

УДК 621.67: 621.51  
КП  
№ держреєстрації 0113U000135

Інв. №

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
(СумДУ)  
40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2,  
тел./факс (0542) 33-41-08

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Проректор з наукової роботи  
д-р фіз.-мат. наук, професор

\_\_\_\_\_ А.М. Черноус  
2013.12.30

**З В І Т**  
**ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ**  
**„ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА РОЗРОБКА ТЕОРІЇ**  
**НОВИХ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ТА РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧИХ**  
**КОНСТРУКЦІЙ УЩІЛЬНЕНЬ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН”**  
(проміжний)

Начальник науково-дослідної частини  
канд. фіз.-мат. наук

Д.І. Курбатов

Керівник НДР  
зав. кафедри “Загальної механіки і  
динаміки машин”  
д-р техн. наук, професор

В.А. Марцинковський

2013

Рукопис закінчений 25 грудня 2013 р.  
Результати роботи розглянуті науковою радою університету,  
протокол від 26.12.2013 р. № 3

## СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР зав. кафедри “Загальної механіки і динаміки машин”	2013.12.25	В.А. Марцинковський
засл. діяч науки и техніки України докт. техн. наук, професор Відповідальний виконавець	2013.12.25	(розд. 2, 3 висновки) А.В. Загорулько
старший науковий співробітник канд. техн. наук, доцент Зав. проблемною лабораторією	2013.12.25	(розд. 1, 2, 3 висновки) Є.М. Савченко
«Гермомеханіки і вібродіагностики» канд. техн. наук, доцент Молодший науковий співробітник	2013.12.25	(розд. 2, 3 висновки) С.М. Гудков
Молодший науковий співробітник	2013.12.25	(розд. 2, 3) С.О. Міщенко
Лаборант	2013.12.25	(розд. 2) Д.П. Боярський
Лаборант	2013.12.25	(розд. 2, 3) Д.В. Лісовенко
Лаборант	2013.12.25	(розд. 2, 3) А.Г. Халізева
Лаборант	2013.12.25	(розд. 3) О.В. Орел
Лаборант	2013.12.25	(розд. 3) В.В. Міхно
		(розд. 2)

## РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 54 с., 26 рис., 4 табл., 37 джерел.

Об'єкт дослідження: гідрогазодинамічні, трибомеханічні, міцнісні і ротородинамічні процеси в нових конструкціях ущільнень.

Мета роботи – створення нових конструкцій ущільнень і теорії їх розрахунку для покращення робочих характеристик, підвищення надійності, енергоефективності та екологічної безпеки насосного і компресорного обладнання за рахунок поглибленого вивчення їх робочого процесу.

Методи дослідження – обчислювальний експеримент за допомогою методів скінченних елементів і об'ємів, методи оптимізації газодинамічних та вібраційних характеристик, експериментальні методи досліджень робочого процесу у нових конструкціях ущільнень відцентрових машин.

Ущільнення нерухомих і особливо рухомих з'єднань є важливішими вузлами, що забезпечують надійність, економічність і безпеку технологічного обладнання. Аварійні відмови ущільнень частіш всього є причинами крупних техногенних катастроф і аварій на нафто- і газоперекачувальних станціях, на хімічних і нафтопереробних підприємствах, на атомних електростанціях та ін. Вимушені простоя технологічних ліній і систем, які обумовлені відмовами ущільнень, наносять значні економічні збитки, а ремонт ущільнень потребує великих затрат ручної праці і дорогих матеріалів.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: покращення гідрогазодинамічних характеристик, герметичності, віброннадійності та зменшення витрат на тертя, створення та впровадження нових високоефективних конструкцій ущільнень насосів та компресорів; розв'язання задачі течії рідини і вологого газу (двухфазне середовище – газ з невеликим вмістом рідини) у дроселюючих каналах шпарових ущільнень з урахуванням прецесійного руху валу, визначення жорсткостей та демпфірувань; розв'язання задачі динаміки аксіально-рухомого кільця торцевого імпульсного ущільнення.

Рекомендації по використанню результатів роботи і галузь застосування - нові вдосконалені конструкції ущільнень відцентрових машин та методики їх чисельного та аналітичного розрахунку можуть використовуватися підприємствами насосного и компресорного машинобудування при розробці нових та модернізації існуючих конструкцій відцентрових машин, що використовуються у нафтогазовидобувній промисловості, тепловій і атомній енергетиці, ракетно-космічній техніці для підвищення їх надійності, економічності та екологічної безпеки.

**НАСОСИ ТА КОМПРЕСОРИ, ГАЗОДИНАМІЧНІ І РОТОРОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ, МЕТОД СКІНЧЕННИХ ОБ'ЄМІВ ТА ЕЛЕМЕНТІВ, ОПТИМІЗАЦІЯ, УЩІЛЬНЕННЯ, ЖОРСТКОСТНІ ТА ДЕМПФІРУЮЧІ ВЛАСТИВОСТІ, ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА.**

## ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Комп'ютерне моделювання двофазної течії в шпаринних і торцевих ущільненнях.....	8
1.1 Застосування багатофазних насосів і компресорів в підводних установках .....	8
1.2 Структура потоку і режими течії в горизонтальній трубі.....	10
1.3 Моделювання методом балансу чисельності (популяції) ізотермічної бульбашкової течії.....	13
1.4 Аналіз двофазного потоку у шпаринному ущільненні.....	15
1.4.1 Вступ.....	15
1.4.2 Розрахунок двофазного потоку у шпаринному ущільненні.....	16
1.5 Висновки.....	37
2. Аналіз впливу геометричних параметрів імпульсного ущільнення на його динамічні характеристики.....	39
2.1 Вступ.....	39
2.2 Динаміка імпульсного ущільнення. Основні вираження.....	40
2.3 Числовий приклад.....	43
2.4 Висновки.....	48
Висновки.....	50
Перелік посилань.....	51

## ВСТУП

Як відомо енергія - основний ресурс, який забезпечує існування сучасного суспільства. Сьогодні перед кожною державою світу дуже гостро стоять проблеми пошуку нових джерел енергії, економії енергоресурсів та захисту навколишнього середовища. Тому наряду з ефективним енергозбереженням необхідне широкомасштабне отримання енергії із нових джерел, значне збільшення к.к.д. та покращення екологічних характеристик існуючих і знову споруджуваних енергетичних установок, обладнання та ін.

Відцентрові машини - насоси і компресори загалом споживають біля половини всієї енергії, котра виробляється в країні. Вони широко використовуються у всіх галузях промисловості, у тому числі і в енергетиці. Робочі параметри цих агрегатів постійно збільшуються, що потребує посилення вимог до їх економічності, вібраційних характеристик, надійності та герметичності. Прикладом таких машин є живильні насоси атомних електростанцій, насоси та компресори для перекачування нафти та природного газу. Ці відцентрові машини є дуже енергоємними та в них значна частина споживаної потужності втрачається на витоки і витрати потужності на тертя в безконтактних і контактних ущільненнях валів. Так по деяким даним близько 60% викидів в атмосферу складають неконтрольовані витоки через ущільнення. Достатньо відзначити, що навіть для агресивних рідин нормальними вважаються витоки через сальникові ущільнення на рівні до 2 літрів в годину. У рік це складає 16 т. перекачуваного середовища тільки через одне ущільнення. Ці тонни потребують знешкодження і утилізації, що пов'язано з великими додатковими витратами. Тому, надійність і герметичність ущільнень є вирішальним чинником екологічної безпеки, ресурсо- та енергозбереження.

Проблеми герметизації особливо актуальні в техніці видобування нафти та газу на шельфах морів. Відповідне насосне і компресорне обладнання працює у складних умовах, які пов'язані з перекачуванням вологого газу (газо - рідинних сумішей). Тим більше, що проведення налагоджувальних і ремонтних робіт потребує значних фінансових витрат.

Основними задачами аналізу системи ротор-ущільнення є обчислення витрат і гідродинамічних сил у кільцевих дроселях, а також оцінка вібраційного стану ротора, який визначається цими силами. Таким чином, при створенні нових високоефективних конструкцій ущільнень необхідним є урахування не тільки їх гідродинамічних, але й ротородинамічних характеристик (жорсткостей і демпфірувань).

Процес створення нових і вдосконалення існуючих ущільнень валів відцентрових машин може бути покращений за рахунок використання сучасних інноваційних технологій інженерного аналізу, які пов'язані з комп'ютерним моделюванням і оптимізацією та базуються на чисельних методах обчислювальної механіки рідини і газу та твердого деформованого тіла. Нові конструкції ущільнень дозволять забезпечити економію енергії та перекачуваних продуктів, а також екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання.

На підставі викладеного ясно, що актуальність задачі підвищення ефективності роботи відцентрових насосів та компресорів за рахунок створення нових конструкцій ущільнень з покращеними характеристиками, їх чисельного аналізу, експериментальних досліджень, оптимізації гідрогазодинамічних та ротородинамічних характеристик, розробки методик їх інженерного розрахунку безперервно зростає. А результати досліджень можуть бути актуальними у суміжних галузях науки при розрахунку і проектуванні практично всіх типів відцентрових машин та їх вузлів.

Таким чином, **метою** даної роботи є створення нових конструкцій ущільнень і теорії їх розрахунку для покращення робочих характеристик, підвищення

надійності, енергоефективності та екологічної безпеки насосного і компресорного обладнання за рахунок поглибленого вивчення їх робочого процесу.

Для досягнення даної мети в роботі вирішуються наступні задачі:

- покращення гідрогазодинамічних характеристик, герметичності, віброннадійності та зменшення витрат на тертя, створення та впровадження нових високоефективних конструкцій ущільнень насосів та компресорів;
- розв'язання задачі течії рідини і вологого газу (двухфазне середовище – газ з невеликим вмістом рідини) у дроселюючих каналах шпарових ущільнень з урахуванням прецесійного руху валу, визначення жорсткостей та демпфірувань;
- розв'язання задачі динаміки аксіально-рухомого кільця торцевого імпульсного ущільнення.

# **1 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДВОФАЗНОЇ ТЕЧІЇ В ШПАРИННИХ І ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕННЯХ**

## **1.1 Застосування багатофазних насосів і компресорів в підводних установках**

Технологія багатофазного відкачування розвинулася настільки, що стає важливим компонентом в найрізноманітніших схемах здобичі. Переставши бути вузькоспеціалізованою, технологія багатофазного відкачування швидко стає стандартною складовою сучасної системи видобутку нафти і газу. Із застосуванням багатофазного відкачування забезпечується економія витрат і досягається технологічна гнучкість в застосуванні: спектр відкачуваної рідини включає як важку нафту наземних родовищ, так і звичайну нафту морських і шельфових родовищ. В майбутньому, у міру поліпшення показників ефективності і надійності, очікується широке використання цієї технології при роботі з мокрим газом і в підземному свердловинному устаткуванні [1].

Технологія багатофазного відкачування є єдиною промисловою технологією переробки в підводних установках. Технологія багатофазного відкачування представляє найосновніший тип переробки при підводній здобичі і, тому, є найбільш доступною. Вона дозволяє безпосередньо перекачувати багатофазну суміш при мінімальному наборі устаткування. Багатофазні насоси також можуть бути використані спільно з іншими технологічними схемами підводної переробки. Наприклад, в системі з частковою сепарацією здобутої рідини. В цьому випадку багатофазний насос є найкращим варіантом відкачування потоку рідини з деяким змістом попутного газу. Багатофазний насос або компресор мокрого газу також представляють найкращий вибір для відкачування потоку газу. Якщо газ не виходить під власним тиском, то багатофазний насос або компресор мокрого газу можуть підняти тиск потоку газу, навіть якщо в ньому є присутніми декілька



відсотків об'ємного вмісту рідини. Будучи відносно новою сферою застосування, підводне відкачування рідини багатофазними насосами вже має серйозну історію.

У більшості випадків технологія багатофазного відкачування є єдиною життєздатною для вирішення екологічних проблем, таких як зниження об'єму спалювання на факелі, монтаж систем збору викидів газу або зниження ризику витоків з резервуарів зберігання на майданчику свердловин.

Підводні свердловини мають одне з найнижчих значень кінцевої нафтовіддачі в нафтогазовій індустрії. Для досягнення задовільного значення нафтовіддачі потрібне застосування таких технологій підводної здобичі, які сприяють належному вичерпанню резервуару. Будучи найбільш поширеною формою підводної обробки рідини, технологія багатофазного відкачування обіцяє грати дуже важливу роль у схемах розробки підводних родовищ.

Технологія багатофазного відкачування є промисловою технологією, яка визнана кращою в різних схемах здобичі нафти і газу. Проте ця технологія являється дуже молодою, що з'явилася в результаті адаптації технології однофазного відкачування. Нині існує тільки друге покоління насосів такого типу.

Не будучи абсолютно новою сферою застосування, підводне багатофазне відкачування є новим у сфері технологій об'ємного витіснення. Для підводного застосування інтереси сфокусовані на розумінні видів відмови, середньому часі напрацювання на відмову і на кількості втручань персоналу.

Було виявлено, що при збільшенні об'ємного коефіцієнта змісту газу к.к.д. багатофазного насоса різко знижується. Очевидно, що не зважаючи на економію первинних капітальних витрат, при використанні багатофазного насоса в установках по відкачуванню мокрого газу потрібне проведення додаткової роботи. Виробники насосів працюють над поліпшенням к.к.д. при значенні об'ємного коефіцієнта змісту газу, що знаходиться в діапазоні 95-99%, а виробники компресорів працюють над тим, щоб компресор мав змогу витримувати вміст рідини в діапазоні 1-5%.

## 1.2 Структура потоку і режими течії в горизонтальній трубі

Структура двофазного потоку в горизонтальній трубі є більш складною, ніж потік у вертикальній трубі, оскільки сила тяжіння/виштовхуюча сила перпендикулярна основному напрямку потоку, що призводить до того, що газова/рідка фази переважно займають верх/дно труби або навіть при цьому відбувається просте розшаровування горизонтального потоку на деяких режимах течії. Рисунок 1.1 демонструє картину течії в горизонтальній трубі. Як показано на рисунку 1.1 *а*, бульбашковий потік в горизонтальній трубі має структуру потоку подібну до потоку у вертикальній трубі, але при цьому бульбашки мають велику тенденцію мігрувати у верхню половину труби під дією виштовхуючої сили (плавучості). Цей режим течії зазвичай відбувається при високій швидкості потоку рідини, чия велика турбулентність може протидіяти злиттю бульбашок у безпосередній близькості від верхньої стінки труби. При збільшенні витрати газу і зниженні швидкості рідини, окремі бульбашки поряд з верхньою стінкою труби формують великі подовжені бульбашки газу, цей режим течії називають поршнеvim потоком (рис. 1.1 *б*).

Повне розділення двох фаз відбувається, коли рідинна і газова фази рухаються при малих швидкостях. Стійка горизонтальна поверхня розділу, як правило, спостерігається в так званій слоїстій структурі потоку, яка показана на рисунку 1.1 *в*. Збільшення швидкості газу у слоїстому потоці призводить до того, що за рахунок міжфазного зусилля зсуву, викликаного істотною відносною швидкістю, утворюється частково слоїста фаза рідини в газовій фазі з хвилями на поверхні розділу фаз. При цьому гребені хвиль не торкаються верхньої частини труби, як показано на рисунку 1.1 *г*. Ця структура течії називається хвилевим потоком.

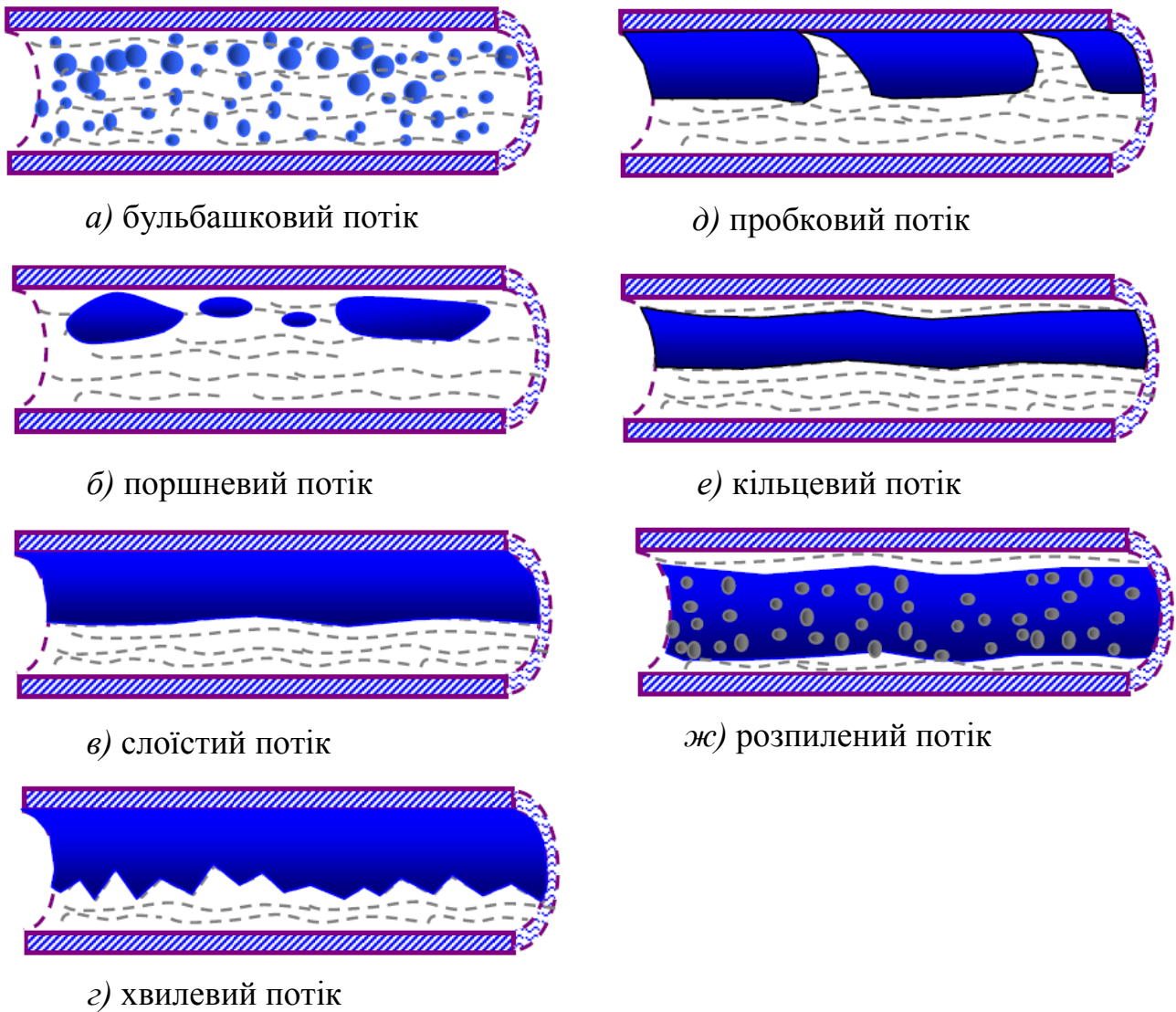


Рисунок 1.1 - Структури двофазної течії (повітря-вода) в горизонтальній трубі

Коли міжфазні хвилі стають досить великими і змочують верхню частину труби, то відбувається пробковий стан потоку. Як показано на рисунку 1.1 д, хвилі великої амплітуди постійно торкаються верхньої стінки труби, залишаючи тонку плівку рідини, що знаходиться в газовій фазі. Безперервна газова фаза відділяється цими тонкими плівками рідини і розбивається на подовжені бульбашки. Діаметри цих бульбашок подібні до діаметру труби. При збільшенні швидкості течії газу усередині поверхні труби утворюється безперервна кільцева плівка рідини, цей

режим течії називається кільцевим потоком. Кільцевий потік в горизонтальній трубі має аналогічні характеристики з потоком у вертикальному трубі, проте плівка рідини має різну товщину на дні і зверху труби, як показано на рисунку 1.1 е. При високих швидкостях течії газу, маленькі крапельки рідини можуть відділятися від основного потоку газу у безпосередній близькості до стінки, такий режим течії називається розпилений потік (рис. 1.1 ж).

