

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ
ім. Ю.М.ПОТЕБНІ**

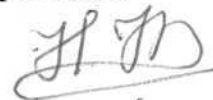
КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота
другий магістерський
(рівень вищої освіти)

на тему «Особливості моделювання водометного двигуна для
глісуючого швидкісного катеру «Орлан»

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1450
спеціальності гідроенергетика
освітньої програми гідроенергетика

Кіртока Микита Олегович



Керівник к.т.н., доц. Осаул О.І.



Рецензент к.т.н., доц. Карпенко Г.В.



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра Теплоенергетики та гідроенергетики
Рівень вищої освіти другий магістерський
Спеціальність 145 Гідроенергетика
Освітня програма Гідроенергетика
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

«05» 12 2021 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Кіртока Микита Олегович

(прізвище, ім'я, по батькові)

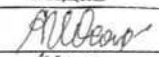
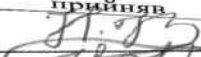

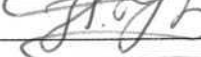
Тема роботи (проекту) Особливості моделювання водометного двигуна для глісуючого швидкісного катеру «Орлан»
керівник роботи Осаул Олександр Іванович, к.т.н., доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ЗНУ від «30» червня 2021 року № 974-с

- 1 Строк подання студентом роботи: 05 грудня 2021 р.
- 2 Вихідні дані до роботи: режими роботи водометного рушія глісуючого катеру; рівняння Ейлера та рівняння енергії потоку в робочому колесі машини.
- 3 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): опис катеру та водометного рушія, режими роботи водометного рушія глісуючого катеру; рівняння ейлера та напір, що розвивається робосим колесом, рівняння енергії потоку в робочому колесі машини, гідродинамічний розрахунок водометного рушія, моделювання потоку, що проходить через водометний рушій.
- 4 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): загальний вигляд патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан»; ескіз досліджуваного катеру із зазначенням основних умовних позначень; тривимірні

модель водометного рушія; розподіл швидкостей в лініях току робочого розподіл температури по робочому колесу водометного рушія; турбулентна кінетична енергія в перерізі водометного рушія.

5 Консультанти розділів роботи

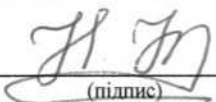
| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|--------|---|---|---|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| 1 | Осаул О.І., к.т.н., доцент |  |  |
| 2 | Осаул О.І. к.т.н., доцент |  |  |

6 Дата видачі завдання 05 травня 2021 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів кваліфікаційної роботи | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|--|-------------------------------|----------|
| 1 | Опис катеру та водометного рушія | 25.06.2021 | виконав |
| 2 | Гідродинамічний розрахунок водометного рушія | 01.08.2021 | виконав |
| 3 | Моделювання потоку, що проходить через водометний рушій | 01.10.2021 | виконав |
| 4 | Оформлення презентації та креслень | 25.11.2021 | виконав |
| 5 | Оформлення кваліфікаційної роботи згідно нормативним вимогам | 05.12.2021 | виконав |

Студент


(підпис)

М.О.Кіртока
(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)


(підпис)

О.І.Осаул
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер


(підпис)

С.Є. Чижов

АНОТАЦІЯ

М.О. Кіртока Особливості моделювання водометного двигуна для глісуючого швидкісного катеру «Орлан».

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 145 – Гідроенергетика, науковий керівник канд. техн. наук, доцент Осаул О.І. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М.Потебні, кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2021.

Кваліфікаційна робота магістра присвячена розробці методики моделювання течії в'язкої турбулентної нестисливої рідини в проточній частині водометних рушіїв швидкісних суден з лопатевими насосами з урахуванням нерівномірності полів швидкостей, температур і тисків.

Розроблена тривимірна геометрична модель водометного рушія, що включає спроектоване робоче колесо, водовід і реактивне сопло. Зроблені висновки.

Ключові слова: водометний рушій, гідродинаміка, глісуючий катер, моделювання, насос.

ABSTRACT

M.O.Kirtoka. Water-jet engine modeling features for Orlan gliding speedboat.

Qualifying final work for obtaining a master's degree in the specialty 145 - Hydro Power Engineering, Supervisor Ph.D., Associate Professor Osaul O.I. Zaporizhzhya National University, Engineering Educational and Scientific Institute named after Y.M. Potebny, Department of Thermal Power Engineering and Hydro Power Engineering, 2021.

The qualification work of the master is devoted to the development of methods for modeling the flow of viscous, turbulent, incompressible fluid in the flow of water

jet engines of high-speed vessels with vane pumps, taking into account the unevenness

of the fields of velocities, temperatures and pressures.

A three-dimensional geometric model of a water jet propulsion system has been developed, which includes a designed impeller, a water main and a jet nozzle. Conclusions were made.

Keywords: water jet propulsion, hydrodynamics, gliding boat, simulation, pump.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ВСТУП..... | 7 |
| 1 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВОДОМЕТНОГО РУШІЯ | 9 |
| 1.1 Опис катеру проекту «Орлан»..... | 11 |
| 1.2 Опис водометного рушія для глісуючого катеру | 17 |
| 1.3 Режими роботи водометного рушія глісуючого катеру | 20 |
| 1.4 Рівняння Ейлера та теоретичний і дійсний напір, що розвивається робочим колесом..... | 25 |
| 1.5 Рівняння енергії потоку в робочому колесі машини | 32 |
| 1.6 Вплив кута β_2 на напір, що розвивається відцентровою машиною..... | 34 |
| 1.7 Течія в міжлопатневих каналах та основні розміри робочого колеса ... | 39 |
| 1.8 Гідродинамічний розрахунок водометного рушія..... | 40 |
| 2 МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКУ, ЩО ПРОХОДИТЬ ЧЕРЕЗ ВОДОМЕТНИЙ РУШІЙ | 64 |
| 2.1 Математичний опис руху робочого тіла в водометний рушій | 64 |
| 2.2. Переваги моделювання у SolidWorks..... | 71 |
| 2.3 Створення сітчастої тривимірної моделі водометного рушія..... | 75 |
| 2.4 Моделювання течії у Solidworks Flow Simulation..... | 82 |
| ВИСНОВКИ | 86 |
| ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ..... | 88 |

ВСТУП

Підвищення вимог до енергоефективності сучасних швидкісних суден обумовлює необхідність вдосконалення робочих процесів їх рушіїв і енергетичних установок. Енергоефективність гребних гвинтів (ГВ) знижується на високих швидкостях руху (більше (50 ... 60) км/год), а їх використання на обмілілих і засмічених водоймах стає, часто, неможливим або небезпечним для життя.

Таким чином, дослідження і вдосконалення робочого процесу водометного рушія, спрямоване на зниження обсягів довідним випробувань, а також розробка методики 3D-моделювання робочого процесу та оптимізації геометричних параметрів є актуальним завданням.

Об'єкт дослідження – насос водометного рушія катеру проекту «Орлан».

Предмет дослідження – гідродинаміка потоку, що проходить через насос водометного рушія.

Мета роботи – аналітичне визначення характеристик водометного рушія для патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» та розробка його комп'ютерної моделі для визначення слабких місць насоса даного рушія.

Цілі і завдання досліджень. Завданням роботи є вдосконалення робочого процесу водометних рушіїв з осьовими і оседагональними насосами і розробка методики 3D-моделювання робочого процесу.

Методи та засоби дослідження. Робота являє собою аналітичне та емпіричне дослідження, яке виконане за допомогою комп'ютерних технологій і програмного забезпечення Solid Works Flow Simulation, який базується на основі метода кінцевих елементів.

Наукова новизна отриманих результатів. Визначено найбільш проблемне місце у роботі водометного рушія.

Практична цінність роботи. Практичне значення роботи - створена трьохвимірною комп'ютерна модель водометного рушія для патрульного глісуючого катера проекту «Орлан».

Апробація роботи. Результати роботи представлені на I Всеукраїнській науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти, аспірантів та молодих вчених «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально- економічного розвитку регіонів України» 19-21 жовтня 2021 р. та III Міжнародній науково-практичній конференції «MODERN SCIENCE: INNOVATIONS AND PROSPECTS» Стокгольм, Швеція 5-7 грудня 2021р.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота включає вступ, два розділи, висновки та перелік джерел посилання з 40 позицій. Загальний обсяг складає 91 сторінку, у тому числі 27 ілюстрацій та 3 таблиці.

1 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВОДОМЕТНОГО РУШІЯ

Передача енергії потоку рідини з валу відцентрової машини здійснюється робочим колесом з кривими (іноді профільованими) лопастями (рис. 1.1 і 1.2).

Внутрішня порожнина робочого колеса (міжлопатні канали) утворюються двома фасоновими дисками 1 і 2 та декількома (зазвичай кривими) лопатями 3. Диск 1, званий основним або ведучим, становить одне ціле з маточиною, що служить для жорсткої посадки на вал насоса. У вентиляторах основний диск і маточина виготовляються окремо і жорстко з'єднуються заклепками або зварюванням. Диск 2 називається покриваючим або переднім; він становить одне ціле з лопатями в насосах (виготовлення колеса - відливанням), а в вентиляторах з'єднується з лопатями зварюванням або заклепуванням.

Рідина, вступаючи в межлопатні канали, обертається навколо осі $O-O$ робочого колеса, під впливом відцентрових сил переміщається до периферії колеса і викидається в канал, оточуючий колесо.

Робота відцентрових сил на шляху від входу в межлопатні канали до виходу з них призводить до збільшення енергії потоку.

Застосуємо до потоку в міжлопатних каналах обертового робочого колеса з вертикальною віссю і постійної шириною лопаті рівняння Бернуллі, вважаючи втрати енергії рівними нулю

— — —

Для розглянутого випадку при $z = \text{const}$ це рівняння в розгорнутому вигляді буде мати вигляд

звідки визначається підвищення тиску в потоці, що проходить через колесо відцентрової машини

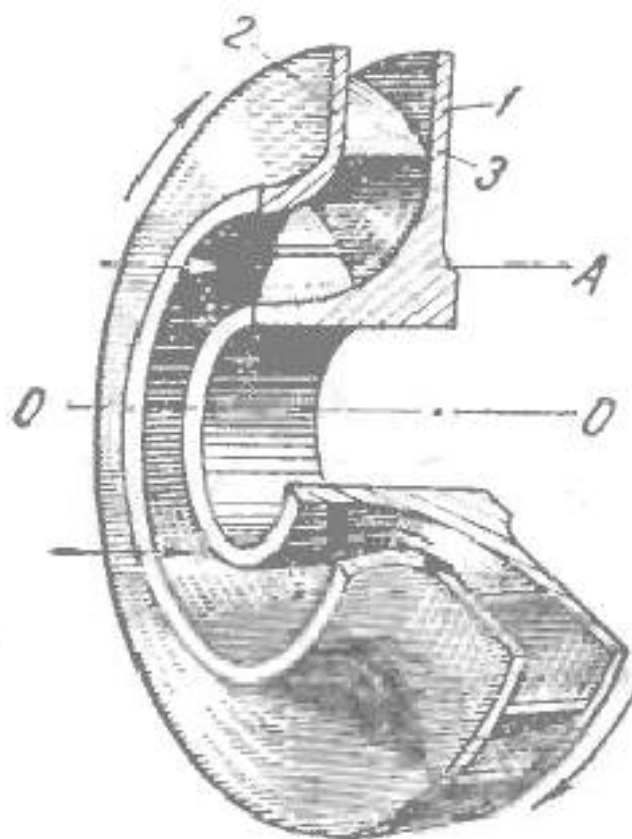


Рисунок 1.1 - Робоче колесо відцентрової машини

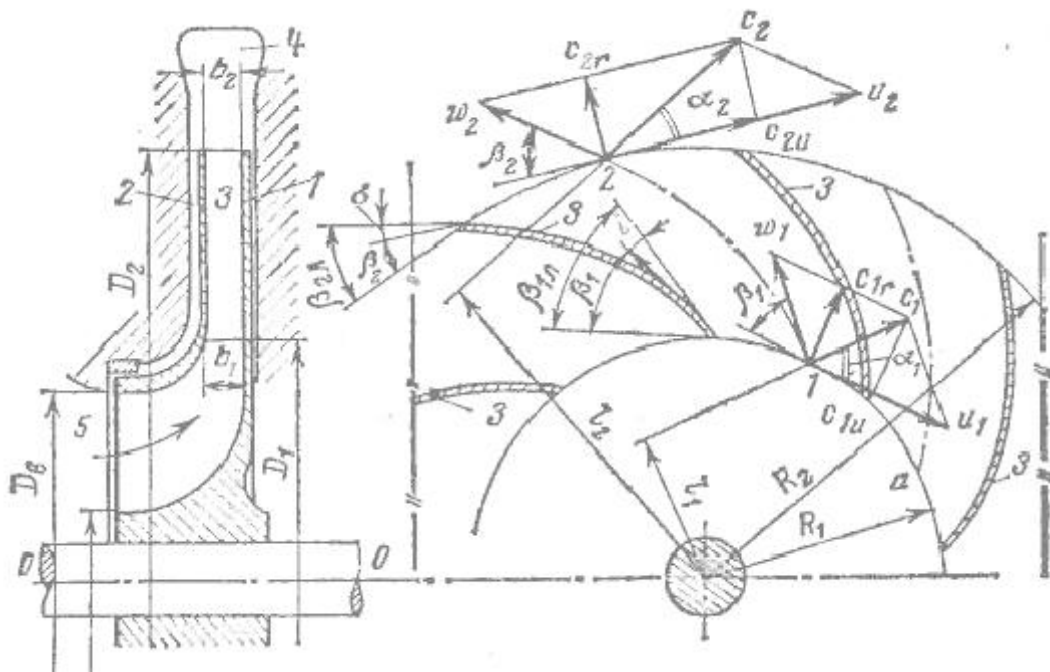


Рисунок 1.2 - Розрізи колеса відцентрової машини та паралелограми швидкостей на вході і виході міжлопатних каналів

Одиниця маси рідини, що знаходиться на відстані r від центру обертання, має відцентрову силу w^2r , та її робота на елементарному шляху dr становить w^2rdr . На шляху від R_1 до R_2 відцентрова сила дає роботу

— —

1.1 Опис катеру проекту «Орлан»

Рух судна з постійною швидкістю відбувається під дією рушійної сили, рівної за величиною силі опору води (і повітря) руху корпусу судна [1].

Рушійна сила забезпечується судовим рушієм. Водометний рушій (водомет) - рушій, у якого сила, рухаюча судно, створюється виштовхуванням з нього струменем води (реактивна тяга). Являє собою водяний насос, який працює під водою. Водомет складається, як правило, з імпелера (гвинта) з

валом, водоводу (водометної труби), апарату випрямлення і реверсивно-рульового пристрою (РРУ).

У водогоні, що представляє собою профільовану трубу, водяний потік прискорюється або лопатевим механізмом (гребний гвинт, крильчатка насоса), або енергією згоряння палива або тиском стисненого газу, що і забезпечує спрямований викид струменя через випускний отвір в кормі. Відкидна маса води створює упор рушія, що і призводить судно в рух.

Водоводи розташовуються усередині або зовні корпусу судна. Ефективність водометного рушія залежить від форми водоводів, місця розташування і конструкції водозабірників, і зазвичай менше, ніж у гребного гвинта.

Якщо водяний потік прискорюється лопатевим механізмом, то в нижній частині днища є отвір, через який вода потрапляє в водотік (представляє собою вигнуту трубу) в якому знаходиться імпелер, при обертанні якого виникає розрідження, завдяки чому вода рухається по водозабірнику (приймальні трубі). Отримавши деяке прискорення, вона викидається через сопло, вихідний діаметр якого менше, ніж діаметр водоводу.

У передній частині водовід має гніздо для кріплення опорного вузла гребного валу; в протилежній частині водоводу є фланець для кріплення обичайки імпелера, який переднім кінцем спирається на підшипники опорного вузла. Обертаючий момент на імпелер передається через штифт запобіжної муфти. На задньому кінці гребного валу встановлені обтічник і імпелер. Втулка ковзання обертається в гумометалевому підшипнику апарату випрямлення (втулка Гудріча, такий гумометалевий підшипник працює тільки у водному середовищі), запресованого в бронзову втулку апарату випрямлення. Герметичність порожнини підшипників забезпечують манжети і прокладки.

Водомер, як і підвісний мотор, так само схильний забиванням водоростями, які, намотуючись на вал з імпелером, можуть його заклинити. У разі заклинювання водомета, для запобігання поломки стаціонарного двигуна, на валу передбачена зрізуюча шпонка. Очистити від водоростей можливо,

відкривши оглядовий люк і прибравши їх. Оглядовий люк знаходиться в своєрідному «колодязі», краї якого підняті вище ватерлінії, що дозволяє мати доступ до водоводу на плаву. Потраплянню у водомет великих каменів запобігає решітка у впускному отворі.

Реактивним судновим рушієм називають пристрій, який захоплює воду з навколишнього судна простору і відкидає її зі збільшеною швидкістю в бік, протилежний напрямку руху судна [2]. Реакція відкидаємого назад струменя рідини і є рушійною силою.

В якості об'єкта дослідження обрані гідродинамічні процеси, що протікають в судновому русії патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан» (рис.1.3, 1.4).

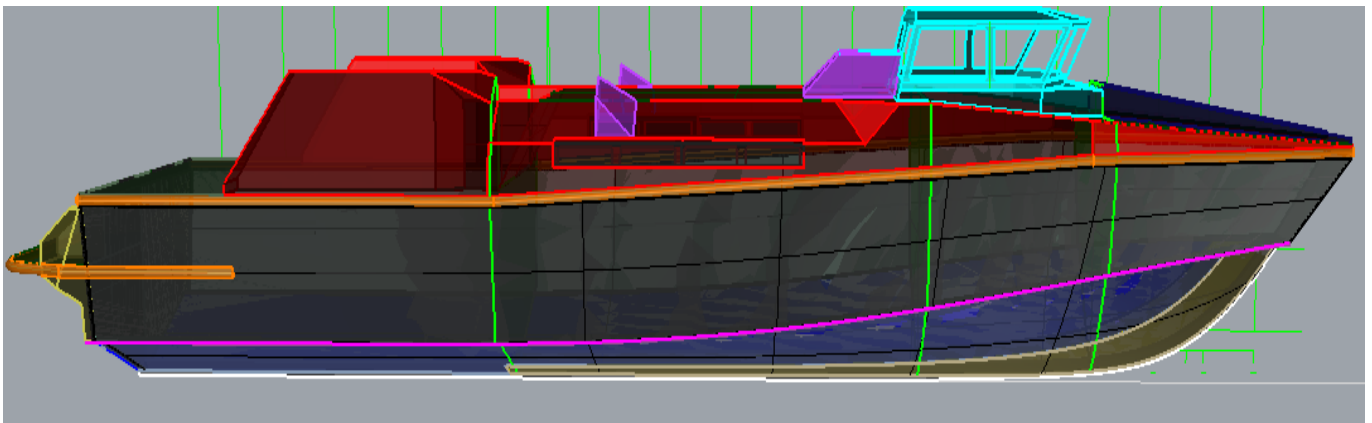


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан»

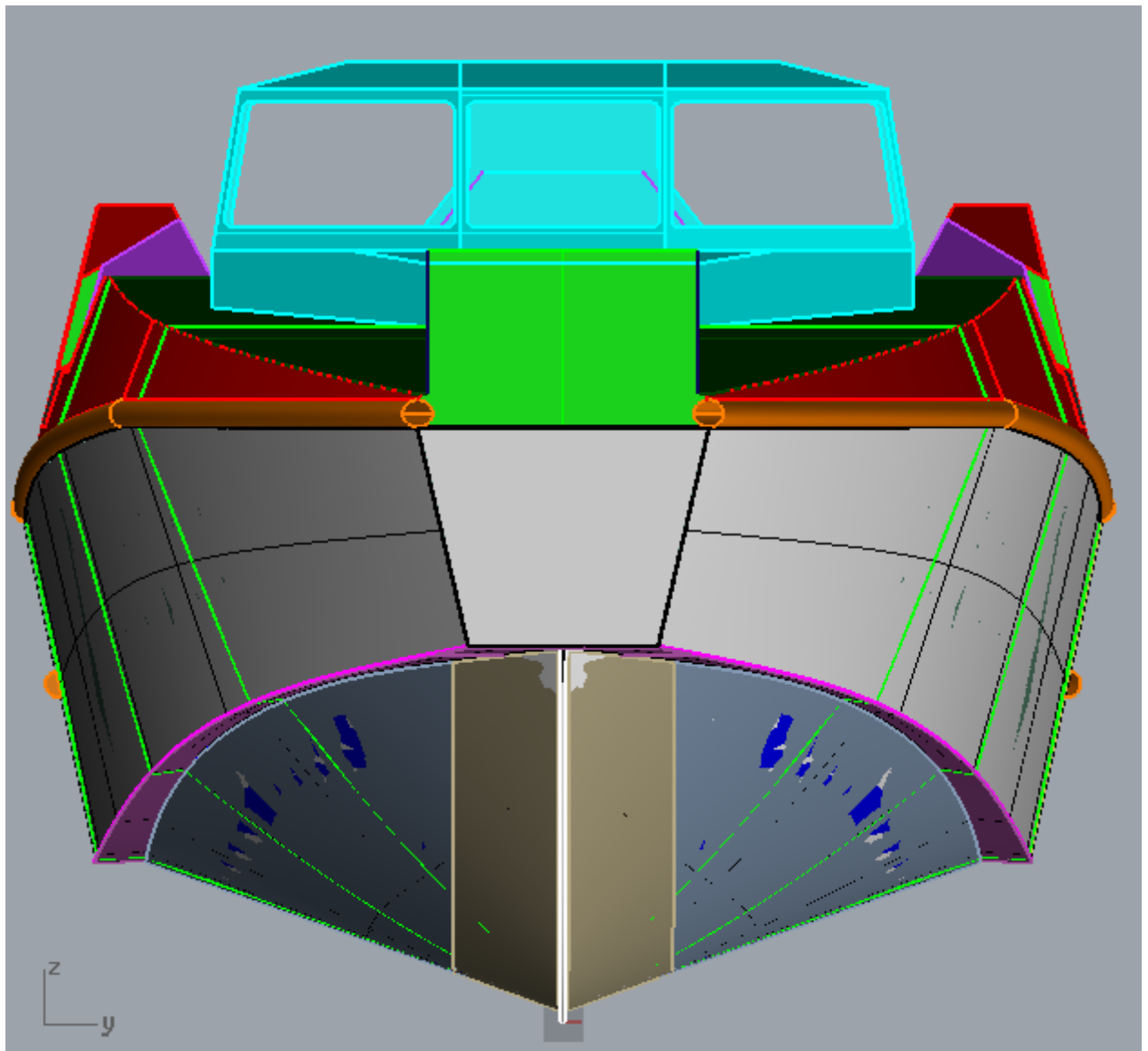


Рисунок 1.4 – Вигляд спереду патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан»

Створена геометрична модель була імпортована в спеціалізоване програмне забезпечення «Діалог - Статік». Розрахунки основних параметрів патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан» виконані за програмою «Діалог - Статік» версії Win.02, що має схвалення Морського Регістру Судноплавства. Сертифікат № 09.01076.010 від 26 червня 2009р.

