

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

**“ Бустерний насос із паротурбінним приводом для АЕС**

**$Q=3480 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H=135 \text{ м}$ ,  $n=1600 \text{ об/хв}$  ”**

зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(освітня програма «Гідравлічні машини,  
гідроприводи та гідропневмоавтоматика»)

Виконавець роботи \_\_\_\_\_ Кругляк Андрій Андрійович  
(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_ Ковальов Ігор Олександрович  
(підпис)

Суми 2020

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 79 с., 27 рисунків, 10 літературних джерел.

Тема роботи «Бустерний насос із паротурбінним приводом для АЕС  
 $Q=3480 \text{ м}^3/\text{год}$ ,  $H=135 \text{ м}$ ,  $n=1600 \text{ об/хв}$ »

Графічні матеріали: складального креслення насоса (А1\*5), монтажного креслення насоса (А1), теоретичного креслення колеса робочого (А3х3), креслення колеса робочого (А2х3), креслення ротора (А3\*8), креслення кришки (А2\*4), креслення торцевого ущільнення (А3х5), технологічний процес (А1х2).

Мета роботи – розроблення конструкції насоса для перекачування води, порівняльний аналіз течії в одноярусній і дволярусній лопатевій решітках робочого колеса

Відповідно до поставленої мети:

- наведено опис конструкції;
- виконано гідравлічні розрахунки;
- виконано розрахунки підшипників;
- виконано розрахунки ущільнення
- виконано розрахунки на міцність;
- Виконані чисельні розрахунки;
- технологічний процес виготовлення колеса робочого

Ключові слова: НАСОС, КОНСТРУКЦІЯ, РОБОЧЕ КОЛЕСО, ВИБІР ПІДШИПНИКІВ ТА УЩІЛЬНЕНЬ, РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. Опис конструкції вибраного насоса.....	6
2. Гідравлічні розрахунки.....	9
3. Розрахунок підшипників.....	32
4. Розрахунок ущільнення.....	36
5. Розрахунки на міцність.....	40
5.1 Розрахунок валу на статичну міцність.....	40
5.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом.....	44
6. Розділ з охорони праці .....	64
8. Технологія виробництва деталі.....	60
8.1. Визначення типу виробництва та його характеристика .....	60
8.2. Розробка технологічного процесу для виготовлення і обробки кришки напірної.....	61
ЛІТЕРАТУРА.....	79
Додаток А	

## Вступ

Енергетична програма розрахована на тривалу перспективу, спрямована на переклад економіки країни на інтенсивніший і енергозберіжний шлях розвитку. Здійснення енергозберіжної політики пов'язане з необхідністю зміни структури паливно-енергетичного балансу, що склалася до теперішнього часу, передусім за рахунок зменшення в ній частки нафти, що використовується як паливо теплових електростанцій.

Найважливіша роль в рішенні цієї задачі, а також в усій енергетичній програмі відводиться прискореному розвитку ядерної енергетики. Завдання забезпечення приросту виробництва електроенергії в основному за рахунок атомних і гідроелектростанцій.

Нині витрата органічного палива на виробництво низкопотенціального тепла для різних технологічних процесів, опалювання і побутових потреб приблизно в 1,5 разу перевершує витрати на вироблення електроенергії. Тому використання ядерних джерел енергії для централізованого теплопостачання має первинне значення як з точки зору економії палива, так і для підвищення економічності ядерних енергетичних установок.

Таким чином, на підставі досвіду, накопиченого в процесі створення, освоєння і промислової експлуатації АЕС, ядерна енергетика розглядається як основа електро- і теплоенергетики в осяжному майбутньому.

Розвиток ядерної енергетики зажадав створення нового енергетичного устаткування, у тому числі насосів різного призначення. Особливості умов роботи, специфічні вимоги, що пред'являються до насосів різних технологічних систем АЕС, і, головне, виключно високі вимоги до надійності виділяють основне насосне устаткування АЕС в самостійну галузь загального насосостроєння. За економічною і соціальною значимістю розробка і виробництво устаткування для ядерної енергетики, включаючи насоси, повинні представляти одну з найбільш передових галузей сучасного енергетичного машинобудування і базуватися на новітніх досягненнях науки і техніки.

У зв'язку зі збільшенням енергоємності і інших параметрів насосів їх надійність, а отже, безпека і реальна економічність ядерних енергетичних установок визначаються не лише і навіть не стільки проточною частиною насосів, скільки вібраційним станом ротора, системами ущільнень валу і урівноваження осьових сил, радіальними і упорними підшипниками. Основні труднощі при створенні насосів з високими параметрами пов'язані з розрахунком і проектуванням вказаних вузлів і систем. Ці проблеми ускладнюються через те, що ротор разом з ущільненнями проточної частини і кінцевими ущільненнями валу представляє єдину замкнуту гидромеханическую систему, працездатність якої визначається властивостями і взаємодією усіх її елементів.

## 1 Опис конструкції вибраного насоса

Даний опис виконаємо на прикладі виготовлення турбонасосного агрегату типу «ПТА 3750-100».

Насос входить до складу живильного турбонасосного агрегату ПТА 3750-100-2 и призначений для подачі живильної води з деаератора в парогенератор блоку АЕС з реактором ВВЕР-1000 і турбіною К-1000-60 / 3000-2.

Не призначені для експлуатації у вибухо- та пожежонебезпечних приміщеннях згідно з « Правил будови електро установок »

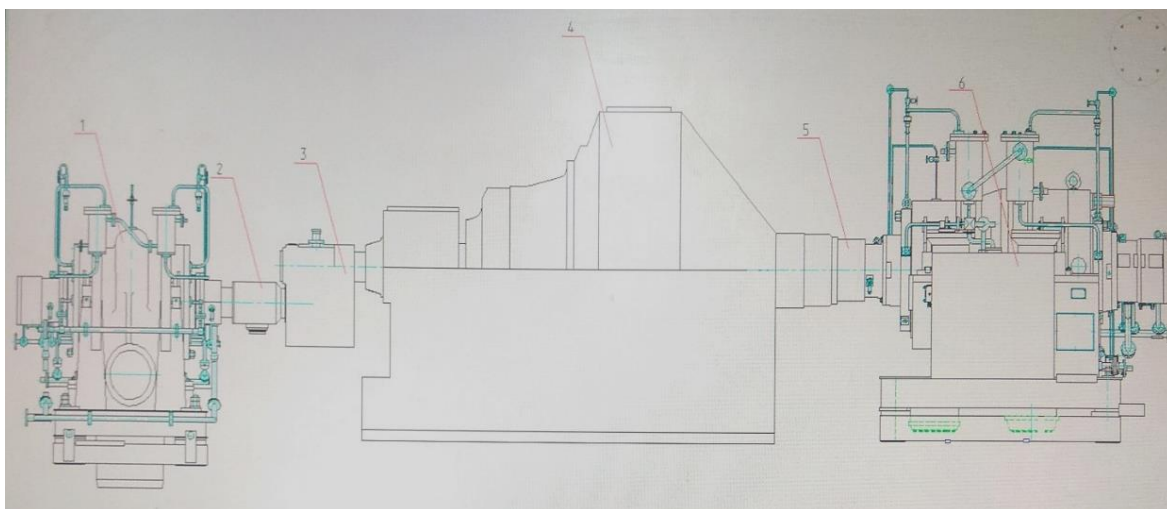


Рисунок 1.1 – Принципова схема агрегату

1 – бустерний насос; 2 – зубчаста муфта; 3 – редуктор; 4 – турбіна;  
5 – зубчаста муфта; 6 – головний насос.

Таблиця 1.1 – Показник насоса

<b>Назва показника</b>	<b>Значення показника</b>
Частота обертання насоса, с <sup>-1</sup> (об/хв)	26,7 (1600)
Подача насоса, м <sup>3</sup> /с (м <sup>3</sup> /Год)	0,958 (3480)
Напір насоса, м	135
Потужність ( $\rho=1000$ кг/м <sup>3</sup> ), кВт: насоса	1280
Примітки: 1 Допустиме виробниче відхилення по напору $\pm 3\%$ від номінального значення.	

Показники технічної та енергетичної ефективності насосів і агрегатів в номінальному режимі приведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Показник технічної та енергетичної ефективності

<b>Назва показника</b>	<b>Значення показника</b>
Коефіцієнт корисної дії ( $\rho=1000$ кг/м <sup>3</sup> ), %, не менше: насоса	87
Примітки: 1 Максимальний к.к.д. насоса повинен розташовуватися в робочому інтервалі подач	

Конструктивні показники насосів і агрегатів приведені в таблиці 5.

Таблиця 1.3 - Конструктивні показники насоса

Назва показника	Значення показника
Маса, кг, не більше насоса	8200

### 1.1.2 Конструктивні особливості

Насос центробіжний, горизонтальний, двухкорпусний, одноступеневий з робочим колесом двостороннього входу.

Вхідний і напірний патрубки насоса виконані під приварення до трубопроводів і спрямовані вертикально вниз.

Опорами ротора служать підшипники ковзання з примусовою змазкою від маслосистеми приводної турбіни.

Конструкцією насоса передбачена можливість випуску повітря з внутрішніх порожнин корпусу насоса.

На корпусах підшипников опор насоса повинні бути передбачені підготовлені місця, на які устанавлюються перехідні елементи для кріплення датчиків контролю вібраційного стану.

Насос оснащений системою автоматичного управління.

В якості приводу застосовується парова турбіна.

Основні деталі насоса виконані з високохромірованої сталі.



## 2 Гідравлічні розрахунки

Представлені розрахунки виконані за загальноприйнятою методикою [1].

При проектуванні лопатевих насосів однією з важливих та трудомістких задач є профілювання робочого колеса, особливо проектування його лопатей. Для відцентрових насосів найбільш поширеним є профілювання лопатей методом конформного відображення, яке є універсальним, наочним та широко застосовуваним на практиці.

Даний розділ містить методику визначення основних розмірів проточної частини робочого колеса відцентрового насоса, загальні правила профілювання лопатей методом конформного відображення, докладний порядок профілювання лопаті.

Основні розрахункова та графічна роботи з проектування робочого колеса містять такі розділи:

- Визначення основних геометричних параметрів робочого колеса.
- Побудову меридіанного перерізу робочого колеса.
- Підготовку меридіанного перерізу колеса для профілювання лопаті.
- Побудову координатної сітки на розгортці циліндра.
- Профілювання середньої лінії лопаті на розгортці циліндра.
- Побудову середньої лінії лопаті у плані.
  - Виконання теоретичного та робочого креслень відцентрового колеса.

## 2.1 Розрахунки по обґрунтуванню та вибору конструктивної схеми насоса

Для вибору конструктивної схеми насоса проведені деякі розрахунки, занесемо в таблиці 4.1, 4.2, 4.3.

Скористаємося формулами[1]:

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{\frac{Q}{j}}}{\left(\frac{H}{i}\right)^{3/4}} \quad (4.1)$$

$$C_{кр} = \frac{5,62n \sqrt{\frac{Q}{j}}}{\left(\frac{\Delta h_{доп}}{R}\right)^{3/4}} \quad (4.2)$$

$R = 1 \div 1,3$  (Приймаємо  $R=1,2$ )

$$D_2 = m_2 \frac{\sqrt{2gH_{cm}}}{n} \quad (4.3)$$

де 
$$H_{cm} = \frac{H}{i} \quad (4.4)$$

$$m_2 = 19,2 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{1/6} \quad (4.5)$$

де  $n_s$  – коефіцієнт швидкохідності;

$n$  – частота обертів, об/хв;

$Q$  – подача, м<sup>3</sup>/с;

$j$  – кількість потоків рідини;

$H$  – напір, м;

$i$  – кількість ступеней;

$C_{кр}$  – кавітаційний коефіцієнт швидкості;

$\Delta h_{доп}$  – допустимий кавітаційний запас, м;

$R$  – коефіцієнт запасу;

$D_2$  – зовнішній діаметр робочого колеса, м;

$H_{ст}$  – статичний напір, м.

Таблиця 4.1- Розрахунки при  $n=1600$  об/хв

$i$	$j$	$C_{кр}$	$H_{cm} = \frac{H}{i}$	$\frac{3,65n}{(\frac{H}{i})^{3/4}}$	$n_s$	$m_2 = 19,2(\frac{n_s}{100})^{1/6}$	$D_2$
1	1	4431	135	147,4	144	20,4	0,656
1	2	3144	135	147,4	103	19,2	0,620
2	1	4431	67,5	247,9	243	22,13	0,503
3	1	4431	45	336,1	329	23,2	0,430

## 2.2 Розрахунок та проектування робочого колеса

### 2.2.1 Визначення основних геометричних параметрів

Меридіанний переріз відцентрового робочого колеса з основними геометричними параметрами приведено на рис. 4.1.

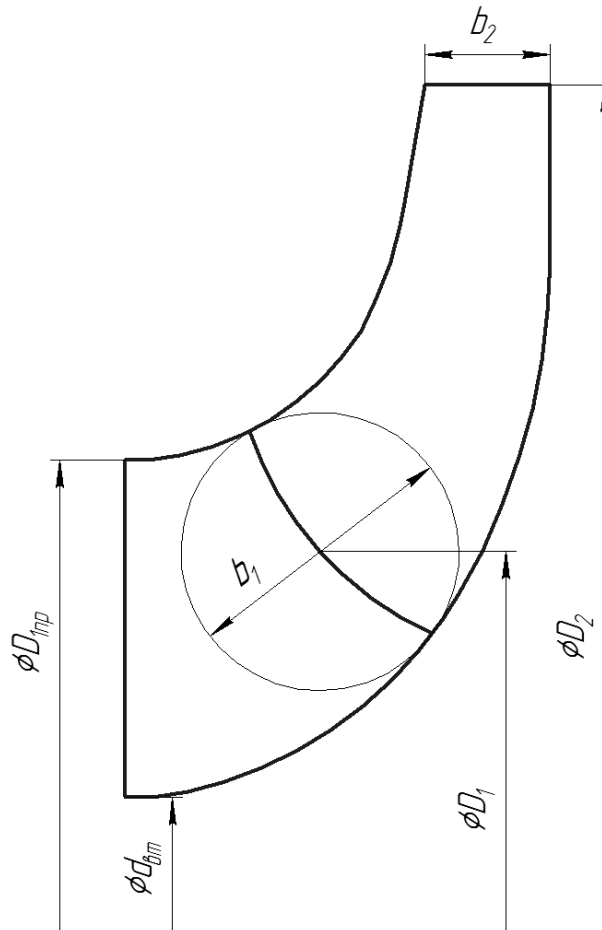


Рисунок 4.1 – Меридіональний переріз

Коефіцієнт швидкохідності[3]:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \left(\frac{Q}{j}\right)^{0.5}}{\left(\frac{H_n}{i}\right)^{0.75}}, \quad (2.1)$$

де  $i$  – число ступеней

$$n_s = \frac{3,65 \cdot 1600 \cdot \left(\frac{0,96}{2}\right)^{0.5}}{\left(\frac{135}{1}\right)^{0.75}} = 102,515$$

Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності:

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot n \cdot \left(\frac{Q}{j}\right)^{0.5}}{\left(\frac{\Delta h_{дон}}{R}\right)^{0.75}},$$

(4.7)

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

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

$$C_{кр} = \frac{5,62 \cdot 1600 \cdot \left(\frac{0,96}{2}\right)^{0.5}}{\left(\frac{3,0}{1,2}\right)^{0.75}} = 3144 \cdot 10^3$$

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

$$D_{1np} = k_{ex} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_p}{3600 \cdot n}}, \quad (2.2)$$

де  $k_{\text{вх}} = 3,5 \div 5,0$  – коефіцієнт вхідної воронки робочого колеса.

Для забезпечення необхідного кавітаційного запасу виконуємо робоче колесо зі збільшеною воронкою. Приймаємо  $k_{\text{вх}} = 4.62$ .

$$D_{\text{нр}} = 4.62 \cdot \sqrt[3]{\frac{3480}{3600 \cdot 1600}} = 0,310 \text{ м}$$

Повний ККД насоса:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta'_m \cdot \eta_m, \quad (2.3)$$

де  $\eta_o$  - об'ємний ККД;

$\eta_{\Gamma}$  - гідравлічний ККД;

$\eta'_m$  - внутрішній механічний ККД;

$\eta_m$  - зовнішній механічний ККД.

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}}, \quad (2.4)$$

$$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot (102.515)^{-2/3}} = 0,970$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(D_{\text{нр}} \cdot 10^3) - 0,172]^2}, \quad (2.5)$$

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{[\lg(0,310 \cdot 10^3) - 0,172]^2} = 0,922$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot n_s^{-2}}, \quad (2.6)$$

$$\eta'_m = \frac{1}{1 + 820 \cdot (102.515)^{-2}} = 0,928$$

$\eta_m = 0,95 \div 0,99$ . Приймаємо  $\eta_m = 0,99$ .

