

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

Вплив форми вхідної ділянки лопаті на кавітаційні характеристики робочого колеса відцентрового насоса.

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

Виконавець роботи

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Луговий О.Л.  
(прізвище, ініціали)

Керівник

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Колісніченко Е. В.  
(прізвище, ініціали)

Суми 2020

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

**Спеціальність** 131 «Прикладна механіка»  
**Освітня програма** «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри  
ПГМ  
\_\_\_\_\_ Ковальов І.О.  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

## ЗАВДАННЯ на кваліфікаційну роботу магістра

Луговому Олексію Лаврентійовичу

**1 Тема роботи** Вплив форми вхідної ділянки лопаті на кавітаційні характеристики робочого колеса відцентрового насоса.

затверджена наказом по університету від “\_\_” \_\_\_\_\_ 20\_\_ р. № \_\_\_\_\_

**2 Термін здачі студентом закінченої роботи** 10.12.2020

**3 Вихідні дані до роботи:**

Насос ВНС 300-130

Подача  $Q = 300 \text{ м}^3/\text{год}$ , напір  $H = 130 \text{ м}$ , частота обертів ротора  $n = 1500 \text{ об/хв.}$ , густина робочої рідини  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

**4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити):**

- гідравлічні розрахунки робочого колеса першого ступеня;
- розрахунки течії рідини в проточній частині РК з різним конструктивним виконанням вхідної ділянки лопаті за допомогою Ansys SFX;
- кавітаційні розрахунки для різних конструкцій вхідної ділянки РК.

**5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**

теоретичне креслення РК, креслення РК, 3-D креслення робочого колеса, , складальне креслення насоса, монтажне креслення електронасосного агрегату.

**6 Перелік додаткових розділів до кваліфікаційної роботи та закріплених за ними консультантів**

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

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

<b>Пор. №</b>	<b>Назва етапів кваліфікаційної роботи магістра</b>	<b>Термін виконання етапів роботи</b>	<b>Примітка</b>
1	Гідравлічні розрахунки	30.09.2020	
2	Теоретичне креслення робочого колеса		
3	Креслення робочого колеса		
4	Розрахунки на кавітацію		
5	Креслення напрямного апарату		
7	Креслення секції		
8	3-D креслення РК		
9	Складальне креслення насоса		07.10.2020
10	Чисельні розрахунки	14.11.2020	
11	Виконання розділу з охорони праці	21.11.2020	
12	Оформлення РПЗ та графічних матеріалів	10.12.2020	
13	Захист роботи	25.12.2020	

Дата видачі завдання: 10.09 2020 р.

Студент

\_\_\_\_\_

(підпис)

Луговий О.Л.

Керівник

\_\_\_\_\_

(підпис)

Колісніченко Е.В.

## РЕФЕРАТ

Звіт по об'єму роботи: 77 сторінки, 32 рисунка, 13 джерел.

Тема роботи – «Вплив форми вхідної ділянки лопаті на кавітаційні характеристики робочого колеса відцентрового насоса».

Графічні матеріали: аркуші формату А1: монтажне креслення насосного агрегату, теоретичне креслення та креслення робочого колеса. А2х4: складальне креслення насоса.

Об'єкт дослідження – перший ступінь відцентрового насоса.

Мета роботи – підвищення всмоктувальної здатності першого ступеня відцентрового насосу, за рахунок модернізації вхідної ділянки лопаті робочого колеса.

Метод досліджень – розрахунково-аналітичний та чисельний.

Кавітаційний запас є одним з основних показників насоса, який відображує його надійну роботу. Проектування всмоктуючого робочого колеса з низьким кавітаційним запасом дозволяє при необхідності збільшити частоту обертання та зменшити габарити насоса, а також дозволяє зменшити капіталовкладення тому, що наявний у системі кавітаційний запас також може бути зменшений.

Основними геометричними параметрами робочого колеса, які впливають на величину кавітаційного запасу є: розміри вхідної воронки робочого колеса, форма вхідної кромки та кути установки лопаті. Ці параметри визначають відносну швидкість потоку, яка і є основною складовою кавітаційного запасу. Теоретичні розрахунки в даному випадку є неточними, тому одним з основних методів дослідження і визначення кавітаційних характеристик насосу є чисельне дослідження течії в проточній частині робочого колеса.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ СТУПІНЬ, ВХІДНА ДІЛЯНКА ЛОПАТІ, КАВІТАЦІЙНИЙ ЗАПАС, АНАЛІЗ ТЕЧІЇ, КАВІТАЦІЙНІ РОЗРАХУНКИ.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 КОНСТРУКТИВНА СХЕМА НАСОСА ЦНС 300-130.....	8
2 ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ КАВІТАЦІЇ .....	10
3 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ РОБОЧОГО КОЛЕСА .....	17
4 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНИ РОБОЧОГО КОЛЕСА.....	40
5 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ .....	48
6 РОЗДІЛ З ОХОРОНИ ПРАЦІ .....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	76

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ

$NPSH(\Delta h)$	Надкавітаційний напір на вході (кавітаційний запас), м.
$NPSHA$	Наявний надкавітаційний напір на вході (наявний кавітаційний запас), м.
$NPSHR (\Delta h_{доп})$	Потрібний надкавітаційний напір на вході (допустимий кавітаційний запас), м.
$NPSH3(\Delta h_{кр})$	Надкавітаційний напір на вході, потрібний для 3% падіння повного напору першого ступеня насоса (критичний кавітаційний запас), м.
$n_s$	Коефіцієнт швидкохідності.
$C_{кр}$	Критичний кавітаційний коефіцієнт швидкохідності.
$\tau_{ср}$	Густота решітки.
$\beta_1$	Кут установки лопаті на вході.
$\bar{W}_1$	Відносна швидкість на вході.
$Q$	Подача, м <sup>3</sup> /год.
$H$	Напір, м.
$N$	Потужність, кВт.
$\eta$	Коефіцієнт корисної дії, %.

## ВСТУП

Робота насоса характеризується декількома параметрами. Це показники за призначенням: подача і напір, показник ефективності – ККД та показники надійності – шум, вібрація. Але слід визначити ще один показник, який прямо впливає на надійність роботи насоса – це повний надкавітаційний напір на вході або кавітаційний запас.

Кавітаційний запас це показник, який відображає наявність достатнього тиску на вході в насос, щоб запобігти появі шкідливого процесу кавітації в насосі який може викликати підвищений шум і вібрацію, падіння (зрив) параметрів подачі і напору, та руйнування робочого колеса.

Поява кавітації є наслідком зменшення абсолютного тиску рідини, до якоїсь критичної величини, яке може відбуватися в результаті загального падіння тиску в системі або носити місцевий характер.

Кавітаційна характеристика є одним із основних чинників, що визначають конструкцію і техніко-економічні показники насоса і визначається критичним кавітаційним коефіцієнтом швидкохідності  $C_{кр}$  і кавітаційним запасом - NPSH. Її поліпшення дозволяє зменшити масу і габарити насоса, а також капітальні витрати на будівництво об'єктів.

Відомо, що використання відцентрового робочого колеса обмежено величиною  $C_{кр} = 1100$ . При величинах які вище цього значення потрібно проектувати або робоче колесо із висунутими у вхід лопатями, або робити кількість лопатей менше п'яти, або проектувати шнеково-відцентрове колесо. Такі заходи призводять до зниження ККД та зменшення робочого діапазону насоса.

Метою даної роботи є підвищення всмоктувальної здатності першого ступеня відцентрового насосу, за рахунок модернізації вхідної ділянки лопаті робочого колеса.

## 1 Конструктивна схема насоса ЦНС 300-130

На рисунку 1.1 представлений розріз насоса ЦНС 300-130. Насос чотирьохступеневий, секційний, горизонтальний. Проточна частина складається з кільцевого підводу, робочого колеса першого ступеня з високими кавітаційними якостями, робочих коліс інших ступенів. У якості відводів першого і проміжних ступенів використовуються напрямні апарати. Відвід останнього ступеня являє собою комбінований відвід, який складається із напрямного апарата кінцевого типу і кільцевого відводу.

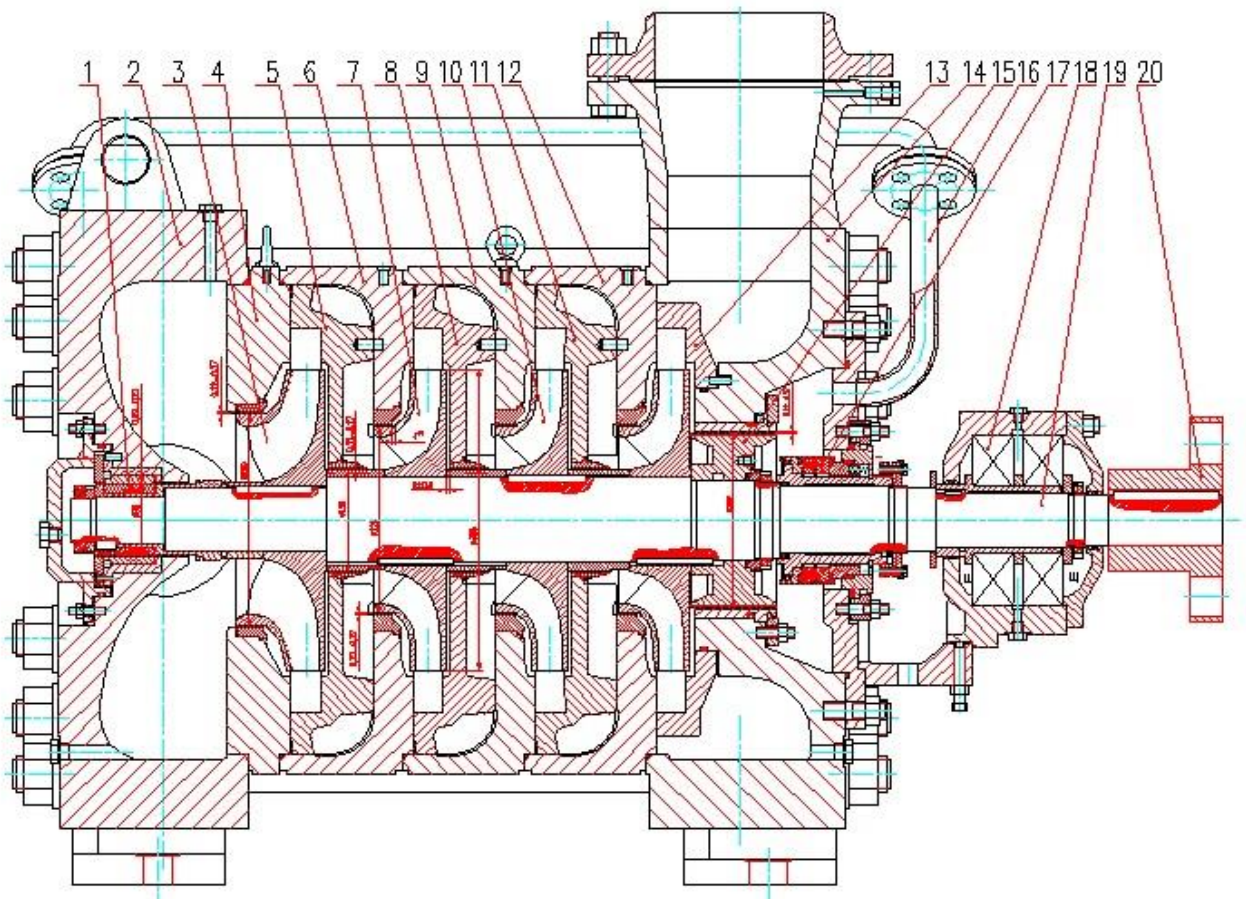


Рисунок 1.1 – конструктивна схема насоса ЦНС 300-130

Для досягнення мети були поставлені ряд завдань.

- розрахунок базового робочого колеса і побудова його 3D моделі.
- проектування варіантів робочого колеса із різними формами вхідних ділянок лопатей.



- виконання чисельних розрахунків для варіантів робочих коліс.
- Порівняльний аналіз течії у проточній частині варіантів робочих коліс.

**Об'єкт дослідження** – відцентрове робоче колесо першого ступеня.

**Предмет дослідження** – структура течії в проточній частині робочого колеса і кавітаційні характеристики робочого колеса.

**Методи дослідження** – при вирішенні поставлених завдань використовувалися розрахунково-аналітичний та чисельний методи.

Чисельне моделювання течії в каналах проточної частини першого ступеня проводилося за допомогою програмного продукту (ПП) ANSYS CFX 19.2. 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.

## 2 Особливості процесу кавітації

Процес кавітації - це процес утворення кавітаційних бульбашок при зниженні тиску до величини, нижчої за тиск насиченої пари рідини. В подальшому відбувається схлопування бульбашок при пересуванні їх у зону підвищеного тиску. Зниження тиску може бути як глобальне на вході у насос так і локальне, яке відбувається у проточній частині при різкому прискоренні потоку, наприклад, при натіканні на вхідні кромки лопатей.

Кавітація відноситься до нестационарних явищ, оскільки вона є процесом зростання і схлопування каверн.

Коли виникають кавітаційні бульбашки, енергія рідини зосереджується в дуже невеликих об'ємах. При руйнуванні каверн звільняється багато енергії, що може викликати пошкодження робочого колеса. Також виникають ударні хвилі, які є джерелами шуму і підвищеної вібрації. Кавітація веде до значного зносу робочих органів, знижує надійність роботи насоса і скорочує термін його роботи.

Кавітація у відцентрових насосах призводить до руйнування окремих частин робочого колеса, підвідних пристроїв, зниження тиску, зменшення подачі і ККД, а також призводить до збільшення шуму і вібрації насоса.

Розглянемо процес, що виникає при натіканні потоку на лопать робочого колеса. Припустимо, що лопать робочого колеса рухається зі швидкістю  $W_1$  відносно рідини. Внаслідок великих місцевих швидкостей навколо передньої кромки лопаті статичний тиск зменшується, що призводить до розподілу тиску із різко вираженим мінімумом  $p_{\min}$ , як показано на рисунку 2.1 [1].

Коли статичний тиск падає до величини тиску насиченої пари, невелика кількість рідини випаровується, створюючи кавітаційну каверну. Вниз по потоку від передньої кромки лопаті, де місцевий тиск перевищує тиск насиченої пари, бульбашки конденсуються подібно гідравлічному удару, вони лопаються і можуть руйнувати робоче колесо, якщо інтенсивність гідравлічної кавітації перевищує кавітаційний супротив матеріалу. Для конкретного насоса

при заданій швидкості і витраті, тиск на вході, необхідний для повного уникнення кавітації, називається початковим кавітаційним запасом  $NPSH_i$ . Якщо наявний кавітаційний запас  $NPSH_A$  перевищує початковий кавітаційний запас  $NPSH_i$ , то кавітація відсутня. Але при подальшому послідовному зниженні величини  $NPSH_A$  утворюються каверни все більшої довжини. Якщо довжина каверни досягає області прохідного перерізу робочого колеса, робота насоса погіршується і напір, який створюється робочим колесом зменшується.

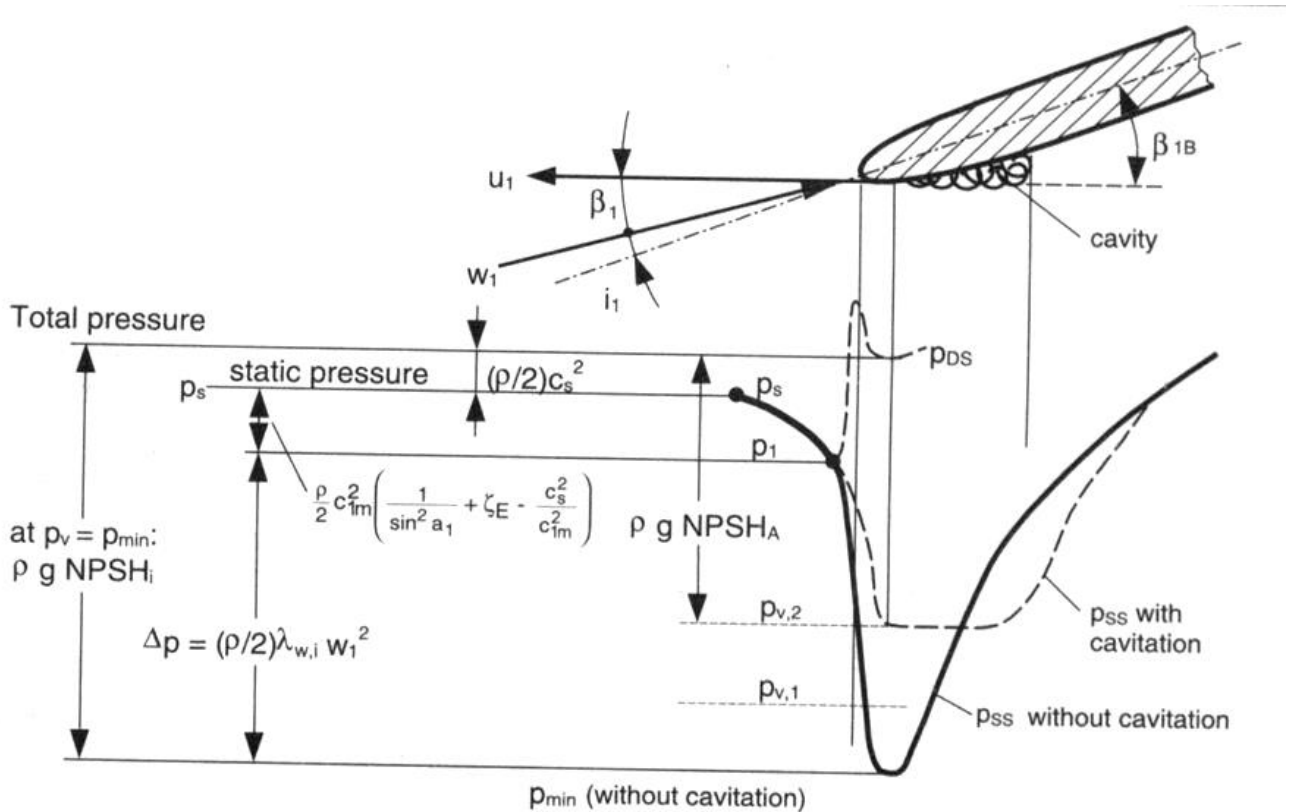


Рисунок 2.1 – Розподіл тиску на входній кромці робочого колеса

Таким чином, кавітація збільшується поступово, по мірі зниження тиску на вході. Тому, якщо ми говоримо про кавітацію, то необхідно точно вказувати яку стадію кавітації ми маємо на увазі. Наразі у світовій практиці вирізняють наступні критерії (стадії) кавітації:

- Кавітаційний запас  **$NPSH_i$**  – видимий початок кавітації, тобто коли можна бачити перші кавітаційні бульбашки;
- Кавітаційний запас  **$NPSH_x$**  – коли кавітація призводить до падіння напору, який створює робоче колесо на  $x$  відсотків: 0%, 1% або 3%;

- Кавітаційний запас  $NPSH_{FC}$  – повністю розвинена кавітація або повний зрив напору, що являє собою максимальну витрату, яка досягається при перетині кривих  $NPSH_A=f(Q)$  та  $NPSH_{FC}=f(Q)$ ;
- Кавітаційний запас  $NPSH$ , необхідний для певної міри кавітаційної ерозії, терміну служби робочого колеса або підвищення шуму.

На рисунку 2.2 наведені типові характеристики кавітаційного запасу за різними критеріями.

