

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки

ЗАТВЕРДЖУЮ
Зав. кафедри

(підпис, дата)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему
«Вплив вхідної кромки робочого колеса на кавітаційні
характеристики»

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

Виконав студент гр. ГМ.м-71

Щербак О.О.
(прізвище, ініціали)

В роботі не виявлено текстових,
ілюстративних та інших
запозичень без коректного на них
посилання

Керівник

Лугова С.О.
(прізвище, ініціали)

Суми 2018

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 72 сторінки, 24 рисунка, 12 таблиць,
34 літературних джерела.

Тема магістерської роботи – «Вплив форми вхідної кромки робочого колеса на кавітаційні характеристики».

Мета роботи – дослідження впливу вхідної кромки робочого колеса на кавітаційні характеристики, розвиток кавітаційних каверн на лопатях робочого колеса відцентрового насоса, з використанням чисельного експерименту.

Задачі дослідження:

- огляд літератури за методами досліджень впливу форми вхідної кромки на кавітаційні характеристики;
- проектування варіантів проточної частини з різними конфігураціями вхідних кромок робочого колеса;
- проведення числових дослідів для спроектованих проточних частин;
- аналіз і оцінка результатів досліджень, розробка рекомендацій до проектування.

У розділі охорони праці зроблений аналіз: шкідливих і небезпечних факторів досліджуваного об'єкту. Також був проведений розрахунок захисного кожуха муфти.

Ключові слова: ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС, РОБОЧЕ КОЛЕСО ДВОСТОРОННЬОГО ВХОДУ, ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ, КАВІТАЦІЯ, ФОРМА ВХІДНОЇ КРОМКИ, КАВІТАЦІЙНА КАВЕРНА.

ЗМІСТ

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ.....	6
ВСТУП	7
1 ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ КАВІТАЦІЇ.....	9
1.1 Опис зони кавітації.....	10
1.2 Стадії розвитку і типи кавітації.....	11
1.3 Кавітація, що переміщається, в потоці рідини	13
1.4 Приєднана кавітація в потоці рідини.....	13
1.5 Вихрова кавітація в потоці рідини.....	14
1.6 Шкідливі наслідки кавітації.....	16
2 Вплив форми вхідної кромки на кавітацію	20
2.1 Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності як критерій кавітації.....	22
2.2 Збільшення строку служби робочого колеса за рахунок зміни форми вхідної кромки, зменшуючи кавітацію.....	26
2.3 Зменшення кавітаційного руйнування.....	26
3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ВХІДНОЇ КРОМКИ НА КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ	29
3.1 Постановка задачі чисельного дослідження (ЧД).....	29
3.2 Підготовка вихідних даних для чисельного дослідження (ЧД).....	30
3.2.1 Побудова геометрії розрахункової області.....	30
3.2.2 Побудова розрахункових сіток і перевірка сіткової незалежності .	32
3.3 Створення розрахункової моделі та задання граничних умов.....	38
3.3.1 Модель кавітації	40
3.3.2 Модель Рейлі-Плессе	40
3.3.3 Моніторинг в процесі розрахунку	42
3.4 Аналіз результатів ЧД.....	43
3.4.1 Контрольні перерізи та елементи для визначення інтегральних величин	43

3.4.2	Визначення інтегральних характеристик насоса	44
3.4.3	Числове моделювання кавітації та отримання кавітаційних характеристик	46
4	РОЗДІЛ 3 ОХОРОНИ ПРАЦІ	53
4.1	Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів досліджуваного об'єкту	55
4.1.1	Характеристика шкідливих факторів	57
4.1.2	Характеристика небезпечних факторів	59
4.2	Небезпека в надзвичайних ситуаціях	60
4.3	Розрахунок	61
4	РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІКИ	63
	ВИСНОВКИ	69
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	70

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ

$NPSH(\Delta h)$	Кавітаційний запас, м.
$NPSH_I$	Кавітаційний запас $NPSH_I$: видимий початок кавітації; тобто видимі перші кавітаційні пузири
$NPSH_A$	Наявний кавітаційний запас, м.
$NPSH_R$	Потрібний кавітаційний запас, м.
$NPSH_3(\Delta h_{кр})$	$NPSH$ для 3% падіння повного напору, м.
n	Частота обертання (об/хв);
n_s	Коефіцієнт швидкохідності.
$C_{кр}$	Критичний кавітаційний коефіцієнт швидкохідності.
Q	Подача насоса, м ³ /год.
H	Напір, м.
ρ	Густина рідини, кг/м ³ .
D_2	Зовнішній діаметр робочого колеса РК, м.
D_0	Діаметр входної воронки (РК), м.
b_2	Ширина РК (однієї половинки), м.
d_{em}	Діаметр втулки РК, м.
$Z_{РК}$	Число лопатей РК, шт.

ВСТУП

Загальні вимоги до створення живильних насосів це забезпечення максимальної економічності, але не нижче необхідної за документацією, і в той же час забезпечення максимальної надійності, що в кінцевому рахунку визначає витрати життєвого циклу. Під забезпеченням надійності розуміється широке коло вимог:

- мінімальний рівень пульсацій тиску;
- мінімальний рівень вібрації;
- відсутність кавітаційної ерозії;
- стабільна напірна характеристика певної крутизни;
- мінімальні стаціонарні і нестаціонарні радіальні і осьові сили, в тому числі і від рециркуляції;
- жорсткий вал;
- міцність;
- вибір матеріалу;
- технологія виготовлення (точність виготовлення і збірки);
- маса насоса;
- ремонтпридатність.

Всі вище перераховані вимоги по надійності в тій чи іншій мірі залежать від розроблюваної проточної частини насоса. До найбільш важливих вимог, що належать до проточної частини насоса, можна віднести: відсутність кавітаційної ерозії.

Згідно зі статистичними даними про неполадки в відцентрових насосах, існує тенденція збільшення числа неполадок при перевищенні значення кавітаційного коефіцієнта швидкохідності $ns = 213$ (близько 11000 в одиницях виміру США). Таке обмеження аргументувалось тим, що при великих значеннях кавітаційного коефіцієнта швидкохідності необхідні надмірно великі діаметри входу в робоче колесо, що призводить до високої початкової швидкості потоку рециркуляції на вході робочого колеса.

Таким чином, саме сильна рециркуляція на всмоктуванні може викликати кавітаційні руйнування та сили супротиву, які є причиною шуму і коливань, а також передчасний знос і всілякі несправності складових частин, особливо підшипників і ущільнень вала.

Кавітаційне руйнування є одним з лімітуючих факторів, що обмежують діапазон роботи відцентрових насосів. Це особливо важливо для живильних насосів, які працюють в широкому діапазоні подач. Підвищення питомої продуктивності живильних пристроїв призводить до необхідності підвищувати енергоємність ступенів. В цьому випадку зростають окружні швидкості на вході в робоче колесо.

Робота живильних насосів на недовантажених режимах супроводжується рециркуляцією потоку на вході в робоче колесо, що призводить до значного локального зниження тиску на вхідних кромках і появи кавітаційних каверн.[1]

В роботах Й. Ф. Гюйліха, описуються проблеми, що виникають при роботі насосів на недовантажених режимах, а також дає деякі рекомендації з проектування робочих коліс з пологим розподілом тиску. [7]

Однією з причин виникнення кавітації руйнування лопатей РК є якість виготовлення, і навіть незначні неточності при виготовленні і шорсткість сприятимуть зростанню кількості дрібних кавітаційних бульбашок.

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

Кавітація у відцентрових насосах може привести до руйнування окремих частин робочого колеса, пристроїв підводу і відводу, зниженню напору, зменшенню подачі і К.К.Д., до збільшення шуму і вібрації насоса.

Тому метою даної роботи є визначення впливу форми вхідної кромки на кавітаційні характеристики насоса, з використанням результатів чисельного дослідження в стаціонарній постановці.

Об'єкт дослідження – структура течії в проточній частині відцентрового насоса з параметрами:

- подача насоса в номінальному режимі $Q = 2500 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір $H = 630 \text{ м}$;
- частота обертання ротора насоса $n = 5180 \text{ об/хв}$.

Предмет дослідження – вплив форми вхідної кромки на кавітаційні характеристики.

Методи дослідження – при вирішенні поставлених завдань використовувався чисельний метод дослідження.

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

1 ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ КАВІТАЦІЇ

1. Кавітація властива лише рідині і не відбувається за нормальних умов ні в твердих тілах, ні в газах.

2. Кавітація виникає в результаті пониження тиску в рідині і нею можна управляти, регулюючи тиск, або, точніше, мінімальний абсолютний тиск. Якщо тиск підтримується протягом достатньо довгого часу нижче за деяке критичне значення, визначуване фізичними властивостями і станом рідини, то виникає кавітація. Інакше кавітація не виникає.

3. Кавітація пов'язана з появою і зникненням каверн в рідині. Термін "каверна" позначає порожню замкнену порожнину. Якщо каверни дійсно порожні, то, природно, їх "вміст" не може грати активної ролі у фізичному явищі. Тому всі спостережувані появи кавітації слід вважати властивими лише рідині. Проте при детальному розгляді процесу кавітації уявлення про каверни як про порожні об'єми виявляється не зовсім правильним. Проте велику частину часу існування каверни її вміст грає другорядну роль, за винятком початку і кінця циклу, коли каверна має мікроскопічні розміри.

Внаслідок великих місцевих швидкостей навколо вхідної кромки лопаті, статичний тиск зменшується, що призводить до розподілу тиску з різко вираженим мінімумом p_{\min} . Коли цей тиск стає нижче тиску насиченої пари виникає кавітаційна каверна.

Вниз по потоку, коли тиск починає підвищуватися, ця каверна схлопується, викликаючи найсильніший ударний імпульс, що і призводить до пошкодження поверхні лопаті.

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

5. Погане профілювання вхідної кромки лопаті створює місцеве збільшення швидкості i , відповідно, пік низького тиску, що посилює кавітаційні явища. В даний час багато авторів приділяє увагу дослідженню впливу профілю вхідної кромки на кавітаційно-ерозійні якості. [1]

1.1 Опис зони кавітації

Встановлено що існує декілька різних типів кавітації, візуально всі вони однакові і нагадують розмиту хмару піни.

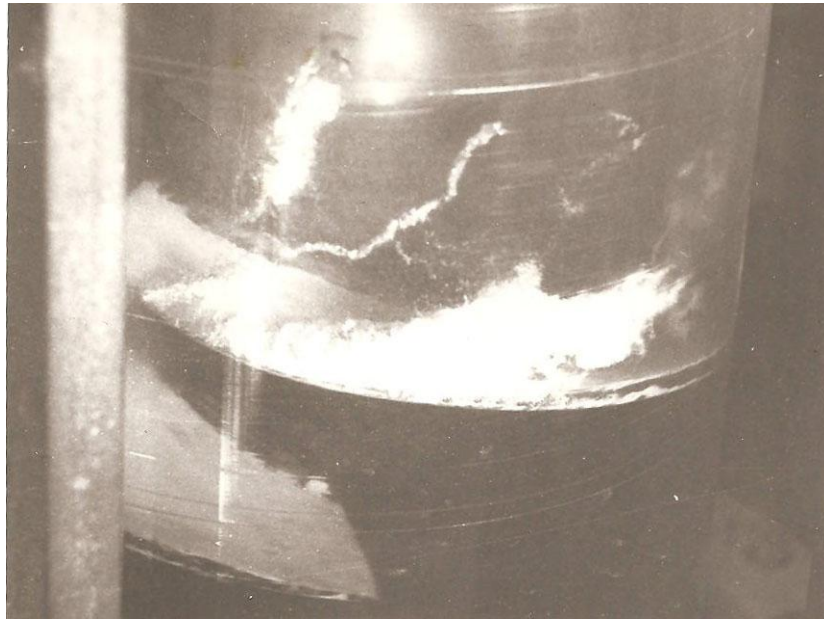


Рисунок 1.1 – Вихрова кавітація на лопаті

На приведеній фотографії (рис. 1.1) виразно видна зона вихрової кавітації. Власне кавітація спостерігається рідко, оскільки вона зазвичай відбувається в закритих непрозорих каналах. Тому відоміші прояви кавітації, а не її зовнішній вигляд. Зона кавітації здається розмитою при візуальному спостереженні або декілька расфокусованою на звичайній фотографії, оскільки кавітація по суті є високошвидкісним явищем, в якому рух відбувається настільки швидко, що його подробиці не уловлюються оком і не фіксуються з достатньою різкістю при витримках звичайних фотокамер. [2]

1.2 Стадії розвитку і типи кавітації

Для позначення стадії ледве помітної кавітації довго уживався термін початкова стадія. Помітні бульбашки в початковій стадії кавітації малі, і зона кавітації обмежена.

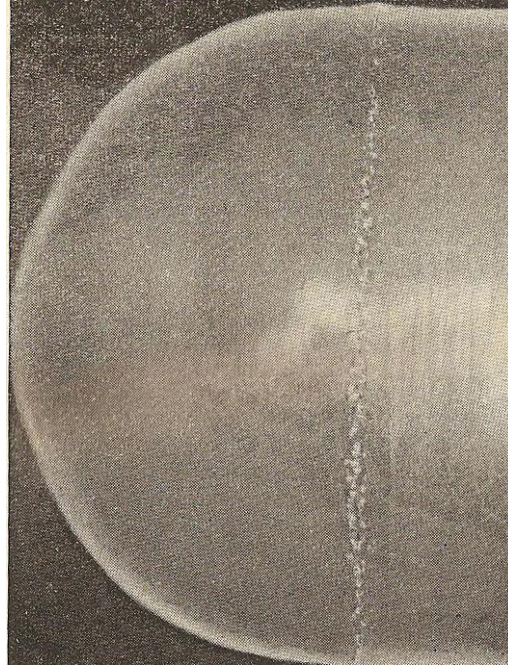


Рисунок 1.2 – Пузиркова форма кавітації

На фотографії (рис. 1.2) показана вузька смужка бульбашок кавітацій на поверхні тіла обертання в початковій стадії кавітації. Із зміною умов (тиск, швидкості, температури) у бік збільшення швидкості випару кавітація посилюється. Подальші стадії кавітації на відміну від початкової називаються стадіями розвиненої кавітації. На наступній фотографії (рис. 1.3) представлена стадія розвиненої кавітації при обтіканні тіла, показаного на попередньому рисунку.

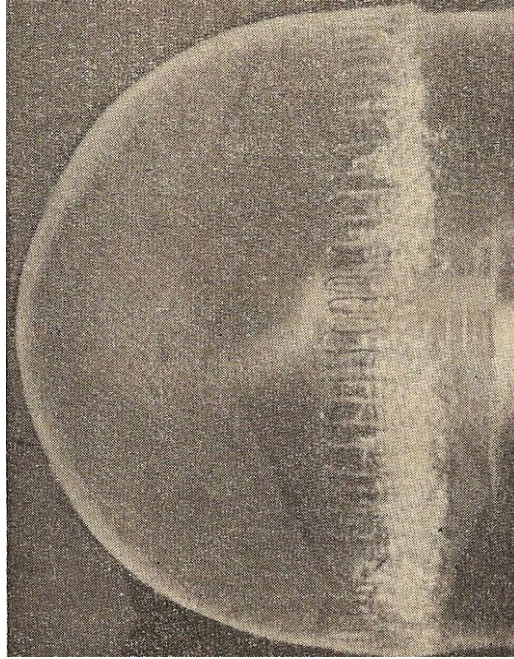


Рисунок 1.3 – Розвинена пухиркова кавітація

Процес виникнення і розвитку кавітації залежить від стану рідини, включаючи наявність в ній твердих або газоподібних домішок, і від поля тиску в зоні кавітації. Прояви кавітації гідродинамічного походження, окрім цих чинників, залежать також від форми твердих кордонів. Існує багато способів класифікації даних явищ. Наприклад, класифікація за умовами, в яких відбувається кавітація: кавітація в потоці, кавітація в тілах, рухомих в рідині, і кавітація за відсутності основного потоку. Можливий інший метод класифікації за основними фізичними особливостями. Об'єднуючи ці два методи, можна класифікувати кавітацію таким чином:

1. Кавітація, що переміщається.
2. Приєднана кавітація.
3. Вихрова кавітація.
4. Вібраційна кавітація.

Слід також відзначити два різні стани, які в певних умовах властиві деяким з перерахованих типів кавітації – нестационарне і квазістационарне.

Приведені вище терміни вибрані довільно, оскільки в літературі по

кавітації доки немає єдиної термінології. Одна з причин такого положення – деяка роз'єднаність дослідників, що працюють в цій області. Дослідники користувалися різними методами спостереження кавітації і проводили експерименти в умовах, що сильно відрізняються. В результаті виникли різні назви одного і того ж типа кавітації.