Тоді  $\eta = 0,970 \cdot 0,922 \cdot 0,928 \cdot 0,99 = 0,87$

Потужність, яка споживається насосом:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot \eta}, \quad (2.7)$$

де  $\rho = 886.9 \text{ кг/м}^3$  - густина води

$$N = \frac{886.9 \cdot 9,81 \cdot 3480 \cdot 135}{3600 \cdot 0,821} = 691,354 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

Теоретичний напір робочого колеса:

$$H_m = \frac{H}{\eta_r}; \quad (2.8)$$

$$H_m = \frac{135}{0,922} = 146,433 \text{ м.}$$

Максимальна потужність на валу насоса:

$$N_{\max} = 1,1 \cdot N; \quad (2.9)$$

$$N_{\max} = 1,1 \cdot 691.354 \cdot 10^3 = 760,490 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

В першому наближенні діаметр вала визначаємо з розрахунку на кручення:

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (2.10)$$

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

Приймаємо  $[\tau]=100 \cdot 10^5$  Па

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

$$M = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n}; \quad (2.11)$$

$$M = \frac{30 \cdot 760,490 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1600} = 4,539 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тоді:

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4,539 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^5}} = 0,140 \text{ м}$$

Згідно ГОСТ 6636-69 приймаємо розмір вала  $d_g = 140 \text{ мм}$

Діаметр втулки орієнтовно вибирають за залежністю:

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25) \cdot d_g; \quad (2.12)$$

$$d_{em} = (1,2 \div 1,25) \cdot 140 = 0,1650 \text{ м}$$

Приймаємо  $d_{em} = 0,1650 \text{ м}$ .

Діаметр вхідної воронки робочого колеса визначають з виразу:

$$D_{1np} = \sqrt{D_0^2 - d_{em}^2}; \quad (2.13)$$

$$D_0 = \sqrt{D_{1np}^2 + d_{em}^2}. \quad (2.14)$$

$$D_0 = \sqrt{0,310^2 + 0,1650^2} = 0,351 \text{ м}.$$



Швидкість на вході у робоче колесо знаходять з рівняння нерозривності:

$$V_0 = \frac{4 \cdot Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_{1np}^2} \quad (2.15)$$

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

$$Q_{p.k.} = \frac{Q}{\eta_o}; \quad (2.16)$$

$$Q_{p.k.} = \frac{3480}{3600 \cdot 0,970} = 0,498 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Тоді:

$$V_0 = \frac{4 \cdot 0,498}{3,14 \cdot 0,310^2} = 6,60 \text{ м} / \text{с}$$

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

Визначимо діаметр, на якому розташована вхідна кромка лопаті:

$$D_1 = 0,8 \cdot D_0; \quad (2.17)$$

$$D_1 = 0,8 \cdot 0,351 = 0,258 \text{ м}$$

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

$$V_{1m} = \psi_1 \cdot V'_{1m}, \quad (2.18)$$

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  $\psi_1 = 1,216$ .

$$V'_{1m} = V_0 = 6,603 \text{ м/с}$$

$$V_{1m} = 1,216 \cdot 6,603 = 8,029 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{V_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (2.19)$$

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

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60}; \quad (2.20)$$

$$U_1 = \frac{3,14 \cdot 0,258 \cdot 1600}{60} = 21,623 \text{ м/с}$$

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

$$V_{1u} = 0.$$

Тоді:

$$\beta_{1n} = \arctg \frac{8,029}{21,623} = 20^\circ$$

Кут нахилу лопаті на вході в робоче колесо

$$\beta_1 = \beta_{1n} + \Delta\beta \quad (2.21)$$

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  $\Delta\beta = 2^\circ$ . Тоді  $\beta_1 = 20^\circ + 2^\circ = 22^\circ$

Визначимо число лопатей та їх товщину.

Існує рекомендація, що для чистих рідин число лопатей вибирають від 5 до 8[2].

Товщину лопаті робочого колеса вибирають орієнтовно від 3 до 4 мм. Приймаємо  $z = 6$  та  $S_1 = 0.009$  м.

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

$$\psi_1' = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin \beta_1}}, \quad (2.22)$$

де  $t_1$  – крок встановлення лопаті.

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{z}; \quad (2.23)$$

$$t_1 = \frac{3,14 \cdot 0,258}{6} = 0,135 \text{ м}$$

Тоді:

$$\psi_1' = \frac{0,135}{0,135 - \frac{0,009}{\sin 22^\circ}} = 1,216$$

Повинна бути забезпечена умова:

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

$$|1,216 - 1,216| = 0 < 0,01 \quad - \text{ умова виконується.}$$

Ширину робочого колеса на вході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_1 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_1 \cdot V'_{1m}}; \quad (2.24)$$

$$b_1 = \frac{0,498}{3,14 \cdot 0,258 \cdot 8,029} = 0,093 \text{ м}$$

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  $V_{2n} = 0,5U_2$ .

$$D_2' = m_2 \cdot \frac{\sqrt{2g \cdot H}}{n}, \quad (2.25)$$

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

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

Так як  $n_s = 102,515$ , то

$$D_2' = 19,2 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 135}}{1600} = 0,620 \text{ м}$$

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

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

$$V_{2m}' = (0,5 \div 1,0) V_{2m}', \quad (2.26)$$

Приймаємо  $V_{2m}' = 5,923 \text{ м/с}$ .

Меридіанна складова швидкості без урахування стиснення на виході з РК:

Коефіцієнт стиснення перерізу потоку лопатями на виході з РК приймаємо  $\psi_2=1,033$  ( $\psi_2=1,05 \div 1,1$ ).

$$V_{2m} = \psi_2 \cdot V'_{2m}, \quad (2.27)$$

$$V_{2m} = 1,033 \cdot 5,923 = 6,118 \text{ м/с}$$

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

$$\beta_2 = \arcsin \left[ \left( \frac{W_1}{W_2} \right) \cdot \frac{\psi_2}{\psi_1} \cdot \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \cdot \sin \beta_1 \right], \quad (2.28)$$

$$\text{де } \left( \frac{W_1}{W_2} \right)_{opt} = 5,68 \cdot 10^{-5} \cdot n_s^2 - 18,23 \cdot 10^{-3} \cdot n_s + 2,65, \quad (2.29)$$

$$\beta_2 = \arcsin [1,378 \cdot 0,850 \cdot 0,897 \cdot 0,375] = 22^\circ$$

Проведемо уточнення наружного діаметра РК з урахуванням кінцевого числа лопатей.

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

$$U_2 = \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left( \frac{V_{2m}}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{T\infty}}, \quad (2.30)$$

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

$$H_{T\infty} = \frac{H}{\eta_r \cdot k_z}, \quad (2.31)$$

де  $k_z$  – поправка на кінцеве число лопатей.

За формулою Пфлейдерера:

$$k_z = \frac{1}{1+p}, \quad (2.32)$$

де

$$p = 2 \cdot \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} \quad (2.32)$$

Коефіцієнт  $\psi$  визначається в залежності від  $n_s$ . При  $n_s < 150$  ( $n_s = 102,515$ ):

$$\psi = (0,55 \div 0,65) + 0,6 \cdot \sin \beta_2; \quad (2.33)$$

$$\psi = 0,65 + 0,6 \cdot \sin 22^\circ = 0,875$$

$$p = 2 \cdot \frac{0,875}{6} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{0,258}{0,620}\right)^2} = 0,352;$$

$$k_z = \frac{1}{1+0,352} = 0,740;$$

$$H_{T\infty} = \frac{135}{0,922 \cdot 0,740} = 197,944 \text{ м};$$

$$U_2 = \frac{6,118}{2 \operatorname{tg} 22^\circ} + \sqrt{\left(\frac{6,118}{2 \operatorname{tg} 22^\circ}\right)^2 + 9,81 \cdot 135} = 52,284 \text{ м/с}$$

Діаметр робочого колеса:

$$D_2 = \frac{60 \cdot 52,284}{3,14 \cdot 1600} = 0,624 \text{ м}$$

Уточнений коефіцієнт стиснення:

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{z \cdot S}{2\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}}; \quad (2.34)$$

$$\psi'_2 = \frac{1}{1 - \frac{6 \cdot 0,009}{3,14 \cdot 0,624 \cdot \sin 22^\circ}} = 1,032$$

Повинна бути забезпечена умова:

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

$1,032 - 1,031 = 0,001 < 0,01$  - умова виконується.

Приймаємо  $D_2 = 0,624$  м.

Ширину робочого колеса на виході знаходимо з рівняння нерозривності:

$$b_2 = \frac{Q_{p.k.}}{\pi \cdot D_2 \cdot V_{2m}}; \quad (2.35)$$

$$b_2 = \frac{0,498}{3,14 \cdot 0,624 \cdot 6,118} = 0,0415 \text{ м}$$

### 2.3.1 Проектування меридіанного перерізу

Будують меридіанний переріз за допомогою метода послідовних наближень[3].

а) Намічають спочатку «на око» контури крайніх ліній струму. Рекомендується при цьому орієнтуватись на існуючі робочі колеса подібних п<sub>с</sub>.

б) Наносять 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, ...

в) Вираховуємо площі нормальних перерізів за формулами:

- на вході

$$F_{ax} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_0^2 - d_{em}^2) \quad (2.36)$$

- на виході

$$F_{bых} = \pi D_2 b_2, \quad (2.37)$$

- проміжна

$$F_i = 2\pi r_i b_i, \quad (2.38)$$

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

$b_i$  - діаметр вписаного кола.

Таблиця 4.4 - Розрахунок площі проміжних нормальних перерізів

№ точки	$F_i$ , мм <sup>2</sup>	$b_i$ , мм	$r_i$ , мм	$\Delta l_i$ , мм
1	75379	94	129,4	0
2	76426	94	129,4	59
3	82975	93	142	113
4	83315	78	170	152
5	81185	59	219	204
6	78508	51	245	231



7	77000	43	285	270
8	82136	23	156	313

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

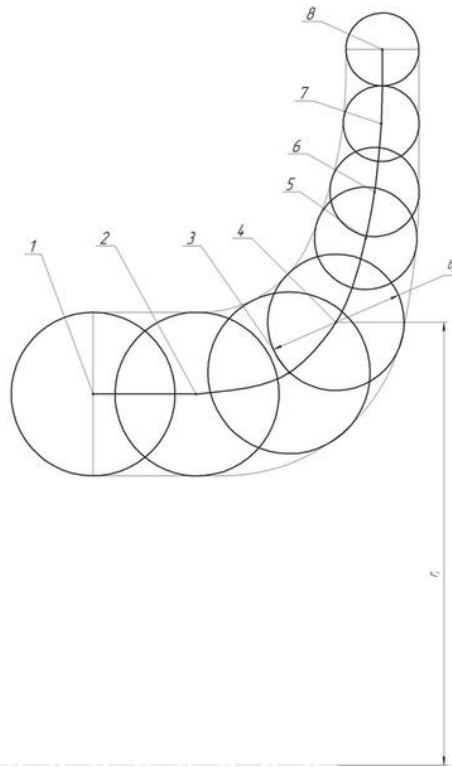


Рисунок 4.2 – До проектування меридіанного перерізу

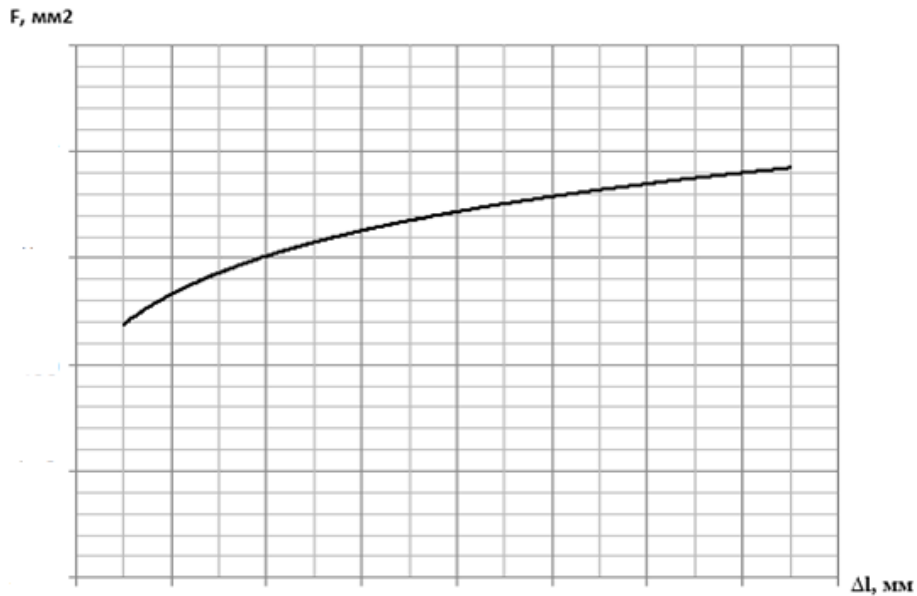


Рисунок 4.3 – Графік зміни площі меридіанного перерізу робочого колеса

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

Для робочих коліс  $n_s > 100$  рекомендується кількість потоків  $k=3$ , кількість розрахункових перерізів (ліній струму)  $n=4$ .

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

Витрата через кожний розрахунковий переріз вздовж нормалі, м<sup>3</sup>/с:

$$q = \frac{Q_{p.k.}}{3600K} = 2\pi \cdot V_m \cdot (r_{ц.т.} \cdot l)_k, \quad (2.39)$$

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:

$$r_{y.m.} \cdot l = const$$

Тут:

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

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

$$\delta l = \frac{\delta(r_{y.m.} \cdot l)}{r_{y.m.}}. \quad (2.40)$$

За значеннями  $\delta l$  вносимо корективи в лінії струму і нормалі. Кореговку закінчуємо, якщо відхилення  $\delta l/l \leq 0,05$ .

Таблиця 4.5 - Розрахунки до рівношвидкісного потоку

Линия тока	$r_{ym}$ , мм	$l$ , мм	$\frac{r_{ym} \times l}{2}$ , мм	$d(r_{ym} l)$	$d l \times l$	$V_m$ , м/с
1	2	3	4	6	7	8
Нормаль №1						
<i>a</i>	199,3	23,0	4584,9	-81,1	-0,011	2,61
<i>b</i>	171,2	28,0	4793,6	127,6	0,011	2,56
<i>c</i>	154,1	30,0	4,620	-46	-0,011	2,44
<i>d</i>						

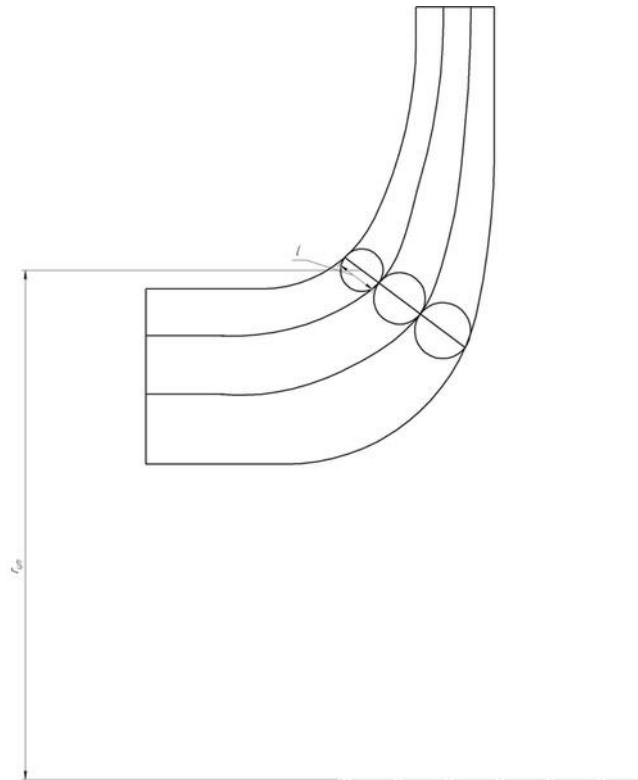


Рисунок 4.4 – Побудова ліній струму

### 2.3.3 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 меридіальними перерізами зображаемого циліндра, радіус якого приймаємо рівним[3]:

$$R_{к.ц.}=150 \text{ мм.}$$

Геометричні розміри ячійки розгортки:

$$\Delta L = \frac{R_{к.ц.}}{c}, \quad (2.41)$$

де  $c=10$  – стала.

$$\Delta S = \frac{\pi \cdot R_{к.ц.} \cdot \Delta \varphi}{180^\circ} \quad (2.42)$$

Тоді:

$$\Delta L = \frac{150}{10} = 15 \text{ мм};$$

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

Лінійний крок лопаті на розгортці циліндра:

$$t = \frac{2\pi \cdot R_{к.ц.}}{z}; \quad (2.43)$$

$$t = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 150}{7} = 134,64 \text{ мм}$$

$$t^\circ = \frac{360^\circ}{7} = 51,43^\circ$$

Кут охопту лопаті  $\theta$  приймають в залежності від  $n_s$ , а також умови  $\theta \geq 1,5t^\circ$ , яка в нашому випадку має вигляд  $\theta \geq 90^\circ$ . Ориєнтовно на  $n_s=103$ , приймаємо  $\theta=210^\circ$ .