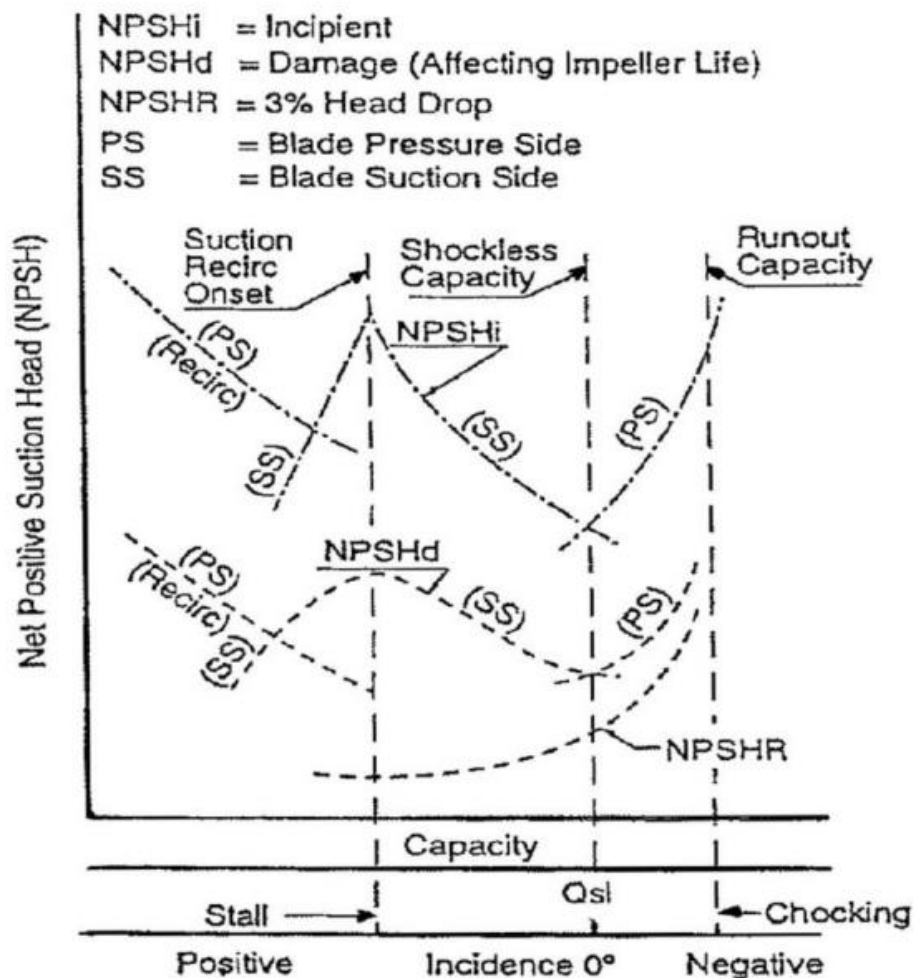


Рисунок 2.2 – Кавітаційні характеристики відцентрового насоса

Якщо розглянути часткову кавітаційну характеристику насоса (рисунок 2.3), то на ній можна позначити зони, які відповідають вищезазначеним критеріям [2]. Виходячи з форми цієї характеристики можна зазначити, що єдиним критерієм, який можливо визначити при виконанні звичайних випробувань насоса на випробувальному стенді є характеристика

$$NPSH_3=f(Q).$$

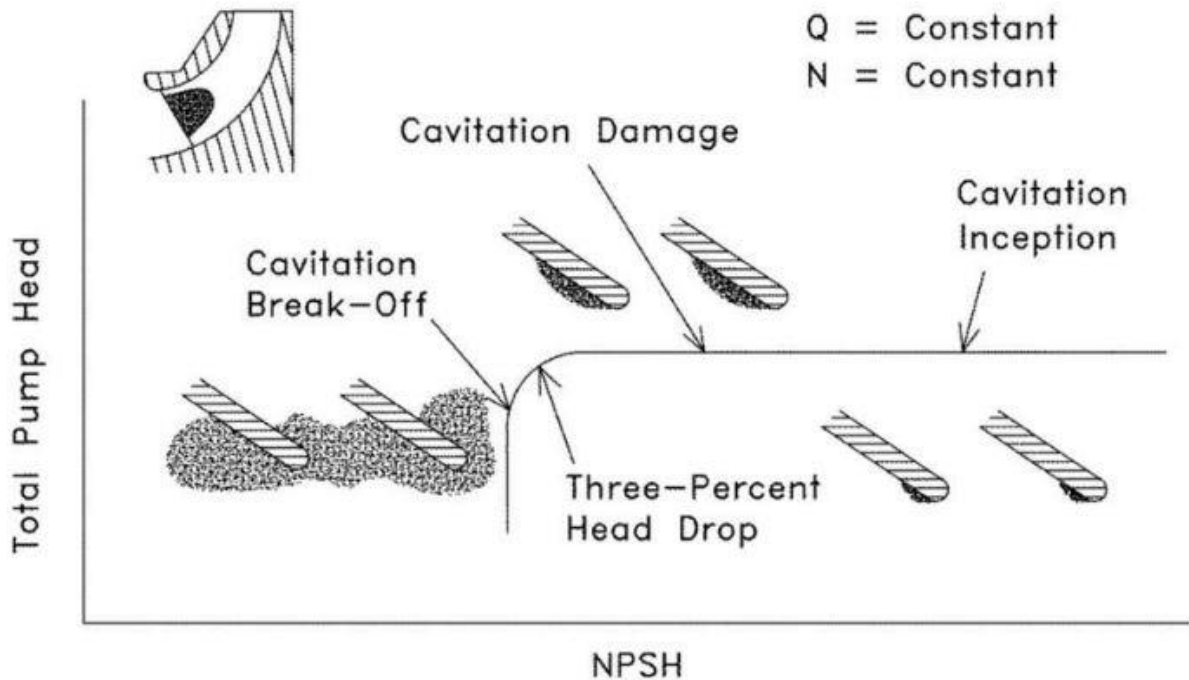


Рисунок 2.3 – Зони кавітаційних критеріїв на частковій кавітаційній характеристиці

Основним критерієм кавітації, який визначається при приймальних випробуваннях насосу є допустимий кавітаційний запас. Згідно ДСТУ ГОСТ 6134:2009 (ІСО 9906:1999) [3] величина допустимого кавітаційного запасу ( $NPSHR$ ) визначається як

$$NPSHR = NPSH_3 \cdot R' \quad (1)$$

де  $NPSH_3$  – кавітаційний запас, який потрібен для 3% падіння напору насосу (критичний кавітаційний запас), м;

$R'$  – коефіцієнт запасу,  $R' = 1,0 \dots 1,3$ .

Показники кавітації для конкретного насоса залежать від витрати і швидкості обертання, які визначають відносну швидкість  $W_1$  і кут атаки  $i_1 = \beta_{1B} - \beta_1$  (різниця кутів установки лопаті і потоку рідини), і які, в свою чергу, визначають розподіл тиску навколо передньої кромки лопаті. Розподіл тиску, а

отже, і ступінь кавітації залежать від розподілу потоку на вході, тобто геометричних параметрів вхідного отвору насоса, положення всмоктуючого трубопроводу, та від геометричних параметрів робочого колеса: профілю лопатей, кутів установки лопатей, а також тривимірного контуру лопатей включно із покривним і основним дисками. Єдиним фактичним засобом передбачення розподілу тиску, як показано на рисунку 1, є чисельний метод розрахунку течії [1].

В роботі [4] надані рекомендації з вибору розмірів вхідної воронки всмоктуючого робочого колеса, та показаний вплив окремих елементів входу в робоче колесо на кавітаційні якості і ККД насоса. В інституті ВНПГідромаш були визначені оптимальні значення відносної площі входу в робоче колесо  $\frac{Q}{nD_{\text{пр}}^3}$ , де  $D_{\text{пр}}$  – приведений діаметр вхідної воронки, мм,  $D_{\text{пр}} = \sqrt{D_0^2 - d_{\text{вт}}^2}$ , для досягнення відповідних кавітаційних якостей. Тобто визначені співвідношення між режимним параметром, яким є відносна площа входу та параметром, який визначає кавітаційний режим  $s_{\text{II}}$ . У даному випадку кавітаційний режим  $s_{\text{II}}$  відповідає режиму повного зриву параметрів або критичному кавітаційному запасу NPSH3.

- для робочих коліс низьких кавітаційних якостей:

$$\frac{Q}{nD_{\text{пр}}^3} = 0,028 \div 0,023$$

$$s_{\text{II}} \geq 0,05$$

- для робочих коліс підвищених кавітаційних якостей:

$$\frac{Q}{nD_{\text{пр}}^3} = 0,0125 \div 0,010$$

$$0,015 \geq s_{\text{II}} \geq 0,0125$$

- для робочих коліс високих кавітаційних якостей:

$$\frac{Q}{nD_{\text{пр}}^3} = 0,0070 \div 0,0055$$

$$0,0125 \geq s_{\text{II}} \geq 0,0075$$

В роботі [5] проводилося дослідження впливу положення вхідної кромки лопаті на кавітаційні характеристики. Розглядалися різні кути положення вхідної кромки (рисунок 2.4). Можна зазначити, що висування лопаті на вхід робочого колеса, покращує кавітаційні характеристики

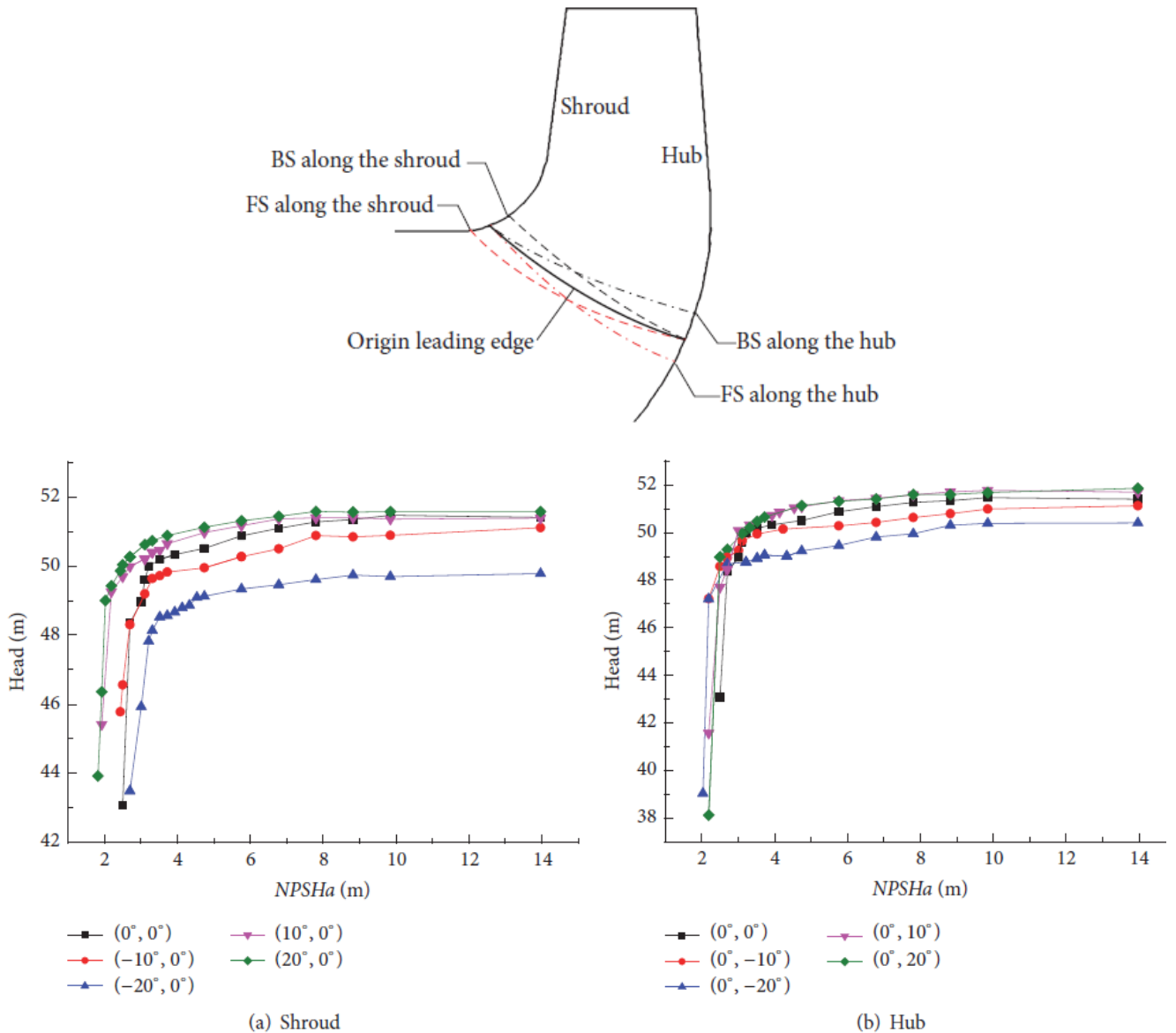


Рисунок 2.4 – Варіанти положення вхідної кромки лопаті і їх вплив на кавітаційні характеристики [5]

В роботі [6] аналізується вплив дворядної і трирядної решітки на енергетичні та кавітаційні якості насосу. Зроблено висновки, що у межах робочого діапазону наявність додаткових коротких лопатей позитивно впливає на енергетичні показники. А порівняння варіанта робочого колеса із довгими

лопатями з варіантом робочого колеса, у якому частина лопатей підрізані на вході, показує, що робоче колесо з підрізаними лопатями має кращі кавітаційні характеристики.



### 3 Розрахунок та проектування робочого колеса

#### 3.1 Визначення основних геометричних параметрів

Геометричні параметри робочого колеса визначались за методикою [7].

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 3.1.

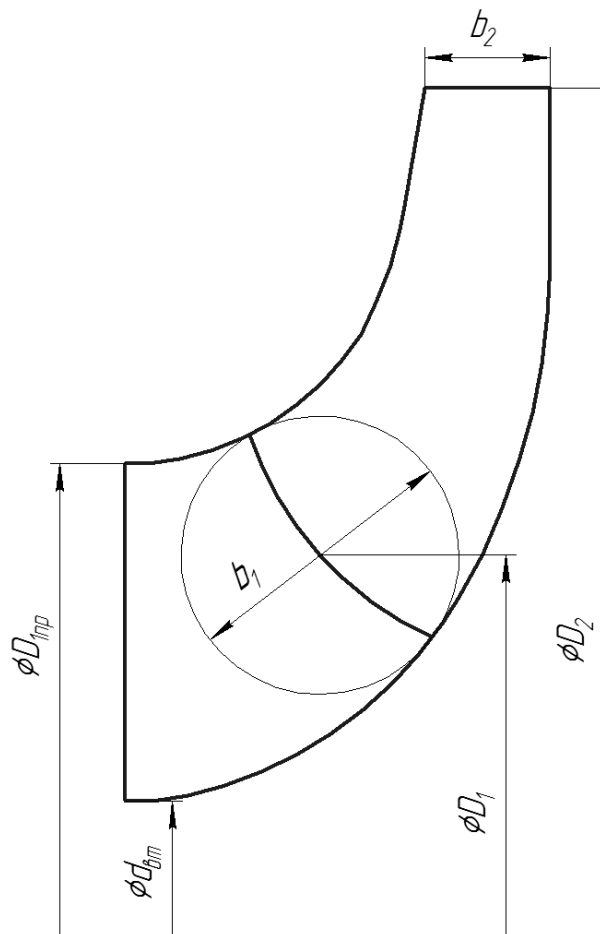


Рисунок 3.1 – Меридіональний переріз

Коефіцієнт швидкості [7]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_p / 3600}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{3/4}}, \quad (3.1)$$

де  $i$  – число ступенів

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1500 \cdot \sqrt{\frac{300}{3600}}}{\left(\frac{130}{4}\right)^{\frac{3}{4}}} = 116$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{\left(\frac{\Delta h_{дон}}{R}\right)^{\frac{3}{4}}}, \quad (3.2)$$

де  $\Delta h_{дон}$  - допустимий кавітаційний запас, м;

$R$  – коефіцієнт запасу. Приймаємо  $R = 1,2$ .

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 1500 \cdot \sqrt{\frac{300}{3600}}}{\left(\frac{5}{1,2}\right)^{\frac{3}{4}}} = 834$$

Приведений діаметр робочого колеса за формулою Д.Я.Суханова:

$$D_{1пр} = k_{вх} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (3.3)$$

де  $k_{вх} = 3,5 \div 5,2$  – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо першого ступеня зі збільшеною воронкою. Приймаємо  $k_{вх} = 5,2$ .

$$D_{1пр} = 5,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{300}{3600 \cdot 1500}} = 0,183 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_m \cdot \eta_m, \quad (3.4)$$

де  $\eta_o$  - об'ємний ККД;

$\eta_\Gamma$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_m$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_m$  - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (3.5)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot 116^{-2/3}} = 0,972$$

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{1np} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (3.6)$$

$$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,147 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,904$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (3.7)$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot 116^{-2}} = 0,943$$

Тоді  $\eta = 0,972 \cdot 0,904 \cdot 0,943 \cdot 0,99 = 0,828$

Потужність, яка споживається насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta}, \quad (3.8)$$

де  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  - густина води

$$N = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 300 \cdot 130}{0,8 \cdot 3600} = 128,3 \text{ кВт}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_r}; \quad (3.9)$$

$$H_r = \frac{130/4}{0,904} = 36 \text{ м}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N; \quad (3.10)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 128,3 = 141,1 \text{ кВт}$$

В першому наближенні діаметр валу визначаємо з розрахунку на кручення:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (3.11)$$

де  $[\tau]$  - допустиме напруження на кручення, Па.

Приймаємо  $[\tau] = 150 \cdot 10^5 \text{ Па}$

$M$  – крутний момент на валу насоса, Н·м.

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}; \quad (3.12)$$

$$M = \frac{30 \cdot 141100}{3,14 \cdot 1500} = 899 \text{ Нм}$$

Тоді:

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 899}{3,14 \cdot 150 \cdot 10^5}} = 0,068 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала  $d_B = 75$  мм

Діаметр втулки орієнтовно вибирають за залежністю:

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25) \cdot d_g; \quad (3.13)$$

$$d_{BT} = (1,2 \div 1,25) \cdot 75 = (90 \div 93,75) \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_{BT} = 90$  мм .

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначають з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2}; \quad (3.14)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2}, \quad (3.15)$$

$$D_0 = \sqrt{0,183^2 + 0,09^2} = 0,204 \text{ м}$$

Швидкість на вході у робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (3.16)$$

де  $Q_{p.k.}$  – витрата, що проходить через робоче колесо, м<sup>3</sup>/с.

$$Q_{p.k.} = \frac{Q}{\eta_o}; \quad (3.17)$$

$$Q_{p.k.} = \frac{300}{0,972} = 309 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 309}{3,14 \cdot 0,183^2 \cdot 3600} = 3,255 \text{ м/с}$$

Це швидкість без урахування стиснення потоку лопатями робочого колеса на вході.

Визначимо діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad (3.18)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,204 = 0,163 \text{ м}$$

При вході потоку на лопать меридіанна складова абсолютної швидкості зростає та визначається з виразу:

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \quad (3.19)$$

де  $V'_{1m}$  - меридіанна швидкість без урахування стиснення, м/с;

$\psi_1$  = коефіцієнт стиснення потоку на вході.  $\psi_1 = 1,15 \div 1,3$ . Приймаємо  $\psi_1 = 1,16$ .

$$V_{1m} = V_0 = 5,06 \text{ м/с}$$

$$V_{1m} = 1,14 \cdot 3,255 = 3,71 \text{ м/с}$$

В загальному випадку кут потоку на вході розраховуємо з трикутника швидкостей за формулою:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (3.20)$$

де  $U_1$  – переносна швидкість на вході в робоче колесо, м/с;

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (3.21)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,163 \cdot 1500}{60} = 12,816 \text{ м/с}$$

$V_{1u}$  – колова складова абсолютної швидкості на вході в робоче колесо.

$$V_{1u} = 0$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{3,71}{12,816} = 16^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (3.22)$$

Цей кут повинен знаходитись у границях  $15 \div 30^\circ$  [3].

Кут атаки  $\Delta\beta = 3 \div 8^\circ$  вводиться з ціллю зменшення гідравлічних втрат в області робочого колеса та покращення його кавітаційних якостей.

Приймаємо  $\Delta\beta = 6^\circ$ . Тоді  $\beta_1 = 16 + 6 = 22^\circ$

Визначимо число лопатей та їх товщину.

Існує рекомендація, що для чистих рідин число лопатей вибирають від 5 до 8 [7].

Товщину лопаті робочого колеса вибирають орієнтовно від 3 до 4 мм. Приймаємо  $z = 6$  та  $S_1 = 4$  мм.

Після вибору числа лопатей та їх товщини уточнюємо значення  $\psi_1'$  за формулою:

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_1}}, \quad (3.23)$$

де  $t_1$  – крок встановлення лопаті.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}; \quad (3.24)$$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,163}{6} = 0,085 \text{ м}$$

Тоді:

$$\psi'_1 = \frac{0,085}{0,085 - \frac{0,004}{\sin 22^\circ}} = 1,14$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_1 - \psi_1| \leq 0,01$$

$$|1,14 - 1,14| = 0 \text{ - умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}}; \quad (3.25)$$

$$b_1 = \frac{309}{3,14 \cdot 0,163 \cdot 3,711 \cdot 3600} = 0,051 \text{ м}$$

Визначимо геометричні параметри виходу з робочого колеса.

Значення зовнішнього діаметру робочого колеса у першому наближенні може бути визначено з основного рівняння роботи лопатевих насосів Ейлера для  $V_{1n} = 0$  та  $V_{2n} = 0,5U_2$ .

$$D'_2 = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n}, \quad (3.26)$$

де  $m_2 = 19,1$  при  $n_s \leq 100$ ,

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6}, \text{ при } n_s > 100.$$

Так як  $n_s = 116$ , то



$$D'_2 = 19,68 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 32,5}}{1500} = 0,331 \text{ м}$$

Остаточно  $D_2$  визначаємо з урахуванням поправки на кінцеве число лопатей.

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V'_{2m} = (0,5 \div 1,0)V'_{2m}, \quad (3.27)$$

Приймаємо  $V'_{2m} = 0,93 \cdot 3,711 = 3,461 \text{ м/с}$ .

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо  $\psi_2 = 1,05$  ( $\psi_2 = 1,05 \div 1,1$ ).

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m}, \quad (3.28)$$

$$V_{2m} = 1,04 \cdot 3,461 = 3,599 \text{ м/с}$$

Кут на виході з РК  $\beta_2$  залежить від значення дифузорності

$$\beta_2 = \arcsin \left[ \left( \frac{W_1}{W_2} \right) \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (3.29)$$

$$\text{де } \left( \frac{W_1}{W_2} \right)_{opt} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, \quad (3.30)$$

$$\beta_2 = \arcsin[1,299 \cdot 0,912 \cdot 0,969 \cdot 0,375] = 24^\circ$$

Проведемо уточнення зовнішнього діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.