На рисунку 1.5 представлений ескіз досліджуваного катеру із зазначенням основних умовних позначень.

У таблиці 1.1 зведені основні параметри катера при різному рівні навантаження.

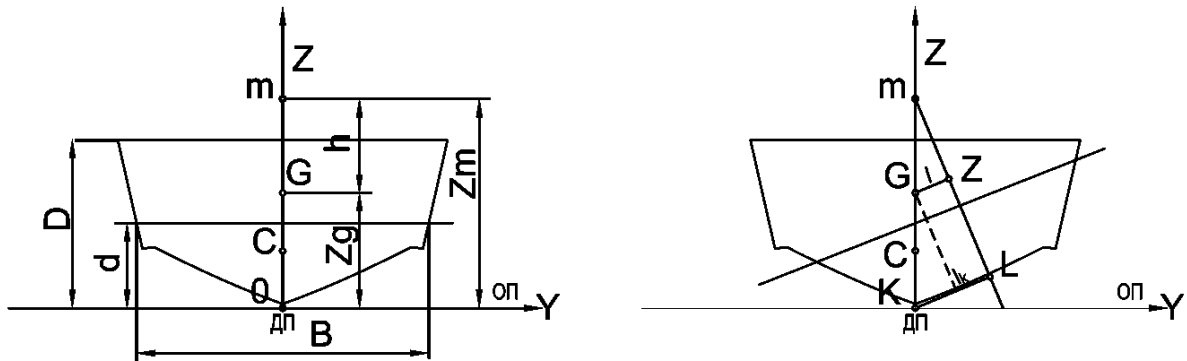
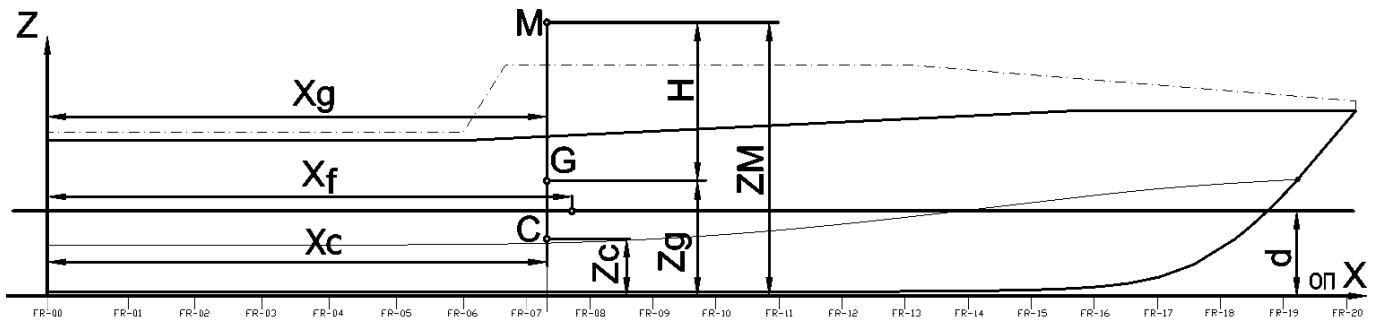


Рисунок 1.5 – Ескіз, що пояснює основні умовні позначення

Таблиця 1.1 - Зведена таблиця типових випадків навантаження

| Найменування величин | Формула або позначення | Розмірність | Допустиме значення | Судно порожньому (в прісній воді) | Судно зі 100% запасів і зі спецперсоналом |
|-------------------------|------------------------|-------------|--------------------|-----------------------------------|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Водотоннажність | Δ | т | | 22,973 | 28,051 |
| Водотоннажність об'ємне | V_D | m^3 | | 22,973 | 27,367 |
| Дедвейт | | т | | 0 | 5,08 |
| Абсциса центру ваги | x_g | м | | 5,590 | 5,941 |
| Ордината центру ваги | y_g | м | | -0,004 | 0,000 |

Продовження таблиці 1.1

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---|----------------|---------|-------------|-------|-------|
| Апліката центру ваги | z_g | м | | 1,490 | 1,371 |
| Осадка на міделі | d_M | м | | 0,99 | 1,02 |
| Осадка носом | d_F | м | | 0,93 | 1,04 |
| Осадка кормою | d_A | м | | 1,05 | 0,99 |
| Диферент | $d_F - d_A$ | м | | -0,12 | 0,05 |
| Поперечна метацентрична висота (з поправкою на вільні поверхні) | h | м | $\geq 0,15$ | 0,856 | 0,853 |
| Максимальне плече статичної остійності | l_{max} | м | $\geq 0,20$ | 0,403 | 0,467 |
| Кут максимуму діаграми статичної остійності | θ_{max} | град | $\geq 15,0$ | 49,86 | 45,61 |
| Кут заливання | θ_f | град | | 49,86 | 45,61 |
| Кут заходу | θ_v | град | | 90,00 | 90,00 |
| Число тонн на 1 см осадки | TPc | т/см | | 0,43 | 0,46 |
| Момент, що кренить на 1 град, | $M_{кр}$ | тм/град | | 0,34 | 0,42 |
| Кут крену | θ | град | $\leq 10,0$ | -0,24 | 0,00 |
| Крен від статичної дії вітру | | град | $\leq 16,0$ | 0,65 | 0,30 |

Маючи необхідні технічні характеристики судна, можна приступати до аналізу водометного рушія для даного катеру.

1.2 Опис водометного рушія для глісуючого катеру

Водометним рушієм (водометний рушій) патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан» зазвичай називають рушій, що містить водозабірник, насосний пристрій, сопло і реверсивно-рульовий пристрій (РРУ) [2]. Водопроточний тракт (водовід) водометного рушія включає в себе водозабірник, камеру насосного обладнання й сопло.

Призначенням водозабірника є прийом води з вільного потоку і подача її до робочого колеса (РК) насосного пристрою. Водозабірник забезпечує узгодження зовнішньої і внутрішньої течій з мінімальними гідравлічними втратами [3].

Насосний пристрій патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан» складається з робочого колеса і камери робочого колеса. Воно призначене для передачі енергії двигуна потоку, що протікає через рушій. Насосний пристрій перетворює механічну енергію привідної машини в кінетичну, потенційну і, в незначній мірі, в теплову енергію потоку рідини.

Сопло формує струмінь, реактивна сила якого створює тягу рушія.

Реверсивно-рульовий пристрій патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан» здійснює поворот струменя за соплом на кут, необхідний для забезпечення заднього ходу і руху заднім ходом без зміни напрямку обертання гребного валу.

Робочий процес водометного рушія є тривимірним протягом в'язкого турбулентного потоку в профільованих каналах складної геометрії з викидом робочої рідини в необмежений простір і характеризується наявністю зон кавітації, взаємодією парової і рідкої фази, відривом потоку від стінок проточної частини, плином в радіальному зазорі на лопатях робочого колеса.

На рисунку 1.6 зображена конструктивна схема водометного рушія патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан» з реверсивно-рульовим пристроєм заднього ходу [4]. На схемі прийняті наступні позначення: 1 - привідний вал; 2 - водозабірник; 3 - водовід; 4 - робоче колесо; 5 – апарат випрямлення; 6 - центральне тіло; 7 - сопло; 8 - рульовий пристрій; 9 - радіальний підшипник; 10 - торцеве ущільнення; 11 - корпус судна; 12 - радіально-зав'язаний підшипник.

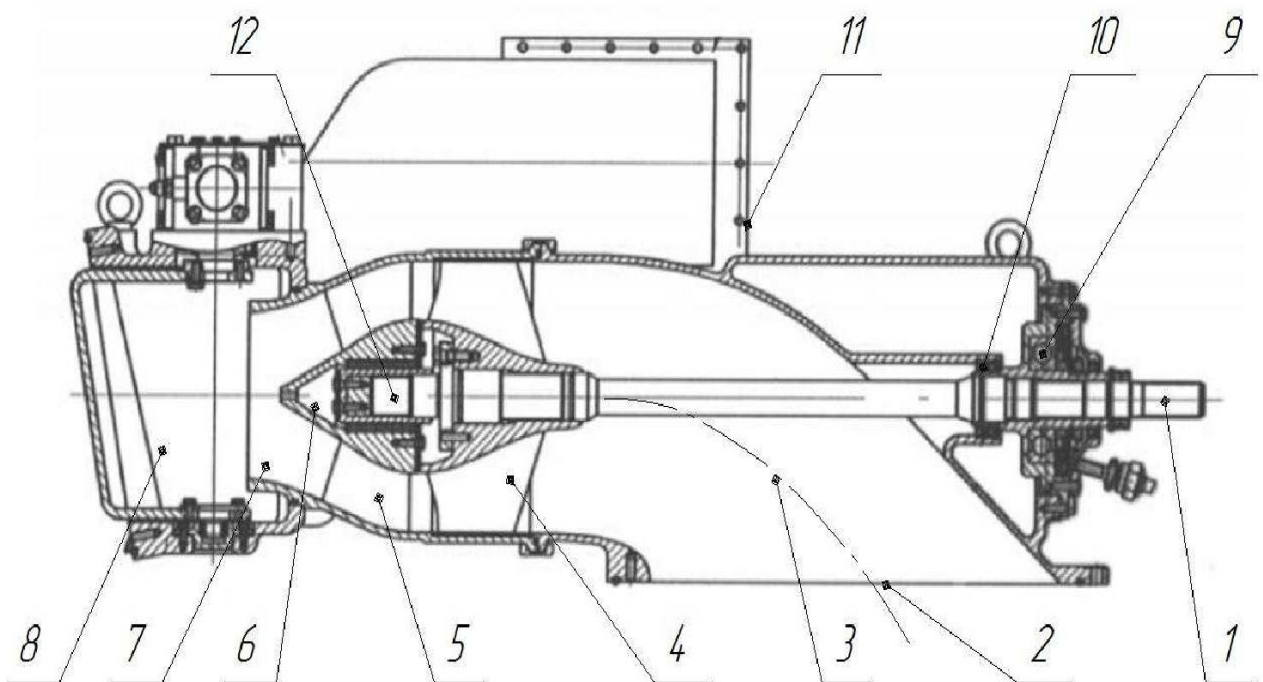


Рисунок 1.6 – Водометний рушій з реверсивно-рульовим пристроєм

Схема компонування водометного рушія з корпусом катера і головним двигуном представлена на рисунку 1.7. Умовні позначення прийняті наступні: 1 - головний двигун, 2- водомет, 3 - реверсивний редуктор, 4 - гнучка муфта.

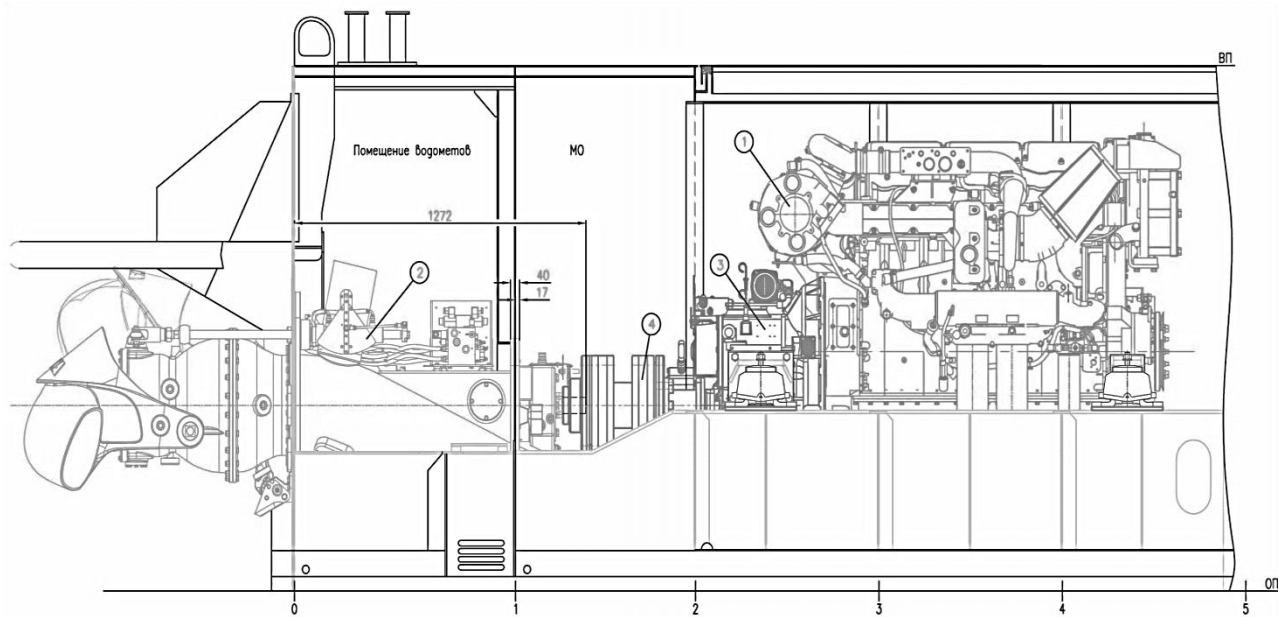


Рисунок 1.7 - Схема компонування водометного рушія з корпусом катера і головним двигуном

Сума зовнішніх сил і зміна кількості руху системи «судно - потік рідини в водометному рушію» дорівнюють нулю. Отже, кількість руху човна дорівнює кількості руху води, що викидається назад рушієм. В цьому випадку

$$m_1 \cdot v_1 = m_2 \cdot v_2,$$

де m_1 і m_2 — маса катера та води, кг;

v_1 і v_2 — швидкість катера та води, що відкидається, м/с.

Оскільки очевидно, що маса патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» завжди більша за масу відкидної води, яка визначається площею вихідного перетину сопла водометного рушія, то швидкість води завжди повинна бути більше, ніж швидкість ходу човна. $v_2 > v_1$. Це основний закон роботи реактивного суднового рушія [4].

1.3 Режими роботи водометного рушія глісуючого катеру

Залежно від режимів роботи водометного рушія патрульного глісуючого катера проекту «Орлан», на лопатях насоса і стінках водоводу можливий відрив потоку від стінок, поява циркуляційних зон, а також утворення парової і газової кавітації. Режими роботи водометного рушія поділяють на розрахункові та нерозрахункові (критичні) [5]. До розрахункових режимів роботи водометного рушія відносять глісування і прискорення катера. До нерозрахункових режимів відносяться, насамперед, робота водометного рушія у спіненій воді та вихід на глісування.

На режимі глісування катера в водоводі створюється додатковий тиск за рахунок гальмування набігаючого потоку, яке запобігає утворенню бульбашок пари на лопатях робочого колеса. Умовою руху катера на режимі глісування є рівність тяги водометного рушія P і опору руху катера R_k , Па

$$\begin{cases} P = \rho Q \sqrt{2gH_{pk}} - \varepsilon V_k; \\ P = R_k. \end{cases}$$

Для забезпечення необхідної тяги водометного рушія робоче колесо патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» створює напір і подачу при заданій наявній потужності, при цьому завжди існує оптимальне співвідношення напору і подачі з умови максимуму тягового ККД. Напір, створюваний робочим колесом, і швидкісний напір струменя, засмоктуваним водометним рушієм, витрачаються на швидкісний напір струменя, що виходить з сопла і втрати в проточній частині водометного рушія $h_{\text{водометний рушій}}$, Па

$$H_{pk} = \frac{V_j^2}{2g} + h_{\text{вод}} - \beta \frac{V_k^2}{2g},$$

де β – коефіцієнт втрат динамічного напору у вхідному пристрої.

При цьому $V_k < V_j$, так як відповідно до гіпотези дозвукового витікання рідини з сопла в необмежений простір, статичний тиск практично дорівнює зовнішньому атмосферному тиску, тобто тяга водометного рушія утворюється тільки за рахунок різниці швидкостей рідини, що викидається і засмоктується [4].

Споживана потужність визначається по такому співвідношенню, кВт

$$N_n = \frac{\rho g Q H_{pk}}{\eta_{pk}},$$

де η_{pk} – ККД робочого колеса.

Максимальна тяга водометного рушія досягається на режимах прискорення судна, при швидкостях руху катера, близьких до нуля. На режимах прискорення рівняння руху катера має вигляд

$$\begin{cases} P = \rho Q \sqrt{2gH_{pk}}; \\ V_k = \frac{P - R_k}{M_k}, \end{cases}$$

де M_k – маса катера, кг.

Рушійна сила визначається, Н

$$P_e = \rho Q v_0 (q_0 - \alpha);$$

натиск водометного насоса, Па

$$H = \frac{v_0^2}{2g} K q_0^2 - \beta.$$

Це значення подачі насоса підставимо в формулу і після заміни $\rho g = \gamma$ і скорочень отримаємо, кг/с

$$P_e = \frac{150N\eta_H(q_0 - \alpha)}{(Kq_0^2 - \beta)v_0}.$$

Прирівнявши рушійну силу силі опору води руху корпусу $P_e=R$ і вивівши останню через швидкість ходу $R = av_0^2$ приведемо вираз до виду

$$av_0^3(Kq_0^2 - \beta) = 150N\eta_H(q_0 - \alpha).$$

Підставивши рівняння в формулу і вирішуючи його відносно швидкості ходу, отримаємо, м/с

$$v_0 = \sqrt[3]{\frac{150N\eta_H(q_0 - \alpha)}{(Kq_0^2 - \beta)a}}.$$

Потужність двигуна, кВт

$$N_e = \frac{\gamma QH}{75\eta_H}.$$

Визначаючи з виразу потужність, знаходимо, кВт

$$N_e = \frac{av_0^3(Kq_0^2 - \beta)}{150N\eta_H(q_0 - \alpha)}.$$

На нерозрахункових режимах робочий процес глісуючого катера не піддається точному теоретичному опису. Наприклад, при виході катера на глісування з'являється горб опору руху, який пов'язаний з безліччю факторів, що в сукупності впливають на опір. При роботі катера у спіненій воді різко

зменшуються натиск і подача насоса водометного рушія, і їх зниження також не піддається точному теоретичному опису [4].

Оскільки ці режими становлять менше 1% від загального часу роботи водометного рушія патрульного глісуючого катера проекту «Орлан», вони практично не впливають на паливну економічність і не розглядаються в подальших розрахунках.

Ефективність роботи водометного рушія визначається значенням ККД лопатевої системи η_{PK} , гідравлічними втратами в проточній частині $h_{\text{водометний рушій}}$, коефіцієнтом зменшення повного напору у вхідному пристрої β , коефіцієнтом супутнього потоку ε . Ці параметри ефективності робочого процесу водометного рушія визначаються геометрією проточної частини, режимами роботи рушія, зовнішніми умовами і властивостями робочої рідини.

При виконанні розрахунку робочого процесу водометного рушія необхідно визначити наступні параметри: локальні параметри робочого процесу (швидкості V_i , тиску p_i та ін.) і інтегральні параметри водометного рушія - головна характеристика роботи установки (залежність напору від об'ємної витрати при частотному регулюванні роботи рушія), а також залежність ККД установки від її об'ємної витрати. Інтегральними параметрами водометного рушія в цілому є тяга P , швидкість витікання рідини з сопла V_j і споживана потужність робочого колеса N_n .

Вихідними параметрами для розрахунку гідродинамічних процесів, що визначають робочий цикл водометного рушія, є параметри навколишнього середовища (тиск p_0 і температура T_0), властивості рідини (щільність ρ і в'язкість μ), геометричні розміри проточної частини водометного рушія, режимні параметри робочого процесу водометного рушія (частота обертання робочого колеса - n , швидкість руху катера V_k , наявна потужність енергетичної установки N_p).

Розрахунок робочого процесу водометного рушія проводиться з урахуванням наступних припущень:

- рідина передбачається нестискувана;

- використовується усереднена за числом Рейнольдса система рівнянь Нав'є-Стокса;
- температура рідини передбачається постійною;
- в результаті взаємодії роторних і статорних лопаток течія передбачається квазісталою;
- тиски і швидкості усереднюються по масовому потоку;
- статичний тиск на виході з сопла передбачається рівним зовнішньому атмосферному тиску.

При дослідженні поля швидкостей течії рідини в проточній частині водометного рушія вважається, що середовище є суцільним [5]. Стан суцільного середовища характеризується макроскопічними параметрами: швидкістю, температурою і тиском. Для визначення цих параметрів, розглянемо основні рівняння, які описують енергії рухомої рідини.

Рівняння енергії рідини, яка рухається в циліндричній системі координат має вигляд [6]

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + W_x \frac{\partial t}{\partial x} + W_r \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial t}{\partial \varphi} =$$

$$= \frac{1}{\rho C_p} \cdot \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r^2 \cdot \partial \varphi} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial \varphi} \right) + \frac{\lambda \cdot \partial t}{r \cdot \partial r} \right) + \frac{q_v}{\rho C_p}.$$

Для розрахунку величини тиску p , використовуємо рівняння нерозривності [7]

$$\frac{dW_x}{dx} + \frac{dW_r}{dr} + \frac{dW_\varphi}{r \cdot d\varphi} + \frac{W_r}{r} = 0.$$

За умови стаціонарного руху похідні часу стають рівними нулю [6].

