

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО

(підпис)

_____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр

зі спеціальності 131 Прикладна механіка, освітньо-професійної програми «Комп'ютерна механіка», на тему: Розрахунковий аналіз двохфазної течії та динамічних коефіцієнтів в шпаринному ущільненні багатofазного насоса.

Здобувача групи КМ.м-21 ФІЛАТОВА Владислава Володимировича.

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

(підпис)

Владислав ФІЛАТОВ

Керівник: завідувач кафедри, к.т.н., доцент Андрій ЗАГОРУЛЬКО _____
(підпис)

Суми – 2023

АНОТАЦІЯ

Дипломна робота освітньо – кваліфікаційного рівня “ магістр “ : 53 с., 15 рис., 2 табл., джерел 37.

Об’єкт дослідження – шпаринні ущільнення багатофазного насосу.

Предмет дослідження – двофазна течія багатофазного насосу.

Мета роботи – аналіз впливу двофазної течії у роботі.

Метою досліджень є комп’ютерне моделювання за допомогою методів обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD) однорідну двофазну течій в ущільненнях за допомогою використання моделі багатофазної течії програми ANSYS CFX, і визначення статичних і динамічних сил реакцій у багатофазних ущільненнях. Для дослідження поставленої мети в роботі вирішувалися наступні задачі:

1. Виконати огляд моделей, які використовуються в програмі ANSYS CFX для моделювання багатофазних течій;
2. Побудова розрахункової схеми визначення витрат через шпаринне ущільнення за наявності однорідної двофазної течії з вмістом газу від 10 до 90%.
3. Виконати CFD аналіз течії в шпаринних ущільненнях з бульбашковою сумішшю при низькому тиску.

Поставлені задачі вирішувалися у рамках просторової моделі двофазної течії рідини в шпаринному ущільненні.

ДВОФАЗНА ТЕЧІЯ, ШПАРИННЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ВИТРАТИ РІДИНИ.

ЗМІСТ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА	1
ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	5
ВСТУП	7
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ	9
1.1 Основні відомості про двофазну течію	9
1.2 Багатофазні потоки та порівняння	10
1.3 Різноманітність режимів двофазних потоків в вертикальній трубі.....	13
1.4 Структура потоку і режими течії в горизонтальній трубі.....	14
1.5 Моделювання ізотермічної бульбашкової течії методом балансу чисельності (популяції)	18
1.6 Висновок	20
2. ТЕОРЕТИЧНА СКЛАДОВА РОЗРАХУНКУ ДВОФАЗНОЇ ТЕЧІЇ У ШПАРИННОГО УЩІЛНЕННЯ	22
2.1 Геометрія типового шпаринного ущільнення	22
2.2 Теоретичні і практичні дослідження стиснення вологого газу	27
2.3. Теоретичні та практичні дослідження потоку	30
2.4 Висновок	34
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОФАЗНОЇ ТЕЧІЇ	36
3.1 Моделювання однорідної двофазної течії	36
3.2 Висновок	44
ВИСНОВКИ	45
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	47

ПЕРЕЛІК ОСНОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Ω_c – частота переходу;

A_2 – площа двофазного потоку;

P_i – вхідний тиск;

Cr – зазор;

F_r – радіальна сила;

μ – в'язкість рідини;

Q_0 – витрата через відповідний концентричний кільцевий канал;

λ_0 – коефіцієнт опору тертя або коефіцієнт Дарсі;

K – пряма жорсткість;

k – поперечна жорсткість;

Re – безрозмірний критерій, званий коефіцієнтом Рейнольдса;

ρ – густина;

S – площа;

ω – швидкість обертання ротора;

Ω – кутовою швидкістю;

C – пряме демпфування;

c – поперечне демпфування;

r – радіус втулки;

M – пряма віртуальна маса;

m_q – поперечна віртуальна маса;

\dot{x} – відносна швидкість статора від ротора у напрямку X .

Скорочення

TOS – " зубцями на статорі "

$WGSR$ – реакція зміщення водяного газу;

LPT – відстеження частинок Лагранжа;

GVF – об'ємна частка газу;

LVF – об'ємна частка рідини;

SSV – Суб-синхронні вібрації;

LGMR – це відношення маси рідини до маси газу.

ВСТУП

Прогрес не стоїть на місці, а задля покращення характеристик насосів, компресорів і агрегатів, щорічно розробляються і застосовуються поліпшення. Завдяки дослідницьким роботам аспірантів, докторів наук, професорів та просто наукових діячів, щодня зростає потреба у перевірці самих робіт на практиці. У галузі промисловості, де потребуються перекачування великих об'ємів рідини чи газу не рідко зустрічаються випадки перекачування двофазної рідини. Тому від простих насосів сучасні технології вже дійшли до двофазних і навіть багатофазних насосів. Компресори працюють з газом, а насоси з рідиною, але при їх проектуванні інколи закладаються у їх цільове назначення роботу не тільки з рідиною чи газом, а з двофазним середовищем, будь то рідина з маслом, рідина з газом, рідина з часткою газу газ з часткою рідини. Найбільше потребують уваги до їх цільового назначення саме насоси, які добувають нафту чи газ з великих глибин.

Двофазний потік газу та рідини часто зустрічається в проектуванні та експлуатації теплообмінників, трубопроводів для транспортування нафти/газу, хімічних та біореакторів, а також обладнання для масообміну. У системах з примусовою циркуляцією перепад тиску визначає потребу в насосах, а в системах з природною циркуляцією перепад тиску визначає швидкість циркуляції й, отже, інші параметри системи. У сталому двофазному потоці всі три компоненти перепаду тиску (гравітаційний, тертійний та прискорювальний) залежать від порожнечі або якості, тому проектування енергетичних систем та їх безперешкодна робота сильно залежать від точних прогнозів як загального перепаду тиску, так і порожнечі. У електростанціях пар під тиском та вода рухаються як суміш через трубопроводи та ємності різних розмірів та орієнтацій. Необхідно передбачати порожнечу та перепад тиску в системах теплового транспорту ядерних реакторів для проектування, експлуатації та безпеки. Передбачувальні моделі та зв'язки, які були розроблені до цього часу, в основному ґрунтуються на експериментальних даних, отриманих у масштабних

експериментах за умов навколишнього середовища. Таким чином, все ще існує певна невизначеність у застосуванні цих моделей та зв'язків до двофазних потоків у великомасштабних системах при високих тисках та температурах. У першому розділі описуються основні критерії, за якими йдуть описи двофазних потокових режимів, карти потокових режимів та критерії переходу.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Основні відомості про двофазну течію

Двофазна течія - це рух двох нерозчинних фаз, таких як пар і вода. Двофазні потоки широко поширені в природі і техніці. Наприклад, вони використовуються в парогенераторах, конденсаторах, теплообмінниках і т.д.

Для характеристики двофазних потоків використовують два види параметрів:

Витратні параметри - це параметри, які визначаються умовами матеріального балансу без урахування особливостей відносного руху фаз.

Справжні параметри - це параметри, які визначаються з урахуванням відносного руху фаз.

До витратних параметрів відносяться: тиск в трубі, масова швидкість потоку, діаметр труби, температура недогріву, тепловий напір.

Справжні параметри додатково враховують: термодинамічно нерівноважні стани парової або рідкої фаз, відмінності їх середніх швидкостей.

Залежно від співвідношення між масою парової і рідкої фаз двофазні потоки можуть перебувати в різних режимах течії.

Найбільш поширені режими течії двофазних потоків:

- Бульбашковий режим- характеризується наявністю в потоці води окремих бульбашок пара невеликих розмірів.
- Снарядний режим- бульбашки пара об'єднуються і утворюють великі з'єднання, що переміщаються в центрі труби, у вигляді снаряда.
- Стрижневий режим- відбувається об'єднання снарядів і освіту загального парового ядра з зваженими в ньому краплями рідини.
- Емульсійний режим- по перетину труби рухається паровий потік, який несе в собі деяку кількість тонкодиспергованої вологи.

Режими течії двофазних потоків мають значний вплив на їх тепловіддачу. Наприклад, в бульбашковому режимі тепловіддача вище, ніж в інших режимах. Це пов'язано з тим, що бульбашки пара є ефективними теплоносіями.

Двофазні потоки широко застосовуються в різних галузях техніки. Наприклад, вони використовуються в:

- Парогенераторах для генерування пара
- Конденсаторах для охолодження пара
- Теплообмінниках для передачі тепла между двома середами

1.2 Багатофазні потоки та порівняння

Багатофазні потоки мають широке застосування в технологічних процесах, охолодженні, кондиціонуванні повітря, нафтопереробній та нафтогазовій промисловості, харчовій переробці, автомобільній галузі, енергетичній та металургійній промисловості, включаючи такі явища, як змішування, потоки з частинками, реактори з неперервним перемішуванням CSTR [газова дисперсія і суспензія плаваючих частинок у посудині з перемішуванням або перемішуванням], реакція зміщення водяного газу (WGSR), псевдозріджений шар, вприскування палива в двигуни, пухирчасті колони, змішувальні резервуари, відстеження частинок Лагранжа (LPT). Деякі загальні характеристики та категорії багатофазного потоку описані нижче, перш ніж перейти до фактичного застосування утиліт OpenFOAM.

У багатофазному потоці на поверхню розділу між фазами впливає рух рідини. Наприклад, вода, що протікає через ущільнений шар гірських порід, є однофазним потоком. Режими багатофазного потоку зазвичай групуються в п'ять категорій: потоки газ-рідина (які природно не змішуються) і (незмішувані) потоки рідина-рідина, потоки газ-тверде тіло, потоки рідина-тверде тіло, три або більше фазні потоки. Як видно, незмішуваність є важливим критерієм. У багатофазному потоці одна з фаз зазвичай є неперервною (фаза-носієм), а інша фаза (фази) розсіяна в ній.



Рисунок 1.1 – схема багатофазного потоку

Прикметник «лагранжевий» вказує на те, що він стосується явища відстеження рухомих точок («частинок рідини»), наприклад відстеження рухомого транспортного засобу на дорозі. З іншого боку, прикметник «ейлерів» використовується для опису кореляцій між двома фіксованими точками у фіксованій системі відліку, наприклад підрахунок типу транспортних засобів та їхніх швидкостей під час проїзду через фіксовану точку на дорозі.

Застосування багатофазних потоків - газорідинні потоки поділюють на багато категорій залежно від розподілу та форми газових пакетів. Три таких типи, а саме бульбашковий, снарядовий і кільцеподібний, описані в наступних параграфах. Іншою широкою класифікацією багатофазних потоків є «гомогенні» та «неоднорідні». Відмінності наведено в таблиці 1.1 [14].

Таблиця 1.1 – Порівняльна таблиця потоків

Однорідні багатофазні потоки	Неоднорідні багатофазні потоки
Усі фази рухаються з однаковою швидкістю, однакове поле потоку	Кожна фаза має своє поле потоку
Немає "ковзання" швидкості	Є "ковзання" швидкості
Немає міжфазної передачі маси та імпульсу Розглядається міжфазна передача маси та імпульсу	Розглянуто міжфазну передачу маси та імпульсу
Рівняння імпульсу суміші: передбачається, що передача імпульсу між фазами дуже велика	Рівняння руху для кожної фази: міжфазні сили**, що діють на кожну фазу, спричиняють перенос моменту
Рівняння неперервності суміші	Рівняння неперервності для кожної фази
Однорідне поле тиску*	Однорідне поле тиску
Однорідне поле турбулентності поле турбулентності	Однорідне або неоднорідне поле турбулентності

*Одне поле тиску для всіх фаз.

Однорідна модель також відома як модель «коефіцієнта тертя» або модель «туманного потоку», де двофазний потік розглядається як однофазний потік із середніми властивостями потоку. Неоднорідна модель – це не те саме, що модель розділеного потоку. В останньому дві фази «штучно» розділені на окремі потоки, по одному для рідкої та газової фаз. У своїй основній формі передбачається, що кожен потік тече із середньою швидкістю. Якщо середні швидкості двох фаз рівні, то модель розділеного потоку еквівалентна однорідній моделі.

** зазначені сили — це сила міжфазового опору, підйомна сила (перпендикулярна до напрямку відносного руху двох фаз), сила змащування стінки (спрямована на відштовхування диспергованої фази від стінки), сила віртуальної маси (пропорційна відносній фазі прискорення), сила дисперсії

міжфазної турбулентності та сила тиску твердих тіл (лише для щільних фаз твердих частинок) [14].