Даний розрахунок виконують, використовуючи перетворене основне рівняння Ейлера (вирішуючи його відносно швидкості  $U_2$ ), після ряду підстановок у вигляді:

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2tg\beta_2} + \sqrt{\left(\frac{V_{2m}}{2tg\beta_2}\right)^2 + g \cdot H_{T\infty}}, \quad (3.31)$$

де  $H_{T\infty}$  - теоретичний напір робочого колеса з безкінечним числом тонких лопатей.

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_T \cdot k_z}, \quad (3.32)$$

де  $k_z$  – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1+p}, \quad (3.33)$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (3.34)$$

Коефіцієнт  $\psi$  визначається в залежності від  $n_s$ . При  $n_s < 150$  ( $n_s = 116$ ):

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2; \quad (3.35)$$

$$\psi = 0,56 + 0,6 \cdot \sin 24^\circ = 0,810$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,810}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,163}{0,331}\right)^2} = 0,357$$

$$k_z = \frac{1}{1 + 0,357} = 0,737$$

$$H_{T\infty} = \frac{130/4}{0,904 \cdot 0,737} = 49 \text{ м}$$

$$U_2 = \frac{3,72}{2 \cdot \operatorname{tg} 24^\circ} + \sqrt{\left(\frac{3,72}{2 \cdot \operatorname{tg} 24^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 49} = 22,757 \text{ м/с}$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 22,757}{3,14 \cdot 1500} = 0,290$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}; \quad (3.36)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,004}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,290 \cdot \sin 24^\circ}} = 1,03$$

Повинна бути забезпечена умова:

$$|\psi'_2 - \psi_2| \leq 0,01;$$

$1,03 - 1,04 = -0,01$  - умова виконується.

Приймаємо  $D_2 = 0,330$  м.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \quad (3.37)$$

$$b_2 = \frac{309}{3,14 \cdot 0,330 \cdot 3,72 \cdot 3600} = 0,022 \text{ м}$$

Приймаємо  $b_2 = 0,022$  м

### 3.2 Проектування меридіанного перерізу

Будуємо меридіанний переріз за допомогою метода послідовних наближень [7].

а) Намічаємо спочатку «на око» контури крайніх ліній струму. Рекомендується при цьому орієнтуватись на існуючі робочі колеса подібних пс.

б) Наносимо середню лінію каналу, яка представляє собою геометричне місце центрів вписаних кіл, зазвичай від входу до виходу РК тонкими лініями вписується 8-10 кіл. У зоні повороту потоку кіл зазвичай розміщують густіше. Центри вписаних кіл нумерують цифрами 1, 2, 3, ... (див. рис. 3.2).

в) Вираховуємо площі нормальних перерізів за формулами:

- на вході

$$F_{ex} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{em}^2) \quad (3.38)$$

- на виході

$$F_{bvx} = \pi D_2 b_2, \quad (3.39)$$

- проміжна

$$F_i = 2\pi r_i b_i, \quad (3.40)$$

де  $r_i$  - відстань від осі РК до центра вписаного кола;

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

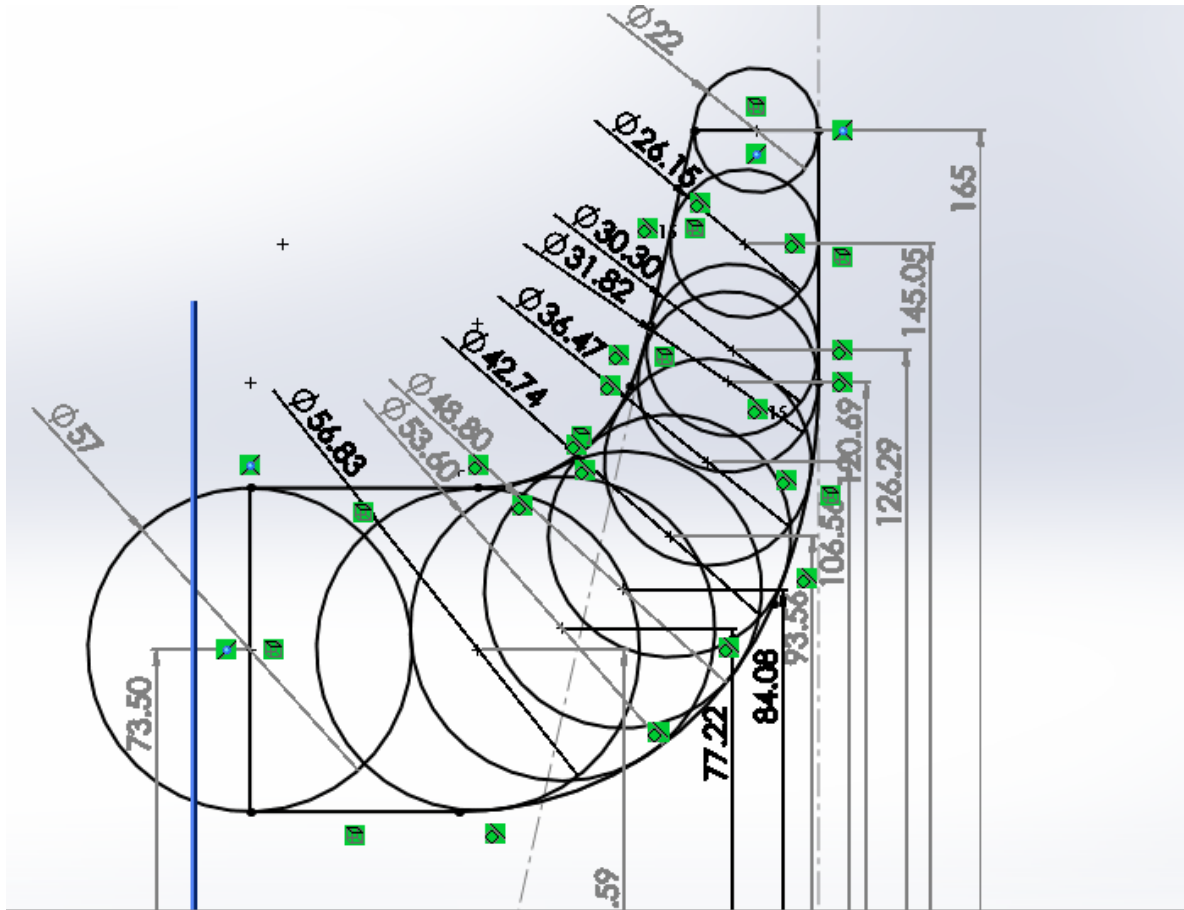


Рисунок 3.2 – До проектування меридіанного перерізу

Результати обчислень зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Розрахунок площі проміжних нормальних перерізів

№ точки	$F_i, \text{мм}^2$	$b_i, \text{мм}$	$r_i, \text{мм}$	$l_i, \text{мм}$	$\Delta l_i, \text{мм}$
1	26310.06	57	73.5	0	0
2	26263.71	56.83	73.59	40.130	40.130
3	25992.87	53.6	77.22	15.310	55.440
4	25767.49	48.8	84.08	12.650	68.090
5	25112.18	42.74	93.56	12.530	80.620
6	24405.61	36.47	106.56	14.640	95.260
7	24117.43	31.82	120.69	14.570	109.830
8	24030.97	30.3	126.29	5.650	115.480
9	23820.4	26.15	145.05	18.880	134.360
10	22796.4	22	165	20.060	154.420

За даними таблиці будуюмо приблизний графік  $F = f(l)$  (рис. 3.3).

Відстань  $\Delta l_i$  вздовж середньої лінії меридіанного перерізу від першої точки до кожної наступної (2, 3, ...) визначається по кресленню.

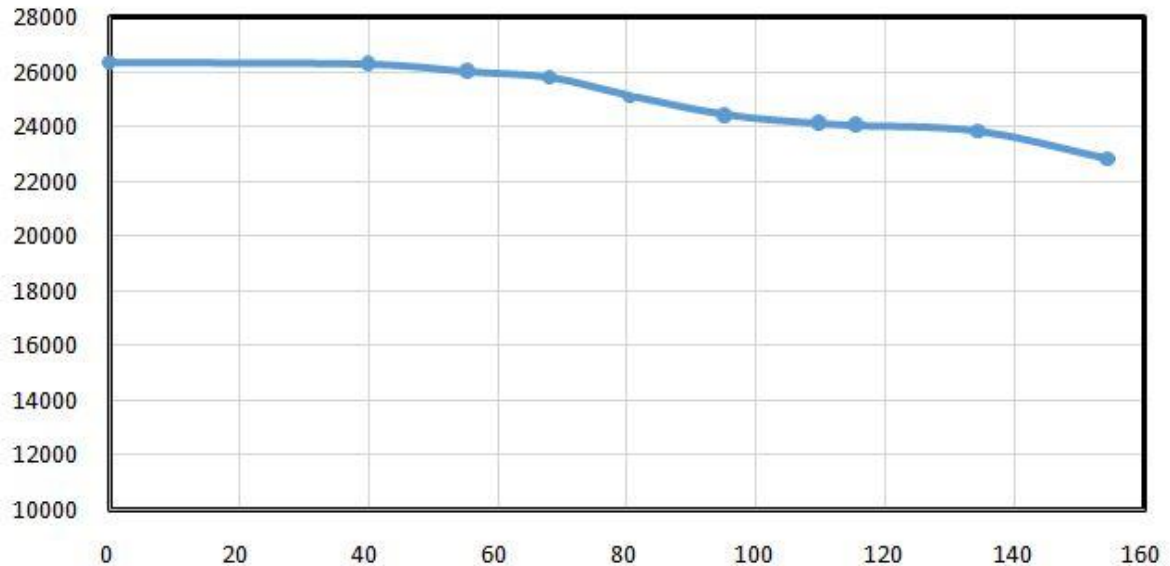


Рисунок 3.3 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

### 3.3 Підготовка меридіанного перерізу робочого колеса для профілювання лопаті

Для робочих коліс  $n_s=116$  рекомендується кількість потоків  $k=2$ , кількість розрахункових перерізів (ліній струму)  $n=3$ .

Обрис ліній току знаходимо методом послідовних наближень із положення рівно швидкісного потоку, який відповідає постійності меридіанної швидкості  $V_m$  вздовж даної нормалі.

Витрата через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі,  $m^3/c$ :

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k, \quad (3.41)$$

де  $l$  – довжина відрізка нормалі між сусідніми лініями, м;

$r_{ц.т.}$  – відстань ваги відрізка  $l$  до вісі робочого колеса, м.

Виходячи з того, що швидкість  $V_m$  вздовж нормалі постійна, то вищезгаданий вираз приймає вигляд:

$$r_{у.м.} \cdot l = const$$

Тут:

$$\delta(r_{у.м.} \cdot l) = r_{у.м.} \cdot l - (r_{у.м.} \cdot l)_{cp},$$

$$(r_{у.м.} \cdot l)_{cp} = \frac{\Sigma r_{у.м.}}{K},$$

$$\delta l = \frac{\delta(r_{у.м.} \cdot l)}{r_{у.м.}}. \quad (3.42)$$

За значеннями  $\delta l$  вносимо корективи в лінії струму і нормалі. Корегування закінчуємо, якщо відхилення  $\delta l/l \leq 0,05$  (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 - Розрахунки до рівно швидкісного потоку

Линия тока	$r_{ум}$ , мм	$l$ , мм	$r_{ум} \times l$ , мм <sup>2</sup>	$d(r_{ум} l)$	$d l \times l$	$V_m$ , м/с
1	2	3	4	6	7	8
Нормаль №1						
<i>a</i>	90.38	23.25	2101.335	-3.6003	-0.00171	3.25
<i>b</i>	61.92	33.82	2094.134	3.6003	0.001719	3.26
<i>c</i>						
Нормаль №2						
<i>a</i>	94.04	22.22	2089.569	-13.5584	-0.00649	3.27
<i>b</i>	72.24	28.55	2062.452	13.5584	0.006574	3.31
<i>c</i>						

Продовження таблиці 3.2 - Розрахунки до рівно швидкісного потоку

Линия тока	$r_{ум}$ , мм	$l$ , мм	$r_{ум} \times l$ , мм <sup>2</sup>	$d(r_{ум} l)$	$d l \times l$	$V_m$ , м/с
1	2	3	4	6	7	8
Нормаль №3						
<i>a</i>	101.09	20.2	2042.018	-17.302	-0.00847	3.35
<i>b</i>	87.66	22.9	2007.414	17.302	0.008619	3.4
<i>c</i>						
Нормаль №4						
<i>a</i>	110.11	17.89	1969.868	-9.26545	-0.0047	3.47
<i>b</i>	103.3	18.89	1951.337	9.26545	0.004748	3.5
<i>c</i>						
Нормаль №5						
<i>a</i>	120.28	16.04	1929.291	6.45005	0.003343	3.54
<i>b</i>	117.07	16.59	1942.191	-6.45005	-0.00332	3.52
<i>c</i>						
Нормаль №6						
<i>a</i>	129.73	14.88	1930.382	-8.7984	-0.00456	3.54
<i>b</i>	127.86	14.96	1912.786	8.7984	0.0046	3.57
<i>c</i>						
Нормаль №7						
<i>a</i>	146.76	12.97	1903.477	-4.7738	-0.00251	3.59
<i>b</i>	145.24	13.04	1893.93	4.7738	0.002521	3.61
<i>c</i>						
Нормаль №8						
<i>a</i>	165	11	1815	0	0	3.77
<i>b</i>	165	11	1815	0	0	3.77
<i>c</i>						



Побудова ліній струму показана на рис. 3.4.

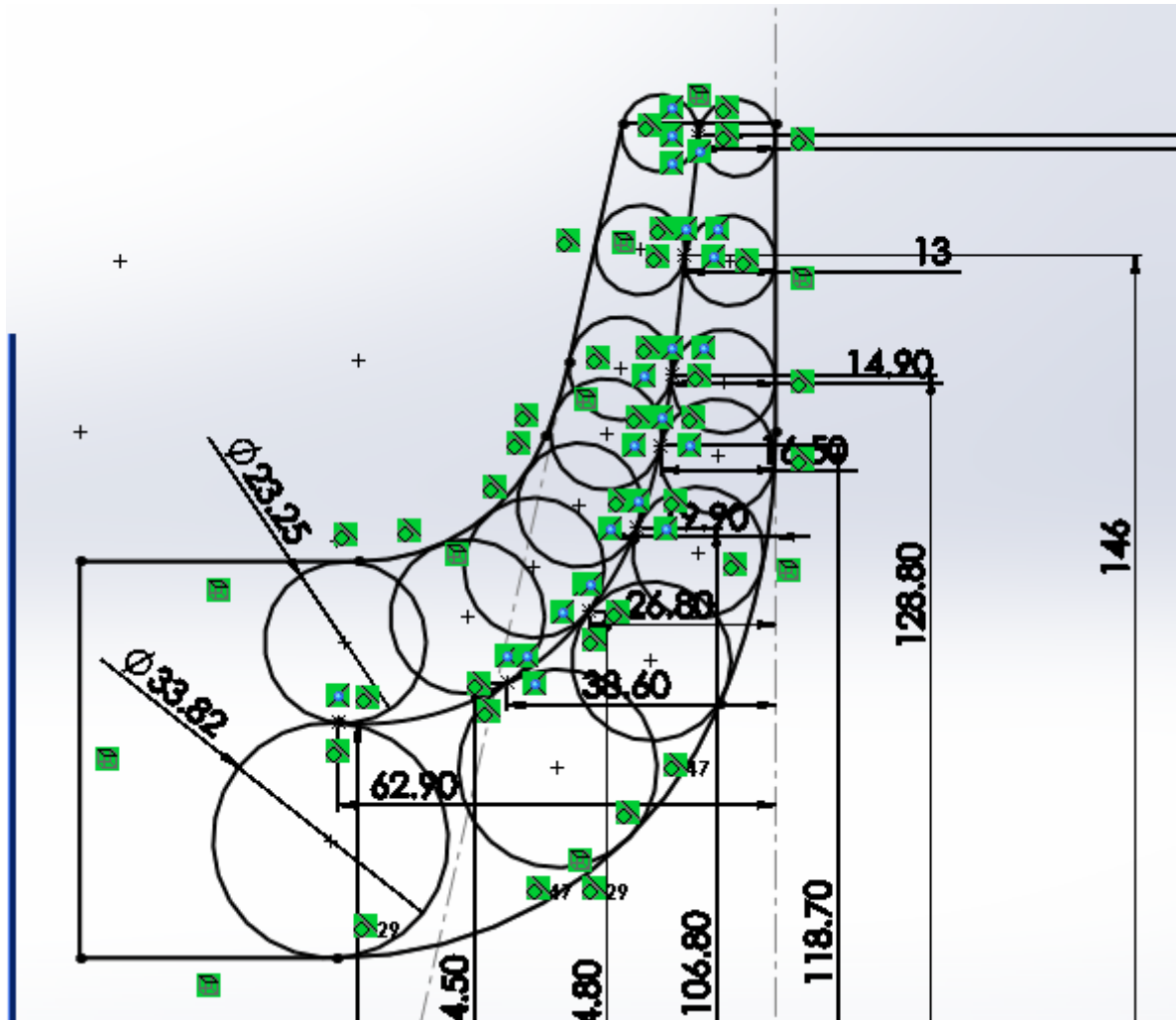


Рисунок 3.4 – Побудова ліній струму

### 3.4 Профілювання лопаті

Профілювання лопаті проводимо методом конформного відображення поверхні струму на розгортку поверхню циліндра обертання. При конформному відображенні кути лопаті зображують без спотворення, а відповідні лінійні розміри – пропорційні.

Для побудови координатної сітки на розгортці задаємося кутом  $\Delta\varphi=10^\circ$  між меридіанними перерізами уявного циліндра, радіус якого приймаємо рівним[7]:  $R_{к.ц.}=150$  мм.

Геометричні розміри комірки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \quad (3.43)$$

де  $c=10$  – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta\varphi}{180^\circ} \quad (3.44)$$

Тоді:

$$\Delta L = \frac{15}{10} = 15 \text{ мм};$$

$$\Delta S = \frac{3,14 \cdot 150 \cdot 10}{180^\circ} = 26,18 \text{ мм}$$

Лінійний крок лопаті на розгортці циліндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{к.ц.}}{z}; \quad (3.45)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{6} = 157 \text{ мм}$$

$$t^{\circ} = \frac{360^{\circ}}{6} = 60^{\circ}$$

Кут охопту лопаті  $\theta$  приймають в залежності від  $n_s$ , а також умови  $\theta \geq 1,5t^{\circ}$ , яка в нашому випадку має вигляд  $\theta \geq 90^{\circ}$ . Орієнтовно на  $n_s=116$ , приймаємо  $\theta=120^{\circ}$ .

Для побудови конформного відображення координатної сітки на поверхні струму. розбиваємо всі розрахункові лінії струму по умовам конформності (рис. 3.5):

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ц.}}{C} = 0,1r_{cp}, \quad (3.46)$$

де  $r_{cpi}$  – відстань від вісі РК до середини відрізка  $\Delta l_i$  на лінії струму.

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{c} = 0,1r_{cpi} \quad (3.47)$$

Для прийнятого положення вхідної кромки визначаємо кути входу для кожного перерізу a,b,c.

Меридіанна швидкість, м/с, (розрахунки занесені до табл. 3.4):

$$V'_{1m} = \frac{Q_{p.к.}}{k \cdot 2\pi \cdot r_{ц.т.} \cdot l}, \quad (3.48)$$

де  $l$  – довжина нормалі між даною і сусідніми лініями струму, яка проведена через дану точку входу, м;

$r_{ц.т.}$  – відстань центра ваги нормалі  $l$  від вісі РК, м.

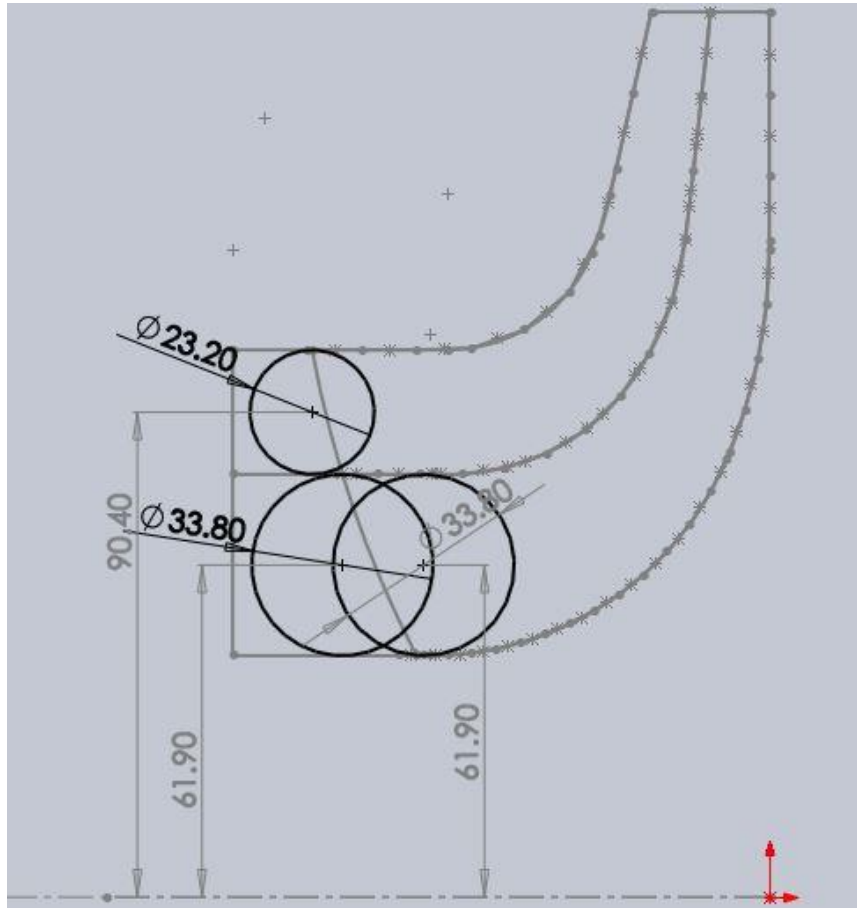


Рисунок 3.5 – Розбивка ліній току за умовою конформності

Таблиця 3.4 - Струминка:

	a	b	c
$V_{1m}$ (м/с)	3,25	8,86	8,86

Колова швидкість, (розрахунки занесені до табл. 3.5):

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{вх}} \cdot n}{60}, \quad (3.49)$$

де  $r_{\text{вх}}$  – радіус кола, на якому лежить дана точка входу, м.