Наведені диференціальні рівняння отримані на основі загальних законів фізики. Вони описують рух рідини в узагальненому вигляді. Тому, отримані диференціальні рівняння описують цілий клас явищ, що мають місце при русі рідини. Щоб із незліченної кількості виділити конкретно розглянутий процес і дати його повний математичний опис, до диференціальних рівнянь необхідно приєднати математичний опис всіх окремих особливостей даного процесу. Ці особливості, разом з диференціальним рівнянням, дають повний математичний опис конкретного процесу, і називаються умовами однозначності або крайовими умовами. Умови однозначності включають в собі:

- фізичні умови, які характеризують фізичні властивості середовища і тіла;
- початкові умови, які характеризують розподіл швидкостей і сил в досліджуваному тілі в початковий момент часу. Початковими умовами є: сила тяжіння $9,81 \text{ Н/кг}$, температура навколишнього середовища $+20 \text{ }^\circ\text{C}$, атмосферний тиск 101325 Па ;
- граничні умови, які характеризують взаємодію розглянутого тіла з навколишнім середовищем;
- геометричні умови, які характеризують форму і розміри тіла, в яких протікає процес (геометричні характеристики патрульного глісуючого катеру проекту «Орлан»).

1.4. Рівняння Ейлера та теоретичний і дійсний напір, що розвивається робочим колесом

Напір, що розвивається робочим колесом відцентрової машини, залежить від швидкості потоку, що проходить через робоче колесо, і від розмірів його. Основне завдання теорії відцентрових машин полягає у встановленні цієї залежності.

Кінематична структура потоку в обертових криволінійних каналах вельми складна, і рішення зазначеної задачі в рамках реального курсу вимагає

введення деяких умов, що спрощують рішення. Отриманий таким шляхом результат може бути скоректований введенням досліджених коефіцієнтів.

Введемо наступні припущення:

- потік має струминну структуру, тобто складається з безлічі струменів, які повторюють геометричну форму лопаті;
- має місце осьова симетрія потоку, тобто всі струмені, складові потоку, абсолютно однакові геометрично та кінематично;
- потік є плоским, тобто градієнт швидкості уздовж осі, паралельної геометричній осі машини, відсутній.

Перші два припущення можна вважати здійсненими тільки при нескінченно великій кількості робочих лопаток за умови, що лопаті не мають товщини i , отже, не зменшують прохідний перетин міжлопастевих каналів. Тому в подальшому викладі параметри машини, обчислювані при зазначених припущеннях, позначаються індексом ∞ і називаються параметрами при нескінченній кількості лопаток.

Застосуємо до потоку, що проходить через колесо відцентрової машини, рівняння моментів кількості руху: імпульс моменту зовнішніх сил, що діють на масу, що складається з будь-яких матеріальних часток, дорівнює зміні моменту кількості руху цієї маси.

Нехай через колесо машини проходить витрата Q рідини чи газу з постійною щільністю ρ ; моменти кількостей руху, віднесені до 1 с, складуть Qc_1l_1 на вході та Qc_2l_2 на виході з колеса. Тут Q - масова витрата через колесо; c_1 та c_2 - абсолютні середні швидкості потоку на вході і виході міжлопатневих каналів; l_1 та l_2 - плечі швидкостей c_1 та c_2 .

Якщо позначити $M_{m\infty}$ теоретичний момент, переданий потоку з валу (у припущенні нескінченної кількості лопатей і за відсутності втрат в процесі перетворення механічної енергії в гідравлічну), то рівняння моментів кількостей руху для часу Δt буде мати вигляд

Момент, що підводиться від двигуна до валу машини більше $M_{m\infty}$ внаслідок механічного тертя в підшипниках і ущільненнях вала, наявності об'ємних втрат і тертя неробочих поверхонь коліс об рідину (газ).

Введемо в рівняння конструктивні радіуси R_1 та R_2 : $l_1 = R_1 \cos \alpha_1$; $l_2 = R_2 \cos \alpha_2$, тоді

Тут α_1 і α_2 - кути між абсолютними і переносними швидкостями на вході і виході.

За рисунком 1.2, $c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$; $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$, отже,

Потужність, що передається потоку в міжлопатневих каналах, кВт

чи

Теоретична потужність при нескінченній кількості лопатей може бути обчислена і як добуток маси, що проходить через робоче колесо в секунду, на відповідну питому роботу, кВт

Отже

Питома робота пов'язана з напором, з якого слідує

Тому напір, Па

Теоретичний тиск $p_{m\infty}$ виходить із відомого співвідношення гідромеханіки $p=\gamma H$, де $\gamma=\rho g$ – питома вага середовища, Па

При використанні основних рівнянь швидкості c_{1u} та c_{2u} по колах радіусів R_1 та R_2 приймаються постійними, так само як і інші складові паралелограмів швидкостей на вході і виході. Насправді це не так, тому що лопаті, розвиваючи силу взаємодії з потоком, повинні по теоремі Жуковського про підйомну силу крила мати позитивне значення циркуляції, що має місце тільки при рівних значеннях відносної швидкості на опуклій (робочій) та увігнутій (неробочій) поверхнях лопатей. Таким чином, відносна швидкість в міжлопатневих каналах повинна змінюватися від найбільшого значення на увігнутій стороні лопасті до найменшого значення на опуклій, а не залишатися постійною.

У викладеному полягає парадоксальність розглянутої струменевій теорії відцентрової машини.

З паралелограмів на вході і виході слідує:

Визначивши звідси добутки $u_1 c_{1u}$ і $u_2 c_{2u}$ і внісши отримані вирази, одержимо рівняння

$$\text{-----}$$

Перший член цього рівняння - натиск, обумовлений роботою відцентрової сили рідини (газу).

Члени рівняння $(w_1^2 - w_2^2)/2$ і $(c_2^2 - c_1^2)/2$ виражають, очевидно, приріст напору внаслідок перетворення кінетичних енергій відносного і абсолютного рухів в міжлопатневих каналах.

Швидкісний напір, створюваний лопатками робочого колеса, при прийнятих раніше допущених дорівнює, Па

$$\text{-----}$$

бо абсолютна швидкість потоку підвищується колесом від c_1 до c_2 . Тому теоретичний статичний напір складає, Па

$$\text{-----}$$

З останньої рівності випливає, що підвищення статичного напору і тиску лопатевим колесом відцентрової машини відбувається за рахунок роботи відцентрових сил і зниження кінетичної енергії відносного руху.

Якщо виконати межлопатні канали так, що їх переріз по всій довжині

буде постійним, то $w_1=w_2$ і теоретичний статичний тиск, що розвивається таким колесом, Па

Тангенціальна складова абсолютної швидкості характеризує закрученість потоку перед входом в межлопатні канали. Питома робота, витрачена на закручування, чисельно дорівнює $u_1 c_{1u}$, Дж/кг; вона передається рідині і підсумовується з роботою, переданою потоку робочими лопатями. Тому питома теоретична енергія потоку на виході робочого колеса, Н

Отже, при визначенні теоретичних параметрів машин, що не мають на вході спеціальних пристроїв, що закручують потік, основні рівняння представляються в наступному вигляді:

Рівності зазвичай називають основними рівняннями відцентрової машини з радіальним входом (при $c_{1u}=0$ абсолютна швидкість радіальна).

З трикутника швидкостей на вході при $c_{1u}=0$ слідує $c_1^2 = w_1^2 - u_1^2$, тому характерні для машин з радіальним входом значення теоретичних напорів

Дійсний напір, що розвивається колесом, менше теоретичного при нескінченній кількості лопаток, $H < H_{m\infty}$. Це пояснюється тим, що, по-перше, частина енергії, одержуваної потоком в міжлопатевих каналах, витрачається на подолання гідравлічного опору проточної порожнини машини (ця обставина враховується введенням в розрахунок гідравлічного ККД η_z , оцінюючого досконалість проточної порожнини машини), і, по-друге, відносно рівняння Ейлера отримано в припущенні осьової симетрії потоку, тобто при постійному осередньому значенні на виході з міжлопатевих каналів. Однак у дійсності швидкості розподілені по вихідному перетині робочого колеса нерівномірно, і тому перехід від $H_{m\infty}$ до H може бути проведений за формулою, Па

де $\mu < 1$ - поправочний коефіцієнт, що враховує кінцеве число лопаток.

Рівняння Ейлера давало б точне значення H_m у випадку, коли при складанні вихідного рівняння кількість руху потоку обчислювалося не по середньому значенню $w_2 = const$, а з урахуванням дійсного розподілу швидкостей у вихідному перерізі колеса.

На підставі викладеного обчислення дійсного напору ведеться за формулою, Па

Для сучасних відцентрових машин $\eta_z = 0,80 \dots 0,96$.

З ряду співвідношень для визначення поправочного коефіцієнта часто користуються формулою чеського професора Стодолі

— —

де z – кількість лопатей робочого колеса насоса.

Формула Стодоли дає задовільні практичні результати. В орієнтовних розрахунках приймається $\mu \approx 0,8$.

1.5 Рівняння енергії потоку в робочому колесі машини

У машинах, які переміщують гази, $\rho = \text{var}$ і передачі енергії потоку та теплообмін з навколишнім середовищем зумовлює зміну термодинамічного стану газу.

Умову збереження енергії газового потоку в робочому колесі відцентрової машини можна записати у вигляді

$$\text{---} \qquad \qquad \qquad \text{---}$$

де відповідно для входу і виходу робочого колеса T_1 і T_2 - абсолютні температури газу,

$^{\circ}\text{K}$; c_{1i} c_2 - абсолютні швидкості, м/с;

C_p - теплоємність газу при постійному тиску, кДж/(кг·К);

L_m - питома енергія, що повідомляється газу, кДж/кг; q - кількість теплоти, що переходить у навколишнє середовище, віднесення 1 кг газу, Вт.

Вводячи поправочний коефіцієнт отримуємо

$$\text{-----}$$

Це рівняння показує, що механічна робота, передана робочими лопатями потоку газу, витрачається на зміну стану газу, приріст його кінетичної енергії і частково витрачається, переходячи в середу, що оточує машину, у вигляді теплоти.

Якщо машина служить для подачі малостиснюючої рідини (насос) або подачі газового середовища при невеликому підвищенні тиску (вентилятор), то термодинамічний стан потоку можна вважати незмінним; температура газу в

процесі роботи машини залишається постійною, і баланс енергії може бути записаний так

$$\text{---} \quad \text{---} \quad \text{---} \quad \text{---}$$

де p_1 та p_2 – тиск на вході та виході;

h – втрати втрати напору в проточній частині порожнини машини.

На підставу останнього рівності можна записати

$$\text{---} \quad \text{---}$$

Отже, механічна робота, що повідомляється потоку робочими лопатями машини, підвищує тиск в потоці, збільшує кінетичну енергію його і частково витрачається на подолання опорів проточної порожнини.

1.6 Вплив кута β_2 на напір, що розвивається відцентровою машиною

Вплив кута β_2 на прикладі робочого колеса з радіальним входом потоку в межлопатні канали. З плану швидкостей на виході (рис. 1.2) маємо

звідки

де c_2r – радіальна складова абсолютної швидкості на виході;

чи

Якщо ввести позначення β_2 — β_{2l} , то теоретичний напір визначиться формулою, Па

Значення β_2 , відповідне $H_{m\infty} = 0$, виходить рівним

Вимірювання швидкості потоку і визначення його спрямування на виході з робочих коліс насосів і вентиляторів показують, що кут β_2 потоку відрізняється від лопатнього кута β_{2l} , що характеризує положення кінцевої ділянки лопаті. Різницю кутів β_{2l} і β_2 називають кутом скосу потоку $\sigma = \beta_{2l} - \beta_2$. Кут σ для машин звичайних не залежить від режиму роботи і складає 3...5 град.

Очевидно, що лопатний кут β_{2l} є фактором, що дозволяє конструювати машини з різними значеннями теоретичного і дійсного напорів.

У конструкціях відцентрових машин різних призначень зустрічаються лопаті, відігнуті назад, радіальні і відігнуті вперед. Лопатевий кут β_{2l} , як видно з рисунку 1.5, визначає тип лопаті: якщо $\beta_{2l} > 90$ град, лопать відігнута вперед; при $\beta_{2l} = 90$ град лопать радіальна і при $\beta_{2l} < 90$ град лопать відігнута назад. У

всіх випадках кут $\beta_{2л}$ на вході менше 90 град.

Раніше було показано, як впливає кут β_2 на повний теоретичний натиск. З'ясуємо тепер вплив цього кута на статичну і швидкісну складові теоретичного напору стосовно до трьох основних типів робочих лопатей.

Для спрощення аналізу припустимо, що колесо має радіальний вхід і що радіальна складова абсолютної швидкості на виході дорівнює абсолютної швидкості на вході в межлопатні канали.

Скористаємося відомим співвідношенням

На підставі прийнятої умови $c_{1r} = c_{2r}$ отримаємо

З тригонометричних співвідношень (рис. 1.2) слідує

Підставивши значення c_2^2 , отримаємо

Статичний напір визначається як різниця повного і швидкісного теоретичних напорів

Перетворивши цей вираз, після підстановки

отримаємо

$(H_{cm})_m$ стає рівним нулю за умови $u_2^2 - (c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2)^2 = 0$, що можливо при

Максимум $(H_{cm})_m$ буде при $\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$ (або $\beta_2 = 90$ град).

Найбільша $(H_{ck})_{m\infty}$ в разі лопатей, відігнутих вперед, буде при

При зменшенні кута β_2 теоретичний швидкісний напір безперервно зменшується, досягаючи значення, рівного нулю, при

З викладеного випливає, що лопатки, відігнуті вперед, передають потоку найбільшу кількість енергії у порівняно з лопатками інших форм. Але в

загальній кількості енергії, що передається такими лопатками, переважає швидкісна енергія. Навпаки, повною енергії, що передається лопатками, відігнутими назад, переважає енергія потенціальна (статичний напір).

Здатність робочих лопаток розвивати статичний напір зазвичай характеризують ступенем реактивності робочого колеса.

Ступінь реактивності ρ дорівнює відношенню теоретичного статичного напору до повного теоретичного напору, що розвивається лопатками робочого колеса машини

Можемо написати

звідки після перетворень отримаємо

Для лопаток, гранично відігнутих вперед, при

Для радіальних лопатей $ctg\beta_2 = 0$, тому $\rho = 1/2$.

Для лопаток, гранично відігнутих назад, при

Таким чином, ступінь реактивності характеризується конструктивним типом лопатей машини, з боку розвивається ними статичний напір.

Лопаті з малим ступенем реактивності в основному розвивають швидкісний напір i , отже, мають високі вихідні швидкості. Для перетворення швидкісного напору в статичний, машини з такими лопатками забезпечуються дифузійними пристроями, що володіють низьким ККД. Тому ККД машини з малим ступенем реактивності звичайно нижче ККД машини, що володіє великим ступенем реактивності.

Лопатки, гранично відігнуті вперед, розвивають при заданих u_2 і c_{2r} найбільший повний теоретичний напір у формі швидкісного напору. При зменшенні кута β_2 повний теоретичний напір зменшується; одночасно зростає ступінь реактивності і підвищується статичний напір. При $\beta_2 = 90$ град ступінь реактивності дорівнює 0,5 і повний теоретичний напір складається з однакових швидкісного і статичного напорів.

Подальше зменшення кута β_2 пов'язано з падінням повного теоретичного напору до нуля при одночасному зростанні ступеня реактивності до одиниці. Останнє пов'язано з відносним підвищенням статичного напору.

У конструкціях відцентрових машин різних призначень зустрічаються всі три типи лопатей. У відцентрових насосах застосовуються в основному тільки лопатки, відігнуті назад.

Відцентрові вентилятори мають всі три типи лопаток. Відцентрові компресори зазвичай мають лопатки, відігнуті назад.

1.7 Течія в міжлопатневих каналах та основні розміри робочого колеса

Почнемо з трикутника швидкостей на вході в робоче колесо (рис. 1.2). Як уже зазначалося, при відсутності спеціальних напрямних апаратів

закручування потоку перед колесом при номінальному режимі невелике і тому $\alpha_1 = 90 \text{ град}$. З трикутника швидкостей на вході маємо



Але за умовою нерозривності $c_{1r} = Q/\pi D_1 \mu_1 b_1$, де μ_1 - коефіцієнт заповнення перерізу активним потоком (з урахуванням товщини лопатей), $\mu_1 = (0,86 \dots 0,95)$. Отже,



Для машини з певними розмірами і формою лопаток u_1 і c_{1u} пропорційні частоті обертання n і тому остання рівність може бути виду $\text{tg}\beta_1 = Q/an$, де a - коефіцієнт пропорційності. Отже, кут β_1 зменшується при збільшенні частоти обертання робочого колеса, а при зростанні подачі - збільшується.

Таким чином, при постійному значенні лопастного кута $\beta_{1л}$ існує різниця кутів $i = \beta_{1л} - \beta_1$, звана кутом атаки. Від розміру цього кута залежать втрати енергії в робочому колесі. Оптимальний кут атаки робочих коліс з лопатями, сильно вітогнутими назад, становить $(-3 \dots +5) \text{ град}$. Для лопаток, сильно відігнутих вперед, оптимальний кут атаки значно більше.

Тепер розглянемо трикутник швидкостей на виході з робочого колеса. Тут також напрями вихідної відносної швидкості w_2 і кінцевої ділянки лопатей не збігаються; існує кут відставання потоку $\sigma = \beta_{1л} - \beta_1$. Цей кут на відміну від кута атаки майже не залежить від режиму роботи машини і завжди позитивний ($\sigma > 0$), тобто $\beta_1 < \beta_{1л}$.

1.8 Гідродинамічний розрахунок водометного рушія

Ходові якості судна (патрульного глісуючого катера проекту «Орлан») в значній мірі визначаються формою його корпусу, яка задається теоретичним кресленням.

Основні розмірні величини підводної частини корпусу наступні:

- довжина L - максимальна довжина ватерлінії;
- ширина B - максимальна ширина ватерлінії;
- осадка T - максимальна відстань поверхні підводної частини корпусу від площини ватерлінії.

Обсяг підводної частини корпусу V називають об'ємною водотоннажністю судна, а вага води в цьому обсязі $D = \gamma V$ — ваговою або просто водотоннажністю судна. Ступінь гостроти обводів корпусу визначають різними коефіцієнтами повноти, основним з яких коефіцієнт загальної повноти корпусу

$$\delta = \frac{V}{LBT}.$$

Характеристики досліджуваного судна наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Характеристики водотоннажного судна - патрульного глісуючого катера проекту «Орлан»

На змочену поверхню корпусу, величину якої позначають Ω , з боку води діють сили. При нерухомому судні це сили гідростатичного тиску. Їх рівнодіюча A_v — Архімедова підтримуюча сила - спрямована вертикально вгору. При прямолінійному рівномірному русі судна зі швидкістю i на змочену поверхню діють дві категорії сил: перпендикулярні (сили нормального тиску) і дотичні (сили тертя).

Коефіцієнт загальної повноти корпусу при розглянутих параметрах становить 0,68.

| Параметр | Максимальна довжина ватерлінії , м | Максимальна ширина ватерлінії , м | Максимальна відстань поверхні підводної частини корпусу від площини ватерлінії , м | Водотоннажність судна , м ³ |
|----------|------------------------------------|-----------------------------------|--|--|
| Значення | 14,5 | 4 | 0,99 | 22,97 |

На рисунку 1.8 представлена залежність коефіцієнта загальної повноти патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» від його осадки. Так як коефіцієнт загальної повноти прямо пропорційний об'єму рідини, що витісняється судном, то зі збільшенням осадки коефіцієнт загальної повноти розглянутого плавзасобу зростає.

На рисунку 1.9 зображений характер зміни площі ватерлінії плавзасобу в залежності від глибини його осадки. Виходячи з геометричних параметрів глісуючого катера проекту «Орлан» (рис. 1.4) можна зробити висновок, що зі збільшенням осадки, площа ватерлінії катера буде зростати.