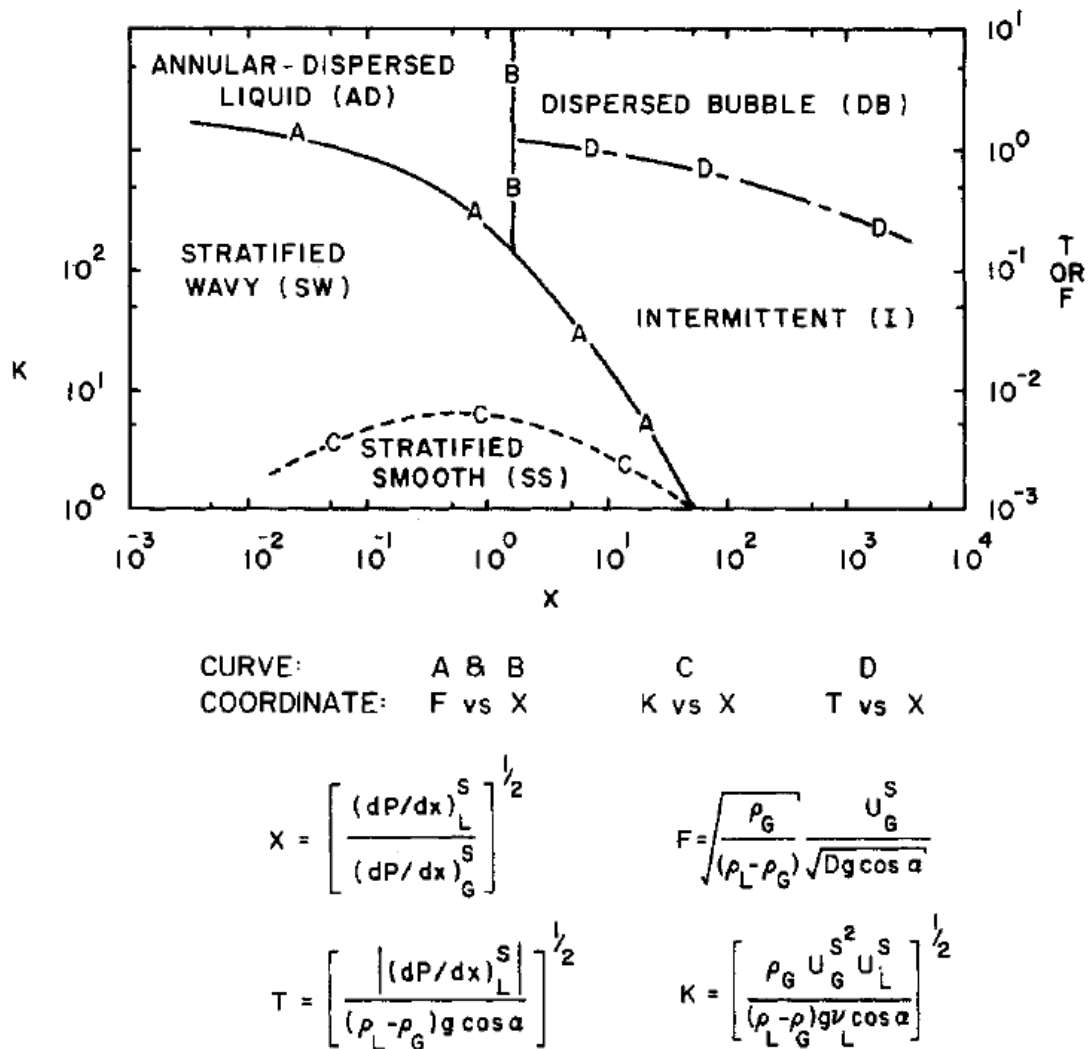


Рисунок 1.2 – Діаграма режимів течії для двофазного потоку (повітря-вода) в горизонтальній трубі, запропонованого Тайтель і Даклер (1976)

На рисунку 1.2 приведена експериментальна діаграма режимів течії для двофазного потоку (повітря-вода) в горизонтальній трубі, запропонованого Тайтель і Даклер (1976). 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.

### **1.3 Моделювання методом балансу чисельності (популяції) ізотермічної бульбашкової течії**

Два методи можуть бути використані для опису характеристик бульбашкової двофазної течії рідини, а саме підхід Лагранжа і підхід Ейлера відповідно. При використанні підходу Лагранжа, вибирається бульбашка і розглядається її рух у просторі і в часі. У підході Лагранжа розглядається рух одного об'єкту і його траєкторія. Підхід Ейлера не вивчає траєкторію однієї бульбашки, а отримує загальну інформацію про розподіл дисперсної фази і середні характеристики в цілому групі бульбашок.

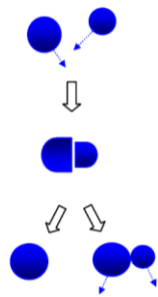
Оскільки частим є злиття і розпад бульбашок, то практично неможливим є простежити траєкторію одного взятого об'єкту у зв'язку з його створенням або подальшим зникненням. Тому, надалі буде застосовуватись Ейлеровий підхід і метод балансу чисельності (популяції) бульбашок газу і крапель рідини.

Математично змінна, яка описує об'єкт має бути представлена в "зовнішніх" і "внутрішніх" координатах. "Зовнішня" координата використовується для зазначення цього об'єкту, фізичне положення якого регулюється конвекцією і дифузиею потоку, тоді як "внутрішня" координата описує властивості об'єкту, такі як: кількість, розмір, площа поверхні, швидкість і так далі. Як правило, зовнішня і внутрішня координати об'єкту представлені кінцевим розмірним простором станів

і загальним числом об'єктів в просторі станів. Проте в деяких процесах, таких як зародження частинок, скупчення, злиття і розпад бульбашок і так далі, кількість об'єктів у такому просторі станів може змінюватися у зв'язку з процесом "народження", що створює нові бульбашки і процесом "смерті", що руйнує існуючі бульбашки.

### Механізм злиття

Випадкове зіткнення

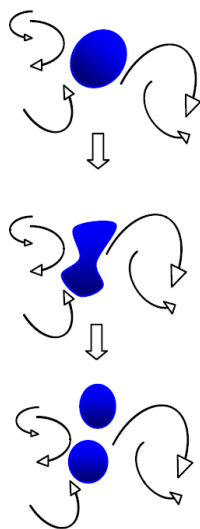


Збудження віднесення

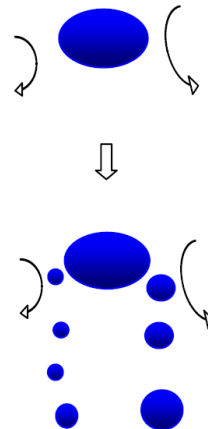


### Механізм розпаду

Турбулентний вплив



Зріз



Поверхнева нестійкість

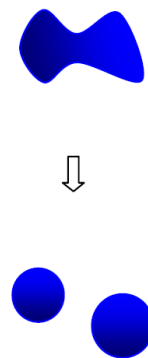


Рисунок 1.3 – Схематичне зображення механізмів злиття і розпаду бульбашок

Оригінальна концепція моделі балансу чисельності (популяції) запозичена з рівняння Больцмана, яке описує розв'язання просторового положення і швидкостей молекул в просторі. Модель MUSIG (Декількох Груп Розмірів) розроблена для обробки полідисперсних багатофазних середовищ. Полідисперсний багатофазний потік, це потік, дисперсна фаза якого має більшу зміну в розмірі і його важко описати одним середнім об'ємом. Залежно від припущення про однакові або різні швидкості в такій групі розмірів, модель може бути як однорідною так і неоднорідною MUSIG моделлю. У однорідній моделі MUSIG,  $M$  груп розмірів фракцій використовуються для апроксимації безперервного розподілу розміру частинок (PSD) і перетворення в кожному розмірі фракцій, що виражається рівнянням перенесення від його початкового ядра управління міжгруповою фракцією передачі за рахунок механізмів злиття і розпаду бульбашок. Схематична ілюстрація механізмів злиття і розпаду показані на рис. 1.3.

## **1.4 Аналіз двохфазного потоку у шпаринному ущільненні**

### **1.4.1 Вступ**

Підводне видобування стає насущною технологією для успішного розроблення газових запасів у Північному морі, ціла низка технологічних запитань виходить на передній план у нафтовій і газовій промисловості. Важливою є здатність перекачувати газ, який включає істотну кількість рідини. Перекачування мокрого газу вимагає знань в області прогнозування характеристик турбомашин зі змішаною фазою течії, а також про механічну надійність машин у подібному середовищі. У багатьох конструкціях турбомашин загальним є використання технологічних рідин для допоміжних цілей таких як шунтуючі вприскування, охолоджувачий потік і так далі. У більшості застосувань на суші, це відносно просте рішення оскільки завжди потрібний простір для забезпечення

видобування і в цій ситуації можна використати велике устаткування таке як сепаратори рідкої/газової фази, які можуть легко поєднуватися в конструкції. Оскільки устаткування переміщується у відкрите море, це стає надзвичайно дорогим для підводних застосувань.

У відповідь на запити ринку потрібно розробити технологію для перекачування мокрого газу в підводних умовах. Це вимагає всебічного погляду на всі робочі параметри відцентрового компресора при перекачуванні мокрого газу.

#### 1.4.2 Розрахунок двохфазного потоку у шпаринному ущільненні

Шпаринні (демпферні) ущільнення обмежують перетікання між ступенями у відцентрових насосах і компресорах. Робоча рідина - технологічна малов'язка рідина або технологічний газ. Шпаринні ущільнення подібні по конструкції до циліндричних підшипників ковзання, але мають особливу структуру потоку з турбулентною течією і ефектами інерції рідини. Ущільнення мають великі градієнти тисків, при цьому осьовий розвиток окружної вихрової швидкості призводить до створення перехресних гідродинамічних сил. Коефіцієнти ротородинамічних сил ущільнення переважно впливають на стійкість і динамічний силовий відгук високонавантажених насосів і компресорів. Текстурування поверхні статора (макрошорсткість) знижує вплив небажаних перехресних динамічних сил і покращує стійкість системи, а також є зараз загальною практикою в технології демпферних ущільнень. Подальше використання газових демпферних ущільнень з сотами, набором отворів круглого перерізу, і т.д., має позитивний вплив на частотно залежні коефіцієнти сил (жорсткість і демпфірування), що може істотно підвищувати в певних частотних діапазонах демпфірування і центруючу жорсткість. Це дозволяє виконувати ущільненням функції навантажених підшипникових елементів, а також



підвищувати коефіцієнт демпфірування системи ротор-підшипник (логарифмічний декремент) для стандартних промислових технічних умов.

Як правило, шпаринні ущільнення працюють на рідині (в насосах) або газі (в компресорах), рідко на суміші обох. В даний час проведені великі експериментальні та теоретичні дослідження, що описують течії рідинних і газових середовищ в шпаринних ущільненнях. Проте, все ще мало публікацій з досліджень шпаринних ущільнень на газорідинних сумішах і з пароутворенням рідини (фазовим зміною).

Нафтоперекачуючі насосні станції часто працюють з присутністю газу в рідинах, який впливає на повний к.к.д. насосів і їх надійність. Мало проведено досліджень для ущільнень, що працюють в таких умовах, тому необхідно визначати протікання в ущільненні, втрати потужності, коефіцієнти ротородінамічних сил, можливо також враховувати вплив випадкових вібрацій, які передаються на всю систему ротор-підшипники-ущільнення.

Актуальним є ідентифікація динамічних коефіцієнтів в ущільненнях, які працюють на газорідинних сумішах. Нагадаємо, що (лінійаризовані) коефіцієнти сил, предствляють змінення в реакціях сил в результаті переміщень з малими амплітудами біля рівноважного положення. Типова лінійна модель описується рівняннями

$$F = -Kz - C\dot{z} - M\ddot{z} \quad (1.1 \text{ a})$$

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} \\ K_{YX} & K_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{XX} & C_{XY} \\ C_{YX} & C_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} M_{XX} & M_{XY} \\ M_{YX} & M_{YY} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (1.1 \text{ b})$$

де  $F = \{F_x, F_y\}^T$  і  $z = \{x_{(t)}, y_{(t)}\}^T$  – вектори бокових сил реакцій і переміщень, відповідно.

Матриці містять коефіцієнти жорсткості, демпфірування і сили інерції. Інерція рідини і додаткові коефіцієнти є суттєвими в ущільненнях при високих швидкостях і великих перепадах тиску.

У загальному випадку, коефіцієнти динамічних сил рідинного ущільнення є частотно незалежними. Таким чином, фізична модель  $K - C - M$  є адекватною. Проте, стисливість рідини (в демпферних ущільненнях) призводить до того, що жорсткість збільшуються з ростом змушуючої частоти ( $\omega$ ), а коефіцієнт демпфірування спочатку підвищується зі зміною змушуючої частоти, а надалі може різко падати.

На рис. 1.4 зображена геометрія типового шпаринного ущільнення. Однорідна газожидкостна суміш у шпаринному зазорі ущільнення, вал обертається з кутовою швидкістю  $\Omega$ . Номінальний радіальний зазор в ущільненні  $h$ .

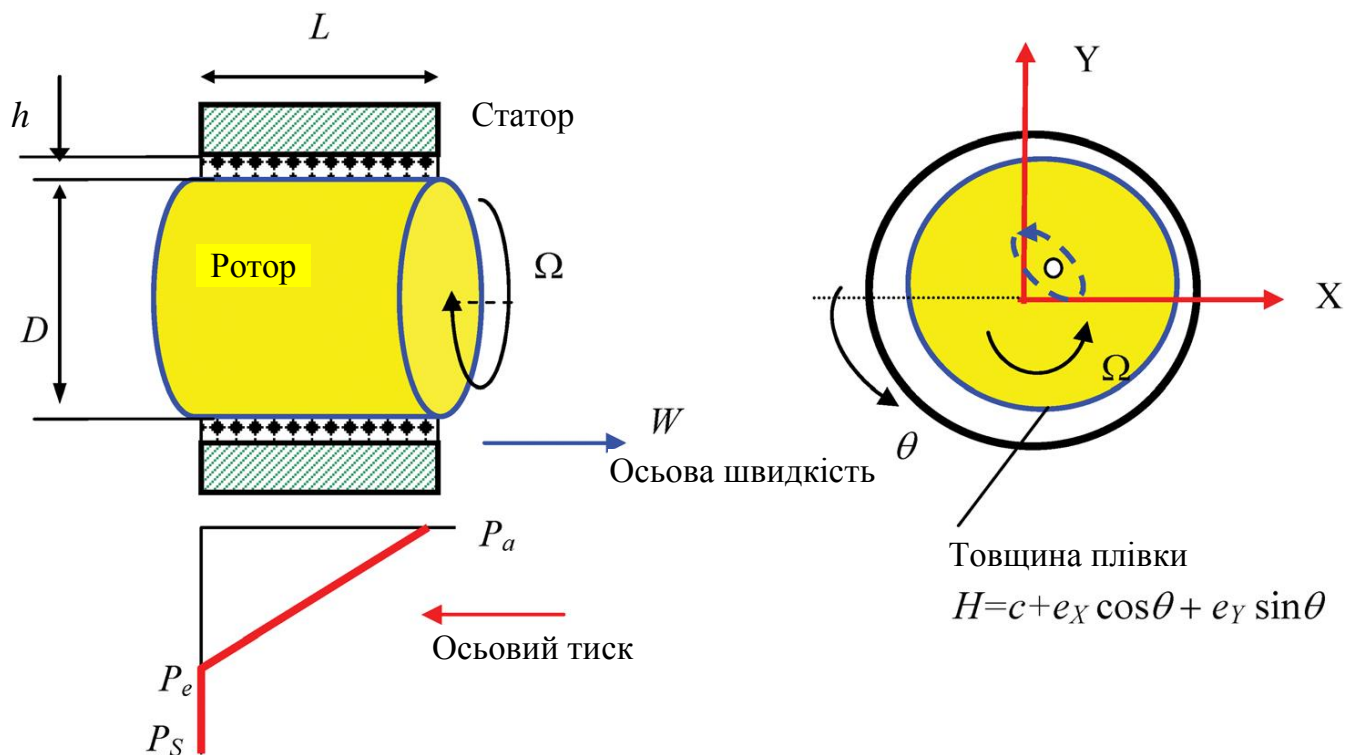


Рисунок 1.4 - Геометрія шпаринного ущільнення [2]

Таблиця 1.1 - Геометрія шпаринного ущільнення, робочі параметри і властивості компонентів суміші

Кутова швидкість ротора, $\Omega$	1047 рад/с	10000 об/хв	
Діаметр, $D$	116,8 мм	Температура на вході	298 К
Довжина, $L$	87,6 мм	Тиск на вході, $P_s$	70e5 Па
Зазор, $h$	126,7 мкм	Тиск на виході, $P_a$	0 атм
Коефіцієнт втрат тиску на вході, $\xi$	0,25	Коефіцієнт попередньої закрутки на вході, $\alpha$	0,50
Фізичні властивості	Суміш Мастило ISO VG 2	при $P_s, T_s$	Азот (N2)
В'язкість, $\mu$	2,14 с-Пуазель	В'язкість, $\mu$	0,0182 с-Пуазель
Густина, $\rho$	784 кг/м <sup>3</sup>	Густина, $\rho$	80,2 кг/м <sup>3</sup>
Об'ємний модуль, $\kappa$	20,682 атм	Молекулярна вага	28
Коефіцієнт поверхневого натягіння, $S$	0,035 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 $P_a, \rho_a$	1,1 кг/м <sup>3</sup>
Об'ємна доля суміші $\beta_s$ змінюється (0-1,0)			

Метою досліджень є комп'ютерне моделювання за допомогою методів обчислювальної гідрогазодинаміки (CFD) однорідних і неоднорідних двофазних течій в ущільненнях за допомогою використання моделі багатофазної течії програми ANSYS CFX, і визначення статичних і динамічних сил реакцій у багатофазних ущільненнях. Необхідно розв'язати наступні задачі:

- виконати огляд моделей, які використовуються в програмі ANSYS CFX для моделювання багатофазних течій;
- виконати перевірку різних CFD моделей багатофазної течії на прикладі течії в горизонтальній трубі;
- виконати CFD аналіз течії в шпаринних ущільненнях з бульбашковою сумішшю і порівняти результати CFD моделювання з об'ємною моделлю.