Таблиця 3.5 – Колова швидкість

	a	b	c
$U_1$ (м/с)	16,01	12,37	7,08

Колова складова абсолютної швидкості на вході при осьовому вході  $V_{lu}=0$

Кут потоку,(розрахунки занесені до табл. 3.6):

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (3.50)$$

Таблиця 3.6 – кут потоку

	a	b	c
$\beta_{1n}$	11,5	35,6	51,4

Задаємося кутами лопаті  $\beta_1 > \beta_{1n}'$ :

a:  $\beta_1=15^\circ$ ;    b:  $\beta_1=40^\circ$ ;    c:  $\beta_1=57^\circ$ ;

Кут лопаті в площині перпендикулярній до дотичної до вхідної кромки в точці входу (розрахунки занесені до табл. 3.7):

$$\varphi_{1л} = \arctg [tg \beta_1 \cdot \sin \lambda], \quad (3.51)$$

де  $\lambda$  – кут між дотичними до вхідної кромки і лініями току в точці входу.

Таблиця 3.7 – Кут лопаті в площині

	a	b	c
$\varphi_{1л}$	14,77	38,74	36,7

Товщина лопаті вздовж кола  $D_{вх}$  (розрахунки занесені до табл. 3.8):

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1л}}, \quad (3.52)$$

Таблиця 3.8 – Товщина лопаті

	a	b	c
$\sigma_1$	0,0118	0,0048	0,0050

Крок лопатей (розрахунки занесені до табл. 3.9):

$$t_1 = \frac{2\pi \cdot r_{ax}}{z}, \quad (3.53)$$

Таблиця 3.9 – Крок лопатей

	a	b	c
$t_1$	0,107	0,082	0,047

Коефіцієнт стиснення потоку лопатями (розрахунки занесені до табл. 3.10):

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (3.54)$$

Таблиця 3.10 – Коефіцієнт стиснення потоку лопатями

	a	b	c
$\psi_1$	0,889	0,942	0,894

Кут потоку з урахуванням потоку (розрахунки занесені до табл. 3.11):

$$\beta_{1n} = \arctg \left[ \operatorname{tg} \beta'_{1n} \cdot \frac{1}{\psi_1} \right], \quad (3.55)$$

Таблиця 3.11 – Кут потоку з урахуванням потоку

	a	b	c
$\beta_{1n}$	12,85	37,24	54,39

Кут атаки (розрахунки занесені до табл. 3.12):

$$\Delta\beta = \beta_1 - \Delta\beta_{1n}, \quad (3.56)$$

Таблиця 3.12 – Кут атаки

	a	b	c
$\Delta\beta$	2,15	2,76	2,61

Кути атаки змінюються плавно і знаходяться в рекомендованих межах (див рис.3.6).

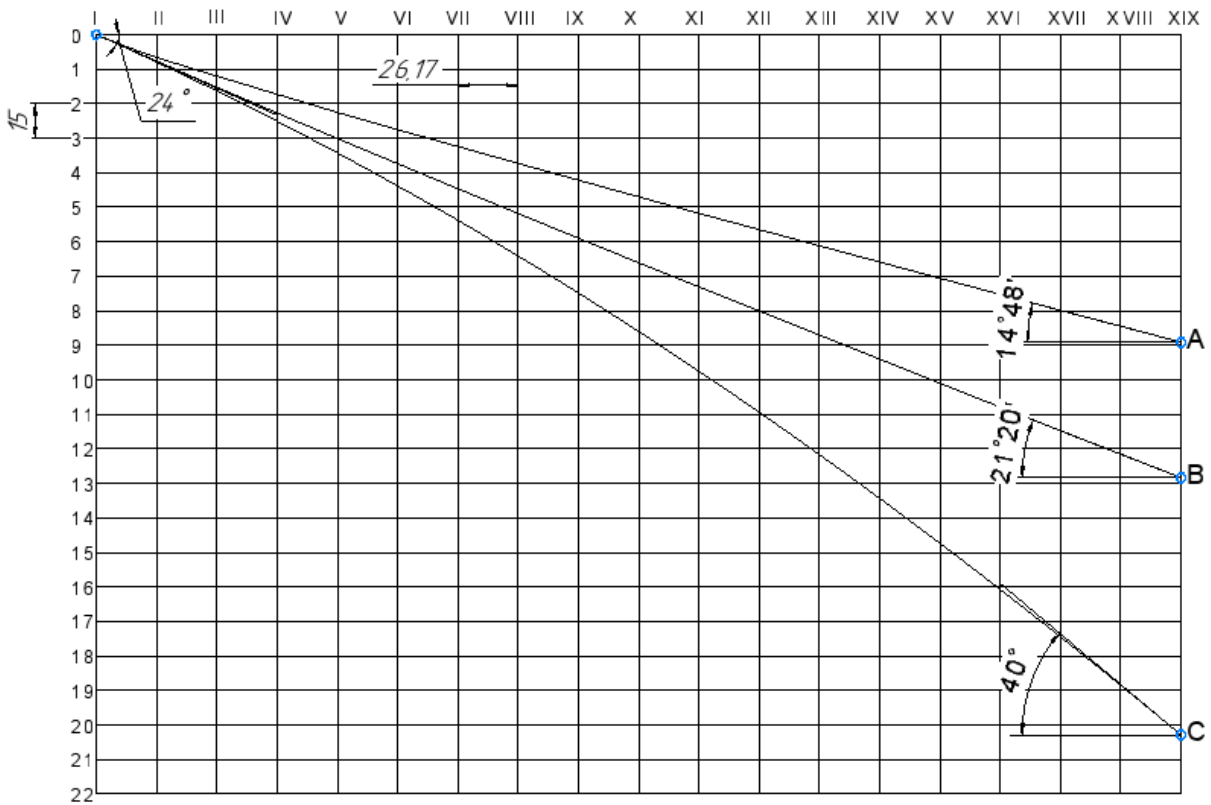


Рисунок 3.6 – Конформна діаграма

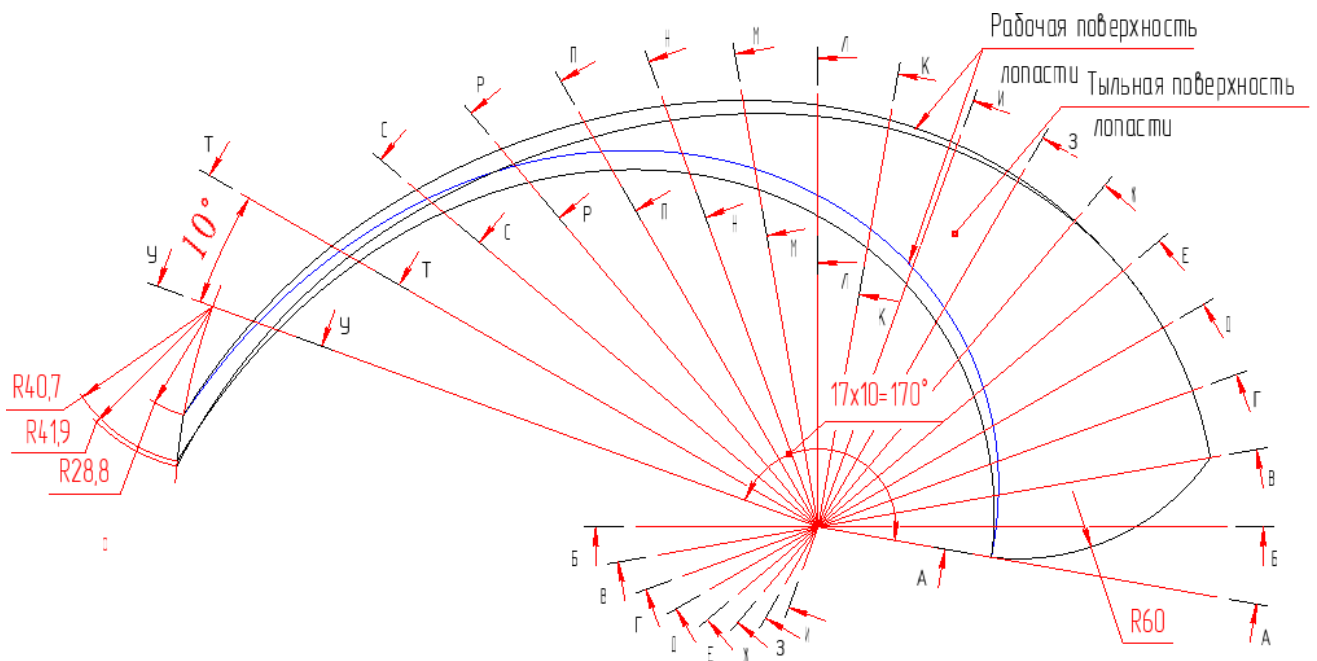


Рисунок 3.7 – Лопать в плані

#### **4 Чисельне дослідження течії в проточній частині робочого колеса**

Чисельне дослідження течії в проточній частині всмоктуючого робочого колеса проводилося за допомогою програмного продукту (ПП) ANSYS CFX 19.2 [11, 12].

В основу цього ПП закладений метод чисельного рішення фундаментальних законів гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість застосування результатів чисельного дослідження. Проведений огляд літературних джерел показав, що цей ПП цілком успішно може бути використаний для вирішення завдань насособудування, в тому числі для прогнозування кавітаційних процесів і характеристик.

Розрахунок просторової в'язкої течії за допомогою сучасних програмних продуктів широко застосовується провідними зарубіжними дослідниками для вирішення завдань насособудування [8, 9, 10].

Для найбільш точного і правильного вибору моделі турбуленції, моделі кавітації і задля уточнення правильності вибору програмного продукту було розглянуто ряд наукових робіт цього напрямку. Аналіз робіт [5, 6, 8, 9] про чисельну симуляцію з використанням моделі кавітації, дозволив зробити висновок, що ПП ANSYS CFX найкраще підходить до типу задач, що були поставлені в цій роботі, тому моделлю турбулентності була прийнята k-ε модель, а для кавітації була прийнята модель Релея-Плессета.

##### **4.1. Чисельне дослідження течії.**

Чисельне дослідження течії проводилося в два етапи.

- чисельне дослідження течії в проточній частині всмоктуючого робочого колеса з отриманням енергетичних характеристик;
- чисельне дослідження течії в проточній частині всмоктуючого робочого колеса з моделлю кавітації з отриманням кавітаційних характеристик.

Для проведення чисельного експерименту (ЧЕ) за допомогою програмного продукту SolidWorks були створені тривимірні рідкотільні моделі



варіантів робочих коліс із різними формами вхідної ділянки лопаті(рис. 4.1, 4.2).

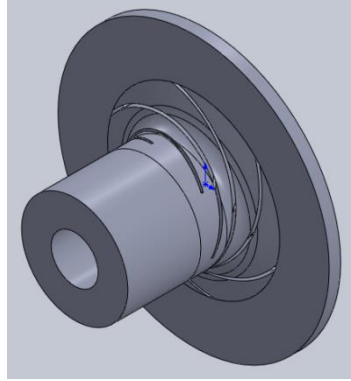


Рисунок 4.1 – Рідкотільна модель розрахункової області

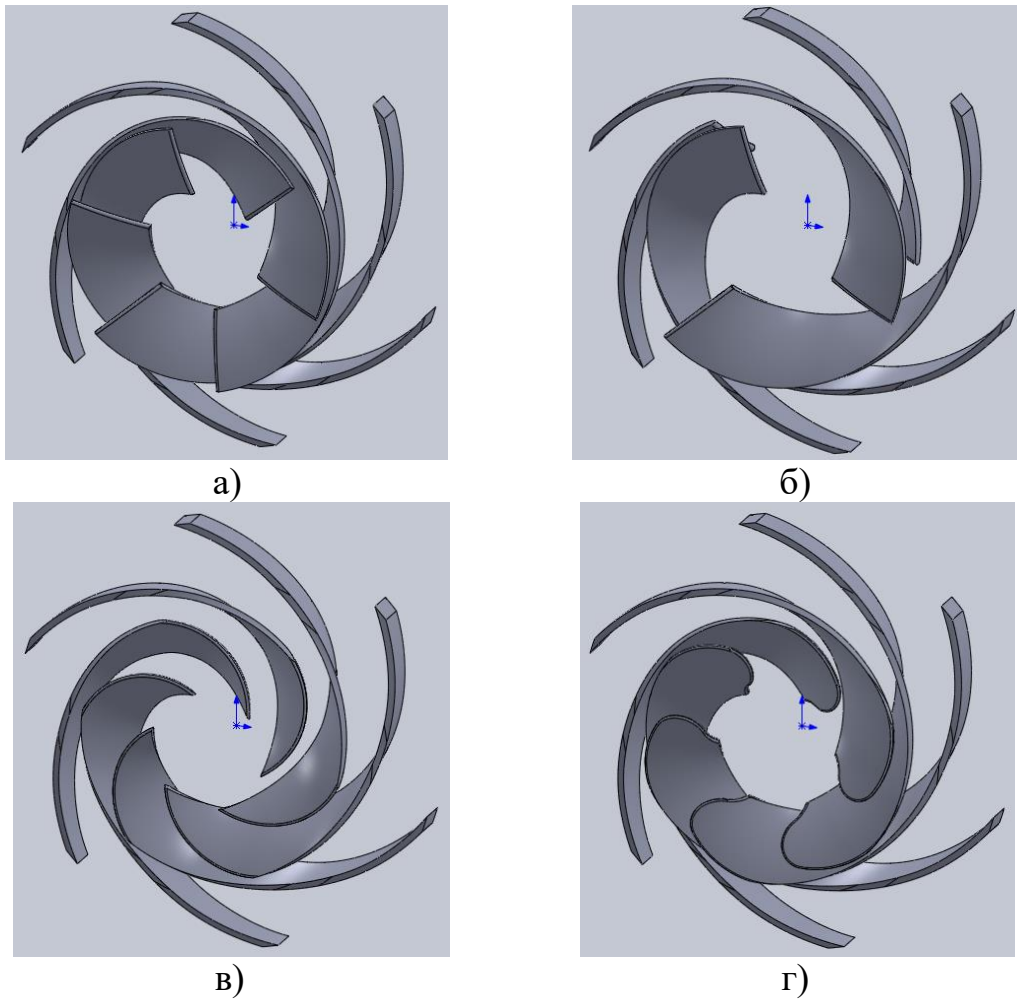


Рисунок 4.2 – Варіанти робочих коліс із різними формами вхідної ділянки лопаті (а – base, б – v01, в – v02, г – v03)

Варіанти робочих коліс що показані на рисунку 4.2, і в подальшому у роботі розшифровуються так:

Варіант «а – base» - це варіант робочого колеса першого ступеня у базовому варіанті, тобто без підрізки вхідної кромки лопаті.

Варіант «б – v01» - це варіант робочого колеса першого ступеня, в якому три довгих лопаті, без підрізки вхідної кромки, та три коротких лопаті, після підрізки вхідних кромки.

Варіант «в – v02» - це варіант робочого колеса першого ступеня, в якому була виконана підрізка вхідної кромки на кожній лопаті, лопаті після такої підрізки отримали форму, що схожа на форму шнековідцентрового колеса.

Варіант «в – v03» - це варіант робочого колеса першого ступеня, в якому була виконана підрізка вхідної кромки у вигляді серпа, завдяки чому лопать можна називати серповидною.

При створенні розрахункової області для отримання реального розподілу швидкостей у пристінковій області, на вході і виході область була додатково подовжена (рисунок 4.1).

Після створення рідкотільних моделей будувалися розрахункові сітки. Для побудови розрахункових сіток використовувався генератор сіток ICEM CFD 19.2. Генератор ICEM CFD 19.2 дозволяє створювати розрахункові сітки в області доволі складної форми, примусово регулювати густину сітки, згущуючи її в необхідних місцях (наприклад, на вхідних і вихідних кромках лопаток) і укрупнюючи її там, де не потрібно занадто густу сітку. Це дозволяє економити ресурси ЕОМ і отримати достатню густину сітки в досліджуваній частині розрахункової області. Розрахункова сітка складається із геометричних елементів – тетраедрів. Для моделювання течії в граничному шарі, в пристінкових областях розбивалися призматичні шари. Це дозволяє виконати згущення вузлів поблизу твердих стінок.

Види розрахункових сіток, що використовувалися під час чисельного дослідження, наведені на рисунку 4.3. Основні параметри розрахункових сіток наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Найменування параметра	Варіанти сіток			
	base	v01	v02	v03
Глобальний розмір тетраедра, мм	10	10	10	10
Діапазон розмірів тетраедрів, мм	1-6	1-6	1-6	1-6
Висота першої комірки в призматичному шарі, мм	0,02	0,02	0,02	0,02
Кількість призматичних шарів, шт.	9	9	9	9
Кількість елементів, шт.	1,7 млн.	1,6 млн.	1,8 млн.	1,9 млн.
Кількість вузлів, шт.	0,6 млн.	0,56 млн.	0,64 млн.	0,66 млн.

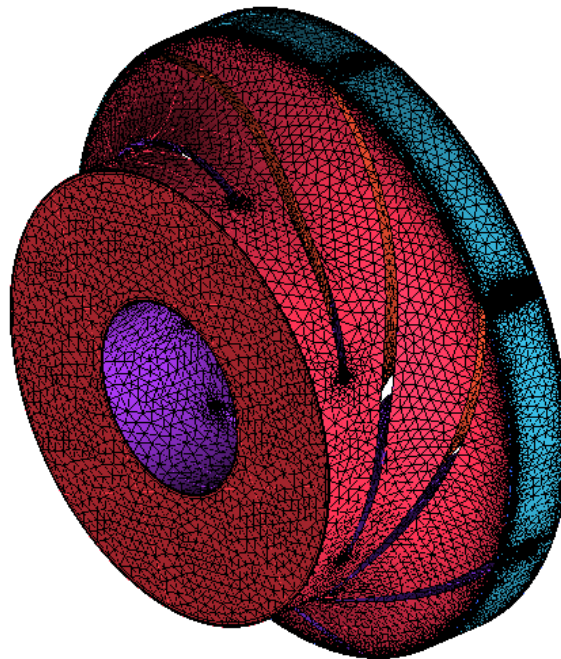


Рисунок 4.3 – Топологія розрахункової сітки для області робочого колеса

Після генерації сітки в Пре-процесорі створювалася розрахункова область (PO). Приклад розрахункової області наведений на рисунку 4.4.