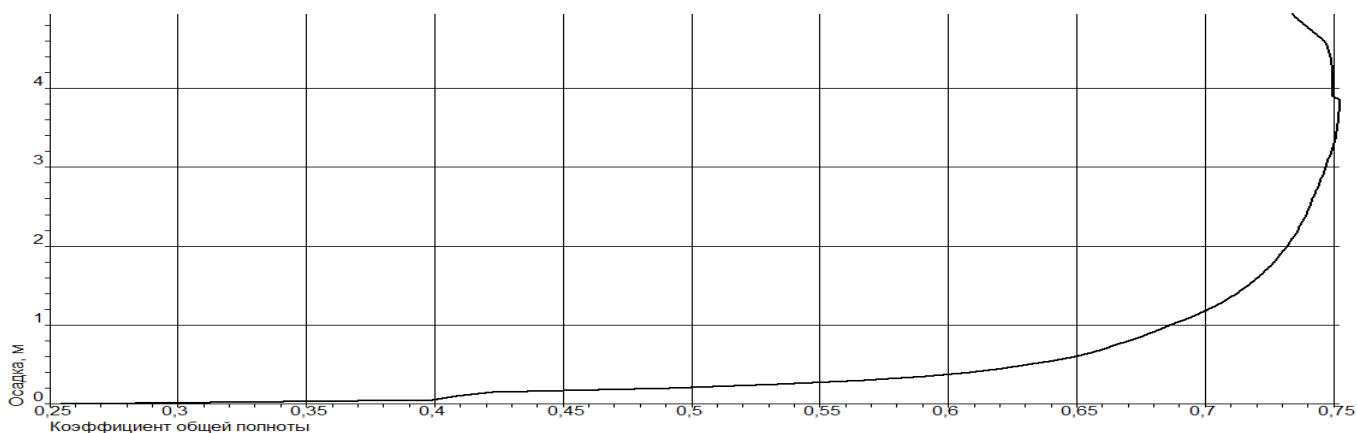


Рисунок 1.8 - Залежність коефіцієнта загальної повноти патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» від його осадки

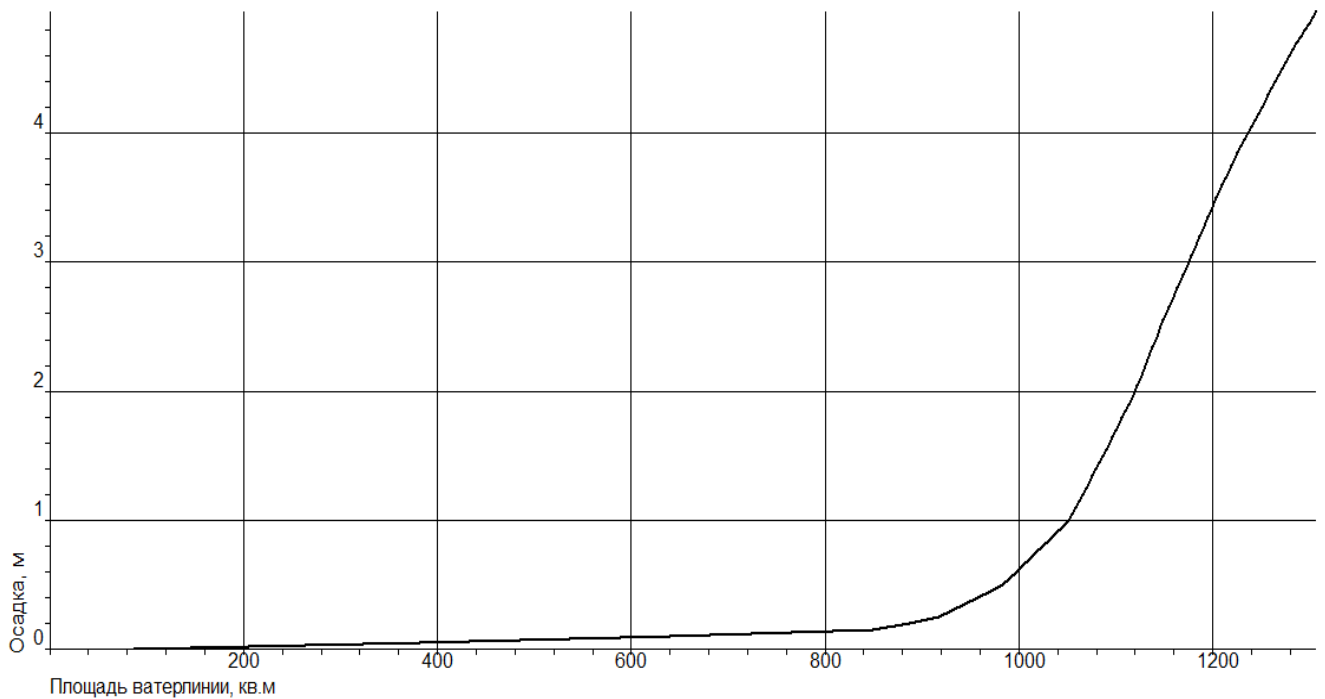


Рисунок 1.9 - Залежність площі ватерлінії патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» від його осадки

Сила, яка діє на корпус судна, може бути розкладена на напрямок руху судна і перпендикулярний йому - вертикальний. Першу проекцію називають силою опору води руху корпусу судна, другу - гідродинамічною підтримуючою силою. Вона викликає зміну середньої осадки судна на ходу (спливання або занурення). Залежно від співвідношення гідростатичних (архімедових) і гідродинамічних сил, що діють на змочену поверхню корпусу, змінюється режим руху судна. У міру зростання швидкості ходу режим руху судна по поверхні води змінюється від плавання до глісування (ковзання судна по поверхні). При цьому корпус судна розташовується над вільною поверхнею торкаючись її тільки частиною днища.

Для переходу на режим глісування необхідно, щоб [4]

$$v > 3\sqrt{g\sqrt[3]{V_0}},$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ,

V_0 - об'ємна водотоннажність нерухомого судна, м^3 .

Виконано розрахунки для визначення аналітичної залежності мінімальної швидкості глісування від водотоннажності судна (температура води прийнята $20\text{ }^\circ\text{C}$). Отримані результати представлені на рисунку 1.10. Методом найменших квадратів визначена аналітична залежність швидкості переходу судна на режим глісування від її об'ємної водотоннажності

$$v = 8 \cdot 10^{-5} \cdot V_0 + 13,935.$$

Визначено коефіцієнт детермінації, який склав 0,99, що свідчить про високу точність виконаної апроксимації.

Була визначена мінімальна швидкість глісування для досліджуваного судна. Вона становить $15,84\text{ м/с}$, що до рівнює 31 вузлу.

Умову усталеного поступального руху самохідного судна можна записати виразом

$$\sum P_e = R,$$

де $\sum P_e$ - сумарна рушійна сила (корисна тяга), що розвивається рушіями судна.

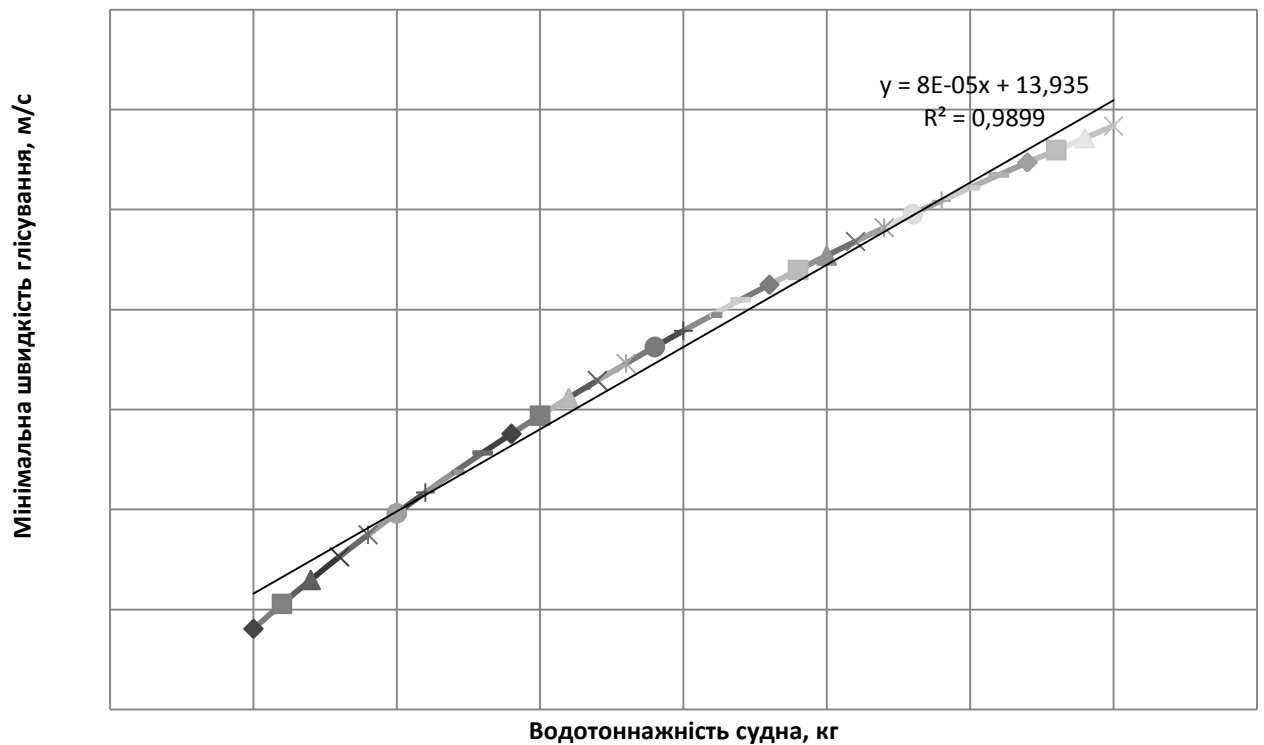


Рисунок 1.10 - Залежність мінімальної швидкості глісування від водотоннажності судна

Опір води руху корпусу судна складається з опорів тертя, форми і хвильових.

Повна величина опору складається з опору тертя і залишкового опору, Па

$$R = R_f + R_o.$$

Для розрахунку величини повного опору води руху суден прийнята формула, Па

$$R = \xi \frac{\rho v^2}{2} \Omega,$$

де ρ — щільність води, кг/м³;

Ω — безрозмірний коефіцієнт повного опору води.

Необхідно також враховувати опір виступаючих частин, до яких відносять всі конструктивні деталі на підводній поверхні судна, що порушують плавність обрисів корпусу: суднові рулі, вертикальні і бічні килі та ін. Виходи гребних валів, що представляють значний опір (до 8 % від опору голого корпусу), в водометних судах відсутні.

Збільшення опору від наявності виступаючих частин враховується додавкою до коефіцієнта опору форми

$$\xi'_k = \xi_k + \Delta\xi_k,$$

де ξ_k — коефіцієнт аеродинамічного опору корпусу з урахуванням впливу виступаючих частин.

Надбавка $\Delta\xi_k$ в розглянутому прикладі прагне до нуля, так як судно не містить суднового керма (кермо, входить в реверсивно-рульовий пристрій рушія і не відноситься до виступаючих частин).

Для опису основних закономірностей опору води руху суден використовуються безрозмірні критерії динамічної подоби потоків рідини - число Фруда Fr и число Рейнольдса Re [8].

Число Фруда характеризує відношення інерційних сил до сил тяжіння. Число Фруда є мірою відносної швидкості судна, яка виражається співвідношенням швидкості v набігаючого потоку на значній відстані попереду тіла або швидкості руху тіла і одного з характерних розмірів судна. Для водотоннажних судів таким є довжина по ватерлінії; для суден з динамічною підтримкою, у яких в процесі руху довжина по ватерлінії змінюється, використовують значення ширини B (переважно для глісерів) і, в найбільш універсальною формою, корінь кубічний з об'ємної водотоннажності $\sqrt[3]{V_0}$. При дослідженні руху на мілководді характерною величиною є глибина води H .

Виходячи з конкретної ситуації використовується наступні форми запису числа Фруда [8]



У динамічно подібних системах числа Рейнольдса рівні між собою. При цьому картини вихреутворення і прикордонні шари геометрично подібні. В реальних умовах крім числа Рейнольдса на картині обтікання суттєво позначаються шорсткість поверхні тіла і початкова турбулентність потоку. Повна динамічна подоба явищ хідкості досягається для розглянутих надводних суден за умови одночасної рівності чисел Фруда і чисел Рейнольдса. Це можна досягти тільки в разі повної рівності моделі і натури. Тому в даному випадку обмежимося частковою подобою - по числу Фруда. Саме ця часткова подібність забезпечується при визначенні хідкості надводних суден.

Залежно від характеру дії гідродинамічних сил розрізняють такі характерні режими руху суден: плавання; перехідний режим; режим динамічної підтримки [8].

Режим плавання суден спостерігається при відносній швидкості $FrV < 1,0$. В цьому режимі гідродинамічна сила підтримки Y і диферентуючий момент M малі за абсолютною величиною, і призводять до деякого збільшення осадки судна на ходу і появи невеликого дифферента на ніс. Підтримка судна забезпечують сили гідростатичної природи.

Залежно від значення числа Фруда судна, що рухаються в режимі плавання, підрозділяються на тихохідні ($FrL < 0,22$), середньошвидкісні ($FrL = 0,23—0,35$) і швидкохідні ($FrL > 0,35$).

Перехідний режим руху спостерігається в діапазоні відносної швидкості $1,0 < FrV < 3,0$. Його характерною особливістю є перерозподіл сил підтримки за рахунок збільшення динамічної складової Y , а також поява диферентуючого

моменту M на корму. В результаті спільної дії цих факторів, як правило, зменшується осадка судна і зростає диферент на корму [8].

Режим динамічної підтримки настає при відносних швидкостях руху $FrV > 3,0$. При цьому підтримка судна забезпечується в основному динамічними силами.

Для глісуючого судна гідростатична складова підтримки практично зникає при $FrV > 5$. Характер дії гідродинамічних сил при цьому істотно залежить від величини відносної швидкості (рис. 1.11).

Опір води руху глісуючого судна розглядають як суму складових, Па

де — опір тертя; — опір форми; — хвильовий опір.

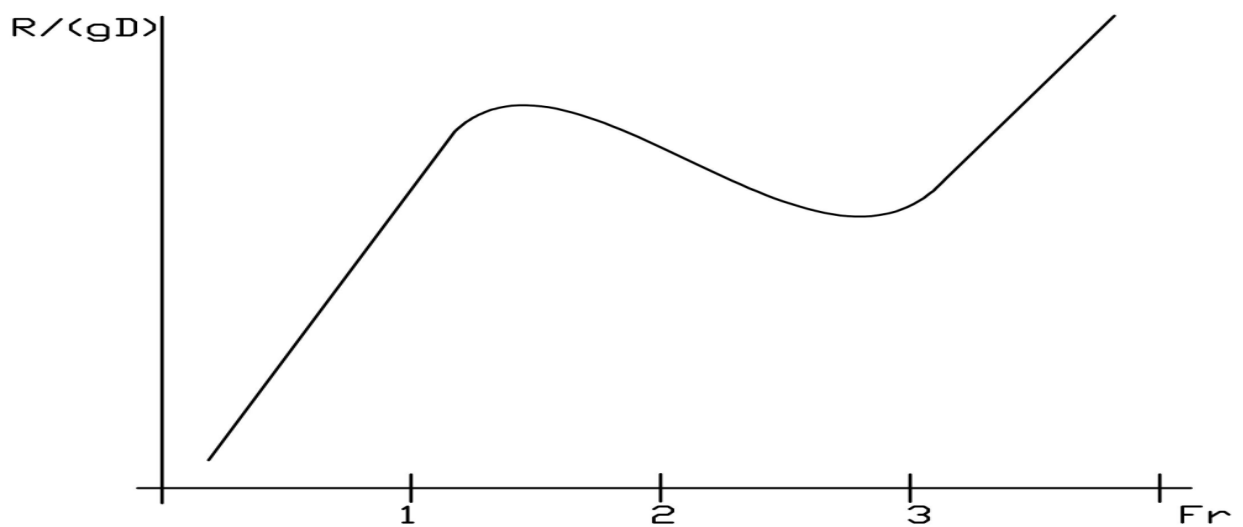


Рисунок 1.11 – Характер залежності відносного опору глісера від режиму руху судна (числа Фруда)

Складові і обумовлені силами в'язкісної природи, а — хвилеутворенням судна. У розрахунку прийнято припущення про незалежність в'язкісної і хвильової складових. Насправді спостерігається їх деякий взаємовплив. Він надзвичайно малий.

Розрахунок опору реального судна включає в себе також облік впливу керма, кронштейнів, гребних валів, величні кілів, які створюють так званий

опір виступаючих частин . Частина сили опору при русі судна визначається також його надводною частиною і враховується як аеродинамічний опір . В даному випадку величина становить помітну частку. Таким чином, повний опір, Па

Для розрахунку опору використані формули, структура яких відповідає принципам гідромеханічної подібності. Беручи в якості характерного розміру величину змоченої поверхні Ω , отримуємо загальну формулу, Па

—

де ζ — безрозмірний коефіцієнт повного опору, який є функцією чисел Фруда і Рейнольдса і являє собою суму опору коефіцієнтів тертя, форми і хвильового

Для того щоб визначити змочену поверхню судна Ω використане теоретичне креслення. У розрахунку використана наближена формула Тейлора

—

де $c=3,0$ для досліджуваного судна з U-подібним обводом. Виходячи з геометричних характеристик судна маємо $V=22,97 \text{ м}^3$, $L=14,5 \text{ м}$. Тоді

—————

Зчеплення окремих частинок в'язкої рідини між собою і обшивкою судна призводить до виникнення сил, проекція яких на напрямок руху є шуканим опором тертя .

Виконані розрахунки засновані на наступних припущеннях [8]:

— опір тертя гладкого корпусу дорівнює опору тертя еквівалентної пластини;

— обшивка судна вважається гідродинамічно гладкою.

При температурі води в 20°C коефіцієнта кінематичної в'язкості $\nu=1\cdot 10^{-6}$ м²/с. Тоді при мінімальній швидкості глісування

Величина опору тертя еквівалентної пластини визначається формулою,
Па

де

де — коефіцієнт тертя гідродинамічно гладкої поверхні;
надбавка на шорсткість.

Використовуємо формулу Прандтля-Шліхтинга

Так як судно має зварену обшивку, то

Тоді

Величина опору тертя еквівалентної пластини складе, Па

Опір форми виникає внаслідок впливу в'язкості на розподіл тисків по поверхні тіла. Хвилеутворення не впливає на в'язкісний опір і на опір форми. Тому для розрахунку використана загальна формула, Па

де C_x — коефіцієнт аеродинамічного опору, який для даного тіла є функцією числа Re .

Коефіцієнт аеродинамічного опору наближено визначений за формулою Палмела

де α — величина кормового загострення ($^\circ$);
площа занурення частини миделевого перетину (m^2).

Тоді

Хвильовий опір є частиною опору тиску, яка виникає внаслідок хвилеутворення при русі судна. При відсутності хвилеутворення хвильовий опір дорівнює нулю.

Для розрахунку хвильового опору скористаємося загальною формулою,
Па

—

де — коефіцієнт хвильового опору, який є функцією Фруда.

З огляду на, що в розрахунку число Фруда прийнято рівним 0,3, то визначаємо коефіцієнт хвильового опору, який приблизно дорівнює $1,5 \cdot 10^{-3}$.

Тоді хвильовий опір, Па

—————

Таким чином, опір води руху глісуючого судна складе, Па

Умова сталого поступального руху самохідного судна визначить сумарну корисну тягу, що розвивається рушіями судна, Па

$$\sum P_e = 91272.$$

Необхідно враховувати, що отримане значення тяги буде відповідати руху водотоннажного судна. Для режиму глісування опір води руху глісуючого судна буде значно менше (до трьох разів) [9]. Таким чином, для розрахунку параметрів водометного рушія катера, що рухається в режимі глісування, можливе зниження корисної тяги.

Прийmemo тиск в струмені рушія на виході з сопла рівним тиску на нескінченності. Застосовуючи закон кількості руху, можна записати вираз для тяги рушія, Па

$$P = m(V_i - V_o),$$

де V_i - швидкість в струмені рушія на нескінченності, м/с;

V_o - швидкість руху плавзасобу (приймаємо як мінімальну швидкість глісування 15,84 м/с).

Маса рідини m на підставі рівняння нерозривності обчислюється як добуток, кг

$$m = \rho V_i F_i,$$

де F_i - площа перерізу сопла водометного рушія, м²;

V_i - швидкість рідини на виході з сопла, м/с.

Швидкість на виході з сопла повинна дорівнювати швидкості на нескінченності V .

$$\text{Тоді } V_i = V$$

$$P = m V_i - V_o ,$$

$$P = \rho Q V_i - V_o .$$

Відповідно до рівняння нерозривності потоку для будь-якого перетину в тракті водометного рушія

$$m = \rho Q,$$

де Q – об'ємна витрата рідини через водометний рушій, кг/с.

Використовуючи рівняння Бернуллі, знайдемо вираз для перепаду тисків на робочому колесі насоса. Для ділянки лінії струму від точки на

нескінченності перед рушієм до перетину безпосередньо перед диском робочого колеса матимемо

$$p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = p_0 + \frac{\rho V_0^2}{2} - \Delta p_1,$$

де V_1 - швидкість рідини в площині робочого колеса, м/с;

p_0 – атмосферний тиск, Па;

p_1 - тиск рідини перед колесом, Па;

Δp_1 - гідравлічні втрати на даній ділянці, Па.

Для ділянки від диска робочого колеса до точки на нескінченності за рушієм

$$p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} = p_0 + \frac{\rho V_i^2}{2} - \Delta p_2,$$

де Δp_2 - гідравлічні втрати на ділянці за робочим колесом, Па.

Виходячи з того, що розглядається замкнута система, прийmemo що $V_1 = V_2$. Тоді перепад тисків на колесі визначиться різницею тисків за колесом і на вході в нього

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho V_i^2}{2} - \frac{\rho V_0^2}{2} + \Delta p_{\Sigma}.$$

Перепад тисків є напором насоса H і вимірюється в м вод. ст.

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma},$$

де γ - питома вага води, кг/м³.

Вираз для визначення швидкості на зрізі сопла, м/с

$$V_i = \sqrt{\frac{2gH + V_o^2 + 2\Delta p_\Sigma}{\rho}}$$

Таким чином визначена величина тяги через параметри насосного пристрою H і Q .

Гідравлічні втрати в водометних рушіїв включають дві частини - власне гідравлічні втрати проточної частини рушія і втрати, пов'язані з підйомом водометної труби над рівнем ватерлінії на висоту h . Друга складова враховується лише в разі надводного викиду струменя водомета і в разі патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» буде дорівнювати 0.

$$\Delta p_\Sigma = \Delta p_2 + \Delta p_1.$$

Сумарний гідравлічний опір водопроточного тракту розглядається як сума втрат тиску на окремих ділянках водоводу рушія.

Сумарний коефіцієнт гідравлічних втрат від вхідного перетину водозабірника до перетину перед робочим колесом насосного пристрою враховує характерну швидкість течії потоку рідини по водопроточному тракту.

$$\Delta p = \frac{\zeta_0 \rho V_0^2}{2} = \frac{\zeta_s \rho V_s^2}{2} = \frac{\zeta_j \rho V_j^2}{2}.$$

Необхідно визначити коефіцієнти гідравлічних втрат ζ_0 , віднесених до швидкості руху катера V_0 або ζ_s , віднесених до швидкості руху рідини в міжлопаткових каналах робочого колеса $V_s = \frac{\pi D_s^2}{4}$, м/с.