1.3 Різноманітність режимів двофазних потоків в вертикальній трубі

Різноманітність режимів двофазних потоків (іноді називають режимами двофазних потоків) була широко досліджена у прозорих вертикальних та горизонтальних трубах, головним чином шляхом візуальних спостережень, включаючи високошвидкісну фотографію. На основі цих спостережень кожному режиму потоку було присвоєно окрему назву, що відображала унікальні характеристики потоку. Щоб зменшити суб'єктивність ідентифікації режимів потоку візуальним спостереженням, також використовуються альтернативні і менш суб'єктивні методи визначення режимів, такі як вимірювання коливань об'ємної частки порожнин і аналіз їх частотних спектрів або функцій щільності ймовірностей (Джонс і Зубер 1975 [15]; Ногрехкар та ін. 1999 [16]) та амплітуди чи частоти коливань падіння тиску (Хаббард і Дуклер 1966 [17]; Вайсман та ін. 1979 [18]) та інших. Наприклад, функція щільності ймовірностей миттєвих даних про об'ємну частку порожнин для пазирчастого потоку показала б один пік при низькій об'ємній частці, зазвичай менше 30%, а для обідкового потоку - пік при об'ємній частці понад 80%. У снарядовому потоці, де газові снаряди мають високу об'ємну частку, а рідкі снаряди - низьку, які чергуються при проходженні повз точку вимірювання, миттєві дані про об'ємну частку покажуть періодичні зміни, що призведуть до того, що функція щільності ймовірностей покаже бімодальний розподіл з двома піками: один при високих ($\geq 80\%$) іншому при низьких ($\leq 30\%$) значеннях об'ємної частки порожнин (Ногрехкар та ін. 1999 [16]). Огляд режимів потоку як у адіабатичних двофазних потоках, так і у потоках кипіння та конденсації можна знайти у Ченга та ін. (2008) [19].

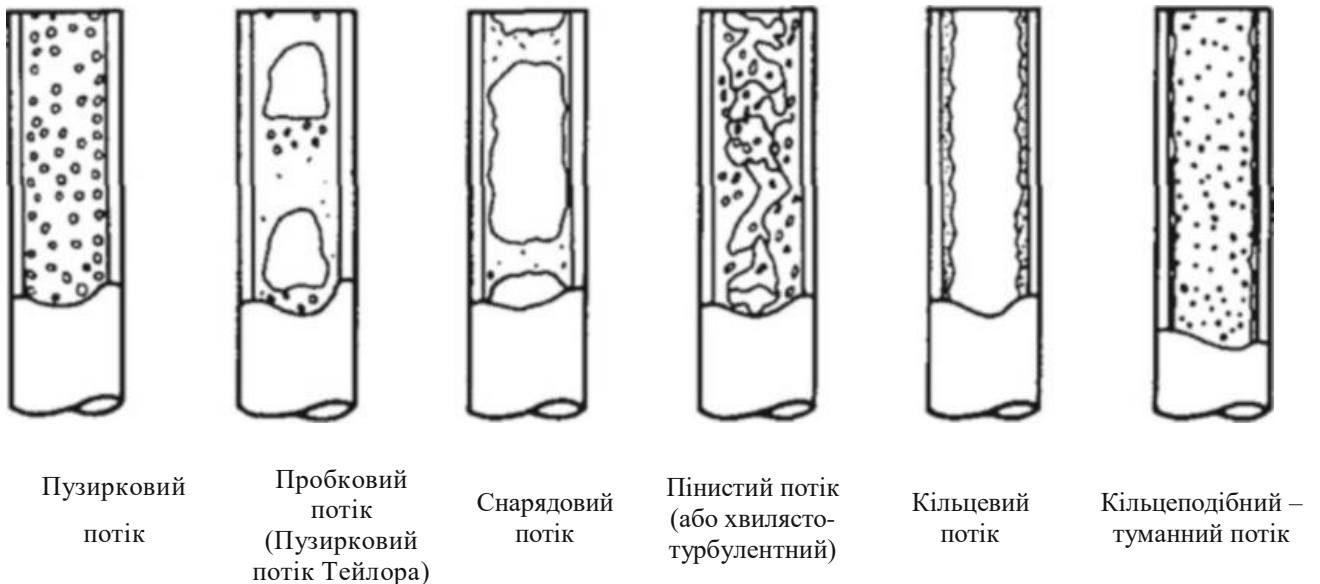


Рисунок 1.2 - Ескізи типових моделей двофазного потоку, що спостерігаються у вертикальній трубі (Відтворено з Rouhani and Sohal 1983 [20], з дозволу Elsevier)

Різноманітні зразки потоків у вертикальній трубі мають назви: бульбашковий (або бульбашковий) потік, снарядовий потік, потік перемішування і кільцевий потік, як показано на рис. 1.2. Якщо газові снаряди мають гладку кульову форму, їх називають Тейлорівськими бульбашками, а потік має назву пробковий потік, щоб відрізнити його від зразка потоку снарядів. Потік перемішування також можуть називати пінним або перемішувально-турбулентним потоком. Його характеризує високо нерегулярна геометрія газ-рідина інтерфейсу. Кільцевий потік характеризується гладкою або хвилястою рідкою плівкою, що тече по стінці каналу, та газом, що протікає через ядро. Якщо в газовому ядрі затримано багато крапель, то зразок потоку називається кільцевим потоком з туманом [21].

1.4 Структура потоку і режими течії в горизонтальній трубі

Структура двофазного потоку в горизонтальній трубі виявляється складнішою порівняно з потоком у вертикальній трубі через те, що сила тяжіння або виштовхуюча сила діє перпендикулярно до основного напрямку потоку. Це

призводить до того, що газова або рідка фази, головним чином, розміщуються у верхній або нижній частині труби, іноді відбувається навіть просте розділення горизонтального потоку на деяких режимах руху. На рисунку 1.3 показано візуалізацію цього потоку в горизонтальній трубі. Як показано на рисунку 1.3 а, бульбашковий потік у горизонтальній трубі схожий на потік у вертикальній трубі, але бульбашки мають схильність рухатися до верхньої половини труби через виштовхуючу силу (плавучість). Цей режим зазвичай спостерігається при високій швидкості руху рідини, де її значна турбулентність запобігає злиттю бульбашок у непрямі близькості до верхньої стінки труби. При збільшенні об'єму газу та зниженні швидкості рідини окремі бульбашки поруч із верхньою стінкою труби формують великі вигнуті бульбашки газу. Цей тип потоку називається поршнеvim потоком (рис. 1.3 б).

Повне розділення двох фаз відбувається, коли рідка та газова фази переміщуються з невеликою швидкістю. Стійка горизонтальна роздільна поверхня, як правило, спостерігається в так званій слоїстій структурі потоку, зображеній на рисунку 1.3 в. Збільшення швидкості газу у цьому типі потоку призводить до утворення частково слоїстої фази рідини у газовій фазі через міжфазові зусилля, спричинені великою різницею у швидкості. Це призводить до утворення хвиль на поверхні розділу фаз, але гребені хвиль не дотикаються верхньої частини труби, як зображено на рисунку 1.3 г. Цей тип потоку відомий як хвильовий потік.

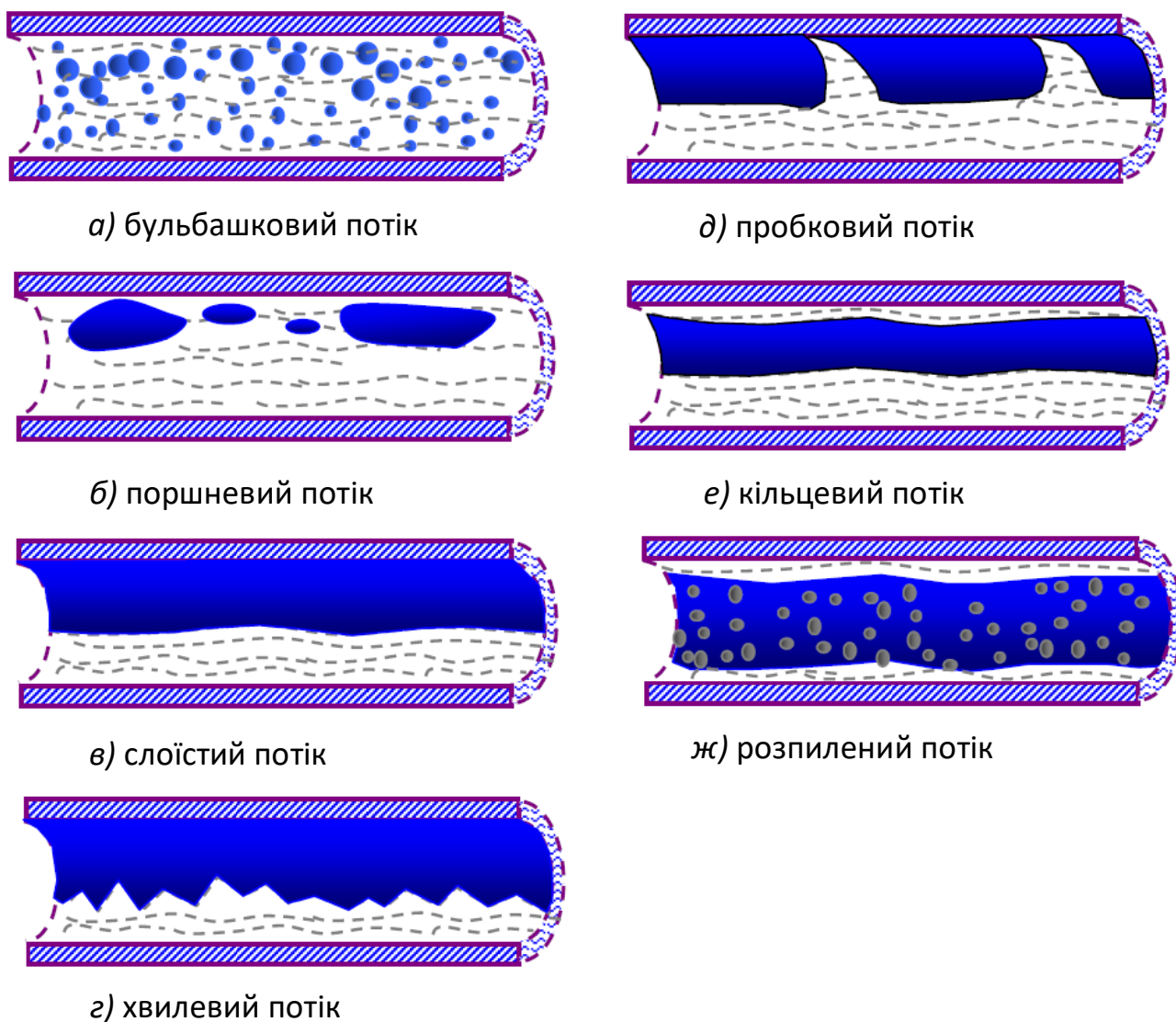


Рисунок 1.3 - Структури двофазної течії (повітря-вода) в горизонтальній трубі [20,22]

Коли міжфазові хвилі досягають значної величини й змочують верхню частину труби, утворюється пробковий стан потоку. Як видно на рисунку 1.3д, хвилі великої амплітуди безперервно торкаються верхньої стінки труби, утворюючи тонку плівку рідини, що перебуває в газовій фазі. Ці тонкі плівки рідини відокремлюють безперервну газову фазу й розпадаються на довгі бульбашки, діаметр яких відповідає діаметру труби. При збільшенні швидкості руху газу всередині труби утворюється неперервна кільцева плівка рідини, яка

утворює такий режим течії, що називається кільцевим потоком. В горизонтальній трубі кільцевий потік має аналогічні характеристики з потоком у вертикальній трубі, але товщина плівки рідини відрізняється у нижній і верхній частині труби, як показано на рисунку 1.3е. При великих швидкостях руху газу невеликі крапельки рідини можуть відокремлюватися від основного газового потоку в безпосередній близькості до стінки, і цей режим течії називається розпиленням потоком (рис. 1.3ж).

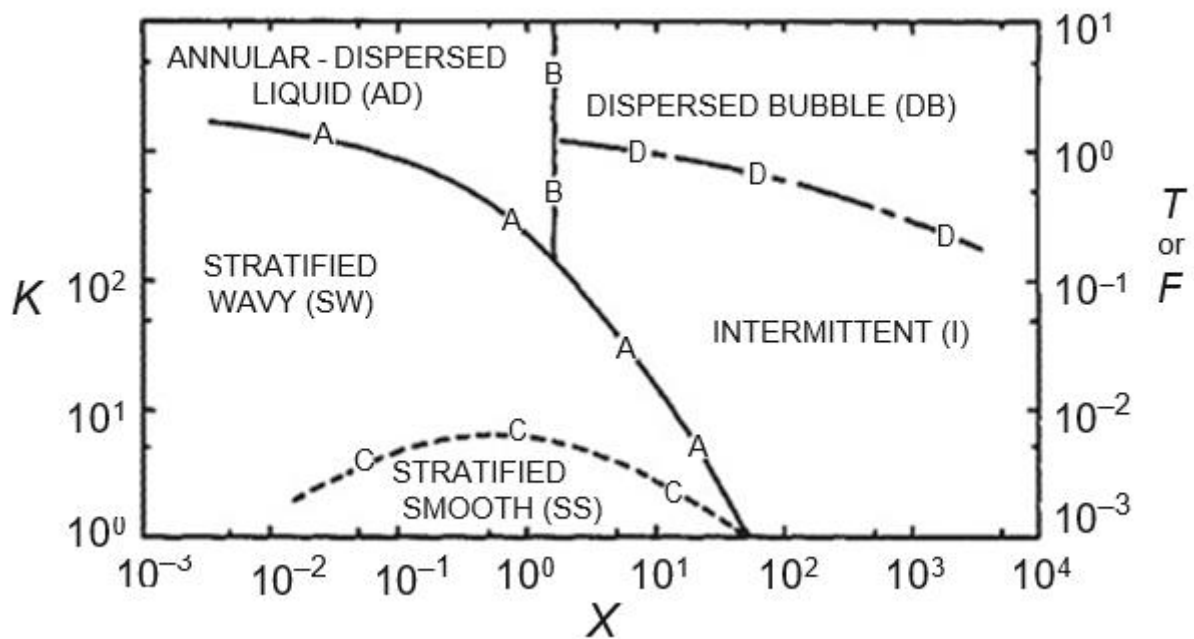


Рисунок 1.4 – Діаграма режимів течії для двофазного потоку (повітря-вода) в горизонтальній трубі, запропонованого Тайтель і Даклер (1976) [23]

На рисунку 1.4 приведена експериментальна діаграма режимів течії для двофазного потоку (повітря-вода) в горизонтальній трубі, запропонованого Тайтель і Даклер (1976) [23]. Грунтуючись на фізично реалістичних механізмах переходу між різними режимами течії, Тайтель і Даклер (1976) запропонували аналітичне визначення критерію переходу від одного режиму потоку до іншого. Ці межі переходу нанесені пунктирними лініями на двомірній діаграмі [22].