Визначити протікання, втрати потужності на тертя, сили реакцій, і коефіцієнти ротородинамічних сил, як функцію об'ємної долі суміші, перепаду тиску, частоти обертання ротора, частоти прецесії:

- виконати моделювання двофазної течії в канавочних торцевих ущільненнях і в імпульсних торцевих ущільненнях.

У теперішній час у літературі розглянуті наступні питання:

- моделі об'ємного потоку для розрахунку течії бульбашкового потоку в шпаринних ущільненнях, визначення коефіцієнтів ротородинамічних сил. Вимірювання тиску і візуалізація двофазної течії у демпфері стиснутої плівки. Визначення впливу мокрого газового потоку на механічну характеристику двоступінчатого відцентрового компресора [2-5].
- описання фізичного процесу двофазної течії в трубах. CFD моделювання двофазних течій в трубах і каналах (Ansys CFX і Fluent), експериментальна перевірка [6-15].
- моделі двофазної течії в програмі Ansys CFX. Найбільш застосовні моделі, неоднорідна MUSIG модель - метод балансу чисельності (популяції) для полідисперсних бульбашкових течій [16-25].
- моделювання циліндричної прецесії в шпаринних ущільненнях, за допомогою використання програми Ansys CFX, визначення ротородинамічних сил і оцінка коефіцієнтів жорсткості і демпфування [26-27].
- двофазні течії в торцевих ущільненнях. Дослідження трибологічних характеристик кілець із спіральними канавками [28-33].

Для моделювання використовується Ейлер-Ейлер підхід в якому:

- дві фази передбачаються у формі взаємнопроникаючого континууму, існуючого в усій області течії середовища;
- рівняння розв'язується для об'ємних долей і польових змінних фаз,

- кожна Ейлерова дисперсна фаза характеризується одним діаметром. Для моделювання дисперсного стану повітря у воді з трьома розмірами бульбашок, використовуючи стандартний Ейлеров підхід, необхідні чотири фази.

При моделюванні багатофазних течій необхідно розглядати наступні фізичні процеси такі як: плавучість, міжфазний опір або обмін імпульсом, міжфазний масообмін, поверхневе натягіння, взаємодія дисперсної фази частинка-частинка, розпад і/або злиття дисперсних фаз, турбулентні ефекти, моделювання міжфазної області і так далі. Кожен з ефектів може бути досліджений залежно від природи розв'язуваної задачі. Також важливо враховувати сили, які за природою не є силами опору: підйомну силу, яка діє у поперечному напрямку потоку; силу змащення у стінки, яка запобігає занадто близькому наближенню бульбашок до стінки; турбулентну силу дисперсії, яка згладжує розподіл бульбашок в об'ємній долі градієнта в турбулентному полі потоку. Урахування цих сил при моделюванні дозволяє розтягувати бульбашки від центру потоку.

У ANSYS CFX використовується багатофазна 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. Рівняння балансу популяцій для групи  $i$ :

$$\frac{\partial n_i}{\partial t} + \frac{\partial(U_i^i n_i)}{\partial x^i} = B_{Bi} - D_{Bi} + B_{Ci} - D_{Ci}$$

Форма збереження:

$$\frac{\partial(\rho_d r_d f_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_d r_d U_d^i f_i)}{\partial x^i} = S_i$$

У однорідній реалізації моделі MUSIG, усі розміри груп передбачаються такими, що рухаються з однаковою швидкістю (підходить для еліпсоїдних бульбашок і крапель, де міжфазний опір не сильно залежить від розміру):

$$\frac{\partial(\rho_d r_d f_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_d r_d U_d^i f_i)}{\partial x^i} = S_i$$

Джерела:

$$S_{Bi} = \rho_d r_d \left( \sum_{j>i} B_{ji} f_j - f_i \sum_{j<i} B_{ij} \right)$$

$$B_{ij} = B_{ij}^i \int_{f_{BV}} df_{BV} \quad \text{Інтегрування за розмірами в групі}$$

$$f_{BV} = \frac{m_j}{m_i} \quad \text{Фракція розпаду}$$

де  $B_{ij}$  – швидкість розпаду з групи  $i$  в групу  $j$ ,  $B_{ij}^i$  - швидкість розпаду з діаметру  $i$  до діаметру  $j$ .

Моделі для швидкості распаду ( $B_{ij}^i$ ) (Luo and Svendsen), які основані на теорії ізотропної турбулентності.

Злиття:

$$S_{Ci} = (\rho_d r_d)^2 \left( \frac{1}{2} \sum_{j \leq i} \sum_{k \leq i} C_{jk} f_j f_k \frac{m_j + m_k}{m_j m_k} X_{jki} - \sum_j C_{ij} f_i f_j \frac{1}{m_j} \right)$$

де  $C_{ij}$  - швидкість злиття для групи  $i$  в групі  $j$ ,  $X_{jki}$  - матриця маси (об'ємна доля маси в результаті злиття між  $j$  і  $k$ , які переходять в  $i$ ).

Злиття - Prince & Blanch модель. Розрахунки для зіткнень за рахунок турбулентності і плавучості. Коефіцієнт турбулентної плавучості типово дорівнює 0.25-1.0. Розпад - Luo & Svendsen модель. Розрахунки для моделі розпаду за рахунок дії турбулентності. Коефіцієнт типово дорівнює 1.0.

При розрахунках використовується 20 кроків за часом за одне обертання; рідина 1: Азот (N<sub>2</sub>) як ідеальний газ - полідисперсна рідина – нульове рівняння дисперсної фази, рідина 2 – Мастило ISO VG - 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/м<sup>3</sup>; модель розпаду – Luo and Svendsen, модель злиття – Prince and Blanch; коефіцієнт поверхневого натягіння – 0.035 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 – 70e5 Па; тиск на виході – 0 Па; базовий тиск – 1e5 Па;  $e_y=e\sin\omega t$ ,  $e_z=e\cos\omega t$ ,  $e=2e-5$  м; 30 комірок у зазорі, 647680 гекса комірок в моделі шпаринного ущільнення, дисперсна фаза з однорідною MUSIG рідиною; багатофазна 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 дескретизації другого порядку.

Розрахунки були проведені для декількох поєднань моделей течії двухфазного середовища, гідродинамічних сил, які діють у зазорі шпаринного ущільнення на двухфазну суміш та граничних умов:

- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції з  $k-\epsilon$  моделлю турбулентності без урахування сил, які не є силами опору (підйомна сила, сила змащення у стінки, турбулентна сила дисперсії) з попередньою закруткою на вході (CFD MUSIG PolyDisp);
- однорідна дисперсна модель без урахування сил, які не є силами опору з попередньою закруткою на вході (CFD Disp);
- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції без попередньої закрутки на вході (CFD MUSIG w/o Pre-swirl);
- однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції з SST моделлю турбулентності з урахування сил, які не є силами опору (CFD SST NonDragForces);
- модель об'ємного потоку (BULK FLOW).

Схема циліндричної прецесії вала та сил і моментів, які діють у зазорі ущільнення приведені на рисунку 1.5.

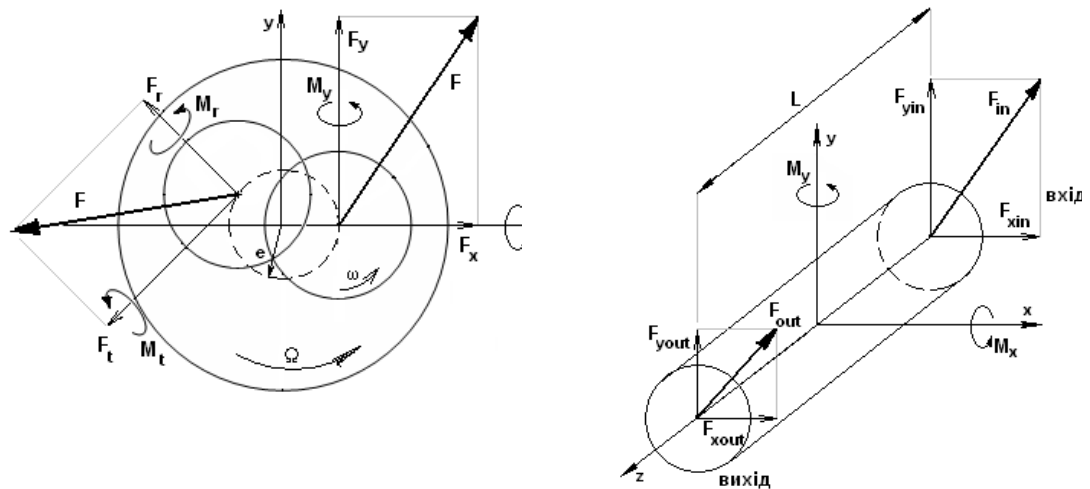


Рисунок 1.5 – Схема циліндричної прецесії та сил і моментів, які діють у зазорі ущільнення

Рівняння для оцінювання прямих і перехресних жорсткостей та демпфірувань

$$F_r/\delta = -K - c\Omega + M\Omega^2$$

$$F_t/\delta = k - C\Omega - m\Omega^2$$



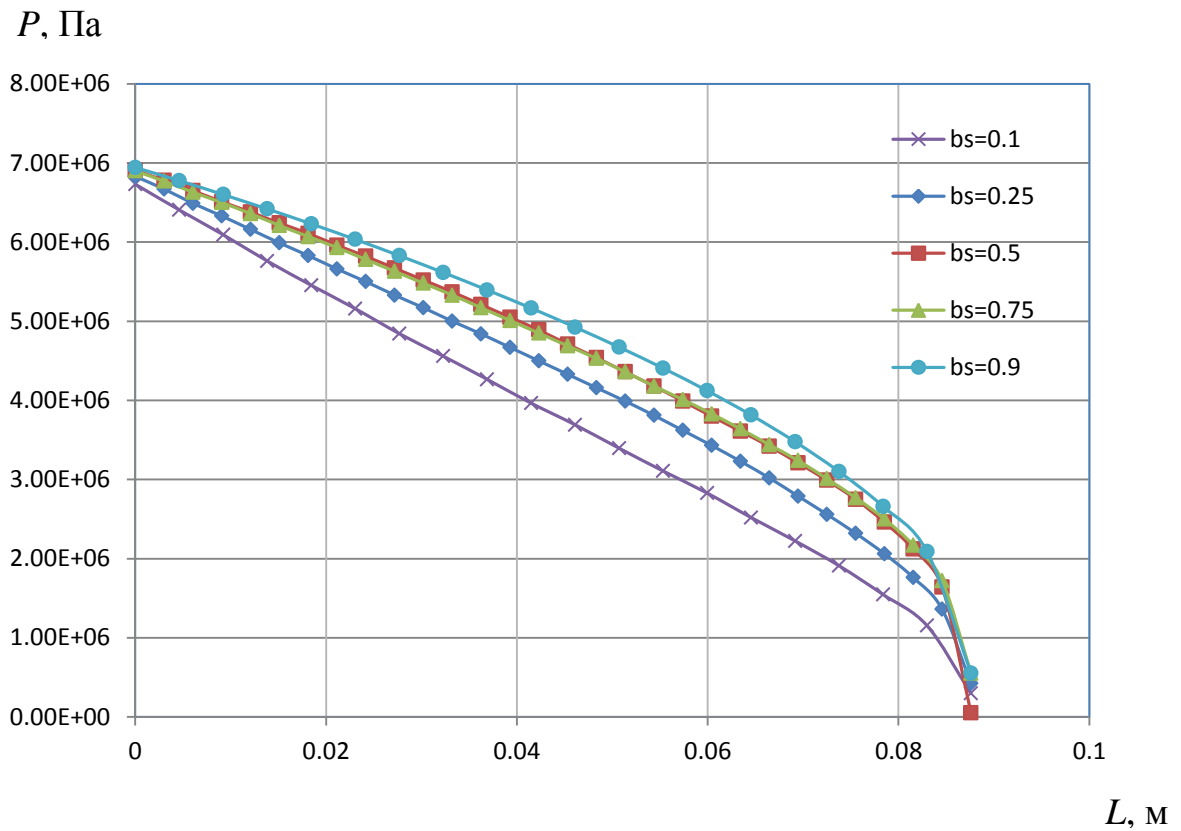
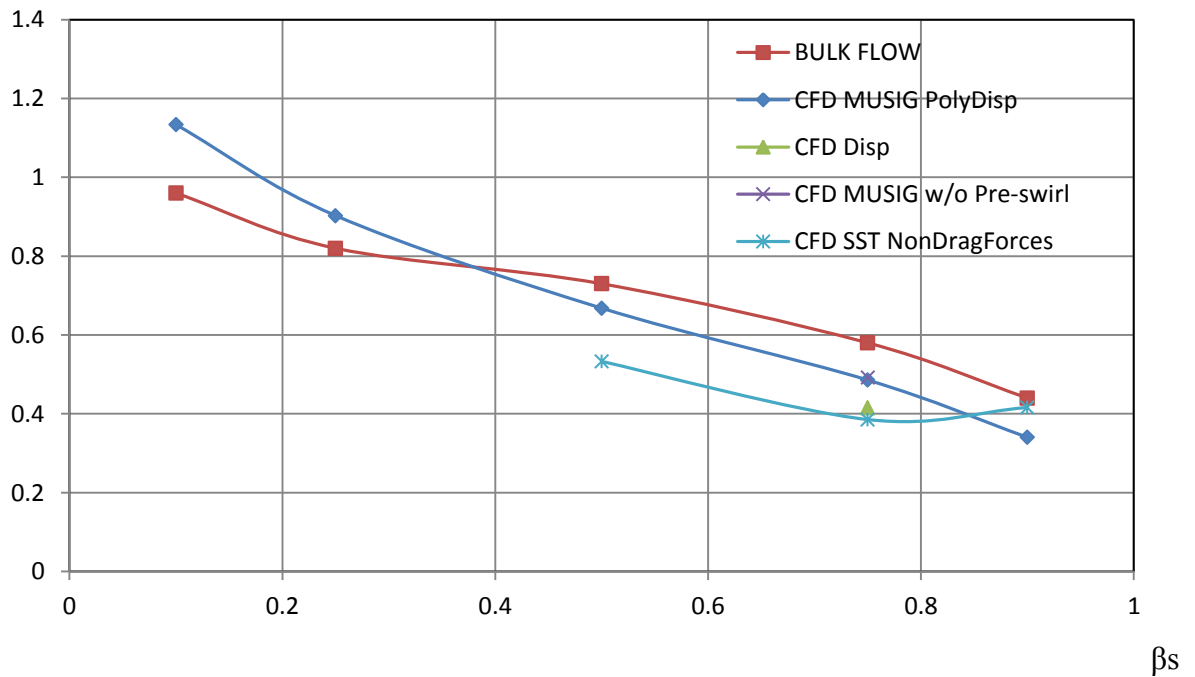


Рисунок 1.6 - Осьовий профіль тиску в ущільненні

 $\dot{m}$ , кг/сРисунок 1.7 - Витоки в ущільненні (масова витрата) залежно від об'ємної долі газу на вході ( $\beta_s$ )

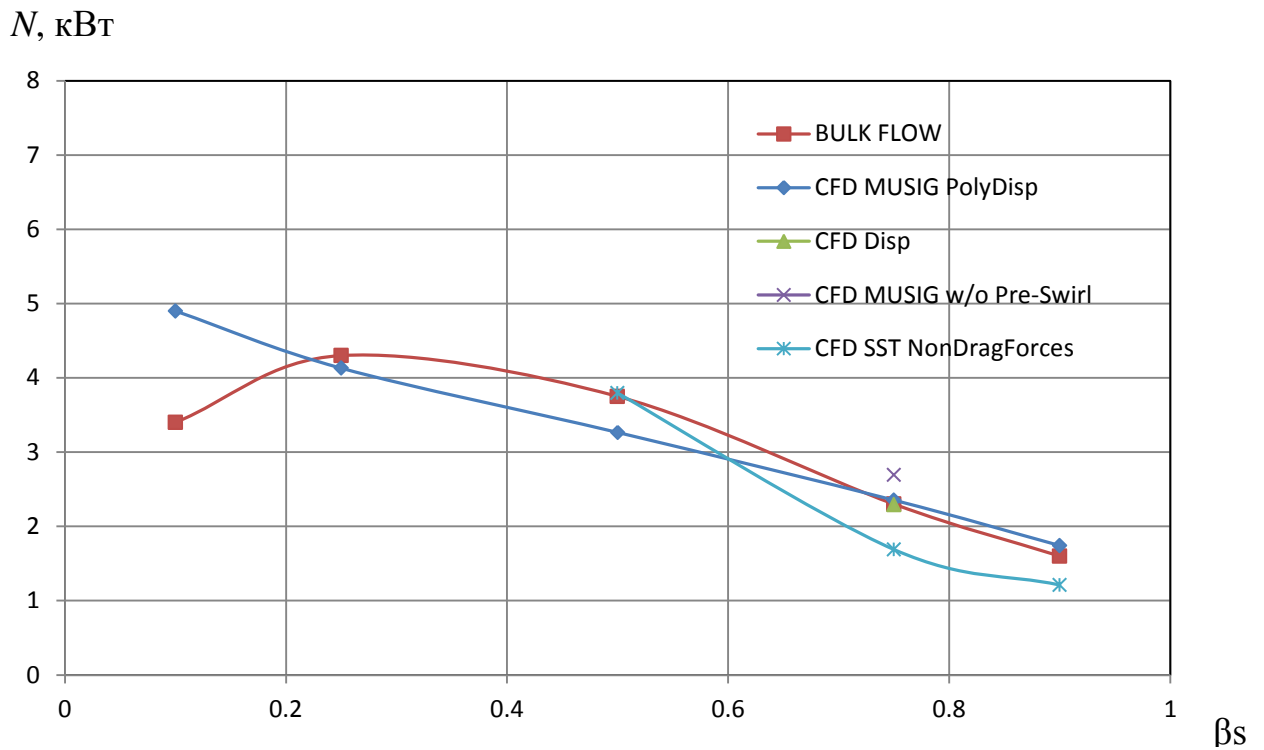


Рисунок 1.8 - Втрати потужності на тертя залежно від об'ємної долі газу на вході ( $\beta_s$ )