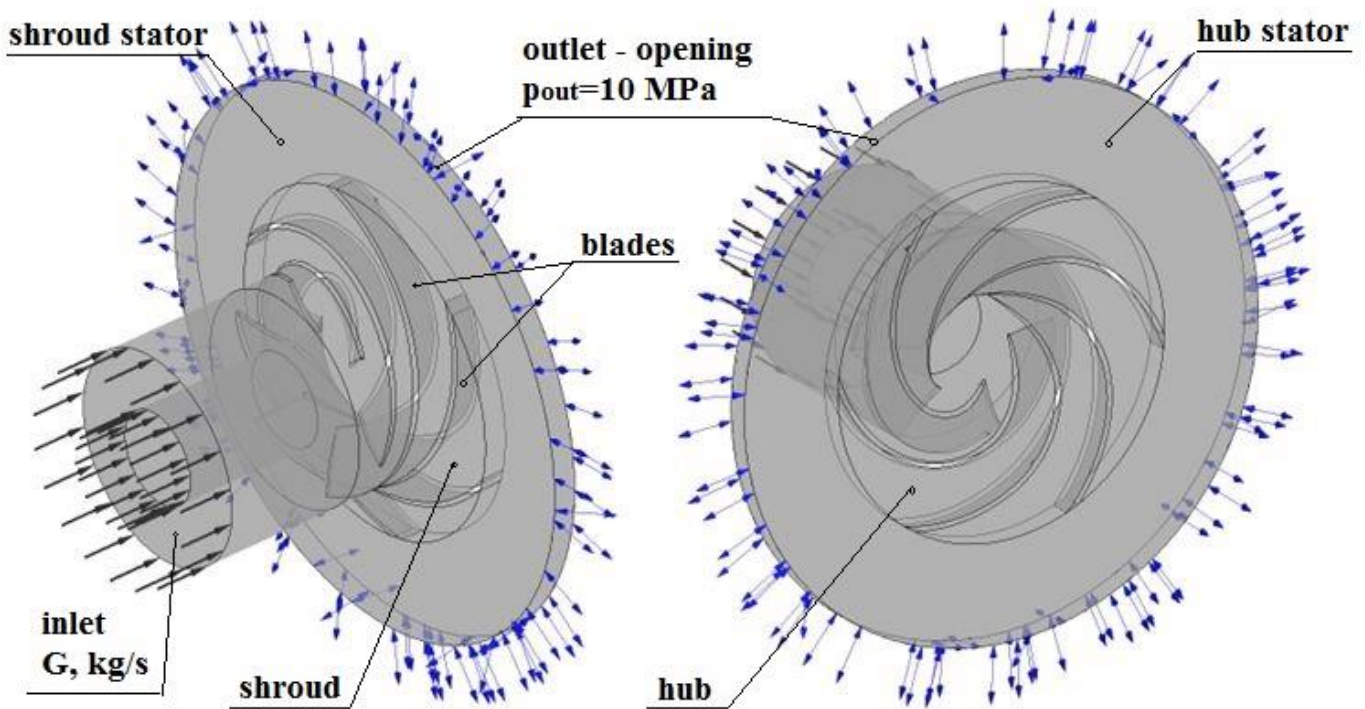


Рисунок 4.4 – Розрахункова область для моделювання течії в проточній частині робочого колеса

При моделюванні однофазної течії у безкавітаційному режимі в кожному випадку в якості граничної умови на вході в розрахункову область задавалася масова витрата ( $G$ ), яка визначалась за формулою:

$$G = \rho \cdot Q, \quad (4.1)$$

де  $\rho$  - густина рідини, що перекачується,  $\text{кг/м}^3$ ;  
 $Q$  - витрата через робоче колесо,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

В якості граничної умови на виході з PO при моделюванні однофазного середовища у безкавітаційному режимі задавалася величина статичного тиску, яка дорівнює  $p_{\text{out}} = 10 \text{ атм}$ . Оскільки передбачалася наявність зворотних течій на виході з PO, то тип граничної умови був заданий як "opening".

Для усіх твердих стінок РО було задано умову рівності нулю швидкості (умова "прилипання"). Стінки були прийняті шорсткими, середнє арифметичне відхилення профілю (Ra) складало 6,3 мкм.

Розрахунок течії виконувався шляхом чисельного рішення системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища, - рівнянь Нав'є-Стокса і рівняння нерозривності. Моделювання турбулентних течій виконувалося з використанням рівнянь Рейнольдса, для замикання яких в цьому ПП використовується ряд моделей турбулентності [10, 11, 12].

Розрахунок течії проводився в стаціонарній постановці. Робоче середовище (вода за нормальних умов) вважалось нестискуваним, режим течії - турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалася стандартна k-ε модель турбулентності.

При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, що описують перенесення відповідно кінетичній енергії турбулентності k і швидкості дисипації ε.

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

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

де  $P_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}$  - член, що виражає генерацію енергії k:

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

Параметри ε та μ<sub>t</sub> визначаються наступним чином:

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

Константи k - ε моделі, згідно роботі [10]: C<sub>μ</sub> = 0.09, C<sub>ε1</sub> = 1.44, C<sub>ε2</sub> = 1.92, σ<sub>k</sub> = 1.0, σ<sub>ε</sub> = 1.3.

Також виконувалося чисельне моделювання процесу кавітації в проточній частині відцентрового робочого колеса. Розрахунок течії проводився в стаціонарній постановці з включенням моделі кавітації. Робоче середовище – двофазне – вода і водяна пара при 25°C, режим течії – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалася стандартна  $k-\epsilon$  модель турбулентності.

Процес кавітації характеризується числом кавітації, що визначається як:

$$Ca = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (4.4)$$

де  $p$  є тиском потоку (напр., тиск на вході),  $p_v$  тиск пароутворення, а знаменник представляє собою динамічний тиск. Ясно, що кавітаційний ефект збільшується при зменшенні числа кавітації.

Кавітація розглядається окремо від фазо-температурного переходу, так як кавітаційний процес відбувається, як правило, дуже швидко для того, щоб прийняте допущення о тепловій рівновазі, було вірним. В простішій моделі кавітації масопереніс визначається чисто механічною взаємодією, а саме різницею тиску на границі рідина-пар, а не термічною взаємодією. В теперішній час досліді спрямовані на моделі, які враховують обидва ефекти.

В ANSYS CFX, модель Релея-Плессета реалізована в багатофазних рамках, як модель міжфазного масопереносу. Для кавітуючих потоків, зазвичай використовується однорідна багатофазна модель.

Рівняння Релея-Плессета є базою для рівняння визначаючого швидкість утворення пару і конденсату. Рівняння Релея-Плессета, що описує ріст газових бульбашок в рідині визначається як:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left( \frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (4.5)$$

де  $R_B$  - радіус бульбашки;

$p_v$  - тиск в бульбашці;

$p$  - тиск в рідині, навколо пузиря;

$\rho_f$  - щільність рідини;

$\sigma$  - коефіцієнт поверхневого натягу між рідиною і паром.

При розрахунку характеристики кавітації для всіх варіантів розрахунків приймалися:

частота обертання ротора насоса	$n = 1480$ об/хв;
густина рідини, що перекачується	$\rho = 997$ кг/м <sup>3</sup> ;
тиск насиченої пари води при $t = 25^\circ\text{C}$	$p_v = 3196$ Па;
барометричний тиск	$p_g = 101325$ Па.

Часткові кавітаційні характеристики отримувалися в результаті розрахунків для не менше ніж 8 режимів, починаючи з тиску на вході, що виключає виникнення кавітації. Кожен подальший розрахунок виконувався з пониженням тиску на вході. Як початкові наближення для першої точки використовувалися дані розрахунку для найближчого режиму в стаціонарній постановці без моделі кавітації. Як початкові наближення для кожної подальшої точки використовувалися результати розрахунку в попередній точці.

## 5 Аналіз результатів дослідження

### 5.1. Аналіз і порівняння енергетичних характеристик варіантів робочих коліс.

В результаті чисельного дослідження були отримані величини швидкостей і тисків в кожному вузлі розрахункової сітки. За допомогою функцій осереднення визначались інтегральні параметри: витрата, напір, потужність і ККД робочого колеса. Контрольні перерізи, в яких проводилося осереднення тисків і швидкостей показані на рисунку 5.1.

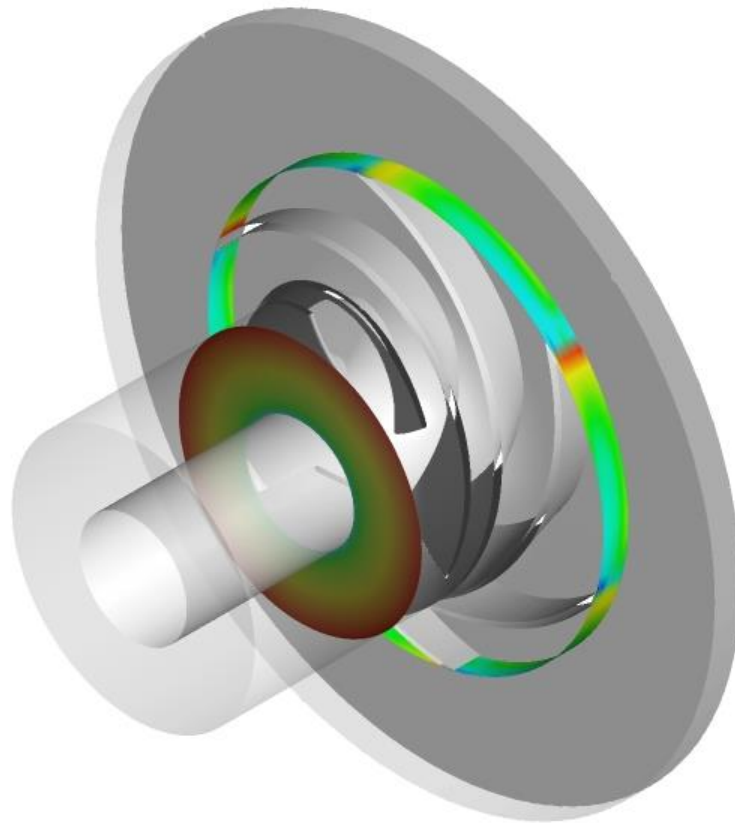


Рисунок 5.1 – Контрольні перерізи на вході і виході з робочого колеса

На рисунку 5.2 наведені порівняльні характеристики робочих коліс із різними варіантами вхідних ділянок лопатей.



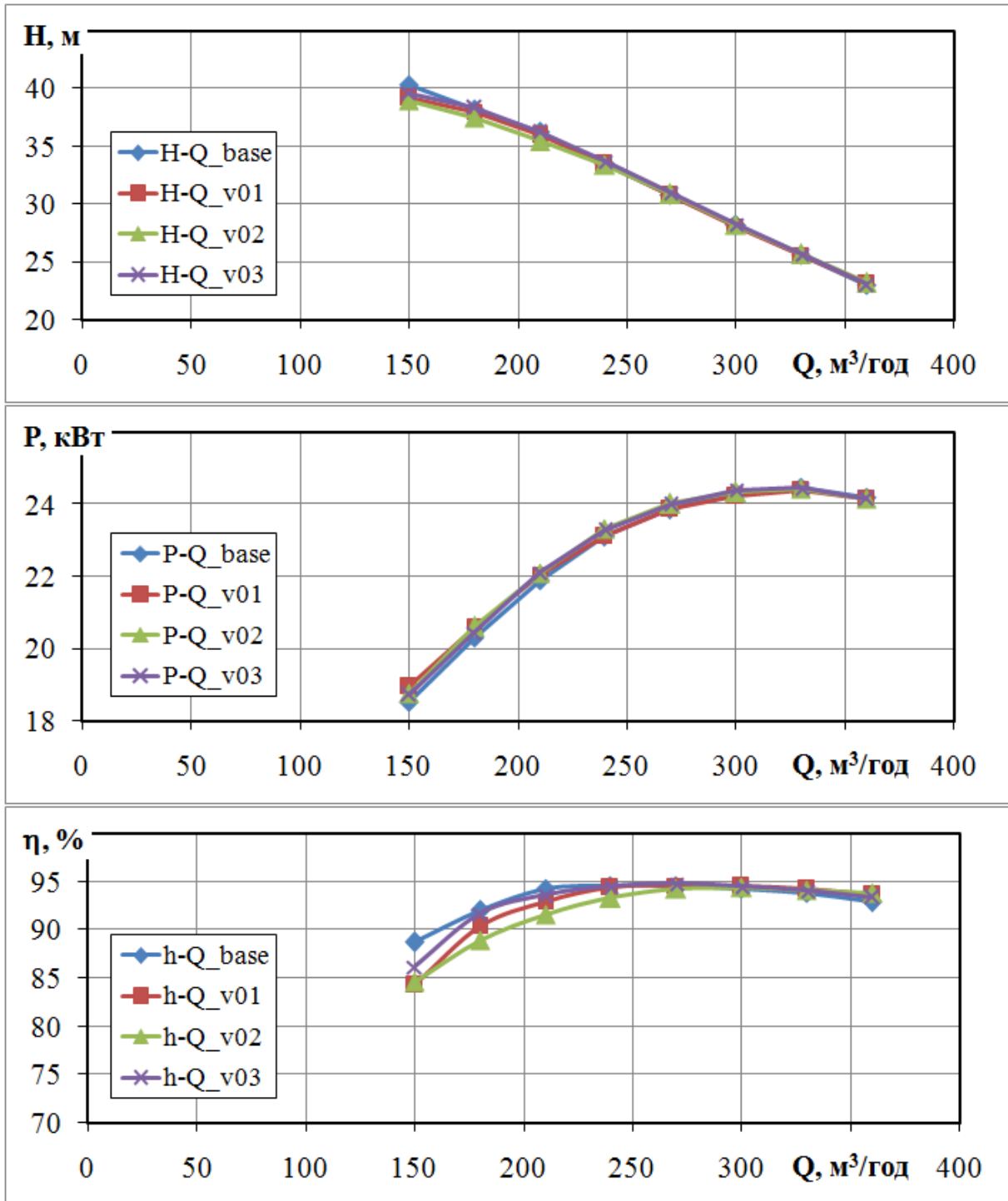


Рисунок 5.2 – Порівняльні характеристики робочих коліс

Слід зазначити, що зміна форми входної ділянки лопаті не впливає на характеристику робочого колеса в робочому діапазоні подач – характеристики практично збігаються. Відмінність характеристик з'являється при зменшенні подачі від режиму  $0,7Q_{\text{опт}}$ .

Для отримання епюр швидкостей у Пост-процесорі були побудовані поверхні на вході в робоче колесо для аналізу розподілу швидкостей (рисунок 5.3).

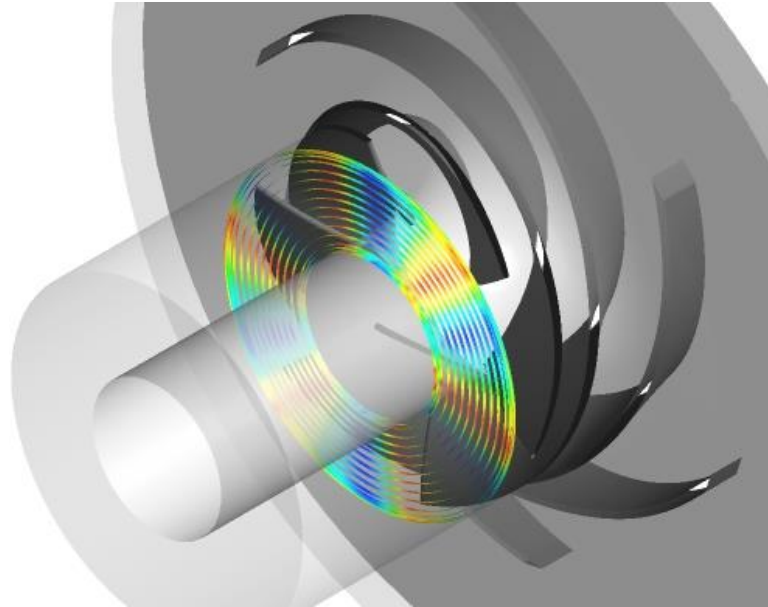


Рисунок 5.3 - Поверхні на вході в робоче колесо

На рисунку 5.4 показані епюри меридіанної і колової складових швидкостей на вході в робоче колесо. Епюри побудовані для трьох режимів роботи робочого колеса  $0,50Q$ ,  $1,00Q$  та  $1,20Q$  для всіх досліджуваних варіантів робочих коліс.

Аналізуючи отримані епюри швидкостей можна зазначити наступне:

- Для режиму роботи  $0,50Q$  для всіх варіантів робочих коліс маємо від'ємні значення меридіанної складової швидкості. Це говорить про те, що для даного режиму площа вхідної воронки робочого колеса є перевищеною і можемо спостерігати на вході у колеса явище рециркуляції потоку на вході. Цим також можна обґрунтувати нерівномірність розподілу по радіусу колової складової швидкості.
- Для режимів роботи  $1,00Q$  і  $1,20Q$  маємо більш-менш рівномірний розподіл по радіусу як меридіанної так і колової складової швидкості.

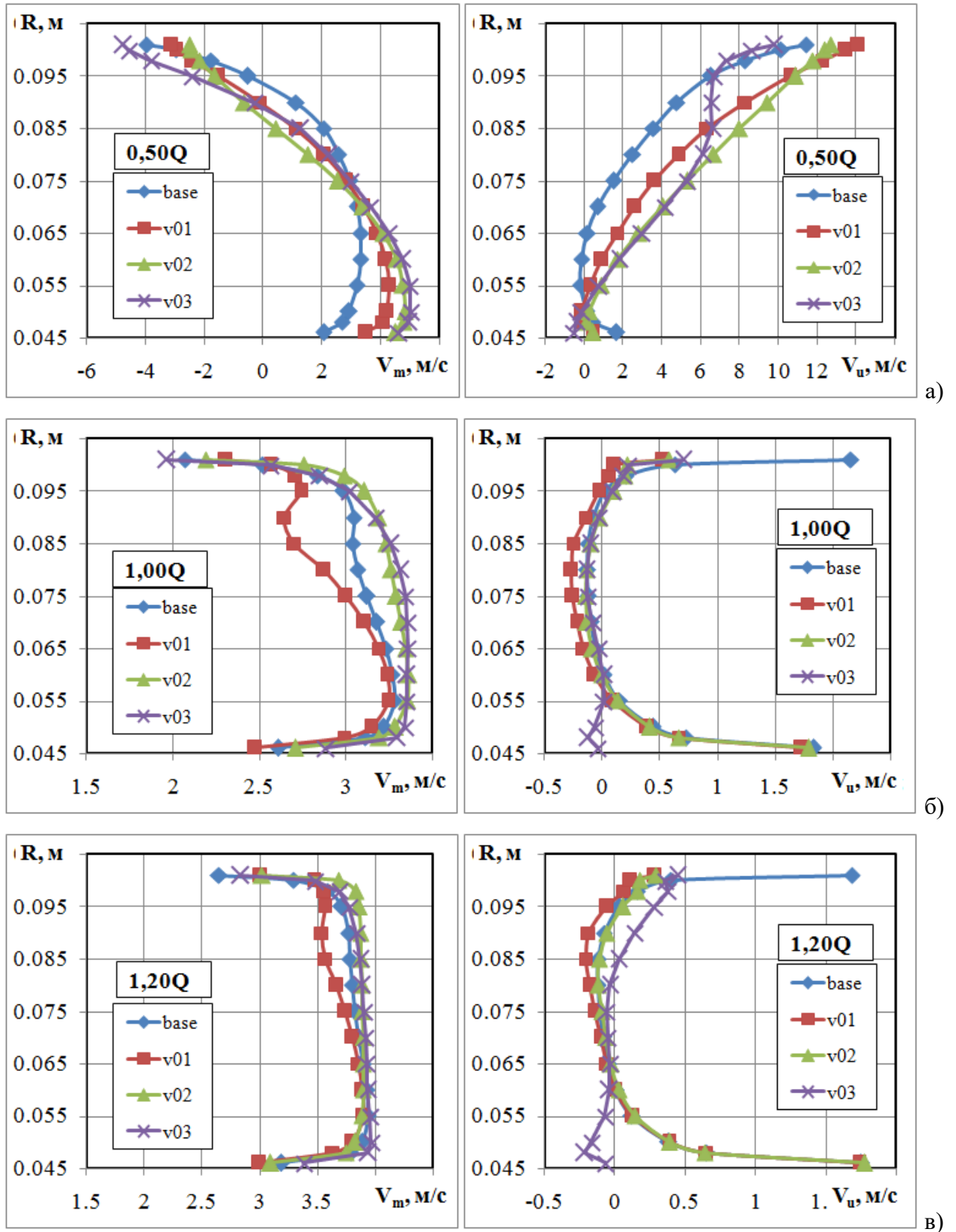


Рисунок 5.4 – Графік розподілу меридіанної складової швидкості ( $V_m$ ) і колової складової швидкості ( $V_u$ )

Розглядаючи розподіл контурів величин статичного тиску на лопатях відцентрового колеса (рисунок 5.5), можна відмітити наявність зон зі зниженим тиском. Це зони найбільш вірогідної появи кавітаційних каверн. Як видно з рисунку 5.5, ці зони розташовані на вхідних ділянках лопатей.

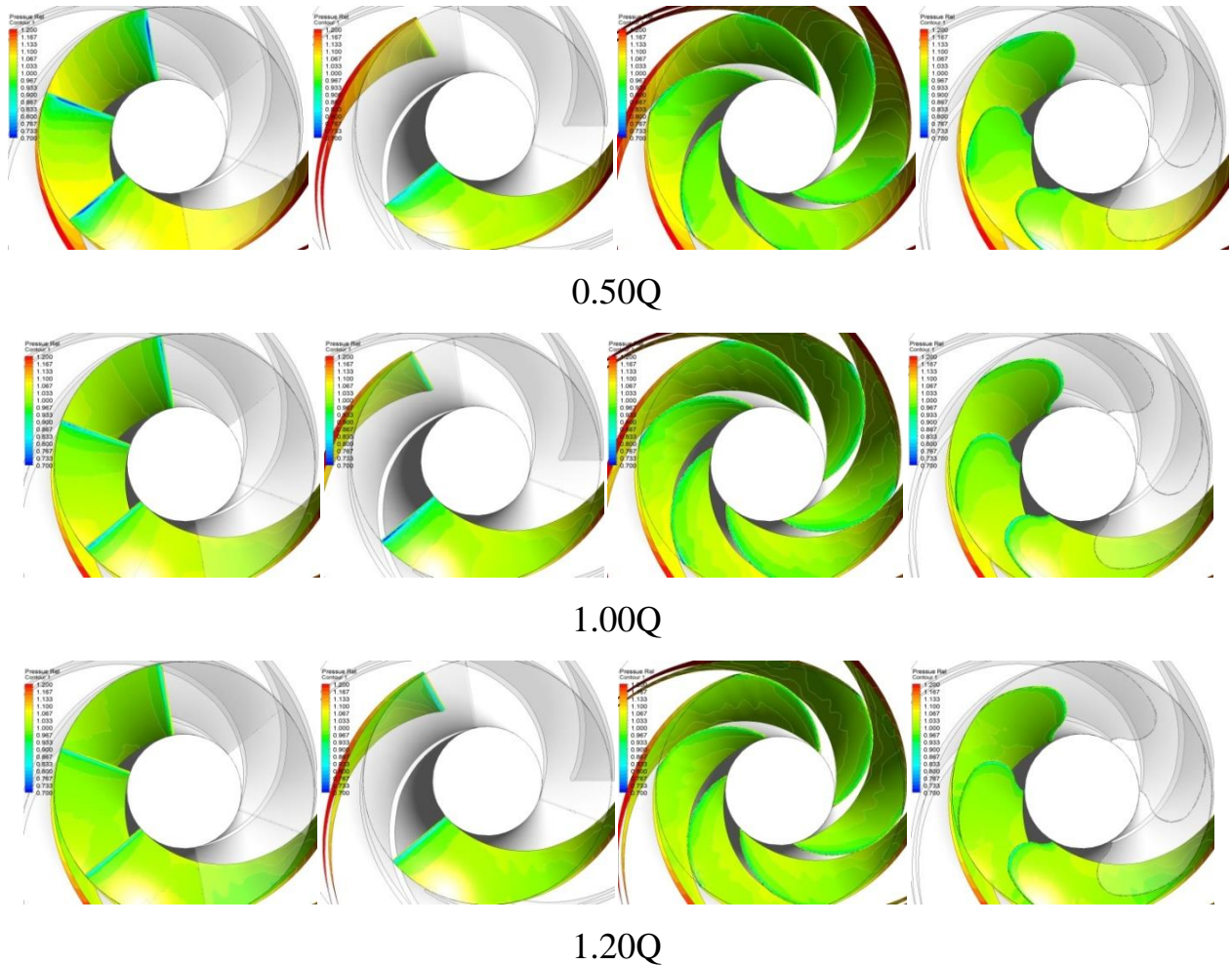


Рисунок 5.5 – Розподіл контурів тиску на лопатях відцентрового колеса

В результаті розрахунку з моделлю кавітації були отримані часткові кавітаційні характеристики. Нижче, на рисунках 5.6, 5.7, 5.8 та 5.9 представлені часткові кавітаційні характеристики для досліджуваних варіантів робочих коліс. Характеристики були отримані для режимів подач 0.50Q, 1.00Q та 1.20Q.

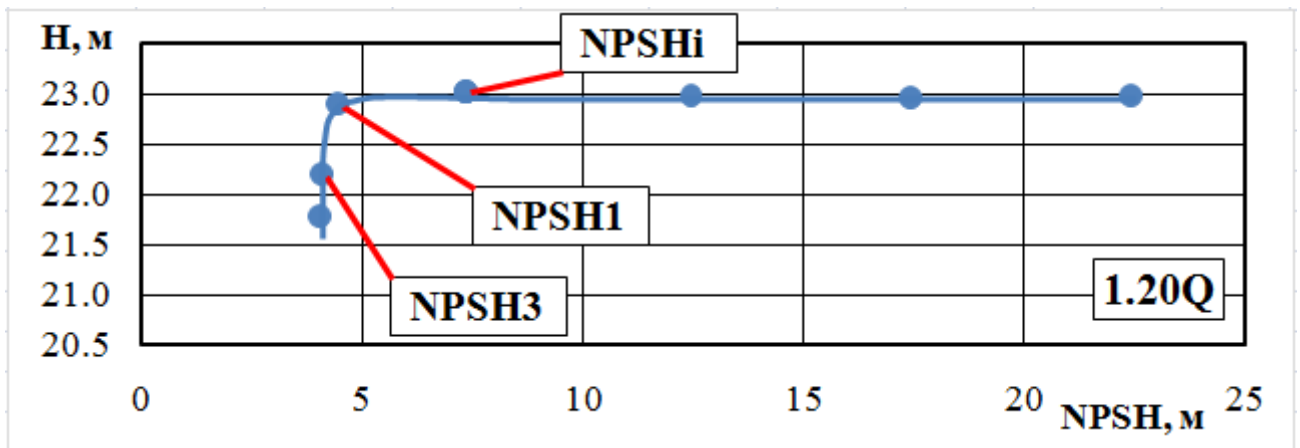
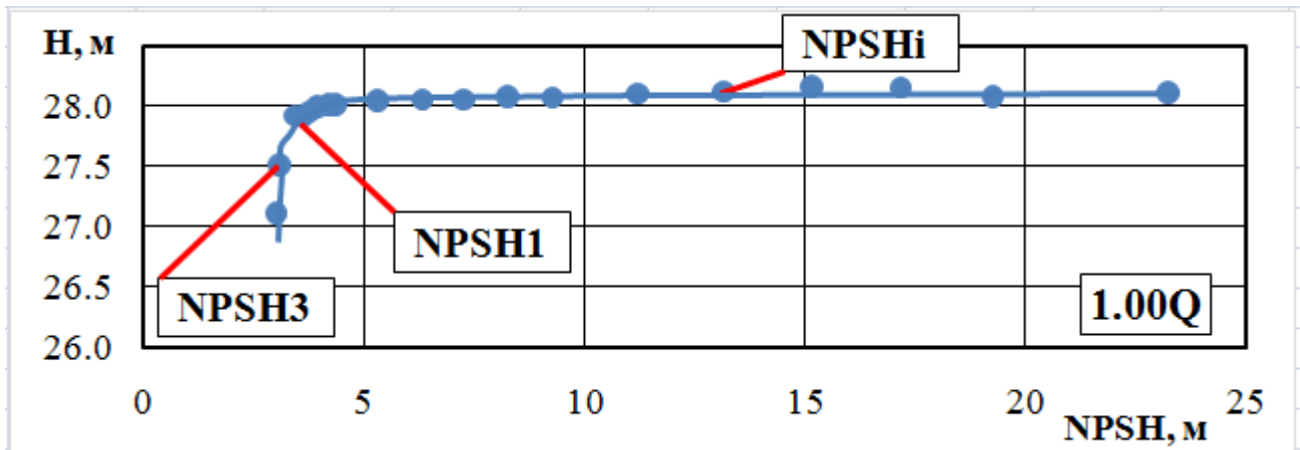
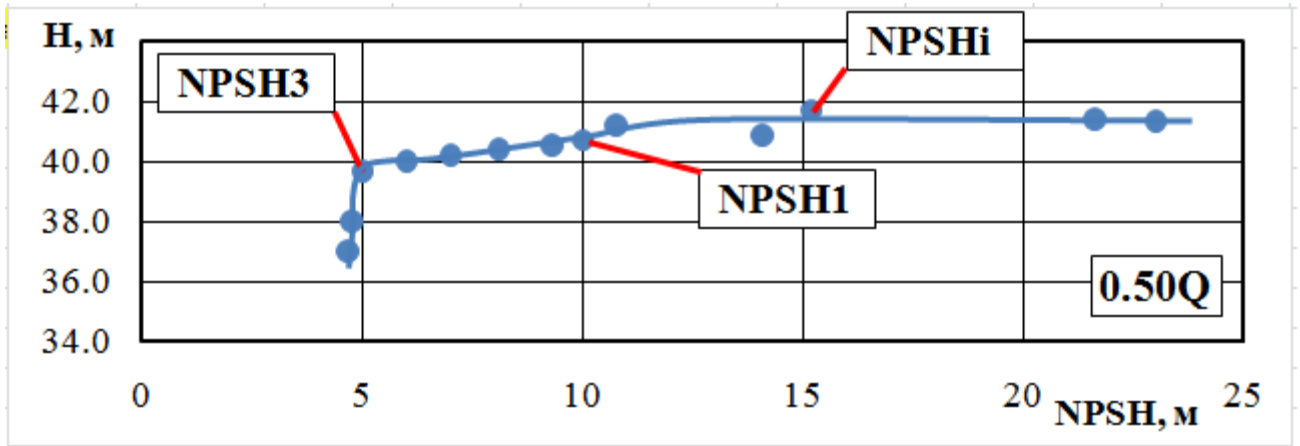


Рисунок 5.6 – Часткові кавітаційні характеристики для базового варіанта робочого колеса

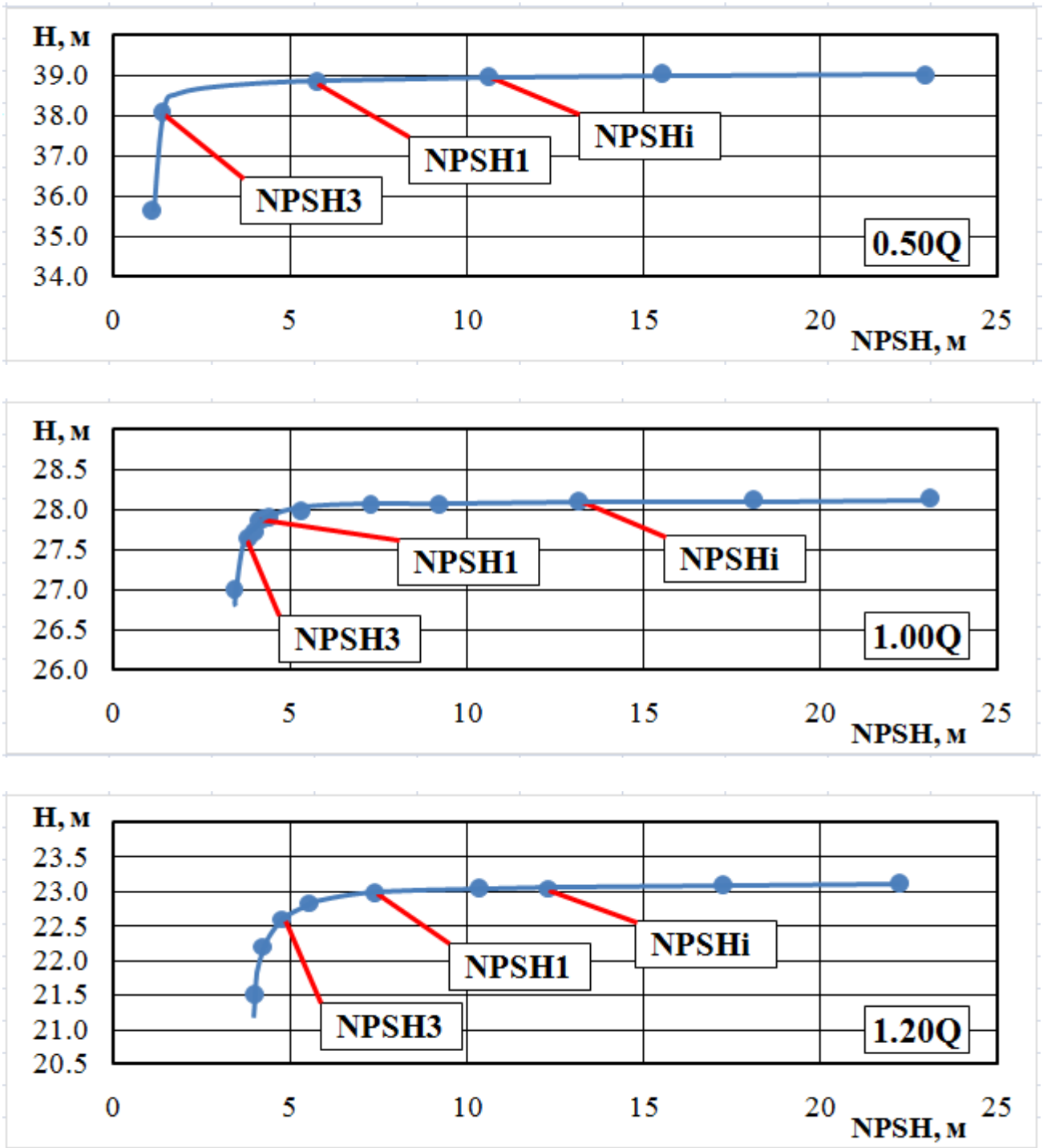


Рисунок 5.7 – Часткові кавітаційні характеристики для варіанта робочого колеса v01

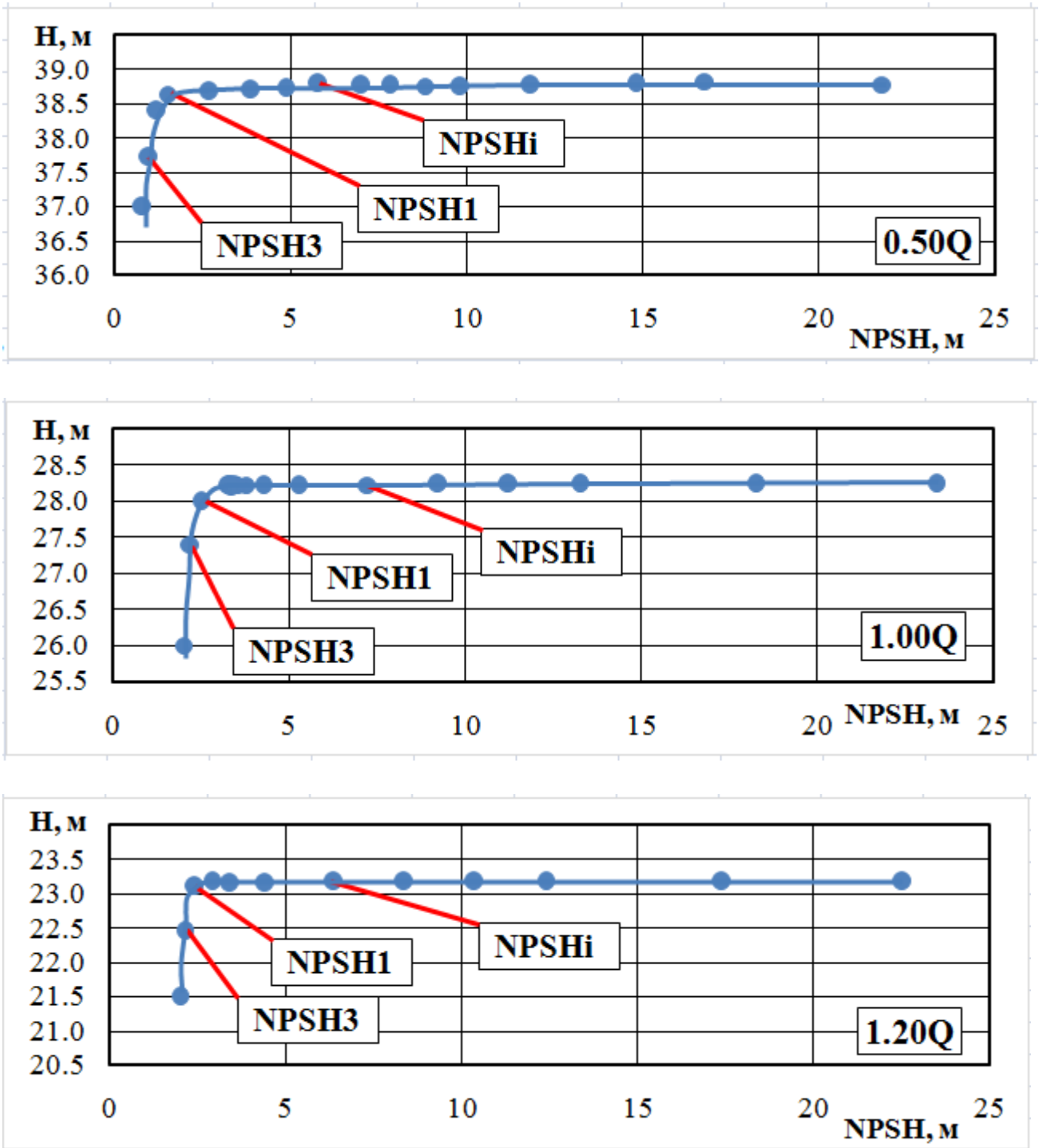


Рисунок 5.8 – Часткові кавітаційні характеристики для варіанта робочого колеса v02

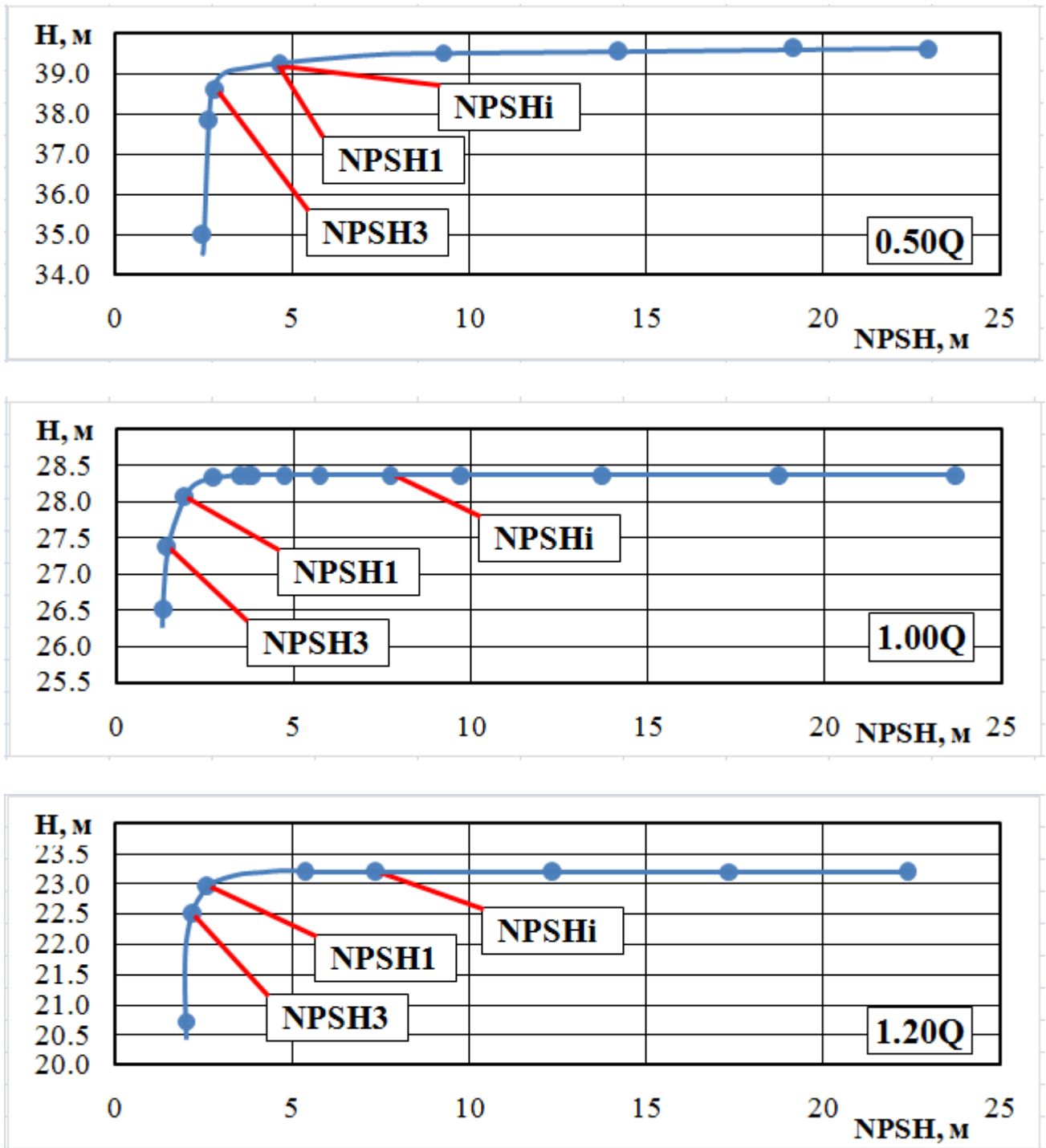


Рисунок 5.9 – Часткові кавітаційні характеристики для варіанта робочого колеса v03

На отриманих часткових кавітаційних характеристиках були визначені величини кавітаційних запасів, які відповідають трьом критеріям:

- кавітаційний запас появи кавітації ( $NPSH_i$ );
- кавітаційний запас, при якому напір колеса падає на 1% ( $NPSH_1$ );



– кавітаційний запас, при якому напір колеса падає на 3% (NPSH3).

Сукупність цих величин наведена в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Режим роботи	Q	NPSHi	NPSH1	NPSH3	Скр	NSS
	м <sup>3</sup> /Год	м	м	м		
base impeller						
0.5	150	15.18	8.09	6	449	4129
1	300	13.19	3.48	3.1	1042	9583
1.2	360	7.37	4.47	4.11	924	8496
impeller v01						
0.5	150	10.65	5.77	1.36	1366	12571
1	300	13.19	4.08	3.83	889	8178
1.2	360	12.33	7.42	4.78	825	7587
impeller v02						
0.5	150	5.78	1.49	0.97	1761	16197
1	300	7.25	2.5	2.2	1347	12394
1.2	360	6.39	2.43	2.13	1512	13910
impeller v03						
0.5	150	4.63	4.63	2.84	787	7236
1	300	7.72	1.92	1.44	1851	17032
1.2	360	7.37	2.62	2	1585	14583

В графічному вигляді результати аналізу отриманих залежностей кавітаційного запасу початку появи кавітації та кавітаційного запасу, потрібного для 3% падіння напору від подачі наведені на рисунках 5.10 та 5.11 відповідно.

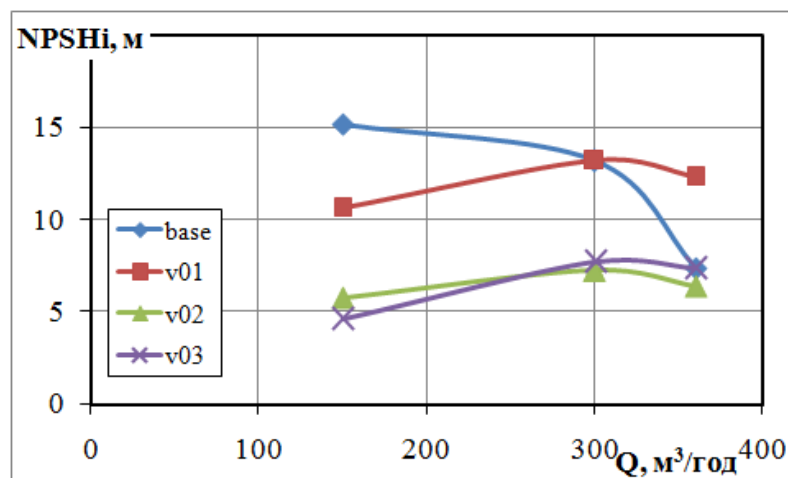


Рисунок 5.10 – Залежність кавітаційного запасу появи кавітації від подачі

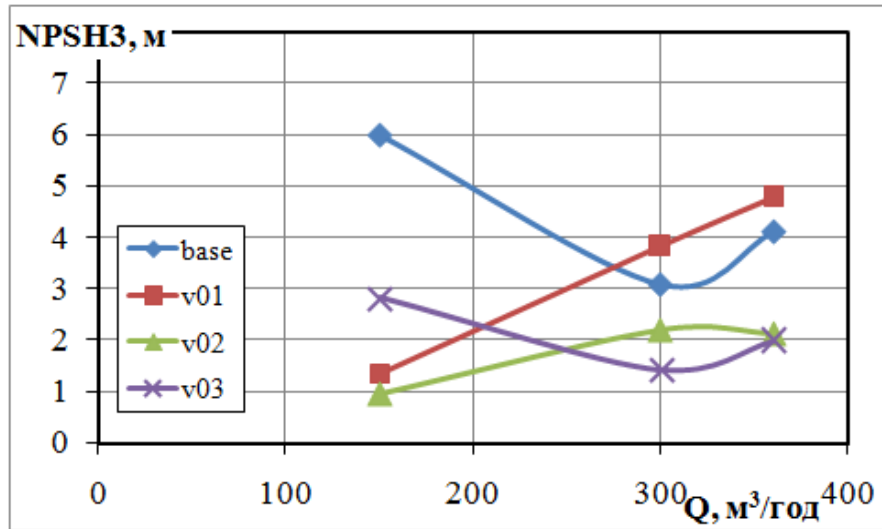


Рисунок 5.11 – Залежність кавітаційного запасу, потрібного для 3% падіння напору від подачі

На рисунку 5.12 наведені залежності кавітаційних запасів  $NPSH_i$  та  $NPSH_3$  для кожного з варіантів робочих коліс.

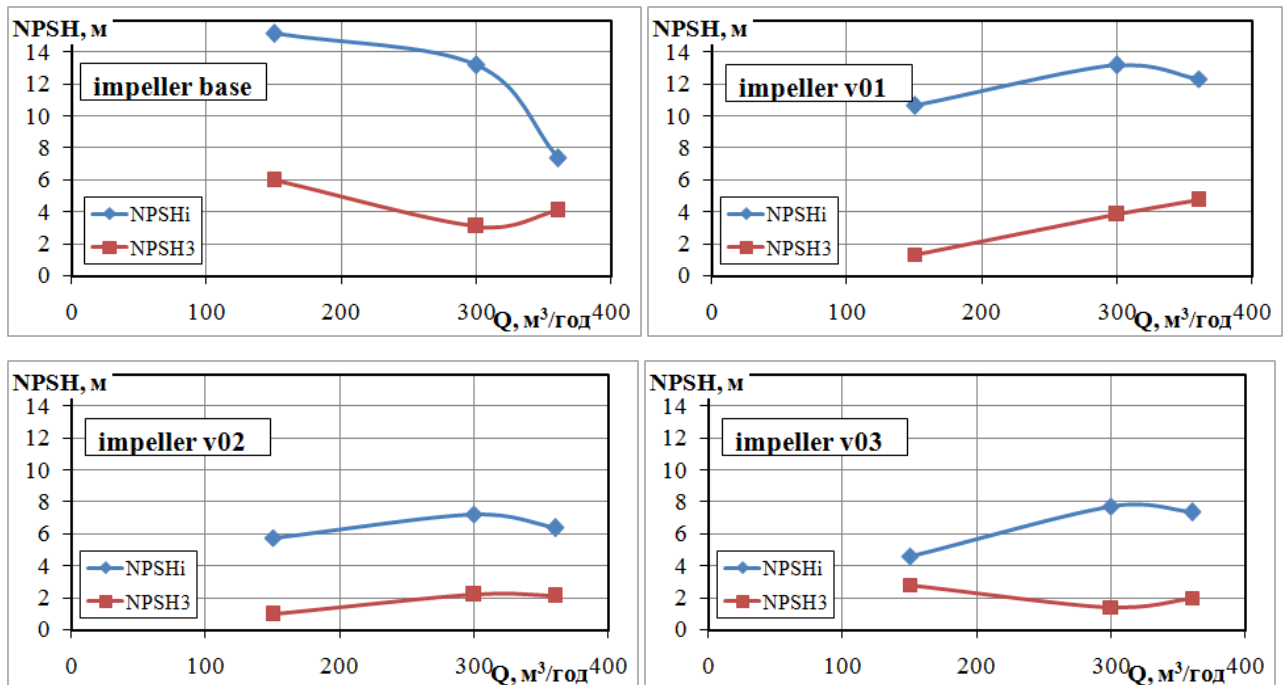


Рисунок 5.12 – Графіки залежностей кавітаційних запасів  $NPSH_i$  та  $NPSH_3$  від подачі для досліджуваних варіантів робочих коліс

З аналізу отриманих результатів можна зазначити, що робочі колеса v02 та v03 мають кращі кавітаційні характеристики. І це стосується як величин NPSH3, так і кавітаційного запасу появи каверни NPSHi.

Слід зазначити, що покращення кавітаційних характеристик відбулося тільки за рахунок зміни форми вхідної ділянки лопаті. Площа вхідної воронки робочого колеса для усіх досліджуваних варіантів була незмінною.

За допомогою засобів візуалізації були отримані картини розвитку кавітаційної каверни та визначена довжина каверни. В таблиці 5.2 наведені величини каверни, які були визначені за допомогою чисельного розрахунку.

Таблиця 5.2

	L <sub>cav</sub> , мм		
	0.50Q	1.00Q	1.20Q
base impeller			
NPSHi	4.8	4.4	4.3
NPSH1	14.3	43.5	26.5
NPSH3	25.5	60.0	32.4
impeller v01			
NPSHi	5.9	4.4	4.5
NPSH1	29.2	57.3	11.6
NPSH3	153.8	61.4	33.6
impeller v02			
NPSHi	5.4	6.1	3.5
NPSH1	91.0	21.2	32.3
NPSH3	117.1	38.2	43.2
impeller v03			
NPSHi	8.7	4.7	5.4
NPSH1	8.7	60.0	40.3
NPSH3	26.6	98.1	45.3

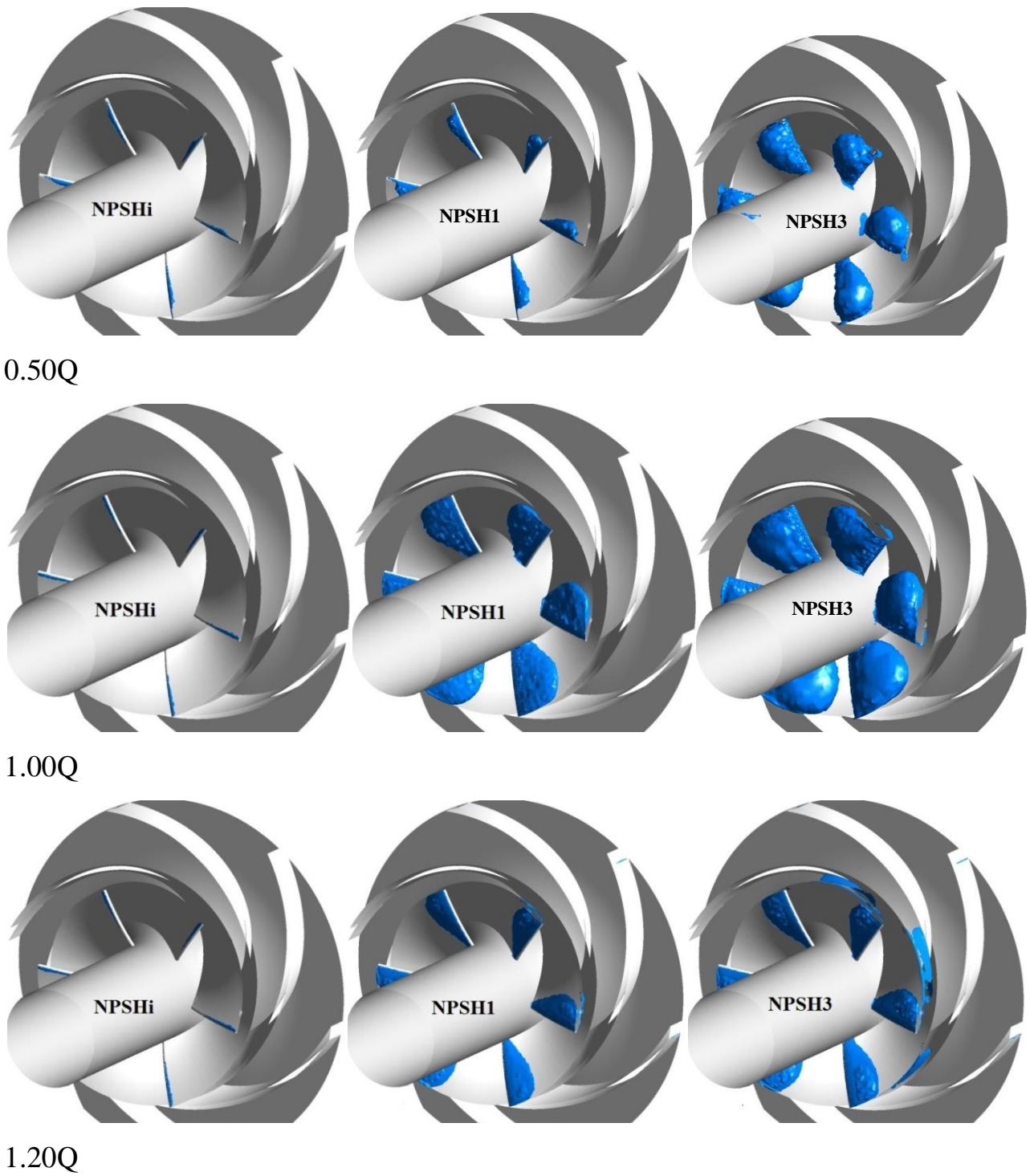


Рисунок 5.13 – Візуалізація розвитку каверни в робочому колесі base

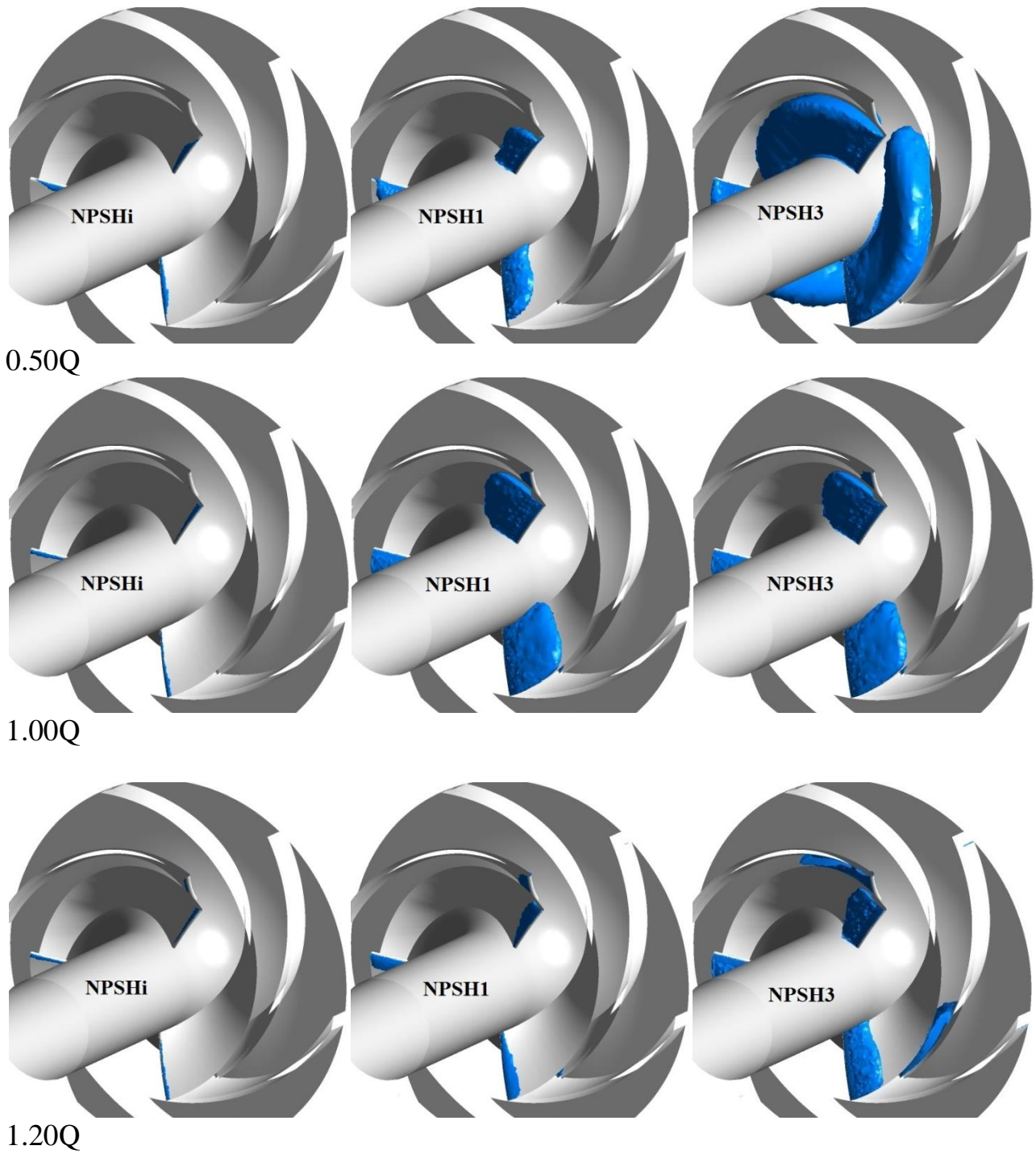


Рисунок 5.14 – Візуалізація розвитку каверни в робочому колесі v01

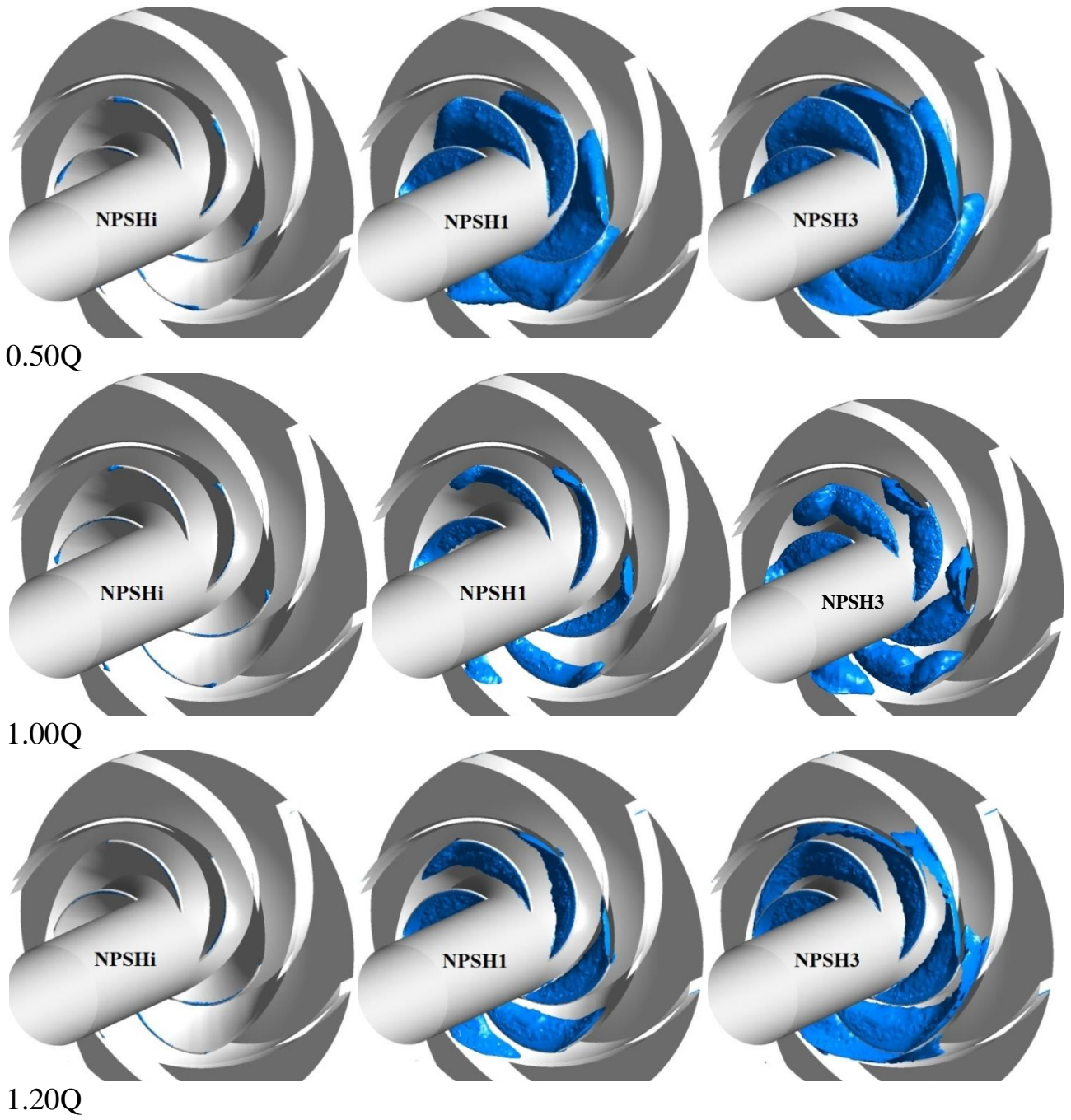


Рисунок 5.15 – Візуалізація розвитку каверни в робочому колесі v02

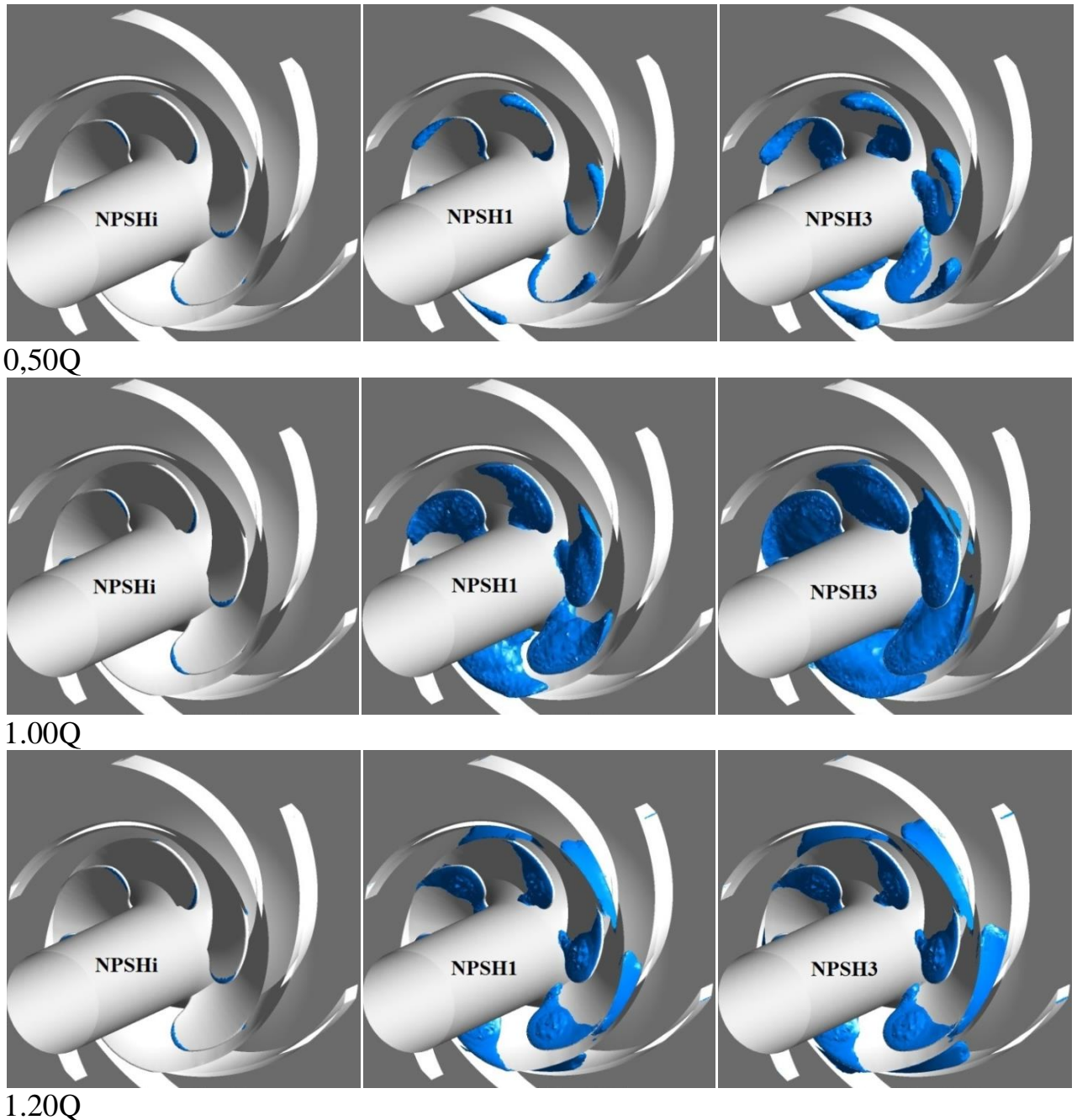


Рисунок 5.16 – Візуалізація розвитку каверни в робочому колесі v03

Аналізуючи етапи розвитку каверн можна відмітити наступне. Зрив напору на режимі 1,20Q відбувається за рахунок перекриття міжлопатевого каналу каверною, яка розвивається з робочої сторони лопаті. На режимах 1,00Q та 0,50Q зрив параметрів відбувається як правило за рахунок розвитку каверни на тильній стороні лопаті.

Для варіантів робочих коліс v02 та v03 у яких маємо вищі кавітаційні якості, зрив напору відбувається при значно більшій довжині каверни.

## **6 Розділ з охорони праці**

### **6.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати під час роботи на машинобудівному підприємстві**

Шкідливі виробничі фактори - це фактори середовища і трудового процесу, які можуть викликати професійну патологію, тимчасове або стійке зниження працездатності, підвищити частоту захворювань, призвести до порушення здоров'я потомства. Працівники, чия робота пов'язана з впливом шкідливих і небезпечних виробничих факторів, мають право на пільги і компенсації. Зокрема, вони забезпечуються лікувально-профілактичним харчуванням, молоком або рівноцінними харчовими продуктами, газованою солоною водою, мають право на оплачувані перерви санітарно-оздоровчого призначення, скорочення тривалості робочого часу, додаткову оплачувану відпустку, пільгову пенсію, оплату праці в підвищеному розмірі та інші пільги і компенсації, що надаються в порядку, визначеному законодавством.

#### Класифікація небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Метою охорони праці на підприємстві є оцінка обстановки і характеристик трудового процесу в частині його впливу на здоров'я і життя працівника. Для досягнення цього завдання державою встановлено ряд критеріїв оцінки, які допомагають визначити ступінь небезпеки умов праці на підприємствах, які використовують працю найманих працівників. Законодавство виділяє такі основні шкідливі і небезпечні виробничі фактори в Україні:

#### 1. Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

- незадовільний мікроклімат (температура, вологість, вентиляція повітря, інфрачервоне або ультрафіолетове випромінювання) в приміщенні;
- барометричний тиск; постійні електричні поля і випромінювання;



- небезпечні іонізуючі випромінювання; високий рівень промислових шумів і вібрацій (місцеві або загальні);
  - недостатнє природне або технічне освітлення в робочих приміщеннях.
2. Хімічні небезпечні виробничі фактори, які передбачають використання небезпечних речовин хімічного походження у виробництві.
3. Загальна організація робочого процесу на підприємстві:
- тяжкість роботи, яка представлена обсягом фізичних зусиль, навантаженням на опорно-руховий апарат, серцево-судинну, дихальну та інші системи життєдіяльності організму робітника. Зокрема, тяжкість праці характеризується такими факторами, як фізичне навантаження робітника, наприклад, масою вантажу, яку необхідно підняти і перемістити робітникові, об'ємом статичного навантаження, незручною робочою позою тощо.
  - інтенсивність праці, яка представлена навантаженням на центральну нервову систему, органи чуття, психологічний стан робочого (наприклад, інтелектуальні або емоційні навантаження, монотонність роботи).

#### Визначення класу, ступеня тяжкості та напруженості праці

Шкідливі і небезпечні виробничі фактори та їх класифікація, зафіксовані у відповідних нормативно-правових актах. Тяжкість і напруженість праці визначаються за основними і допоміжними показниками, характерними для конкретного робочого місця. Основними показниками важкості праці є:

- фізичне динамічне навантаження;
- стереотипні робочі рухи;
- статичне навантаження; переміщення в просторі.

Основними показниками напруженості праці є:

- тривалість зосередження уваги або щільність сигналів;
- ступінь ризику для власного життя і життя інших осіб або ступінь відповідальності за життя інших осіб;
- змінність при роботі тільки в нічну зміну.

## **6.2 Конструкція і безпечна експлуатація посудин під тиском**

На підприємствах широко застосовуються посудини, що працюють під тиском (ПШТ). Зокрема, до них відносяться: варильні котли різного призначення, випарні апарати, автоклави, стерилізатори, ресивери компресорів, апарати і посудини холодильних установок, сатуратори для приготування газованої води, газові балони. Судинами, що працюють під тиском, називаються герметично закриті ємності, які призначені для здійснення хімічних і теплових процесів, а також для зберігання і перевезення стиснених, зріджених і розчинених газів і рідин під тиском.

Основна небезпека при експлуатації таких судин полягає в можливості їх руйнування при раптовому адіабатичному розширенні газів і парів (фізичний вибух). При фізичному вибуху енергія стиснутої середовища протягом малого проміжку часу реалізується в кінетичну енергію осколків зруйнованої судини і ударну хвилю. Особливо небезпечні вибухи судин, що містять горючу середу, так як осколки резервуарів навіть великої маси (до декількох тонн) розлітаються на відстань до кількох сот метрів і при падінні на будівлі, технологічне устаткування, ємності викликають руйнування, нові осередки пожежі, загибель людей. При вибухах судин розвиваються великі потужності, що призводять до значних руйнувань. Так, потужність, що виділяється при розриві судини ємністю  $1 \text{ м}^3$ , що містить повітря під тиском  $1,2 \text{ МПа}$ , при тривалості вибуху  $0,1 \text{ с}$  становить  $28 \text{ МВт}$ .

Найбільш часті причини аварій і вибухів посудин, що працюють під тиском, - невідповідність конструкції максимально допустимому тиску і

температурі; перевищення тиску понад граничного; втрата механічної міцності апарату (корозія, внутрішні дефекти металу, місцеві перегріву); недотримання встановленого режиму роботи; недостатня кваліфікація обслуговуючого персоналу; відсутність технічного нагляду.

Вимоги безпеки, що пред'являються до пристрою, виготовлення та експлуатації посудин, що працюють під тиском, визначені Правилами пристрої і безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском.

Правила поширюються:

- на посудини, що працюють під тиском води з температурою вище 115 °С або іншої рідини з температурою, що перевищує температуру кипіння при тиску 0,07 МПа;
- посудини, що працюють під тиском пари або газу понад 0,07 МПа;
- балони, призначені для транспортування і зберігання стислих, зріджених і розчинених газів під тиском понад 0,07 МПа;
- цистерни та бочки для транспортування і зберігання зріджених газів, тиск пари яких при температурі до 50 °С перевищує тиск 0,07 МПа;
- цистерни і посудини для транспортування або зберігання стислих, зріджених газів, рідин і сипких тіл, в яких тиск вище 0,07 МПа створюється періодично для їх випорожнення;
- барокамери.

#### Основні вимоги до ППТ

Конструкція посудин повинна забезпечувати надійність, довговічність і безпеку експлуатації протягом розрахункового строку служби і передбачати можливість проведення технічного опосвідчення, очищення, промивання,

повного спорожнення, продування, ремонту, експлуатаційного контролю металу та з'єднань.

Посудини повинні бути забезпечені необхідною кількістю люків оглядових лючків, що забезпечують огляд, очищення та ремонт посудин, а також монтаж і демонтаж розбірних внутрішніх пристроїв.

Матеріали, що застосовуються для виготовлення посудин, повинні забезпечувати їх надійну роботу протягом розрахункового строку служби з урахуванням заданих умов експлуатації (розрахунковий тиск, мінімальна негативна і максимальна розрахункова температура), складу і характеру середовища (корозійна активність, вибухонебезпечність, токсичність та ін) та впливу температури навколишнього повітря. Гідравлічному випробуванню підлягають всі посудини після їх виготовлення. Для гідравлічного випробування посудин повинна застосовуватися вода з температурою не нижче 5 °С і не вище 40 °С, якщо в технічних умовах не вказано конкретне значення температури, допускається за умовою запобігання крихкого руйнування.

Посудина вважається таким, що витримав гідравлічне випробування, якщо не виявлено:

- течі, тріщин, слізок, потіння в зварних з'єднаннях і на основному металі;
- течі в роз'ємних з'єднаннях;
- видимих залишкових деформацій, падіння тиску по манометру.

Кожна посудина повинна поставлятися виготовлювачем замовнику з паспортом встановленої форми. До паспорта має додаватися інструкція з монтажу та експлуатації. Паспорт посудини повинен бути складений російською мовою і на вимогу замовника - на іншій мові.

На кожній посудині повинна бути прикріплена табличка, виконана у відповідності зі стандартом.

На табличці повинні бути нанесені:

- товарний знак або найменування виробника;
- найменування або позначення посудини;
- порядковий номер посудини за системою нумерації виробника;
- рік виготовлення;
- робочий тиск, МПа;
- розрахунковий тиск, МПа;
- пробний тиск, МПа;
- допустима максимальна і (або) мінімальна робоча температура стінки, °C;
- маса посудини.

Для управління роботою і забезпечення безпечних умов експлуатації посудини в залежності від призначення повинні бути оснащені: запірною або запірно-регулюючою арматурою; приладами для вимірювання тиску; приладами для вимірювання температури; запобіжними пристроями; показниками рівня рідини.

При необхідності контролю рівня рідини в посудинах, що мають границю поділу середовищ, повинні застосовуватися показники рівня. Крім показників рівня на посудинах можуть бути встановлені звукові, світлові та інші сигналізатори і блокування за рівнем.

Посудини повинні встановлюватись на відкритих майданчиках у місцях, що виключають скупчення людей, або в окремо розташованих будівлях.

Допускається встановлення посудин:

- у приміщеннях, що прилягають до виробничих будівель, за умови відокремлення їх від будівлі капітальною стіною;
- у виробничих приміщеннях у випадках, передбачених галузевими правилами безпеки;
- із заглибленням у ґрунт за умови забезпечення доступу до арматури і захисту стінок посудини від ґрунтової корозії та корозії блукаючими струмами.

Власник зобов'язаний забезпечити утримання посудин у справному стані і безпечні умови їх роботи.

У цих цілях необхідно призначити наказом з числа фахівців, які пройшли в установленому порядку перевірку знань Правил, відповідального за справний стан і безпечну дію посудин, а також відповідальних по нагляду за технічним станом та експлуатацією посудин.

Кількість відповідальних осіб для здійснення нагляду має визначатися виходячи з розрахунку часу, необхідного для своєчасного і якісного виконання обов'язків, покладених на зазначених осіб посадовим становищем.

Відповідальний (група) по нагляду за технічним станом і експлуатацією посудин повинен здійснювати свою роботу за планом, затвердженим керівництвом організації.

При виявленні несправностей, а також порушень Правил та інструкцій в процесі експлуатації посудин відповідальний по нагляду повинен вжити заходів щодо усунення цих несправностей або порушень, а в разі необхідності вжити заходів щодо виведення посудини з роботи.

### **6.3 Вимоги пожежної безпеки до шляхів евакуації.**

Керівники підприємств повинні заздалегідь підготувати і впровадити комплекс заходів, спрямованих на забезпечення пожежної безпеки на виробництві. В першу чергу потрібно розробити план евакуації при пожежі. У плані евакуації, серед іншого, повинні бути чітко вказані шляхи евакуації, евакуаційні виходи, що забезпечують організоване рух людей назовні з приміщень, де є ймовірність впливу на них небезпечних факторів пожежі.

#### Вимоги до евакуаційних виходів

Евакуаційні виходи в першу чергу повинні використовуватися дверні прорізи, за умови, що вони:

ведуть безпосередньо на вулицю;

ведуть до сходовому майданчику, коридору або вестибюлю, через який можна вийти назовні;

ведуть в суміжні приміщення, вогнестійкі властивості яких дозволяють укритися від пожеж, якщо вони по вибухопожежної і протипожежним показниками відносяться до груп А, Б і В і мають безпосередній вихід назовні або на сходову площадку. Крім того, під час вимушеної евакуації можна використовувати запасні виходи, які закриті для щоденного руху людей.

#### Вимоги до шляхів евакуації

Під евакуаційними шляхами розуміють маршрути, що ведуть до евакуаційних виходів назовні з приміщення. Найбільш поширеними евакуаційними шляхами є проходи, коридори, сходи, тамбури, фойє, холи, вестибюлі. Залежно від розташування робочих на підприємстві евакуаційні маршрути прокладають таким чином, щоб кожна людина могла покинути місце події, скориставшись найближчими шляхом евакуації.

#### Правила будови евакуаційних шляхів і виходів

Для безпечної евакуації працівників при пожежі шляхи та виходи повинні відповідати наступним вимогам:

- маршрут евакуації і аварійні виходи повинні забезпечувати вільний доступ до них, залишатися просторими і не захламлювати сторонніми речами будь-якого призначення, які можуть ускладнити рух людей;
- на підприємстві необхідно розробити і влаштувати стільки евакуаційних виходів, скільки потрібно з точки зору норм безпеки. Кількість маршрутів евакуації повинно відповідати протипожежним стандартам будівельних нормативів;
- технологічне встаткування в приміщеннях повинне розташовуватися, таким чином, щоб не закривати проходи до сходових майданчиків та інших шляхів евакуації;
- якщо закрите приміщення має тільки один евакуаційний вихід, в ньому слід розміщувати не більше 50 робочих місць. Для розміщення більшої кількості співробітників необхідно використовувати приміщення, в якому є мінімум два виходи;
- сходові клітки повинні бути обладнані захисними огороженнями та поручнями; елементи опалення, електрощітки і сміттєпроводи, встановлені на сходових клітинах, не повинні ускладнювати рух людей і займати зайву площу;
- закриті коридори, проходи та сходи необхідно обладнати елементами штучного освітлення. Лампи аварійного освітлення повинні вмикатися автоматично;
- в будівлях, де одночасно можуть перебувати більше 100 чоловік, аварійні виходи повинні бути висвітлені білими покажчиками «вихід», закріпленими на зеленому тлі. Такі покажчики підключаються до систем аварійного освітлення і при проведенні евакуації повинні самостійно включатися. У театральних, виставкових, актових залах та інших приміщеннях аналогічного типу, їх слід вмикати на весь час перебування людей.



Заборонено:

- встановлювати на маршрутах евакуації пороги, турнікети, автоматичні двері та інші пристрої, які можуть перешкодити вільній евакуації людей;
- завалювати шляхи евакуації меблями, обладнанням, коробками та іншими речами особистого або загального користування; вішати навісні замки, болтові з'єднання та встановлювати інші системи зовнішнього закриття дверей;
- облицьовувати стіни і стелі коридорів евакуації горючими матеріалами;
- знімати встановлені на балконах (лоджіях) протипожежні зовнішні сходи;
- замінювати армоване скло на звичайне у дверях та фрамугах всупереч передбаченим за проектом нормам;
- знімати пристрої для самозачинення дверей сходових майданчиків, коридорів, холів, тамбурів тощо, а також фіксувати самозакривні двері у відкритому положенні;
- зменшувати нормативну площу фрамуг у зовнішніх стінах сходових кліток або повністю закладати їх;
- розвішувати на сходових клітинах масивні стенди або плакати;
- робити підлогу з слизьких матеріалів на маршрутах евакуації.

## Висновки

1. З проведеного огляду літератури встановлено, що геометричні параметри робочого колеса на вході впливають на кавітаційні якості насосу.
2. Теоретичні розрахунки кавітації є досить неточними, тому одним з основних методів дослідження і визначення кавітаційних характеристик насосу є чисельне дослідження течії в проточній частині робочого колеса.
3. Літературний аналіз про чисельну симуляцію з використанням моделі кавітації, дозволив зробити висновок, що ПП ANSYS CFX найкраще підходить до типу задач з дослідження впливу геометричних параметрів робочого колеса на кавітаційні характеристики насоса.
4. Побудовані в результаті проведеного чисельного дослідження порівняльні характеристики робочих коліс із різними варіантами вхідних ділянок лопатей показали, що зміна форми вхідної ділянки лопаті не впливає на характеристику робочого колеса в робочому діапазоні подач – характеристики практично збігаються. Відмінність характеристик з'являється при зменшенні подачі від режиму  $0,7Q_{opt}$ .
5. Кавітаційні дослідження показали, що зрив напору на режимі  $1,20Q$  відбувається за рахунок перекриття міжлопатевого каналу каверною, яка розвивається з робочої сторони лопаті. На режимах  $1,00Q$  та  $0,50Q$  зрив параметрів відбувається як правило за рахунок розвитку каверни на тильній стороні лопаті. Для варіантів робочих коліс  $v02$  та  $v03$  зрив напору відбувається при значно більшій довжині каверни.
6. За результатами проведених досліджень можна зазначити, що робочі колеса  $v02$  та  $v03$  мають кращі кавітаційні характеристики в порівнянні з  $base$  і  $v01$ . І це стосується як величин  $NPSH_3$ , так і кавітаційного запасу появи каверни  $NPSH_i$ . Тому конструктивне

виконання вхідної частини робочих коліс  $v02$  та  $v03$  є найбільш ефективним в плані боротьби з кавітаційними явищами.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Gulich J.F.: Centrifugal Pumps. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010, 956p.
2. Bruno Schiavello, Frank Visser. Pump cavitation – various NPSHR criteria, NPSH margins, and impeller life expectancy [Электронний ресурс], 2008. – Режим доступу: <https://www.researchgate.net>.
3. Насоси динамічні. Методи випробувань: ДСТУ ГОСТ 6134:2009 (ИСО 9906:1999). – [Діє з 2009-07-01]. – ДП «УкрНДНЦ». – 102 с.
4. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах— М.: Машиностроение, 1963.
5. Shuwei Zhang. Effect of Impeller Inlet Geometry on Cavitation Performance of Centrifugal Pumps Based on Radial Basis Function / Shuwei Zhang, Renhui Zhang, Sidai Zhang, and Junhu Yang // Hindawi Publishing Corporation, International Journal of Rotating Machinery. – Volume 2016, Article ID 6048263, 9 pages[Электронний ресурс], 2016. – Режим доступу: <http://dx.doi.org/10.1155/2016/6048263>.
6. Quangnha Thai. The cavitation behavior with short length blades in centrifugal pump / Quangnha Thai and Changjin Lee // Manuscript Received September 3, 2009; Revised May 31, 2010; Accepted June 23, 2010. – Journal of Mechanical Science and Technology 24 (10) (2010) 2007~2016. – [Электронний ресурс], 2010. – Режим доступу: [www.springerlink.com/content/1738-494x](http://www.springerlink.com/content/1738-494x).
7. Ржебаева Н.К. Расчет и конструирование центробежных насосов / Н.К. Ржебаева, Э.Е. Ржебаев. – С.: Изд-во СумГУ. – 2009. – 219 с.
8. Jens Friedrichs. Unsteady PIV Flow Field Analysis of a Centrifugal Pump Impeller under Rotating Cavitation / Jens Friedrichs, Günter Kosyna // Fifth International Symposium on Cavitation. – Osaka, Japan, November 1-4, 2003. – [Электронний ресурс], 2003. – Режим доступу: <https://www.semanticscholar.org>.

9. Motohiko Nohmi. Cavitation CFD in a Centrifugal Pump / Motohiko Nohmi, Akira Goto / Fifth International Symposium on Cavitation. – Osaka, Japan, November 1-4, 2003. – [Электронный ресурс], 2003. – Режим доступа: <http://flow.me.es.osaka-u.ac.jp>.

10. Menter F.R. Advanced Turbulence Modeling in CFX / F.R. Menter, T. Esch // CFX Update. –2001. –No. 20. – P. 4 - 5.

11. ANSYS CFX 19.2 Solver Theory. Release 19.2 [Электронный ресурс], 2008. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

12. ANSYS CFX 19.2 Solver Models. Release 19.2 [Электронный ресурс], 2008. – 549 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

13. Интернет-ресурсы:

[https://studme.com.ua/16790422/bzhd/proizvodstvennaya\\_bezopasnost.htm](https://studme.com.ua/16790422/bzhd/proizvodstvennaya_bezopasnost.htm)

<https://www.sop.com.ua/article/ru/454-trebovaniya-pojarnoy-bezopasnosti-k-putyam-evakuatsii>