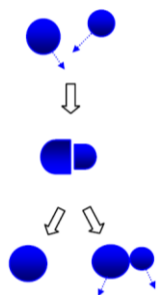
1.5 Моделювання ізотермічної бульбашкової течії методом балансу чисельності (популяції)

Для опису характеристик бульбашкової двофазної течії рідини використовують два методи - підхід Лагранжа та підхід Ейлера. У підході Лагранжа аналізується рух конкретної бульбашки у просторі та часі, тоді як підхід Ейлера надає загальну інформацію про розподіл дисперсної фази та середні характеристики групи бульбашок.

Оскільки бульбашки постійно зливаються та розпадаються, стає практично неможливо відстежити траєкторію кожного об'єкта через їхнє утворення та зникнення. Тому для подальшого аналізу буде використовуватися Ейлеровий підхід та метод балансу чисельності бульбашок газу та крапель рідини. Математично об'єкт описується як "зовнішня" та "внутрішня" координата. "Зовнішня" координата вказує на фізичне положення об'єкту, що змінюється внаслідок конвекції та дифузії потоку, тоді як "внутрішня" координата описує властивості об'єкту, такі як його кількість, розмір, площа поверхні, швидкість тощо. Зазвичай обидві координати представлені у кінцевому просторі станів із загальною кількістю об'єктів. Але у деяких процесах, таких як утворення частинок, згущення, злиття та розпад бульбашок, кількість об'єктів у цьому просторі може змінюватися через "народження" нових бульбашок та "смерть" існуючих.

Механізм злиття

Випадкове зіткнення



Збудження віднесення



Механізм розпаду

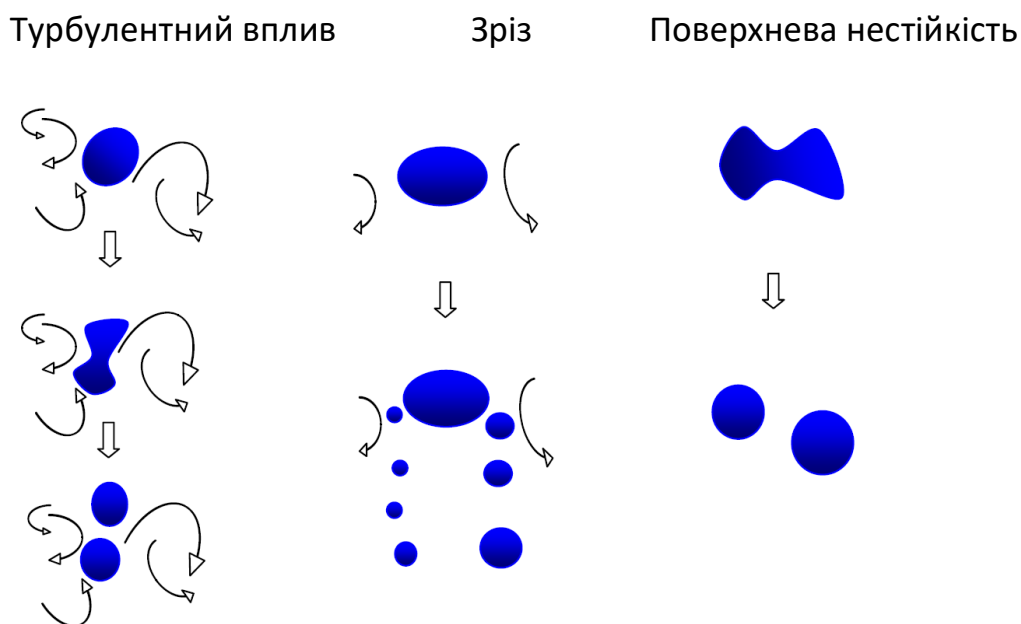


Рисунок 1.5 – Схематичне зображення механізмів злиття і розпаду бульбашок [22]

Концепція моделі балансу чисельності (популяції) спирається на ідеї рівняння Больцмана, яке описує розподіл молекул за їхніми просторовими координатами та швидкостями. Модель MUSIG (Декількох Груп Розмірів) була створена для аналізу полідисперсних багатофазних середовищ. У такому потоці різниця розмірів дисперсної фази настільки значна, що її складно описати за допомогою одного середнього значення об'єму. В залежності від умов про однакові або різні швидкості у групі розмірів, модель може бути як однорідною, так і неоднорідною MUSIG моделлю. У випадку однорідної моделі MUSIG, M різних груп розмірів використовуються для апроксимації неперервного розподілу розмірів частинок (PSD) та їхньої перетворення в кожній групі розмірів. Це виражається рівнянням перенесення від початкового ядра управління міжгруповою фракцією через процеси злиття та розпаду бульбашок. Схематичне зображення цих процесів представлено на рис. 1.5 [22].

1.6 Висновок

У цьому розділі подається визначення двофазної течії. Двофазні потоки широко поширені в природі і техніці. Для характеристики двофазних потоків використовують два види параметрів. Залежно від співвідношення у структурі між масою парової і рідкої фаз двофазні потоки можуть перебувати в різних режимах течії. Розписані найбільш поширені режими течії двофазних потоків: Режими течії мають значний вплив на їх тепловіддачу. В бульбашковому режимі тепловіддача вище, ніж в інших режимах. Це пов'язано з тим, що бульбашки пара є ефективними теплоносіями.

Двофазні потоки широко застосовуються в різних галузях техніки. Розписано декілька галузей використання.

У багатофазному потоці на поверхню розділу між фазами впливає рух рідини. Наприклад, вода, що протікає через ущільнений шар гірських порід, є однофазним потоком. Режими багатофазного потоку зазвичай групуються в п'ять категорій: потоки газ-рідина (які природно не змішуються) і (незмішувані) потоки рідина-рідина, потоки газ-тверде тіло, потоки рідина-тверде тіло, три або більше фазні потоки. Незмішуваність рідини є важливим критерієм. У багатофазному потоці одна з фаз зазвичай є неперервною (фаза-носієм), а інша фаза (фази) розсіяна в ній.

Газорідинні потоки поділяють на багато категорій залежно від розподілу та форми газових пакетів. Три таких типи, а саме бульбашковий, снарядовий і кільцеподібний. Іншою широкою класифікацією багатофазних потоків є «гомогенні» та «неоднорідні». Відмінності наведено в таблиці 1.1

Різноманітність режимів двофазних потоків (іноді називають режимами двофазних потоків) була широко досліджена у прозорих вертикальних та горизонтальних трубах, головним чином шляхом візуальних спостережень, включаючи високошвидкісну фотографію. На основі цих спостережень кожному режиму потоку було присвоєно окрему назву, що відображала унікальні характеристики потоку.

На рисунок 1.2 та 1.3 представлені ескізи типових моделей двофазного потоку, що спостерігаються у вертикальній трубі та у горизонтальній трубі відповідно.

Для опису характеристик бульбашкової двофазної течії рідини використовують два методи - підхід Лагранжа та підхід Ейлера. У підході Лагранжа аналізується рух конкретної бульбашки у просторі та часі, тоді як підхід Ейлера надає загальну інформацію про розподіл дисперсної фази та середні характеристики групи бульбашок.

2. ТЕОРЕТИЧНА СКЛАДОВА РОЗРАХУНКУ ДВОФАЗНОЇ ТЕЧІЇ У ШПАРИННОГО УЩІЛНЕННЯ

2.1 Геометрія типового шпаринного ущільнення

Відцентрові насоси використовують гладкі кільцеві ущільнення для мінімізації витоку з зони високого тиску до зон з низьким тиском та підвищення ефективності. На рисунку 1 показано три приклади гладких кільцевих ущільнень у відцентровому насосі: міжступінчасті ущільнення, ущільнення втулки робочого колеса та ущільнення балансного поршня.

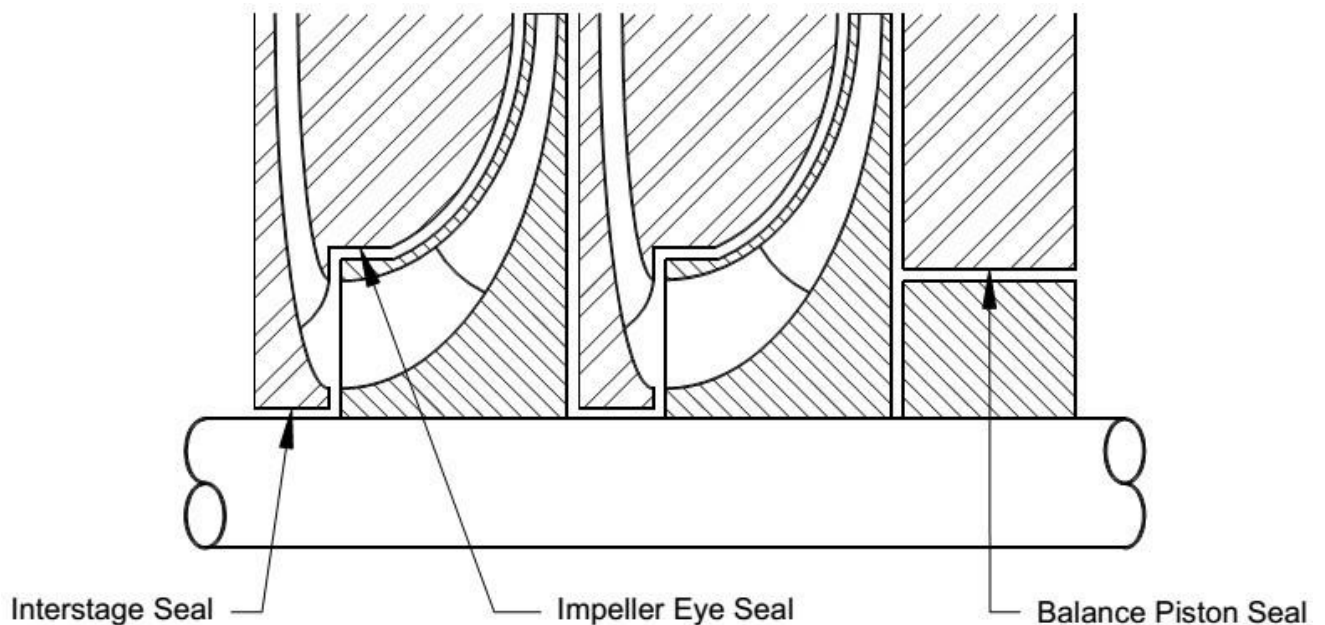


Рисунок 2.1 - Кільцеві ущільнення у центрифугальному насосі [26]

Геометрія гладкого ущільнення схожа на геометрію звичайного підшипника ковзання; проте розподіл тиску у гладкому ущільненні відрізняється. Аксіальний витік досвідчує раптовий спад тиску на вході ущільнення. У поєднанні з тиском через ущільнення через тертя оболонок, це призводить до виникнення центруючої сили, відомої як "ефект Ломакіна". "Ефект Ломакіна" може створювати значні центруючі сили на роторі та значно

впливати на ротородинамічні характеристики відцентрового насоса.

Швидкість обертання ротора ω , співвідношення попереднього завихрування $u_0(0)$ та інші фактори також впливають на сили ущільнення.

Чайлдс [27] дає наступну модель реакційних сил для сил ущільнення:

$$-\begin{Bmatrix} f_{sX} \\ f_{sY} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{XX} & M_{XY} \\ M_{YX} & M_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (2.1)$$

де f_{sX} та f_{sY} - реакційні сили ущільнення у напрямках X та Y, K_{XX} та K_{YY} представляють прямі жорсткість коефіцієнти, K_{XY} та K_{YX} - коефіцієнти перехресної жорсткості, C_{XX} та C_{YY} позначають прямі коефіцієнти демпфування, C_{XY} та C_{YX} - коефіцієнти перехресного демпфування, M_{XX} та M_{YY} позначають прямі коефіцієнти віртуальної маси, M_{XY} та M_{YX} - коефіцієнти перехресної віртуальної маси, x та y - відносні відхилення статора від ротора у напрямках X та Y, \dot{x} та \dot{y} - відносні швидкості статора від ротора у напрямках X та Y, а \ddot{x} та \ddot{y} - відносні прискорення статора від ротора у напрямках X та Y. Коефіцієнти жорсткості, демпфування та віртуальної маси - це ротородинамічні коефіцієнти, і вони в загальному випадку є функціями статичного відношення ексцентриситету ε_0 .