1.3 Кавітація, що переміщується, у потоці рідини

Кавітація, що переміщується, є типом кавітації, при якій в рідині утворюються окремі нестационарні каверни або бульбашки, рухомі разом з нею, одночасно розширюючись, скорочуючись і потім схлопуючись. Такі нестационарні бульбашки, що переміщуються, можуть виникати в точках низького тиску на твердому кордоні і в об'ємі рідини або в ядрі рухомих вихорів, або в області в'язкої течії з високим рівнем турбулентності. Переміщення цих каверн при такій кавітації є їх відмітною особливістю в порівнянні з іншими типами нестационарних каверн. При візуальному спостереженні неозброєним оком кавітація, що переміщується, може здатися суцільною квазістационарною зоною кавітації.

1.4 Приєднана кавітація в потоці рідини

Приєднаною кавітацією називається явище, що виникає інколи після початку кавітації, при якому потік рідини відривається від твердого кордону обтічного тіла або стінки каналу з утворенням порожнини, або каверни, на твердому кордоні. В деяких випадках поверхня розділу між рідиною і великою каверною може бути гладкою і прозорою. У рідині біля поверхні великої каверни спостерігається велика кількість дрібних нестационарних каверн, що переміщаються. Ці дрібні каверни швидко зростають майже до максимального розміру в початку основної каверни і практично не

змінюються до її кінця, де вони зникають (рис.1.4).



Рисунок 1.4 – Приєднана кавітація на лопаті

Інколи спостерігаються коливання, при яких приєднана каверна спочатку зростає, а потім схлопується унаслідок захвату рідини і подальшого заповнення каверни з кінця зони кавітації. Максимальна довжина приєднаної каверни залежить від поля тиску. Каверна може закінчуватися в точці приєднання основного потоку рідини до поверхні тіла на деякій відстані від передньої кромки каверни (лінії відриву) або може тягнутися далеко за межі тіла до зімкнення основного потоку з утворенням порожнини, що охоплює тіло. У останньому випадку кавітацію називають суперкавітацією.

1.5 Вихрова кавітація в потоці рідини

При вихровій кавітації каверни спостерігаються в центрі вихорів, що утворюються в зонах, де є велика дотична напруга. Вихрова кавітація була виявлена раніше інших типів кавітації, оскільки вона часто виникає на кінцях лопатей гребних гвинтів. Цього типу кавітації часто називають “кінцевою” кавітацією. Кінцева кавітація виникає не лише на гребних

гвинтах при обтіканні зовнішнім потоком, вона також зустрічається і в каналах, наприклад на кінцях лопатей осьових насосів. Кавітація цього типу розвивається також в областях, де є великі поперечні градієнти швидкості, достатні для підтримки вихорів, в ядрі яких абсолютний тиск падає до критичної величини, зазвичай приблизно рівної тиску насиченої пари. Вихрова каверна може існувати триваліший час, ніж каверна, що переміщується, оскільки вихор створює момент кількості рухів, який збільшує час існування каверни навіть у тому випадку, коли маса рідини переміщається в зону з вищим тиском (рис.1.5).



Рисунок 1.5 – Вихрова кавітація на лопаті

Швидкість схлопування вихрових каверн і механізм цього явища вивчені недостатньо, але їх характерні особливості свідчать про високі швидкості і відповідно низький тиск схлопування. На підставі сказаного неважко зробити висновок, що вихрова кавітація може викликати руйнування лише у тому випадку, коли схлопування каверн відбувається на поверхні тіла або на невеликій відстані від неї.

1.6 Шкідливі наслідки кавітації

Хімічна агресивність газів в бульбашках, що мають до того ж високу температуру, викликає ерозію матеріалів, з якими стикається рідина, в якій розвивається кавітація. Ця ерозія і складає один з чинників шкідливої дії кавітації. Тому кавітація у багатьох випадках небажана. Наприклад, вона викликає руйнування грібних гвинтів судів, робочих органів насосів, гідротурбін і т. п., кавітація викликає шум, вібрації і зниження ефективності роботи (рис.1.6).



Рисунок 1.6 – Приведено кавітаційне руйнування лопатей робочого колеса

Коли схлопуються кавітаційні бульбашки, енергія рідини зосереджується в дуже невеликих об'ємах. Тим самим, утворюються місця підвищеної температури і виникають ударні хвилі, які є джерелами шуму. Шум, що створюється кавітацією, є особливою проблемою на підводних човнах (субмаринах), оскільки із-за шуму їх можуть виявити. При руйнуванні каверн звільняється багато енергії, що може викликати пошкодження. Експерименти показали, що шкідливій, руйнівній дії кавітації піддаються навіть хімічно інертні до кисню речовини (золото, скло і ін.), хоча і набагато повільнішому. Це доводить, що окрім чинника хімічної

агресивності газів, що знаходяться в бульбашках, важливим є також чинник занедбаності тиску, що виникає при схлопуванні бульбашок. Кавітація веде до великого зносу робочих органів і може значно скоротити термін служби гвинта і насоса. [3,9].

У відцентрових насосах точно так, як і в інших гідравлічних системах, ми маємо справу з двома різними видами кавітації: поверхнева кавітація і відривна кавітація. Якщо перша має місце на поверхнях окремих частин насосів або в безпосередній близькості від них, то друга виникає в результаті коливання тиску в турбулентних струменях і вихорах, що періодично відриваються від поверхні. Прикладами такого роду кавітації є кавітація в струменях, що утворюються за лопатями робочого колеса, за нерівностями поверхні, або кавітація унаслідок місцевого пониження тиску в зазорах. Що стосується поверхневої кавітації, то вона може мати місце як на рухомих, так і нерухомих частинах насоса. Розглянемо найбільш характерні з цієї точки зору місця найменшого тиску у відцентрових насосах.

При обтіканні передньої кромки лопаті робочого колеса має місце пониження тиску, який викликаний пов'язаним з обтіканням відхиленням потоку і супутньою йому появою відцентрових сил (рис.1.7). Найбільше пониження тиску має місце в точці А.

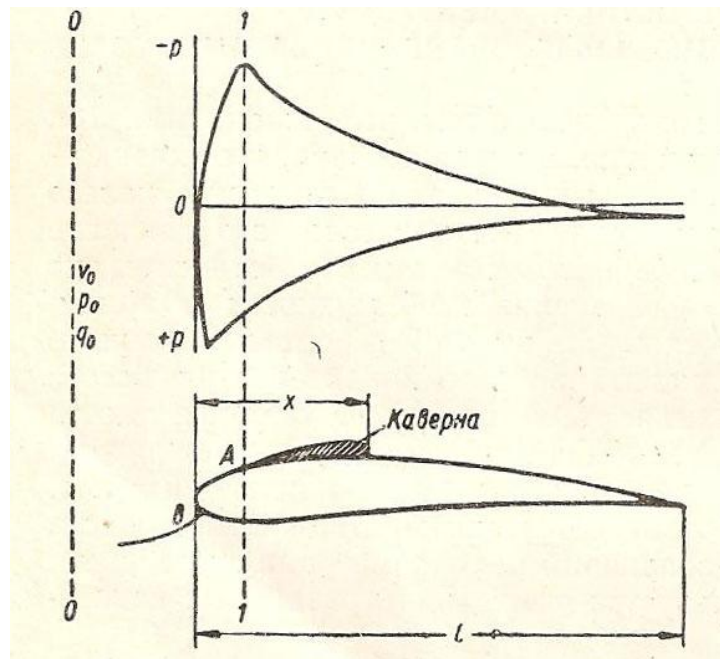


Рисунок 1.7 – Каверна кавітації на лопаті

У точці В вся швидкість перетвориться в тиск. На ділянці АВ цей тиск падає, переходячи в розрідження. Характер зміни тиску на цій ділянці і величина розрідження залежить від кінцевої товщини лопаті і форми її торця. Розрідження зокрема тим більше, чим коротше ділянка переходу до повної товщини лопаті. При великих значеннях швидкості на вході в робоче колесо це пониження тиску може досягати значної величини.

Кавітація у відцентрових насосах може привести до руйнування окремих частин робочого колеса, пристроїв, що підводять і відводять, зниженню натиску, зменшенню подачі і к.к.д., до збільшення шуму і вібрації насоса. Відразу необхідно сказати, що шум і вібрація в різній мірі мають місце у всіх насосах при роботі їх на режимах, що значно відрізняються від режиму максимального к.к.д., унаслідок незадовільного кута атаки на вході в робоче колесо. З іншого боку, може статися значне погіршення характеристик насоса і навіть часткове руйнування його унаслідок кавітації при незначному збільшенні шуму і вібрації. Іншими словами, можна сказати, що хоча шум і вібрація є ознаками кавітації, але вони далеко не завжди дозволяють з необхідною точністю визначити міру її розвитку. У зв'язку з цим режими кавітацій роботи відцентрових насосів розрізняють по мірі

погіршення зовнішніх характеристик насоса. [3,4,5]

Наближена схема механізму кавітації у відцентровому насосі представлена на наступному рисунку 1.8.

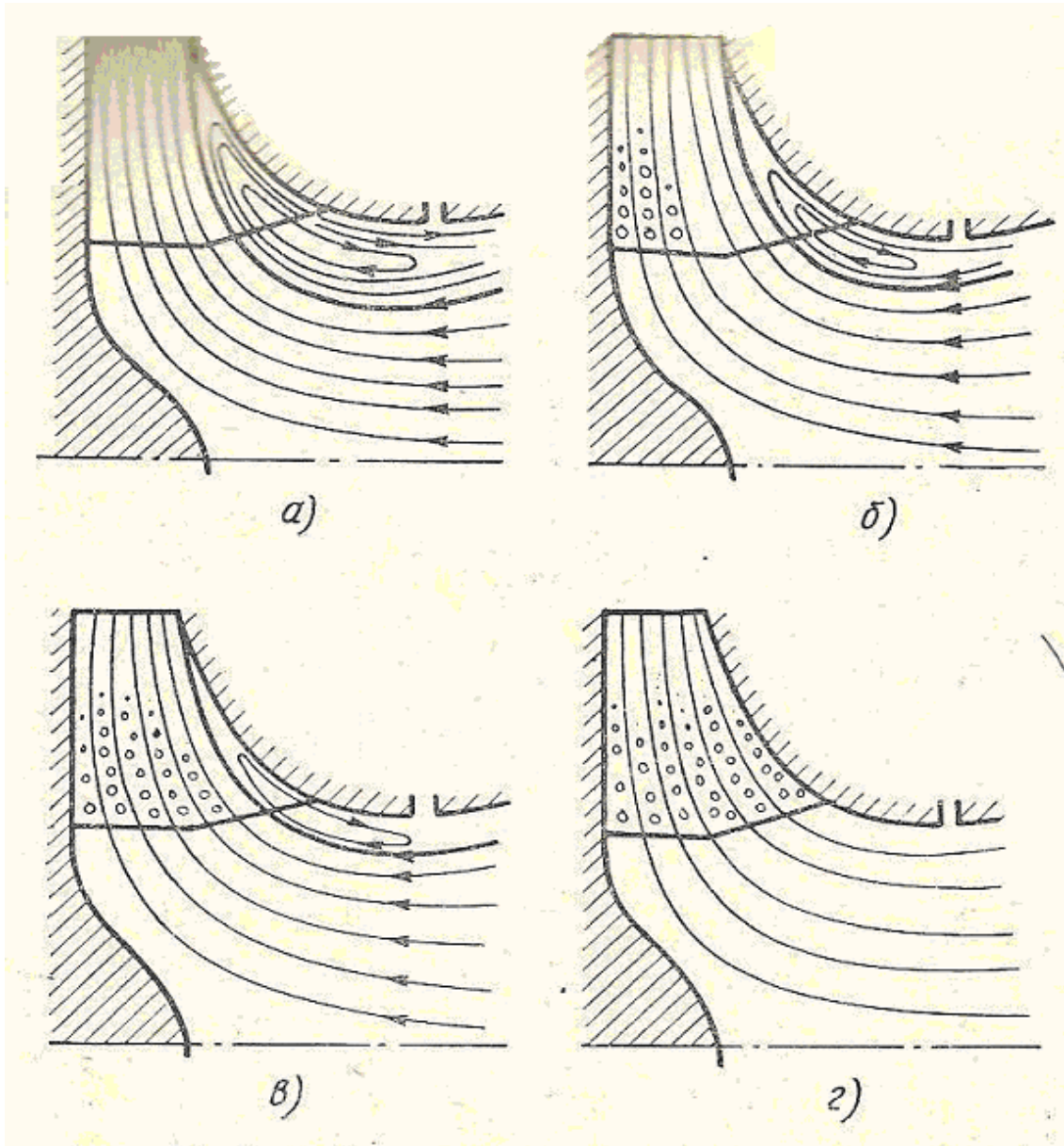


Рисунок 1.8 – Наближена схема механізму кавітації в робочому колесі відцентрового насоса:

а- потік без кавітації; б - початок місцевої кавітації; у - частково розвинута кавітація; г - повністю розвинута кавітація перед зривом режиму насоса.

2 Вплив форми вхідної кромки на кавітацію

Згідно зі статистичними даними про неполадки у відцентрових насосах, існує тенденція збільшення числа неполадок при перевищенні значення кавітаційного коефіцієнта швидкохідності $n_{ss} = 213$ (близько 11000 в одиницях виміру США). Таке обмеження аргументувалось тим, що при великих значеннях кавітаційного коефіцієнта швидкохідності необхідні надмірно великі діаметри входу в робоче колесо, що призводить до високої початкової швидкості потоку рециркуляції на вході робочого колеса. Таким чином, саме сильна рециркуляція на всмоктуванні може викликати кавітаційні руйнування і сили, які є причиною шуму і коливань, а також передчасний знос і всілякі несправності складових частин, особливо підшипників і ущільнень вала.

В кінці 70-х років повідомлялося про численні серйозні несправності насосів на електростанціях в США, що призвело до розгортання широкомасштабного дослідницького проекту, що спонсорується EPRI, з питань насосної гідравліки, явищ в потоці при неповному навантаженні, кавітації, гідравлічних сил і динаміці ротора.

Великий вплив на кавітаційні характеристики в насосі має форма вхідної кромки робочого колеса. Багато геометричних факторів на вхідній кромці робочого колеса впливають на кавітацію, наприклад, діаметри входу і ступиці, кути установки лопатей на вході, кут атаки набігаючого потоку, кількість лопатей і їх товщина, шорсткість поверхні, профіль вхідної кромки лопаті і т.д.

Велика кількість авторів протягом багатьох років вивчають і описують вплив вищезазначених факторів на кавітацію в насосі. Хергт та інші, (1996), надали дані по всмоктуючій здатності робочих коліс з різними вхідними воронками, кути установки лопаті та їх кількість. Вони також вивчили три різні контури вхідної кромки для заданого профілю: симетричний, конусовидне звуження лопаті і асиметричне звуження на всмоктуючій або

нагнітаючій поверхні лопаті, з метою виміру їх впливу на виникнення кавітації та роботи при падінні напорі на 3%. [7]

Аналіз результатів розрахунків показує, що найбільший термін служби прогнозується для РК з параболічною формою профілю вхідної крайки. Також слід зазначити, що при порівнянні матеріалів, кращі показники по терміну служби має дуплексна сталь. Виливки зі сталі CF3M (316L) (аустенітного класу) і SA6NM (мартенситного класу) мають практично однакові якості за терміном служби.

Було розглянуто п'ять варіантів форм профілю вхідної кромки: затуплена, кругла, еліптична, параболічна і напів-параболічна.

Полу-параболічною вхідною кромкою будемо називати такий профіль в якому з тильного боку лопаті виконаний параболічний профіль, а з робочого боку лопаті - круглий профіль.

Дослідження проводилося в стаціонарній постановці. Для моделювання турбулентних течій використовувалася k-ε модель турбулентності.

Для моделювання фазового переходу при утворенні каверни використовувалася модель Рейлі-Плессе.

На вході в розрахункову область задавалася величина масової витрати, на виході - величина статичного тиску.

Розрахунок виконувався з поступовим зниженням тиску для отримання часткових кавітаційних характеристик.

Отримано результати розрахунку кавітаційних характеристик для робочих коліс з профілем вхідної кромки лопаті: кругла, параболічна і напів-параболічна.

Можна відзначити, що характеристики для NPSH₃ практично однакові для всіх варіантів, в той час як характеристики NPSH_i значно гірше для круглого профілю вхідної кромки.

Отримано результати визначення довжини каверни при різних величинах NPSH. Кращі результати отримані для параболічного та напів-

параболічного профілів. Слід зазначити, що для напів-параболічного профілю виникнення каверни відбувається при значно нижчих величинах NPSH.

Параболічний профіль вхідної кромки має кращу загальну продуктивність, а затуплений профіль, як і очікувалося, має гіршу загальну продуктивність. Криві падіння напору наочно продемонстрували кращу продуктивність параболічного профілю при NPSH₃ в діапазонах подач, які представляє великий інтерес для користувачів насосів. Збільшення парових бульбашок і довжина плівкової кавітації значно менше при використанні параболічного профілю, а також призведе до зниження рівня кавітаційних пошкоджень і продовжить експлуатаційний ресурс робочого колеса.