Співвідношення між коефіцієнтами ζ_0 і ζ_s визначається наступним виразом

$$\zeta_s = \frac{\zeta_0 V_0^2}{V_s^2}.$$

Для визначення швидкості на зрізі сопла необхідно розділяти гідравлічні втрати на втрати в соплі, на втрати на вході в водозабірний канал і перед колесом. Для втрат у проточній частині перед колесом і втрат на підйом води характерною є швидкість патрульного глісуючого катера проекту «Орлан», а для втрат в сопловому апараті - швидкість рідини, що викидається з сопла. Вираз для напору перетворюється до виду, Па

$$H = \frac{V_i^2(1+\zeta_c)}{2g} - \frac{V_o^2(1-\zeta_o)}{2g} + h,$$

де ζ_c - коефіцієнт втрат в сопловому апараті;

ζ_o - коефіцієнт втрат на вході.

Швидкість на вихідному перерізі сопла водометного рушія, необхідна для визначення величини тяги, м/с

$$V_i = \sqrt{\frac{2g(H-h) + V_o^2(1-\zeta_o)}{1+\zeta_c}}.$$

Залежності для розрахунку тяги водометного рушія виведені для ідеальних умов. Це означає, що вони не беруть до уваги взаємодію між течіями навколо рухомого в воді патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» і в його рушії. Для обліку цієї взаємодії вводяться коефіцієнти взаємодії: коефіцієнт засмоктування t і коефіцієнт попутного потоку W

$$V_e = V_0(1-W),$$

$$P_e = P(1-t).$$

Також необхідно враховувати орієнтацію осі струменя за рушієм по відношенню до напрямку руху об'єкта дослідження. Вираз для тяги рушія можна представити у вигляді, кВт

$$P_e = \rho Q [V_i \cos \psi \cos \phi - V_0 (1 - W)] (1 - t) ,$$

де ψ , ϕ - відповідні кути в горизонтальній і вертикальній площинах між напрямком руху катера з водметною установкою і віссю струменя за рушієм.

Характеристики ідеального водометного рушія визначаються тільки розміром гідравлічного перерізу, тобто величиною $D_{вих}$, а розмір (діаметр) водометного насоса не впливає на величину ідеального КПД η_i . Однак для реального рушія прагнення забезпечити мінімум втрат водотоннажності і втрат енергії в водометній трубі призводить до суттєвого обмеження розмірів насоса.

Співвідношення діаметра і оборотів робочого колеса (при заданих H і Q) в значній мірі визначають ефективність насоса і його ККД. Водометний насос відрізняється від звичайного осьового тим, що канали підведення і відведення відносяться до рушія, а власне насос обмежений його лопатевою системою.

При проектуванні насосів для вибору величини осьової складової абсолютної швидкості перед входом в робоче колесо прийнята залежність, м/с

Беручи до уваги суцільність потоку рідини, м/с

де r – втулкове відношення робочого колеса, м.

Звідки оптимальний діаметр робочого колеса складе, м

— —
— —

Виходячи з максимального значення об'ємної витрати установки ($Q=1,4 \text{ м}^3/\text{с}$) і числа оборотів ($n=2300 \text{ с}^{-1}$) визначено оптимальний діаметр рівний 0,468 м. У подальших розрахунках прийнятий діаметр робочого колеса 0,5 м.

У розрахунках враховано, що на патрульному глісуючому катері проекту «Орлан» встановлено два рушія по 847 кВт кожен.

Характеристики водометного рушія для патрульного глісуючого катера проекту «Орлан» наведено в таблиці 1.3.

Для зручності сприйняття отриманих результатів та спрощення їх аналізу, всі дані розрахунків представлені у вигляді діаграм (рис. 1.12 – 1.14).

На рисунку 1.12. представлена залежність напору, що розвивається насосом від його об'ємної витрати, яка є головною характеристикою, яка описує роботу насоса в цілому.

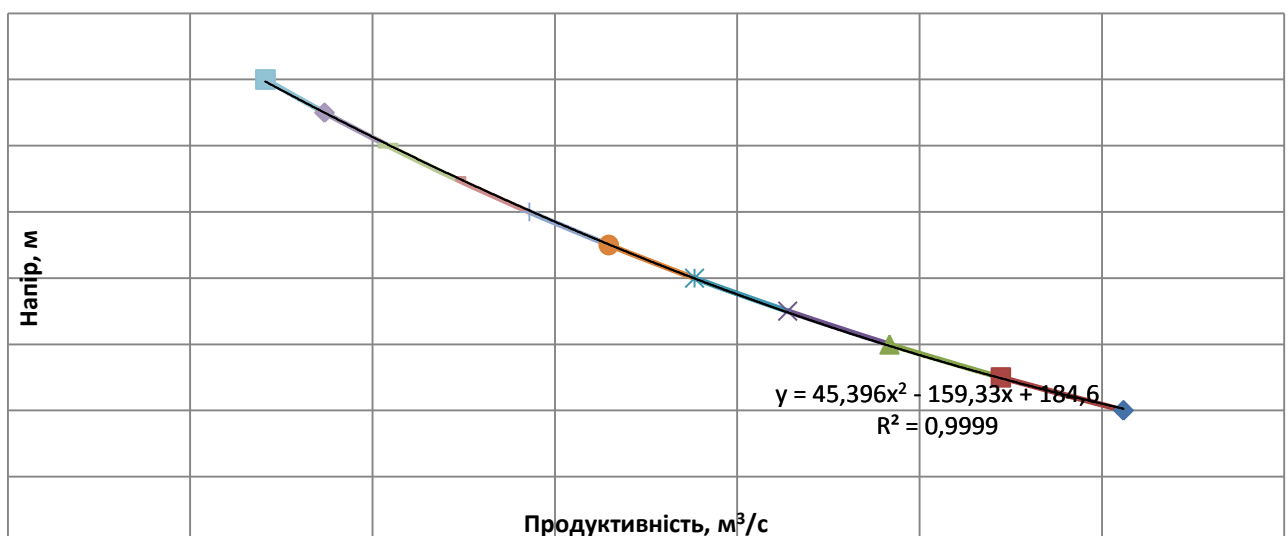


Рисунок 1.12 - Головна характеристика роботи насоса водометного рушія

За результатами розрахунку, методом найменших квадратів, складена аналітична залежність напору від об'ємної витрати для насоса водометного рушія патрульного катера проекту «Орлан»

Був розрахований коефіцієнт детермінації, який склав 0,988, що підтверджує правильність виконаної апроксимації.

Таблиця 1.3 - Характеристики водометного рушія для патрульного глісуючого катера проекту «Орлан»

| Параметр | Варіант розрахунку | | | | | | | | | | |
|--|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| Напір, м | 50 | 52,5 | 55 | 57,5 | 60 | 62,5 | 65 | 67,5 | 70 | 72,5 | 75 |
| Насосний КПД | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 |
| Механічний КПД | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 | 0,96 |
| Коефіцієнт засмоктування | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 |
| Коефіцієнт попутного току | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 |
| Коефіцієнт втрат в соплі | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| Щільність води, кг/м ³ | 998 | 998 | 998 | 998 | 998 | 998 | 998 | 998 | 998 | 998 | 998 |
| Швидкість руху катера, м/с | 17,12 | 17,12 | 17,12 | 17,12 | 17,12 | 17,12 | 17,12 | 17,12 | 17,12 | 17,12 | 17,12 |
| Частота обертання валу привідної машини, 1/с | 38,33 | 38,33 | 38,3 | 38,33 | 38,33 | 38,33 | 38,33 | 38,33 | 38,33 | 38,33 | 38,33 |

Продовження таблиці 1.3

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|--|--------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|
| Діаметр робочого колеса, м | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 | 0,5 |
| Потужність привідної машини, кВт | 847 | 847 | 847 | 847 | 847 | 847 | 847 | 847 | 847 | 847 | 847 |
| Об'ємна витрата, м ³ /с | 1,412 | 1,345 | 1,284 | 1,228 | 1,177 | 1,130 | 1,086 | 1,046 | 1,009 | 0,974 | 0,941 |
| Швидкість в диску робочого колеса, м/с | 7,194 | 6,852 | 6,540 | 6,256 | 5,995 | 5,756 | 5,534 | 5,329 | 5,139 | 4,962 | 4,796 |
| Швидкість попутного струму, м/с | 14,256 | 14,25 | 14,25 | 14,25 | 14,256 | 14,256 | 14,256 | 14,256 | 14,256 | 14,25 | 14,25 |
| Відношення швидкості попутного струму до швидкості в диску робочого колеса | 1,982 | 2,081 | 2,180 | 2,279 | 2,378 | 2,477 | 2,576 | 2,675 | 2,774 | 2,873 | 2,972 |

Продовження таблиці 1.3

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|-------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Коефіцієнт втрат на вході | 0,430 | 0,440 | 0,490 | 0,500 | 0,510 | 0,570 | 0,605 | 0,610 | 0,630 | 0,650 | 0,670 |
| Швидкість на зрізі сопла, м/с | 33,752 | 34,480 | 35,166 | 35,862 | 36,543 | 37,188 | 37,834 | 38,479 | 39,108 | 39,726 | 40,333 |
| Сумарна корисна тяга, кН | 21,977 | 21,712 | 21,428 | 21,179 | 20,936 | 20,680 | 20,445 | 20,227 | 20,010 | 19,801 | 19,597 |
| Пропульсивний коефіцієнт | 0,411 | 0,406 | 0,401 | 0,396 | 0,392 | 0,387 | 0,382 | 0,378 | 0,374 | 0,370 | 0,366 |

Також логічним виглядає отриманий висновок, що зі збільшенням об'ємної витрати насоса, який перекачує рідину в водометному рушії натиск, що розвивається їм буде знижуватися.

На рисунку 1.13 представлена залежність швидкості руху потоку рідини в міжлопаткових каналах робочого колеса привідного насоса від його об'ємної витрати.

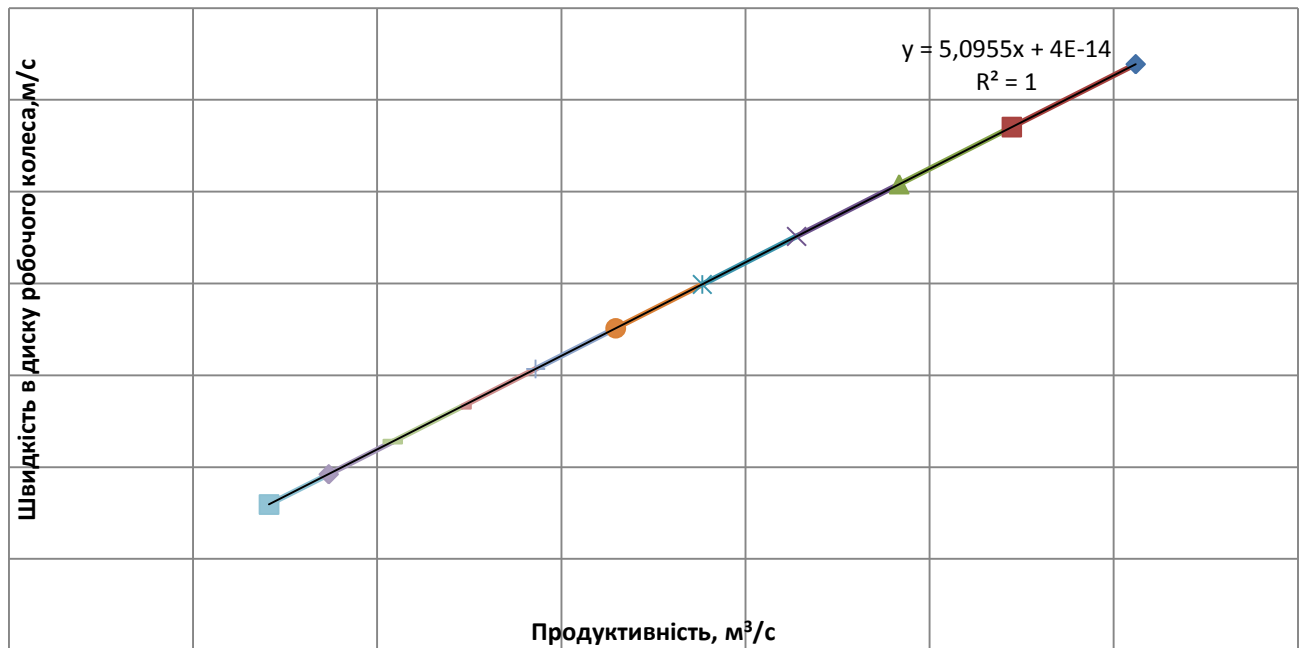


Рисунок 1.13 – Залежність швидкості рідини в міжлопаткових каналах робочого колеса насоса від його об'ємної витрати

Прохідний перетин корпусу насоса, в якому розташовується його робоче колесо, є геометричною характеристикою насоса і буде постійною величиною. Підвищення об'ємної витрати призведе при постійній площі перетину, через яке ця рідина протікає, буде приводити до зростання швидкості течії рідини через цей перетин.

Методом найменших квадратів була отримана аналітична залежність швидкості рідини в міжлопаткових каналах робочого колеса насоса від його об'ємної витрати

Коефіцієнт детермінації склав 0,99.

Рідина, проходячи через сопло, що звужується, збільшує швидкість свого руху, а, отже, і кінетичну енергію потоку. Відповідно до закону збереження енергії, зростання кінетичної енергії потоку супроводжується зниженням тиску рідини у вихідному перерізі сопла. Таким чином, для створення більш високої швидкості у вихідному перерізі сопла, необхідно створювати якомога вищий натиск рідини перед соплом.

На рисунку 1.14 представлена залежність швидкості витікання рідини з сопла водометного рушія від об'ємної витрати насоса.

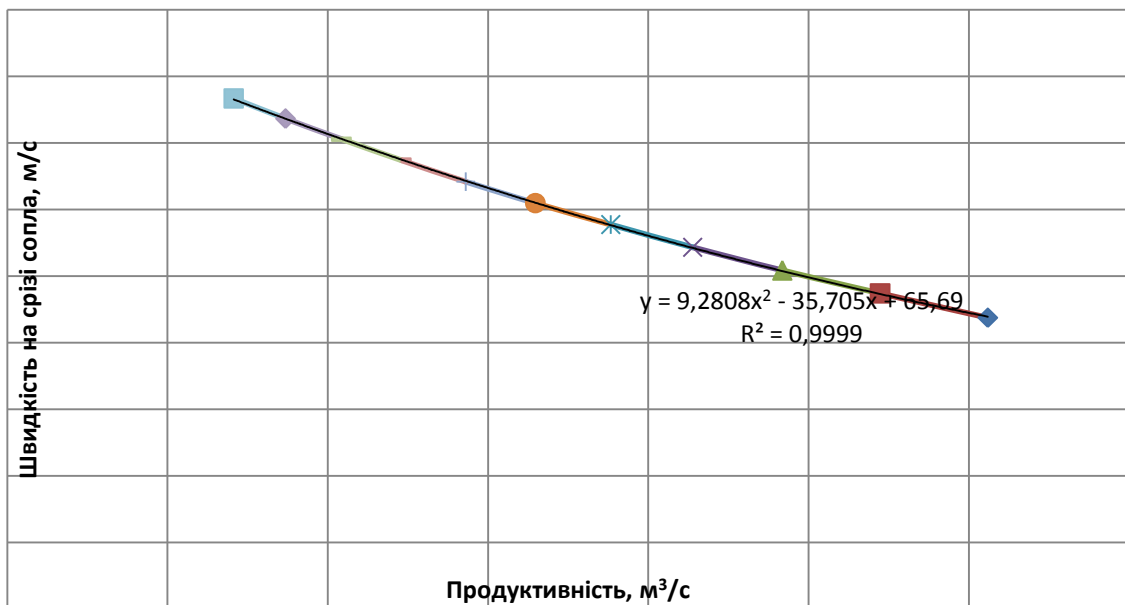


Рисунок 1.14 – Залежність швидкості рідини на зрізі сопла від об'ємної витрати насоса

Результати розрахунків можна описати наступним рівнянням

2 МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКУ, ЩО ПРОХОДИТЬ ЧЕРЕЗ ВОДОМЕТНИЙ РУШІЙ

2.1 Математичний опис руху робочого тіла в водометний рушій

Для математичного опису робочого тіла в водомет необхідно використовувати рівняння збереження руху і нерозривності, рівняння енергії, рівняння напруг Рейнольдса, рівняння стану, початкові і граничні умови.

Рівняння руху (Нав'є - Стокса) в циліндричних координатах виглядає наступним чином [7]

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial W_x}{\partial \tau} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} + W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial W_x}{\partial \varphi} \right) = \rho \cdot g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left(2\mu \frac{\partial W_x}{\partial x} \right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(\mu \left(\frac{\partial W_x}{\partial r} + \frac{\partial W_r}{\partial x} \right) \right) + \frac{\mu}{r} \cdot \left(\frac{\partial W_x}{\partial r} + \frac{\partial W_r}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{r \cdot \partial \varphi} \left(\mu \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_x}{\partial \varphi} + \frac{\partial W_\varphi}{\partial x} \right) \right),$$

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial W_r}{\partial \tau} + W_x \frac{\partial W_r}{\partial x} + W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} - \frac{W_\varphi^2}{r} \right) = \rho \cdot g_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial W_r}{\partial x} + \frac{\partial W_x}{\partial r} \right) \right)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial r} \cdot \left(2\mu \frac{\partial W_r}{\partial r} \right) + \frac{2\mu}{r} \left(\frac{\partial W_r}{\partial r} - \frac{W_r}{r} - \frac{\partial W_\varphi}{r \cdot \partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{r \cdot \partial \varphi} \left(\mu \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial W_\varphi}{\partial r} - \frac{W_\varphi}{r} \right) \right),$$

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial W_\varphi}{\partial \tau} + W_x \frac{\partial W_\varphi}{\partial x} + W_r \frac{\partial W_\varphi}{\partial r} + \frac{W_\varphi}{r} \frac{\partial W_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{W_\varphi \cdot W_r}{r} \right) = \rho \cdot g_\varphi - \frac{\partial p}{r \cdot \partial \varphi} + \frac{\partial}{\partial x} \cdot \mu \left(\frac{\partial W_\varphi}{\partial x} + \frac{\partial W_x}{r \cdot \partial \varphi} \right)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial r} \cdot \mu \left(\frac{\partial W_\varphi}{\partial x} + \frac{\partial W_x}{r \cdot \partial \varphi} \right) + \frac{2\mu}{r} \cdot \left(\frac{\partial W_\varphi}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} - \frac{W_\varphi}{r} \right) + \frac{\partial}{r \cdot \partial \varphi} \left(2\mu \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{W_r}{r} \right) \right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial r} \mu \left(\frac{\partial W_\varphi}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \varphi} - \frac{W_\varphi}{r} \right),$$

де μ - коефіцієнт динамічної в'язкості, мПа·с.

Для ламінарної рідини ми отримуємо систему з чотирьох рівнянь: три рівняння Нав'є - Стокса в проекціях на осі і рівняння нерозривності для чотирьох невідомих: три компонента вектора швидкості і гідродинамічний тиск.

Турбулентна рідина характеризується коливаннями швидкості у всіх напрямках і має нескінченне число ступенів свободи. Рішення рівнянь Нав'є - Стокса для турбулентної рідини ускладнене, так як в даному випадку рівняння еліптичні, нелінійні і містять по дві невідомих величини. Рідина в даному випадку хаотична, дифузійна, дисипативна і переривчаста [10].

Для турбулентної рідини є всі ті ж чотири рівняння і вже десять невідомих: три компонента швидкості, гідродинамічний тиск і шість напруг Рейнольдса. Дана проблема носить назву проблеми замикання турбулентності.

Щоб замкнути турбулентність, необхідно визначити зв'язок між напруженнями по Рейнольдсу і параметрами усередненої течії. Цей зв'язок визначають за допомогою різних моделей турбулентності. У цих моделях приймаються певні припущення, на основі яких вводиться недостатня кількість рівнянь, що дозволяє знайти всі невідомі. Одним з припущень є введення турбулентної в'язкості, яке вперше здійснив Буссінеска [11].

Далі перейдемо безпосередньо до отримання стандартної $k-\epsilon$ моделі з двох рівнянь, яка розглядається як стандартна модель для опису турбулентності і рішення інженерних задач. У даній моделі вводяться два важливих поняття - генерація P і дисипація ϵ . Фізичний сенс генерації турбулентності P полягає в породженні нових вихорів і пульсацій, які і утворюють турбулентність. Дисипація ϵ , навпаки, являє собою розсіювання великих вихорів на менші, призводить до усереднення течії і зменшення турбулентності. Два рівняння переносу дозволяють розглядати турбулентність в просторі і часі. Дана модель є напівемпіричною і спирається на феноменологічний похід і результати, отримані дослідним шляхом [12].

Турбулентність враховується стійкими напівемпіричними виразами [13]. Для моделювання руху робочого тіла в досліджуваному водометному рушії була обрана програма SolidWorks Flow Simulation. Дана програма дозволяє вирішити чисельну

модель рівняння руху з урахуванням турбулентності і кавітації потоку. У SolidWorks Flow Simulation існують такі основні моделі турбулентності:

- k-ε модель турбулентності;
- Shear Stress Transport – SST модель турбулентності, яка поєднує в собі k-ε модель і k-ω модель турбулентності;
- k-ω Baseline Reynolds Stress – більше підходять для точного розрахунку поблизу стінки;
- Speziale, Sarkar, Gatski Reynolds Stress – використовує повні напруги Рейнольдсовської моделі і була розроблена в рамках Європейського проекту FLOMANIA для застосування до проблем авіаційного потоку [14].

У поставленому завданні краще використовувати k-ε модель турбулентності [15].

В k-ε моделі турбулентна в'язкість визначається, мПа·с.