Оскільки ротородинамічні коефіцієнти гладкого ущільнення в умовах двофазної системи можуть бути функціями частоти збудження Ω , рівняння (2.1) набуває вигляд:

$$-\begin{Bmatrix} f_{sX} \\ f_{sY} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{XX}(\Omega) & K_{XY}(\Omega) \\ K_{YX}(\Omega) & K_{YY}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{XX}(\Omega) & C_{XY}(\Omega) \\ C_{YX}(\Omega) & C_{YY}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{XX}(\Omega) & M_{XY}(\Omega) \\ M_{YX}(\Omega) & M_{YY}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

Для невеликих рухів навколо концентричного положення наступні припущення спрощують рівняння (2.2):

$$\begin{aligned} K_{XX}(\Omega) &= K_{YY}(\Omega) = K(\Omega), K_{XY}(\Omega) = -K_{YX}(\Omega) = k(\Omega) \\ C_{XX}(\Omega) &= C_{YY}(\Omega) = C(\Omega), C_{XY}(\Omega) = -C_{YX}(\Omega) = c(\Omega) \\ M_{XX}(\Omega) &= M_{YY}(\Omega) = M(\Omega), M_{XY}(\Omega) = -M_{YX}(\Omega) = m_q(\Omega) \end{aligned} \quad (2.3)$$

де K - пряма жорсткість, k - крос-зв'язана жорсткість, C - пряме демпфування, c - крос-зв'язане демпфування, M - пряма віртуальна маса, m_q - крос-зв'язана віртуальна маса.

Рівняння (2.3) набуває вигляд:

$$\begin{aligned} -\begin{Bmatrix} f_{sX} \\ f_{sY} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} K(\Omega) & k(\Omega) \\ -k(\Omega) & K(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C(\Omega) & c(\Omega) \\ -c(\Omega) & C(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} M(\Omega) & m_q(\Omega) \\ -m_q(\Omega) & M(\Omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (2.4)$$

На рисунку 2.2 показані реакційні сили, що виникають від ущільнення на роторі, що просувається вперед (у напрямку обертання валу). r_0 - радіус малої кругової орбіти навколо концентричного положення. Радіальна складова сили F_r протистоїть радіальному руху ротора та визначає ефективну жорсткість K_{eff} як

$$K_{eff} = \frac{F_r}{r_0} = K(\Omega) + c(\Omega)\Omega - M(\Omega)\Omega^2 \quad (2.5)$$

Кутова складова сили F_θ визначає ефективне демпфування C_{eff} , яке є показником стабілізаційної здатності ущільнення.

$$C_{eff} = \frac{F_\theta}{\Omega r_0} = -\frac{k(\Omega)}{\Omega} + C(\Omega) - m_q(\Omega)\Omega \quad (2.6)$$

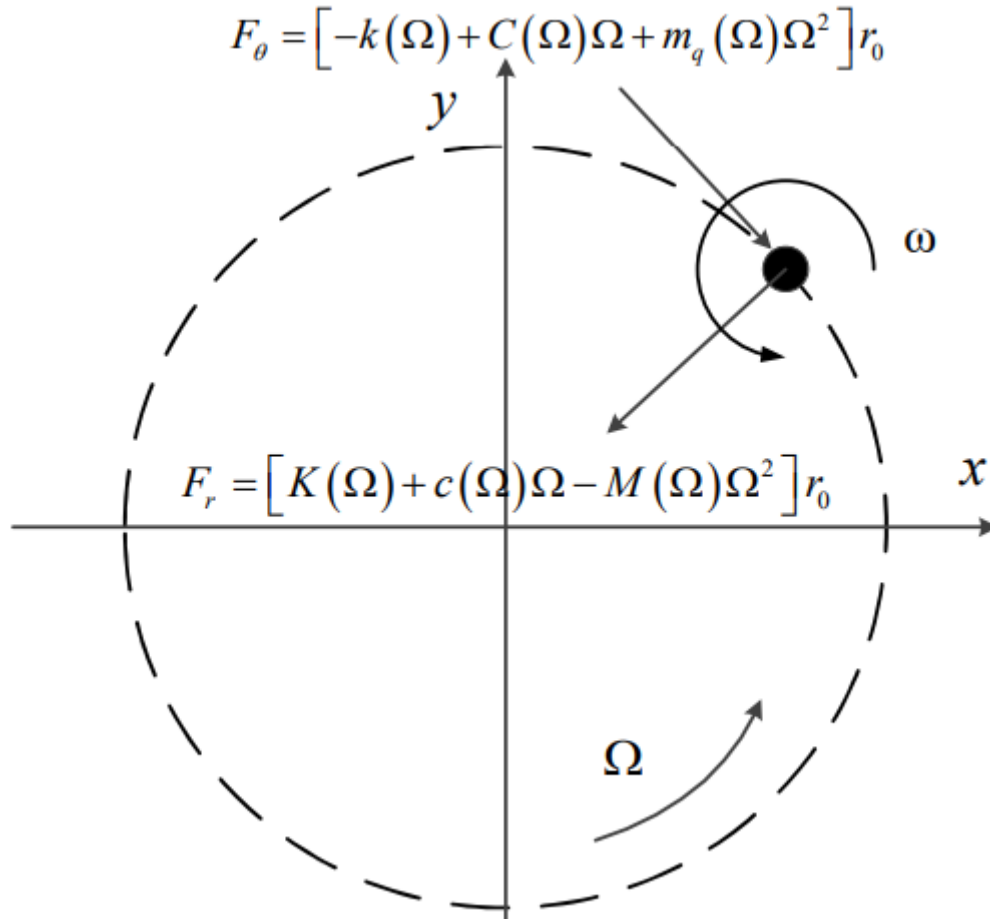


Рисунок 2.2. Реакційні сили ущільнення на роторі, що просувається вперед [24]

У розрахунковій частині приймалися гладкі кільцеві ущільнення, що працюють як у газових, так і у рідинних середовищах. У 1997 році Маркетт та ін. [28] випробували гладке ущільнення (співвідношення довжини до діаметра $L/D=0,45$, внутрішній діаметр ущільнення $D=50,8$ мм, та радіальний зазор $Cr=0,11$ мм) при швидкості обертання ротора $\omega=10,2, 17,4$ і $24,6$ тис. об/хв, перепаді тиску $PD=41,4, 55,2$ і $68,9$ бар, та кількох ексцентриситетах (від нуля до $0,5$). В якості робочої рідини використовувалася вода, а потік був турбулентним. Для концентричного положення результати тестів показали, що

пряма жорсткість збільшувалася зі зростанням PD , але зменшувалася зі збільшенням ω .

Перехресна жорсткість не була чутливою до змін PD і (як очікувалося) зростала зі збільшенням ω . Пряма демпфування збільшувалася зі збільшенням PD , але не була чутливою до змін ω . Прямий віртуальний масовий ефект не був чутливим до змін ω або PD .

У 2004 році Керр [29] випробував набір гладких газових ущільнень ($L/D = 0,73, D = 117,2$ мм, $Cr = 0,1$ і $0,2$ мм) з вхідним тиском $P_i = 70$ бар, $\omega = 10,2, 15,2$ і $20,2$ тис. об/хв, без наміреної попередньої ротації рідини на вході ущільнення. При $Cr=0,1$ мм, співвідношення тиску $PR = 0,17$ і $0,53$. При $Cr = 0,2$ мм, $PR = 0,28, 0,39, 0,48$ і $0,65$. Результати тестів показали, що пряма жорсткість загалом зростала зі збільшенням Ω . Пряма жорсткість залишалася незмінною при змінах ω , зростала зі збільшенням PR і зменшувалася зі збільшенням Cr . Частота переходу Ω_c , при якій ефективно демпфування змінювалося від негативного до позитивного, мала значний вплив на стійкість системи. Пряма жорсткість була чутливою до частоти збудження, і вона зазвичай зростала зі збільшенням частоти збудження для конфігурації зазору $0,2$ мм, коли $PR = 0,4$ і $0,5$, і для конфігурації зазору $0,1$ мм. Ω_c зростала зі збільшенням ω , практично не змінювалася зі збільшенням PR і зростала зі збільшенням Cr .

Поточні знання та технології достатні для розробки однофазних гладких кільцевих ущільнень; проте деякі компресори та насоси повинні працювати в умовах двофазного потоку. Наприклад, Ренсом та ін. [30] зауважують, що відцентрові компресори, які обробляють природний газ, повинні терпіти невелику кількість рідини (об'ємний відсоток газу $GVF \geq 95\%$). Двофазний потік в гладкому кільцевому ущільненні не тільки знижує ефективність машини, але також може призводити до проблем з вібрацією. Наприклад, Бренне та ін. [31] повідомляють про підсинхронні вібрації в одноступеневому центрифужному компресорі, який працює в умовах вологого газу з GVF на рівні 97% . Тому вплив двофазних умов на ефективність гладких кільцевих ущільнень необхідно

дослідити. Збільшення знань допоможе в проектуванні багатофазних турбомашин та уникненні проблем під час роботи на місці.

Гладкі ущільнення широко використовуються в насосах, але вони ніколи не застосовуються в відцентрових компресорах; проте, даних тестування дуже не вистачає для перевірки правильності прогнозів [25] для кільцевих ущільнень з двофазним потоком, і отримання результатів для гладкого ущільнення є відповідним початковим пунктом [24].

2.2 Теоретичні і практичні дослідження стиснення вологого газу

У досліджах Ransom та ін. [30] зазначено, що відцентрові компресори, що обробляють природний газ, повинні витримувати невелику кількість рідини (доля газу за об'ємом $GVF \geq 95\%$). Brenne та ін. [31] повідомляють про підсинхронні коливання в одноступеневому відцентровому компресорі, який працює в умовах вологої газової суміші з $GVF 97\%$. Наявність рідкої фази у потоці газу може спричинити підсинхронні коливання та вплинути на механічні характеристики вібрацій компресора, за даними Brenne та ін. [31]. Vannini та ін. [32] повідомили, що GE провів полевe випробування у 1972 році для двобічного компресора у вологих газових умовах. Vannini та ін. [32] зробили висновок, що наявність рідини у ущільненні лабіринтного типу може призвести до підсинхронних коливань. Vannini ін. [32] також обговорювали кампанію випробувань компресора вертикального 8-ступінчастого бочкового типу в умовах вологої газу, проведену GE в 1993 році. Вологий газ формувався шляхом змішування азоту та важкої оливи перед входом у компресор. GVF змінювався від 99,16% до 97,97%. Дані тестів показали, що наявність рідини не викликала проблем роторної динаміки. У 2005 році Brenne та ін. [31] експериментально дослідили вплив наявності рідини на роботу одноступеневого відцентрового компресора. Тестова рідина була сумішшю газу і конденсату з $GVF \geq 97\%$. Рідина вводилась у стислий потік газу перед входом у компресор двома різними

способами: (1) впорскування крапель, спрямоване на рівномірне розподіл крапель рідини у газі, та (2) впорскування плівки, спрямоване на утворення рідкої плівки, рівномірно покриваючи вологу поверхню вхідної труби. Brenne та ін. [31] вважали, що підсинхронні коливання викликані захопленням рідини у ущільнення імелера або ущільнення поршня балансу.

У 2011 році Griffin та Maier [33] експериментально оцінили ротординамічні характеристики інтегрованого мотор-компресора без оливи з рідиною, введеною у його вхід. Відношення маси рідини до газу (LGMR) на вході агрегата становило до 0,5. LGMR - це відношення маси рідини до маси газу. LGMR на вході компресорної секції цього інтегрованого роздільно-компресорного агрегата не було зазначено, але воно повинно бути набагато меншим за рахунок роздільної секції. Результати тестів показали, що роторна динаміка агрегата була нечутливою до вводу рідини.

У деяких випадках логарифмічний декремент трохи збільшувався із збільшенням рідинного потоку; іншими словами, додавання рідини трохи покращувало стабільність системи.

З 2010 року GE Oil & Gas співпрацює зі Southwest Research Institute (SwRI) на тестовому стенді з замкненим циклом для повноцінної оцінки механічних вібраційних характеристик (включаючи рівні вібрацій та стабільність систем) відцентрових компресорів, які працюють в умовах вологої газу. Ransom та ін. [30], Bertoneri та ін. [34], Vannini та ін. [32] і Vannini та ін. [35] представили тестові дані з цієї випробувальної установки. Ці посилання розглянуті окремо нижче.

У 2011 році Ransom та ін. [30] експериментально дослідили вплив умов вологої газової суміші на механічні характеристики вібрацій двоступеневого центрифугального компресора з ущільненням поршня балансу типу лабіринт. Робоча рідина була створена шляхом змішування повітря та води перед входом у компресор. Результати тестів показали, що наявність рідини мала незначний вплив на бічні вібрації, які завжди були малими та переважно визначалися синхронною реакцією протягом всіх випробувань.