За характеристичними кривими падіння напору і довжини каверни, можна зробити висновок, що характеристики всмоктування робочого колеса можна поліпшити шляхом застосування параболічного профілю за умови, що механічні і виробничі обмеження по товщині вхідної кромки лопаті можуть бути прийнятними. Еліптичний профіль займає друге місце і є профілем вибору за замовчуванням, оскільки механічні та виробничі обмеження по товщині вхідної кромки будуть задоволені.

2.1 Кавітаційний коефіцієнт швидкохідності як критерій кавітації

Припустимо, що лопать робочого колеса рухається зі швидкістю w_1 відносно рідини. Внаслідок великих місцевих швидкостей навколо передньої кромки лопаті статичний тиск зменшується, (закон Бернуллі), що призводить до розподілу тиску з різко вираженим мінімумом p_{\min} як показано на рисунку 2.1.

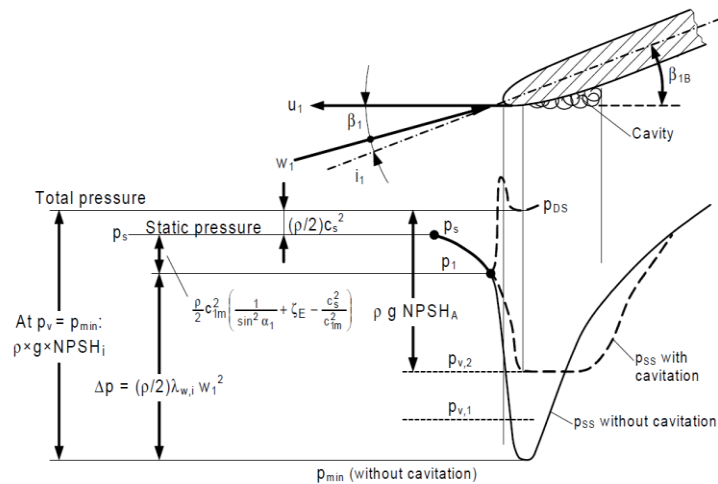


Рисунок 2.1 – Розподіл тиску на передній кромці, p_{ss} = тиск на всмоктувальній стороні лопаті.

Total pressure – сумарний тиск.

Static pressure – статичний тиск.

Without cavitation – без кавітації.

With cavitation – з кавітацією.

Cavity – каверна.

Коли статичний тиск падає до тиску пара (під впливом температури рідини), невелика кількість рідини випаровується, створюючи кавітаційну каверну. Вниз по потоку від передньої кромки лопаті, де місцевий тиск перевищує тиск пара, бульбашки сильно конденсуються за методом, подібному до гідравлічного удару; вони «лопаються» і можуть пошкодити робоче колесо, якщо інтенсивність гідравлічної кавітації перевищує кавітаційний опір матеріалу. Для даного насоса при даній швидкості і подачі тиск на всмоктуванні, необхідний для повного уникнення кавітації, виражається «початковим кавітаційним запасом» $NPSH_i$. Якщо наявний кавітаційний запас $NPSH_A$ перевищує кавітаційний запас $NPSH_i$ ($p_{min} > p_v$) - кавітації немає; але при послідовному зменшенні $NPSH_A$ до значення $<NPSH_i$ (тобто $p_{min} > p_v$) утворюються каверни все більшої довжини. Якщо довжина каверни досягає області прохідного перетину робочого колеса (іноді й

раніше), робота насоса погіршується і тиск, створений робочим колесом, падає.

Таким чином, кавітація наростає поступово в міру зниження тиску всмоктування (або кавітаційного запасу $NPSH_A$). Тому, якщо говорити про «кавітацію», необхідно точно вказувати стадію кавітації, яка мається на увазі.

Це можна виразити наступними «критеріями кавітації»:

- Кавітаційний запас $NPSH_i$: видимий початок кавітації; тобто видно перші кавітаційні бульбашки;
- Кавітаційний запас $NPSH_x$: кавітація викликає зниження напору, створеного всмоктуючим робочим колесом на $x\%$; $x = 0,1$ або 3% ;
- Кавітаційний запас $NPSH_{FC}$: повна кавітація або падіння напору («закупорює потік») являють собою максимальну межу потоку, який досягається при перетині кривих
- Кавітаційний запас $NPSH$, необхідний для певної міри кавітаційної ерозії, терміну служби робочого колеса або збільшення шумів.

Показники кавітації або ступінь кавітації для даного насоса залежать від подачі і швидкості обертання, які визначають відносну швидкість w_1 і кут атаки (різниця кутів установки лопаті і потоку), і які, в свою чергу, визначають розподіл тиску навколо передньої кромки. Розподілу тиску, а, отже, і ступінь кавітації залежать від розподілу потоку на вході, тобто геометричних параметрів вхідного отвору насоса, а також розташування труби всмоктування і від геометричних параметрів робочого колеса: профілю лопатей, кутів установки і тривимірного контуру лопатей, включаючи покриває і основний диски. Єдиним фактичним способом передбачення розподілу тиску є чисельний метод розрахунку потоку.

У багатьох областях застосування насосів для зниження ризику шуму, вібрацій або кавітаційної ерозії необхідні безпечні межі кавітаційного запасу від $NPSH_A$ до $NPSH_3$. Межі кавітаційного запасу, необхідні для попередження пошкоджень, шуму і вібрацій, залежать від окружної

швидкості на вході u_1 , типу насоса (підведення рідини), типу рідини, матеріалу, з якого виготовлено робоче колесо.

Кавітаційний запас $NPSH_3$ використовується в якості показника кавітації на графіку робочих характеристик лише для зручності, тому що цю величину можна розрахувати з достатньою точністю на випробувальному стенді, тоді як до визначення кавітаційного запасу $NPSH_0$ потрібно застосувати індивідуальний підхід, а для вимірювання кавітаційного запасу $NPSH_i$ необхідні спеціальні експериментальні установки, за допомогою яких можна спостерігати за вхідним отвором робочого колеса через стробоскоп. [6]

Якщо кавітаційний запас $NPSH_3$ має тенденцію зменшуватися при зменшенні подачі, то кавітаційний запас $NPSH_i$ різко зростає в зоні малих подач. Критерієм $NPSH_i$ (візуально спостерігається початок кавітації) стали називати таку величину надкавітаційного напору на вході, при якій з'являється видимий початок кавітації (в більш кількісному представленні - коли довжина каверни не перевищує 5 мм).

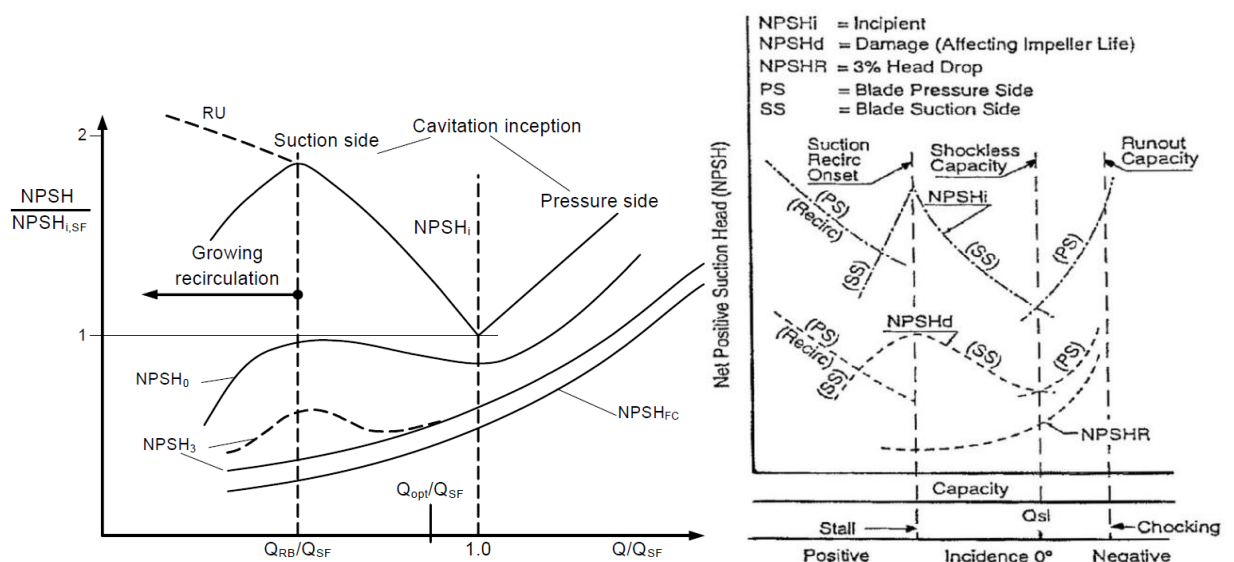


Рисунок 2.2 – типові криві характеристик NPSH для відцентрового робочого колеса

2.2 Збільшення строку служби робочого колеса за рахунок зміни форми вхідної кромки, зменшуючи кавітацію

Було проведено числове моделювання кавітації для модернізації робочого колеса двостороннього входу Френком С. Виссером, Джеком ДЖ.М.Бексом, Дженом Гиирсом.

Дослідження проводилося в напрямку розробки робочого колеса для зменшення кавітації на вхідній кромці лопаті в порівнянні з попередньою конструкцією. В ході проектування було вибране робоче колесо в котрого вхідна кромка лопаті була гострою та мала еліпсоїдну форму, що спричинило зменшення кавітації.

В порівнянні з попередньою конструкцією, де виконувався ремонт або заміна робочих коліс менше ніж за рік, строк служби колеса нової конструкції розрахований на основі довжини кавітаційної каверни, був збільшений у 8 разів. Не було необхідності використовувати інший більш міцніший матеріал, котрий володіє більшою кавітаційною стійкістю, оскільки вдалося зменшити об'єм каверни за рахунок модернізації вхідної кромки. [8]

Раві Баласубраніан, Юджин П. (Жене) Сабіні, Саймон Бредшоу досліджували та порівнювали між собою 4 види вхідних кромки: круглу, затуплену, еліпсоїдну, параболічну. Кавітаційні характеристики і збільшення кавітаційних пазирів при різних подачах вивчали на кавітаційній випробувальній установці з можливістю візуалізації, а також, за допомогою обчислювальної гідродинаміки (CFD) було зроблено аналіз з однорідною моделлю двофазної рідини. Були отримані результати, котрі описані нижче.

Параболічний профіль вхідної кромки має кращу загальну продуктивність, а затуплений профіль, як і очікувалося, має найгіршу загальну продуктивність. Кавітаційні характеристики наочно демонстрували кращу продуктивність параболічного профілю при NPSH3 в діапазонах подач, який представляє великий інтерес для користувачів насосу.

Збільшення парових пазирів і довжини кавітаційної каверни значно менше при використанні параболічного профілю, а також приведе до меншого рівня кавітаційних пошкоджень і продовжить експлуатаційний ресурс робочого колеса.

За кавітаційними характеристиками, можна зробити висновок, що характеристики всмоктування робочого колеса можна покращити за рахунок використання параболічного профілю при умові, що механічні та виробничі обмеження по товщині вхідної кромки лопаті можуть бути задовільними. Еліпсоїдний профіль займає друге місце і є профілем вибору за замовчуванням, оскільки механічні та виробничі обмеження по товщині вхідної кромки будуть задовільними [6].

Для живильних насосів притаманні великі колові швидкості, через що і виникає таке явище як кавітація. Проведені дослідження, котрі описані вище визначають кавітаційні характеристики при падінні напору на 3%. Ми у своїх дослідженнях хочемо визначити появу та розвиток кавітаційних каверн на лопатях робочого колеса. Як впливає форма вхідної кромки на появу та розвиток кавітаційних каверн при падінні напору на 0%, 1% та 3%.

2.3 Запобігання кавітаційного руйнування

Ризик виникнення кавітації руйнування повинен бути мінімізований наступними способами:

1. Відповідна гідравлічна конструкція пристроїв і деталей перед робочим колесом повинна забезпечувати однорідний, а також реальний розподіл потоку. Так само як розташування всмоктуючих труб, конструкція грязевідстійників для установки в колодязях або радіальні коліна на вході багатоступеневих насосів, а також насоси з подвійним входом.
2. Гідравлічна конструкція робочого колеса повинна оптимізувати розподіл тиску на лопатях для максимального зменшення обсягу

каверни для будь-якого, даного кавітаційного запасу і мінімізації диференціала провідного тиску в зоні схлопування бульбашок.

3. Вибір відповідного насоса для виконання певних функцій: більшість насосів працюють при частковому навантаженні з великим ризиком виникнення кавітації руйнування, ніж біля максимальної точки ККД - будь-то внаслідок великих кутів атаки, або через вихори, викликаних рециркуляцією на вході. Завищення розмірів насоса, як правило, тягне за собою матеріальні збитки внаслідок додаткового споживання енергії і часто в зв'язку зі збільшенням витрат на технічне обслуговування.
4. Визначення наявного NPSH, необхідно для забезпечення експлуатації без ризику виникнення ерозії, і / або шуму і вібрацій внаслідок впливу кавітації за допомогою встановлення відповідних запасів або аналізу ризику виникнення кавітаційного руйнування.
5. Вибір відповідних матеріалів.

У пунктах 1 і 2 мова йде про мінімізацію обсягу каверни при будь-якому даному потоці і тиску на вході, а в пунктах 4 і 5 розглядаються способи усунення ризику руйнування при роботі насоса з обмеженим обсягом кавітації. Саме цього намагаються досягти при експлуатації більшості насосів, так як в більшості випадків застосування насосів не економічно і зовсім не обов'язково повністю пригнічувати утворення каверн на вході в насос за допомогою забезпечення великого NPSHа або вибору досить низької частоти обертання насоса.

3 ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ВХІДНОЇ КРОМКИ НА КАВІТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

3.1 Постановка задачі чисельного дослідження (ЧД)

Об'єкт дослідження - відцентровий насос з робочим колесом двостороннього входу ($Q = 2500 \text{ м}^3/\text{год}$, $H = 630 \text{ м}$, $n = 5180 \text{ об/хв}$).

Предмет дослідження – кавітаційні характеристики залежно від форми вхідної кромки робочого колеса.

Таблиця 3.1 – Параметри насоса в номінальному режимі роботи

Параметри	Значення	Позначення, розмірність параметрів
Подача насоса	2500	Q , $\text{м}^3/\text{год}$
Напір	630	H , м
Частота обертання ротора насоса	5180	n , об/хв
Густина рідини	997	ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$
Зовнішній діаметр РК	0,420	D_2 , м
Діаметр вхідної воронки робочого колеса (РК)	0,252	D_0 , м
Ширина РК (однієї половинки)	0,034	b_2 , м
Діаметр втулки РК	0,170	$d_{\text{вт}}$, м
Число лопатей РК	7	$Z_{\text{РК}}$, шт.

Чисельне дослідження проводилося з використанням ліцензійного програмного продукту ANSYS CFX і ANSYS ICEM CFD, який надала кафедра загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету.

Для розрахунку використовувалася робоча станція Intel (R) Core (TM) i7-7700 CPU @ 3.60GHz 3.60 ГГц, 32,0 ГБ ОЗУ під керівництвом операційної системи Microsoft Windows 7 x64.

3.2 Підготовка вихідних даних для чисельного дослідження (ЧД)

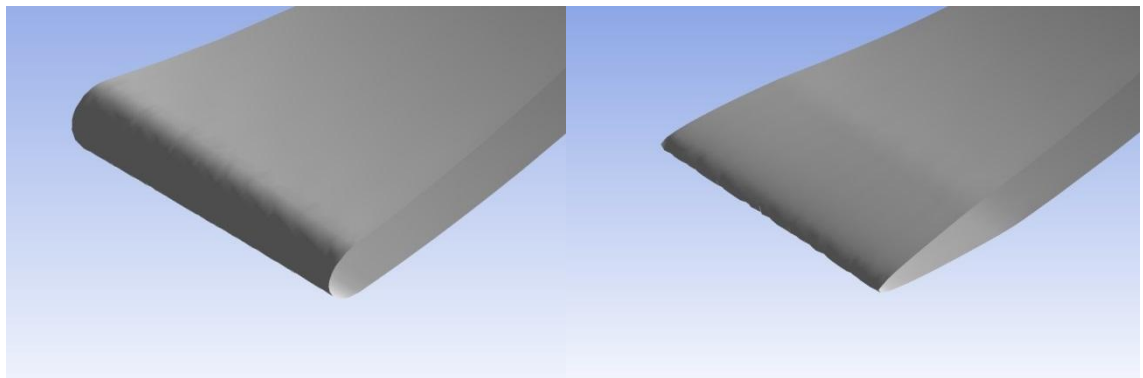
3.2.1 Побудова геометрії розрахункової області

Розрахункова область включає проточні частини які складаються з вхідного патрубку, напівспірального підводу і робочого колеса. Розглядається три варіанти розрахункових областей, котрі відрізняються вхідною кромкою робочого колеса (рис. 3.1), параболічною, круглою та напівпараболічною. Для отримання структури потоку, яка відповідає дійсному розподілу швидкостей і тисків, на вході в розрахункову область проточної частини додається циліндрична ділянка довжиною, яка дорівнює чотирьом діаметрам входу. Розрахункова область розбита на елементи для побудови сіток із різними параметрами комірок.