$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

При цьому турбулентна кінетична енергія буде визначатися з наступного рівняння, м²/с²

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right].$$

Швидкість дисипації

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot \tau_{ij} \cdot \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right].$$

Напівемпіричні коефіцієнти для стандартної k-ε моделі в SolidWorks Flow Simulation вживаються у такому значенні [16]

$$C_{\varepsilon_1} = 1,44, \quad C_{\varepsilon_2} = 1,92, \quad C_{\mu} = 0,09, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_{\varepsilon} = 1,3.$$

Для RNG k-ε (Renormalization Group k-ε) моделі використовуються ті ж рівняння, однак використовують інші коефіцієнти

$$C_{\varepsilon_2} = \tilde{C}_{\varepsilon_2} + \frac{C_{\mu} \cdot \lambda_{\mu}^3 \cdot \left(1 - \frac{\lambda_{\mu}}{\lambda_{\mu 0}}\right)}{1 + \beta \cdot \lambda_{\mu}^3},$$

$$\lambda = \frac{k}{\varepsilon} \cdot \sqrt{2 \cdot \sigma_{ij} \sigma_{ji}},$$

де $C_{\varepsilon_1} = 1,42$, $\tilde{C}_{\varepsilon_2} = 1,68$, $C_{\mu} = 0,085$, $\sigma_k = 0,72$, $\sigma_{\varepsilon} = 0,72$, $\beta = 0,012$, $\lambda_{\mu 0} = 4,38$.

Хоч модель турбулентності Renormalization Group k-ε точніше описує передачу усереднених пульсацій в потоці, але при цьому додається необхідність вирішення двох додаткових рівнянь. Хоча це і значно ускладнює обчислювальну потужність для поставленої чисельної моделі, але для сучасних серверних комп'ютерних систем це є цілком розв'язуваним завданням. Тому вибір був зроблений на користь RNG k-ε моделі турбулентності.

Для опису руху робочого тіла через водометний рушій необхідно врахувати наступні варіанти вирішення завдання:

- при швартовому режимі, коли поле швидкостей і тисків перед робочим колесом нерівномірне, тоді необхідно врахувати кавітацію в водоводі і на лопатях робочого колеса;

- при швидкісному режимі, коли поля швидкостей і тисків перед робочим колесом нерівномірні і кавітація відсутня;

- при несталому перебігу рідини, коли поля швидкостей і тисків перед робочим колесом нерівномірні і змінюється в часі, при цьому кавітація також змінюється в часі.

Кавітуючий протяг являє собою двофазний і, в загальному випадку, багатокомпонентний потік. У потоці присутня рідка фаза - вода, і газоподібна фаза - пари води, нерозчинене повітря. Моделювання кавітаційного перенесення чисельними методами в даний час проводиться за допомогою двох основних підходів: з взаємопроникаючими фазами і без взаємопроникнення.

Підхід без взаємопроникнення застосовується для стійких кавітаційних течій і вимагає чіткого визначення поверхні розділу двох середовищ. Рівняння руху вирішуються тільки для рідкої фази, а газоподібна фаза враховується граничними умовами на поверхні розділу, при цьому масовий потік через кордон розділу фаз не враховується. Даний підхід дозволяє з мінімальними витратами обчислювального часу отримати рішення, однак, як показали результати досліджень численних моделей [17], він не дозволяє адекватно моделювати кавітаційні процеси, тому не отримав широкого розповсюдження.

Інший підхід, заснований на взаємному проникненні фаз, що не передбачає наявності поверхні розділу між двома рідинами, що не змішуються, тому об'ємна частка фази може змінюватися від нуля до одиниці в залежності від займаного простору в двофазному потоці.

Важливим показником працездатності насосів є кавітаційний запас. Він характеризує здатність насоса зберігати потрібний рівень тиску в рідині для уникнення виникнення в ньому кавітації і визначається за формулою, Па

$$\Delta h = \frac{P_{ex} - P_v}{\rho g},$$

де P_{ex} – тиск рідини на вході в насос,

P_v – тиск насиченої пари рідини при заданій температурі.

Для моделювання кавітації використовують емпіричні, аналітичні та інші моделі. Найбільшу популярність набуло моделювання кавітації в програмних пакетах, що реалізують чисельне рішення системи рівнянь Нав'є-Стокса.

В *solidworks flow simulation*, який був обраний в якості інструменту для моделювання кавітації, реалізована модель кавітації Релея-Плессета. Також може бути

задана «призначена для користувача» модель, в якій можуть бути закладені будь-які математичні вирази, що визначають швидкість утворення парової фази.

Модель кавітаційного масопереносу Релея-Плессета заснована на рівнянні Релея, яке розраховує об'ємний зміст пари і рідини в розрахунковому осередку. Модель враховує два фактори: швидкість росту бульбашки і статистичний характер розподілу бульбашок в кавітаційному потоці. Швидкість зростання бульбашки вважається за спрощеним рівнянням Релея

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_n - p}{\rho}},$$

де R – радіус кавітаційної бульбашки, м;

p_n – тиск усередині бульбашки (тиск насичених парів), Па;

p – місцевий тиск в рідині (абсолютний тиск CFD- вирішувача), Па.

Об'ємна частка пари в осередку враховується статистично на основі визначення числа зародків n і радіуса зародка R_0 і визначається за формулою

$$\alpha = n \frac{4}{3} \pi R_0^3.$$

Модель кавітації Релея-Плессета, що реалізується в SOLIDWORKS FLOW SIMULATION, вимагає завдання таких параметрів, як середній діаметр крапель і тиск насичення пари. У разі використання «користувальницької» кавітаційної моделі швидкість кавітації повинна бути задана явно.

Динаміка зростання чи зменшення бульбашки описується рівнянням Релея-Плессета [18]

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{P_n(T) - P_{жс}}{\rho_{жс} R} - \frac{1,5 \rho w^2}{\rho_{жс} R},$$

де w – швидкість росту бульбашки, м/с;

τ – час зростання бульбашки, с;

ρ – густина, кг/м³;

P_p – тиск усередині бульбашки, Па;

$P_{ж}$ – тиск в навколишній рідині, Па;

T – температура, °С;

R – радіус парової бульбашки, м.

Була випробувана методика моделювання кавітаційного масопереносу в SOLIDWORKS FLOW SIMULATION для водяного насоса [19], що має повний тиск на вході 60 кПа, масова витрата 9,6 кг/с, частоту обертання ротора 38,3 об/с, інтенсивність турбулентності на вході 1 %.

При вирішенні завдання кавітуючими потоку потрібно на першому етапі отримати розв'язок, що зійшовся з виключеною моделлю кавітації за умов, коли можна було б очікувати її появу. Потім, на другому етапі, модель кавітації включається шляхом вибору опції Cavitation в розділі Mass Transfer (Масоперенос) вкладки Fluid Pairs (пари рідин) на вкладці досліджуваної зони (Domain).

На першому етапі при вирішенні завдання була побудована ізоповерхність тиску зі значенням тиску насичення пари (2338,8 Па при $t = 20$ °С). Результати моделювання показали її відсутність. Це говорить про те, що в потоці рідини відсутні області потенційної кавітації. Моделювання даного етапу потрібно для того, щоб створити файл початкових значень для подальшого моделювання.

На другому етапі в розрахунок були додані параметри водяної пари і включена модель кавітації Релея-Плессета. Також були створені точки моніторингу для відстеження таких параметрів, як кавітаційний запас і натиск. Завдання було прорахована для $p_{вх} = 60$ кПа. Побудова ізоповерхні об'ємної частки водяної пари в 10 % показало її наявність. Це говорить про те, що при $p_{вх} = 60$ кПа мінімальний статичний тиск в потоці рідини нижче тиску насичення пари і виявляється кавітація.

2.2 Переваги моделювання у SolidWorks

Пакет SolidWorks, розроблений корпорацією SolidWorks (США), являє собою додаток для автоматизованого об'єктно-орієнтованого конструювання твердотільних моделей виробів машинобудування. Це перший додаток автоматизованого проектування, в повній мірі використовує графічний користувальницький інтерфейс Microsoft Windows. У SolidWorks реалізовані можливості перетягування (drag-drop), завдяки чому цей пакет досить простий в освоєнні. Графічний інтерфейс Windows дозволяє конструктору вдосконалити свої рішення і реалізувати їх у вигляді віртуального прототипу або твердотільної моделі, великих збірок, складальних вузлів, а також виконати деталіровку і отримати необхідну креслярську документацію [20].

SolidWorks - це повнофункціональний додаток для автоматизованого механіко-машинобудівного конструювання, що базується на параметричній об'єктно-орієнтованій методології. Це дозволяє легко отримувати твердотілу модель з двовимірного ескізу, застосовуючи дуже прості й ефективні інструменти моделювання. Однак проєктовані вироби не обмежуються тривимірним твердотілим моделюванням - є також засоби асоціативного конструювання. Це означає, що можливо створити прототип класу деталей, наприклад тих, що виготовляються штампуванням з листового металу, а потім використовувати параметричну модель при проєктуванні форми заготовки. Крім того, пакет SolidWorks спрощує проєктування порожнинних деталей, що виготовляються литтям або в прес-формах. За допомогою SolidWorks можна створювати також поверхневі параметричні моделі [21].

Після інсталяції SolidWorks на комп'ютер і запуску з меню Пуск-Програми на екрані відкривається головне вікно програми.

Рядок станів розташований в нижній частині головного вікна програми SolidWorks. Їх зміст залежить від типу активного документа і відображає таку інформацію:

- ім'я активного документа або короткий опис того пункту меню або конструктивного елемента, на якому в даний момент знаходиться курсор миші;
- поточні координати розташування курсора;

– стан ескізу: перевизначений, визначений неповністю або повністю визначений;

– текст «Редагування ескізу / деталі / збірки / креслення».

У програмі SolidWorks налічується близько 278 панелей інструментів. Панелі інструментів призначені для прискорення роботи в різних режимах роботи. Залежно від виду виконуваної роботи (створення деталі, збірки або креслення) відображаються різні панелі інструментів. Панелі інструментів можуть розташовуватися як по периметру робочої області (прикріплені панелі), так і в будь-якому місці на робочій області (плаваючі панелі). За допомогою технології drag & drop панелі інструментів можна переміщати по робочій області, розставляючи їх у відповідності зі своїми вимогами.

Щоб активувати панель інструментів, необхідно виконати одну з таких дій: вибрати «Вид, Панелі інструментів» з головного меню або вибрати «Інструменти, Налаштування, Панелі інструментів». Короткий опис основних панелей інструментів:

1) 2D to 3D (2D в 3D) - Інструменти панелі які допомагають в перетворенні двомірного креслення в тривимірну деталь.

2) вирівняти - Панель інструментів надає інструменти для вирівнювання таких приміток, як замітки, допуски на відхилення форми, і т.д. Також існують інструменти для згрупованих приміток.

3) примітка - Панель інструментів надає інструменти для додавання заміток і позначень в документи деталей, зборок або креслень.

4) збірка - Панель інструментів управляє переміщенням і сполученням компонентів.

5) криві - Панель інструментів надає інструменти для створення і використання кривих.

6) креслення - Панель інструментів надає інструменти для вирівнювання розмірів і створення креслень видів.

7) елементи - Панель інструментів надає інструменти для створення конструктивних елементів моделі.

8) шрифт - Панель інструментів дозволяє вказувати шрифт, тип і розмір шрифту, а також вирівнювання, для обраного тексту, розмірів і відхилень форми.

9) шар - Панель інструментів містить список шарів в активному кресленні, а також інструменти для завдання властивостей шарів.

10) макрос - Панель інструментів управляє записом, виконанням і редагуванням макросу.

11) інструменти для ливарної форми - Панель інструментів пропонує інструменти для створення деталей і зборок для ливарної форми.

12) довідкова геометрія - Панель інструментів надає інструменти для створення і маніпулювання довідкової геометрією.

13) ескіз - Панель інструментів впливає на ескіз в цілому, а не на окремі його складові. Вона надає інструменти для вибору, створення і зміни ескізу, а також управління масштабної сіткою.

14) інструменти ескізу - Панель інструментів забезпечує доступ до об'єктів і інструментів для створення ескізу або креслення. Вона складається з меню «Об'єктів ескізу» і меню – «Інструментів ескізу». Інструменти об'єктів ескізу призначені для створення окремих об'єктів ескізу (таких як лінія, дуга, коло, еліпс, прямокутник і так далі). Інструменти ескізу впливають на ескіз або окремі його об'єкти (серед інструментів, наприклад, дзеркальне відображення, обрізка ескізу, фаска ескізу, зміщення об'єктів, і так далі).

15) стандартні види - Панель інструментів пропонує інструменти для подання ескізу, моделі або збірки в будь-якому стандартному вигляді.

16) поверхні - Панель інструментів надає інструменти для створення і редагування поверхонь.

17) інструменти - Панель інструментів надає інструменти для вимірювання та визначення масових характеристик моделі і для створення рівнянь.

18) вид - Панель інструментів управляє видом моделі.

Програма SolidWorks працює з трьома типами документів, які мають різні файлові розширення. Це документи деталі (.sldprt), збірки (.sldasm) і креслення (.slddrw).

Щоб відкрити документ SolidWorks, необхідно виконати одну з таких дій:

- вибрати «Відкрити документ» в діалоговому вікні «Вас вітає SolidWorks»;
- натиснути кнопку «Відкрити» панелі інструментів Стандартна та вибрати команду «Файл, Відкрити» з головного меню;
- натиснути Ctrl + O.

У режимі Assembly (Збірка) за допомогою відповідних інструментів виконується об'єднання компонентів в збірку. Складання компонентів може здійснюватися двома методами:

- складання «знизу вгору»;
- складання «зверху вниз».

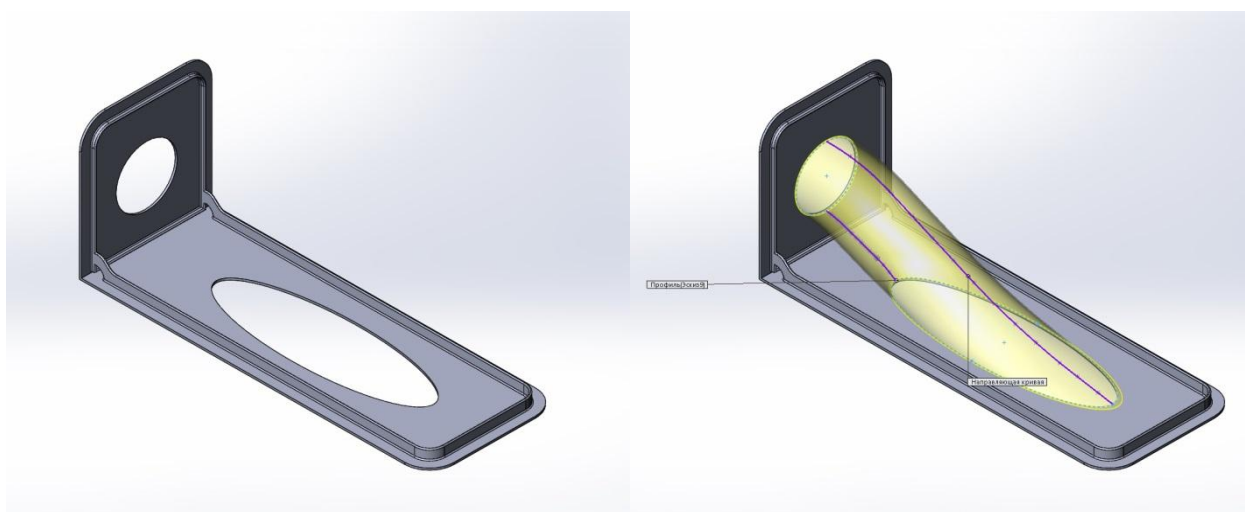
При підході «знизу вгору» збірка формується шляхом інтеграції раніше створених компонентів зі збереженням всіх конструкторських рішень. Підхід «зверху вниз» має на увазі створення компонентів в режимі збірки: можна почати з готових виробів і далі в контексті збірки створювати інші компоненти. При цьому можна задавати залежність розмірів одних компонентів від розміру інших. Спеціальний режим SmartMates (Розумне сполучення) дозволяє сумістити збірку з компонентів всього одним клацанням миші. У процесі додавання компонентів в збірку в SolidWorks можна використовувати операцію перетягування, а також перевіряти «збирання» отриманої збірки. Дуже цінною можливістю SolidWorks є виявлення суперечностей в збірці, що дозволяє конструктору при повороті і переміщенні деталей бачити невідповідності між компонентами що об'єднуються. Завдяки підтримці динамічних властивостей конструкції в програмі SolidWorks можна отримати анімаційну модель збірки що функціонує. Так, можна отримати функціонуючий вузол підключення системи гарячого водопостачання до теплових мереж. Імітація руху течії по трубах виконується з урахуванням впливу шороховатості, сил пружності й сили тяжіння. Крім того, в режимі збірки пакет SolidWorks передбачає роботу зі звареними конструкціями шляхом позначення кромки зварювальних швов. В програмі доступні всі стандартні типи і режими зварювання. І нарешті, в режимі збірки можна виділити внутрішні порожнини

ливарної форми: для цього необхідно додати в збірку оброблювану деталь, а потім «відняти» внутрішні полості за допомогою спеціальних інструментів.

2.3 Створення сітчастої тривимірної моделі водометного рушія

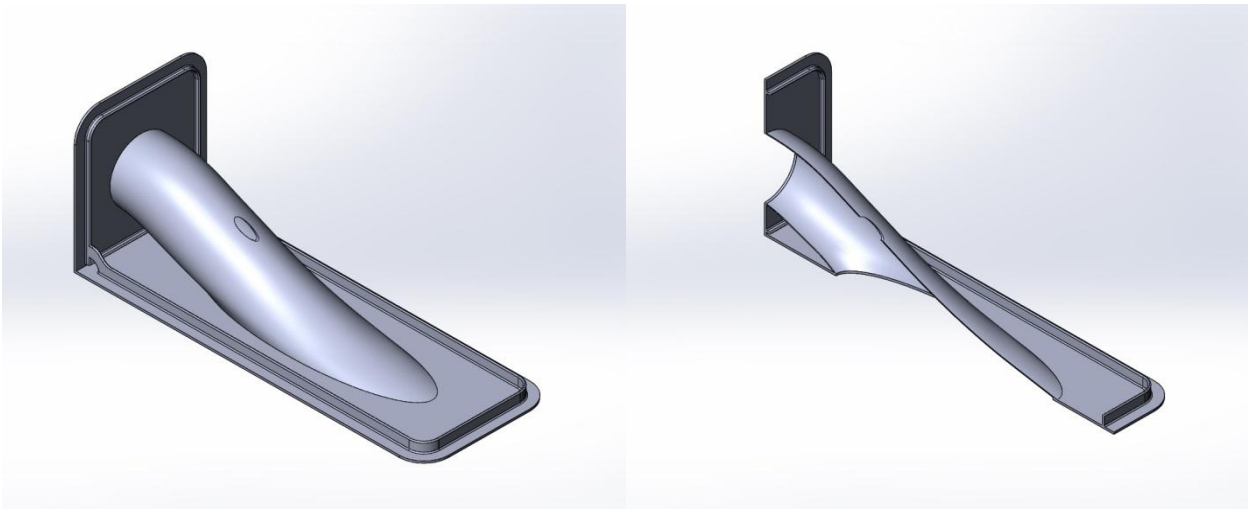
Конструкція водометного рушія являє собою сукупність ряду рухомих і нерухомих елементів. При моделюванні були взяті до уваги всі елементи, які можуть вплинути на гідродинамічні параметри потоку. Для створення складальної моделі і її складових був використаний програмний комплекс САПР від компанії SolidWorks Corporation. Процес моделювання був розділений на п'ять ключових етапів відповідно до елементів водометного рушія: водовід; робоче колесо з валом; апарат випрямлення; сопловий апарат; реверсивно-рульовий пристрій (одна з його складових).

Для моделювання водоводу були створені опорні листи з отворами у вигляді вхідного і вихідного перетину патрубків (рис. 2.1а). Геометрична форма вхідного перетину - еліпс з радіусами 662 мм і 200 мм, вихідного перетину - коло з радіусом 186 мм. Наступним кроком була побудова напрямних кривих і витягування підстави по перетинах (рис. 2.1б). У готовому водоводі був створений витягнутий виріз окружності з радіусом 30 мм, який відповідає поперечному перерізу вала (рис. 2.1в).