У 2014 році Bertoneri та ін. [34] експериментально вивчали роботу одноступеневого відцентрового компресора в умовах вологої газової суміші. Ущільнення в кінці валу, ущільнення лопатки імпелера та ущільнення поршня балансу були лабіринтними ущільненнями з зубцями на статорі (TOS). Випробувальна установка була змінена з випробувальної установки Ransom та ін. [30]. Тестова рідина була сумішшю повітря і води зі змінною GVF від 100% до 97%. Тестові дані показали, що бічні, осьові та крутні вібрації не суттєво змінювалися при невеликій кількості води в повітрі ($GVF \geq 97\%$) у більшості випробувань.

У 2014 році Vannini та ін. [32] опублікували додаткові результати тестів для цієї випробувальної установки. Вони також відзначили, що критична швидкість не була чутливою до наявності рідини. Ця тенденція добре узгоджувалася з результатами тестів Гріффіна та Майєра [33].

Від 2014 до 2015 року Vannini та ін. [32] і Vannini та ін. [35] модифікували випробувальну установку Bertoneri та ін. [34], введенням рідини безпосередньо у ущільнення (включаючи ущільнення кінця валу, ущільнення лопаток імпелера та ущільнення поршня балансу) одноступеневого компресора для вивчення впливу затоплення ущільнень на ротординамічні характеристики компресора. Усі ущільнення були лабіринтного типу "зубцями на статорі" (TOS). З плином часу GVF зростає від 97% до 100% (LVF зменшується від 3% до нуля). Оскільки реакція $0.5XREV$ (0.5ω) завжди присутня незалежно від сухих ущільнень або затоплених ущільнень, вона не пов'язана з затопленням ущільнень. Ще одна субсинхронна вібрація відбувається на частоті приблизно $0.45XREV$ (0.45ω), яка трохи зменшується (на 20%), по мірі зростання GVF.

Vannini та ін. [32] вважали, що підсинхронні коливання з частотою $0,45XREV$ були викликані затопленням лабіринтного ущільнення поршня балансу типу TOS, в яких кільцеві отвори між зубцями можуть утримувати рідину, оскільки не було чіткого часового затримки між закриттям/відкриттям рідинних форсунок та зникненням/виникненням підсинхронних коливань з частотою $0,45XREV$.

Vannini та ін. [35] у 2015 році провели багатофазне CFD-дослідження оригінального лабіринтного ущільнення TOS та нового PDS. У порожнині PDS була утримувана певна кількість рідини; проте, рідина в порожнині PDS не накопичувалася, оскільки вона стійко циркулювала у кільцевому напрямку. Проте, недолік полягав у тому, що заміна лабіринтного ущільнення TOS на PDS призводила до збільшення рівня витoku [24].

2.3. Теоретичні та практичні дослідження потоку

Відцентрові компресори призначені для роботи з чистими газами, а насоси призначені для роботи з чистими рідинами. На жаль, компресори та насоси в нафтовій і газовій промисловості іноді працюють в умовах двофазного або навіть багатофазного потоку. Наприклад, компресори підводних установок повинні працювати із двофазним потоком із об'ємною часткою рідини (LVF) від 0 до 3% [2-5]. Робота на високих поверхневих швидкостях і високому перепаді тиску змушує ущільнення – довгі ущільнення, такі як балансувальні поршні – виробляти великі динамічні сили реакції, які впливають на динаміку ротора турбомашини. У 2014 році Ванніні та ін. [3] повідомляють про сильну субсинхронну вібрацію (SSV) 45% в одноступінчастому відцентровому компресорі з вологим газом із впускним отвором (LVF) до 3%. Автори вважають, що рідина, захоплена лабіринтовим ущільненням, викликала SSV, початок і тривалість якого спостерігалися при LVF лише 0,5%. Тому важливо кількісно визначити вплив двофазного потоку на ефективність ущільнення.

San Andrés [2] у 2011 аналізуючи літературу про двофазний потік в кільцевих ущільненнях та демпферах зі стисливою плівкою, наводить один приклад експериментальних коефіцієнтів сили для ущільнень насоса, опублікований на початку 1990-х років, та розробив модель модифікованого загального потоку для прогнозування швидкості витoku. Вона включала в себе втрати потужності та коефіцієнти динамічних зусиль структурних кільцевих ущільнень, що працюють з однорідними газорідинними сумішами. Прогнози для

кільцевого ущільнення ($L/D=0,75$; $D = 116,8$ мм і $Cr = 0,1267$ мм), що працює із сумішшю N_2 та масла ISO VG 2, показують, що збільшення об'ємної частки газу призводить до стійкого зменшення втрати потужності та масової витрати. Однак при низькій об'ємній частці газу ($<0,3$) спостерігається зменшення втрати потужності та швидкості витоків, що є перш за все характеристикою моделі в'язкості, яка використовується для змішування. Прогнозовані динамічні силові коефіцієнти сполуки, що працює з газорідною сумішшю, залежать від частоти збудження. Для більшості сумішей пряма жорсткість з'єднання зменшується зі збільшенням частоти збудження. Однак певні об'ємні частки газу (GVF), наприклад 0,1, призводять до збільшення жорсткості зі збільшенням частоти збудження, а потім значно впала, коли GVF збільшилася приблизно до 0,25. Коли $GVF > 0,25$, пряма жорсткість зростала зі збільшенням GVF. Прогнози з посилання [2] стосуються конкретної проаналізованої пломби; Невідомо, чи такі ж характеристики застосовуються до інших типів ущільнень або інших умов експлуатації.

У 1987 році Бітті та Хьюз [6] представили модель турбулентного потоку для прогнозування витоків для концентричних кільцевих ущільнень з гладкою поверхнею, що працюють з однорідним двофазним потоком, спричиненим зміненням фази матеріалу. Автори характеризують течію як рідинну, парорідку та парову. Рідина перетворюється на пару під час проходження через з'єднання, коли тиск зменшується (розширення об'єму) і ентальпія збільшується внаслідок розсіювання енергії зсувного потоку та роботи екструзії. Повний потік рідини, що надходить у з'єднання, призводить до більшого масового витоків, ніж двофазний потік. Автори роблять висновок, що переохолодження рідини перед входом у з'єднання зменшує випаровування рідини і, таким чином, збільшує масовий витік.

У 1990 році Бітті та Хьюз [7] представили іншу модель турбулентного двофазного потоку в кільцевих ущільненнях, що базується на стратифікованому потоці киплячої рідкої та парової фаз; Кожна фаза протікає як окремий струм. Це явище може виникнути в ущільненнях, які використовують високошвидкісні

вали, оскільки відцентрова дія інерції викидає рідку фазу назовні до нерухомої поверхні ущільнення, відокремлюючи її від парової фази. Моделі стратифікованого потоку передбачають, витоки, які трохи більше або дорівнюють витoku однорідного рівноважного двофазного потоку.

Іватсубо та Нішіно [8] в 1993 році провели експерименти з динамічним навантаженням для визначення статичних і динамічних силових характеристик кільцевого ущільнення насоса з потоком газу у воді (двофазний) і зі швидкістю обертання вала в діапазоні від 500 об/хв до 3500 об/хв. Об'ємна частка газу (GVF) коливалася від 0 (без газу) до 0,70. Діаметр 70 мм, довжина 70 мм, радіальний зазор 0,5 мм. Результати показали послідовне зниження коефіцієнтів тестової сили зі збільшенням GVF. Крім того, коли GVF наближався до 1, випадкові коливання всередині системи значно зросли через двофазний потік.

У 1997 році Арауз і Сан-Андрес [9] представили модель об'ємного потоку для криогенного рідинного демпферного ущільнення, яке зазнає зміни фази з рідини на пару. Автори припускають безперервну модель випаровування, яка має область рідини та пари з однорідною сумішшю. Прогнози в супровідному документі [10] показують, що ущільнення матиме підвищення прямої жорсткості та падіння поперечної жорсткості через значні зміни стисливості рідини, коли воно переходить від рідини до суміші низької якості на короткій просторовій довжині.

Ойке та ін. [11] у 1999 році представили експериментальні результати щодо плаваючого кільцевого ущільнення, що працює з рідинно-паровою сумішшю азоту. Під час випробувань при середній температурі $T_0 = 80\sim 98$ К в ущільнювальній камері нагнітання, різниці тиску $\Delta P = 1,25$ МПа та при швидкості ротора $0\sim 40$ krpm спостережуваний двофазний потік виглядає однорідним. Автори досліджують вплив площі двофазного потоку $A_2 (= L_2 / L$, відношення довжини ланцюга, що працює з двофазним потоком $L_2 /$ фізичної довжини ланцюга ущільнення L) на витік ущільнення. A_2 збільшується зі швидкістю обертання вала. Крім того, співвідношення витоків Q/Q_l , де Q є вимірним витіком при двофазному потоці, також збільшується зі збільшенням

швидкості вала. На відміну від потоку, описаного в посиланні [7], Ойке та ін. Сіл не бачать переходу від однорідного потоку до стратифікованого потоку для швидкостей валу до 40 об/хв.

Arghir та інші.[12] у 2009 році спрогнозувати коефіцієнти роторної динамічної сили текстурованих кільцевих ущільнень, що працюють з рідинно-газовою (бульбашковою) сумішшю. Автори відзначають, що присутність нерозчиненого газу в рідині робить частотно-залежними коефіцієнти сили, зокрема для сумішей з $GVF > 5\%$. Як правило, за винятком прямого демпфування, усі коефіцієнти сили зменшуються зі збільшенням частоти збудження.

Більшість досліджень мокрих (пухирчастих) ущільнень є теоретичними; небагато опублікованих статей фокусуються на узгоджених експериментальних характеристиках, тоді як інші отримують знання з продуктивності системи, посилання [3-5] наприклад. Нещодавно Vannini et al. [13] представили CFD моделювання, щоб продемонструвати, що рідина затримується або накопичується в перших зубцях лабіринтових ущільнень, що працюють із вологим газовим середовищем. Прогнози пропонують правдоподібне пояснення SSV, про яке повідомляється в посиланні [3]. Інші вимірювання, проведені з ущільненням кишенькової заслінки, показують зменшення небажаного явища.

У 2015 році Сан Андрес та ін. [1] обговорювали випробувальну установку, яка використовувалася для вимірювання ($D = 0,36, D = 127$ мм і $Cr = 0,127$ мм), що працювало в умовах двофазного потоку. Дослідження спрямоване на повітряною сумішшю. Усі випробування проводилися при нерухомих умовах. Температура випробування та тиск на виході були атмосферними. Тестова рідина була сумішшю мастила ISO VG 10 та повітря. Масові витрати витоків вимірювалися при двох вхідних тисках (3 і 3,5 бар) і кількох значеннях відносної витрати рідини (від 0 до 100%). Вимірювана масова витрата витоків зростала зі збільшенням відносної витрати рідини на вході. Коефіцієнти динамічності ущільнення були виміряні при трьох різних значеннях відносної витрати рідини

на вході (0%, 2% і 4%) при входовому тиску 2 бар. Картридж ущільнення збуджувався двома ортогонально встановленими електромагнітними вібраторами з періодичними навантаженнями, які склалися з кількох частот від 30 до 200 Гц з кроком 10 Гц. Реальні частини комплексної динамічної жорсткості системи були апроксимовані для отримання жорсткості та віртуальних масових коефіцієнтів. Оскільки уявні частини комплексної динамічної жорсткості не збільшувалися лінійно зі збільшенням частоти збудження, коефіцієнти згасання залежали від частоти збудження. Загалом виміряна жорсткість, згасання та віртуальні масові коефіцієнти збільшувалися зі зростанням відносної витрати рідини на вході. Наявність рідини в повітрі значно вплинула на виміряні характеристики згасання. Виміряні коефіцієнти згасання у випадку з відносною витратою рідини на вході 4% були більш ніж в 20 разів більші, ніж у відповідному випадку з чистим повітрям. У статті наводяться експериментальні результати – коефіцієнти витoku та сили – для кільцевого ущільнення короткої довжини ($L/D = 0,36$), що працює з маслом у повітряній суміші ISO VG10. Подібного розвитку не було з 1993 року; експериментальні результати є найбільш показовими, тоді як фізичного моделювання, здається, бракує [1].

2.4 Висновок

У цьому розділі виконувався огляд геометрії відцентрових насосів, та огляд літератури і експериментів, де застосовувався двофазний потік у якості основної перекачуваної рідини. Відцентрові насоси використовують гладкі кільцеві ущільнення для мінімізації витoku з зони високого тиску до зон з низьким тиском та підвищення ефективності. На рисунку 1 показано три приклади гладких кільцевих ущільнень у відцентровому насосі.

Геометрія гладкого ущільнення схожа на геометрію звичайного підшипника ковзання; проте розподіл тиску у гладкому ущільненні відрізняється. Аксіальний витік досвідчує раптовий спад тиску на вході ущільнення. У поєднанні з тиском через ущільнення через тертя оболонок, це

призводить до виникнення центруючої сили, відомої як "ефект Ломакіна". "Ефект Ломакіна" може створювати значні центруючі сили на роторі та значно впливати на ротородинамічні характеристики відцентрового насоса.

У розрахунковій частині приймалися гладкі кільцеві ущільнення, що працюють як у газових, так і у рідинних середовищах.

На рисунку 2.2 показані реакційні сили, що виникають від ущільнення на роторі, що просувається вперед (у напрямку обертання валу).