За допомогою програмного продукту SolidWorks було побудовано половину рідкотільної тривимірної моделі розрахункової проточної частини живильного насоса з робочим колесом двостороннього всмоктування (рис.3.2). Проточна частина складається з вхідного патрубка, напівспірального підводу, робочого колеса двостороннього всмоктування. Для зменшення об'єму сітки розрахункова область була спрощена – не моделюється спіральний відвід, який не впливає на кавітаційні характеристики.

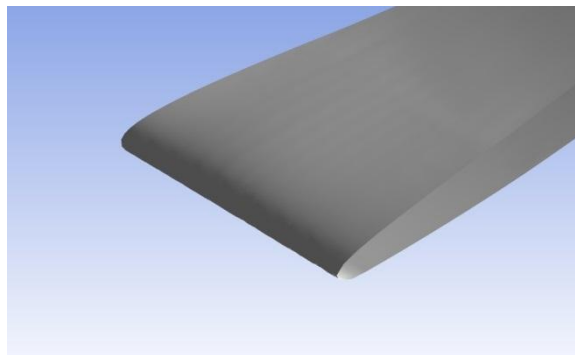
Поверхні, що є суміжними для суміжних елементів, і які утворюють в розрахунковій моделі поверхні інтерфейсів, у рідкотільних моделях виділені однаковими кольорами.

Для розрахунку нашої моделі використовувалися половини вхідного патрубку, напівспірального підводу, робочого колеса. Робоче колесо змодельоване з повним числом каналів.



а) кругла

б) параболічна



в) напівпараболічна

Рисунок 3.1 – Форми вхідних кромek лопаті:
а) кругла; б) параболічна; в) напівпараболічна;

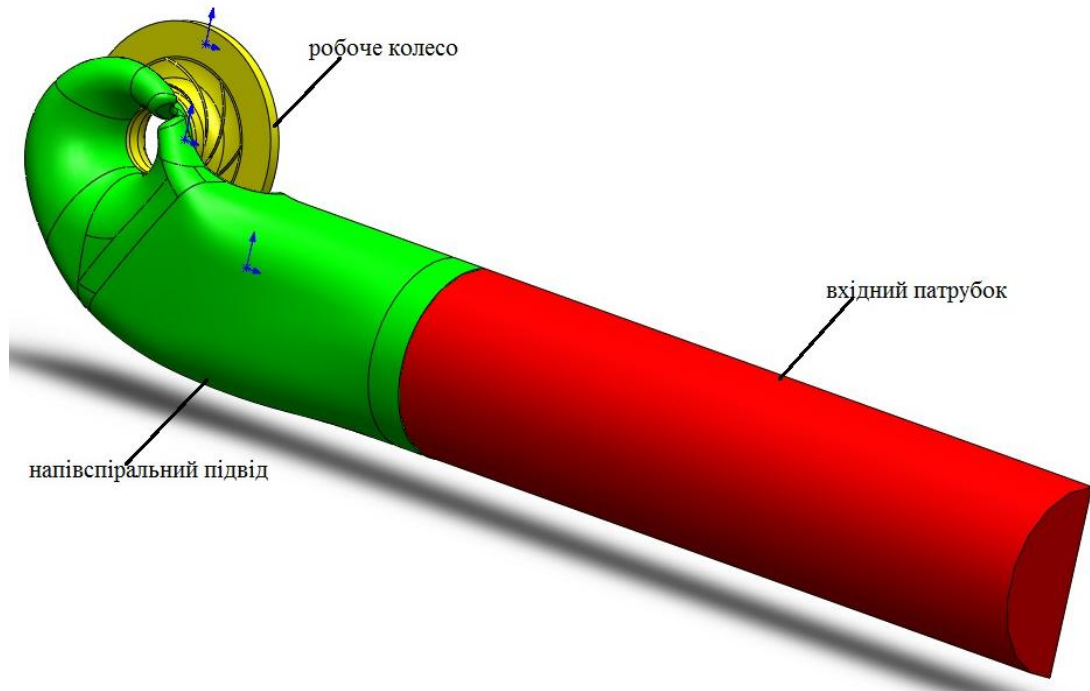


Рисунок 3.2 – Складальна рідкотільна модель розрахункової проточної частини живильного насоса

3.2.2 Побудова розрахункових сіток і перевірка сіткової незалежності

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

Для перевірки впливу вхідної кромки на кавітаційні характеристики було створено три різні вхідні кромки одного робочого колеса. Для побудова сіток використовувалися однакові параметри.

Варіанти сіток для вхідного патрубку, напівспірального підводу, робочого колеса, прийняті за попереднім аналізом і з урахуванням можливості при скороченні машинних і часових ресурсів, отримати достатню роздільну здатність розрахункової області даних елементів. Також, при побудові розрахункових сіток, враховувалась необхідність забезпечення однакової густини сіток для поверхонь інтерфейсів.

Для вхідного патрубку побудована гексаедрна сітка з метою скорочення об'ємів робочої області, також економляться машинні та годинні ресурси. В таблицях 3.2 – 3.4 наведені данні з параметрами сіток.

Таблиця 3.2 – Параметри розрахункових сіток, прийнятих за результатами сіткової незалежності

Найменування параметра	Напівспіральный підвід
Максимальний об'ємний розмір комірок, мм	14
Максимальний поверхневий розмір комірок для областей інтерфейсів, мм	4
Параметри пристінкового шару:	
Висота першого шару, мм	0,04
Кількість шарів, шт.	13
Загальна товщина пристінкового шару, мм	5,54
Число елементів сітки, шт.	1822251
Число вузлів сітки, шт.	549641

Таблиця 3.3 – Параметри гексаедрової сітки

Найменування параметра	Вхідний патрубок
Максимальний лінійний розмір комірок, мм	15
Число елементів сітки, шт.	168808
Число вузлів сітки, шт.	161120

Таблиця 3.4 – Параметри сіток робочого колеса (однієї половинки)

Найменування параметра	Робоче колесо (одна половинка)			
	Затуплена	Параболічна	Еліпсоїдна	Кругла
Максимальний об'ємний розмір комірок, мм	14	14	14	14
Максимальний поверхневий розмір комірок для областей інтерфейсів, мм	6	6	6	6
Параметри пристінкового шару:				
Висота першого шару, мм	0,02	0,02	0,02	0,02
Кількість шарів, шт.	13	13	13	13
Загальна товщина пристінкового шару, мм	5,54	5,54	5,54	5,54
Число елементів сітки, шт.	2629502	2923199	2980813	2658761
Число вузлів сітки, шт.	1047442	1170985	1196730	1060688

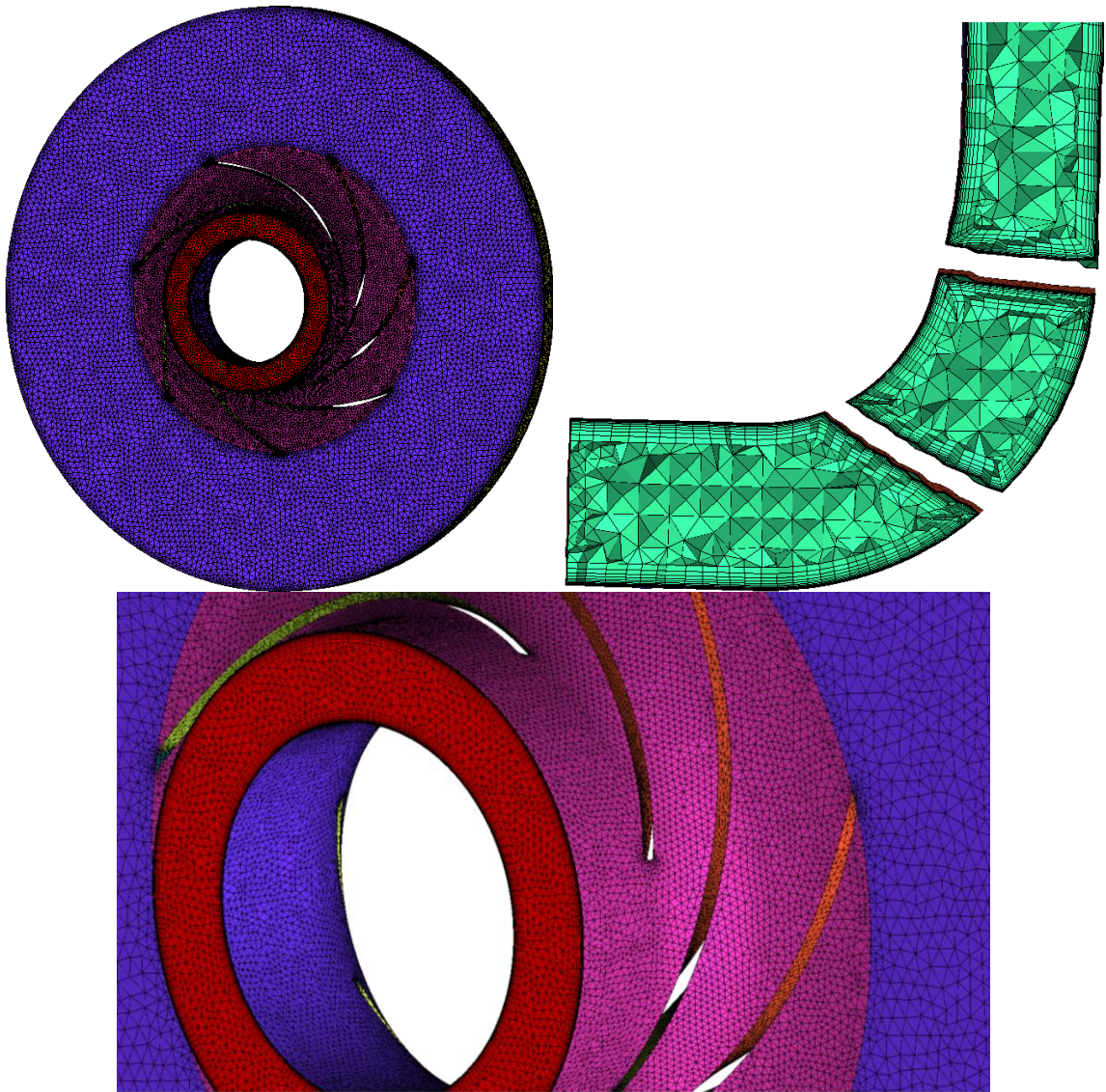


Рисунок 3.3 – Топологія розрахункової сітки для РК

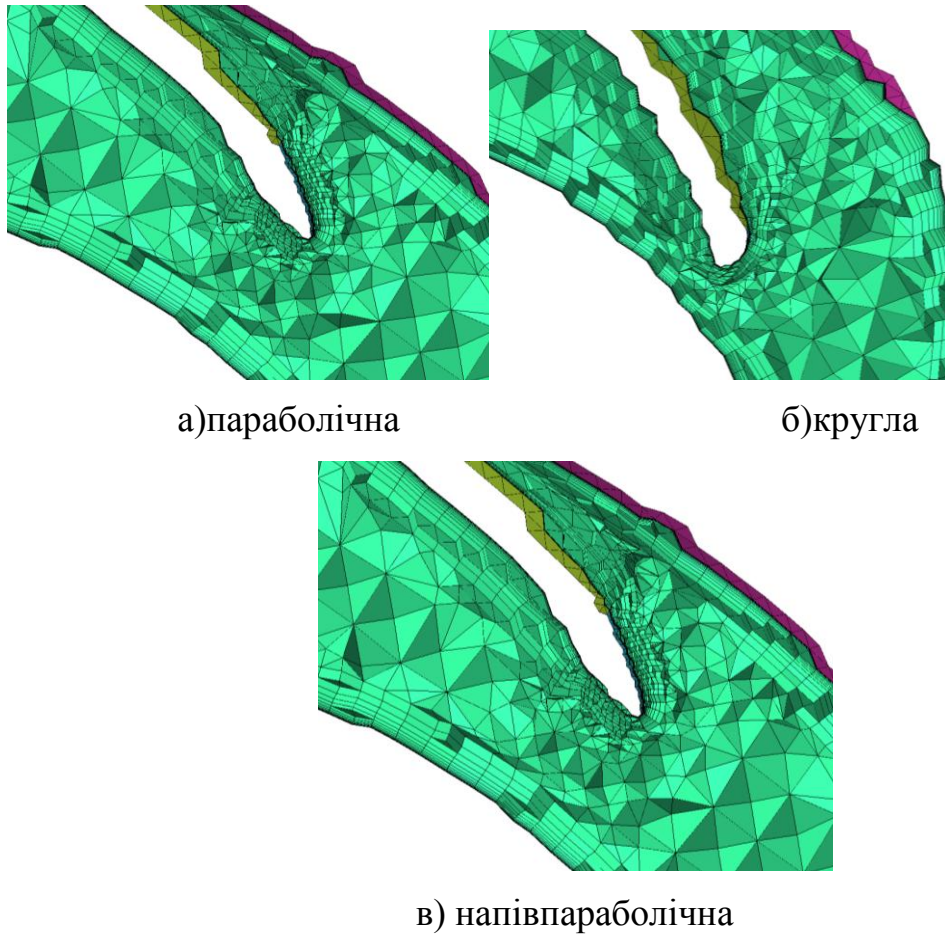


Рисунок 3.4 – Топологія розрахункової сітки вхідної кромки РК:
а) параболічна; б) кругла; в) напівпараболічна

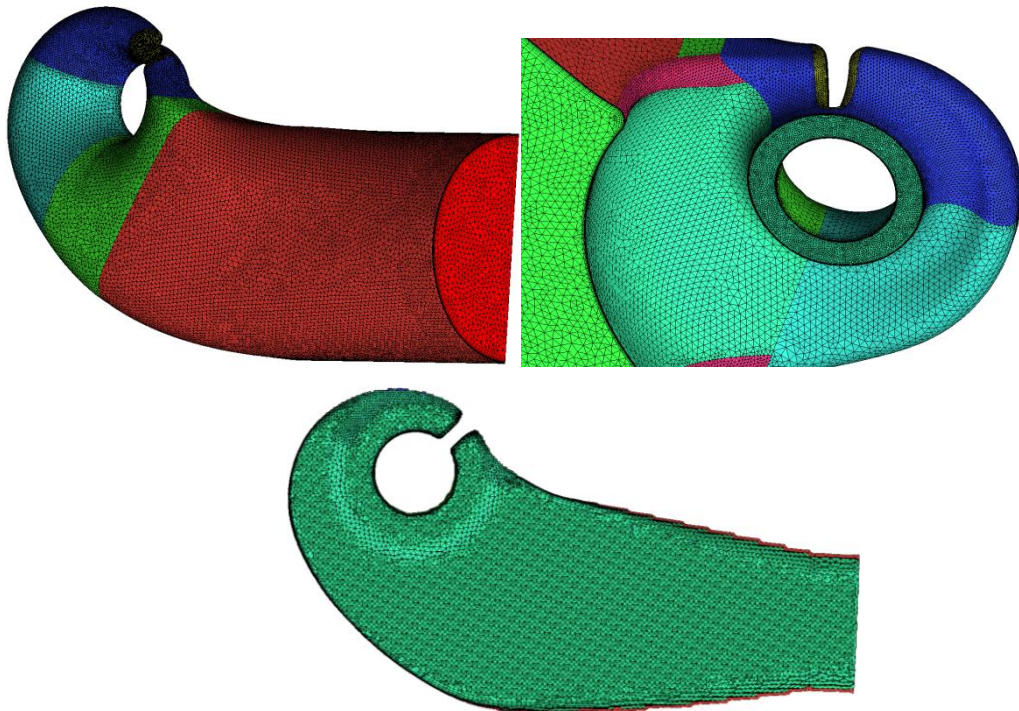


Рисунок 3.5 – Топологія розрахункової сітки для підводу

У випадках побудови неструктурованих сіток вся область спочатку розбивалась на комірки у формі тетраедра з наступною перевіркою якості та згладжуванням, а потім – пристінковий шар на призматичні комірки.

У випадках структурованої (гексаедрної) сітки (для вхідного патрубка) спочатку будується блочна структура. Після того як ми отримали набір блоків, які топологічно відповідають вихідній геометрії, треба провести «асоціацію» блоків і геометрії. Тобто визначити, яким сторонам геометрії які ребра блоків відповідають. Задається кількість сіткових ліній, або розмір комірок і розбиваються отримані блоки на сітку. Отже, отримавши сітку з практично правильних прямокутників, далі проводиться згущування в потрібних підобластях, створюється пограничний шар і так далі, залежно від специфіки завдання.