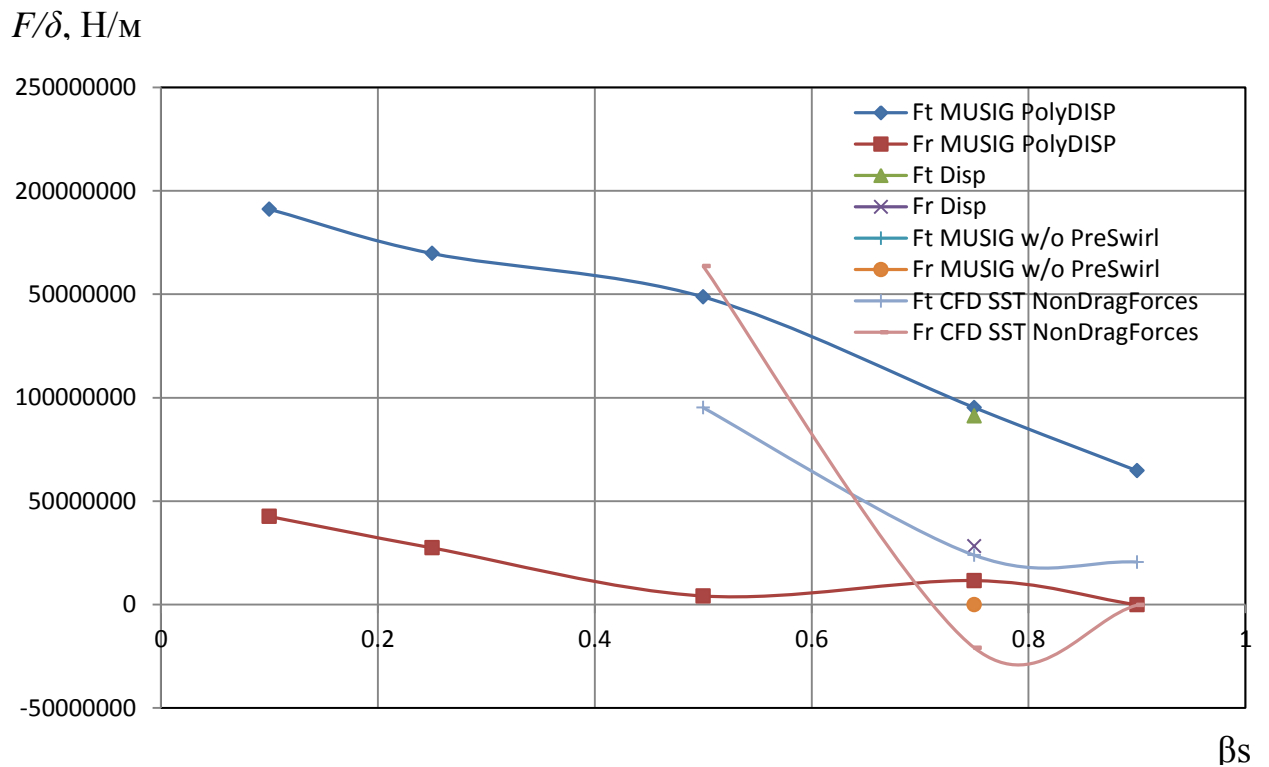


Рисунок 1.9 - Відносні радіальні і тангенціальні сили в залежності від об'ємної долі газу на вході ( $\beta_s$ )

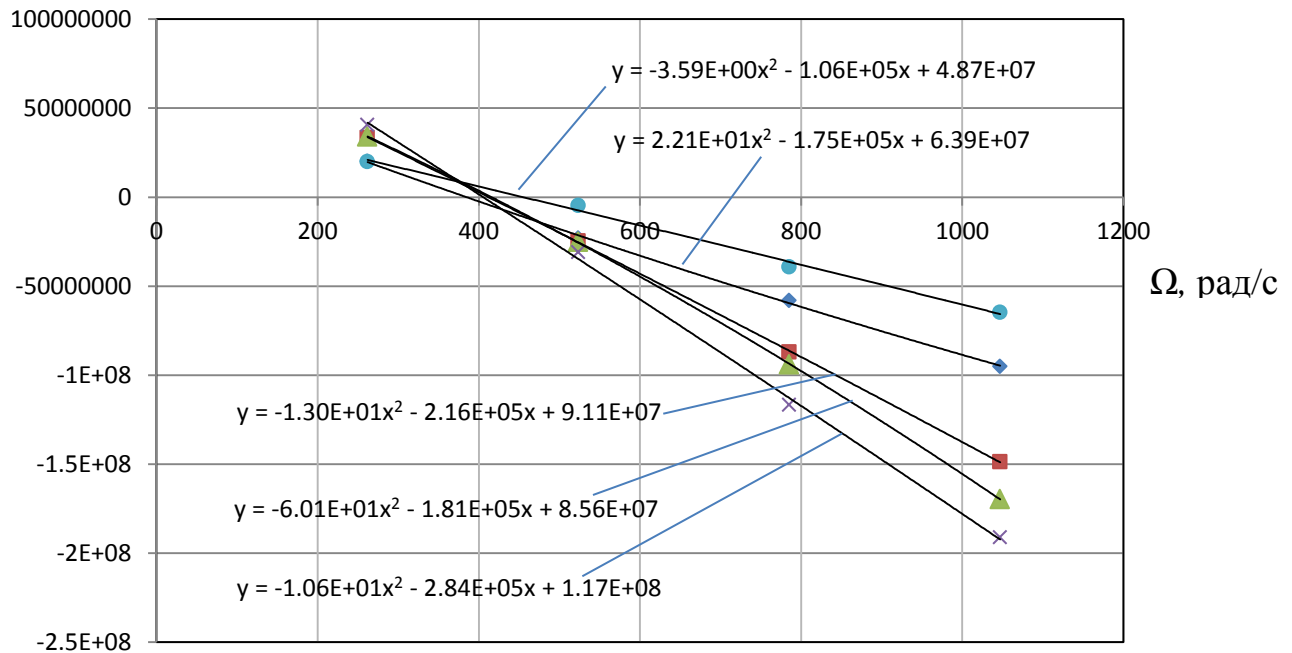
$F_t/\delta, \text{ Н/м}$ 


Рисунок 1.10 - Відносна тангенціальна сила в залежності від швидкості прецесії ( $\Omega$ )

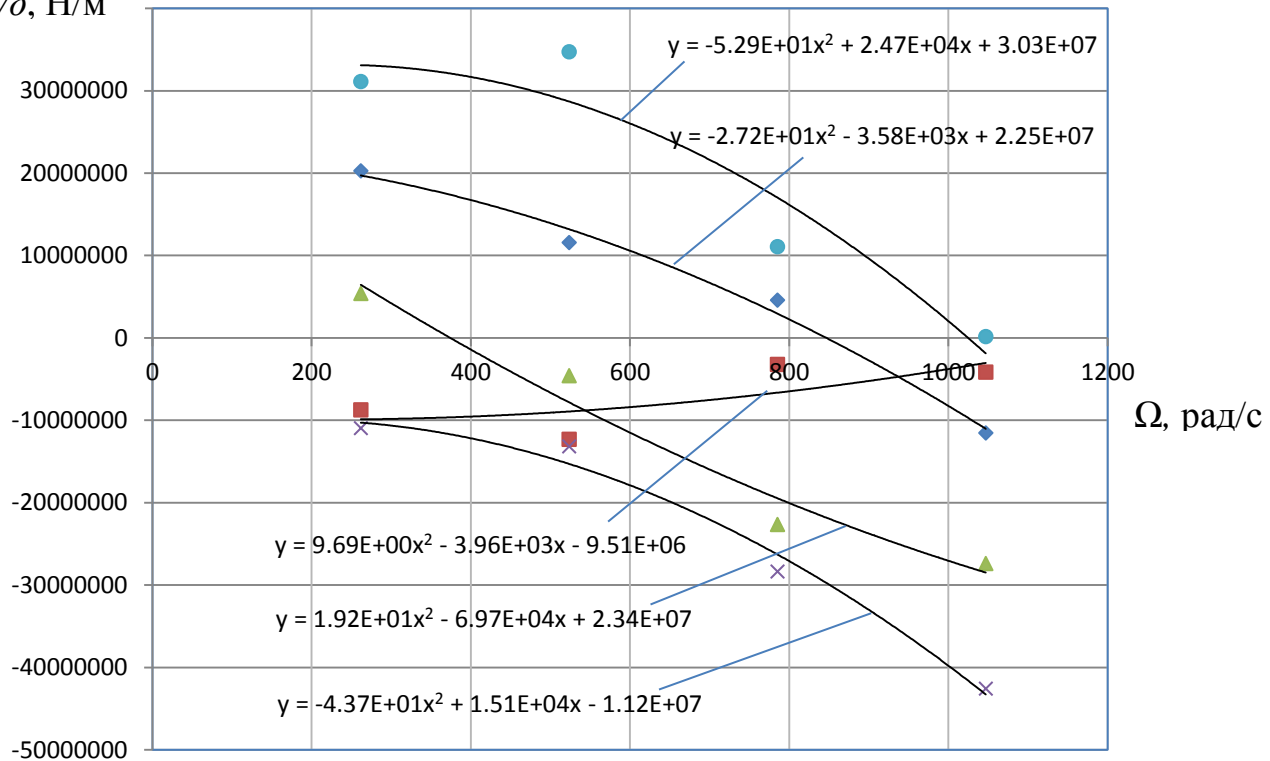
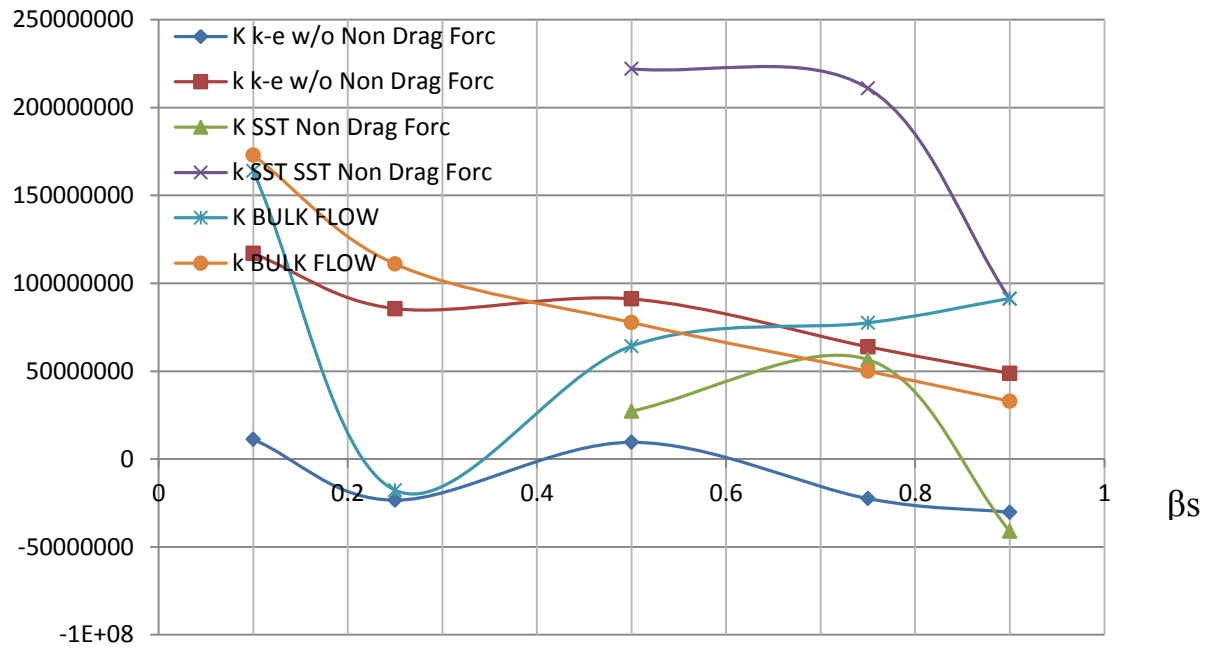
 $F_r/\delta, \text{ Н/м}$ 


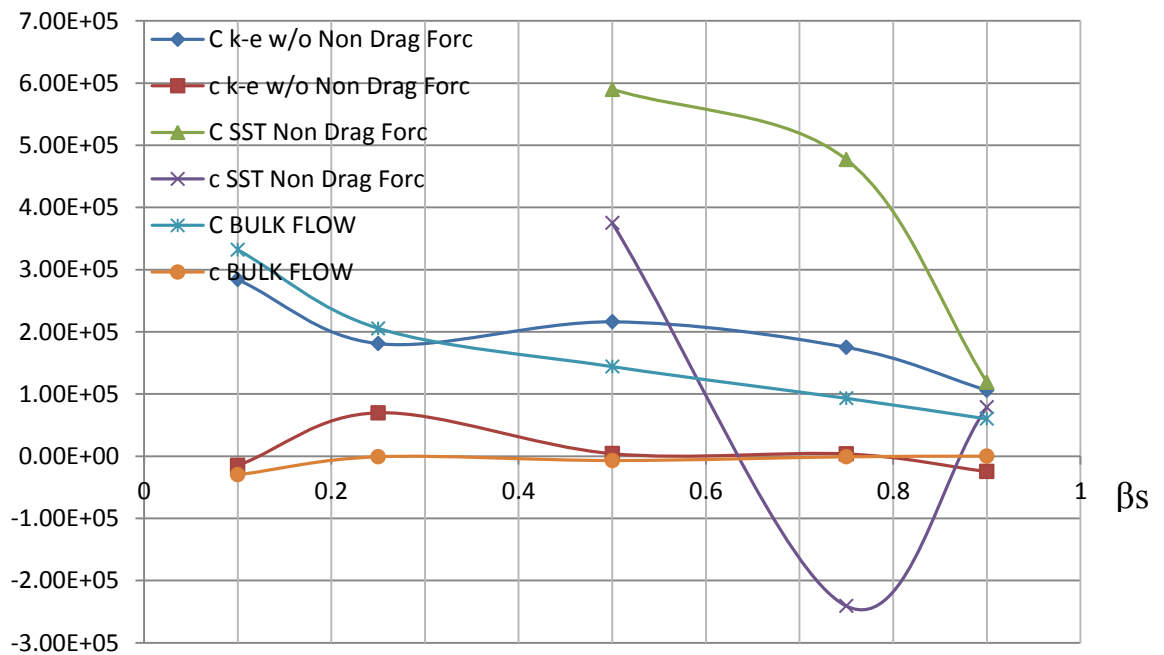
Рисунок 1.11 - Відносна радіальна сила в залежності від швидкості прецесії ( $\Omega$ )

Жорсткість, Н/м



a)

Демпфірування, Н-с/м



б)

Рисунок 1.12 - Коефіцієнти жорсткості і демпфірування ущільнення в залежності від об'ємної долі газу на вході ( $\beta_s$ )

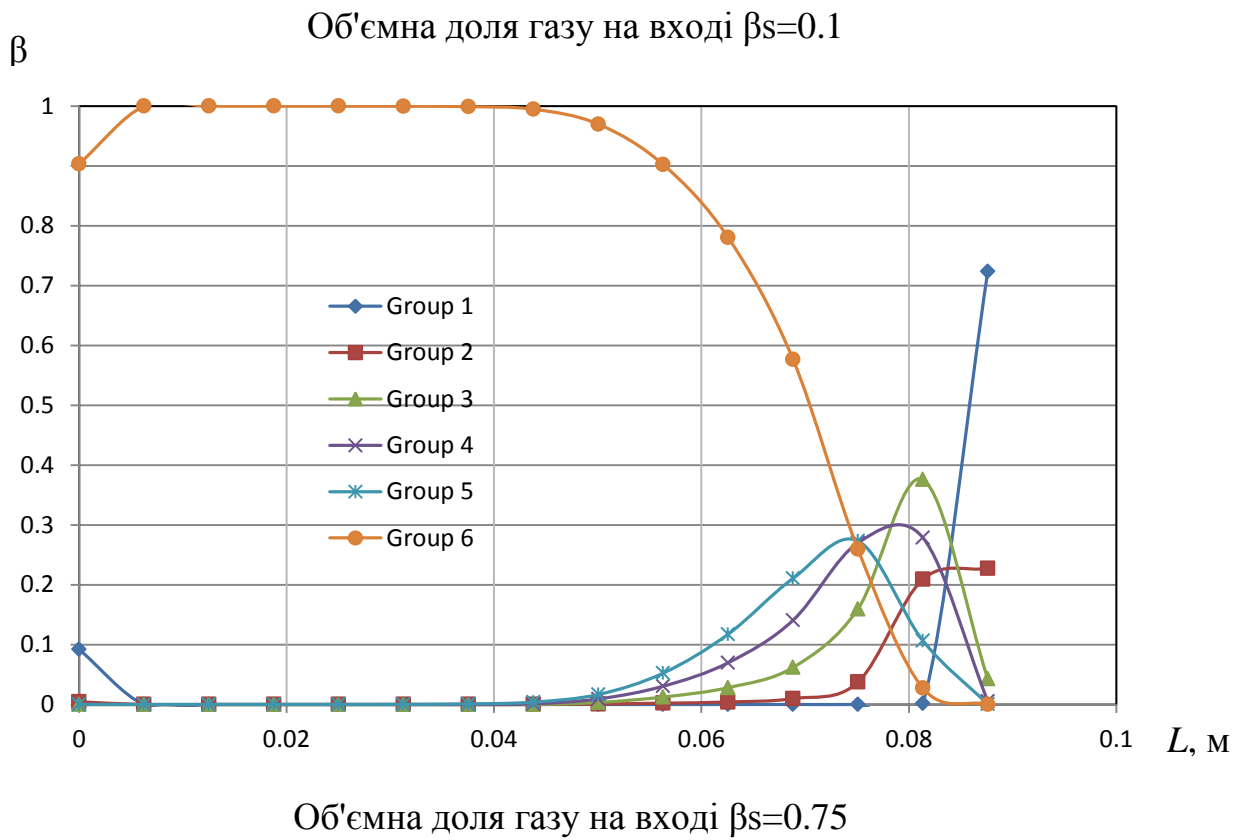
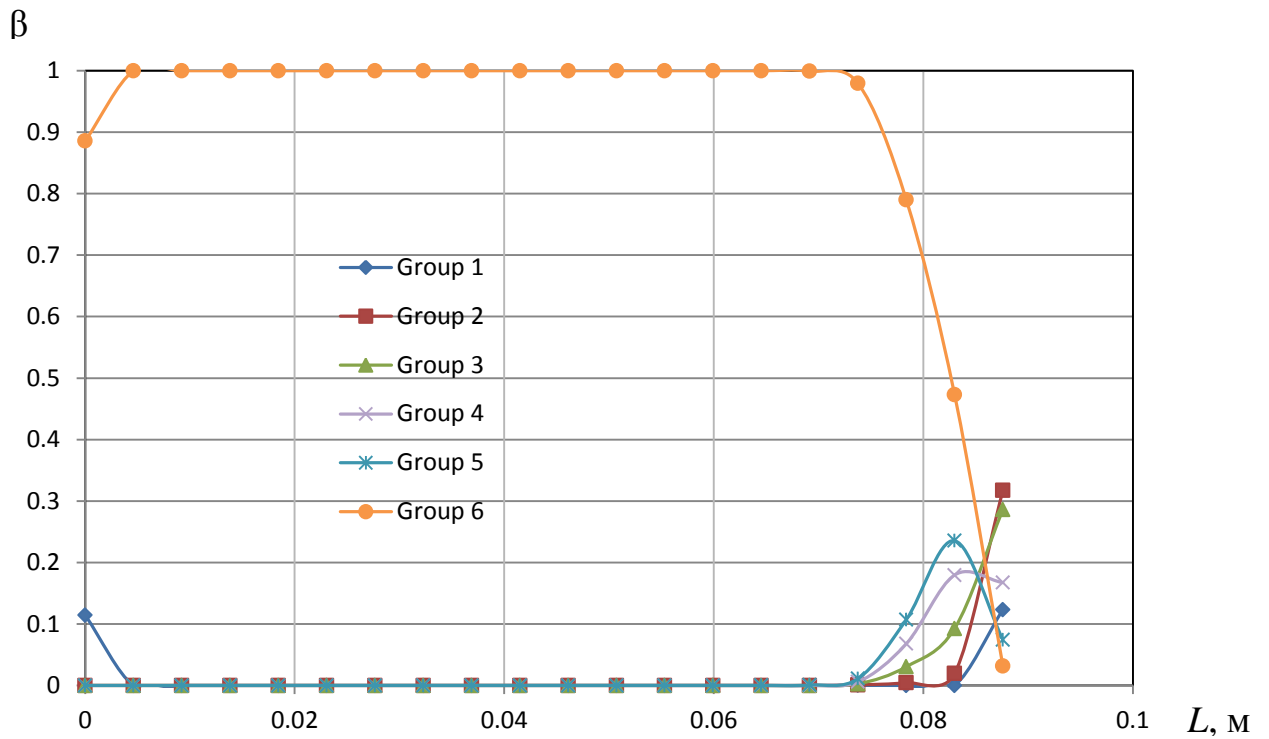
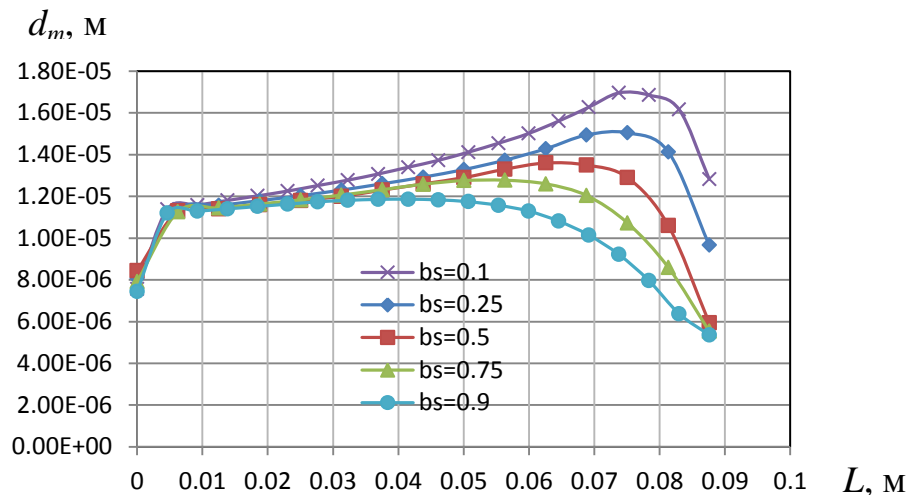
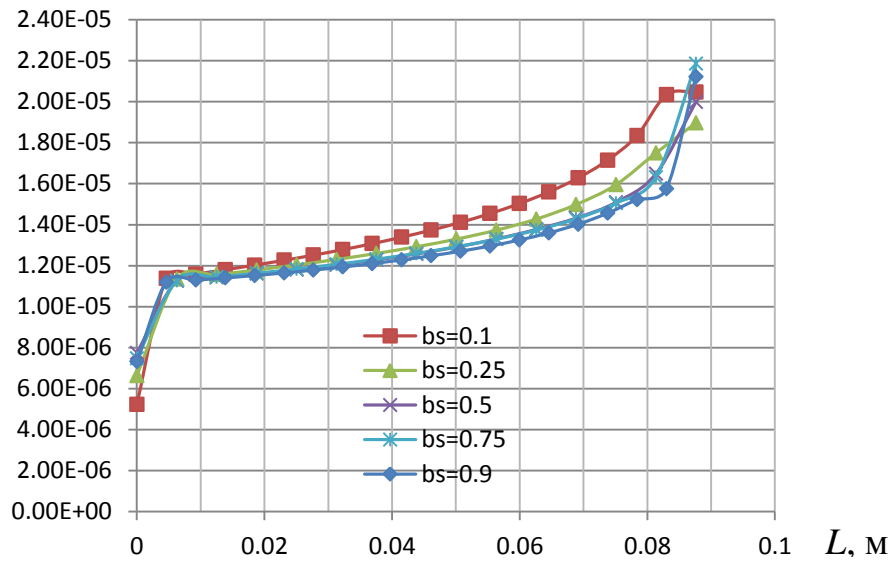