Двофазний потік в гладкому кільцевому ущільненні не тільки знижує ефективність машини, але також може призводити до проблем з вібрацією. Тому вплив двофазних умов на ефективність гладких кільцевих ущільнень необхідно дослідити. Збільшення знань допоможе в проектуванні багатофазних турбомашин та уникненні проблем під час роботи на місці.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОФАЗНОЇ ТЕЧІЇ

3.1 Моделювання однорідної двофазної течії

Для моделювання використовується Ейлер-Ейлер підхід в якому:

дві фази передбачаються у формі взаємнопроникаючого континууму, існуючого в усій області течії середовища.

У ANSYS CFX використовується багатозфазна MUSIG (декількох груп розмірів) модель течії середовища. Зазвичай призначається діаметр дисперсної Ейлерової фази. Декілька розмірів для дисперсних Ейлерових крапель і бульбашок повинні моделюватися, використовуючи індивідуальні фази, кожна з характерним діаметром. Рідкі краплі і газові бульбашки можуть розпадатися і зливатися під дією рідинних сил - середній діаметр краплі або бульбашки може бути невідомий заздалегідь. Модель MUSIG в ANSYS CFX пропонує шлях для моделювання цього фізичного процесу. Для оцінки злиття і розпаду в полідисперсних фазах модель використовує баланс чисельності (популяції). Однорідна MUSIG модель припускає одне поле швидкостей для усіх дисперсних фаз, дисперсні фази можуть взаємодіяти з безперервними фазами, густина міжфазної області розраховується по середньому діаметру, підходить для бульбашкових течій в еліптичному режимі і у разі, коли підйомною силою можна знехтувати.

При розрахунках використовується 20 кроків за часом за одне обертання; рідина 1: Азот (N₂) як ідеальний газ - полідисперсна рідина – нулеве рівняння дисперсної фази, рідина 2 – Мастило PSF 5cSt [36] - суцільне середовище; k-ε модель турбулентності; рівняння повної енергії (Група 1- Група 6) - мінімальний діаметр – 0,005 мм, максимальний діаметр – 0.05 мм; без плавучості і з плавучістю; базова густина – 1.1 кг/м³; модель розпаду – Luo and Svendsen, модель злиття – Prince and Blanch; коефіцієнт поверхневого натягіння – 0.0197 Н/м; передача інтерфейсу - модель частинки; сила опору – Schiller Naumann; турбулентна передача – Sato Enhanced Eddy Viscosity; теплопередача – Ranz Marshall; попередня закрутка - $V_a/V_t=0.5$, $V_a/V=0.8944$, $V_t/V=0.4472$; коефіцієнт

втрат на вході – 0.25; температура – 298 К; тиск на вході – $48.3e5$ Па; тиск на виході – 0 Па; базовий тиск – $1e5$ Па; $e_y = e \cdot \sin\omega t$, $e_z = e \cdot \cos\omega t$, $e = 2e - 5$ м; 30 комірок у зазорі, 647680 гекса комірок в моделі шпаринного ущільнення, дисперсна фаза з однорідною MUSIG рідиною; багатозфазна рідина Ейлера, MUSIG модель балансу популяції. Також задається об'ємна доля газу (рідини) на вході, об'ємна доля газу (рідини) на виході. Розглядається нестационарна задача з рухомою сіткою, граничні умови на стінці: прилипання, гладка, логарифмічний закон стінки, схема дискретизації другого порядку.

Схема циліндричної прецесії вала та сил і моментів, які діють у зазорі ущільнення приведені на рисунку 3.1.

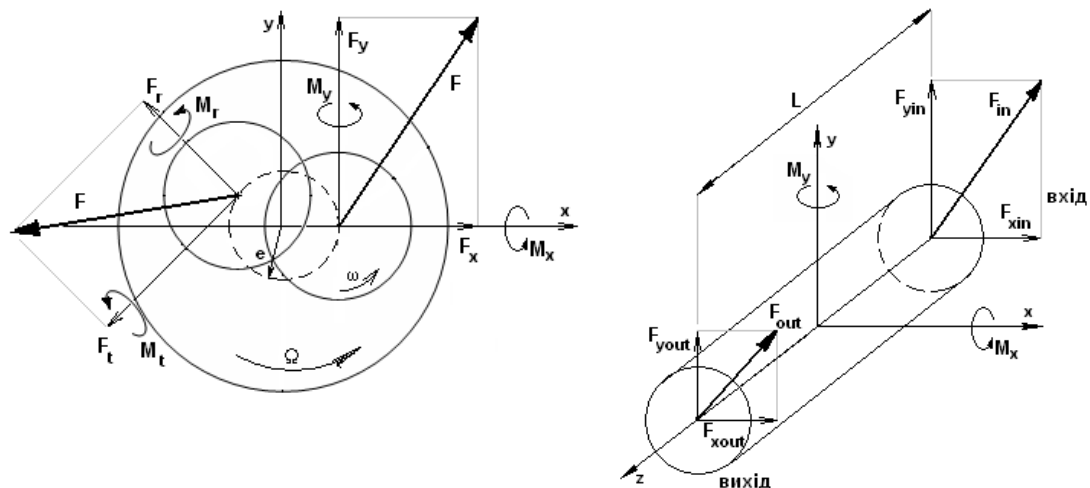


Рисунок 3.1 – Схема циліндричної прецесії та сил і моментів, які діють у зазорі ущільнення [22]

Таблиця 3.1 - Геометрія шпаринного ущільнення, робочі параметри і властивості компонентів суміші

Кутова швидкість ротора, Ω	523 рад/с	5000 об/хв	
Діаметр, D	177,8 мм	Температура на вході	298 К
Довжина, L	87,6 мм	Тиск на вході, P_S	$48,3e5$ Па
Зазор, h	126,7 мкм	Тиск на виході, P_a	0 атм
Коефіцієнт втрат тиску на вході, ξ	0,25	Коефіцієнт попередньої закрутки на вході, α	0,50
Фізичні властивості	Суміш	при P_S, T_S	

	Масило PSF 5cSt		Азот (N ₂)
В'язкість, μ	4,59 с-Пуазель	В'язкість, μ	0,0182 с-Пуазель
Густина, ρ	908,2 кг/м ³	Густина, ρ	80,2 кг/м ³
Об'ємний модуль, κ	20,682 атм	Молекулярна вага	28
Коефіцієнт поверхневого натяжіння, S	0,0197 Н/м	Коефіцієнт стиснення, Z	1,001
Тиск пароутворення	0,010 атм	$\gamma = C_p/C_v$	1,48
Швидкість звука, v_s	1624 м/с	Швидкість звука, v_s	361 м/с
		Густина при P_a, ρ_a	1,1 кг/м ³
Об'ємна доля суміші β_s змінюється (0-1,0)			

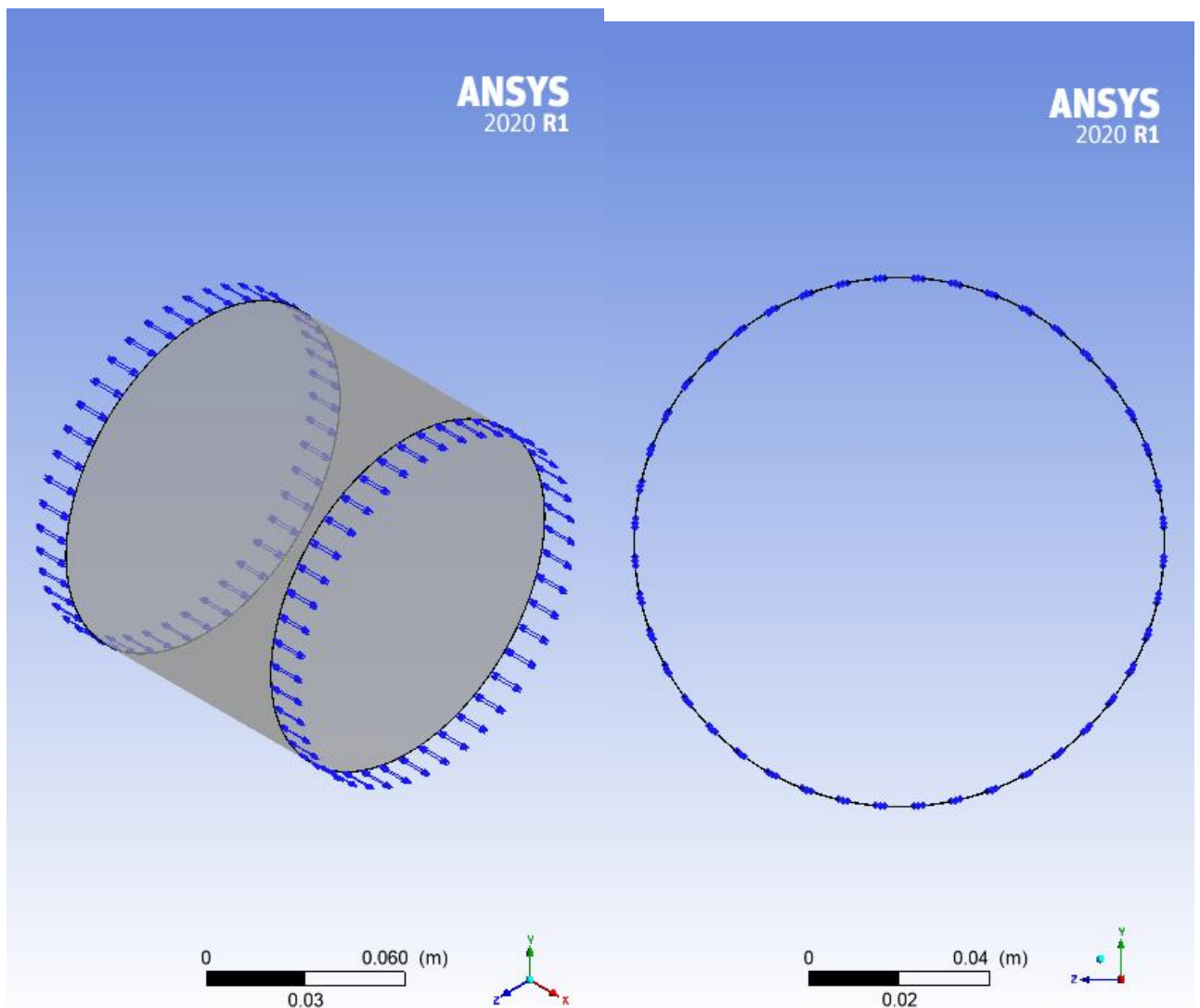


Рисунок 3.2 – Задавання граничних умов для вала, входу, виходу і потоку.

При проектуванні моделі, покладался на експериментальні дані, отримані в дисертації [24]. Автори створили установку, яка являє собою масло-повітряний змішувач, рисунок 3.3 [24]

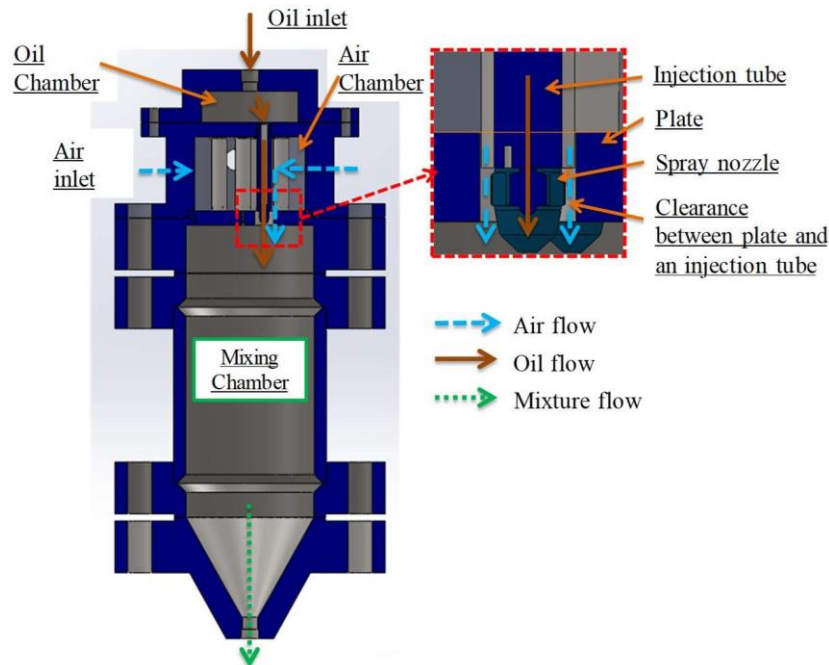


Рисунок 3.3 – Вигляд в розрізі та ілюстрація потоку масло-газового змішувача [24].

Змішувач складається з наступних 3 камер: масляної камери, повітряної камери та змішувальної камери. Силіконова олія надходить у масляну камеру, а потім надходить у 9 ін'єкційних трубок. На іншому кінці кожної ін'єкційної трубки розпилювальна насадка утворює дрібні краплі рідини, що поширюються в змішувальній камері.

Стиснене повітря, що впорскується в секцію повітряної камери з іншої лінії, проходить через зазори між пластиною та інжекційними трубками та зустрічається з розпорощеними краплями рідини в камері змішування. Рідинно-повітряна суміш протікає через збіжний конус, який стискає суміш назад у трубу з регульованим діаметром. Для суміші повітря та води з $GVF=97\%$ при $25\text{ }^\circ\text{C}$ краплі води рівномірно розподіляються в акриловій змішувальній камері діаметром приблизно $0,25\text{ мм}$.