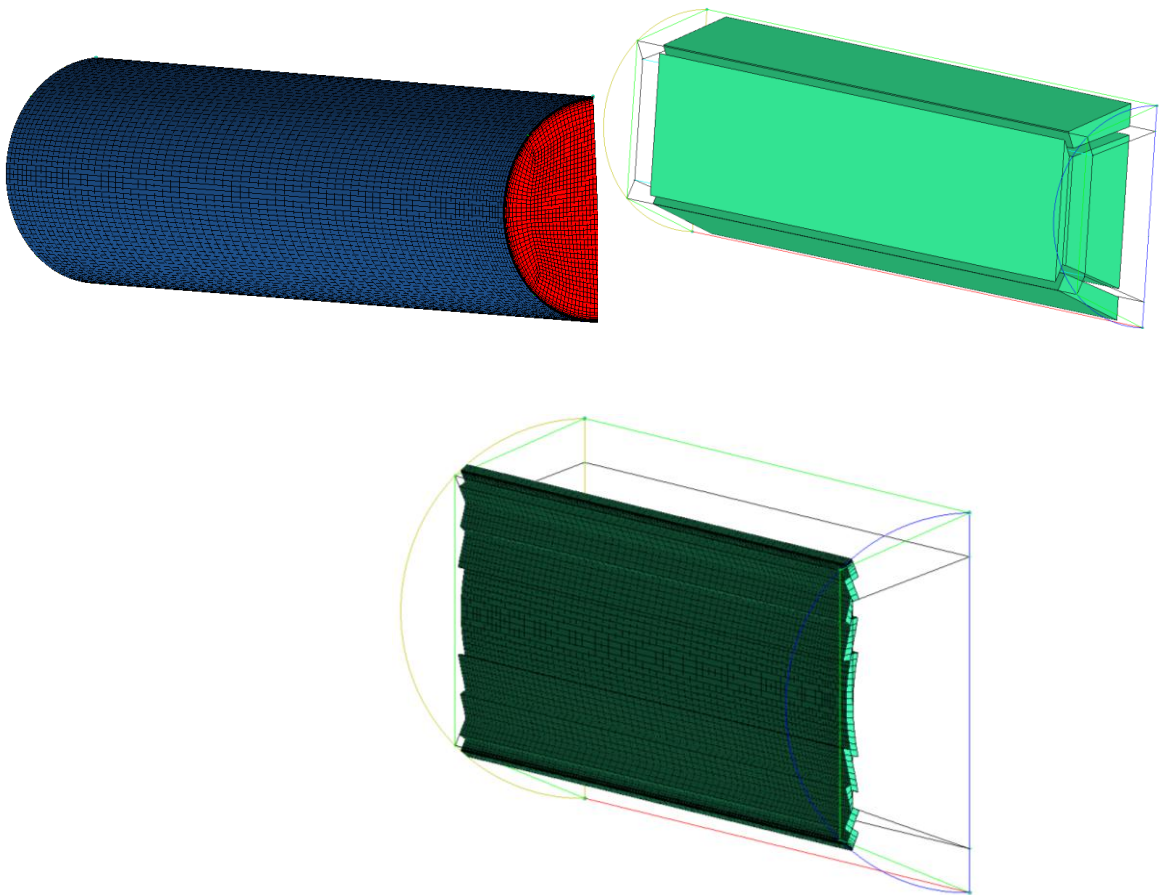


Рисунок 3.6 – Топологія розрахункової сітки для вхідного патрубка

3.3 Створення розрахункової моделі та задання граничних умов

Для виконання ЧД в ПреПроцесорі була створена розрахункова модель (рис. 3.7) половини насоса, в яку входять розрахункові сітки вхідного патрубку, напівспірального підводу, робочого колеса насоса.

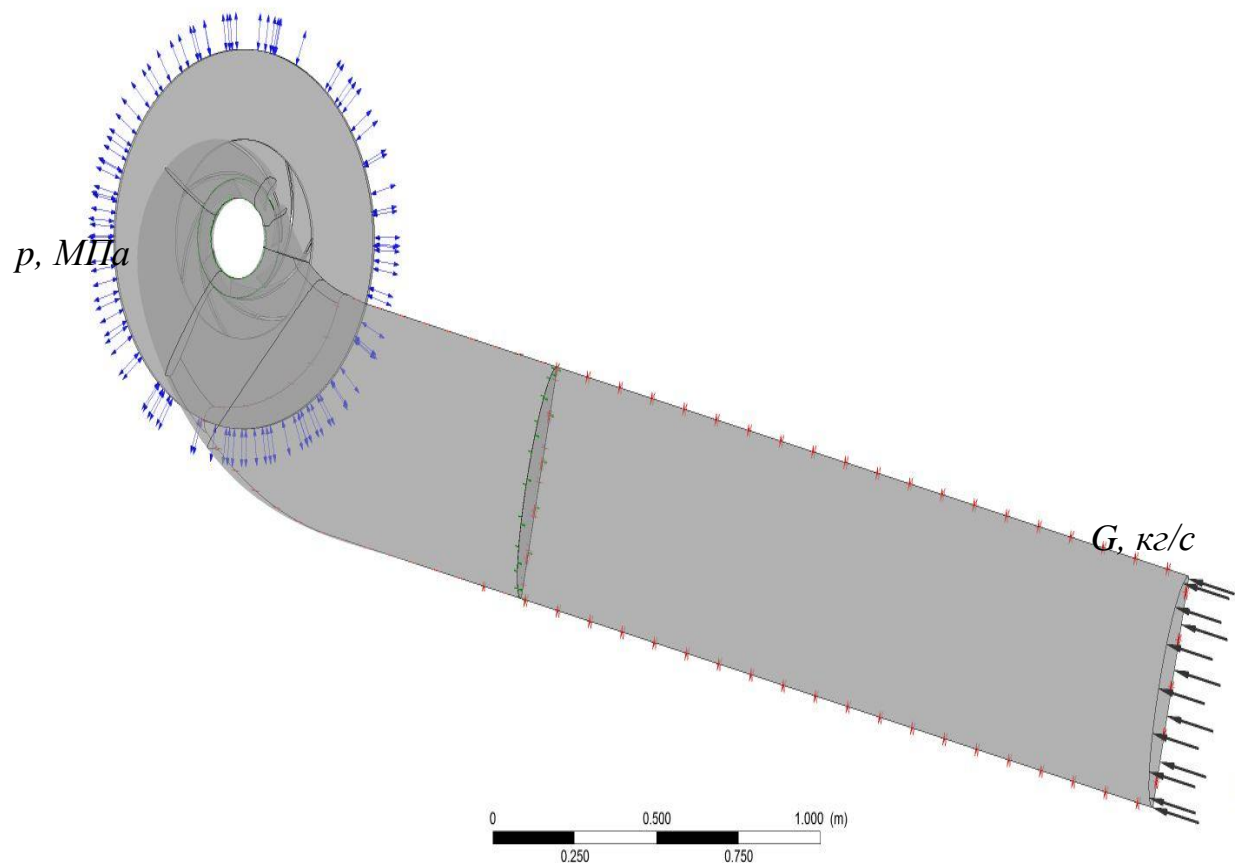


Рисунок 3.7 – Розрахункова область насоса

Були визначені області – домени:

- «Truba» - вхідний патрубок;
- «Semivolute» - напівспіральний підвід;
- «Impeller» - робоче колесо.

Розрахунок течії проводився спочатку в стаціонарній постановці. Робоча середа (вода при 25°C) приймалася нестискуваною, режим течії – турбулентний.

Границя входу в розрахункову область обиралась на вході у вхідний трубопровід. В якості граничної умови на вході задавалася масова витрата, яка визначалась за формулою:

$$G_{\text{вх}} = \frac{Q \cdot \rho}{3600}, \quad (3.1)$$

де ρ - густина води, для даних умов, $\rho = 997 \text{ кг/м}^3$;

Q – розрахунковий режим дослідів, $Q=1250 \text{ м}^3/\text{с}$, приймаємо половину від повної подачі, тому що розраховуємо половину проточної частини насоса.

$$G_{\text{вх}} = \frac{1250 \cdot 997}{3600} = 346,596 \text{ кг/с.}$$

Границя виходу з розрахункової області обиралась на виході з робочого колеса. В якості граничної умови на виході задавалася величина статичного тиску, яка розраховувалась за формулою:

$$P_2 = P_1 + \rho g H_{\text{р.к.}} \quad (3.2)$$

$$P_2 = 3200000 + 997 \cdot 9,81 \cdot 664 = 9,7 \text{ МПа}$$

Тип граничної умови визначено як «opening».

В розрахунковій області були визначені типи інтерфейсів:

- 1) «Interface Truba to Semivolute» - «None»;
- 2) «Interface Semivolute to Impeller» - «Frozen Rotor» для стаціонарного розрахунку.

Шорсткість стінок була прийнята для вхідного патрубку - 12,5 мкм, для підводу - 6,3 мкм, для робочого колеса – 3,2 мкм.

Для розрахунку була обрана величина критерію збіжності – «Convergence Criteria» - $RMS = 1 \cdot 10^{-4}$. Також для отримання сталого рішення був обраний додатковий критерій завершення розрахунку – це збіжність величини напору.

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

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

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

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (3.4)$$

де $P_k = -\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ – член, що виражає генерацію енергії k.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad (3.5)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (3.6)$$

Параметри ε та μ_t визначаються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2}, \quad (3.7)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (3.8)$$

Константи $k - \varepsilon$ моделі, згідно роботі [27]: $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

3.3.1 Модель кавітації

Процес кавітації характеризується числом кавітації, що визначається як:

$$Ca = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho U^2}, \quad (3.9)$$

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

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

В ANSYS CFX, модель Рейлі-Плессе реалізована в багатофазних рамках, як модель міжфазного масопереносу. Також можуть бути реалізовані користувацькі моделі.

Для кавітуючих потоків, звичайно використовується однорідна багатофазна модель.

3.3.2 Модель Рейлі-Плессе

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

$$R_B \frac{a^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (3.10)$$

де R_B - радіус бульбашки, p_v - тиск в бульбашці, p - тиск в рідині, навколо пузиря, ρ_f - щільність рідини, σ - коефіцієнт поверхневого натягу між рідиною і паром.

Як початкові наближення для розрахунку з моделлю кавітації приймалися дані розрахунку в стаціонарній постановці без моделі кавітації.

При розрахунку характеристики кавітації для всіх варіантів розрахунків приймалися:

- частота обертання ротора насоса $n = 5180$ об/хв;
- щільність перекачуваної рідини $\rho = 997$ кг/м³;
- тиск насиченої пари води при $t = 25^\circ\text{C}$ $p_{\text{п}} = 3196$ Па;
- барометричний тиск $p_{\text{б}} = 101325$ Па.

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

3.3.3 Моніторинг в процесі розрахунку

В процесі розрахунку проводився контроль збіжності за наступними параметрами:

- за складовими швидкості;
- повним диференціальним напором;
- за масовою витратою;
- за параметрами турбулентності.

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

3.4 Аналіз результатів ЧД

3.4.1 Контрольні перерізи та елементи для визначення інтегральних величин

Для визначення інтегральних величин в Постпроцесорі були створені контрольні перерізи (рис. 3.8) та елементи, які наведені в таблиці 3.5.

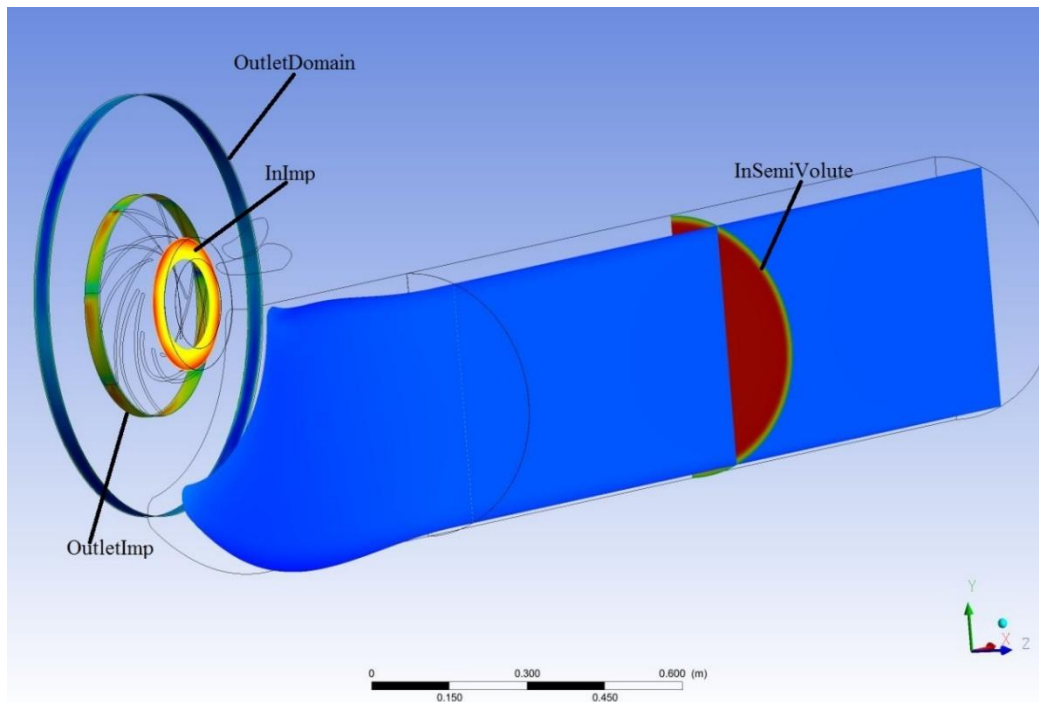


Рисунок 3.8 – Контрольні перерізи та елементи

Таблиця 3.5 – Контрольні перерізи та елементи

Найменування елемента	Позначення елемента	Характерні параметри елемента
Контрольний переріз на вході в половину насоса	InSemiVolute	Домен «All Domains» Площина YZ, x = 2.00 м
Контрольний переріз на вході в половину РК	InImp	Домен « All Domains » Площина XY, z = 0.103 м
Контрольний переріз на виході з половини РК	OutletImp	Домен «Impeller» Поверхня обертання, вісь – Z, R= 0.211 м, z1 = 0.001 м, z2 = 0.0331 м
Контрольний переріз на виході з половини розрахункової області насоса	OutletDomain	Домен «Impeller» Поверхня обертання, вісь – Z, R= 0.399 м, z1 = 0.001 м, z2 = 0.0331 м

3.4.2 Визначення інтегральних характеристик насоса

Подача насоса (Capacity, м³/с) визначалася за масовою витратою через переріз InSemiVolute:

$$\text{Capacity Pump} = -\text{massFlow()}@\text{OutletImp} * 2 * 3600 / 997 [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (3.11)$$

Напір розрахункової області насоса (Head Domain, м) визначався за різницею повних тисків, осереднених за масовою витратою в контрольних площинах на виході з розрахункової області та вході в насос.

Head of Pump = (massFlowAveAbs(Total Pressure in Stn Frame)@OutletDomain - massFlowAveAbs(Total Pressure in Stn Frame)@inlet_truba) / 997 [kg/m³] / g

(3.12)

Кавітаційний запас (NPSH, м) визначається за формулою:

$$\text{NPSH} = (\text{PressureInlet} - 3168[\text{Pa}] + 101325[\text{Pa}]) / g / 997[\text{kg/m}^3] \quad (3.13)$$

Також за допомогою ЧД можливо передбачити початок появи пароутворення і визначити довжину каверни (рис.3.9) для різних величин кавітаційного запасу на вході в насос.

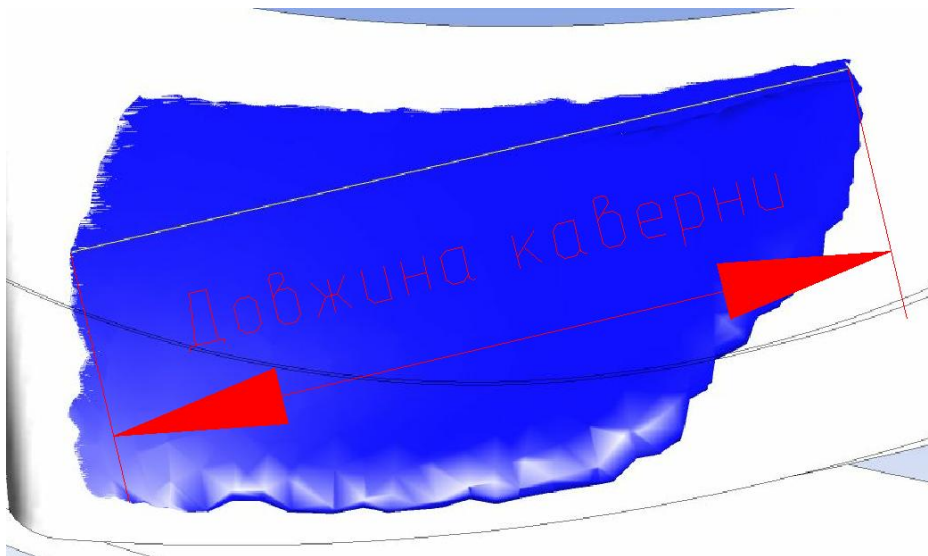


Рисунок 3.9 – Визначення довжини каверни

3.4.3 Числове моделювання кавітації та отримання кавітаційних характеристик

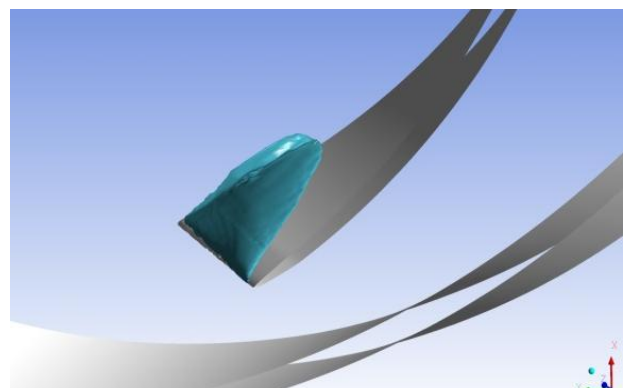
При проведенні ЧД з моделюванням кавітації на виході з розрахункової області задавалися величини тиску $p_{вих}$, відповідні величинам кавітаційного запасу в діапазоні $NPSH = 39 \div 435$ м.