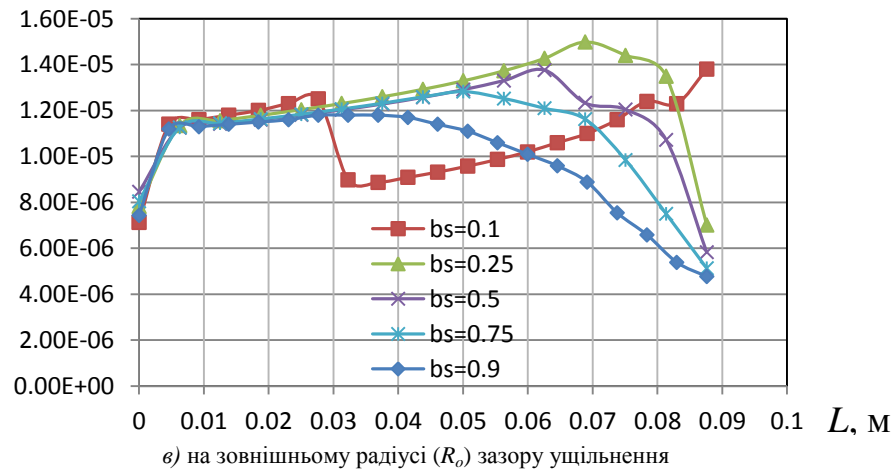
Рисунок 1.13 - Розподіл об'ємної доли бульбашок азоту ( $N_2$ ) для 6 груп розмірів по осьовій довжині ущільнення на зовнішньому радіусі



$d_m$ , M  
а) на внутрішньому радіусі ( $R_i$ ) зазору ущільнення

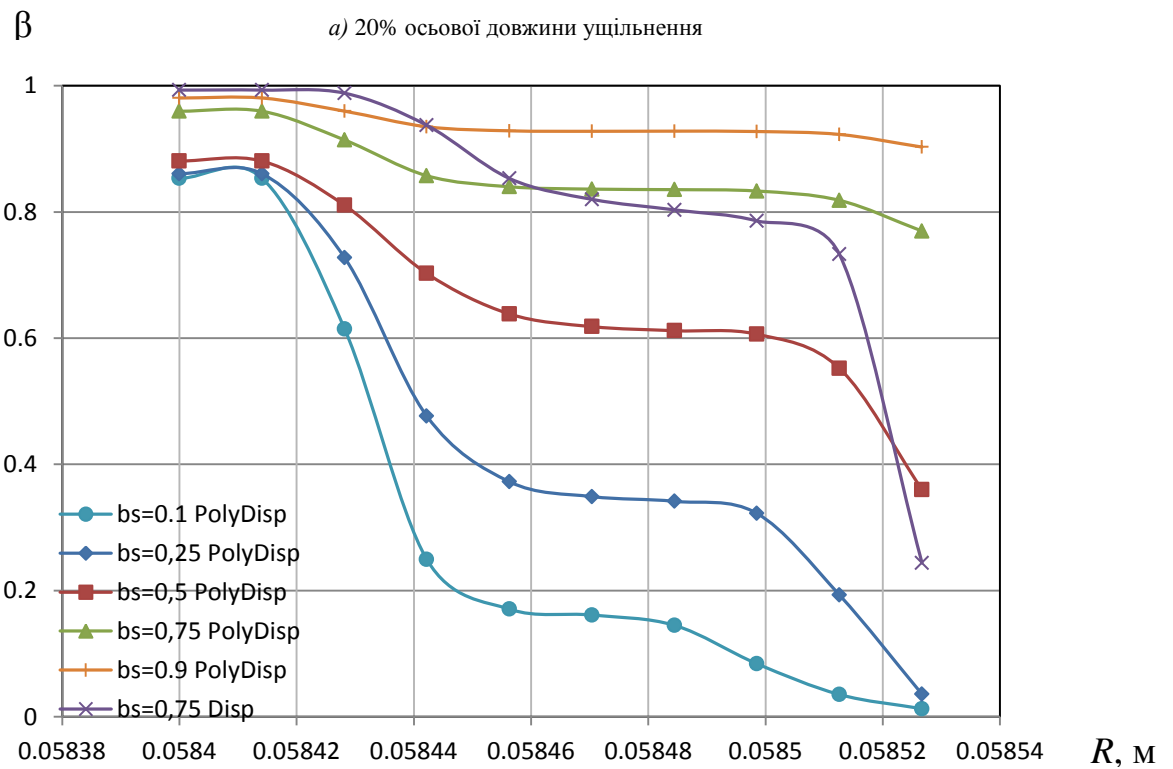
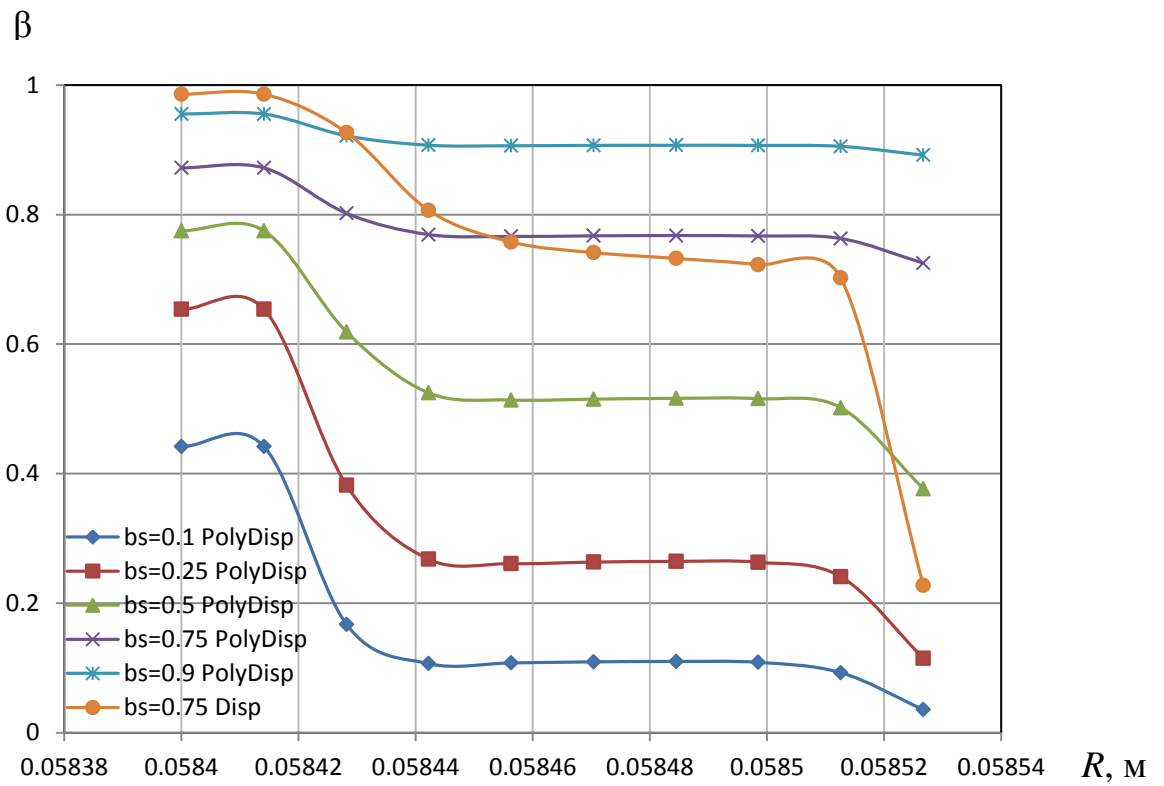


$d_m$ , M  
б) на середньому радіусі ( $R_m$ ) зазору ущільнення



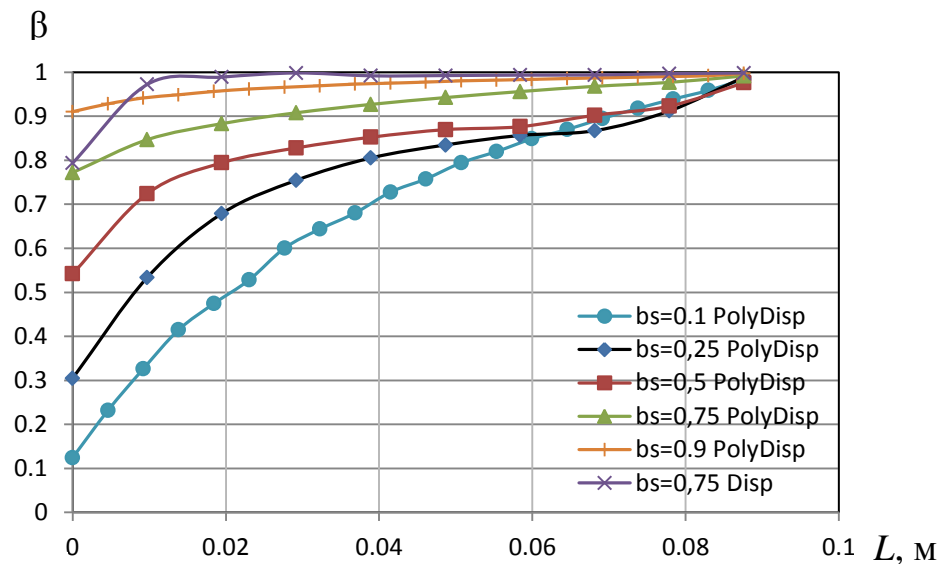
в) на зовнішньому радіусі ( $R_o$ ) зазору ущільнення

Рисунок 1.14 - Розподіл середнього діаметра бульбашок азоту ( $N_2$ ) по осьовій довжині ущільнення

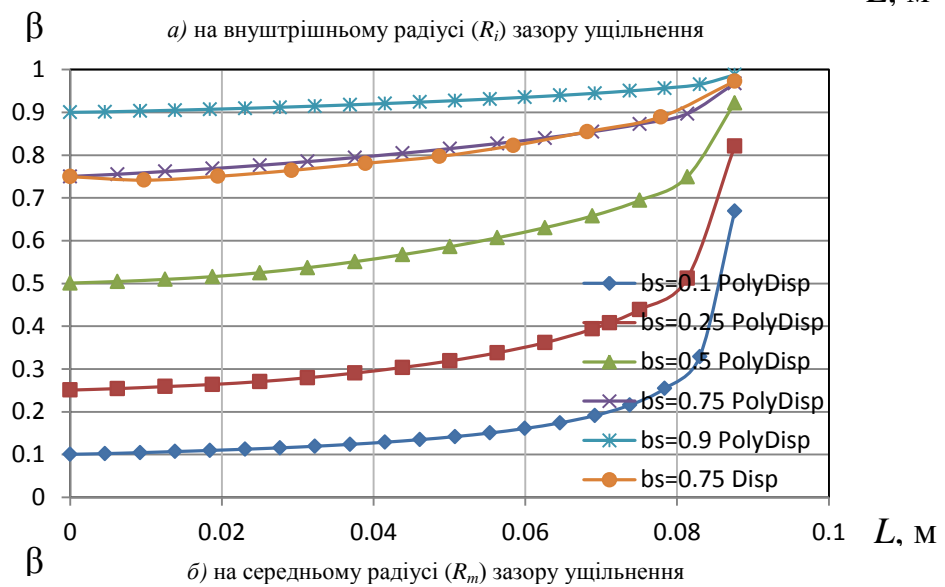


b) 60% осьової довжини ущільнення

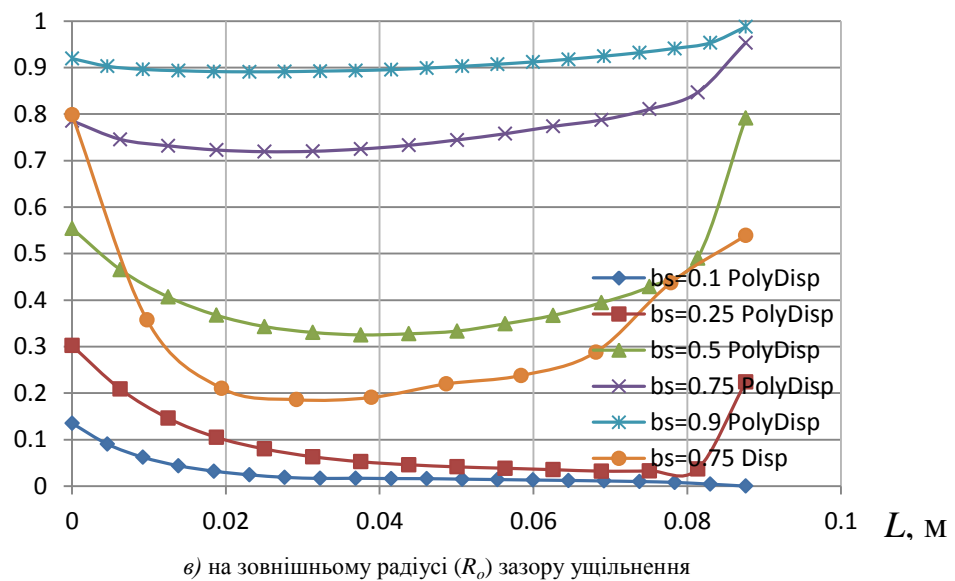
Рисунок 1.15 - Розподіл об'ємної доли бульбашок азоту ( $N_2$ ) за радіусом ущільнення