а)

б)



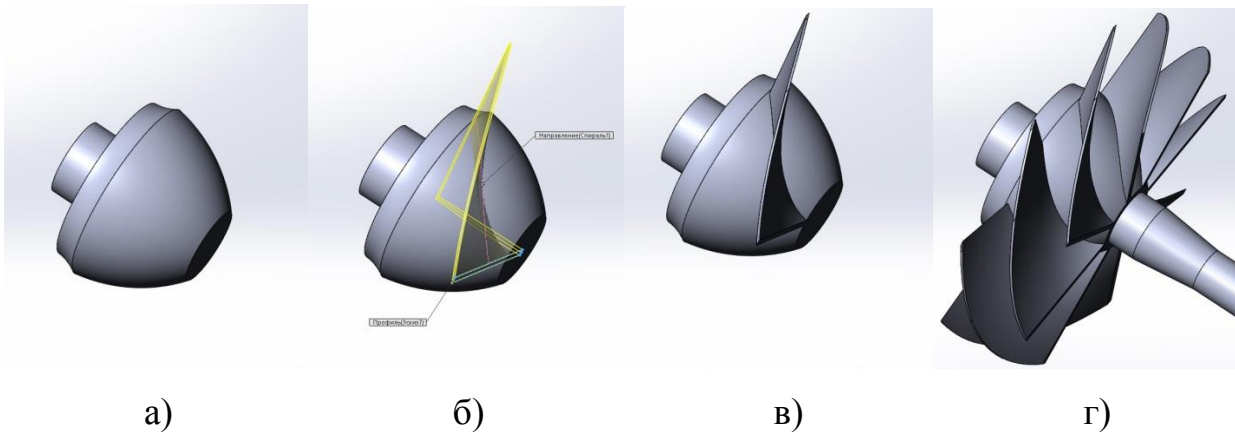
в)

г)

а – створення опорних листів; б – побудова направляючих кривих і витягування основи по перетинах; в – створення витягнутого вирізу окружності; г – поздовжній розріз кінцевої моделі водоводу

Рисунок 2.1 – Стадії моделювання водоводу

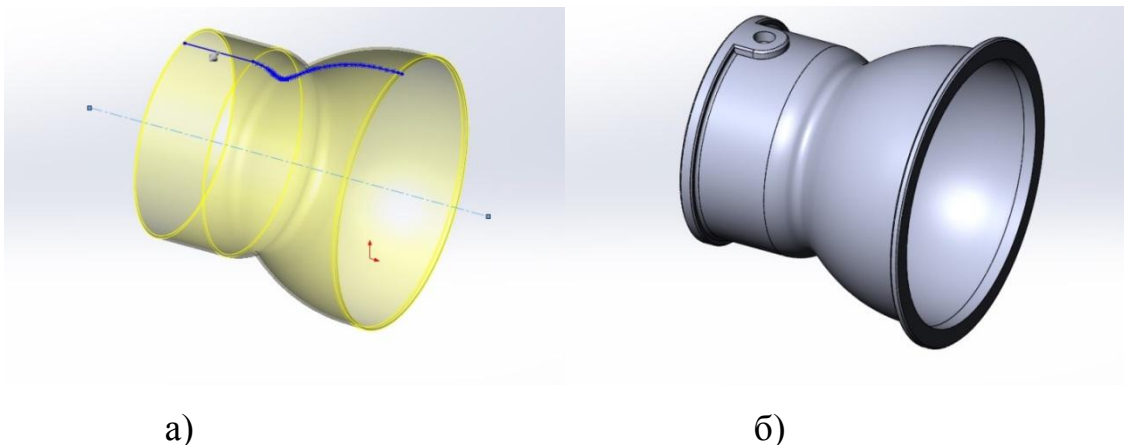
Другий етап полягав в побудові робочого колеса і вала. На початку побудови було створено основу робочого колеса і місце його фіксації в апараті випрямлення (рис. 2.2а). Далі за допомогою тривимірного ескізу було створено перетин робочої лопатки. Для витягування перетину лопатки по траєкторії, за допомогою функції "гелікоїд і спіраль" створена направляюча (рис. 2.2б). При побудові напрямної (спіралі) були використані наступні параметри з постійним кроком: крок - 613 мм; обороти - 0,2; початковий кут – 0 град; обертання за годинниковою стрілкою. За допомогою перетину робочої лопатки і спрямовуючої (початкова точка якої лежить в площині і на серединній лінії перетину) створена модель лопатки (рис. 2.2в). Круговим масивом отримана модель лопатки продубльована в кількості 8 штук, всі лопатки рівновіддалені один від одного (рис. 2.2г). Побудова вала полягала в витягуванні круглого перетину з радіусом 30 мм.



а – створення основи РК; б – побудова перетину лопатки і направляючої; в – створення робочої лопатки; г – круговий масив лопатки і витягування вала в перетині

Рисунок 2.2 – Стадії моделювання РК і вала

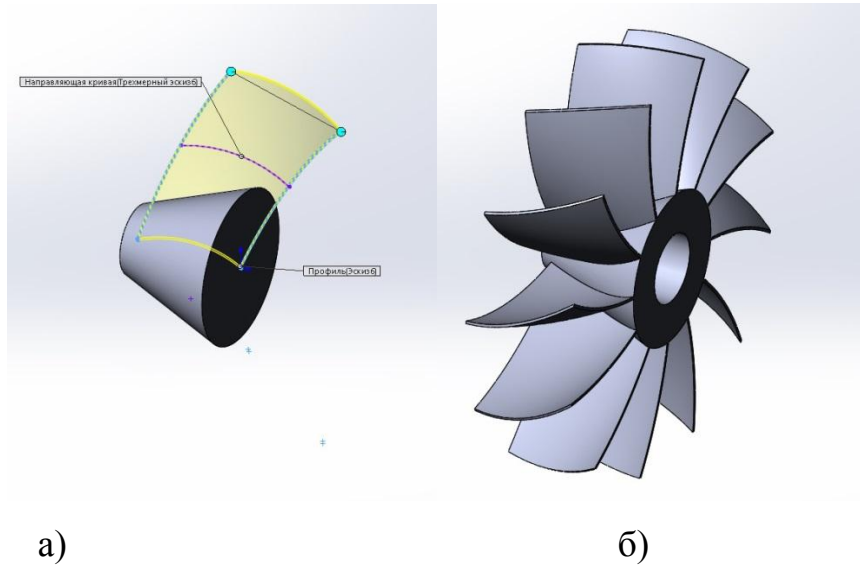
Третій етап полягав в побудові апарату випрямлення. З усіх проведених в даному етапі робіт, найбільш важливими є побудова напрямних лопаток і їх нерухоме з'єднання з водонапірним трактом. Основна частина водонапірного тракту була побудована операцією "повернена бобишка", для здійснення якої використовувався ескіз з поздовжнім розрізом даної частини водометного рушія (рис. 2.3а). Поверх водонапірного тракту здійснювалася побудова фланцевих з'єднань і створення отворів для кріплення складової реверсивно-рульового пристрою (рис 2.3б).



а – " повернена бобишка " поздовжнього перерізу; б – побудова фланцевих з'єднань і створення отворів

Рисунок 2.3 – Стадії моделювання водонапірного тракту

Побудова направляючих лопаток була здійснена за допомогою функції "бобишка по перетинах". Для цього в тривимірних ескізах створювалися: вхідний перетин; вихідна перетин і спрямовуюча крива, що з'єднує ці два перетину в серединних точках (рис. 2.4а). Сумарна кількість направляючих лопаток становить 12 штук і всі вони рівновіддалені один від одного. У підставі побудованої моделі розташовується отвір, який служить для фіксації РК і вала (рис. 2.4б).



а – "бобишка" вхідного і вихідного перетину по заданій траєкторії; б – круговий масив направляючої лопатки і виріз отвори під РК

Рисунок 2.4 – Стадії моделювання направляючих лопаток

Сполучення направляючих лопаток і водонапірного тракту зі створенням єдиної деталі можливо лише в тому випадку, коли поверхні лопаток ідеально прилягають до внутрішньої поверхні водонапірного тракту. Для досягнення необхідного дотику поверхонь використовувалася функція "повернений виріз" по перетину, яке ідентичне внутрішньому подовжньому перетину водонапірного тракту (рис. 2.5).

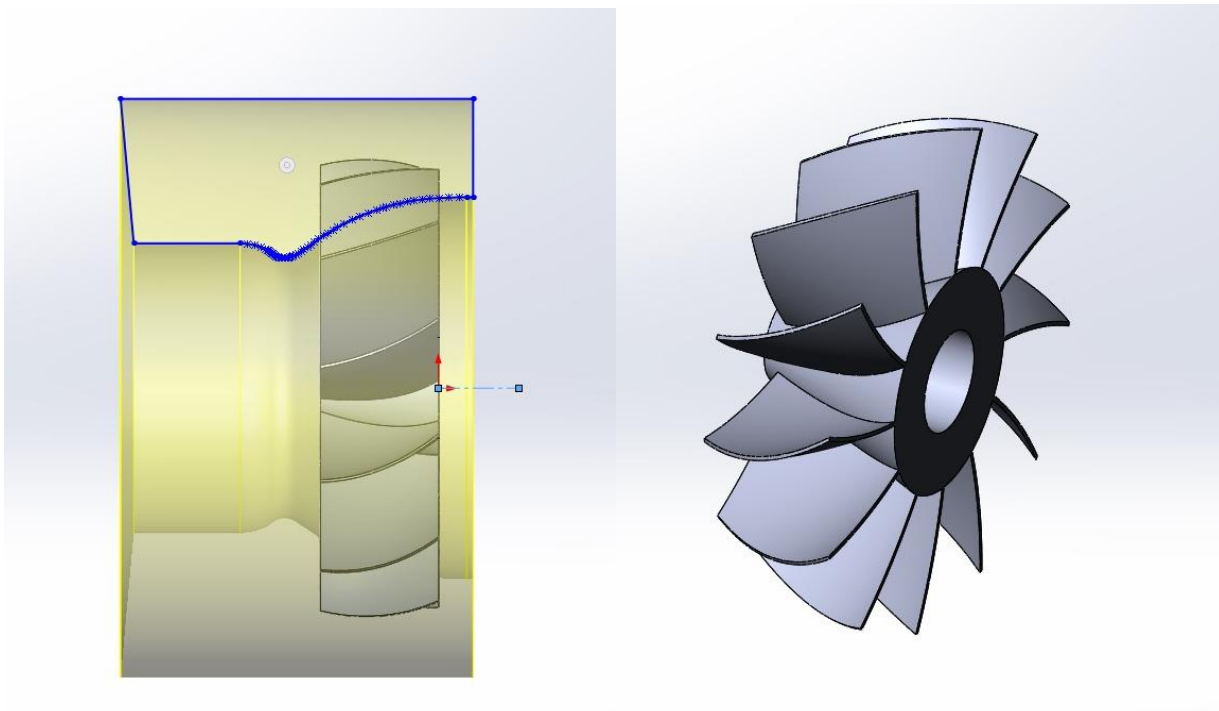


Рисунок 2.5 – Обрізка направляючих лопаток

Об'єднання направляючих лопаток і водонапірного тракту здійснюється в дві стадії. У першій стадії створюється складальна модель в якій через сполучення забезпечується зіткнення поверхонь лопаток і внутрішньої поверхні тракту. У другій стадії за допомогою функції "з'єднати" зв'язані деталі об'єднуються в єдину деталь, даний процес є не оборотним (рис. 2.6).

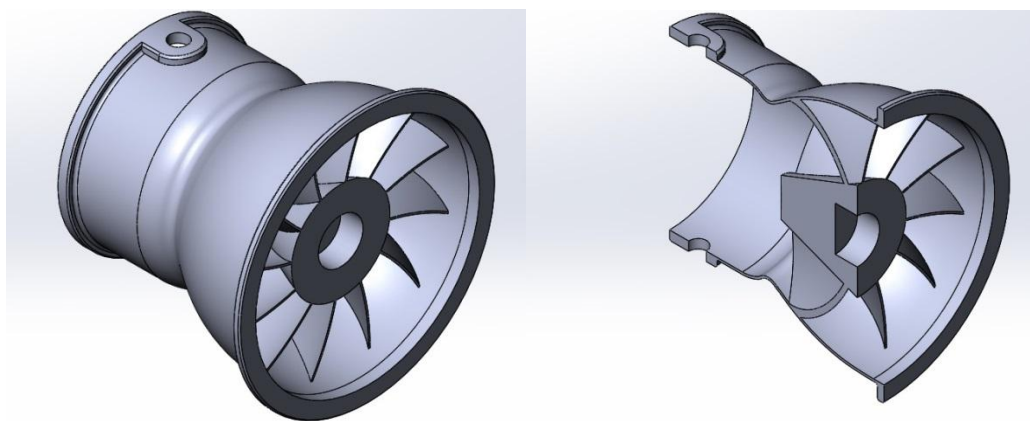
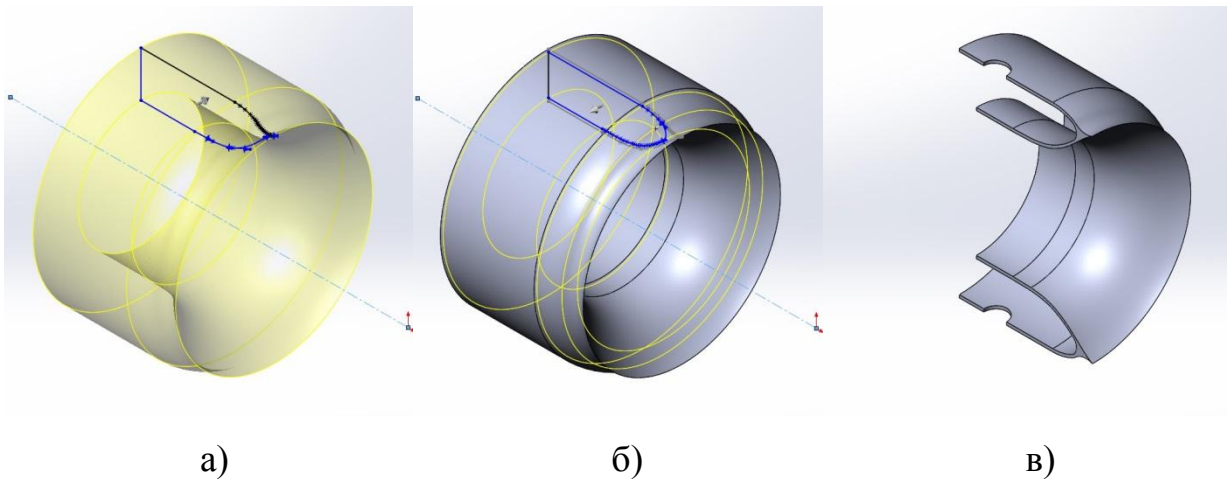


Рисунок 2.6 – Апарат випрямлення

Четвертий етап полягав в побудові соплового апарату. Ескіз з поздовжнім розрізом соплового апарату, операцією " повернена бобишка ", повернули на 360°

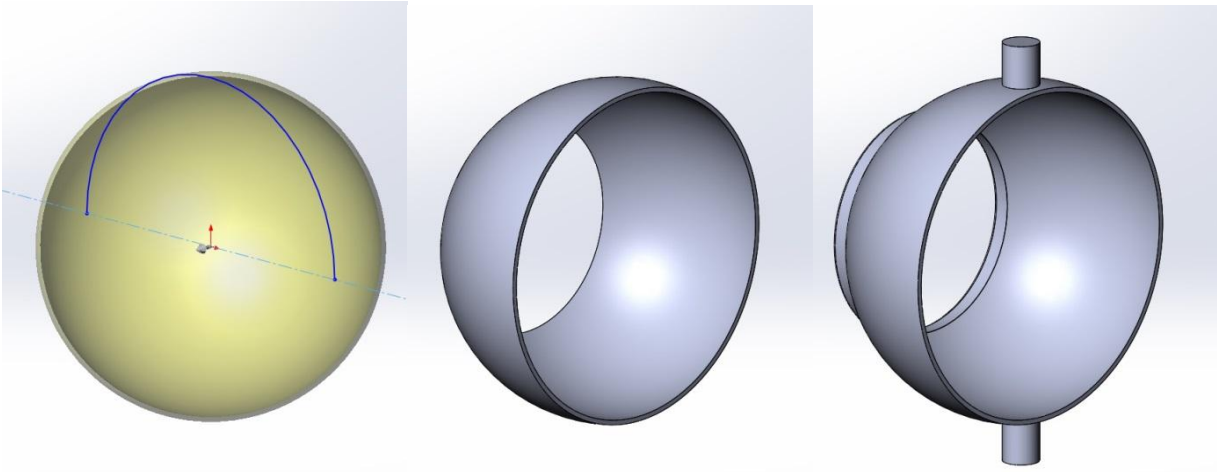
відносно осьової лінії, яка відповідає осьовій лінії водонапірної тракту (рис. 2.7а). Дана операція дозволила отримати монолітну деталь, якій сопловий апарат не є. Для створення тонкостінної деталі створювався ескіз з урахуванням товщини стінок соплового апарату і виконувалася операція "повернений виріз" (рис. 2.7б). У сопловому апараті були створені отвори для фіксації складової реверсивно-рульового пристрою (РРП), поздовжній розріз кінцевої моделі представлений на малюнку 2.7в.



а – "повернена бобишка" поздовжньогорозрізу соплового апарату; б – створення тонкостінної деталі за допомогою операції "повернений виріз"; в – поздовжній розріз кінцевої моделі з отворами для РРП

Рисунок 2.7 – Стадії моделювання соплового апарату

П'ятий етап полягав в побудові однієї зі складових реверсивно-рульового пристрою. При моделюванні даної деталі за допомогою операції "повернена бобишка" була створена порожниста сфера (рис. 2.8а), яку обрізали з обох сторін 'витягнутим вирізом' (рис. 2.8б). В отриманій півсфері були витягнуті кріплення, які є частиною поворотного механізму (рис. 2.8в).



а – створення порожнистої сфери; б – витягнутий виріз по обидва боки; в – витягування кріплень для поворотного механізму

Рисунок 2.8 – Стадії моделювання складової РРП

Всі отримані тривимірні деталі були об'єднані в складальну модель. Збірка здійснювалася за допомогою сполучень. Тривимірна модель водометного рушія з рознесеними деталями і в збірці представлена на рисунках 2.9, 2.10.

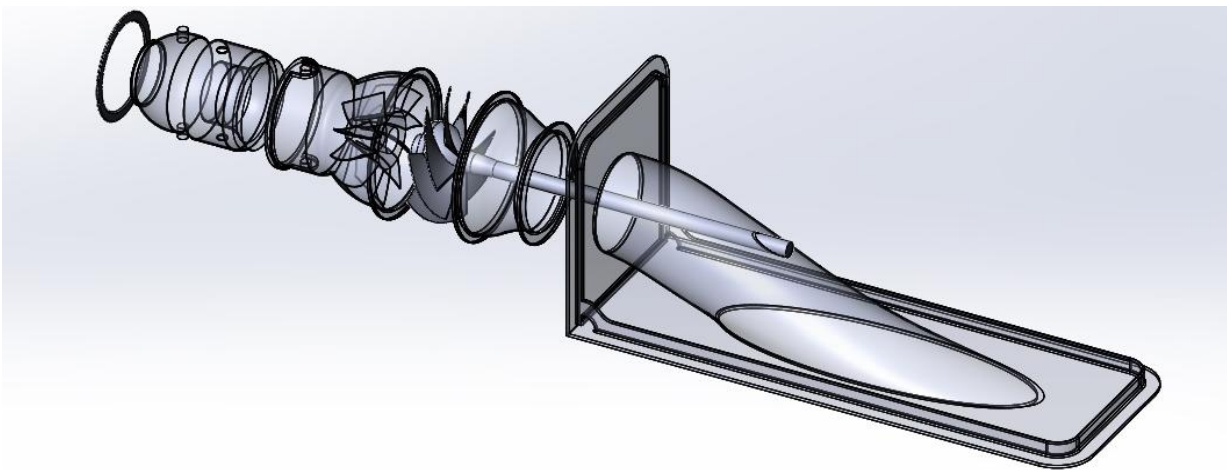


Рисунок 2.9 – Тривимірна модель водометного рушія з рознесеними деталями

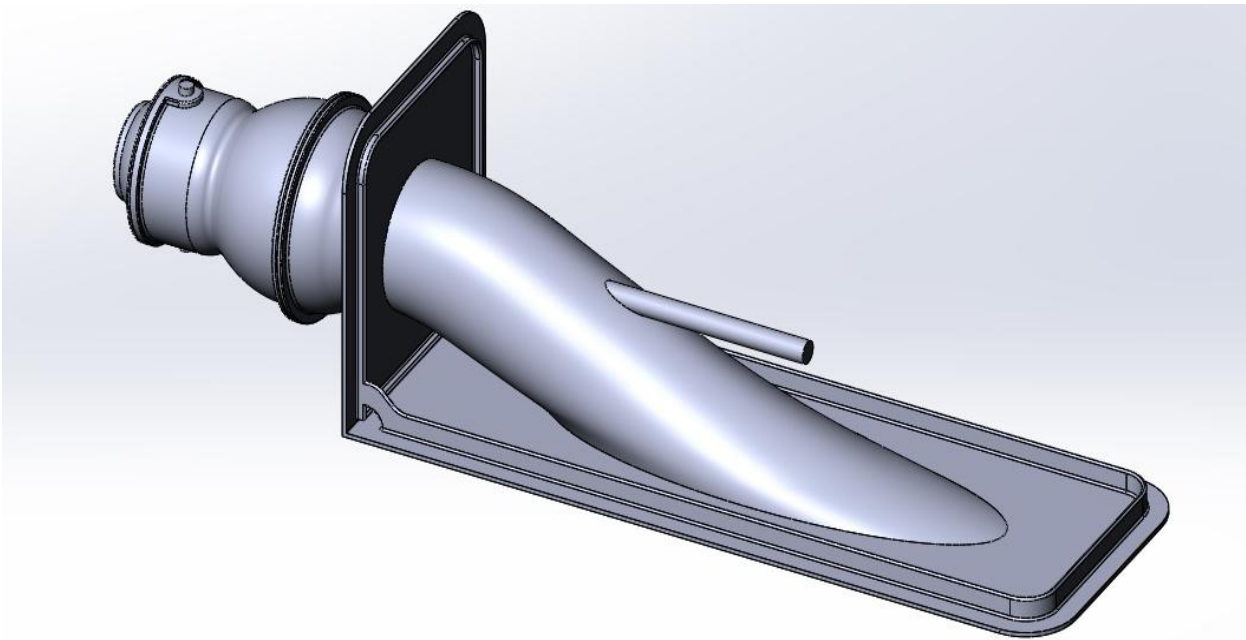


Рисунок 2.10 – Тривимірна модель водометного рушія в збірці

Отримано повноцінну модель водометного рушія у програмі SolidWorks.

2.4 Моделювання течії у Solidworks Flow Simulation

На відміну від інших програм гідродинамічного моделювання (computational fluid dynamics, CFD), SolidWorks Flow Simulation поєднує високорівневу функціональність з точністю і простотою користування. SolidWorks Flow Simulation є ідеальним інструментом для інженера, якому необхідний аналіз потоків, але який не є експертом в області гідродинамічних симуляцій.

SolidWorks Flow Simulation надає розробникам виробів доступ до потужних можливостей гідродинамічного моделювання, які дозволяють прискорити впровадження інновацій. Будучи заснованою на Solidworks 3D CAD, ця технологія не просто забезпечує точний розрахунок течії у трубопроводах, а вона допомагає зрозуміти як течія буде вести себе в реальному світі.