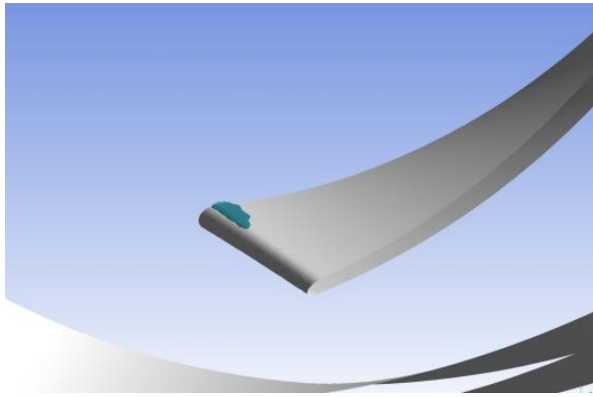
За результатами ЧД з моделлю кавітації отримані картини утворення парової каверни для різних величин тисків на вході в насос.

Нижче представлені картини (рис. 3.10 – 3.15) на різних формах вхідних кромek, які показують наявність областей де міститься до 10% пара, до 50% пара і до 90% пара, при різних величинах кавітаційного запасу.

Таблиця 3.6 – Порівняння довжини каверни при 10% вмісті пари, на режимі 0,3Q.

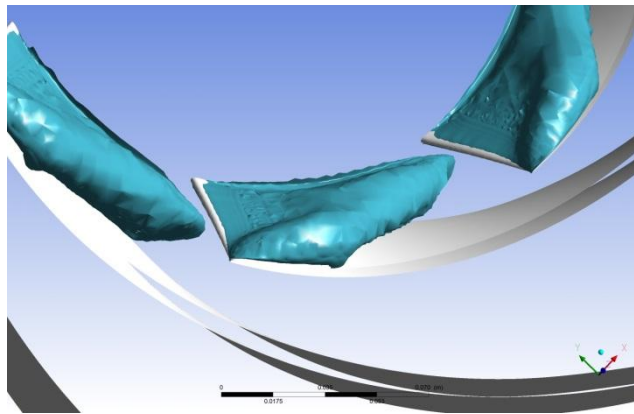
NPSH(м)	NPSH експ	around	parabolic	half-parabolic
175	210	0	0	0
125	160	5.7mm	0	0
75	110	15.2mm	0	0
25	60	44.7mm	42.3mm	108.7mm
0	40	70mm	74.5mm	-
-25	25	-	-	113.5mm





а) кругла (довжина 5.7 мм)

б) параболічна (довжина 42.3 мм)

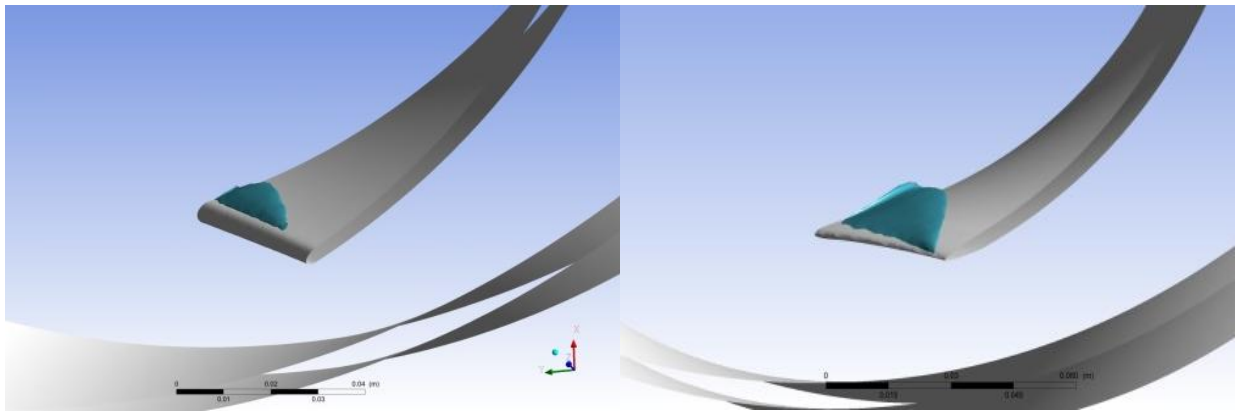


в) напівпараболічна (довжина 108.7 мм)

Рисунок 3.10 – довжина каверни для різних видів кромки при 10% вмісті пари, на режимі 0,3Q.

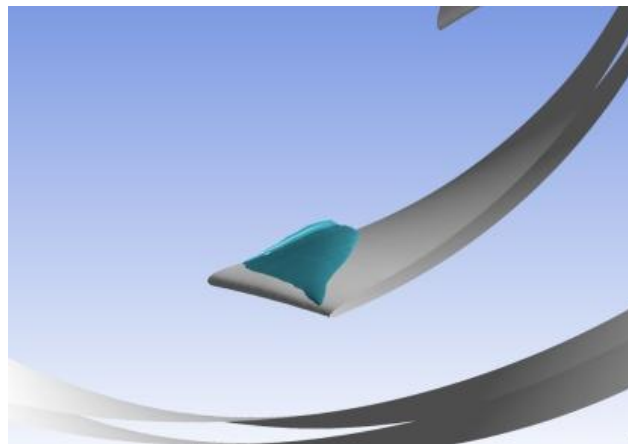
Таблиця 3.7 – Порівняння довжини каверни при 50% вмісті пари, на режимі 0,3Q.

NPSH(м)	NPSH експ	around	parabolic	half-parabolic
175	210	0	0	0
125	160	0	0	0
75	110	7.2mm	0	0
25	60	32.1mm	30.3mm	37.1mm
0	40	58mm	60.9mm	-
-25	25	-	-	91.3mm



а) кругла (довжина 7.2 мм)

б) параболічна (довжина 30.3 мм)

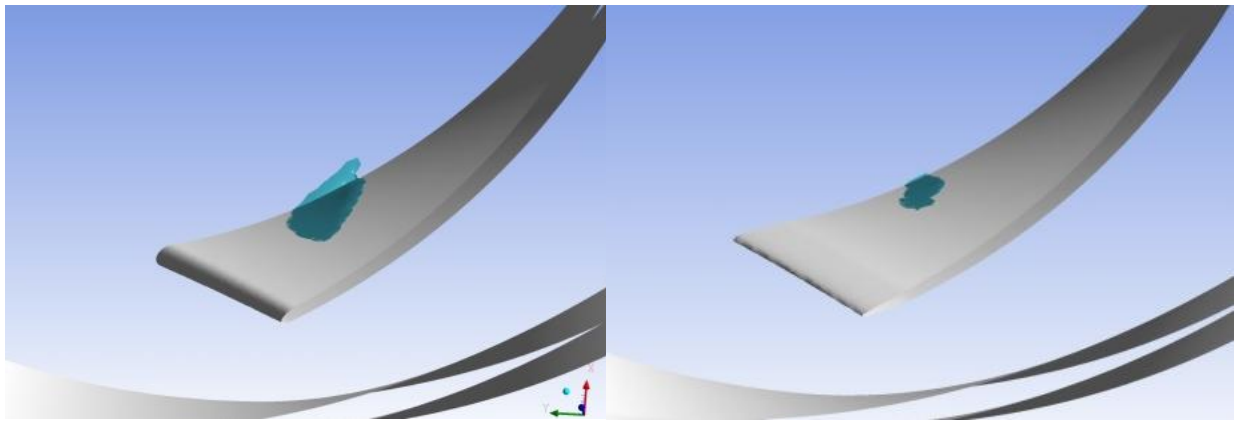


в) напівпараболічна (довжина 37.1 мм)

Рисунок 3.11 – довжина каверни для різних видів кромки при 50% вмісті пари, на режимі 0,3Q.

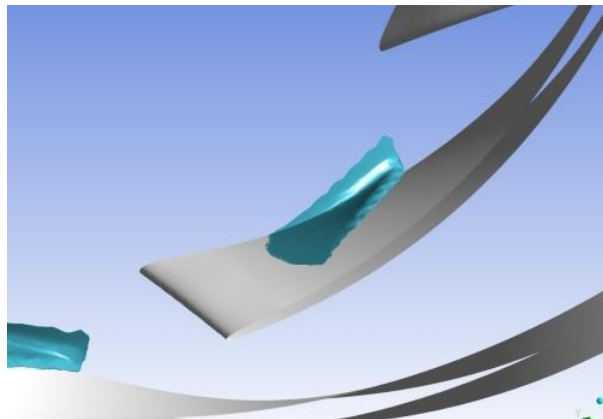
Таблиця 3.8 – Порівняння довжини каверни при 90% вмісті пари, на режимі 0,3Q.

NPSH(м)	NPSH експ	around	parabolic	half-parabolic
175	210	0	0	0
125	160	0	0	0
75	110	0	0	0
25	60	0	0	0
0	40	25.3mm	13.5mm	-
-25	25	-	-	50.6mm



а) кругла (довжина 25.3 мм)

б) параболічна (довжина 13.5 мм)

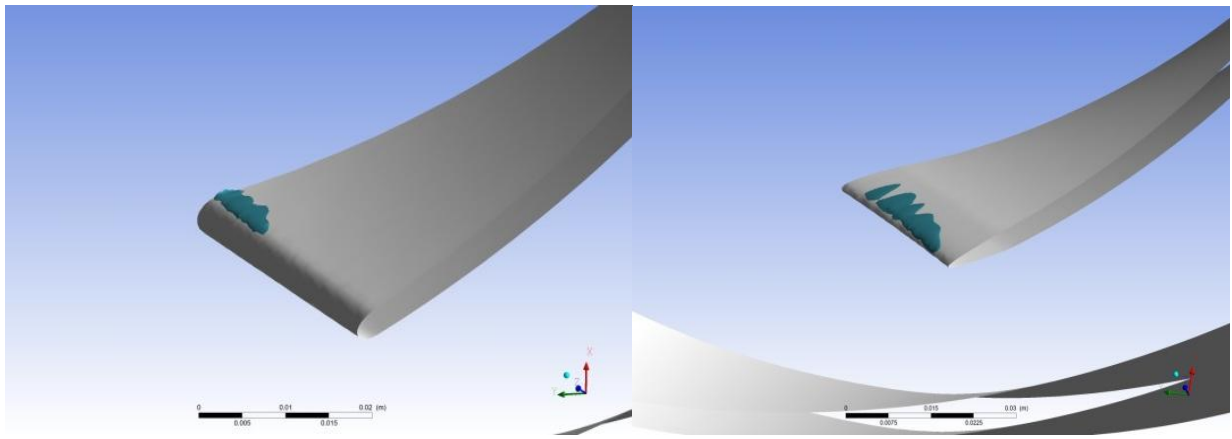


в) напівпараболічна (довжина 50.6 мм)

Рисунок 3.12 – довжина каверни для різних видів кромки при 90% вмісті пари, на режимі 0,3Q.

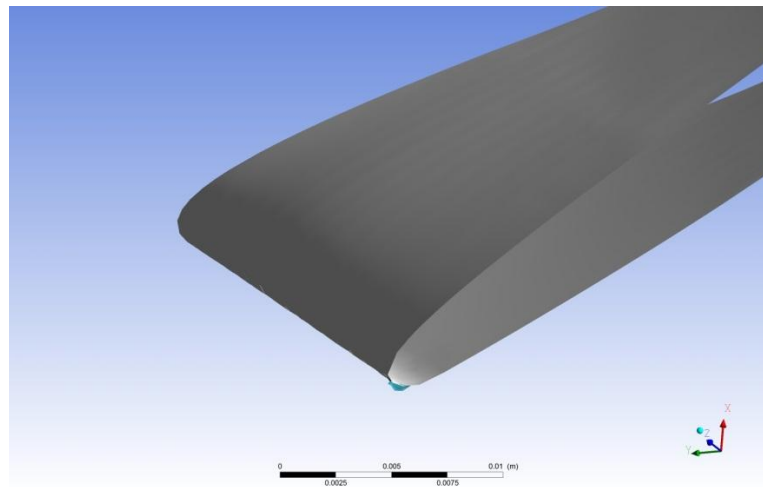
Таблиця 3.9 – Порівняння довжини каверни при 10% вмісті пари, на режимі 0,5Q.

NPSH(м)	NPSH експ	around	parabolic	half-parabolic
175	210	3.9mm	0	0
125	160	9mm	0	0
75	110	23.2mm	6.8mm	0.35mm
25	60	53.2mm	46.8mm	56.6mm
0	40	80.3mm	71.3mm	-
-10	36	-	-	82.5mm



а) кругла (довжина 3.9 мм)

б) параболічна (довжина 6.8 мм)

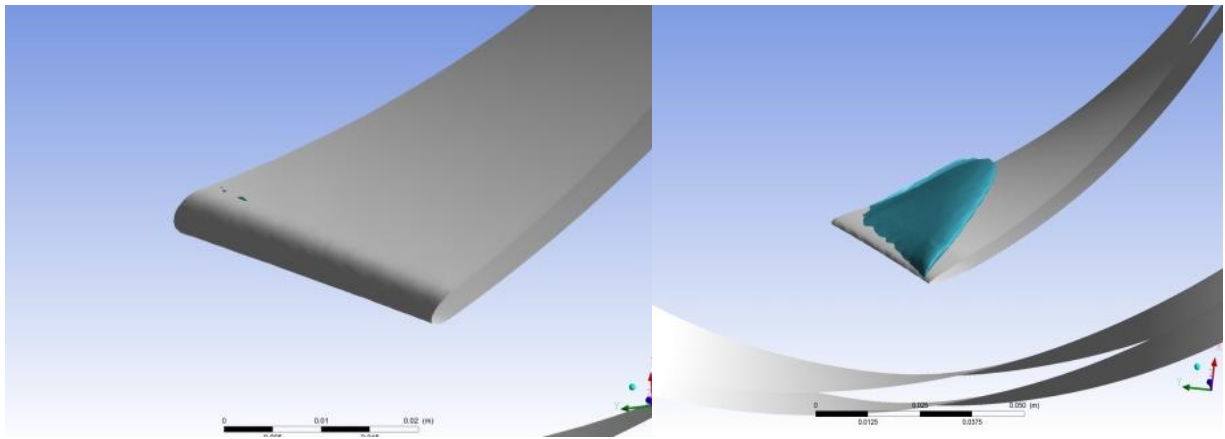


в) напівпараболічна (довжина 0.35 мм)

Рисунок 3.13 – довжина каверни для різних видів кромки при 10% вмісті пари, на режимі 0,5Q.