а) на внутрішньому радіусі ( $R_i$ ) зазору ущільнення



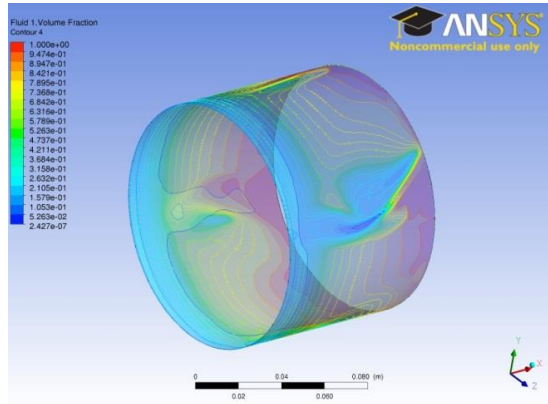
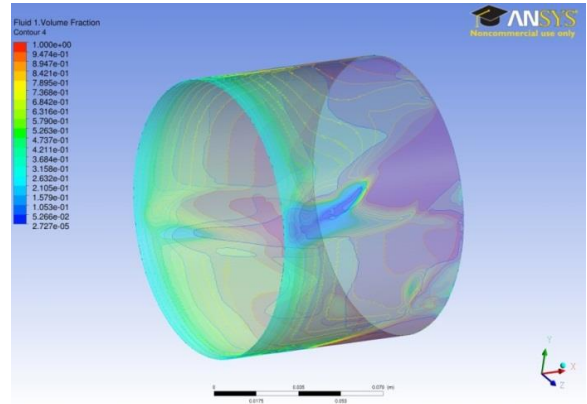
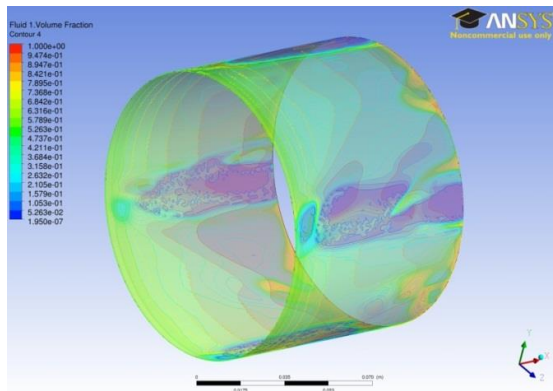
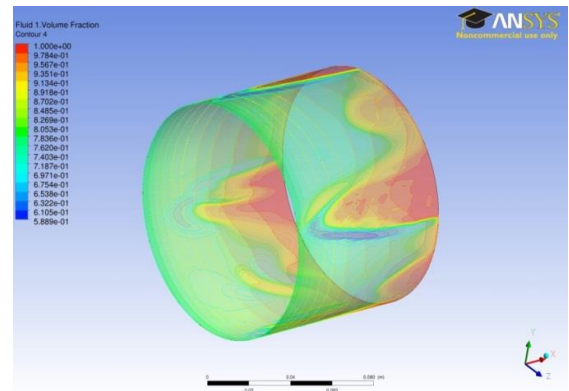
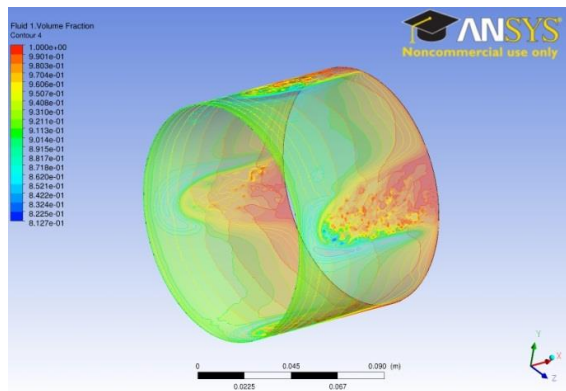
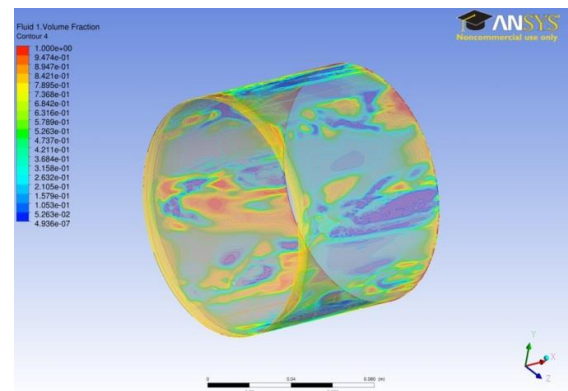
б) на середньому радіусі ( $R_m$ ) зазору ущільнення

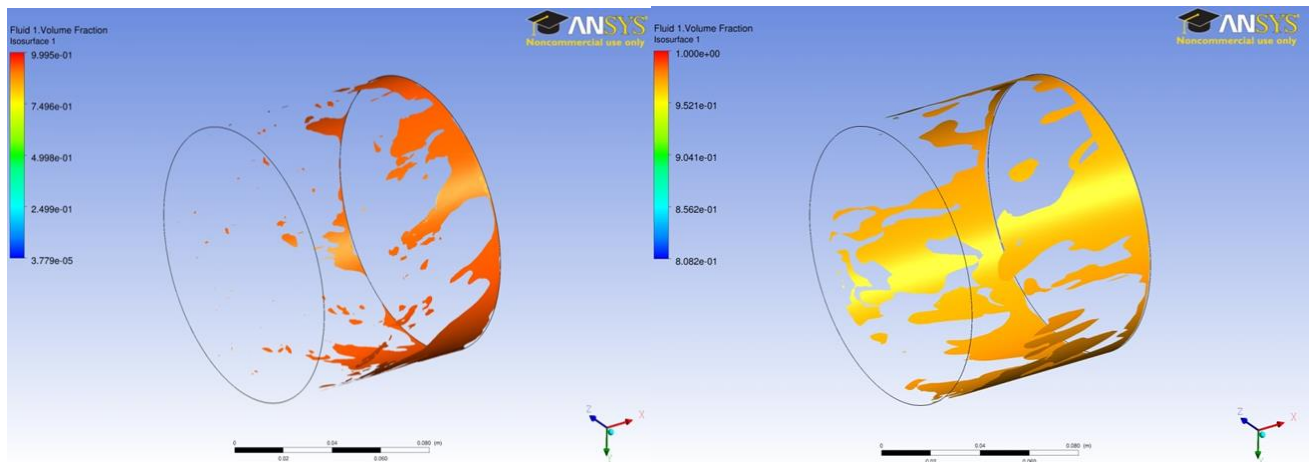
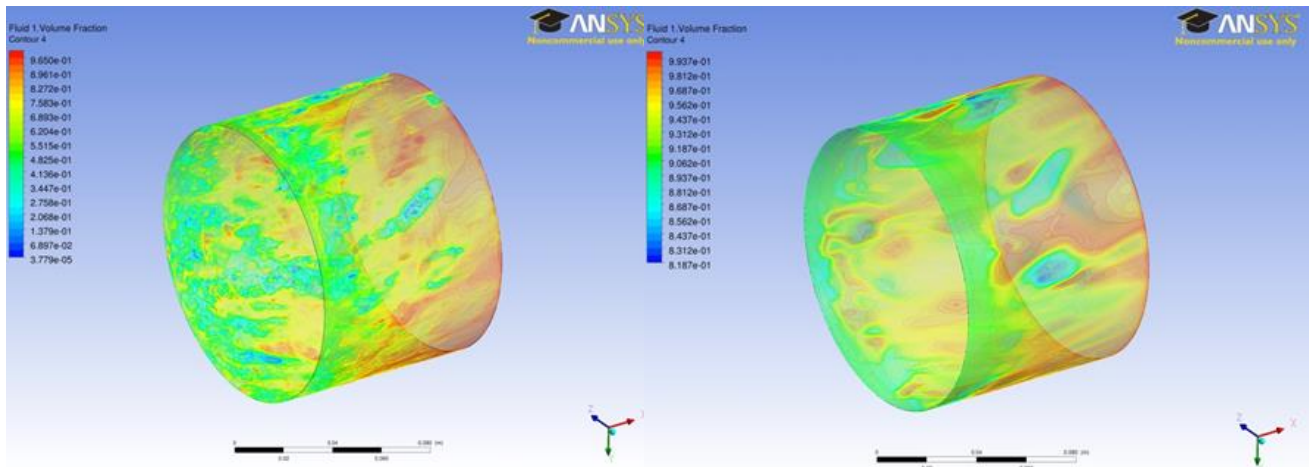


в) на зовнішньому радіусі ( $R_o$ ) зазору ущільнення

Рисунок 1.16 - Розподіл об'ємної доли бульбашок ( $N_2$ ) по осьовій довжині ущільнення



 $\beta_s=0.1$  PolyDisp $\beta_s=0.25$  PolyDisp $\beta_s=0.5$  PolyDisp $\beta_s=0.75$  PolyDisp $\beta_s=0.9$  PolyDisp $\beta_s=0.75$  DispРисунок 1.17 - Розподіл об'ємної долі бульбашок азоту (N<sub>2</sub>)



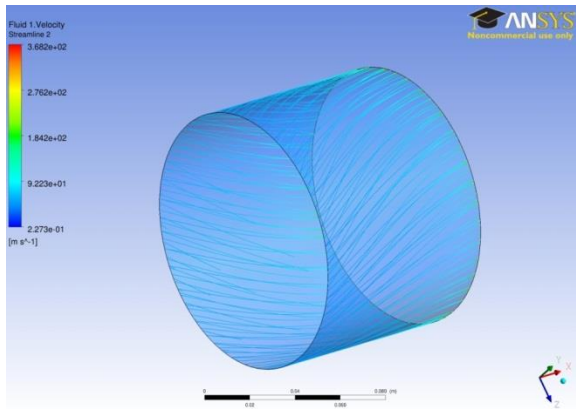
*a)*

*б)*

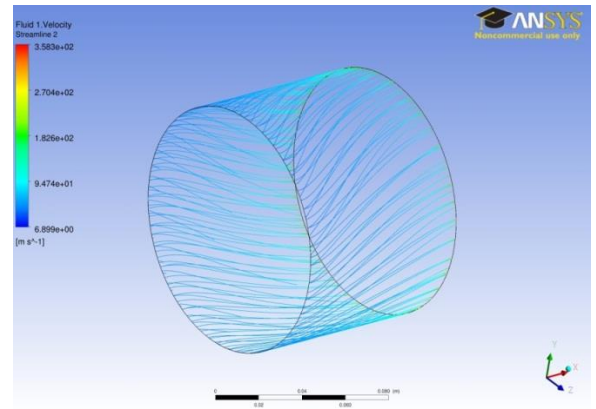
Рисунок 1.18 - Розподіл об'ємної долі бульбашок азоту (N<sub>2</sub>):

*a)* полідисперсна SST модель з урахуванням сил, які не є силами опору ( $\beta_s=0,5$ ),

*б)* полідисперсна SST модель з урахуванням сил, які не є силами опору ( $\beta_s=0,9$ )



а)



б)

Рисунок 1.19 – Лінії тока в зазорі ущільнення з об'ємною долею газу  $\beta_s=0.75$  на вході: а) з 50% попередньою закруткою, б) без попередньої закрутки

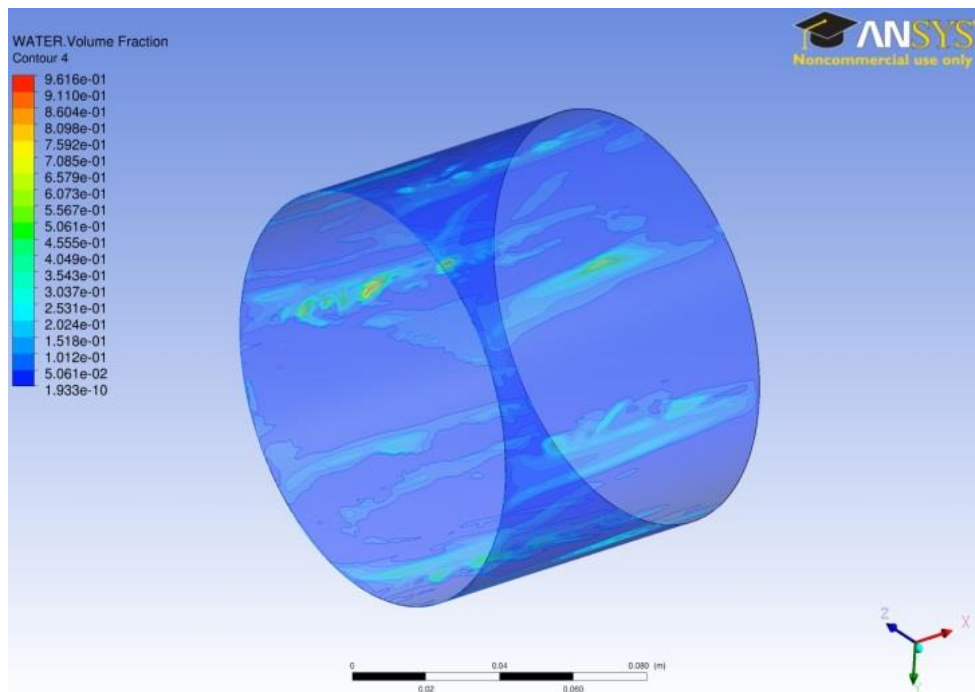


Рисунок 1.20 - Розподіл об'ємної долі крапель масла (ISO VG 2) в зазорі ущільнення, полідисперсна модель ( $\beta_s=0.05$ )

Результати розрахунків двохфазної течії у шпаринному ущільненні приведені на рис. 1.6-1.20. Осьовий профіль тиску в ущільненні в залежності від об'ємної долі газу на вході ( $\beta_s$ ) приведений на рис. 1.6. При збільшенні газу у рідині епюра тиску в ущільненні наповнюється і приближується до епюри, яка характерна для течії газу. Порівнювання результатів розрахунків для різних моделей течії двохфазної рідини показує, що за інтегральними характеристиками: витокам в ущільненні (рис.1.7), втратам потужності на тертя (рис. 1.8), відносній радіальній і тангенціальній силам (рис. 1.9), коефіцієнтами жорсткості та демпфірування (1.12 *а,б*) більш близьке співпадіння з моделю об'ємного потоку дає однорідна полідисперсна MUSIG модель балансу популяції з *k-ε* моделлю турбулентності без урахування сил, які не є силами опору з попередньою закруткою на вході (CFD MUSIG PolyDisp). Але картина розподілу об'ємної долі бульбашок азоту для однорідної полідисперсної MUSIG моделі балансу популяції з SST моделлю турбулентності з урахування сил, які не є силами опору (CFD SST NonDragForces) (рис.1.18) має більш рівномірний розподіл бульбашок газу ніж картина розподілу показана на рисунку 1.17. Аналіз результатів розрахунків зображених на рис. 1.13 *а,б* показує, що бульбашки з більшим розміром знаходяться по більшій частині ущільнення вздовж його довжини, тільки ближче до виходу збільшується доля дрібних бульбашок, а бульбашки з максимальним розміром (Група 6) зовсім зникають. При об'ємній долі бульбашок на вході ( $\beta_s=0.75$ ) процес зменшення великих бульбашок і збільшення дрібних починається раніше, десь з середини шпаринного ущільнення. А кількість дрібних бульбашок (Група 1) має максимальне значення на виході. На рис.1.14 *а,б,в* зображений розподіл бульбашок середнього діаметру по осьовій довжині ущільнення на внутрішньому, середньому і зовнішньому радіусах ущільнення. Максимальний розмір бульбашок знаходиться на середньому радіусі на виході з ущільнення. На рисунку 1.15 *а,б* показано розподіл об'ємної долі бульбашок за радіусом ущільнення, а на рисунку 1.16 *а,б,в* по довжині ущільнення.

Також на рис. 1.19 показані лінії тока для ущільнення з попередньою закруткою і без закрутки. На рис. 1.20 розподіл об'ємної долі крапель мастила (ISO VG 2) в газі в зазорі ущільнення ( $\beta_s=0.05$ ). При збільшенні об'ємної долі крапель трапляються проблеми зі збіжністю процесу розрахунку.

На рис. 1.21-1.22 приведені результати розрахунку двофазної течії крапельногазової суміші для торцевого спірального і запірною імпульсного ущільнень. Числове моделювання запірною імпульсного ущільнення виконано за допомогою нестационарної взаємодії ротор-статор.

## 1.5 Висновки

1. Створені 3D твердотільні моделі і структурована гекса сітка шпаринного, торцевого ущільнення зі спіральними канавками та запірною імпульсного ущільнення в програмах Ansys: Design Modeler, Meshing і ICEM CFD.

2. Виконаний нестационарний CFD аналіз за допомогою ANSYS CFX для шпаринних ущільнень, граничні умови включають моделювання циліндричної прецесії валу з деформацією сітки. А також нестационарний аналіз запірних імпульсних ущільнень.

3. Визначені протікання, втрати потужності на тертя, радіальні і тангенціальні сили, динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфірування для двофазних шпаринних ущільнень. Для торцевих ущільнень визначені коефіцієнт тертя, окружний розподіл тиску, осьова сила і жорсткість.

4. Виконано порівняння CFD моделей двофазної течії з моделю об'ємного потоку.

5. Аналіз результатів розрахунку показав, що в розрахункових моделях потрібно враховувати дію сил, що не є силами опору (підйомну силу, силу змащення у стінки, турбулентну силу дисперсії), це дозволить бачити реальну

картину фізичного процесу, який відбувається, та більш точно визначити динамічні коефіцієнти у двохфазному шпаринному ущільненні.

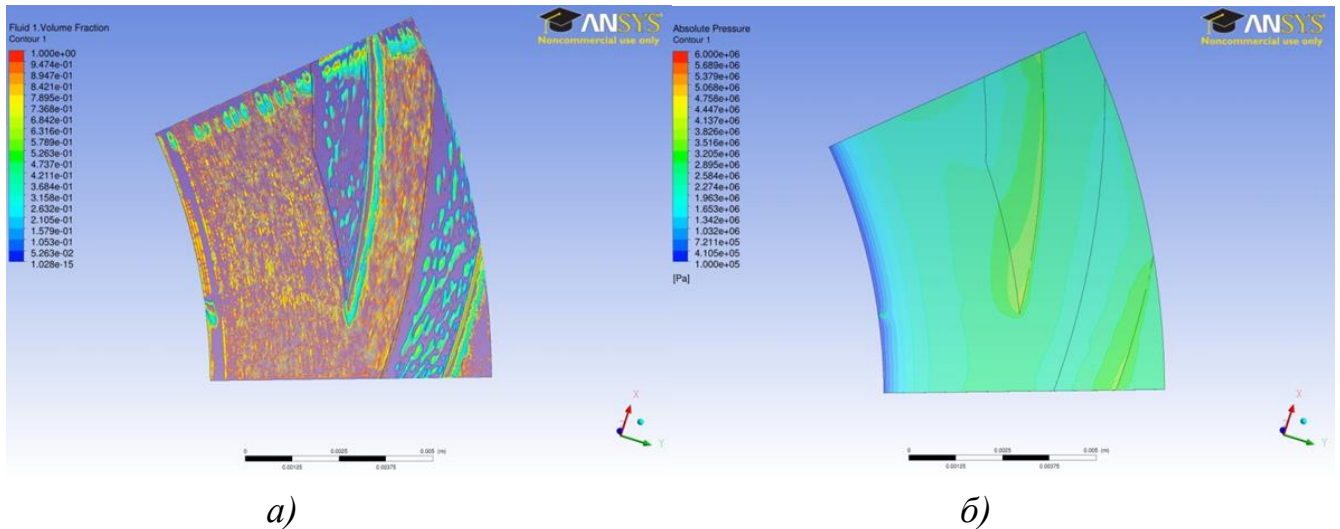


Рисунок 1.21 – Поверхня торцевого спірального ущільнення (зазор -  $h=3$  мкм, глибина канавки -  $H=9$  мкм): *a)* розподіл об'ємної долі масляних крапель (ISO VG 2), полідисперсна модель ( $\beta_s=0.25$ ); *б)* поле абсолютного тиску