Відповідно до Бракко [37], середній розмір крапель рідини, утворених соплом, пропорційний поверхневому натягу σ , але обернено пропорційний густині газу ρ_g .

$$\bar{D} = B \frac{\sigma}{\rho_g} X_{xmax} \frac{2\pi}{v_r} \quad (3.1)$$

де v_r — відносна швидкість між рідиною та газом, X_{xmax} — коефіцієнт, що залежить від числа Вебера, B — постійний коефіцієнт.

Використовуючи рівняння (3.1) для прогнозування розміру крапель силіконової олії, введеної в стиснене повітря при 25°C і 62 барах,

$$D_{est} = \frac{\sigma_{oil}}{\sigma_{water}} \frac{\rho_{g5.5}}{\rho_{g62}} * 250 \mu m = \frac{0,0197}{0,072} * \frac{6.44 \frac{kg}{m^3}}{72.54 \frac{kg}{m^3}} * 250 \mu m = 6.2 \mu m \quad (3.2)$$

де D_{est} — розрахунковий середній розмір крапель силіконової олії, σ_{oil} — поверхневий натяг силіконової олії, σ_{water} — поверхневий натяг води, $\rho_{g5.5}$ — щільність повітря при 5,5 бар і 25°C, а ρ_{g62} — щільність повітря при 62 барах і 25°C. 62 бари - це тиск подачі для випробувального ущільнення в умовах чистого та переважно повітря. Зверніть увагу, що реальний середній розмір крапель силіконової олії може бути більшим, ніж D_{est} , з таких причин: [24].

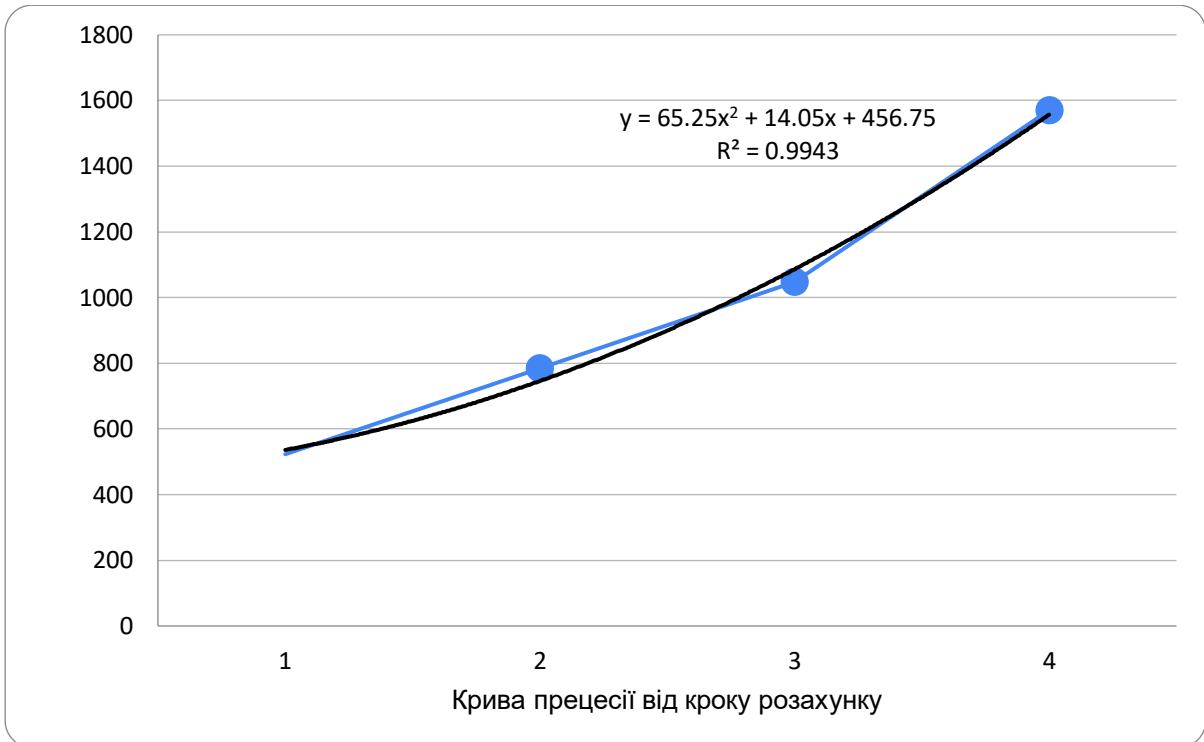
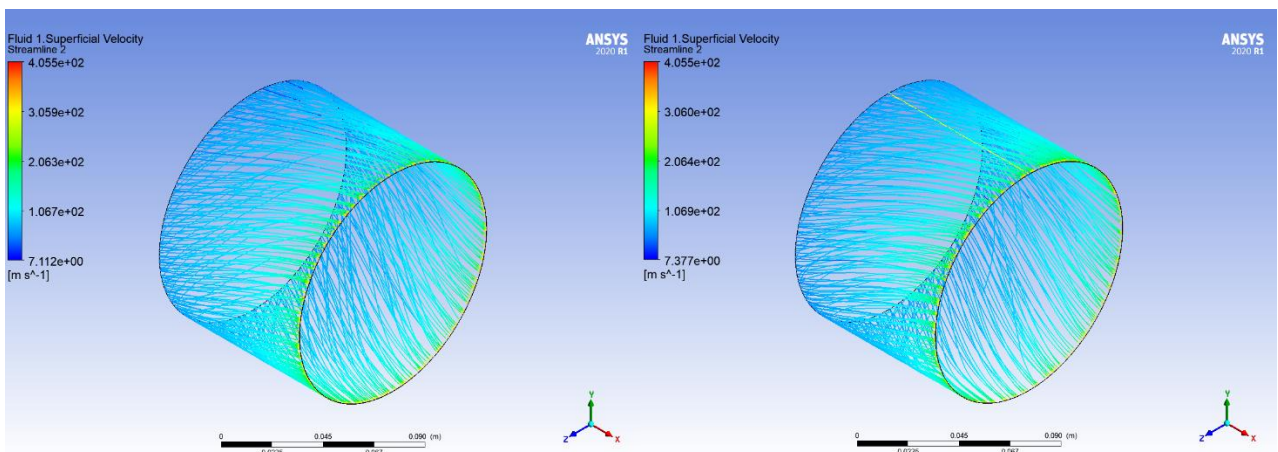


Рисунок 3.4 – Графік відповідності частоти прецесії до порядку розрахунку

Порівнявши рівняння з рисунку 3.3 з рівнянням 2.5, можна побачити залежність, що вільний член рівняння 456,75 відповідає прямій жорсткості, а пряме демпфування відповідає коефіцієнту -14,05.



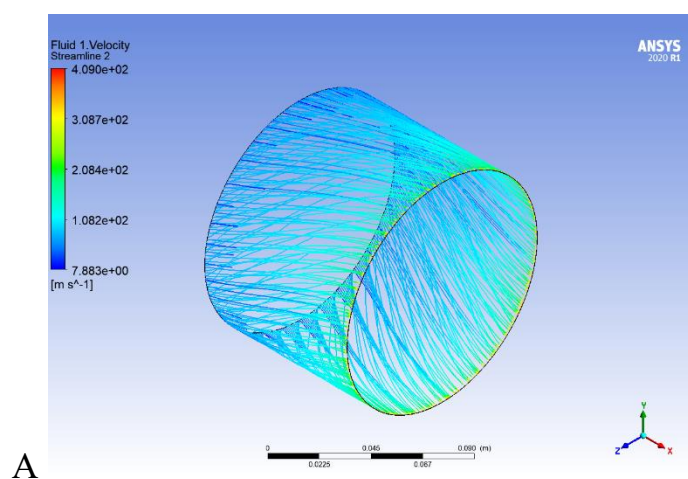


Рисунок 3.5 а,б,в – Показують рух потоку по ущільненню

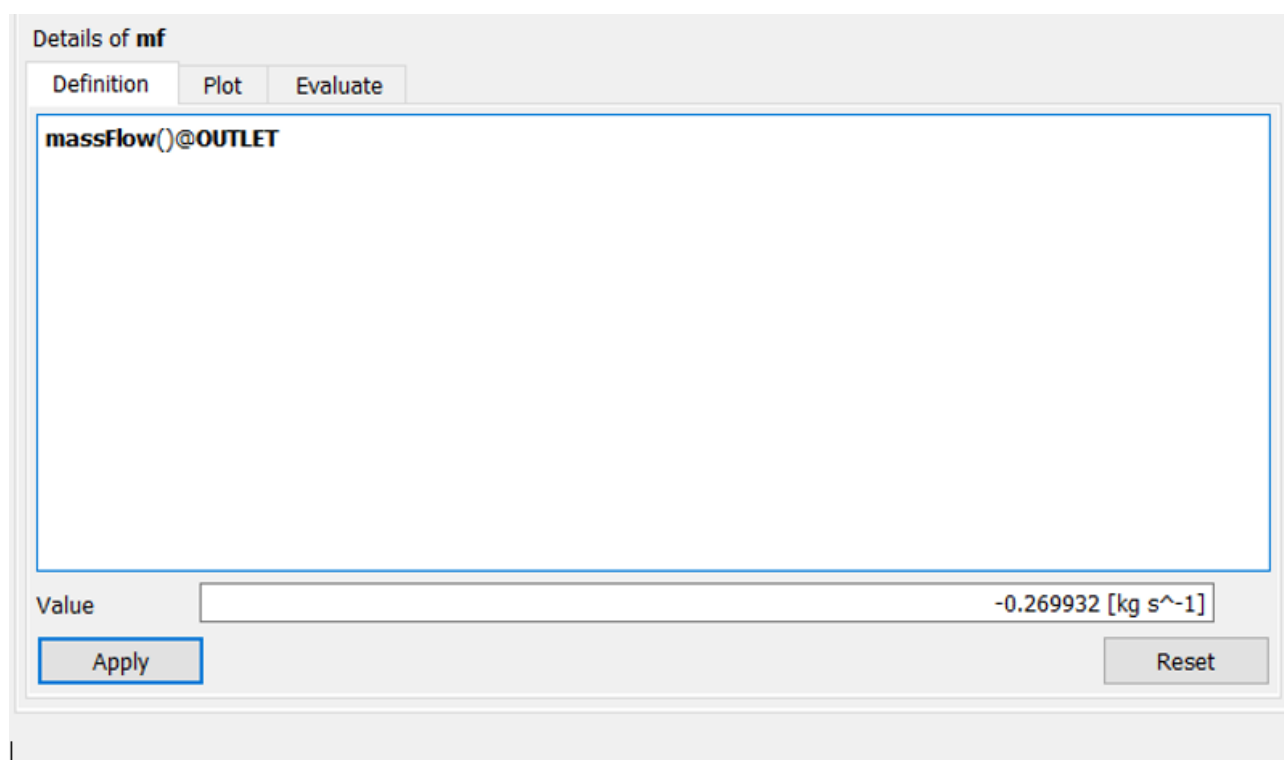


Рисунок 3.6 – Обчислення масових витрат на виході

force_z()@SHAFT

Value -357.428 [N]

force_y()@SHAFT

Value -267.113 [N]

Рисунок 3.7 – Розрахунок радіальної і тангінцеальної сили відповідно

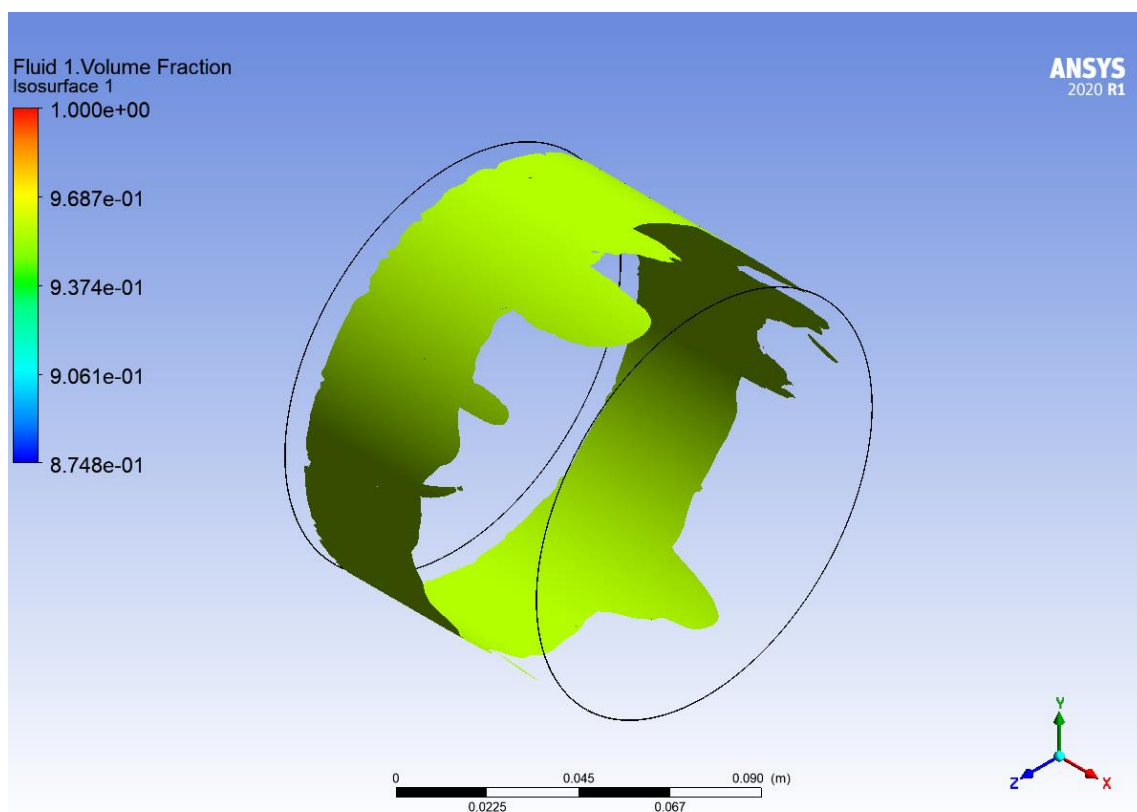


Рисунок 3.8 – Розподіл газу Азоту у двофазному потоці

3.2 Висновок

Виконувалося моделювання двофазного однорідного потоку у гладкому шпаринному ущільненні і його розрахунок. Розміри та вхідні дані подані у пункті 3.1. На рисунках у 3 розділі показані отримані дані з заданих рівнянь до моделі, показано приблизна модель руху двофазної рідини. Показано приблизний графік розподілу газової складової у двофазному однорідному потоці. Задавалась формула для розрахунку радіальної і тангіціальної сил відповідно. Розраховувалися масові витрати на виході з каналу.