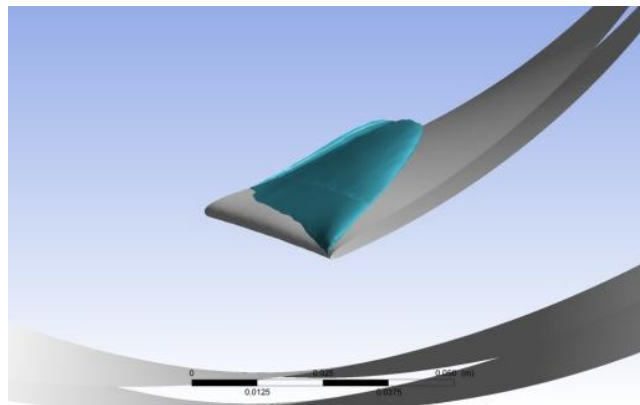
Таблиця 3.10 – Порівняння довжини каверни при 50% вмісті пари

NPSH(м)	NPSH _{експ}	around	parabolic	half-parabolic
175	210	0	0	0
125	160	0.4mm	0	0
75	110	12.8mm	0	0
25	60	40.9mm	38.4mm	40.5mm
0	40	65.5mm	63.4mm	-
-10	36	-	-	75.9mm



а) кругла (довжина 0.4 мм)

б) параболічна (довжина 38.4 мм)

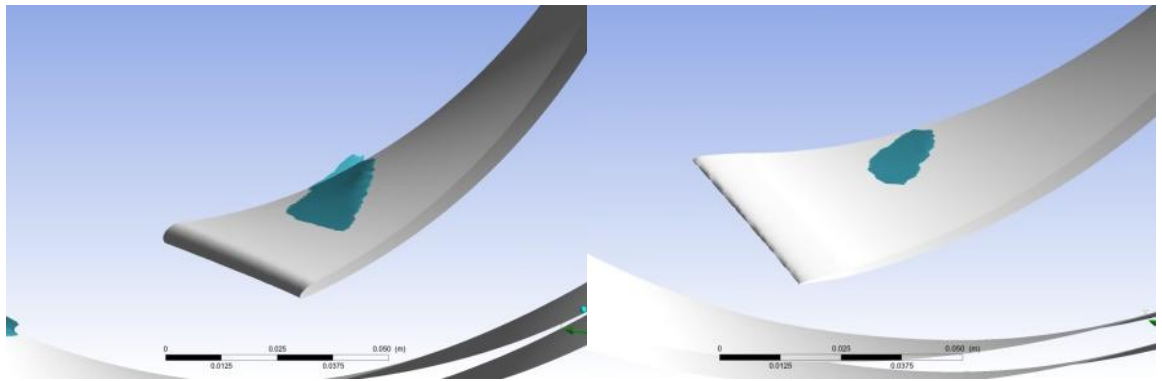


в) напівпараболічна (довжина 40.5 мм)

Рисунок 3.14 – довжина каверни для різних видів кромки при 50% вмісті пари, на режимі 0,5Q.

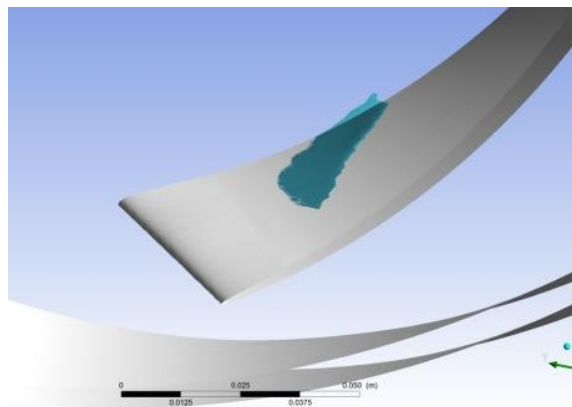
Таблиця 3.11 – Порівняння довжини каверни при 90% вмісті пари

NPSH(м)	NPSH експ	around	parabolic	half-parabolic
175	210	0	0	0
125	160	0	0	0
75	110	0	0	0
25	60	0	0	0
0	40	33.2mm	23.4mm	-
-10	36	-	-	34.8mm



а) кругла (довжина 33.2 мм)

б) параболічна (довжина 23.4 мм)



в) напівпараболічна (довжина 34.8 мм)

Рисунок 3.15 – довжина каверни для різних видів кромки при 90% вмісті пари, на режимі $0,5Q$.

Виконавши числовий дослід, можна зробити висновки, що при 10 % вмісту пара де довжина каверни не більше 5 мм для круглої вхідної кромки $NPSH_I = 160$ м, для параболічної $NPSH_I = 110$ м, для напівпараболічної $NPSH_I = 110$ м. При вмісті пара до 50 % де довжина каверни не більше 5 мм для круглої вхідної кромки $NPSH_I = 110$ м, для параболічної $NPSH_I = 110$ м, для напівпараболічної $NPSH_I = 160$ м. При вмісті пара до 90 % де довжина каверни не більше 5 мм для круглої вхідної кромки $NPSH_I = 60$ м, для параболічної $NPSH_I = 60$ м, для напівпараболічної $NPSH_I = 60$ м

В ході дипломного проекту, виявлено, що величина каверни не залежить від $NPSH_3$, але залежить від $NPSH_I$. Найбільш доцільною з точки зору зменшення вірогідності кавітаційного руйнування є параболічна вхідна кромка.

4 РОЗДІЛ 3 ОХОРОНИ ПРАЦІ

4.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів досліджуваного об'єкту

Магістерська дипломна робота виконувалася у виробничому відділі з використанням комп'ютерної техніки. Приміщення відділу знаходиться на першому поверсі адміністративної будівлі. Загальна площа приміщення відділу складає 72 м^2 , висота – 3 м, приміщення має 2 вікна. Кількість працюючих в приміщенні 8 чоловік. Отже, на одного працюючого в приміщенні припадає: $72 / 8 = 9 \text{ (м}^2\text{/чол.)}$ робочої площі, та $216 / 8 = 27 \text{ м}^3\text{/чол.}$ об'єму приміщення. Згідно із СНиП 2.09.04 – 87 "Административные и бытовые здания"[10] на кожного працюючого в приміщеннях повинно припадати не менше $4,5 \text{ м}^2\text{/чол.}$ (якщо використовується комп'ютерна техніка - $6 \text{ м}^2\text{/чол.}$) робочої площі, та $15 \text{ м}^3\text{/чол.}$ (якщо використовується комп'ютерна техніка – $20 \text{ м}^3\text{/чол.}$) об'єму приміщення. Отже, нормативи розмірів та забезпечення працюючих робочою площею та об'ємом приміщення дотримано. Також вони відповідають й вимогам ДСанПІН 3.3.2.007–98 "Державні санітарні правила та норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно–обчислювальних машин", п.2 "Вимоги до виробничих приміщень для експлуатації ВДТ ЕОМ та ПЕОМ"[11].

Організація робочих місць проводиться згідно ГОСТ12.2.032–78 "Система стандартів безпеки труда. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования"[12].

Відділ обладнаний персональними комп'ютерами з відео терміналом LG 24MP580-P, що має екрани з видимою областю $531 \times 289 \text{ мм}$, таким чином розмір екрана по діагоналі становить 610 мм. Видимою поверхнею описуваного відео терміналу є площинний екран, який поглинає зовнішні світлові потоки, чим зменшує кількість відблисків, що являється

найкращим з ергономічної точки зору. З метою зменшення миготіння на площині екрана з підвищеною яскравістю, частота кадрової розгортки складає 85, в залежності від режиму роботи і не є меншою ніж встановлені нормами 70–75 Гц.

Висота розташування екрана відповідає направленості зору оператора в секторі $50\text{--}35^\circ$ і складає близько 40° по відношенню до горизонталі. Верхній край екрана розміщено нижче рівня очей, тому зчитування інформації з екрана ПК не може викликати стан дискомфорту.

Робочий стіл має стабільну (обладнану додатковими елементами жорсткості) конструкцію: площа стола складає $950 \times 600 \text{ мм}^2$, висота від горизонтальної лінії зору до робочої поверхні стола складає $400\text{--}450 \text{ мм}$. Покриття поверхні стола є матовим з коефіцієнтом підбиття 30%, легко чиститься, кути і передня панель дошки стола заокруглені. Сидіння комфортне, має заокруглені краї, нахилиється по відношенню до горизонталі вперед на 20° і назад на 140° , розмір його – $350 \times 350 \text{ мм}$. Висота спинки крісла складає $400\text{--}450 \text{ мм}$ від поверхні сидіння.

Ширина робочої поверхні робочого стола – 950 мм ; глибина робочої поверхні робочого стола – 520 мм ; простір для ніг: заввишки – 650 мм ; завширшки – 700 мм ; завглибшки – 450 мм .

Конструкція робочого місця користувача ВДТ забезпечує підтримання оптимальної робочої пози з такими ергономічними характеристиками: ступні ніг – на підлозі; стегна – в горизонтальній площині; передпліччя – вертикально; лікті – під кутом $70\text{--}90^\circ$ до вертикальної площини.

4.1.1 Характеристика шкідливих факторів

Мікроклімат

Таблиця 4.1 - Норми мікроклімату для приміщень з ВТД ЕОМ та ПЕМ

Період року	Параметр	Метеорологічні умови	Допустимі значення
Теплий	Температура повітря	22 - 25 °С	24 - 28 °С
	Відносна вологість повітря	50 - 60 %	70%
	Швидкість руху повітря	0,25 - 0,30 м/с	0,2 - 0,4 м/с
Холодний	Температура повітря	18-20 °С	17-23 °С
	Відносна вологість Повітря	40 - 50%	65%
	Швидкість руху повітря	0,10 -0,20 м/с	≥ 0,3 м/с

Для забезпечення дотримання постійності параметрів мікроклімату приміщення відділу обладнано системою опалення та кондиціонування відповідно до СНіП 2.04.05-91 "Отопление, вентиляция и кондиционирование"[13].

Освітленість робочої зони

Освітлення робочого місця - один з найважливіших факторів забезпечення нормальних умов праці. Приміщення відділу має природне та штучне освітлення. Робота відноситься до IV розряду зорової роботи (середній розмір об'єкту 0,5-1,0 мм) відповідно з ДБН В.2.5.-28-2006 "Естественное и искусственное освещение"[14] і вимагає освітленості 300 – 400 лк.

Шум

Рівень звукового тиску, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях відповідають вимогам ГОСТ 12.1.003 “ССБТ. Шум. Общие требования безопасности”[15], ДСанПІН 3.3.2-007-98[11] та ДСН 3.3.6-037-99[16], у даному приміщенні менший за 75дБ, а на робочих місцях 50дБ. Допустимі рівні ультразвуку по ДСН 3.3.5.037-99[17] в місцях контакту частин тіла оператора з робочими органами обладнання і не перевищують 100дБ, що відповідає нормі.

Сумарне значення потужності шуму, що спричинене роботою комп'ютерного обладнання, становить близько 25дБ при максимально допустимих значеннях 50дБ.

Електромагнітні випромінювання

Виробниче приміщення, обладнане персональними комп'ютерами з відеотерміналом LG 24MP580-P, є джерелом електромагнітних випромінювань: м'якого рентгенівського, ультрафіолетового, видимого, інфрачервоного, радіочастотного діапазону, електростатичних полів. Енергія рентгенівського та частини інших випромінювань повністю поглинається склом екрану. Навколо працюючого монітору виникають електромагнітні поля низької частоти (від 5 Гц до 400 кГц).

Корпус системного блоку заземлений, що дозволяє значно зменшити випромінювання, які він створює.

Вміст озону, оксидів азоту та пилу в повітрі робочої зони не перевищує норм у $0,1 \text{ мг/м}^3$, 5 мг/м^3 та 4 мг/м^3 відповідно.

Гранично допустима напруженість електростатичного поля на робочих місцях не перевищує рівнів, наведених в ТСО'99, ГОСТ 12.1.045 “ССБТ. Електростатичні поля. Допустимі рівні на робочих місцях та вимоги до проведення контролю”[18], ДНАОП 0.00-131-99[19] та ДСанПІН 3.3.2-007-98[11].

Режим праці та відпочинку тих, хто працює з ЕОМ, визначається в залежності від виконуваної ними роботи відповідно до ДСанПіН 3.3.2-007-98[11].

У приміщенні відділу, забезпечується виконання заходів для запобігання накопичення статичної електрики - підтримується відносна вологість повітря на рівні 50-60% за допомогою побутового електрозволожувача "ІОН".

4.1.2 Характеристика небезпечних факторів

Ураження електричним струмом

ПК та електрообладнання в лабораторії живляться від мережі змінного струму ~ 220 В (однофазна мережа частотою 50 Гц). Тому запроєктуємо ряд заходів по забезпеченню безпеки при роботі з ними. Згідно "Правил встановлення електрообладнання" до робочого місця підведені кабелі. Приміщення відноситься до таких, в яких безпека ураження електричним струмом відноситься до I класу згідно ГОСТ 12.2.007-86[8] та ГОСТ 25861-83[20].

Електробезпека роботи з приладами забезпечується наступними заходами. Для захисту приладів від перенавантажень та коротких замикань використовують запобіжник. Лінія електромережі для живлення персональних комп'ютерів та обладнання виконується як окрема групова трипровідна мережа, шляхом прокладання фазового, нульового робочого та нульового захисного провідників. Нульовий захисний провідник використовується для заземлення. ПЕОМ та периферійні пристрої підключаються до електромережі з допомогою штепсельних з'єднань і електророзеток. Штепсельні з'єднання та електророзетки крім контактів фазового та нульового робочого провідників мають спеціальні контакти для підключення нульового захисного провідника.

Протипожежні заходи

У приміщенні проводяться роботи з негорючими матеріалами в холодному стані, тому згідно ОНТП 24-86 “Категорії приміщень за вибухопожежною та пожежною небезпекою”[21] виробниче приміщення відноситься до категорії В. Ступінь вогнестійкості будівель за ДБН В.1.1.7-2002 “Пожежна безпека об’єктів будівництва”[22].

Для попередження пожежі та усунення причин її виникнення на виробничому підприємстві наступні заходи:

- у приміщенні, де експлуатується ПЕОМ виконуються профілактичні заходи згідно з ГОСТ 12.1.004-85 “Пожежна безпека. Загальні вимоги”[23], здійснюються протипожежні заходи, які визначені Правилами пожежної безпеки в Україні, ДНАОП 0.00-31.99[24] та іншими нормативними документами; обмежується використання в приміщенні легкогорючих та горючих матеріалів;
- для гасіння малих осередків пожежі згідно ДСТУ 3675-98, “Вогнегасники”[25] розміщений один вогнегасник типу ВВХ-2 (розрахований на 40-50 м² приміщення); створена єдина система сигналізації і пожежного забезпечення, згідно з якою в приміщенні встановлені один оповіщувач типу СН-1 згідно ДБН В.2.5-13-98 „Пожежна автоматика будинків і споруд”[26], розміщені датчики;
- у випадку виникнення пожежі для виклику пожежної команди існує телефонний зв'язок;
- у приміщенні заборонено курити;
- розроблено інструкцію розподілення обов'язків працівників на випадок пожежі;
- гасіння пожежі електричного характеру проводиться тільки після повного вимкнення електроживлення;
- у випадку виникнення пожежі забезпечена можливість евакуації людей та матеріальних цінностей, що знаходяться на ділянці. Для

цього складено план евакуації, який вивішується на стіні; з метою забезпечення пожежної безпеки будівля виконана з залізобетонної конструкції, межа вогнестійкості якої: 0,75-1,5 год.

4.2 Небезпека в надзвичайних ситуаціях

Для розробки заходів підвищення і забезпечення стійкості роботи підприємства, де було проходження переддипломної практики, АТ «Сумський завод «Насосенергомаш» у надзвичайних ситуаціях необхідно оцінити стійкість об'єкту проти впливу вражаючих факторів. Вихідними даними для проведення розрахунків стійкості об'єкта до ураження є: максимальні значення параметрів можливих вражаючих факторів і характеристики елементів об'єкта. Параметри вражаючих факторів можна одержати у штабі ЦО або визначити розрахунковим способом.

АТ «Сумський завод «Насосенергомаш» відноситься до будівлі п'ятого ступеня вогнестійкості, що побудовані з легкозгоряючих матеріалів. Для зменшення межі поширення вогню у приміщенні при проектуванні та побудові даного підприємства передбачили поділ будівлі протипожежними стінами, перегородками, перекриттями на відсіки, секції та влаштування протипожежних перешкод для обмеження поширення вогню по поверхнях конструкцій, розлитій рідині та інших горючих матеріалах. Протипожежні стіни інституту опираються на власні фундаменти, зведені на всю висоту будівлі і розділяють будівлю по всій висоті та ширині. Отвори у протипожежних стінах, перегородках обладнані захисними пристроями (вогнестійкі двері, засуви), що буде перешкодою для поширення вогню та диму.

Продукти горіння та дим при пожежі становлять велику небезпеку. Для їх видалення передбачені димові люки та шахти, які забезпечують спрямоване видалення цих речовин, не допускають задимлення суміжних

приміщень і зменшують концентрацію диму в нижній зоні приміщення. Відкриття димових люків створює більш надійні умови для евакуації людей з приміщення, яке горить, полегшує роботу пожежних підрозділів з гасіння пожежі. Для видалення диму з підвального приміщення у разі пожежі нормою передбачені вікна, розміром 0,9x1,2 м на кожні 1000 м² площі підвального приміщення.

Пожежна безпека інституту ґрунтується також на дотриманні відповідної протипожежної відстані між будівлями та спорудами (протипожежні розриви). Ці відстані залежать від ступеня вогнестійкості будівель і споруд, а також від їх категорії за вибухопожежною небезпекою (СНиП П-89-80; ДНБ Б.2.4-3-95). Протипожежні відстані між будівлями і спорудами мають виключати загоряння сусідніх будівель і споруд протягом часу, який необхідний для приведення в дію засобів пожежогасіння. Ці відстані нормуються для будівель і споруд 1-5-го рівнів вогнестійкості, вибухонебезпечних (А, Б) та пожежонебезпечних (В) категорій виробництв і не нормуються для виробництва категорій Г і Д.

Відстань між будівлями і спорудами 1-2-го рівнів вогнестійкості, в яких розташоване виробництво категорій А, Б, В, становить 9 м, при наявності стаціонарних автоматичних систем пожежогасіння — 6 м; між будівлями і спорудами 3-го рівня вогнестійкості — 12 м; між будівлями і спорудами 4-5-го рівнів вогнестійкості — 18 м.