Інтерфейс, включаючи довідкову систему, повністю русифікований. З огляду на те, що довідка Flow Simulation не обмежується інформацією про власну програму, а висвітлює й питання прикладної гідрогазодинаміки, інженери отримують свого роду методичний посібник, написаний діючими фахівцями.

SolidWorks Flow Simulation розширює процедуру адаптації сітки під час розрахунку, дозволяючи визначати різні рівні дроблення елементів в окремих локальних областях для підвищення точності при моделюванні течії середовища.

Використовувалася trial версія програми SolidWorks Flow Simulation. Граничні умови задаються на вході, виході, стінки рідини і на обертовому валу з робочим колесом. На поверхні входу води в водозабірник задається тип поверхні Inlet і масова витрата. На поверхні виходу з сопла задається тип поверхні Outlet і опорний тиск 175 бар. На твердих стінках задається відсутність прилипання рідини (без шорсткості). На обертовому валу з робочим колесом задається частота обертання ротора і вісь обертання.

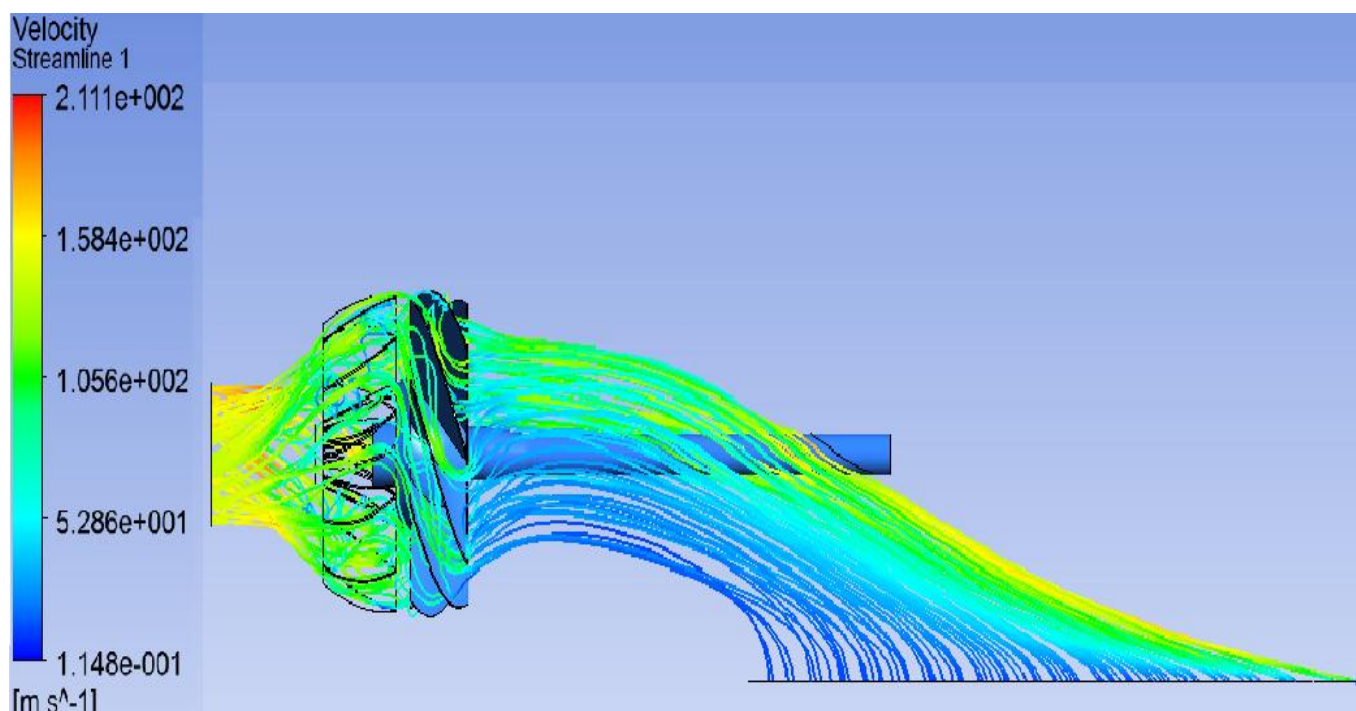


Рисунок 2.11 – Розподіл швидкостей в лініях току робочого тіла

Після обробки даних в SolidWorks Flow Simulation отримано розподіл швидкостей в лініях струму робочого тіла проєктованого рушія (рис. 2.11). За даним рисунком видно, що максимальна швидкість води, яка виштовхується з сопла становить 211 м / с.

Розподіл температури по робочому колесу водометного рушія зображено на рисунку 2.12. З рисунку видно, що максимальна температура перегріву поверхонь робочого знаходиться на задній частині лопаток РК та досягає $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

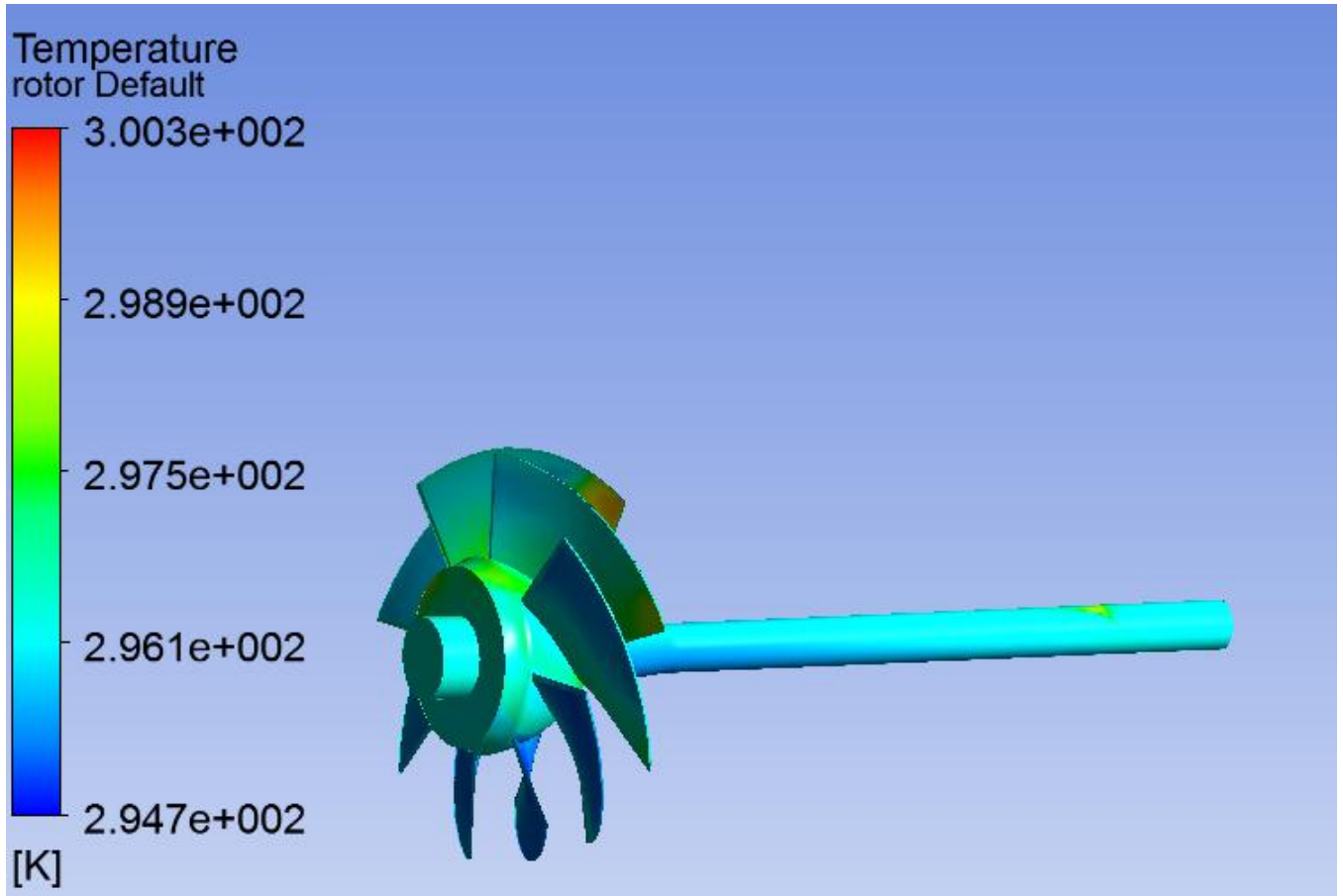


Рисунок 2.12 – Розподіл температури по робочому колесу водометного рушія

Найбільш проблемними ділянками в рушії є ділянки з максимальною кінетичною енергією турбулентності (при мінімальній енергії дисипації). Розподіл кінетичної енергії турбулентності по перетину водометного рушія представлено на рисунку 2.13. Як видно з даного рисунку, найбільше значення до 844 Дж / кг кінетична енергія турбулентності досягає в сопловому апараті. При цьому енергія дисипації дорівнює нулю. Отже сопловий апарат є найбільш проблемним місцем у даному рушії.

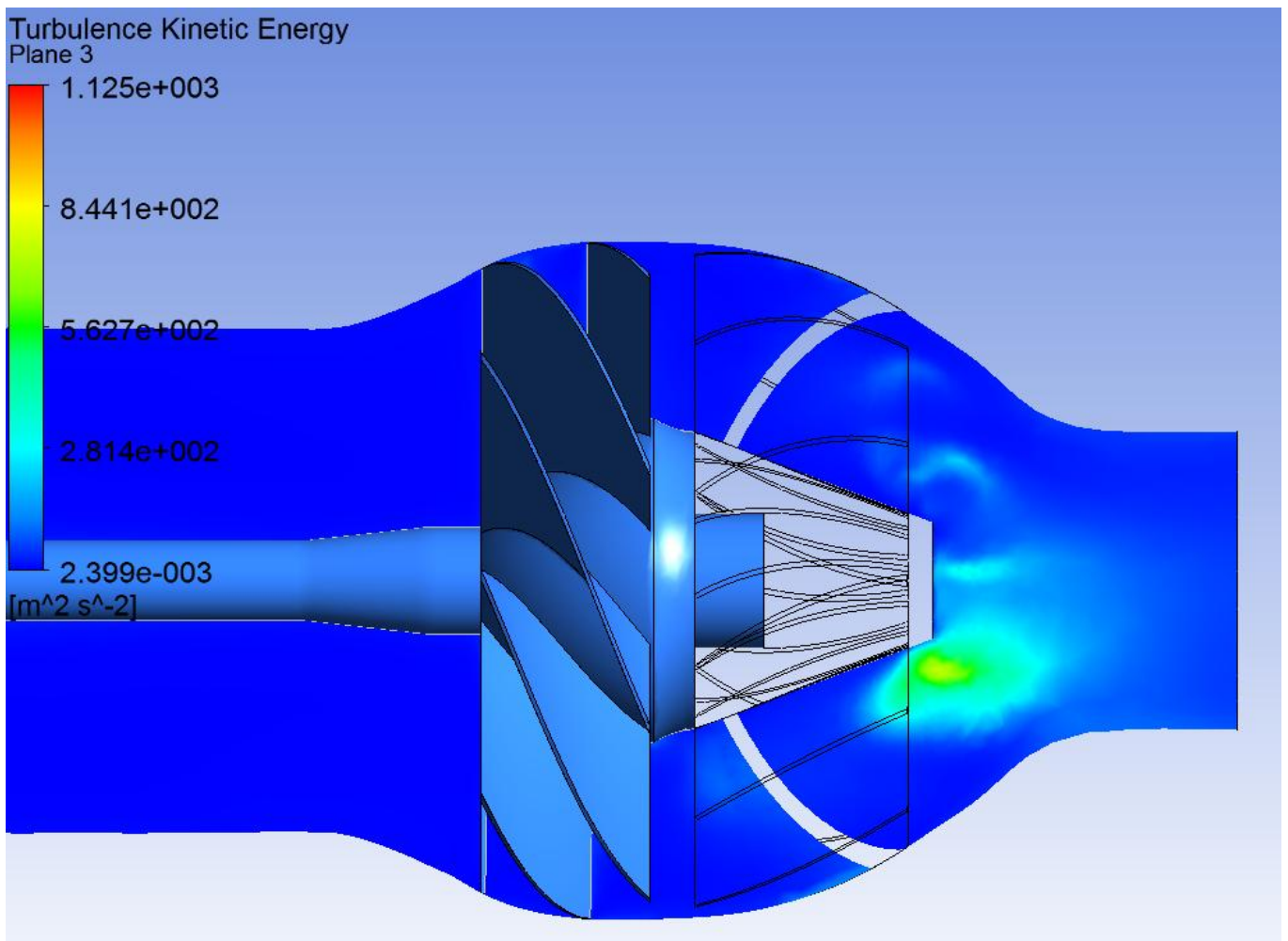


Рисунок 2.13 – Турбулентна кінетична енергія в перерізі водометного рушія

Для поліпшення ККД водометного рушія катеру проекту «Орлан» рекомендується розробити новий сопловий апарат та оптимізувати його по коефіцієнту гідравлічного опору.

ВИСНОВКИ

В роботі проведено аналітичний огляд рушіїв сучасних суден. Наведено класифікацію сучасних суднових рушіїв. Проаналізовано режими роботи гребних гвинтів та було встановлено, що режими обтікання лопатей гвинтів є характерними для всіх типів рушіїв, що дозволяє провести порівняння різних типів рушіїв. Розглянуто особливості застосування рушія судна проекту «Орлан». Проаналізовано залежності ККД насосу від швидкості судна. Проведений аналіз показує, що використання водометного рушія з лопатевим насосом в якості рушія катерів забезпечує високу ефективність системи «судно - рушій», тобто при незмінній потужності і витраті палива енергетичної установки водометного рушія має більшу тягу за рахунок високих значень тягового і насосного ККД.

Проведено аналіз конструктивно-компоновальних схем водометних рушіїв, на основі якого обраний тип конструктивно-компоновочної схеми водометного рушія і виявлені найбільш ефективні параметри системоутворюючих елементів конструктивно-компоновочної схеми з урахуванням вимог до рушія в складі катера «Орлан».

Розроблено математичну модель течії тривимірного в'язкого двухфазного турбулентного потоку в складних профільованих каналах водометних рушіїв з урахуванням нерівномірності полів швидкостей і тисків, впливу наявності та обсягу газової фази. У чисельному моделюванні була застосована і налаштована модель кавітації Релея-Плессета, а також використана модель турбулентності k-ε.

Розроблена тривимірна геометрична модель водометного рушія, що включає спроектоване робоче колесо, водовід і реактивне сопло. Останнє робоче колесо має проточну частину оседіагонального типу, яка є перспективною для водометного рушія, оскільки в такому робочому колесі можна забезпечити більш високі значення напору, при високому ККД, порівняно з осьовими робочими колесами насосу. Запропонований метод профілювання просторових лопатей оседіагональних робочих колес дозволяє враховувати кривизну ліній потоку і рівномірно

розподілити закрутку і роботу уздовж поздовжньої осі, що, в кінцевому рахунку, забезпечує максимальний ККД насосу.

Розподіл температури по робочому колесу водометного рушія показує, що максимальна температура перегріву поверхонь робочого знаходиться на задній частині лопаток робочого колеса насосу та досягає 6 °С.

За результатами досліджень робочого процесу водометного рушія встановлено що, найбільше значення до 844 Дж/кг кінетична енергія турбулентності досягає в сопловому апараті. При цьому енергія дисипації дорівнює нулю. Отже сопловий апарат є найбільш проблемним місцем у даному рушії. Для поліпшення ККД водометного рушія катеру проекту «Орлан» рекомендується розробити новий сопловий апарат та оптимізувати його по коефіцієнту гідравлічного опору.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Войткунский Я.И., Першиц Р.Я., Титов И.А. Справочник по теории корабля. Ленинград : Судостроение, 1973. 688 с.
2. Басин А.М. Некоторые вопросы теории водометных движителей : труды Академии речного транспорта. Москва : Водтрансиздат, 1953. 487 с.
3. Куликов С.В., Храмкин М.Ф. Водометные движители. Ленинград : Судостроение, 1980. 312 с.
4. Папир А. Н. Водометные движители малых судов. Ленинград : Судостроение, 1970. 256 с.
5. Папир А.Н. Осевые насосы водометных движителей. Ленинград : Судостроение, 1965. 252 с.
6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача : издание третье, переработанное и дополненное. Москва : Энергия, 1975. 483 с.
7. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Москва : Наука, 1986. 735 с.
8. Мордвинов, Б. Г. Справочник по малотоннажному судостроению. Ленинград : Судостроение, 1987. 576 с.
9. Новак, Г.М. Справочник по катерам, лодкам и моторам. Ленинград : Судостроение, 1982. 348 с.
10. Монин, А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика : теория турбулентности. Москва : Наука, 1992. 695 с.
11. Meneveau C. Dynamic testing of subgrid models in LES based on the Germano identity. *Phys. Fluids*, 1999. №11. P. 245–247.
12. Deardorff J.W. A numerical study of three-dimensional turbulent channel flow at large Reynolds numbers. *J. Fluid Mech*, 1970. №41. P. 453-480.
13. Wilcox D.C. "Multiscale model for turbulent flows". *In AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting: American Institute of Aeronautics and Astronautics*, 1986. P.89 .
14. Офіційний сайт NASA : веб сайт URL: <https://turbmodels.larc.nasa.gov/rsm-ssglrr.html> (дата звернення 27.04.2021).

15. CFX Limited, Waterloo, Ontario, Canada : CFX-TASCflow Theory Documentation, section 4.1.2, Version 2.12, 2002. P.138.
16. Чейлытко А.А., Павленко А.М. Моделирование процесса сушки влажного дисперсного материала с переменной плотностью в вихревом потоке. *Восточно–европейский журнал передовых технологий*. 2009. №37. С. 19 – 22.
17. Mahesh M., Athavale Y., Li Yu Jiang, Ashok K. Singhal. Application of the Full Cavitation Model to Pumps and Inducers. *International Journal of Rotating Machinery*, 2002. №8 (1). P. 45–56.
18. Software for Fluid Dynamic ANSYS CFX. Ver. 11. ANSYS CFX-Solver Theory Guide : ANSYS Inc. 2008. P.262.
19. ANSYS CFX Tutorial Guide : Chapter 28 : Drop Curve for Cavitating flow in a Pump. ANSYS Inc. Release 15.0. 2015. P.1210.
20. Yin Lu Young. Numerical Modeling of Supercavitating and Surface–Piercing Propellers : Dissertarion for the Degree of Doctor of Philosophy. Texas : Austin, 2002. P.184.
21. Theodoros Atmakidis. CFD- based analysis of the wall effect on the pressure drop in packed beds with moderate tube/particle diameter ratios in the laminar flow regime. *Chemical Eng. J.*, 2009. № 155. P. 404–410.
22. Аббасов И.Б. Моделирование нелинейных волновых явлений на поверхности мелководья . Москва : Физматлит, 2010. 128 с.
23. Филатов Е. Ю., Ясинский Ф. Н. Математическое моделирование течений жидкостей и газов : учебн. пособие, государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И.Ленина». Иваново, 2007. 84 с.
24. Селезнев В.Е., Прялов С.Н. Численное моделирование течений в магистральных системах. Москва : УРСС, 2014. 800 с.
25. Суворова, Н. Информационное моделирование. Величины, объекты, алгоритмы. Момсква : Бином. Лаборатория знаний, 2002. 128 с.

26. Журба М.Г., Соколов Л.И., Говорова Ж.М. Водоснабжение. Проектирование систем и сооружений : в 3 т. Системы водоснабжения, водозаборные сооружения : учебное пособие. Москва : АСВ, 2010. Т.1. 400 с.
27. Бубнов В.А. Гидродинамика : Механика частицы жидкости. Москва : Ленанд, 2018. 304 с.
28. Ахметов В.К. Численное моделирование вязких вихревых течений для технических приложений. Москва : АСВ, 2009. 176 с.
29. Петров А.Г. Аналитическая гидродинамика. Москва : Физматлит, 2010. 520 с.
30. Шиляев М.И., Толстых А.В. Гидродинамика и теплообмен пленочных течений в полях массовых сил и их приложения : монография. Москва : Инфра-М, 2016. 224 с.
31. Никитин А.В. Компьютерное моделирование физических процессов. Москва : Бином. Лаборатория знаний, 2011. 679 с.
32. Мирам А.О., Павленко В.А. Техническая термодинамика. Теплообмен : учебное издание. Москва : АСВ, 2016. 352 с.
33. Осипцов А. А. Стационарное пленочное течение сильновязкой тяжелой жидкости с массоподводом. *Изв. РАН. МЖГ*. 2003. № 6. С. 24– 31.
34. Llewellyn E. W., Mader H. M., Wilson S. D. R. The rheology of a bubbly liquid. *Proc. Roy. Soc. London. Ser. A*. 2002. Vol. 458. Pp. 987–1016.
35. Osipov A. A., Starostin A. B., Krasnopolsky B. I. Development of a multifluid model for multiphase flows in oil and gas wells during cleanup. 9 □ EFMC. *Italy, Rome* : 2012.
36. U. Kadri, R.F. Mudde, R.V.A. Oliemans et al. Prediction of the transition from stratified to slug flow or roll-waves in gas– liquid horizontal pipes. *Int. J. Multiphase Flow*. 2009. Vol. 35, no. 11. Pp. 1001–1010.
38. Spesivtsev P., Sinkov K., Osipov A. Modeling of wellbore phase segregation during shut-in using the drift-flux model : 8 □ *International Conference on Multiphase Flow*. Jeju, Korea : 2013. May 26 – June 1.

39. D.M. Newitt, J.F. Richardson, M. Abbott, R.B. Turtle . Hydraulic conveying of solids in horizontal pipes. *Trans. Inst. Chem. Eng.* 1955. Vol. 33.Pp. 93–113.
40. Oroskar A.R., Turian R.M. The critical velocity in pipeline flow of slurries. *AIChE J.* 1980. Vol. 26, no. 4. Pp. 550–558.