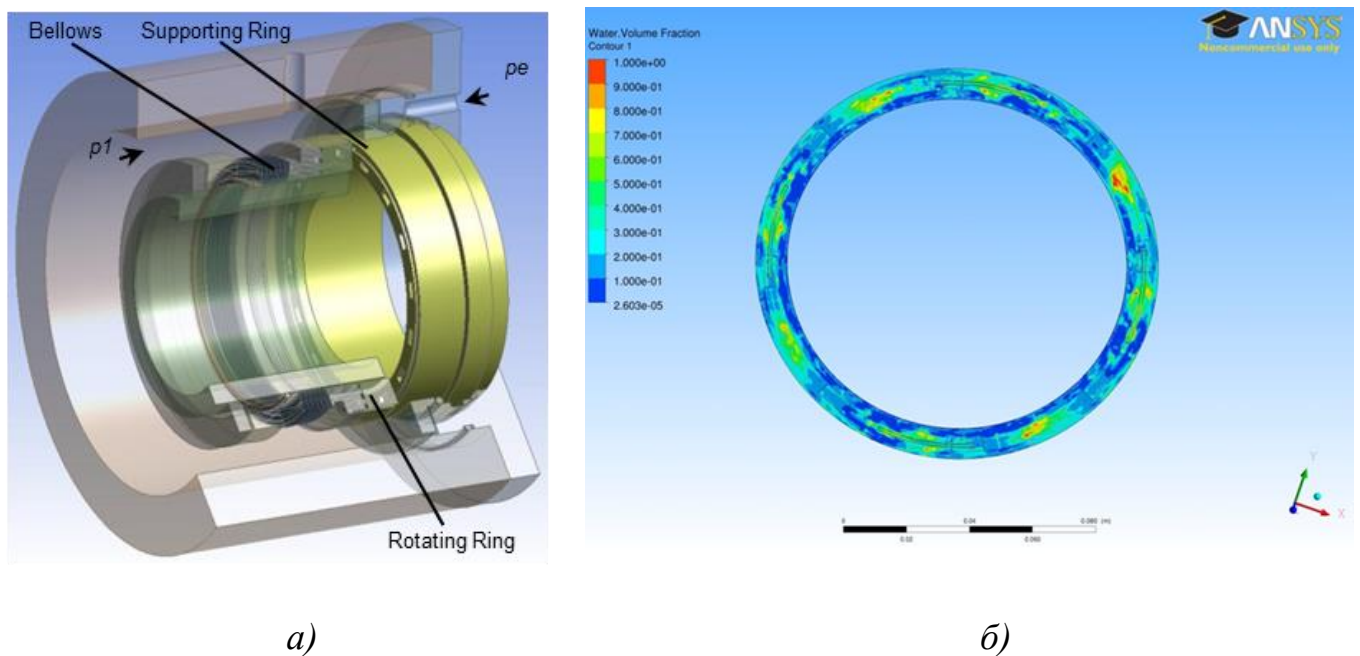


Рисунок 1.22 – Геометрія запірною ущільнення *a)* і розподіл об'ємної долі масляних крапель (ISO VG 2) на торцевій поверхні імпульсного ущільнення з дискретним підводом

## 2. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ІМПУЛЬСНОГО УЩІЛЬНЕННЯ НА ЙОГО ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

### 2.1 Вступ

На рисунку 2.1 показана розрахункова схема досліджуваного ущільнення, принцип дії якого полягає в наступному: на торцевій поверхні аксіально рухомого кільця 1 розташовані замкнуті камери 2, а на обертовому опорному кільці 4 виконано декілька радіальних каналів-живильників 3, що відкриті у бік ущільнювальної порожнини. Через ці канали ущільнювальне середовище під ущільнювальним тиском  $p_1$  вприскується в камери за ті короткі проміжки часу  $t_1 = \alpha/\omega$ , коли канали 3, що обертаються, проходять повз камери 2 [34,35].

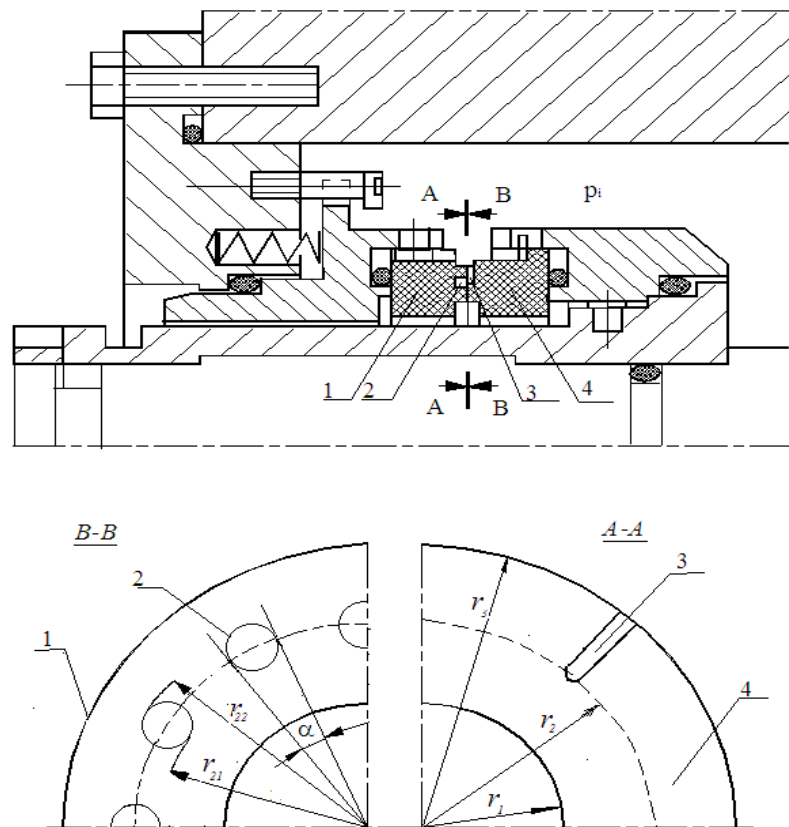


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема досліджуваного імпульсного ущільнення

Розрахунок динамічних характеристик містить оцінку власної частоти коливань аксіально рухомого кільця, побудову амплітудних і фазових характеристик, аналіз динамічної стійкості. Для оцінки впливу геометричних параметрів на динамічні характеристики системи проводився розрахунок для трьох значень безрозмірної площі  $\sigma$  і різної кількості камер і живильників.

## 2.2 Динаміка імпульсного ущільнення. Основні вираження

Диференціальне рівняння відносно тиску  $\psi_2$  в камерах при осьових коливаннях кільця [34]:

$$T_2 \dot{\psi}_2 + \psi_2 = -(\tau_2 \dot{u} + \kappa_s u) - k_1 \Delta\psi + \psi_1 + k_2 \Omega, \quad (2.1)$$

$$\text{де } T_2 = \frac{V}{Eg_{s0}}, \quad \tau_2 = \frac{A_s x_n}{P_n g_{s0}}, \quad k_1 = \frac{g_{30}}{g_{s0}}, \quad k_2 = \frac{g_{20} g_{30}}{\Omega_0 g_{s0}^2} \left( \Delta\psi_0 - \frac{3g_{s0} g_{20}}{g_{30}} \Omega_0^2 \psi_* \right), \quad (2.2)$$

$$g_{s0} = g_{10} + g_{20} + g_{30}, \quad \Delta\psi_0 = \psi_{10} - \psi_{30}.$$

Регулююча дія - безрозмірна осьова сила тиску, що діє на аксіальне рухоме кільце:

$$\varphi = -\frac{\tau_2 p + \kappa_s}{T_2 p + 1} u + (\sigma - k_1) \frac{(\tau_1 p + 1)\psi_1 - (\tau_3 p + 1)\psi_3}{T_2 p + 1} + \frac{k_2 \Omega}{T_2 p + 1}, \quad (2.3)$$

$$\text{де } \tau_1 = \frac{\sigma - 1}{\sigma - k_1} T_2, \quad \tau_3 = \frac{\sigma}{\sigma - k_1} T_2 = \tau_1 + \frac{T_2}{\sigma - k_1}. \quad (2.4)$$

Коефіцієнт статичної жорсткості  $k_s$  визначається наступним чином:

$$\kappa_s = \frac{3g_{20} g_{30}}{u_0 g_{s0}^2} \left[ \Delta\psi_0 - \left( 1 + \frac{g_{10}}{g_{30}} \right) \Omega_0^2 \psi_* \right]. \quad (2.5)$$



Зв'язок статичної жорсткості з безрозмірною площею визначається  $\sigma=1-k_s$ , тобто збільшення безрозмірної площі призводить до зменшення статичної жорсткості аксіального рухомого кільця.

Динамічна жорсткість системи оцінюється таким чином:  $\varphi_u/u = -(ks+i\omega\tau_2)/(1+i\omega T_2) = -(U_2+i\omega V_2)$ .

Якщо  $U_2>0$  і  $V_2>0$ , то регулятор збільшує жорсткість і демпфірування (за умови  $\varphi(u)<0$ ). Негативні значення  $U_2$  і  $V_2$  дестабілізують кільце. Слід зазначити, що за відсутності зовнішнього демпфірування стабілізація забезпечується тільки демпфіруванням регулятора. Оскільки  $V_2=\tau_2 - T_2K_s$ , та умова стійкості набирає вигляду:

$$\tau_2 > T_2K_s. \quad (2.6)$$

Рівняння вільних коливань аксіально рухомого кільця:

$$m\ddot{x} = F - k(\Delta + x) - c\dot{x}.$$

У безрозмірній формі, вважаючи  $k\Delta = const$  і переходячи до варіацій  $\delta\chi=0$ ,

$$(T^2 p^2 + 2\xi T p + \chi_1)u = \varphi, \quad (2.7)$$

де  $c$  – коефіцієнт зовнішнього в'язкого тертя

$$\chi_1 = \frac{\chi}{\delta} = \frac{kx_n}{Ap_n}, \quad T^2 = \frac{mx_n}{Ap_n}, \quad 2\xi = \sqrt{\frac{c^2 x_n}{mA}}. \quad (2.8)$$

Рівняння замкнутої системи автоматичного регулювання торцевого зазору:

$$D(p)u = (\sigma - k_1)[(\tau_1 p + 1)\psi_1 - (\tau_3 p + 1)\psi_3] + k_2\Omega, \quad (2.9)$$

де власний оператор системи і його коефіцієнти мають вигляд:

$$D(p) = a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_3, \quad (2.10)$$

$$a_0 = T^2 T_2, \quad a_1 = T^2 + 2\xi T T_2, \quad a_2 = 2\xi T + \chi_1 T_2 + \tau_2, \quad a_3 = \kappa_s + \chi_1.$$

Власна частота коливань, а також її граничні значення визначаються наступними виразами [36]:

$$\omega_* = \frac{\sqrt{\chi_1 + U_2(\omega)}}{T} = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n p_n}{k x_n} \cdot \frac{\kappa_s + T_2 \tau_2 \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (2.11)$$

$$\omega_*(0) = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n p_n}{k x_n} \kappa_s}, \quad \omega_*(\infty) = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n p_n}{k x_n} \cdot \frac{\tau_2}{T_2}} = \omega_0 \sqrt{1 + \frac{A_n^2 E}{k V}}. \quad (2.12)$$

На аксіально рухоме кільце в осьовому напрямку діє ряд збуджень, серед яких переважають гармонійні збудження

$$\psi_1 = \psi_{1a} e^{i\alpha t}, \quad \psi_3 = \psi_{3a} e^{i\alpha t}, \quad \Delta\psi = (\psi_{1a} - \psi_{3a}) e^{i\alpha t}. \quad (2.13)$$

За рівнянням можна побудувати частотні передаточні функції по зовнішніх діях [35,37]:

$$W_{\Delta\psi}(i\omega) = W_1(i\omega) = \frac{u}{\Delta\psi} = \frac{u}{\psi_1} = (\sigma - k_1) \frac{\tau_1 i\omega + 1}{U + i\omega V} = (\sigma - k_1)(U_1 + i\omega V_1) = A_1(\omega) e^{i\gamma_1}, \quad (2.14)$$

$$W_3(i\omega) = \frac{u}{\psi_3} = -\frac{T_2 i\omega}{U + i\omega V} = U_3 + i\omega V_3 = A_3(\omega) e^{i\gamma_3};$$

$$D(i\omega) = U + i\omega V, \quad U = a_3 - a_1 \omega^2, \quad V = a_2 - a_0 \omega^2.$$

Виділивши дійсні і уявні частини частотних передаточних функцій, отримаємо:

$$U_1 = \frac{U + \tau_1 \omega^2 V}{U^2 + \omega^2 V^2}, V_1 = \frac{\tau_1 U - V}{U^2 + \omega^2 V^2}; U_3 = \frac{-T_2 \omega^2 V}{U^2 + \omega^2 V^2}, V_3 = \frac{-T_2 U}{U^2 + \omega^2 V^2}. \quad (2.15)$$

Вирази для амплітудних і частотних характеристик:

$$A_{\Delta\psi} = A_1 = (\sigma - k_1) \sqrt{\frac{1 + \tau_1^2 \omega^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \gamma_{\Delta\psi} = \gamma_1 = -\arctg \omega \frac{V - U \tau_1}{U + \omega^2 V \tau_1}; \quad (2.16)$$

$$A_3 = \frac{T_2 \omega}{\sqrt{U^2 + \omega^2 V^2}}, \gamma_3 = \arctg \frac{U}{\omega V} - \pi.$$

### 2.3 Числовий приклад

Вихідні дані.

1. Ущільнюваний тиск  $p_1 = (2-16) \text{ МПа}$ ,  $p_3 = 0$ ,  $p_n = p_{1n} = 10 \text{ МПа}$ , частота обертання ротора  $\omega = \omega_n = 150 \text{ с}^{-1}$ , безрозмірні параметри:  $\psi_1 = 0,2 \dots 1,6$ ;  $\psi_3 = 0$ ,  $\psi_n = 1$ ,  $\Omega = 1$ ; ущільнювана рідина - вода, температура  $40^\circ \text{C}$ , густина  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ; динамічний коефіцієнт  $\mu = 0,67 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ , адіабатичний об'ємний модуль пружності  $E = 2,2 \cdot 10^3 \text{ МПа}$ ; радіуси:  $r_0 = 0,115 \text{ м}$ ,  $r_1 = 0,12 \text{ м}$ ,  $r_2 = 0,13 \text{ м}$ ,  $r_3 = 0,14 \text{ м}$ . Камери круглого перетину з радіусом  $r_c = 0,003 \text{ м}$ , глибина камер  $h_c = 0,115$ . Центральний кут розташування камери  $\alpha_c = 2r_c / r_2 \text{ рад}$ .

2. Величини кільцевих площ:  $A_1 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $A_2 = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $A_3 = 5,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $A = 10,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ . Зусилля попереднього стискання пружин  $kA = 905 \text{ Н}$ , безрозмірне зусилля  $\chi = 8,54 \cdot 10^{-3}$ . Безрозмірна ефективна площа, при якій на номінальному режимі  $x \approx x_n$ :  $\sigma = \sigma^* = 0,243$ . Робочий діапазон ущільнення обмежується умовою  $\Delta\psi_{\text{min}} = 0,2 > 0,0477$  і додатково вимогою  $\alpha_{32} = 0,456 > 0,234$ . Таким чином, допустимий діапазон ущільнюваного тиску набагато ширше потрібного за технічним завданням.

3. Складові диференціального рівняння (2)  $T_2=6,17 \cdot 10^{-3}$ ,  $\tau_2=9,8 \cdot 10^{-3}$ ,  $k_1=0,27$ ,  $k_2=0,03$ . Значення коефіцієнта статичної жорсткості  $K_s$ , який визначається за формулою (3) – 0.08. Регулююча дія, визначається за формулою (4), де коефіцієнти для безрозмірного параметра  $\sigma=(0,22; 0,256; 0,28)$ :  $\tau_1=(0,1; 0,36; -0,39)$ ,  $\tau_3=(-0,03; -0,12; 0,15)$ . Приведена жорсткість пружини (8)  $\chi_1=1,78 \cdot 10^{-6}$ ,  $T_2=1,24 \cdot 10^{-10}$ .

4. Умова стійкості, згідно (6) для заданих параметрів виконується із запасом:  $V=1,41 \cdot 10^{-7} < 2,95 \cdot 10^{-6}$ . Граничні значення власної частоти системи, визначаються за виразами (11) і складають:  $\omega^*(0)=5740 c^{-1}$ ,  $\omega^*(\infty)=25400 c^{-1}$ .

5. При розгляданні вимушених коливань системи оперуємо рівнянням динаміки замкнутої системи автоматичного регулювання торцевого зазору. Коефіцієнти власного оператора системи (10) мають вигляд:  $a_0=7,64 \cdot 10^{-13}$ ,  $a_1=1,24 \cdot 10^{-10}$ ,  $a_2=9,8 \cdot 10^{-3}$ ,  $a_3=0,08$ .

6. Графічна залежність величини амплітуди від частоти коливань системи (формули (16)), без урахування сил в'язкого тертя у системі приведена на рис. 2.2. З урахуванням цього коефіцієнта - на рис. 2.3.

7. В таблиці 2.1 зведені безрозмірні та відповідаючі їм розмірні значення амплітуд коливань системи. Оскільки резонансна частота осьових коливань однакова при усіх значеннях безрозмірного параметра і відповідна їй амплітуда мало відрізняється, то на рисунку подано до розгляду тільки один випадок.