Залежно від ступеня вогнестійкості житлових і громадських будівель віддаль від них має становити: для складу кам'яного вугілля — 6-15 м; дров і лісоматеріалів — 12-30 м; легкозаймистих рідин — 18-36 м; горючих рідин — 18-36 м; відкритих майданчиків для зберігання сільськогосподарської техніки — 15-20 м.

До усіх будівель і споруд по всій їх довжині влаштовані під'їзди для пожежних автомобілів з двох боків - ширина будинку понад 18 м.

4.3 Розрахунок захисного кожуха муфти

Якщо привід не входить в конструкцію насоса, насоси, як правило, слід з'єднувати з приводом пружною муфтою. Муфта підбирається з умови передачі максимального крутного моменту від застосовуваного приводу.

Гранична частота обертання муфти повинна задовольняти всім можливим робочим частотам обертання приводу насоса. Ущільнювач муфти повинен дозволяти розбирання (демонтаж) ротора насоса або заміну вузла ущільнення, включаючи втулки, без переміщення приводу. Довжина ущільнення муфти залежить від необхідної відстані між кінцями валів для демонтажу насоса. Відстань між кінцями валів повинно відповідати встановленому в технічній документації на конкретний тип насоса. Повинен бути забезпечений обов'язковий осьовий зазор муфт для горизонтальних насосів з приводами, що не допускають осьового навантаження на підшипники.

Напівмуфти повинні бути надійно зафіксовані від провороту і осьового переміщення щодо валів. Кінці валу повинні містити різьбове центровий отвір, або слід передбачити інші засоби, що забезпечують належне з'єднання з муфтою.

Якщо компоненти муфти збалансовані спільно, збірка компонентів виконується відповідно до нанесеної на компоненти чіткої, довго зберігається маркуванням. Муфти та ущільнення повинні мати однакову з робочим колесом насоса точність балансування.

Експлуатаційні радіальна, осьова і кутова неспіввісності не повинні перевищувати межі, встановлені виробником муфти. Муфти необхідно вибирати з урахуванням умов експлуатації (таких як температура, змінюється крутний момент, кількість включень і т.п.) і жорсткості насоса і опорної плити.

Для муфт необхідно передбачити відповідні захисні пристрої. Захисні пристрої розробляються відповідно до правил безпеки. При поставці насоса

без приводу виробник насоса і споживач повинні узгодити такі основні параметри:

- a) система приводу: тип, потужність, розміри, маса, спосіб монтажу;
- b) муфта: тип, виробник, розміри, механічна обробка (розточування і шпонкові паз), захисний пристрій;
- c) діапазон частот обертання і вхідна потужність.

5 РОЗДІЛ З ЕКОНОМІКИ

5.1 Система технічного обслуговування та ремонту обладнання

Типовою системою технічного обслуговування та ремонту обладнання називається сукупність взаємозв'язаних положень та норм, що визначають організацію і виконання робіт з технічного обслуговування та ремонту обладнання з метою збереження протягом обумовленого часу при заданих умовах експлуатації, продуктивності, точності та інших показників, гарантованих супроводжувальною технічною документацією заводів – виробників.

Комплекс робіт, що регламентується “Типовою системою”, поділяють на два види.

1 Технічне обслуговування (ТО), до якого відносять роботи щодо підтримання працездатності обладнання при його збереженні, транспортуванні, підготовці до експлуатації та безпосередньо експлуатації.

2 Ремонт, до якого відносять роботи щодо підтримання і відновлення працездатності обладнання.

Основна відмінність ТО від планового ремонту полягає в тому, що при ремонті необхідна вимушена заміна деталей, а при ТО заміна відбувається у міру необхідності залежно від технічного стану машин.

Плановість системи ТО і ремонту машин зумовлена тим, що машину, як правило, ставлять на ТО і ремонтують у плановому, тобто регламентованому порядку.

Запобіжність системи полягає в тому, що всі операції з ТО та ремонту виконують попередньо до появи відмови (несправності).

Для проведення технічного обслуговування “Типовою системою” визначають:

- 1 Склад обов’язкових (регламентованих) операцій обслуговування.
- 2 Періодичність їх виконання.
- 3 Розподіл обов’язків між виконавцями.
- 4 Трудомісткість і вартість кожної операції.
- 5 Організацію виконання обслуговування та контроль за його якістю.
- 6 Форми оплати праці робітників.
- 7 Організацію планування, облік виконання та аналіз результатів ТО.

Типова система передбачає організацію та аналіз доцільності використання обладнання, його модернізації або списання.

Технічне обслуговування виконується з метою забезпечення працездатності обладнання. ТО машин проводить служба головного механіка підприємства.

До складу технічного обслуговування відносять такі види робіт:

1 Плановий огляд - здійснюється з метою перевірки всіх вузлів обладнання та накопичення інформації про зношення деталей, необхідної для підготовки наступних ремонтів. Виконується цей огляд без розбирання вузлів, візуально або за допомогою засобів технічної діагностики. При огляді може виконуватися усування малих несправностей (підтягування, регулювання, заварювання тріщин, зачищення забоїв та ін.).

2 Щозмінний та періодичний огляди - здійснюються з метою фіксування зміни стану окремих вузлів і деталей машини. Нагляд за виконанням правил технічної експлуатації проводиться кожну робочу зміну або через відповідну кількість годин наробітку в обсязі, передбаченому картою планового ТО, без зупинки обладнання. За результатами огляду може виконуватися усунення несправностей.

3 Щозмінна підтримка чистоти обладнання - виконується з метою попередження зношення відкритих поверхонь машин і захисту робітника (оператора) від травмування.

4 Змащування – здійснюється для запобігання передчасному зносу поверхонь тертя. Заміна мастила виконується згідно з картою змащування через відповідну кількість годин.

5 Промивання механізмів та мастильних систем із заміною мастильного матеріалу - виконується через встановлену картою кількість годин.

6 Періодичне очищення від пилу - операція технічного обслуговування електричних та електронних частин обладнання з метою запобігання їх відмовам.

7 Регулювання механізмів, пристроїв, заміна швидкоспрацьованих деталей, перевірка кріплення деталей - проводиться з метою збереження і відновлення попередньої продуктивності машин.

8 Перевірка геометричної та технічної точності – використовується для запобігання браку виробів і аварій обладнання.

9 Профілактичне випробування електрообладнання і електронних пристроїв.

10 Консервація бездіяльного обладнання з метою запобігання корозії.

Більш детальний перелік робіт щодо кожного виду технічного обслуговування наведено в “Єдиній системі ТО і ремонту”. Це загальний документ, який повинен бути на кожному виробництві. Крім цього, технічне обслуговування кожної конкретної машини наведене в паспорті (інструкції) до машини.

Технічна діагностика визначає технічний стан машини за прямими і непрямими (побічними) діагностичними параметрами або ознаками і проводиться без її розбирання. Діагностика (від грецького) - властивість

розпізнавати. Основна мета діагностики полягає у підвищенні ефективності використання машин, збільшенні їх надійності та ресурсу роботи шляхом виявлення дефектів і несправностей або причин їх виникнення. Це дозволяє запобігати і усувати відмови до аварії машин. Діагностику широко застосовують в авіаційній і ракетній техніці, автомобілебудуванні, а також у транспортних машинах, сільськогосподарській техніці. Останнім часом вона впроваджується і в машинобудуванні.

Технічна діагностика дозволяє зменшити простоювання техніки з причин несправностей у 1,5-2 рази, а затрати на ремонт - у 1,3-1,5 рази.

Технічна діагностика застосовується під час експлуатації машин, експериментального відпрацювання їх конструкції і вихідного контролю при серійному виробництві.

Основне завдання технічного діагностування – це збереження високої надійності машин (їх безвідмовності і довговічності).

У загальних виробничих системах машина під час роботи перебуває під наглядом оператора. Він визначає несправність машини і виключає її з виробничого циклу. В автоматизованій системі контроль за роботою машини покладають на автоматизовану технічну систему, тобто технічну діагностику.

Діагностика зводиться до аналізу стану машини, вибору методів його перевірки, розроблення технічних засобів і видачі рекомендацій на проведення ТО і ремонту.

Кожна машина може бути в робочому (справному) або в неробочому (несправному) стані.

Завдання діагностики – визначити за комплексом ознак стан системи (справний чи несправний) і таким чином з'ясувати діагноз.

Стан системи (машини) можна описати моделлю

$$K = F(k_1, k_2, k_3, \dots, k_n), \quad (5.1)$$

де К – комплекс ознак; кі – окремі ознаки (температура, витоки, вібрація і т.п.).

За одержаним комплексом ознак визначають дійсний стан машини. Діагноз («Д1» - справний стан; «Д2» - несправний) кожної машини оцінюють визначеними для неї параметрами. Це різні фізичні величини, що характеризують її працездатність.

Методи діагностики поділяють на 2 групи: суб'єктивні та об'єктивні (інструментальні).

До суб'єктивних відносять прослуховування, огляд, перевірку на дотик (відчуття) і нюх.

За допомогою прослуховування виявляють місця несправностей за характером сторонніх стуків, шумів і перерв у роботі. За допомогою огляду встановлюють місця підтікання води, масла, биття обертальних елементів машин та ін. На дотик визначають місця і ступені ненормального нагріву, биття, вібрації та ін.

За допомогою нюху(за характером запаху) визначають відмову муфт зчеплення, порушення електропроводки, витікання бензину та ін.

Об'єктивні або інструментальні методи застосовують для вимірювання і контролю параметрів технічного стану за допомогою засобів технічної діагностики.

За характером вимірювання параметрів методи діагностики поділяють на прямі і непрямі.

Прямі характеризуються безпосереднім прямим вимірюванням параметрів технічного стану. До них відносять зазори в підшипниках, розміри деталей та ін.

Непрямі – це визначення технічного стану за непрямими параметрами. При цьому діагностичні прилади встановлюють зовні без розбирання механізмів машини. Непрямі методи базуються на вимірюванні фізичних величин (тиску, температури, витрат газу і мастил, рівня вібрації та ін.).

Технічне діагностування поділяють на декілька видів:

а) тестове – технічний стан оцінюють за спеціальними тестовими сигналами, які подають на вхід машини;

б) функціональне – технічний стан визначають за функціональними параметрами: тиском, витратами, к.к.д., витіканнями та ін.;

в) віброакустичне – технічний стан визначають за непрямими ознаками: за шумом, вібрацією, стуком та ін.

Засоби діагностування розглянемо на прикладі гідравлічних машин (насосів).

Технічний стан насоса визначається низкою діагностичних параметрів: тиском, подачею, частотою обертання, температурою, вібрацією, шумом та ін. Ці параметри є неелектричними. Для зручності вимірювання і опрацювання діагностичні параметри перетворюють в електричні сигнали за допомогою датчиків. Датчики – це технічні пристрої, що складаються з вимірювачів і перетворювачів вимірюваної величини у величину, яку зручно передавати по лініях зв'язку, підсилювати та реєструвати.

Розглянемо основні засоби вимірювання при діагностуванні.

1 Вимірювання тиску. Застосовують датчики, в яких деформація вимірювального елемента (мембрани, пружини, струни та ін.) спричинена зміною тиску, і перетворюється в електричний сигнал за допомогою різних перетворювачів. Це тензометричні та електричні датчики.

2 Вимірювання подачі та швидкості рідини. Найбільш простими є методи, що базуються на вимірюванні об'ємів або різниці тисків за допомогою спеціальних засобів. При об'ємному способі використовують турбінні датчики, а за різницею тисків вимірюють витрати на діафрагмах і соплах. Ці витратоміри мають малу швидкість і не застосовуються в технічній діагностиці.

Перспективним є використання термоанемометрів, чутливим елементом яких є металева нитка. Вона охолоджується рідиною, що протікає, а це спричиняє зміну електричного опору. За вихідні параметри

використовують температуру, силу струму або напругу. Крім витрат, цими приладами можна вимірювати температуру.

3 Вимірювання частоти обертання. Частоту обертання вимірюють за допомогою механічних, електричних, магнітоіндуктивних, фотоелектричних та інших тахометрів. Для виміру частоти в недоступних місцях іноді використовують стробоскопічні тахометри.

4 Вимірювання вібрації. Для її вимірювання застосовують віброперетворювачі, що перетворюють механічні коливання в електричні сигнали. Це індукційні та п'єзOMETричні перетворювачі.[34]

ВИСНОВКИ

1. Зроблений огляд літератури з методів дослідження і визначення впливу форми вхідної кромки на кавітаційні характеристики, з якого видно, що багато уваги приділялось дослідженню явища кавітації, які параметри і процеси впливають на кавітаційну характеристику.
2. Було з проєктовано різні форми вхідної кромки лопаті на базі одного робочого колеса двостороннього входу за допомогою програмного продукту SolidWorks.
3. Показано можливість визначення розвитку каверн, визначення довжини кавітаційних каверн, визначення параметрів для побудови кавітаційних характеристик шляхом застосування чисельного експерименту у відцентровому насосі двостороннього входу при різних формах вхідної кромки.
4. Чисельне дослідження дозволяє більш простим і швидким способом визначити довжину каверни, побудову кавітаційних характеристик, показати картини розвитку кавітаційних каверн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. «Машиностроение». М. 1966 Л.- 364с.
2. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение. М.-1960.- 463с.
3. Кнэпп Р., Дэйли Дж. Кавитация. — М.: Мир, 1974.
4. www.energy-saving-technology.com.
5. Панайотти С.С. Расчет всасывающей способности осевых предвключенных колес: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию / Панайотти С.С., Савельев А.И. Под общ. ред. В.И. Мелашенко. — М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1989.
6. Михайлов А.К., Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления/ Михайлов А.К., Малюшенко В.В. — М.: Машиностроение, 1971.
7. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах— М.: Машиностроение, 1963.
8. Gülich J. F. Centrifugal Pumps. Springer – Verlag Berlin Heidelberg 2008, 2010 -964p. Secondedition.
9. J. F. Gulich “Selection criteria for suction impellers of centrifugal pumps”, Journal «World Pumps», Volume 2001, Issue 412, January 2001, Pages 28-34.
10. Ravi Balasubramanian, Eugene Sabini, Simon Bradshaw /Proceedings of the Twenty-Seventh International Pump Users Symposium «Influence of impeller leading edge profiles on cavitation and suction performance», September 12-15, 2011, Houston, Texas.
11. Френк С Виссер, Джек Дж. М. Бекс, Джен Гииртс, Майкл Кугал, Д. Мигель Медина Торрес,
12. «PUMP IMPELLER LIFETIME IMPROVEMENT THROUGH OF VISUAL STUDBOF LEADING-EDGE CAVITATION».

13. Ф.С Виссер и др. «Повышение срока эксплуатации рабочего колеса путём визуального наблюдения кавитации на входной кромке рабочего колеса.» Перевод анотации, ВНИИАЭН, 2017.
14. Р. Баласубраманиан и др. «Влияние профиля кромки рабочего колеса на кавитацию и способность всасывания». Перевод ВНИИАЭН, 2016.
15. Варга И.И. Новые проблемы кавитации в центробежных насосах. — доклад на симпозиуме “Насосы для индустрии” г. Лейпциг, 1967.
16. Административные и бытовые здания. Строительные нормы и правила: СНиП 2.09.04 – 87.
17. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ЕОМ: ДСанПіН 3.3.2.00798.
18. Система стандартов безопасности труда. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования:ГОСТ12.2.032
19. Отопление, вентиляция и кондиционирование: СНиП 2.04.05-91.
20. Естественное и искусственное освещение: ДБН В.2.5.-28-2006.
21. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности: ГОСТ 12.1.003.
22. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку: ДСН 3.3.6-037-99.
23. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку: ДСН 3.3.5.037-99.
24. Электростатические поля. Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля: ГОСТ 12.1.045 ССБТ.
25. Положення про порядок побудови, викладу та оформлення державних нормативних актів про охорону праці: ДНАОП 0.00-31.99.
26. Машины вычислительные и системы обработки данных. Требования по электрической и механической безопасности и методы испытаний: ГОСТ 25861-83.
27. Категорії приміщень за вибухопожежною та пожежною небезпекою: ОНТП 24-86.

28. Пожежна безпека об'єктів будівництва: ДБН В.1.1.7-2002.
29. Пожежна безпека. Загальні вимоги: ГОСТ 12.1.004-85.
30. Вогнегасники: ДСТУ 3675-98.
31. Пожежна автоматика будинків і споруд: ДБН В.2.5-13-98.
32. Інженерне обладнання будинків і споруд. Пожежна автоматика будинків і споруд: ДБН В.2.5-13-98.
33. Menter F.R. Advanced Turbulence Modeling in CFX / F.R. Menter, T. Esch // CFX Update. –2001. –№. 20. – Р. 4 - 5.
34. Ящура Александр Игнатъевич. Система технического обслуживания и ремонта общепромышленного оборудования. Справочник. 2006 г.