ВИСНОВКИ

В програмному комплексі ANSYS CFX виконувався аналіз двофазної однорідної рідини, що складалася з масла PFS – 5cSt та бульбашок у вигляді газу Азоту N₂. Проводився аналіз за умови, що кількість газу у двофазній рідині складає 10%. Перед початком оглядалося застосування двофазних потоків у природі і техніці. Були розглянуті характеристики двофазних потоків і види параметрів. Виокремлені та розписані найбільш поширені режими течії двофазних потоків. Оглянуто питання про тепловіддачу. Розписано декілька галузей використання.

У багатофазному потоці на поверхню розділу між фазами впливає рух рідини. Режими багатофазного потоку зазвичай групуються в п'ять категорій: потоки газ-рідина (які природно не змішуються) і (незмішувані) потоки рідина-рідина, потоки газ-тверде тіло, потоки рідина-тверде тіло, три або більше фазні потоки. Незмішуваність рідини є важливим критерієм. У багатофазному потоці одна з фаз зазвичай є неперервною (фаза-носій), а інша фаза (фази) розсіяна в ній.

Газорідинні потоки поділяють на багато категорій залежно від розподілу та форми газових пакетів. Оглянуто три таких типи, широко досліджена у прозорих вертикальних та горизонтальних трубах, головним чином шляхом візуальних спостережень, включаючи високошвидкісну фотографію. На основі цих спостережень кожному режиму потоку було присвоєно окрему назву, що відображала унікальні характеристики потоку.

Для опису характеристик бульбашкової двофазної течії рідини використовують два методи - підхід Лагранжа та підхід Ейлера. У підході Лагранжа аналізується рух конкретної бульбашки у просторі та часі, тоді як підхід Ейлера надає загальну інформацію про розподіл дисперсної фази та середні характеристики групи бульбашок.

Проводився огляд геометрії відцентрових насосів, та огляд літератури і експериментів, де застосовувався двофазний потік у якості основної перекачуваної рідини. Відцентрові насоси використовують гладкі кільцеві

ущільнення для мінімізації витоку з зони високого тиску до зон з низьким тиском та підвищення ефективності.

У розрахунковій частині приймалися гладкі кільцеві ущільнення, що працюють як у газових, так і у рідинних середовищах.

Двофазний потік в гладкому кільцевому ущільненні не тільки знижує ефективність машини, але також може призводити до проблем з вібрацією. Тому вплив двофазних умов на ефективність гладких кільцевих ущільнень необхідно дослідити. Збільшення знань допоможе в проектуванні багатофазних турбомашин та уникненні проблем під час роботи на місці.

Показано приблизний графік розподілу газової складової у двофазному однорідному потоці. Задавалась формула для розрахунку радіальної і тангіціальної сил відповідно. Розраховувалися масові витрати на виході з каналу.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. San Andrés L., Lu X., Liu Q. Measurements of Flow Rate and Force Coefficients in a Short-Length Annular Seal Supplied with a Liquid/Gas Mixture (Stationary Journal). *Tribology Transactions*. 2016. Vol. 59, no. 4. P. 758–767.
2. San Andrés, L., 2012, “Rotordynamic Force Coefficients of Bubbly Mixture Annular Pressure Seals,” *ASME J Gas Turb Pwr*, 134(2), p. 022503.
3. Vannini, G., Bertoneri, M., Del Vescovo, G. and Wilcox, M., 2014, “Centrifugal Compressor Rotordynamics in Wet Gas Conditions,” *Proceedings of the 43rd Turbomachinery & 30th Pump Users Symposia*, Houston, TX, September 23-25.
4. Bertoneri, M., Wilcox, M., Toni, L. and Beck, G., 2014, “Development of Test Stand for Measuring Aerodynamic, Erosion, and Rotordynamic Performance of a Centrifugal Compressor Under Wet Gas Conditions,” *ASME Paper GT2014-25349*, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*, Düsseldorf, Germany, June 16-20.
5. Brennen, L., Bjorge, T., Gilarranz, J., 2005, "Performance Evaluation of a Centrifugal Compressor Operating Under Wet Gas Conditions," *Proceedings of the 34th Turbomachinery Symposium*, Houston, TX, September 12-15.
6. Beatty, P. A., and Hughes, W. F., 1987, "Turbulent Two-Phase Flow in Annular Seals," *ASLE Trans.*, 30(1) pp. 11-18.
7. Beatty, P. A., and Hughes, W. F., 1990, "Stratified Two-Phase Flow in Annular Seals," *ASME J. Tribol.*, 112(2) pp. 372-381.
8. Iwatsubo, T., and Nishino, T., 1993, “An Experimental Study on the Static and Dynamic Characteristics of Pump Annular Seals,” *Proceedings of the 7th Workshop on Rotordynamic* Downloaded by [Orta Dogu Teknik Universitesi] at 03:27 02 April 2016 ACCEPTED MANUSCRIPT ACCEPTED MANUSCRIPT 26 *Instability Problems in High Performance Turbomachinery*, Texas A&M University, College Station, TX, May 10–12.

9. Arauz, G. L., and San Andrés, L., 1997, "Analysis of Two-Phase Flow in Cryogenic Damper Seals - Part I: Theoretical Model," *ASME J. Tribol.*, 120, pp. 221-227.
10. Arauz, G. L., and San Andrés, L., 1997, "Analysis of Two-Phase Flow in Cryogenic Damper Seals - Part II: Model Validation and Predictions," *ASME J. Tribol.*, 120, pp. 228- 233.
11. Oike, M., Nosaka, M., Kikuchi, M., 1999, "Two-Phase Flow in Floating-Ring Seals for Cryogenic Turbopumps," *Tribol. Trans.*, 42(2) pp. 273-281.
12. Arghir, M., Zerarka, E., and Pieanu, G., 2009, "Rotordynamic Analysis of Textured Annular Seals with Mutiphase (Bubbly) Flow," *INCAS Bulletin* (publication of the National Institute for Aerospace Research "Elie Carafoli", Bucharest, Romania, ISSN 2066-8201), 3(3), pp. 3-13, 2011, DOI: 10.13111/2066-8201.2011.3.3.
13. Vannini, G., Bertoneri, M., Nielsen, K.K., Ludiciani, P., and Stronach, R., 2015, "Experimental Results and CFD Simulations of Labyrinth and Pocket Damper Seals for Wet Gas Compression," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015 Technical Conference and Exposition, Montreal, Canada, June 15-19, ASME Paper GT2015-43095.*
14. Multi-phase flow simulations in OpenFOAM. CFD Simulations approaches and open source CFD modeling.
URL: https://www.cfdyna.com/Home/of_multiPhase.html#google_vignette
15. Jones OC, Zuber N (1975) The interrelation between void fraction fluctuations and flow patterns in two-phase flow. *Int J Multiphase Flow* 2:273–306
16. Noghrehkar GR, Kawaji M, Chan AMC (1999) Investigation of two-phase flow regimes in tube bundles under cross-flow conditions. *Int J Multiphase Flow* 25:857–874
17. Hubbard MG, Dukler AE (1966) The characterization of flow regimes for horizontal two-phase flow. In: Saad MA, Miller JA (eds) *Proceedings of the 1966 heat transfer and fluid mechanics institute, Stanford University Press, Palo Alto*, pp 100–121

18. Weisman J, Duncan D, Gibson J, Crawford T (1979) Effects of fluid properties and pipe diameter on two-phase flow patterns in horizontal lines. *Int J Multiphase Flow* 5:437–462
19. Cheng L, Ribatski G, Thome JR (2008) Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: fundamentals and applications. *Appl Mech Rev* 61(5):050802-050802-28.
20. Rouhani SZ, Sohal MS (1983) Two-phase flow patterns: a review of research results. *Prog Nucl Energy* 11(3):219–259
21. Kawaji M. Fundamental Equations for Two-Phase Flow in Tubes. *Handbook of Thermal Science and Engineering*. Cham, 2018. P. 1849–1906. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-319-26695-4_46
22. Курбатов Д.І., Марцинковський В.А. та ін. З В І Т ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ „ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА РОЗРОБКА ТЕОРІЇ НОВИХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ УЩІЛЬНЕНЬ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН” (заключний), Суми, 2014, 100 с.
23. Taitel Y, Dukler AE (1976) A model for predicting flow regime transition in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE J* 22:47–55
24. Zhang M. Experimental Study of the Static and Dynamic Characteristics of a Long ($L/D=0.65$) Smooth Annular Seal Operating under Two-Phase (Liquid/Gas) Conditions. , М.Е., Harbin Institute of Technology, China Chair of Advisory Committee: Dr. Dara W. Childs: Dissertation. China, 2017. 241 p
25. San Andrés, L., 2011, "Rotordynamic Force Coefficients of Bubbly Mixture Annular Pressure Seals," *J Eng Gas Turb Power*, 134(2).
26. San Andres, L., 2010, "Notes 12(a). Annular Pressure Seals," *Modern Lubrication Theory*, Texas A&M University Digital Libraries, p. 19.
27. Childs, D., 1983, "Finite-Length Solutions for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals," *J. Tribol.*, 105(3), pp. 437-444.

28. Marquette, O. R., Childs, D. W., and San Andres, L., 1997, "Eccentricity Effects on the Rotordynamic Coefficients of Plain Annular Seals: Theory Versus Experiment," *Journal of Tribology*, 119(3), pp. 443-447.
29. Kerr, B., 2004, "Experimental and theoretical rotordynamic coefficients and leakage of straight smooth annular gas seals," Master thesis, Texas A&M University, College Station, TX.
30. Ransom, D., Podesta, L., Camatti, M., Wilcox, M., Bertoneri, M., and Bigi, M., 2011, "Mechanical Performance of a Two Stage Centrifugal Compressor under Wet Gas Conditions," *Proc. 40th Turbomachinery Symposium*, Houston, TX.
31. Brenne, L., Bjørge, T., Gilarranz, J. L., Koch, J., and Miller, H., 2005, "Performance Evaluation of a Centrifugal Compressor Operating under Wet-Gas Conditions," *Proc. 34th Turbomachinery Symposium*, Houston, TX, pp. 111-120.
32. Vannini, G., Bertoneri, M., Del Vescovo, G., and Wilcox, M., 2014, "Centrifugal Compressor Rotordynamics in Wet Gas Conditions," *Proc. 43rd Turbomachinery Symposium*, Houston, TX.
33. Griffin, T., and Maier, W., 2011, "Demonstration Of The Rotordynamic Effects Of Centrifugal Liquid Separation And Gas Compression In An Oil-Free Integrated MotorCompressor," *Proc. 40th Turbomachinery Symposium*, Houston, TX.
34. Bertoneri, M., Wilcox, M., Toni, L., and Beck, G., 2014, "Development of Test Stand for Measuring Aerodynamic, Erosion, and Rotordynamic Performance of a Centrifugal Compressor Under Wet Gas Conditions," *Proc. ASME Turbo Expo 2014*, American Society of Mechanical Engineers, Düsseldorf, Germany.
35. Vannini, G., Bertoneri, M., Nielsen, K. K., Iudiciani, P., and Stronach, R., 2015, "Experimental Results and CFD Simulations of Labyrinth and Pocket Damper Seals for Wet Gas Compression," *Proc. ASME Turbo Expo 2015*, American Society of Mechanical Engineers, Montreal, Quebec, Canada.
36. 2017, "PSF-5cSt Pure Silicone Fluid," <http://www.clearcoproducts.com/pdf/lowviscosity/NP-PSF-5cSt.pdf>.

- 37.Bracco, F., 1985, "Modeling of engine sprays," Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA.