>2</sup>) і вище слід виконувати відповідно до державних стандартів, фланці арматури - по нормативно-технічної документації.

Арматуру з ущільненням фланців «виступ-западина» в разі застосування спеціальних, наприклад азбобеталеві, прокладок допускається застосовувати при робочих тисках не вище 35 МПа (350 кгс / см<sup>2</sup>). [10]

#### 4.3 Порядок гасіння пожежі на нафтопереробних об'єктах

4.3.1. Обстановка, що може скластися під час пожеж на хімічних, нафтохімічних і нафтопереробних підприємствах:

- наявність у технологічних апаратах, комунікаціях і ємностях горючих речовин під тиском і в нагрітому стані, що створює загрозу вибуху, розтікання горючих рідин, хімічних речовин та їх розплавів;

- можливе факельне горіння газів, горючих рідин, хімічних речовин та їхніх розплавів у місцях розгерметизації технологічних апаратів, комунікацій і ємностей під тиском;

- наявність токсичних речовин у газоподібному, рідкому і твердому стані, токсичних продуктів термічного розкладання хімічних речовин; утворення зон хімічного зараження та розповсюдження небезпечних речовин у приміщеннях, території і в повітрі;

- наявність хімічних речовин, для гасіння яких необхідно застосовувати спеціальні засоби пожежогасіння.

4.3.2. Під час розвідки пожежі на хімічному, нафтохімічному та нафтопереробному підприємствах КГП зобов'язаний установити:

- загрозу вибуху та руйнування технологічного обладнання і комунікацій;  
- наявність запірної та дихальної арматури в технологічних апаратах, комунікаціях і ємностях, проходження трас електричних кабелів і контрольно-вимірювальних приладів, наявність у будівлях і спорудах металевих несучих конструкцій та заходи, яких ужито для їхнього захисту;

- наявність, кількість і місцезнаходження хімічних речовин, здатних спричинити вибух, опіки, отруєння, бурхливе термічне розкладання або викид агресивних і отруйних мас, способи захисту чи видалення цих речовин з небезпечної зони;

- наявність та місцезнаходження речовин, здатних інтенсивно взаємодіяти з водою та іншими вогнегасними речовинами;

наявність на об'єкті спеціальних засобів пожежогасіння, можливість і доцільність їх застосування;

- місця можливого виникнення пожежі чи вибуху в разі знеструмлення об'єкта, припинення подавання до технологічного обладнання води, пари, інертних газів чи холодоагентів;

- наявність на об'єкті апаратів, обладнання і трубопроводів, що нагріваються до високих температур, за нормального протікання технологічних процесів виробництва;

- наявність технологічних установок, негайна аварійна зупинка яких неможлива за технічних умов;

- загрозу переходу вогню або поширення аварії до сусідніх цехів, установок, можливість і доцільність перекриття вентиляційних систем і виробничих комунікацій, можливість видалення горючих речовин, зниження тиску і температури в технологічних апаратах;

- способи відведення води з приміщень цеху (установки) і прилеглої території в разі тривалого гасіння пожежі;

- необхідність залучення локомотивів для відтягування з небезпечної зони вантажних вагонів і цистерн з НХР, ЛЗР тощо.

4.3.3. Під час гасіння пожежі на хімічному, нафтохімічному та нафтопереробному підприємствах КГП зобов'язаний:

- утворити Штаб на пожежі, долучити до його складу представників адміністрації та фахівців об'єкта;

- вжити заходів щодо рятування людей разом зі спеціалізованими службами об'єкта;

- забезпечити особовий склад разом з адміністрацією об'єкта захисним одягом закритого типу та використовувати ЗІЗОД;

- застосовувати для гасіння засоби з урахуванням властивостей речовин, що горять. Для гасіння пожежі задіяти об'єктові установки пожежогасіння. Оперативні дії узгоджувати з обслуговуючим персоналом та враховувати метеорологічні умови;

- забезпечити одночасно з гасінням пожежі охолодження конструкцій будівель, технологічних установок і апаратів, яким загрожує висока температура;

- не допускати потрапляння води на апарати, обладнання і трубопроводи, які за умовами технологічного процесу працюють за високих температур і під тиском. Порядок їх захисту та охолодження узгоджувати з фахівцями об'єкта;

- забезпечити на початковій стадії гасіння максимальну витрату води у разі горіння каучуку або гумових технічних виробів, після зниження інтенсивності горіння водяні стволи замінити на пінні;

- ужити заходів для охолодження розгерметизованих комунікацій, апаратів і трубопроводів, де відбувається факельне горіння газу;

- організувати подавання розпилених струменів води для захисту і охолодження апаратів і трубопроводів, що мають теплоізоляцію;

- виставити пости і дозори на автомобілях із засобами гасіння для ліквідації нових осередків пожежі, що можуть виникнути внаслідок вибуху;

- вжити заходів для створення загороджувальних валів з піску, землі та гравію з метою обмеження розтікання горючих рідин і речовин, що плавляться;

- організувати із залученням відповідних служб об'єкта постановку водяної завіси по фронту руху хмари НХР;

- організувати разом з керівником робіт з ліквідації аварії відведення води за допомогою технічних і підручних засобів у разі тривалих пожеж і за неможливості відведення води з приміщень цеху (установки) та прилеглої до них території через промислову каналізацію;

- вжити заходів для попередження вибуху шляхом заповнення водяною парою або інертним газом та інтенсивного охолодження у разі загрози переходу чи поширення аварії на технологічні апарати, що працюють під вакуумом;

- організувати санітарну обробку особового складу та дегазацію техніки і ПТО після гасіння пожежі у разі наявності небезпечних хімічних речовин за рекомендацією медичної служби об'єкта.[11]

## Висновки

1. На основі зробленого огляду літератури з'ясовано, що існуючі аналітичні методики визначення осьових зусиль, що діють на робоче колесо відцентрового насоса, добре працюють і дають коректні результати тільки у випадках, якщо величина колової швидкості течії у пазухах робочого колеса наближено дорівнює половині колової швидкості робочого колеса.
2. На основі аналізу отриманої інформації доведено, що на сучасному етапі розвитку технічних засобів, для вивчення процесів, які мають місце у пазухах робочих коліс відцентрових насосів, і які безпосередньо впливають на розподіл тиску в пазухах, та для визначення величин осьових зусиль найбільш доречним є застосування методу чисельного дослідження течії.
3. Виконаний розрахунок течії в центральній втулці відцентрового багатоступеневого насоса із опозитним розташуванням робочих коліс, який дозволив отримати дані про реальний робочий процес, що відбувається в пазухах і ущільненні центральної втулки без отворів і з розвантажувальними отворами. Показано, що досліджені обидва варіанти втулок суттєво відрізняються як за напрямком течії так і за розподілом тиску.
4. За умов виконання експериментальних досліджень відцентрового багатоступеневого насоса з опозитним розташуванням робочих коліс отримані дані про вплив осьового зсуву ротора щодо статора на величину і напрямок залишкової осьової сили для різних режимів роботи насоса.
5. Сформульовані рекомендації до проектування проміжного ступеня відцентрового багатоступеневого насоса з опозитним розташуванням робочих коліс з метою зменшення впливу на залишкову осьову силу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Михайлов А.К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко // М.: Машиностроение. – 1971. – 304 с.
2. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы / Ломакин А.А. ; [изд. второе, перераб. и доп.] – М. : Машиностроение, 1966. – 364 с.
3. Johann Friedrich Gülich. Centrifugal Pumps. / Johann Friedrich Gülich. – 2<sup>nd</sup> ed. // Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2008, 2010. – 998 p.
4. Marjan Gantar, Dr. Dusan Florjancic, Dr. Brane Sirok. HYDRAULIC AXIAL THRUST IN MULTISTAGE PUMPS – ORIGINS AND SOLUTIONS / Proceeding of ASME FEDSM'01, 2001 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting, New Orleans, May 29-June 1, 2001, FEDSM 2001-18070.
5. Stefania Della Gatta, Simone Salvadori, Paolo Adami, Laura Bertolazzi. CFD STUDY FOR ASSESSMENT OF AXIAL THRUST BALANCE IN CENTRIFUGAL MULTISTAGE PUMPS / Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'06), The 13<sup>th</sup> International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary, September 6-9, 2006.
6. Simone Salvadori, Stefania Della Gatta, Paolo Adami, Laura Bertolazzi. DEVELOPMENT OF A CFD PROCEDURE FOR THE AXIAL THRUST EVALUATION IN MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMPS / Department of Energetic “S. Stecco”, University of Firenze, Italy.
7. ANSYS CFX 19.2 Solver Theory. Release 19.2 [Электронный ресурс], 2009. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
8. ANSYS CFX 19.2 Solver Models. Release 19.2 [Электронный ресурс], 2009. – 549 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
9. Руководство по эксплуатации. Многоступенчатые насосы. Режим доступа: <https://promhimtech.ru/docs/nikkiso/manuals/promhimtech.ru>

10. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском – арматура, контрольно-вимірювальні прилади [Електронний ресурс], Режим доступу: <https://leg.co.ua/knigi/pravila/pravila-budovi-ta-bezpechnoyi-ekspluatsiyi-posudin-scho-pracyuyut-pid-tiskom-5.html>

11. Статут дій органів управління та підрозділів Оперативно-рятувальної служби цивільного захисту під час гасіння пожеж [Закон України]. Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0802-18#Text>