Таблиця 2.1 - Амплітуди резонансних коливань кільця ущільнення при різних коефіцієнтах демпфірування

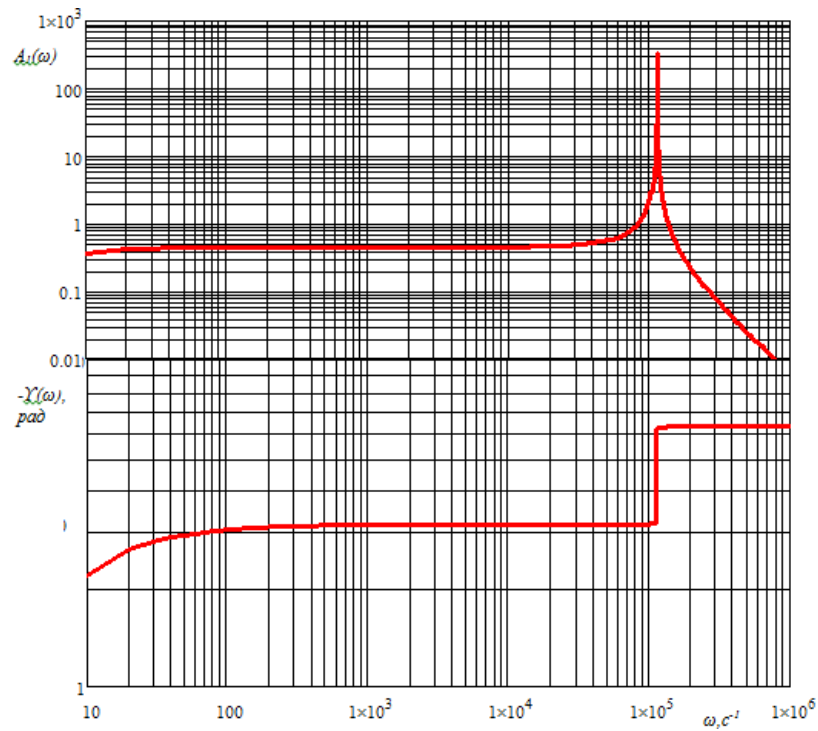
$\omega, \text{с}^{-1}$	$\sigma = 0.22$		$\sigma = 0.256$		$\sigma = 0.28$	
	$A_1$	$x_1, \text{М}$	$A_2$	$x_2, \text{М}$	$A_3$	$x_3, \text{М}$
$\omega_n = 150$	0,49	$1,47 \cdot 10^{-8}$	0,47	$1,4 \cdot 10^{-8}$	0,45	$1,36 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 0$						
$\omega_* = 1,13 \cdot 10^5$	361,3	$1,08 \cdot 10^{-5}$	344,6	$1,03 \cdot 10^{-5}$	333,5	$1,00 \cdot 10^{-5}$
$\xi = 0,5$						
$\omega_* = 1,11 \cdot 10^5$	1,25	$3,76 \cdot 10^{-8}$	1,19	$3,58 \cdot 10^{-8}$	1,16	$3,47 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 0,75$						
$\omega_* = 1,08 \cdot 10^5$	0,84	$2,51 \cdot 10^{-8}$	0,80	$2,40 \cdot 10^{-8}$	0,77	$2,32 \cdot 10^{-8}$
$\xi = 1$						
$\omega_* = 1,04 \cdot 10^5$	0,66	$1,97 \cdot 10^{-8}$	0,63	$1,88 \cdot 10^{-8}$	0,61	$1,82 \cdot 10^{-8}$

Таблиця 2.2 – Амплітуди резонансних коливань кільця ущільнення на робочому режимі ( $\omega_n = 150, \text{с}^{-1}$ )

$n_c$	$\sigma = 0.22$		$\sigma = 0.256$		$\sigma = 0.28$	
	$A_1$	$x_1, \text{нм}$	$A_1$	$x_1, \text{нм}$	$A_1$	$x_1, \text{нм}$
16	0.16	4.9	0.16	4.7	0.15	4.5
24	0.25	7.4	0.23	7.0	0.3	6.8
32	0.33	9.8	0.31	9.4	0.3	9.1
40	0.41	12.3	0.39	11.7	0.37	11.3
48	0.49	14.6	0.47	14.0	0.45	13.6

Таблиця 2.3 – Амплітуди резонансних коливань кільця ущільнення

$n_c$		$\omega, c^{-1}$	$n_i = 2$		$n_i = 4$		$n_i = 6$	
			$A_1$	$x_1, \text{MKM}$	$A_1$	$x_1, \text{MKM}$	$A_1$	$x_1, \text{MKM}$
16	$\sigma_1=0.22$	$1.9 \cdot 10^5$	105.6	3.9	107.1	3.2	108.5	3.3
	$\sigma_2=0.256$		100.7	3.0	102.1	3.1	103.5	3.1
	$\sigma_3=0.28$		97.4	2.9	98.8	2.9	100.1	3.0
24	$\sigma_1=0.22$	$1.6 \cdot 10^5$	122.9	3.7	124.5	3.7	125.9	3.8
	$\sigma_2=0.256$		117.2	3.5	118.8	3.6	120.2	3.6
	$\sigma_3=0.28$		113.5	3.4	114.9	3.5	116.3	3.5
32	$\sigma_1=0.22$	$1.4 \cdot 10^5$	69.7	2.1	69.95	2.1	70.6	2.1
	$\sigma_2=0.256$		66.5	2.0	66.7	2.0	66.9	2.0
	$\sigma_3=0.28$		64.4	1.9	64.6	1.9	64.8	1.9
40	$\sigma_1=0.22$	$1.2 \cdot 10^5$	285.6	8.6	297.8	8.9	310.3	9.3
	$\sigma_2=0.256$		272.5	8.2	284.2	8.3	295.9	8.9
	$\sigma_3=0.28$		263.7	7.9	275.0	8.2	286.4	8.6
48	$\sigma_1=0.22$	$1.1 \cdot 10^5$	361.3	1.1	112.9	3.4	113.4	3.4
	$\sigma_2=0.256$		344.6	1.0	107.7	3.2	108.2	3.3
	$\sigma_3=0.28$		333.5	1.0	104.2	3.1	104.7	3.1

Рисунок 2.2 – Амплітудні і фазові частотні характеристики для безрозмірного тиску нагнітання ( $\sigma = \sigma_3, \xi = 0$ )

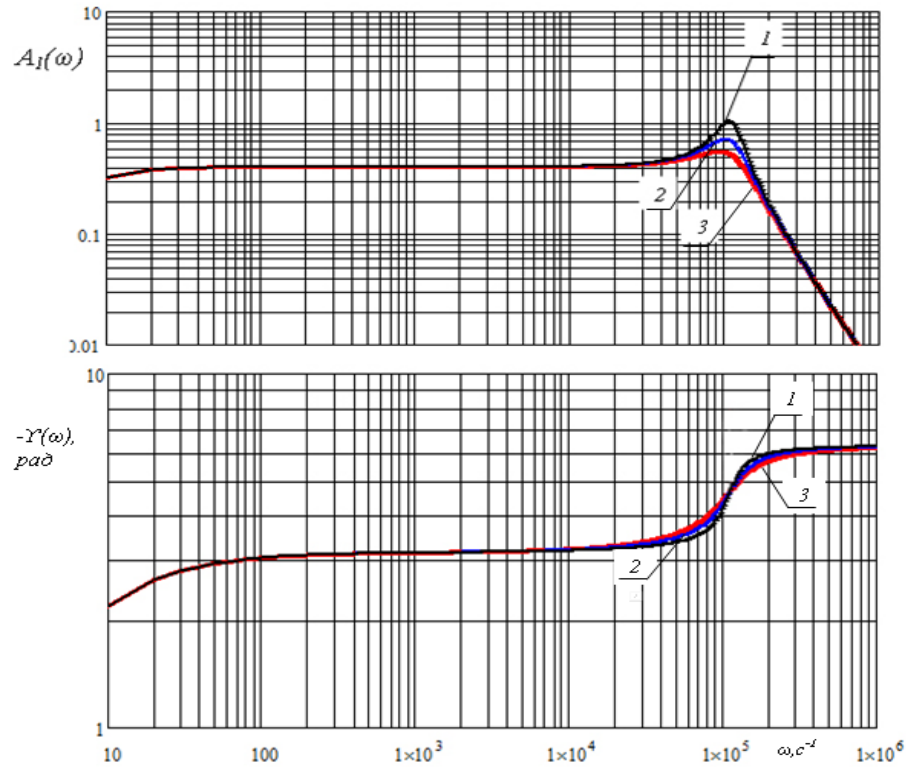


Рисунок 2.3 – Амплітудні і фазові частотні характеристики для безрозмірного тиску нагнітання з урахуванням демпфірування ( $\sigma = \sigma_3$ )

$$1 - \xi = 0.5, \quad 2 - \xi = 0.75, \quad 3 - \xi = 1$$

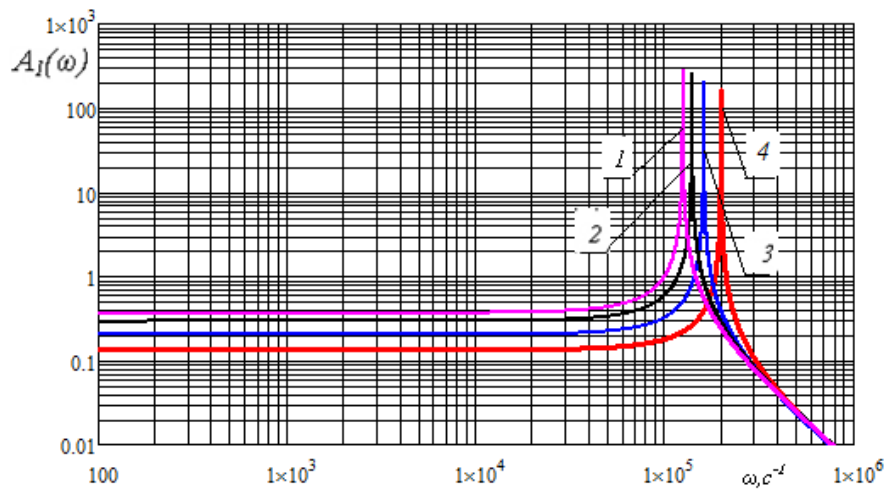


Рисунок 2.4 – Амплітудні і фазові частотні характеристики для безрозмірного тиску нагнітання за умови  $n_i=2$ :

$$1 - n_c = 40, \quad 2 - n_c = 32, \quad 3 - n_c = 24, \quad 4 - n_c = 16$$

На рис. 2.4 приведені результати обчислень за наявності в системі двох живильників і різної кількості камер. Аналогічні розрахунки для 4 і 6 живильників зведені в таблиці 1. Як видно з таблиці, на номінальному режимі роботи величина максимального відхилення зі збільшенням значення  $\sigma$  зростає на (2–5) %. При коливаннях на резонансній частоті - (3–5) %. Таким чином, оскільки розмірні значення цих амплітуд складають нанометри, то можна стверджувати, що аварійна небезпека при збільшенні безрозмірного геометричного параметра ущільнення у встановлених межах відсутня.

Максимальна розмірна амплітуда для безрозмірної площі  $\sigma = \sigma_3$  складає 10,8 мкм, проте на робочій частоті обертання вона дорівнює відповідно 0,01 мкм. Таким чином, можна стверджувати, що немає небезпеки виникнення задиру.

Оцінка впливу зростання коефіцієнта демпфірування показала (при  $n_i = 2$ ,  $n_c = 48$ ), що із зростанням коефіцієнта в'язкого тертя резонансні піки згладжуються, що повністю відповідає класичним результатам дослідження коливальних систем.

## 2.4 Висновки

Оцінка впливу геометричних параметрів імпульсного ущільнення на його динамічні характеристики показала:

1. Збільшення числа камер знижує критичну частоту і підвищує амплітуди коливань аксіально рухомого кільця.
2. Збільшення кількості живильників призводить до зростання амплітуд коливань і не позначається на значенні критичної або резонансної частоти.
3. Зростання безрозмірного геометричного параметра  $\sigma$  призводить до пониження амплітуд коливань.
4. Власна або резонансна частота осьових коливань складає близько  $10000 \text{ c}^{-1}$ , що для розглянутого насосного агрегату (робоча частота якого  $150 \text{ c}^{-1}$ ) є



недосяжною, але для високооборотних турбоагрегатів, робочі частоти яких можуть досягати  $15000\text{ c}^{-1}$ , можлива небезпека виникнення резонансних режимів.

5. Аналіз динамічної стійкості системи за критерієм Гурвіця, а також виходячи з умови обмеження величини об'єму, показав, що система є стійкою для усіх можливих поєднань параметрів.

## ВИСНОВКИ

1. Виконано числове та аналітичне дослідження гідрогазодинамічних характеристик шпаринних і торцевих ущільнень з метою покращення герметичності, вібронадійності та зменшення витрат на тертя, створення та впровадження нових високоефективних конструкцій ущільнень насосів та компресорів.
2. Розв'язана задача течії рідинногазового і газорідного середовища у дроселюючих каналах шпарових ущільнень з урахуванням прецесійного руху валу, за допомогою методів обчислювальної гідрогазодинаміки досліджено механізм течії двофазного середовища та визначені динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфірування у шпаринному ущільненні. Проведено порівняння CFD моделей течії з моделлю об'ємного потоку (BULK FLOW).
3. Виконано числовий розрахунок двофазної течії крапельногазової суміші для торцевого спірального і запірною імпульсного ущільнень. Числове моделювання запірною імпульсного ущільнення виконано за допомогою нестационарної взаємодії ротор-статор.
4. Розв'язана задача динаміки аксіально-рухомого кільця торцевого імпульсного ущільнення та виконана оцінка впливу геометричних параметрів на його динамічні характеристики.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Стюарт Л. Скотт. Технология многофазной откачки в нефтегазовой промышленности. Рогтех, С. 72-81.
2. San Andrés, L., 2012, “Rotordynamic Force Coefficients of Bubbly Mixture Annular Pressure Seals”, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, **134** (Feb), 022503.
3. Diaz, S., and San Andrés, L., 2002, “Pressure Measurements and Flow Visualization in a Squeeze Film Damper Operating with a Bubbly Mixture”, ASME Journal of Tribology, **124**, pp. 346-350.
4. Arghir, M., Zerarka, A., Pineau, G., 2011, “Rotordynamic Analysis of Textured Annular Seals With Multiphase (Bubbly) Flow”, Incas Bulletin, Volume 3, Issue 3, pp. 3–13.
5. Ransom, D., Podesta, L., Camatti, M., Wilcox, M., Bertoneri, M., Bigi, M., 2011, “Mechanical Performance of a Two Stage Centrifugal Compressor under Wet Gas Conditions”, Proceedings of the Fortieth Turbomachinery Symposium, September 12-15, Houston, Texas.
6. Thome, J. R., 2004, “Wolverine Engineering Data Book III”, Wolverine Tube Inc.
7. Eesa, M., 2009, “CFD Studies of Complex Fluid Flows in Pipes”, Ph.D. Dissertation, Department of Chemical Engineering, College of Engineering and Physical Sciences, University of Birmingham.
8. Li, C., 2011, “Numerical Study of Isothermal Gas-Liquid Two-Phase Bubbly Flow”, Ph.D. Dissertation, School of Aerospace, Mechanical and Manufacturing Engineering, Royal Melbourne Institute of Technology (RMIT) University.
9. Schepper, S., Heynderickx, G. J., Marin, G. B., 2008, “CFD Modeling of All Gas-Liquid and Vapor-Liquid Flow Regimes Predicted by the Baker Chart”, Chemical Engineering Journal, **138**, pp. 349–357.

10. Yuan, W., Liu, S., Li, S., Tao, T., and Xin, K. L., 2011, “Numerical Simulation of Bubble Motion in Horizontal Reducer Pipelines”, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 5, No. 4, pp. 517-529.
11. Ekambara, K., Sanders, R. S., Nandakumar, K., Masliyah, J. H., 2008, “CFD Simulation of Bubbly Two-Phase Flow in Horizontal Pipes”, *Chemical Engineering Journal*, **144**, pp. 277–288.
12. Bhramara, P., Rao, V. D., Sharma K. V., and Reddy T. K. K., 2008, “CFD Analysis of Two Phase Flow in a Horizontal Pipe – Prediction of Pressure Drop”, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, **40**, pp. 315-321.
13. Höhne, T., 2009, “Experiments and Numerical Simulations of Horizontal Two Phase Flow Regimes”, *Proceedings of the Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*, CSIRO, Melbourne, December, pp. 1-6.
14. Mazumder Q. H., 2012, “CFD Analysis of Single and Multiphase Flow Characteristics in Elbow”, *Engineering*, **4**, pp. 210-214.
15. Kozubková, M., Rautová, J., Bojko, M., 2012, “Mathematical Model of Cavitation and Modelling of Fluid Flow in Cone”, *Procedia Engineering*, **39**, pp. 9-18.
16. Ansys CFX-Solver Theory Guide, Release 13.0, November 2010.
17. Burns, A., “Computational Fluid Dynamics Modeling of Multi-Phase Flows”, *Lecture notes*, Alpha Beta Numerics, 188 p.
18. Frank, Th., 2005, *Advances in Computational Fluid Dynamics (CFD) of 3-Dimensional Gas-Liquid Multiphase Flows*, *Proceedings of the NAFEMS Seminar*, Niedernhausen/Wiesbaden, Germany, April 25 – 26, 18 p.
19. Frank, Th., 2005, “Numerical Simulation of Slug Flow Regime for an Air-Water Two-Phase Flow in Horizontal Pipes”. *Proceedings of the 11th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal-Hydraulics (NURETH-11)*, Avignon, France, October 2-6, 13 p.

20. Frank, Th., 2006, "Simulation of Complex Three-Dimensional Bubbly Flows with ANSYS CFX - Model Development & Validation", Proceedings of the German ANSYS Users Conference, Stuttgart, Germany, October, 27 p.
21. Krepper, E., Frank, T., Lucas, D., Prasser, H.-M., and Zwart, Ph. J., 2007, "Inhomogeneous MUSIG Model – A Population Balance Approach For Polydispersed Bubbly Flows", Proceedings of the 12th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-12), Pittsburgh, Pennsylvania, September 30-October 4, Log Number: 60, 19 p.
22. Krepper, E., Ruyer, P., Beyer, M., Lucas, D., Prasser, H.-M., and Seiler, N., 2009, "CFD Simulation of Polydispersed Bubbly Two-Phase Flow around an Obstacle", Hindawi Publishing Corporation Science and Technology of Nuclear Installations, Article ID 320738, 12 p.
23. Lucas, D., and Beyer, M., Frank, T., Zwart, P., Burns, A., 2009, "Condensation of Steam Bubbles Injected into Sub-Cooled Water", Proceedings of the 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-13), Kanazawa City, Japan, September 27-October 2, 13 p.
24. Krepper, E., Beyer, M., Lucas, D., Schmidtke, M., 2011, "A Population Balance Approach Considering Heat and Mass Transfer - Experiments and CFD Simulations", Nuclear Engineering and Design, **241**, pp. 2889–2897.
25. Ekambara, K., Sanders, R. S., Nandakumar, K., and Masliyah, J. H., 2012, "CFD Modeling of Gas-Liquid Bubbly Flow in Horizontal Pipes: Influence of Bubble Coalescence and Breakup", Hindawi Publishing Corporation International Journal of Chemical Engineering, Article ID 620463, 20 p.
26. Kanemori, Y., Iwatsobo, T., 1992, "Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular seals" ASME Journal of Tribology, **114**, pp. 773-778.
27. Gao, R., 2012, "Computational Fluid Dynamic and Rotordynamic Study on the Labyrinth Seal", Ph.D. Dissertation in Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University.

28. Beatty, P. A., Hughes, W. F., 1987, "Turbulent Two-Phase Flow in Face Shaft Seals", Transactions of the ASME, Journal of Tribology, **109**, pp. 91-99.
29. Lebeck, A. O., Chiou, B. C., "Two-Phase Mechanical Face Seal Operation: Experimental and Theoretical Observations", Proceedings of the 11<sup>th</sup> Turbomachinery Symposium, pp. 181-188.
30. Lebeck, A. O., "Face Seal Balance Ratio Selection for Two Phase Single and Multicomponent Mixtures", Proceedings of the 15<sup>th</sup> International Pump Users Symposium, pp. 17-26.
31. Hughes, W. F., Basu, P., Beatty, P.A., Beeler, R.M., and Lau S., 1989, "Dynamics of Face and Annular Seals With Two-Phase Flow", NASA Contractor, Report 4256.
32. Basu, P., 1988, "Thermal Effects in Two-Phase Flow Through Face Seals", Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Carnegie-Mellon University, Pittsburgh, Pennsylvania.
33. Qiu, Y., Khonsari, M. M., 2011, "Investigation of Tribological Behaviors of Annular Rings With Spiral Groove", Tribology International, **44**, pp. 1610-1619.
34. W.A. Marcinkowski: Hermomechanika i samoregulujace sie uszelnienia impulsowe. Kielce 2010. 77 с.
35. Ворона П.Н., Лисицын К.В., Марцинковский В.А.: Уплотнение роторов насосов атомных электростанций. Обзорная информация Москва, изд-во ЦИИТ Ихимнефтомаш, 1980. 42с.
36. Марцинковский В.А., Ворона П.Н.: Насосы атомных электростанций. Москва, изд-во Энергоатомиздат, 1987. 200 с.
37. Марцинковский В.А.: Гидродинамика дросселирующих каналов. Сумы, изд-во Сумского государственного университета, 2002, 337 с.