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

$$\frac{r_{cpi}}{\Delta l_i} = \frac{R_{к.ш.}}{C} = 0,1r_{cp}, \quad (2.44)$$

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

$$\Delta l_i = \frac{r_{cpi}}{c} = 0,1r_{cpi} \quad (2.45)$$

Таблиця 4.6 – Розрахунки по розбивці ліній струму на відрізки  $\Delta l$

	a		b		c		d	
	$\Delta l_i$ ,	$r_{cpi}$ ,	$\Delta l_i$ ,	$r_{cpi}$ ,	$\Delta l_i$ ,	$r_{cpi}$ ,	$\Delta l_i$ ,	$r_{cpi}$ ,
1	32.1	321	32.2	322	31.8	318	31.3	313
2	28.1	281	28.3	283	28.6	286	28.8	288
3	25.5	255	25.4	254	25.4	254	25.3	253
4	23.3	233	22.6	226	21.3	213	20.6	206
5	21.3	213	19.5	195	18.9	189	18.3	183
6	19.3	193	18.8	188	18.2	182	17.1	171
7	18.1	181	16.6	166	15.9	159	15.5	155
8	17.7	177	15.1	151	14.8	148	14.1	141
9	17.6	176	14.4	144	13.7	137	13	130



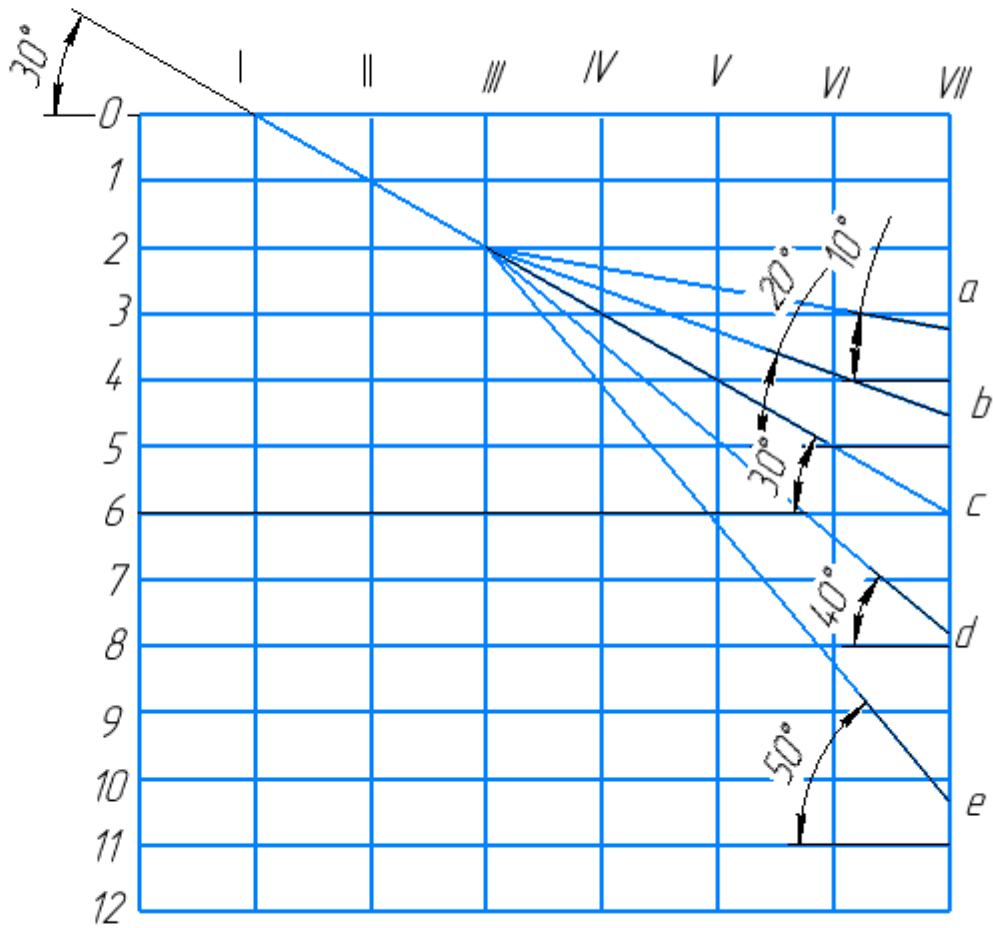


Рисунок 2.4.2 – Конформна діаграма



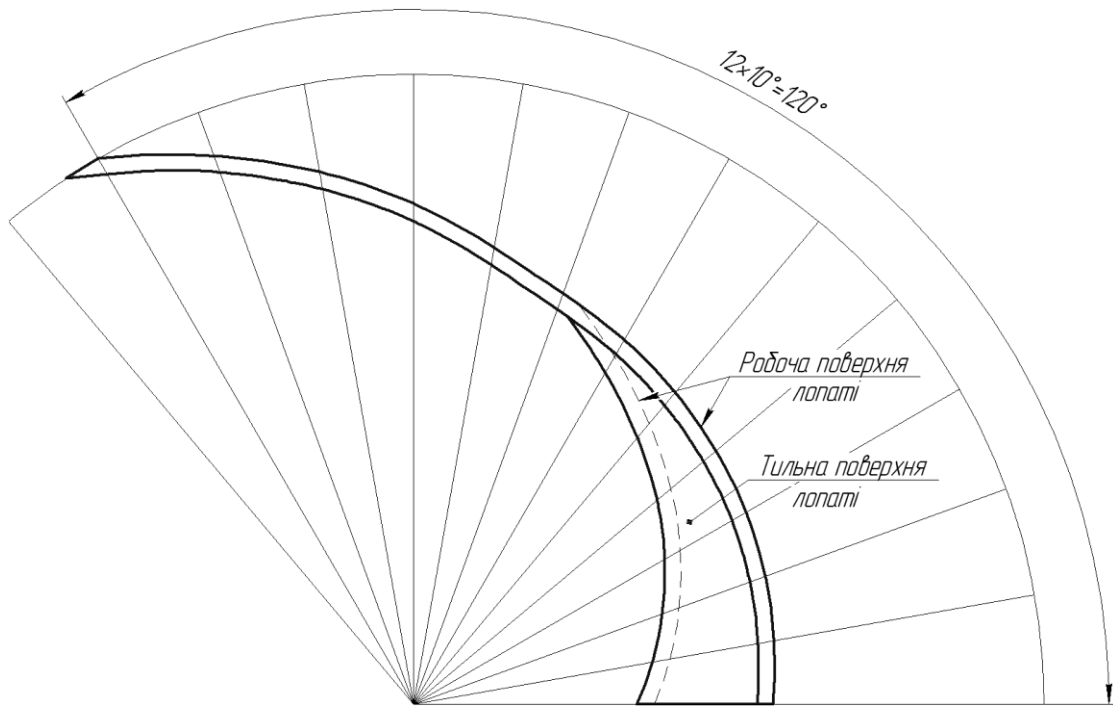


Рисунок 2.7 – Лопать в плані

### 3. Розрахунок підшипників

#### 3.1 Розрахунок реакцій в підшипниках

де  $G$  – вага ротора, Н;

$R_A, R_B$  – реакції в підшипниках, Н;

$M$  – момент на валу від двигуна, Н·м;

$l_1$  – відстань між підшипниками, м  $l_1 = 1,580$ ;

$l_2$  – відстань між підшипником і центром мас ротора, м  $l_2 = 0,700$ ;

$l_3$  – відстань між підшипником і точкою прикладення радіальної сили, м  $l_3 = 0,785$ ;

$l_4$  – відстань від кінця вала до центра мас, м  $l_4 = 1,052$ ;

Для підшипника  $A$  умову рівноваги

$$\sum M_A = R_B \cdot l_1 - M - G \cdot l_1 / 2 - F_k \cdot l_3 = 0, \quad (3.1)$$

Для підшипника  $B$  умову рівноваги

$$\sum M_B = R_A \cdot (l_1 + l_4) - M - G \cdot l_1 / 2 - F_k \cdot (l_1 - l_3) = 0, \quad (3.2)$$

Реакція в підшипнику  $A$

$$R_A = \frac{F_k (l_1 - l_3) + M + G \cdot l_1 / 2}{l_1 + l_4}, \quad (3.3)$$

Реакція в підшипнику  $B$

$$R_B = \frac{F_k \cdot l_3 + M + G \cdot l_1 / 2}{l_1}, \quad (6.4)$$

$$R_A = \frac{8865,8(1,580 - 0,785) + 4550 + 4560 \cdot 1,580 / 2}{1,580 + 1,052} = 5775,2H$$

$$R_B = \frac{8865,8 \cdot 0,785 + 4550 + 4560 \cdot 0,700 / 2}{1,580} = 8294,7H$$

Вибір підшипника та визначення номінальної довговічності проводяться по значенням еквівалентного динамічного навантаження  $P$ . Для радіальних підшипників це – стало радіальне навантаження, яке при прикладенні його до підшипника з обертаючимися внутрішнім та нерухомим зовнішнім кільцями забезпечує такий самий розрахунковий строк служби, як і при діючих умовах навантаження та обертання[3].

Для даної розрахункової схеми для підшипника «А» застосовуємо радіальний опорно-упорний підшипник ковзання, а для «В» радіально-опорний підшипник ковзання.

### 3.1 розрахунок на довговічність

Вхідні данні:

Діаметр вкладиша підшипника, м  $d = 0,155$  м

Довжина вкладиша підшипника, м  $L = 0,130$  м

Температура мастила:  $t = 40^\circ$

Реакції в опорах:  $R_A = 9340,9$  Н;  $R_B = 8697,3$  Н.

Допустиме навантаження, Н/м<sup>2</sup>:

$$K_{a(b)} = \frac{R_{a(b)}}{L \cdot d} \quad (3.4)$$

$$K_a = \frac{9340,9}{0,13 \cdot 0,155} = 463568,2 \text{ Н/м}^2$$

$$K_b = \frac{8697,3}{0,13 \cdot 0,155} = 431627,8 \text{ Н/м}^2$$

Швидкість ковзання, м/с:

$$V = \pi \cdot d \cdot \frac{n}{60} \quad (3.5)$$

$$V = 3,14 \cdot 0,155 \cdot \frac{3120}{60} = 25,3 \text{ м/с}$$

Потужність споживана підшипником:

$$N_{a(b)} = 0,735 \cdot \left[ 0,15 \cdot V + \left( \frac{V}{25} \right)^2 \right] + \left( 3 + \sqrt{\frac{V}{50}} \right) \cdot R_{a(b)} \cdot V \cdot 10^{-6} \quad (3.6)$$

$$N_a = 0,735 \cdot \left[ 0,15 \cdot 25,3 + \left( \frac{25,3}{25} \right)^2 \right] + \left( 3 + \sqrt{\frac{25,3}{50}} \right) \cdot 0,236 = 4,334 \text{ Н}$$

$$N_b = 3,682 \text{ Н}$$

$$q_{a(b)} = 1,6 \cdot \frac{N_{a(b)}}{60} \cdot 10^{-3} \quad (3.7)$$

$$q_a = 1,6 \cdot \frac{4,334}{60} \cdot 10^{-3} = 0,116 \cdot 10^{-3}$$

$$q_b = 0,0982 \cdot 10^{-3}$$

#### 4. Розрахунок ущільнення

Система ущільнення вала насоса конструктивно виконана у вигляді торцевого ущільнення з автономним контуром циркуляції, що складається з дефлектора і виносного теплообмінника змієвидного типу. Камера торцевого ущільнення відокремлена від порожнини насоса вбудованим термобарером з водяним охолодженням

Вихідні дані для розрахунку

Таблиця 5.1

Частота обертання ротора, $s^{-1}$	N	26.6
Тиск рідини в камері ущільнення, МПа	P	3,32
Загальне зусилля пружини, Н	F	1060
Коефіцієнт тертя	$f_T$	0,008
Коефіцієнт тиску	$K_p$	0,5
Коефіцієнт теплоізоляції пари тертя	$C\omega$	0,65
Коефіцієнт теплопровідності кілець тертя, $Вт/м \cdot ^\circ C$	$\Lambda$	160
Допускаємий витік, $м^3/г$	$Q_y$	$0,75 \cdot 10^{-4}$

Продовження таблиці 5.1

Внутрішній діаметр торцевого ущільнення поверхні, м	D1	0,193
Зовнішній діаметр торцевого ущільнення поверхні, м	D3	0,221
Діаметр гідравлічного врівноваження, м	D4	0,200
Внутрішній діаметр обертової обойми, м	D5	0,160
Зовнішній діаметр обертової обойми, м	D2	0,240
Зазор між обертовою обоймою і корпусом насоса, м	B	0,001
Довжина обертового диска, м	L	0,052
Параметри термобарера: площа теплообміну з рідиною, що перекачується, $м^2$	$S_n$	0,109

товщина стінки термобарера, м	$\delta_1$	0,1098
коефіцієнт теплопровідності термобарера, Вт/м·°С	$\lambda_1$	26
Площа вхідного перетину відвода дефлектора, м <sup>2</sup>	$S_d$	0,00068
Коефіцієнт витрат	$K_d$	0,026
Параметри рідини в камері ущільнення: допустима температура, °С	[tk]	80
густина, кг/м <sup>3</sup>	$\rho$	971,8
теплоємність, Дж/кг·°С	$C_1$	4195
кінематична в'язкість, м <sup>2</sup> /с	$\nu$	$0,363 \cdot 10^{-6}$
Параметри перекачуємої рідини: температура, °С	$t_H$	183
густина, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_H$	883,7
теплоємність, Дж/кг·°С	$C_H$	4419,6
Параметри охолоджуючої рідини теплообмінника: температура, °С	$t_3$	45
густина, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_3$	990,2
теплоємність, Дж/кг·°С	$C_3$	4180
витрата, м <sup>3</sup> /Г	$Q_3$	5,5
Параметри охолоджуючої рідини термобарера: температура, °С	$t_3$	45
густина, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_3$	990,2
теплоємність, Дж/кг·°С	$C_3$	4180
витрата, м <sup>3</sup> /Г	$Q_{2b}$	4,5

Площа контакту ущільнюючих поверхонь

$$S = \pi \frac{(D_3^2 - D_1^2)}{4} \quad (4.1)$$

$$S = 3,14 \frac{(0,221^2 - 0,193^2)}{4} = 0,0091 \text{ м}^2$$

Коефіцієнт гідравлічного урівноваження

$$K_y = \pi \frac{(D_3^2 - D_4^2)}{4S} \quad (4.2)$$

$$K_y = 3,14 \frac{0,221^2 - 0,200^2}{4 \cdot 0,0091} = 0,763$$

Питоме навантаження на ущільнюючу поверхонт

$$P_k = (K_y - K_p)P + \frac{F}{S \cdot 10^6} \quad (4.3)$$

$$P_k = (0,763 - 0,5)3,32 + \frac{1060}{0,091 \cdot 10^6} = 0,989 \text{ МПа}$$

Швидкість ковзання

$$V = \omega \frac{D_1 + D_3}{4} \quad (4.4)$$

$$V = 310,9 \frac{0,193 + 0,221}{4} = 35,225 \text{ м/с}$$

Потужність тертя ущільнюючої поверхні

$$N_o = 2\pi\mu\omega^2 \left[ \frac{D_3 + D_1}{4} \right]^2 \frac{D_3 - D_1}{2} \frac{10^{-3}}{h} \quad (4.5)$$

$$N_o = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,53 \cdot 10^{-4} \cdot 310,9^2 \left[ \frac{0,221 + 0,193}{4} \right]^2 \cdot \frac{0,221 - 0,193}{2} \cdot \frac{10^3}{5,8 \cdot 10^{-6}} =$$

$$= 0,691 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт динамічної в'язкості рідини в камері ущільнення

$$\mu = \rho\nu \quad (4.6)$$

$$\mu = 971,8 \cdot 0,363 \cdot 10^{-6} = 3,53 \cdot 10^{-4} \text{ Нс/м}^2$$

Торцевий зазор між ущільнюючими поверхнями

$$h = \sqrt[3]{\frac{6\mu \frac{D_3 - D_1}{2} \frac{Q_y}{3600}}{\pi \frac{D_3 + D_1}{4} P \cdot 10^6}} \quad (4.7)$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 3,53 \cdot 10^{-4} \frac{0,221 - 0,193}{2} \cdot \frac{0,74 \cdot 10^{-4}}{3600}}{3,14 \frac{0,221 + 0,193}{4} \cdot 3,32 \cdot 10^6 \cdot 10^6}} = 5,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$$

Потужність дискового тертя

$$N_g = N_{\text{тр}} + N_{\text{ц}} \quad (4.8)$$

$$N_g = 2,442 + 0,146 = 2,588 \text{ кВт}$$

де

$N_{\text{тр}}$  – потужність дискового тертя торцевих поверхонь

$N_{\text{ц}}$  – потужність дискового тертя циліндричної поверхні

Потужність тертя в торцевому ущільнювачі

$$N_m = N_o + N_g + N_k \quad (4.9)$$

$$N_m = 0,691 + 2,588 + 0,839 = 4,118 \text{ кВт}$$

Потужність конвективного теплообміну

$$N_k = \frac{C_H \rho_H (t_H - t_K) Q_y}{3600 \cdot 1000} \quad (4.10)$$

$$N_k = \frac{4419,6 \cdot 883,7 (183 - 80) \cdot 0,74 \cdot 10^{-4}}{3600 \cdot 1000} = 0,839 \text{ кВт}$$

Загальна потужність тепловиділення в камері ущільнення

$$N_m = 8,153 \text{ кВт}$$



Потужність теплового потоку в камеру ущільнення зі сторони перекачуємої рідини

$$N_B = \frac{\lambda_1 S_n (t_n - t_k)}{1000 \delta_1} \quad (4.11)$$

$$N_B = \frac{26 \cdot 0,109(183 - 80)}{1000 \cdot 0,1098} = 4,678 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт теплопередачі від трубки змійовика до охолоджуючої рідини:

$$K_2 = 1418 \text{ Вт} / \text{м}^2 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Нагрів охолоджуючої рідини в контуре циркуляції

$$DT_m = \frac{N_m 1000 \cdot 3600}{C_3 \nu_3 Q_3} \quad (4.12)$$

$$DT_m = \frac{8,153 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 3600}{4180 \cdot 990,2 \cdot 5,5} = 1,8^\circ \text{C}$$

Нагрів в камері ущільнення

$$DT_k = \frac{N_m 1000 \cdot 3600}{C_1 \nu_1 Q_d} \quad (4.13)$$

$$DT_m = \frac{8,153 \cdot 10^3 \cdot 1000 \cdot 3600}{4195 \cdot 971,8 \cdot 0,675} = 10,6^\circ \text{C}$$

Витрата рідини через камеру ущільнення

$$Q_d = K_d S_d V_d \quad (4.14)$$

$$Q_d = 0,026 \cdot 0,00068 \cdot 40,84 = 0,675 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Переферійна окружна швидкість обійми\

$$V_d = \pi \alpha D_2 \quad (4.15)$$

$$V_d = 3,14 \cdot 310,9 \cdot 0,240 = 40,84 \text{ м} / \text{с}$$

Температурний напір зовнішнього теплообмінника

$$DT_2 = \frac{1000 N_m}{K_2 f_t} \quad (4.16)$$

$$DT_2 = \frac{1000 \cdot 8,153 \cdot 10^3}{1418 \cdot 0,008} = 10,2^\circ C$$

Середня температура в камері ущільнення

$$t_k = t_3 + DT_2 + 0,5 DT_k \quad (4.17)$$

$$t_k = 45 + 10,2 + 0,5 \cdot 10,6 = 60,5^\circ C$$

## 5 Розрахунок на міцність

### 5.1 Розрахунок вала на статичну міцність

Вихідні дані:

Матеріал вала	Сталь 40ХФА
Границя міцності $\sigma_g$ , МПа	900
Границя текучості $\sigma_{0,2}$ , МПа	800
Границя втоми при згинанні $\sigma_{-1}$ , МПа	$0,5\sigma_g = 450$
Границя втоми при крученні $\tau_{-1}$ , МПа	$0,29\sigma_g = 261$
Крутний момент $M_{кр}$ , Н*мм	$4550 \cdot 10^3$

Вал знаходиться в умовах сумісної дії згинання та кручення. Найнебезпечнішим є переріз під робочим колесом, яке послаблене шпоночним пазом[8].

Номінальна дотична напруга в перерізах вала визначається за формулою.

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (5.1)$$

де  $W_p$  - момент опору крученню, м<sup>3</sup>.

Напруга згинання визначається за формулою:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}, \quad (5.2)$$

де  $M_u = 0,1 M_{кр}$  – згинаючий момент, Нм.

$$M_u = 0,1 \cdot 4550 = 455 \text{ Нм}$$

$W$  – момент опору переріза вала згинанню, м<sup>3</sup>

Моменти опору крученню та згинанню вала переріза, який послаблений шпоночним пазом, визначається згідно формулам:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2}\right)}{2d}, \quad (5,3)$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot \frac{h}{2} \cdot \left(d - \frac{h}{2}\right)^2}{2d}, \quad (5,4)$$

де  $d = 141$  мм - діаметр вала під колеса;

$b = 32$  мм - ширина шпоночного пазу;

$h = 11$  мм - глибина пазу.

Після підстановки чисельних значень в (7.3) та (7.4), отримуємо:

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 141^3}{16} - \frac{32 \cdot \frac{11}{2} \cdot \left(141 - \frac{11}{2}\right)^2}{2 \cdot 141} = 526797,7 \text{ мм}^2;$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 141^3}{32} - \frac{12 \cdot \frac{11}{2} \cdot \left(141 - \frac{11}{2}\right)^2}{2 \cdot 141} = 270768 \text{ мм}^2.$$

Підставляємо отримані дані:

$$\tau = \frac{4550 \cdot 10^3}{526797,7} = 8,63 \text{ МПа};$$

$$\sigma_u = \frac{455 \cdot 10^3}{270768} = 1,66 \text{ МПа}.$$

Запас міцності по статичній несучій здатності:

$$n = \frac{\sigma_{0,2}}{\sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2}} \geq [n], \quad (5.5)$$

де  $[n] = 2,2$  при  $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_s} = \frac{800}{900} = 0,89$

$$n = \frac{800}{\sqrt{2,67^2 + 4 \cdot 12,8^2}} = 46 > 2,2 \quad - \text{ умова виконується}$$

Запас міцності за межею стомлення:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (5.6)$$

де  $n_\sigma$  - запас міцності по нормальним напругам;

$n_\tau$  - запас міцності по доточним напругам.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad (5.7)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (5.8)$$

де  $k_\sigma, k_\tau$  - ефективні коефіцієнти концентрації;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  - коефіцієнти, які враховують масштабний фактор;

$\psi_\sigma, \psi_\tau$  - коефіцієнти, які враховують вплив асиметрії циклу напруг;

$\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$  - амплітуда та середнє значення напруг циклу.

$$\sigma_a = \sigma_u = 1,66 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\tau_a = 0,25 \cdot \tau_m = 0,25 \cdot 8,63 = 2,15 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \tau = 8,63 \text{ МПа};$$

$$\psi_\sigma = 0,05;$$

$$\psi_\tau = 0.$$

Підставляємо у формулу

$$n_\sigma = \frac{450}{\frac{2}{0,68} \cdot 2,67 + 0,05 \cdot 0} = 63,7;$$

$$n_\tau = \frac{261}{\frac{1,9}{0,74} \cdot 3,2 + 0 \cdot 12,8} = 35,3.$$

$$\text{Тоді } n = \frac{63,7 \cdot 35,3}{\sqrt{63,7^2 + 35,3^2}} = 30,9.$$

Запас міцності для валів:  $n > 2,5$

$30,9 > 2,5$  – умова виконується.

## 5.2 Розрахунок шпоночного з'єднання під колесом

Вихідні дані для розрахунку:

Розмір шпонки, м, $b \times h$	0,160x0,032
Матеріал шпонки	Сталь 30X13
Границя текучості $\sigma_{0,2}$ , МПа	540
Матеріал колеса	Сталь 20X13Л
Границя текучості $\sigma_{0,2}$ , МПа	441
Матеріал вала	Сталь 40ХФА
Границя текучості $\sigma_{0,2}$ , МПа	800
Крутний момент $M_{кр}$ , Нм	4550

Крутний момент, який передається шпоночним з'єднанням:

$$M'_{кр} = \frac{M_{кр}}{i}, \quad (5.9)$$

де  $i$  – число ступіней.

$$M'_{кр} = \frac{4550}{1} = 4550 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження зім'яття в шпоночному з'єднанні визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d \cdot l_p \cdot t}, \quad (5.10)$$

де  $d$  - діаметр вала під колесом, м;

$l_p$  - робоча довжина шпонки, м;

$t$  - висота шпоночного паза в ступиці колеса  $t = 8 - 5 = 3$  мм.

$$l_p = l - b, \quad (5.11)$$

$$l_p = 0,160 - 0,032 = 0,128 \text{ м.}$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 4550}{0,141 \cdot 0,128 \cdot 0,003} = 168,07 \text{ МПа.}$$

Допустиме напруження зминання для матеріалу (шпонка, вал, колеса), який має найширшу границю текучості, визначається за формулою:

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_{0,2}}{n}, \quad (5.12)$$

$$[\sigma_{зм}] = \frac{441}{1,5} = 294 \text{ МПа,}$$

де  $n = 1,5$  - коефіцієнт запасу міцності:

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = 168,07 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 294 \text{ МПа} \quad - \text{ умова виконується.}$$



## 6. Чисельне дослідження

Чисельне дослідження структури потоку в проточній частині колеса робочого проводилося з використанням програмного продукту ANSYS CFX.

ANSYS CFX опирається на метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [8]: рівняння руху в'язкої рідини, рівняння нерозривності.

Мета даного чисельного дослідження з'ясувати яке з трьох наведених виконань робочого колеса має найкращі кавітаційні характеристики. Для досягнення поставлених цілей була спроектована робоче колесо для насоса типу ПТА 3800-20-2. За допомогою програмного продукту SOLIDWORKS була створена тривимірна модель робочого колеса насоса (рис. 6.1) яка необхідна для отримання більш правильного та точного результату

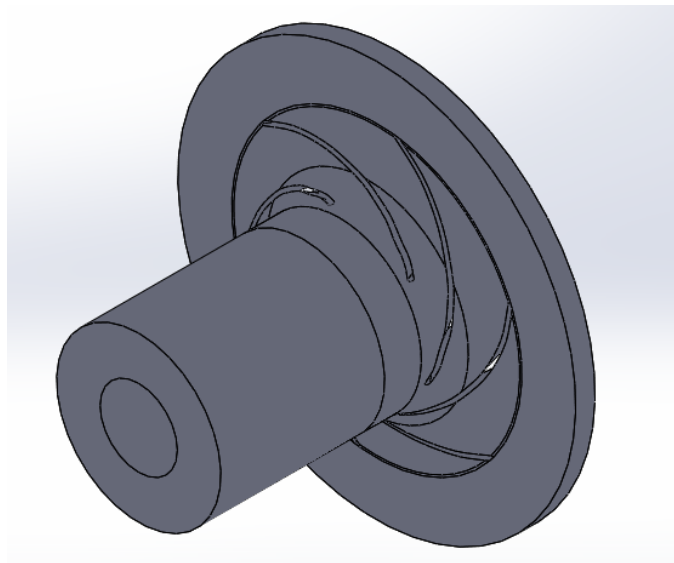


Рисунок 6.1 – Рідкотільна модель

Рідкотільна модель робочого колеса має три виконання. Перше виконання має шість стандартних лопатей. Друге виконання має три стандартних і три подовжені лопаті. Третє включає в себе шість подовжених лопатей.

## 6.1 Створення сіток

Розрахунок в програмному продукту ANSYS CFX ведеться ітераційним методом, тобто рішення систем рівнянь з поступовим наближенням до допустимого відхилення. Для цього необхідно для розрахункової області створити розрахункову сітку.

Розрахункова сітка була створена в генераторі сіток ICEM CFD. Робоче колесо – неструктурована тетраедрна сітка, з призматичними шарами (рисунок 6.2);

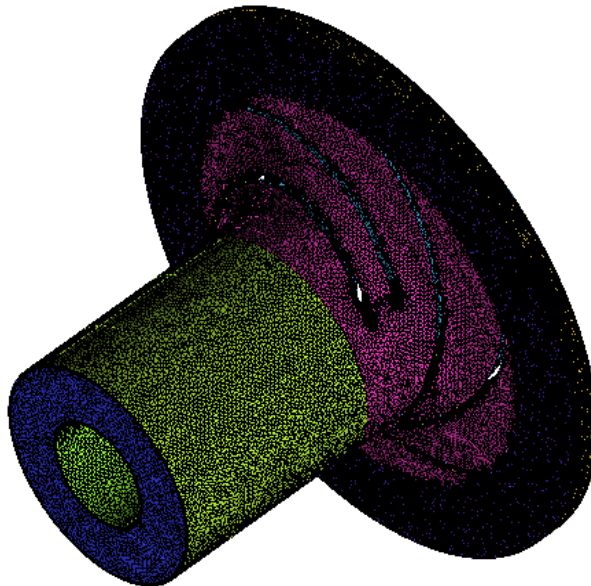


Рисунок 6.2 – Розрахункова сітка для робочого колеса (6 млн. вузлів)

## 6.2 Математична модель

Чисельний метод базується на математичній моделі, тобто рівняння які описують процес. В даному випадку це рівняння Рейнольдса, рівняння нерозривності, а також для замикання системи – моделі турбулентності[9]. Загалом, модель турбулентності описує розподіл напруги Рейнольдса в області потоку. Всі моделі турбулентності, які використовуються, мають емпіричну природу[9].

У даній роботі використовувалась k-ε модель турбулентності. Модель заснована на певній кінетичній енергії k і швидкості дисипації турбулентних пульсацій ε. Утворення турбулентності розраховується за місцевими градієнтам швидкості[10].

Величина змінної  $Y^+$ , що характеризує згущення сіток поблизу стінок знаходилася в діапазоні від 10 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям [10] для k-ε моделі турбулентності.

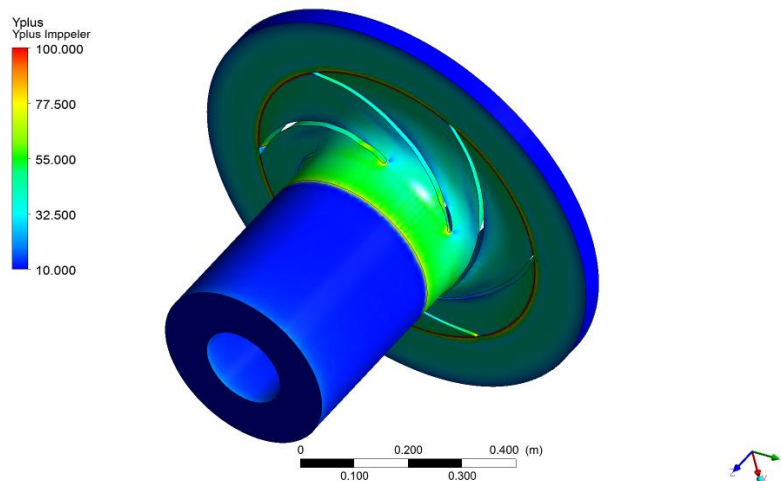


Рисунок 6.3 – Значення  $Y^+$  для робочого колеса, та спірального відводу

### 6.3 Розрахункова модель

Розрахункова модель створюється в одному з модулів програмного продукту CFX, а саме CFX-Pre. Спочатку була створена розрахункова область «Impeller» (робоче колесо). Робоче колесо обертається проти часової стрілки з частотою 1600 об/хв.. Гранична умова на вході в розрахункову модель являється «Inlet», з заданням масової витрати 481,88 кг/с ( 1740 м<sup>3</sup>/год). На виході «Opening», з заданням тиску 10МПа. Для всіх поверхонь що, являються твердими стінками гранична умова «Wall», які не є гідравлічно гладкими, і мають певну шорсткість. Розрахункові області з'єднані між собою за рахунок інтерфейсів.

У якості робочої рідини була прийнята вода при температурі 25 °С.

Критерієм збіжності було задано досягнення величини середньої квадратичної нев'язки  $10^{-4}$ . Додатковий критерій збіжності - заданий вираз для визначення напору.

Розрахунки проводилися у стаціонарному режимі з використанням програмного пакету CFX-Solver Manager. Розрахунки проводилися з використанням інтерфейсу між розрахунковими областями «Frozen rotor». Розрахунок проводився для діапазону подач  $Q = 0,2 - 1,4Q$  (340-2430 м<sup>3</sup>/год). Обробка і аналіз результатів виконано з використанням програмного пакету CFD-Post.

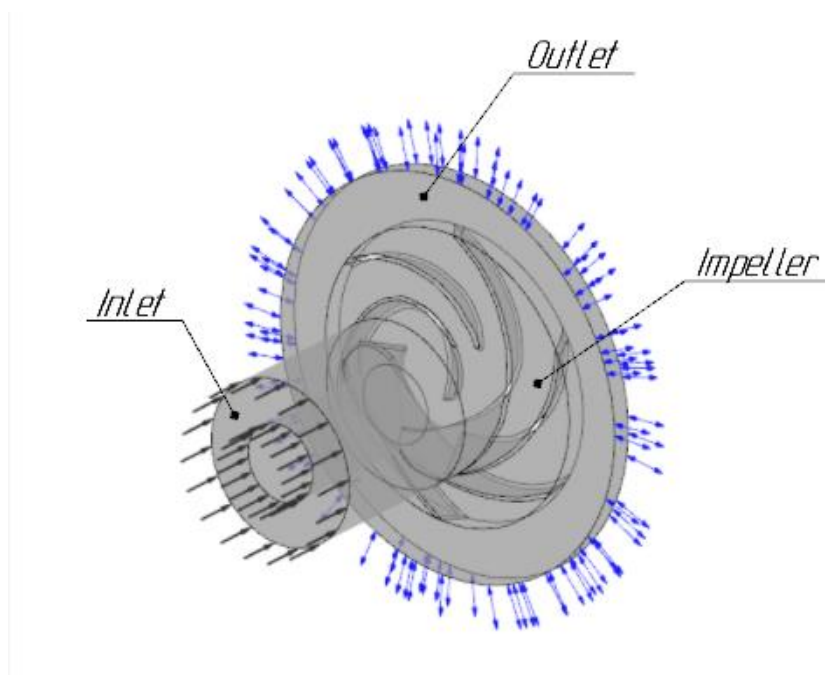


Рисунок 6.3 – Розрахункова модель

## 7 Результати розрахунку

Всі значення величин які представлені у вигляді залежностей визначались в CFD-Post

Аналізуючи данні отримані в наслідок чисельного розрахунку були отримані наступні результати:

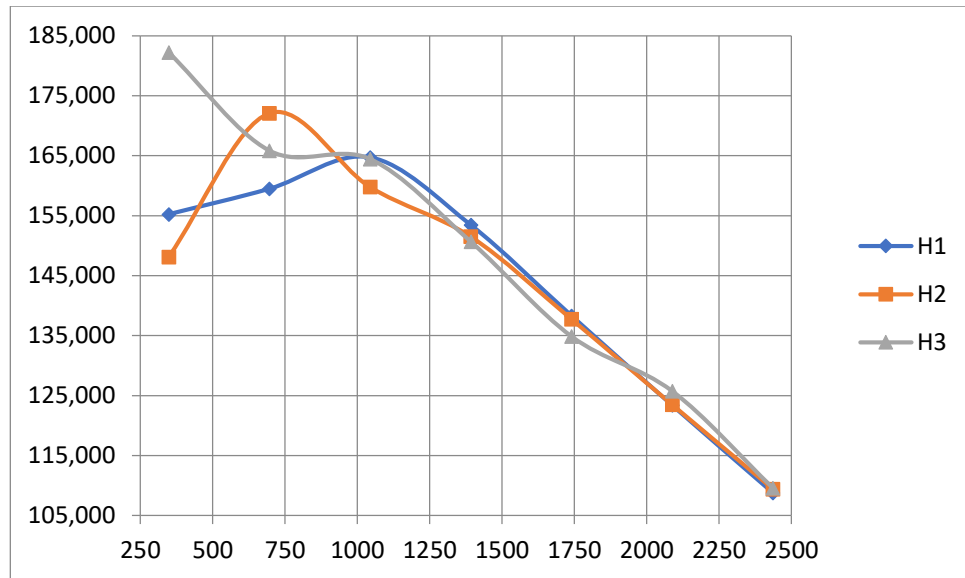


Рисунок 7.1 – Напірні характеристики робочих коліс для насоса ПТА-3800

(1 – одноярусна лопатева система; 2 – двоярусна лопатева система; 3-одноярусна лопатева система з подовженими лопотями)

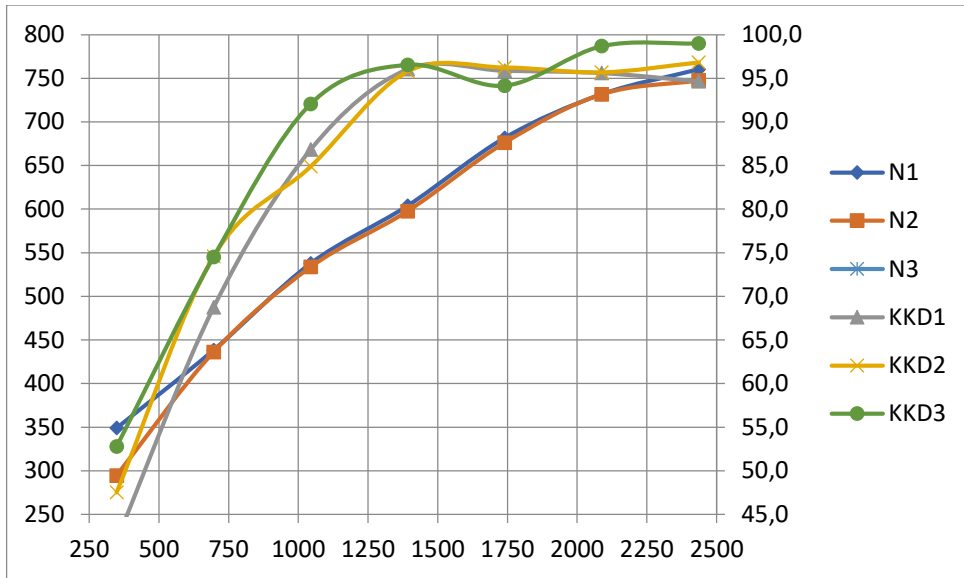


Рисунок 7.2 – Енергетичні характеристики коліс для насоса ПТА-3800

(<sub>1</sub> – одноярусна лопатева система; <sub>2</sub> – двоярусна лопатева система;  
<sub>3</sub> – одноярусна лопатева система з подовженими лопотями)

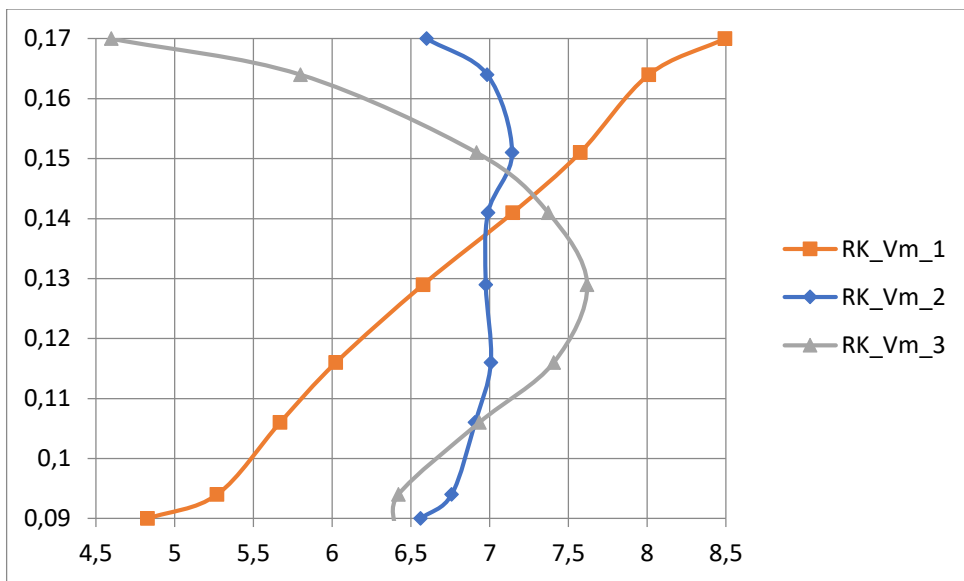


Рисунок 7.3 – Графік розподіл меридіональної швидкості на вході в робоче колесо (<sub>1</sub> – одноярусна лопатева система; <sub>2</sub> – двоярусна лопатева система;  
<sub>3</sub> – одноярусна лопатева система з подовженими лопотями)

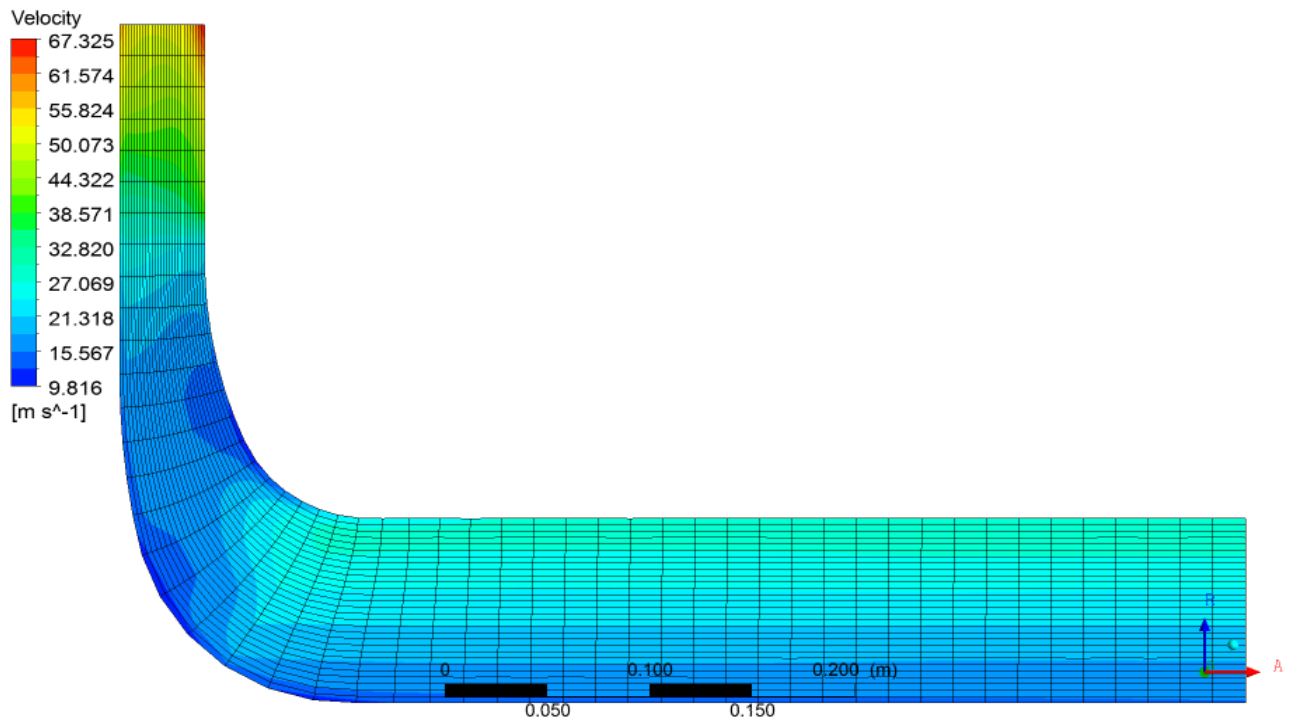


Рисунок 7.4 – Розподіл відносної швидкості в меридіональному переріз  
робочого колеса( з однаєю лопатевою системою)

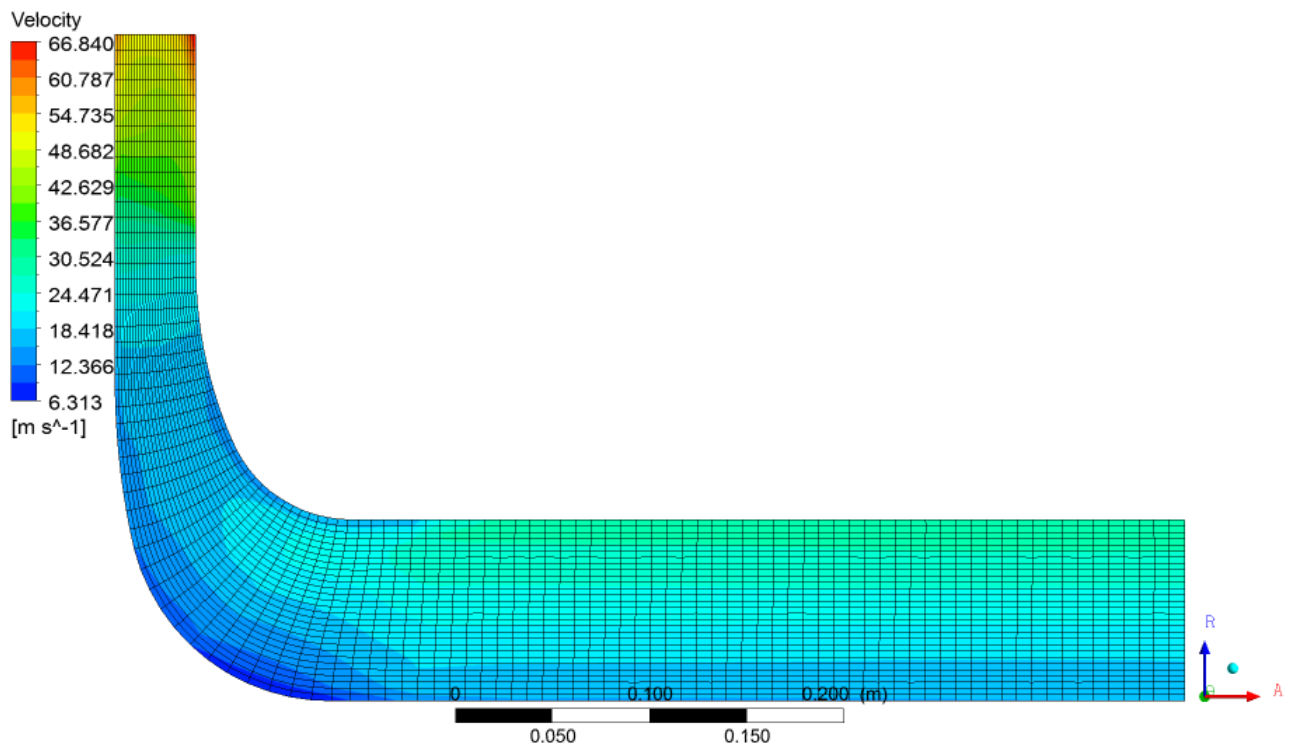


Рисунок 7.5 – Розподіл відносної швидкості в меридіональному перерізі робочого колеса( з двоярусною лопатевою системою)

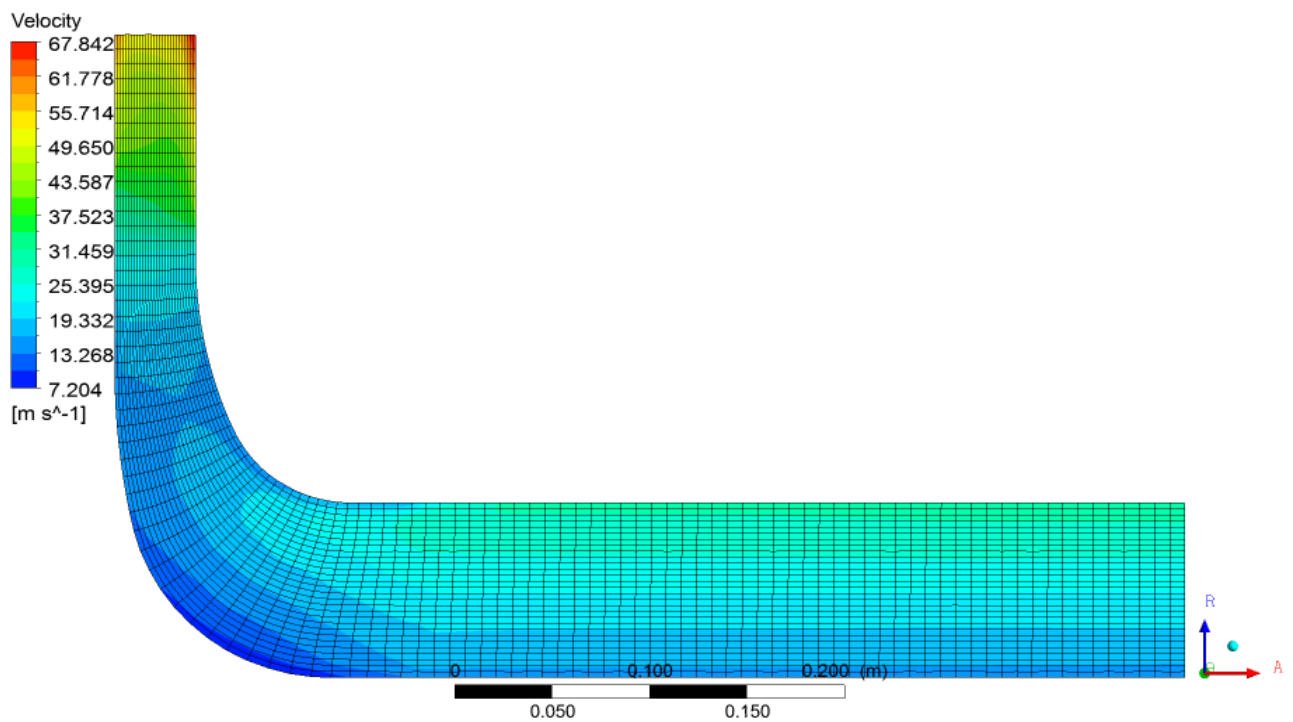


Рисунок 7.6 – Розподіл відносної швидкості в меридіональному перерізі робочого колеса( з однарусною лопатевою системою з подовженими лопотями)



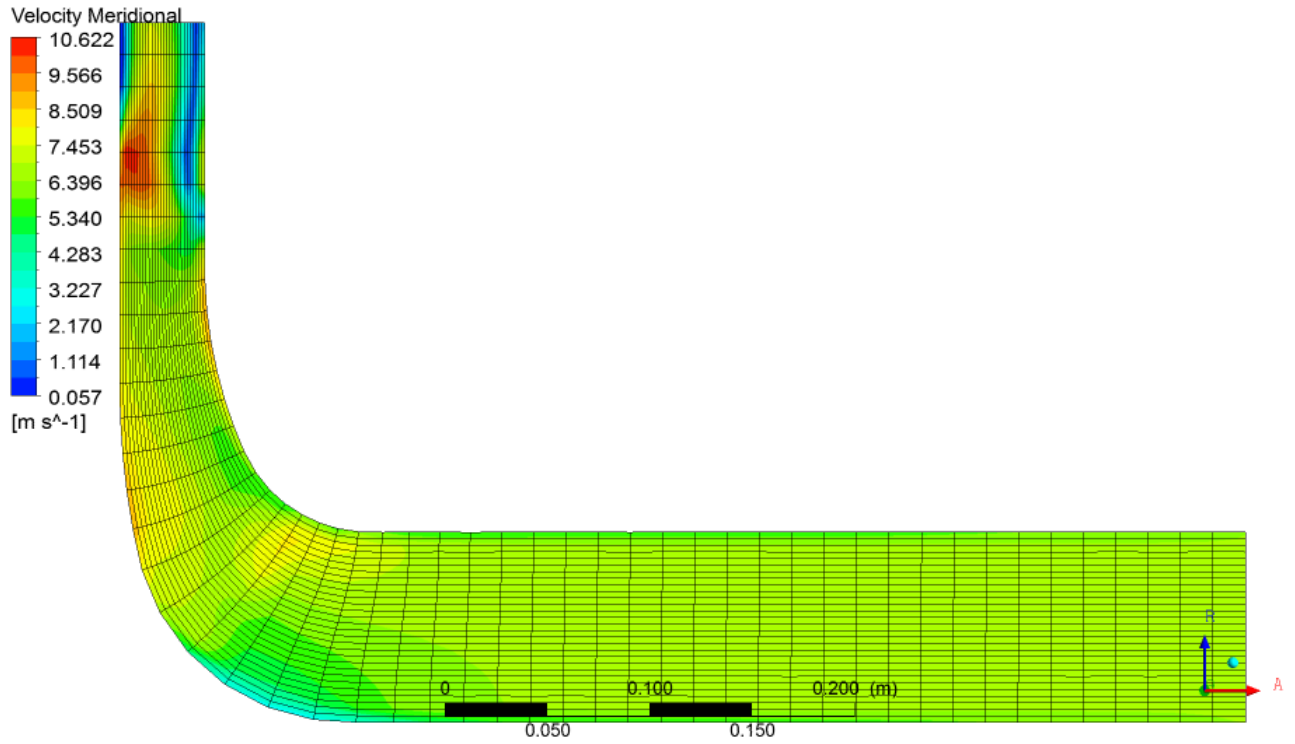


Рисунок 7.7 – Розподіл меридіональної швидкості в меридіональному перерізі робочого колеса( з одноярусною лопатевою системою)

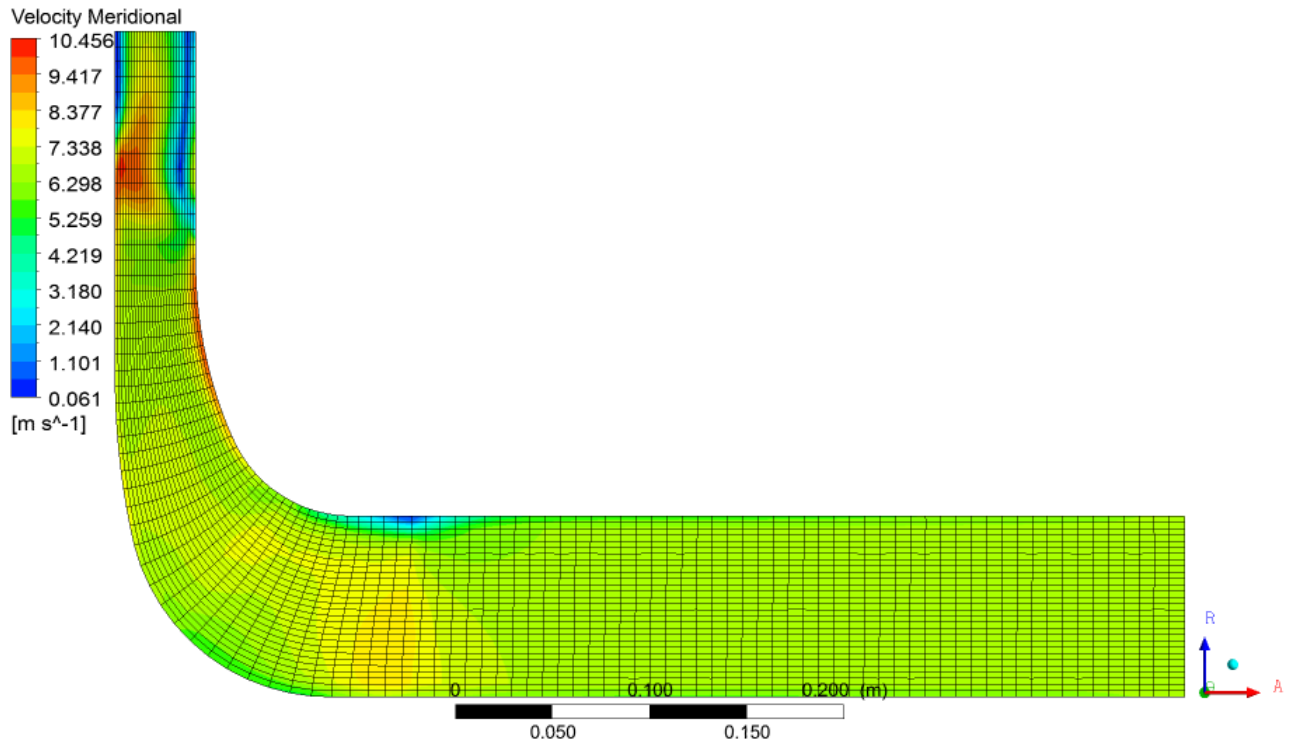


Рисунок 7.8 – Розподіл меридіональної швидкості в меридіональному перерізі робочого колеса( з двоярусною лопатевою системою)

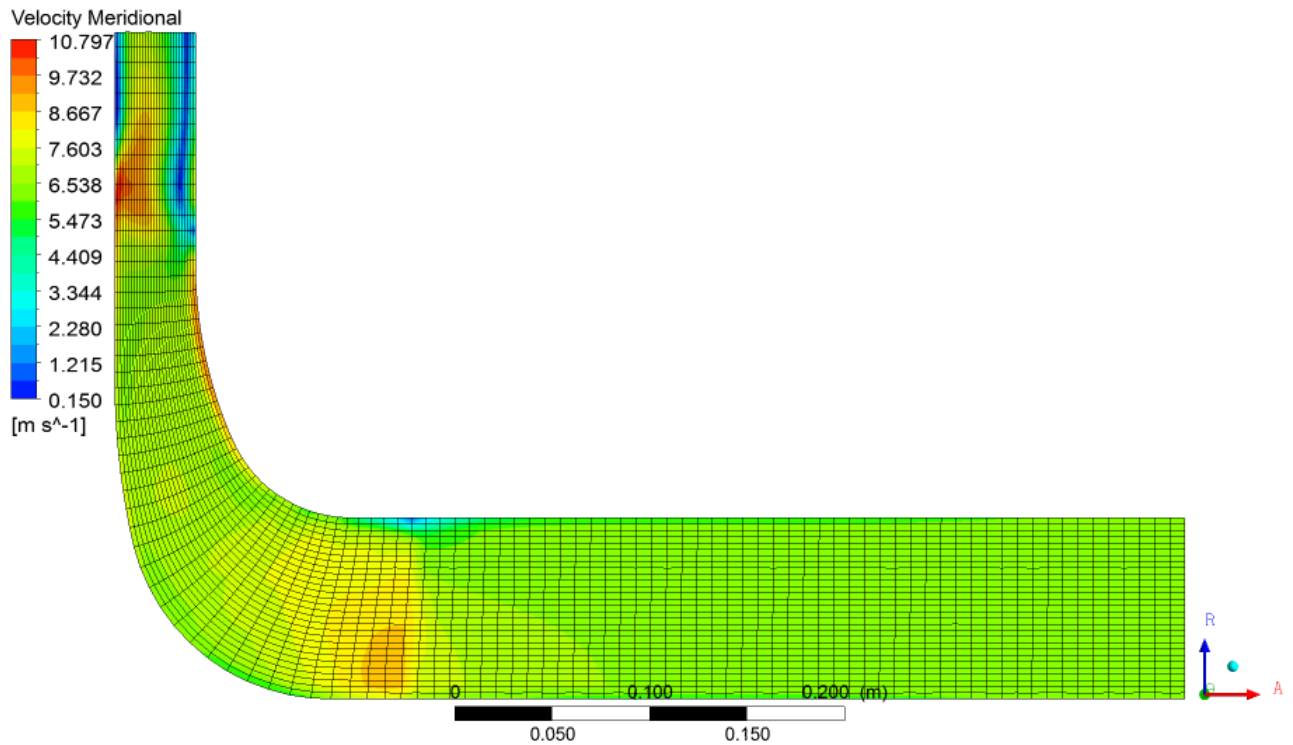


Рисунок 7.9 – Розподіл меридіональної швидкості в меридіональному перерізі робочого колеса( з однаюрсною лопатевою системою з подовженими лопотями)

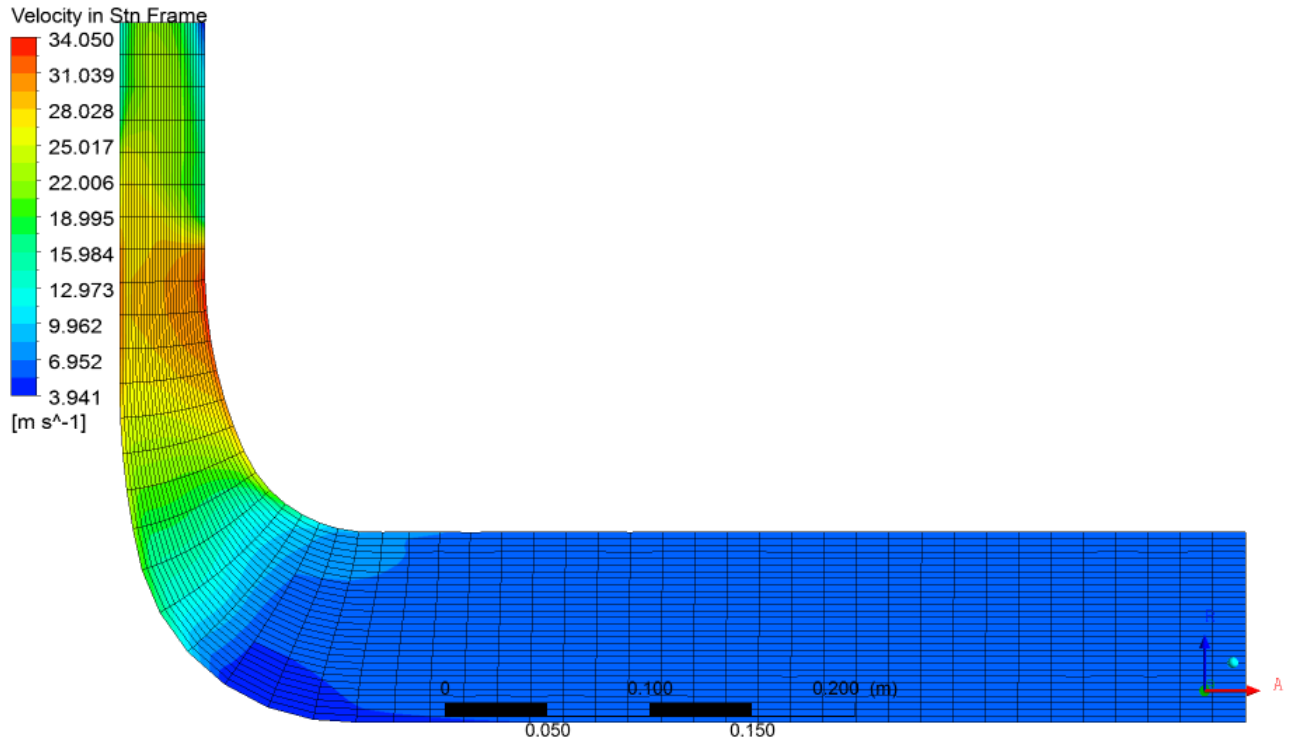


Рисунок 7.10 – Розподіл абсолютної швидкості в меридіональному перерізі робочого колеса( з одноярусною лопатевою системою)

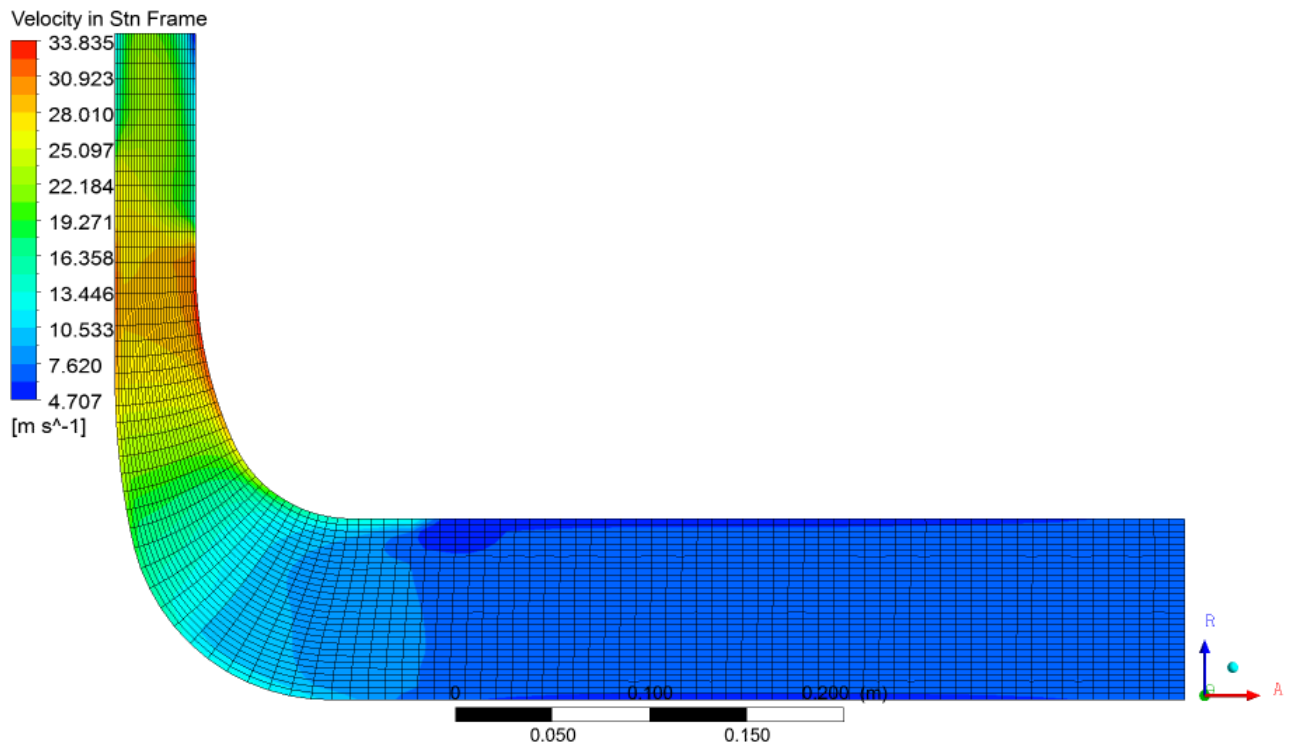


Рисунок 7.11 – Розподіл абсолютної швидкості в меридіональному перерізі робочого колеса( з двоярусною лопатевою системою)

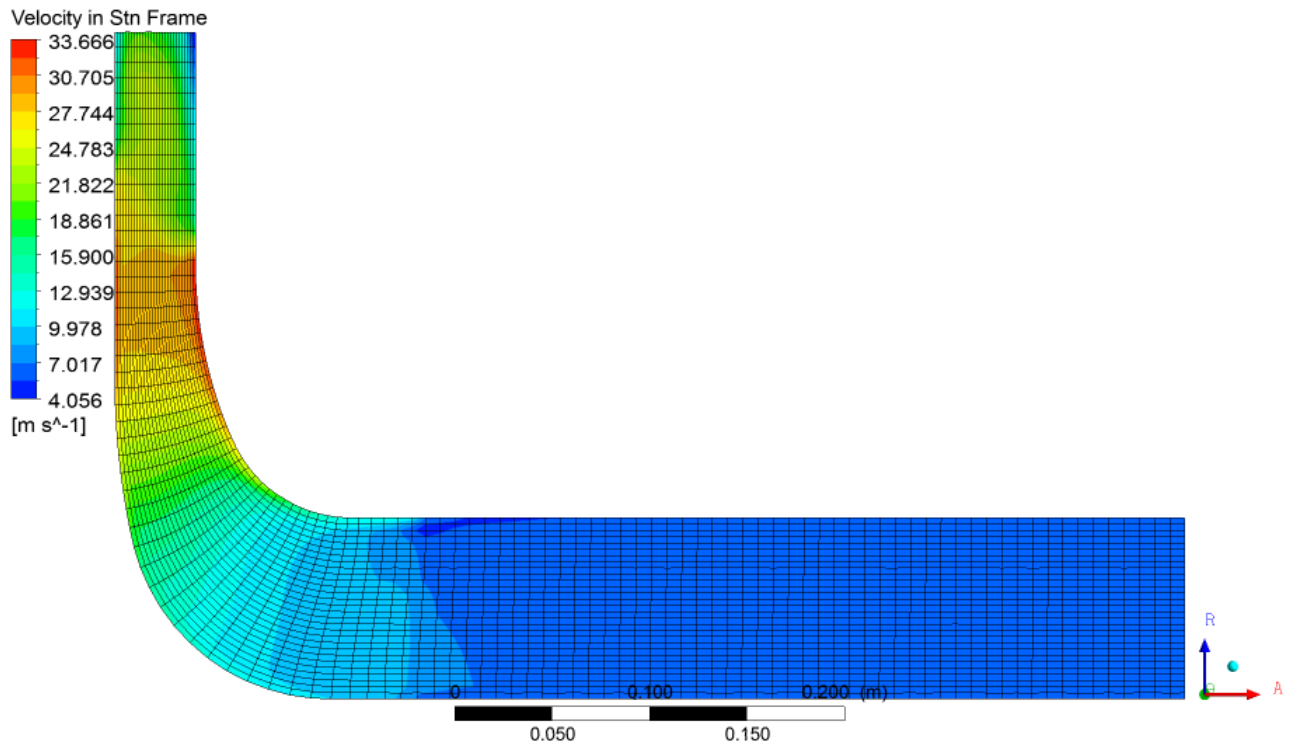


Рисунок 7.12 – Розподіл абсолютної швидкості в меридіональному перерізі робочого колеса( з однарусною лопатевою системою з подовженими лопотями)

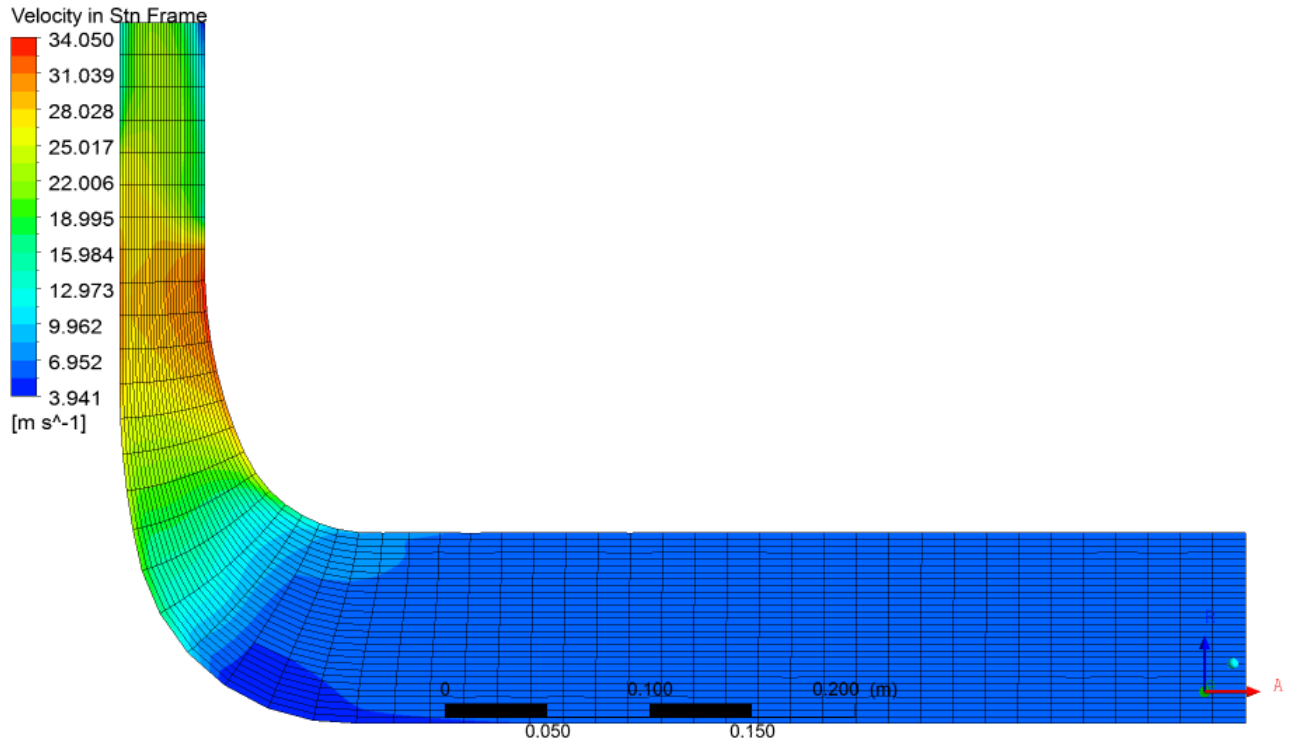


Рисунок 7.13 – Розподіл повного тиску в меридіональному переріз робочого колеса( з одноярусною лопатевою системою)

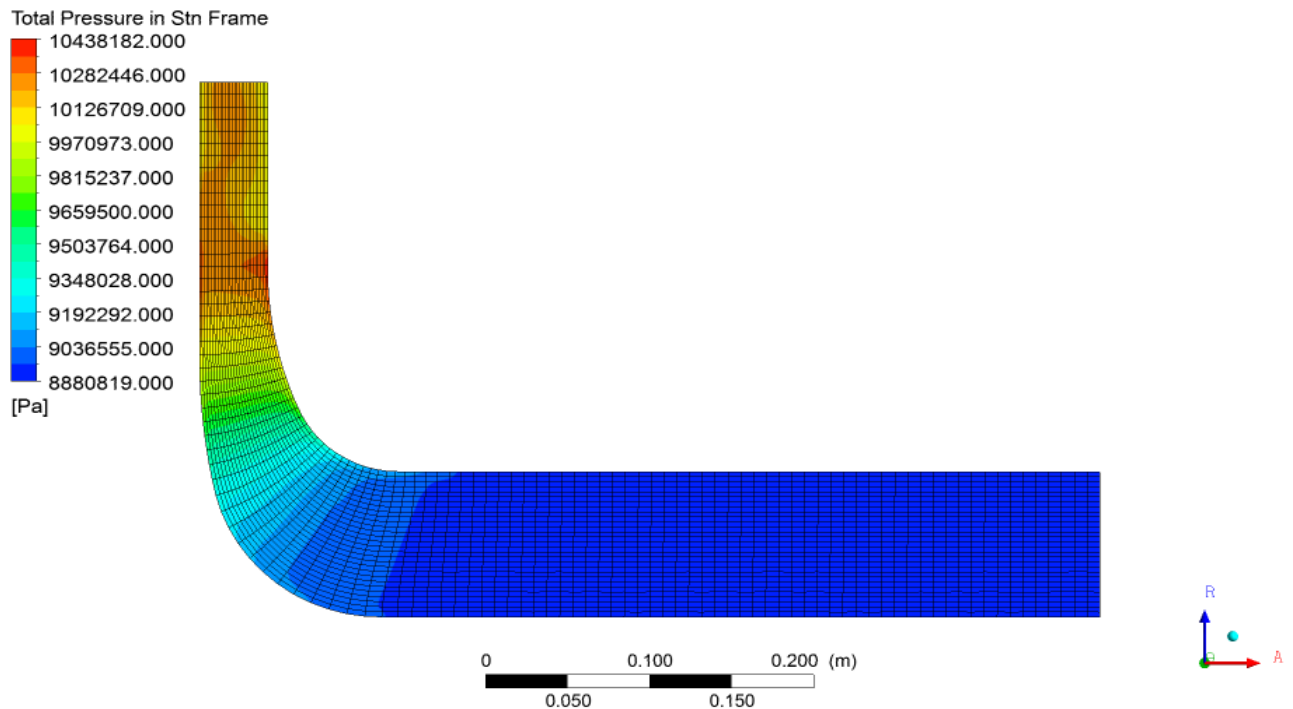


Рисунок 7.14 – Розподіл повного тиску в меридіональному переріз робочого колеса( з двоярусною лопатевою системою)

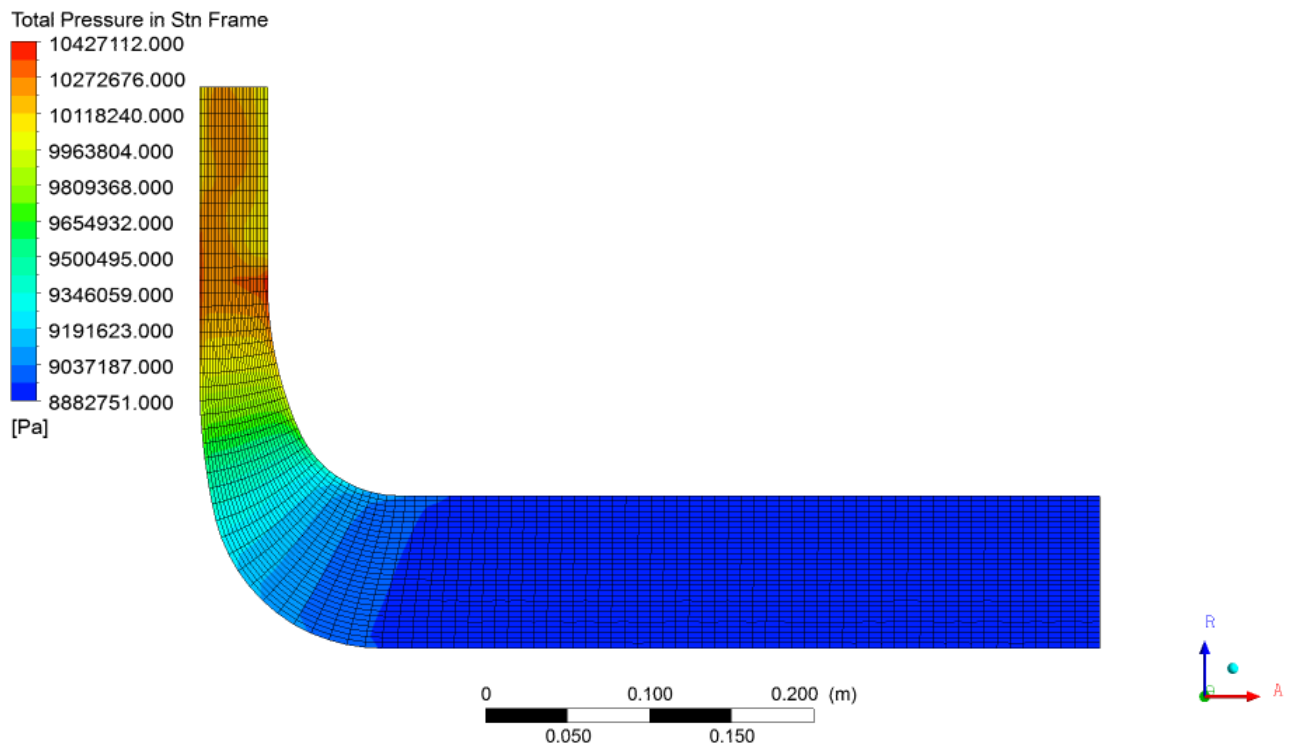


Рисунок 7.15 – Розподіл повного тиску в меридіональному переріз робочого колеса (з одноярусною лопатевою системою з подовженими лопотями)

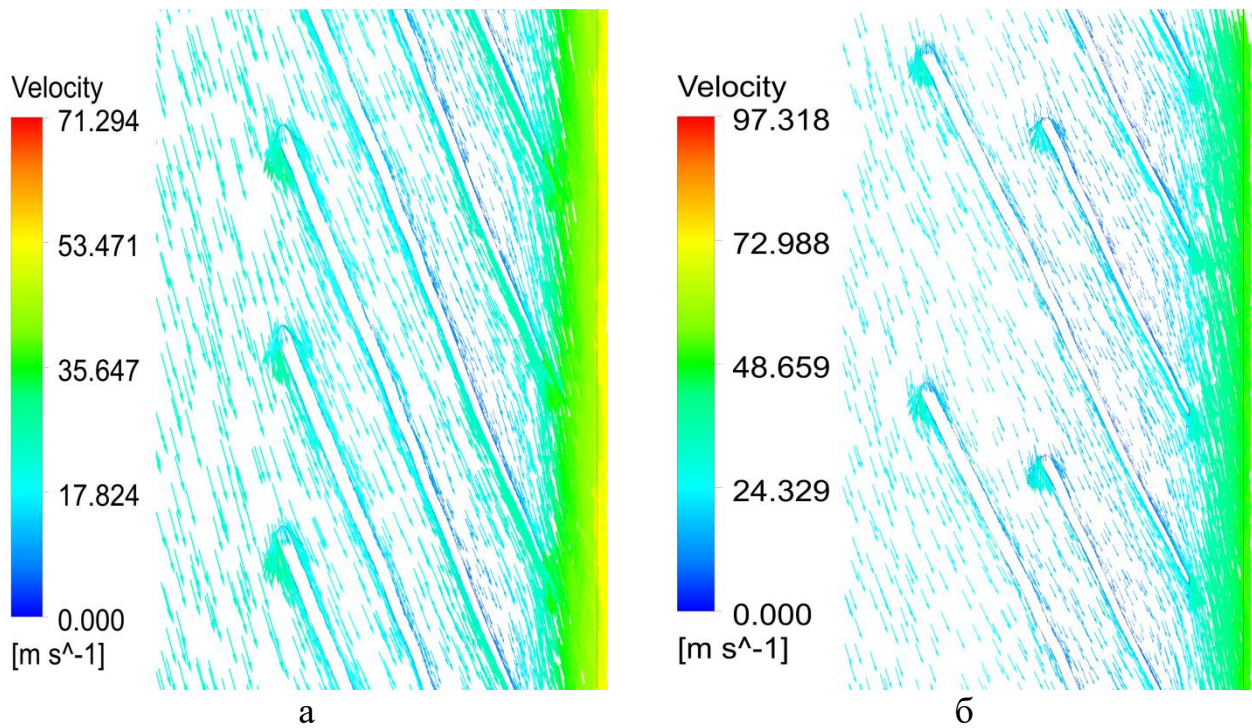


Рисунок 7.16 – Натікання потоку на лопать на вході в колесо  
( а - з однарусною лопатевою системою, б - з двоярусною лопатевою системою)

## **9. Розділ з охорони праці**

### **Порядок виконання ремонтних робіт на ТЕЦ**

Початком ремонту енергоблоків, неблокових паротурбінних агрегатів, гідроагрегатів і трансформаторів вважається час відключення генератора (трансформатора) від мережі.[10]

Початком ремонту парових казанів неблокових ТЕС вважається час відключення казана від станційного паропроводу гострої пари. При виведенні основного устаткування в ремонт з резерву початком ремонту вважається час, вказаний диспетчером енергосистеми в дозволі на виведення устаткування в ремонт.

Початком ремонту допоміжного устаткування ремонтovanого окремо від основного і загальностанційного устаткування; вважається час виводу в ремонт, встановлений начальником зміни електростанції.

Якщо установка виведена в ремонт достроково або із запізненням проти терміну, вказаного в затвердженому річному графіку ремонту, то планова тривалість ремонту зберігається, а час закінчення ремонту відповідно переноситься.

Вивід в ремонт установки виробляється за програмою, затвердженою головним інженером електростанції. Програма повинна передбачати:

1) проведення експлуатаційних випробувань за спеціальною програмою; затвердженою в установленому порядку. Випробування мають бути проведені не раніше чим за місяць і не пізніше чим за 5 днів до виводу в ремонт. Результати випробувань заносяться у відомості основних параметрів технічного стану установки.

2) прибирання установки зовні (майданчики обслуговування, зовнішня поверхня устаткування, трубопроводів, газо- і повітропроводів, пилепроводів і



так далі в межах установки) від пилу, золи і сміття, видалення з робочих місць стороннього устаткування, матеріалів. Прибирання має бути виконана не пізніше чим за 2 дні до зупинки. При цьому остаточне прибирання котлоагрегатів, що працюють на пилевугільному паливі, повинне вироблятися після зупинки з розбиранням електросхем устаткування, але не пізніше чим через 2 дні після зупинки;

3) сработку палива в бункерах вказана при його останові, обдування поверхонь нагріву і струшування електродів електрофільтрів. Зола і шлак з бункерів і льоток мають бути спущені в ГЗУ і видалені на золоотвал;

4) примусове розхолодження турбін при останові і, у разі потреби (за результатами передремонтних випробувань), промивання проточної частини під навантаженням.

Після останову устаткування на ремонт персонал електростанції:

1) виробляє всі відключення, що забезпечують безпечні умови виробництва робіт, згідно з Правилами техніки безпеки. Відключення виробляються згідно з програмою і графіком, затвердженим головним інженером електростанції. У графіці вказуються особи, відповідальні за відключення і час виконання. При виконанні операцій по відключенню персонал електростанції забезпечує можливість початку ремонтних робіт на вузлах і системах установки в терміни, передбачені мережевим графіком ремонту.

2) видає загальний вбрання-допуск (вбрання-допуск) на ремонт устаткування;

3) встановлює режим роботи підрозділів забезпечення (ЦРМ, компресорних, газогенераторних і кисневих станцій, складів, лабораторій і тому подібне), а також вантажопідйомних і транспортних засобів (кранів, ліфтів і ін.) відповідно до графіка ремонту.

З початку виробництва ремонтних робіт на устаткуванні, керівники робіт підприємств і організацій, що беруть участь в ремонті забезпечують:

1) своєчасну видачу бригадам виробничих завдань;

- 2) виконання виконавцями ремонту вимог НТД і (або) робочій конструкторській документації заводів-виготівників, а також дотримання технологічної дисципліни;
- 3) контроль якості виконання ремонтних робіт;
- 4) дотримання виробничої трудової дисципліни своїм персоналом;
- 5) впровадження прогресивних форм організації і стимулювання праці;
- 6) забезпечення стабільності і достатньої кваліфікації ремонтного персоналу.

Ремонтні підприємства в організації відповідають за терміни закінчення і якість ремонтних робіт, технологічну, виробничу і трудову дисципліну, а також за дотримання правил техніки безпеки і протипожежної безпеки своїм персоналом, і ведуть облік трудових і матеріальних ресурсів в межах зобов'язань, прийнятих за договором.

Відповідальні представники електростанції:

- 1) беруть участь в дефектації устаткування;
  - 2) визначають за результатами дефектації необхідність виконання запланованих і додаткових об'ємів ремонтних робіт;
  - 3) оформляють акт дефектами;
  - 4) приймають відремонтоване устаткування, що пред'являється до здачі, і проводять його випробування. Випробування (випробування) окремих видів устаткування, систем і механізмів в процесі ремонту до пред'явлення приймальної комісії проводиться відповідно до інструкцій, що діють, з експлуатації і ПТБ, під безпосереднім керівництвом відповідального представника цеху, у веденні якого знаходиться опробуєме устаткування, за участю виконавців ремонту установки.
- При випробуванні (випробуванні) устаткування складаються протоколи, у тому числі на гідравлічні випробування, закриття циліндрів згодне і інші приховані роботи, а також складаються інші документи, перелік яких встановлюється електростанцією за узгодженням з виконавцями ремонту;
- 5) вирішують технічні питання, що виникають в ході ремонту;

- 6) координують роботу з іншими підрозділами електростанції;
- 7) у порядку, встановленому головним інженером електростанції, інформують про хід ремонтних робіт.

Електростанція протягом всього ремонту забезпечує:

- 1) оперативність і належний рівень компетенції при вирішенні всіх організаційно-технічних питань, що виникають в процесі ремонту,
- 2) контроль і облік використання ремонтного фонду по всіх напрямках діяльності, включаючи і створені резерви;
- 3) чітку роботу їдалень і інших пунктів живлення і постачання питною водою, душових, вбиралень, пунктів прання і ремонту спецодягу;
- 4) спільно з підприємствами і організаціями, що беруть участь в ремонті, чітку організацію забезпечення виробничих бригад матеріалами і запасними частинами, а робочих місць стислим повітрям, електроенергією, киснем, ацетиленом, природним газом, технічною водою і ін.

Керівники робіт підприємств і організацій, що беруть участь в ремонті, спільно з представниками електростанцій:

- 1) здійснюють вхідний контроль якості вживаних матеріалів і запасних частин;
- 2) проводять оперативний контроль якості виконуваних ремонтних робіт;
- 3) контролюють відповідність відремонтованих складових частин і деталей вимогам НТД і конструкторській документації;
- 4) перевіряють дотримання технологічної дисципліни (виконання вимог технологічної документації, якості вживаних оснащення, пристосувань і інструменту);
- 5) забезпечують в терміни, передбачені графіком ремонту, закінчення дефектації вузлів і деталей устаткування;
- 6) за результатами дефектації, з врахуванням передбачених експлуатаційних випробувань, визначають об'єм додаткових ремонтних робіт по усуненню виявлених дефектів.

Електростанція спільно з підприємствами і організаціями-виконавцями ремонту розглядають об'єм додаткових ремонтних робіт, можливість і терміни їх виконання, забезпеченість необхідними матеріальними і трудовими ресурсами і приймають рішення про можливість виконання додаткових робіт в плановий термін або про необхідність оформлення матеріалів на продовження терміну ремонту. Якщо електростанція, ремонтні підприємства і організації не прийняли погоджене рішення, то рішення приймають їх вищестоящі організації.

У випадках, коли виявлені дефекти за об'єктивними умовами не можуть бути усунені в процесі ремонту в повному об'ємі відповідно до вимог ремонтної технологічної і (або) конструкторської документації, електростанція спільно з виконавцями робіт зобов'язана прийняти рішення про термін і порядок їх усунення.

### **Порядок дій працівників підприємства при розливі аміаку**

**У випадку розливу рідкого аміаку і його концентрованих розчинів не можна доторкатися до розлитої рідини.**

Коли виникає розлив аміаку на підприємстві, спочатку повідомляють про це начальнику зміни. Не торкатися пролитої речовини. Одразу одягнути противогази, суконний костюм та рукавиці. Обов'язково на ноги одягнути резинові сапоги.

Засипати аміак кальценірованою содою для погашення аміаку. Усунути течі або перекачати речовину в цілу ємкість з дотриманням запобіжних заходів.

#### **Ознаки отруєння аміаком:**

- нежить, кашель, важке дихання, задуха;
- підвищене серцебиття, порушена частота пульсу;

- при контакті з рідким аміаком виникає обмороження, можливий опік з пухирями, виразки.

### **Перша допомога при отруєнні аміаком:**

- одягніть протигаз і виведіть ураженого на свіже повітря;
- дайте подихати зволоженим повітрям (теплыми водяними парами 10%-ного розчину ментолу в хлороформі);
- дайте йому теплого молока з «Боржомі» або харчовою содою;
- при задусі необхідний кисень;
- при спазмі голосових щілин забезпечте тепло на ділянку шиї, теплі ванночки, інгаляцію;
- при зупинці дихання проведіть серцево-легеневу реанімацію;
- при потраплянні в очі – промийте водою або 0,5-1%-ним розчином квасців, вазеліновою або оливковою олією;

при ураженні шкіри – обмийте чистою водою, зробіть примочки з 5%-ного розчину оцтової, лимонної або соляної кислоти.

## 8. Технологія виробництва деталі

### 8.1. Визначення типу виробництва та його характеристика

Залежно від маси виробу і річної програми випуску виробництва може бути одиничне, серійне і масове.

Одиничним називається виробництво, в якому виготовляється дуже широка номенклатура продукції в невеликих кількостях, причому окремі види продукції не повторюються через не визначені проміжки часу. При одиничному типі виробництва використовується універсальне устаткування і верстати ЧПУ; стандартний ріжучий і універсальний вимірюючий інструмент.

Серійним називається таке виробництво, в якому виготовляється ширша номенклатура виробу, причому вироби кожного найменування випускаються серіями, що періодично повторюються. Залежно від величини серії і частоти їх випуску розрізняють серійне, крупносерійне і дрібносерійне виробництва. При серійному типі виробництва використовують універсальні верстати ЧПУ з швидкодіючими пристосуваннями, оброблювані центри, розташовані по ходу технологічного процесу стандартний ріжучий і спеціальний вимірюючий інструменти. Кваліфікація робітників нижча ніж в одиничного виробництва.

Масовим називається виробництво, в якому постійно в перебігу добового часу, вимірюваного, як правило, протягом років, виготовляється одночасно у великих кількостях один виріб або дуже обмежена номенклатура продукції. Масове виробництво характерне для крупних вузькоспеціалізованих підприємств. При масовому типі виробництва використовується спеціальне і спеціалізоване устаткування. Кваліфікація наладчиків устаткування висока, а робітників низька.

Для маси виробу і річної програми випуску вибираємо одиничний тип виробництва.

**8.2 Розробка технологічного процесу виготовлення деталей відповідно до завдання з визначенням оптимальних режимів обробки, зварювання, складання. Визначення кількості обладнання, інструментів, пристосувань. Розробка ескізів – налаштувань.**

005 Заготівельна

Спосіб отримання заготовки - лиття лиття по виплавляемим моделям.

010 Контрольна ВТК

На даній операції на столі ВТК контролюються розміри отриманої заготовки.

Обладнання: Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89.

015 Токарно-гвинторізна

Деталь базується та закріплюється в патрон токарний самоцентруючий 3-кулачковий в спеціальні кулачки. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Токарно-гвинторізний верстат мод.1М63Н-1.

Оснащення:

Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром  $D=315$  мм, виконання 1.

Позначення: Патрон 7108-0022 ГОСТ 2571-71.

Ріжучий інструмент:

PI №1 Різець PCLDR2525-M12 T5K10

PI №2 Різець S25Q-PWKFR06 T5K10

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-89.

020 Токарна з ЧПК

Деталь базується та закріплюється в патрон токарний самоцентруючий 3-кулачковий. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Токарний верстат мод. 16М30Ф3; система ЧПК - WL4T.

Оснащення:

Патрон 3-ьох кулачковий токарний діаметром D=315 мм, виконання 1.

Позначення: Патрон 7108-0022 ГОСТ 2571-71.

Ріжучий інструмент:

PI №1 Різець PCLDR2525-M12 T15K6

PI №2 Різець S25Q-PWKFR06 T30K4

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-150-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-пробка 8140-0007 Н7 П-ПР ГОСТ 14820-69,

Калібр-пробка 8140-0057 Н7 П-НЕ ГОСТ 14821-69.

025 Токарна з ЧПК

Деталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій оправці. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.



Обладнання:

Токарний верстат мод. 16М30Ф3; система ЧПК - WL4Т.

Оснащення:

Оправка цангова самоцентруюча d140,5 спеціальна.

Ріжучий інструмент:

PI №1 Різець PCLDR2525-M12 T15K6

PI №2 Різець S25Q-PWKFR06 T15K6

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89.

### 030 Контрольна ВТК

На даній операції проводиться контроль розмірів деталі, отриманих на операціях 015, 020, 025.

Обладнання:

Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-630-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-пробка 8140-0007 Н7 П-ПР ГОСТ 14820-69,

Калібр-пробка 8140-0057 Н7 П-НЕ ГОСТ 14821-69.

### 035 Наплавка

На даній операції здійснюється наплавка твердого сплаву якщо є тріщини.

### 040 Токарна з ЧПК

Деталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій оправці. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну

опорну бази.

Обладнання:

Токарний верстат мод. 16М30Ф3; система ЧПК - WL4Т.

Оснащення:

Оправка цангова самоцентруюча d140,5 спеціальна.

Ріжучий інструмент:

PI №1 Різець PCLAR2525-M12 Эльбор-Р

PI №2 Різець S25Q-PWKBR06 Т30К4

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-скоба d135 ГОСТ 18365-93,

Калібр-скоба d230h11 ГОСТ 18365-93.

045 Токарна з ЧПК

Деталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій оправці.

Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Токарний верстат мод. 16М30Ф3; система ЧПК - WL4Т.

Оснащення:

Оправка цангова самоцентруюча d140,5 спеціальна.

Ріжучий інструмент:

PI №1 Різець PCLAR2525-M12 Т30К4

PI №2 Різець S25Q-PLFAR06 Т30К4

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-II-250-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-скоба d52h7 ГОСТ 18365-93,

Калібр-скоба d230 ГОСТ 18365-93.

#### 050 Контрольна ВТК

На даній операції проводиться контроль розмірів деталі, отриманих на операціях 040, 045.

Обладнання: Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Штангенциркуль ШЦ-III-400-0,1 ГОСТ 166-89,

Калібр-скоба d52h7 ГОСТ 18365-93,

Калібр-скоба d134 ГОСТ 18365-93,

Калібр-скоба d230 ГОСТ 18365-93,

Індикатор ИЧ02 кл. 0 ГОСТ 577-68.

#### 055 Контроль неруйнуючий проникаючими речовинами

Контролювати вхідні кромки лопастей та вихідні кромки на відсутність тріщин капілярним методом, клас чутливості II ГОСТ 18842-80.

#### 060 Вертикально-фрезерна

Фрезерувати паз під вихід довбняка

Обладнання:

Вертикально-фрезерний верстат мод. ВМ-127.

еталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій оправці. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обробка поверхні відбувається за 1 прохід. Стадія обробки - напівчистова. Припуск - 7 мм.

Оснащення:

Оправка цангова самоцентруюча d120 спеціальна,

Оправка для фрези дискової спеціальна,  
Патрон цанговий 6151-7048 ГОСТ 25847-93.

Ріжучий інструмент:

Фреза 2240-0203 Р6М5 ГОСТ 28527-90.

Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89.

#### 065 Контрольна ВТК

На даній операції проводиться контроль деталі після сварки

Обладнання: Стіл ВТК.

#### 070 Довбальна

На даній операції обробляється поверхня пазу.

Деталь базується та закріплюється в самоцентруючій цанговій оправці. Дана схема базування забезпечує установчу та подвійну опорну бази.

Обладнання:

Довбальний верстат мод. 7405.

Оснащення:

Втулка самоцентруюча спеціальна.

Ріжучий інструмент:

Довб'як 2184-0573 Т5К10 ГОСТ 9323-79. Вимірювальний інструмент:

Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89,

Комплексний калібр для контролю паралельності, симетричності та розмірів пазу спеціальний.

#### 075 Контрольна ВТК

На даній операції проводиться контроль розмірів деталі, отриманих на операції 065.

Обладнання:

Стіл ВТК.

Вимірювальний інструмент:

Комплексний калібр для контролю паралельності, симетричності та розмірів пазу спеціальний.

080 Слюсарна

Після операцій зачищаються внутрішні поверхні, кромки лопаток

Обладнання:

Верстак слюсарний.

Оснащення:

Напильник 2820-0003 ГОСТ 1465-80.

085 Балансування

Деталь балансувати статично по ГОСТ 22061-76. Коригування маси здійснювати зняттям металу з поверхні

090 Контроль неруйнуючий проникаючими речовинами

Контролювати місця зняття дизбалансу на відсутність тріщин капілярним методом, клас чутливості II ГОСТ 18842-80.

095 Маркувальна

Маркувати позначення креслення та матеріал деталі електрографічним пером

Оснащення:

Електроперо П8-1948

100 Контрольна ВТК

Перевірити наявність та правильність маркування.

Обладнання:

Стіл ВТК.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Ржебаева Н.К., Ржебаев Э.Е. Расчет и конструирование центробежных насосов: Учебное пособие. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2009. – 220с.
2. А.И. Степанов. Цетробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / А.И. Степанов ; [пер. с англ. инж. М.Я. Лейферова и к. т. н. М.В. Поликовского] ; [под ред. д. т. н. проф. В.И. Поликовского]. – Москва, Гос. НТИ Машиностроительной л-ры, 1960. – 465 с.
3. Михайлов А.К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко // М.: Машиностроение. – 1971. – 304 с.
4. Борисов В.Б. Справочник технолога-машиностроителя / Борисов В.Б., Борисов В.Н., Василев В.Н. – Москва: 1986. – 655 с.
5. Методичні вказівки до виконання курсового та дипломного проектування зі спеціальності 05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» : для студ. денної та заочної форм навчання / Е. В. Колісніченко, В. О. Панченко. – Суми : СумДУ, 2013. – 48 с.
6. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа : [учебник для вузов] / Л.Г. Лойцянский. – [6-е изд., перераб. и доп. ]. – М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.
7. Gulich J. F. Centrifugal Pumps / J. F. Gulich. – Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010. – 957 s.
8. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Електронний ресурс], – 2010. – 261 p. – Режим доступу : <http://www.ansys.com>.
9. Живильний насос із паротурбінним приводом для АЕС Q=3480 м<sup>3</sup>/год, Н=135 м; n=1600 об/хв [Електронний ресурс], – 2018. – Режим доступу: <https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/>
10. <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294816/4294816536.htm#i1761219>





