

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: Числовий аналіз герметичності та динамічної стійкості деформованого плаваючого шпаринного ущільнення.

Здобувача групи КМ.м-21 БОРСУКА Сергія Андрійовича.

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

_____ Сергій БОРСУК
(підпис)

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

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра: 51 с., 51 рис., 4 табл., 10 джерел.

ВИТОКИ, КОНФУЗОР, ПЛАВАЮЧЕ КІЛЬЦЕ, СТІЙКІСТЬ, ШПАРИННЕ УЩІЛЬНЕННЯ.

Об'єкт дослідження – гідродинамічні процеси, що відбуваються в зазорі та деформації кільця, що виникають у шпаринному ущільненні.

Мета роботи – аналіз нової конструкції та визначення характеристик шпаринного ущільнення з плаваючим кільцем.

Методи досліджень – чисельний розрахунок методом скінчених елементів та об'ємів задачі гідропружності; порівняння характеристик різних конструкцій ущільнень.

На сьогоднішній день безконтактні ущільнення мають доволі суттєвий вплив на характеристики насосного обладнання. Розрахунки та експерименти довели, що шпаринні ущільнення з плаваючим кільцем позитивно впливають на вібраційний стан ротора. Це відбувається за рахунок створення конфузорності в напрямку течії робочої рідини. Дана форма зазору сприяє зменшенню витоків за рахунок зменшення мінімального зазору та амплітуди коливання ротора за допомогою демпфуючої сили. Здатність плаваючого кільця до радіального переміщення надає можливість проектування конструкції ущільнення з дуже малими зазорами, що, у свою чергу, збільшує коефіцієнт корисної дії (ККД) та інші характеристики насоса.

Основною задачею роботи є розв'язання задачі гідропружності за допомогою методів обчислювальної механіки для різних конструкцій ущільнень з деформованим плаваючим кільцем, отримання витратних характеристик та аналіз їх динамічної стійкості. Аналіз результатів розрахунків проводився шляхом порівняння модифікованої конструкції плаваючого кільця з базовою.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ.....	6
1.1 Сфери застосування та особливості ущільнень	6
1.2 Аналіз методів розрахунку ущільнень з плаваючими кільцями.....	11
1.3 Висновки до першого розділу.....	16
2 АНАЛІЗ МИНУЛОЇ МОДЕЛІ УЩІЛЬНЕННЯ З ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ	17
2.1 Модернізація моделі для чисельного розрахунку статичних характеристик шпаринного ущільнення.....	17
2.2 Порівняння отриманих результатів.....	22
2.3 Висновки до другого розділу	24
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК УЩІЛЬНЕННЯ З ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ, ЩО ДЕФОРМУЄТЬСЯ.....	25
3.1 Чисельний розрахунок динамічних характеристик шпаринного ущільнення базової конструкції	25
3.2 Аналіз результатів.....	28
3.3 Висновки до третього розділу	32
4 ДОСЛІДЖЕННЯ УЩІЛЬНЕННЯ З ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ КОНСТРУКЦІЇ	33
4.1 Чисельний розрахунок динамічних характеристик шпаринного ущільнення з плаваючим кільцем з більшою товщиною циліндричної оболонки.....	33
4.2 Аналіз та порівняння отриманих результатів	34
4.3 Висновки до четвертого розділу.....	40
5 ДОСЛІДЖЕННЯ УЩІЛЬНЕННЯ З ДЕФОРМОВАНИМ ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ З КОМПОЗИТНОГО МАТЕРІАЛУ	41
5.1 Чисельний розрахунок динамічних характеристик шпаринного ущільнення з композитним плаваючим кільцем	41
5.2 Аналіз отриманих результатів та порівняння з базовою моделлю	41
5.3 Висновки до п'ятого розділу	45
ВИСНОВКИ.....	46
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	48

ВСТУП

Постійною проблемою для машинобудування є збільшення вимог до підвищення характеристик насосів різних типів. Підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) та надійності є одними з основних напрямків роботи у цій галузі. Зазвичай, ККД можна зменшивши зазори, і як наслідок, витоки. Проблемою даного методу є обмеження на величину цих самих зазорів. Відомо, що неможливо виготовити та встановити деталі або вузли без допусків. Ці, на перший погляд незначні відхилення є основною причиною вібрацій ротора. При недостатній демпфуючій силі амплітуда коливань може призвести до швидкого зношування підшипників, появи контакту у фрикційній парі матеріалів, наприклад сталь-сталь, та до пошкодження валу. Шпаринні ущільнення з плаваючим кільцем є гарним прикладом безконтактних ущільнень. Застосування ущільнень з конфузornoю конусністю внутрішньої стінки плаваючого кільця дозволяє підвищити як статичну, так і динамічну стійкість ротора за рахунок центруючої сили [1]. З недоліків можна зазначити відносно великі витоки робочої рідини. У відповідальних машинах цю проблему вирішують встановленням комплексу ущільнень одного типу або комбінуванням різних типів (лабіринтне ущільнення та плаваюче кільце). Так як основа частина витоків припадає на шпаринне ущільнення з плаваючим кільцем, то для підвищення ККД насоса доцільно вдосконалювати саме його.

Основною задачею роботи є розв'язання задачі гідропружності за допомогою методів обчислювальної механіки для різних конструкцій ущільнень з плаваючим кільцем, що деформується, отримання витратних характеристик та аналіз їх динамічної стійкості. Аналіз результатів розрахунків проводився за рахунок порівняння модифікованої конструкції ущільнення з базовою.

1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Сфери застосування та особливості ущільнень

На сьогоднішня ущільнення знаходять широке застосування в різних сферах діяльності, де важливо забезпечити ефективну та безперервну роботу механізмів. Однією з основних напрямків застосування шпаринних ущільнень є енергетична промисловість. У цій галузі безконтактні ущільнення використовуються у турбінах, генераторах та інших технічних пристроях для запобігання витоків робочого середовища (газу або рідини). Це допомагає підвищити надійність об'єктів генерації електроенергії.

Також ущільнення різних типів застосовують в аерокосмічній промисловості. Одним з прикладів є використання ущільнень у живильних турбонасосних агрегатах рідинних ракетних двигунів Корейської космічної ракети-носія (KSLV-II). Турбонасос, що використовується в двигунах (Рис. 1.1) цієї ракети має високу частоту обертання (до 27 тис. об/хв) та використовує відцентрову силу, для створення тиску та подачі палива в камеру згоряння. Паливо, яке горить при температурі понад 3000 °С в камері згоряння, виділяється з сопла двигуна у вигляді газу для отримання необхідної тяги під час польоту. Двигуни турбонасосного типу мають меншу масу та більш ефективні, ніж двигуни з живленням під тиском, тому це збільшує значення корисного навантаження [3]. Турбонасос в KSLV-II складається з насоса-окислювача та паливного насоса, які подають відповідно окислювач і паливо, турбіни, що приводить в рух насоси, системи вала і ущільнення з ротором [4]. Турбонасоси працюють за високої швидкості обертання і високому тиску в різноманітних умовах навколишнього середовища з криогенними (рідкий кисень та рідкий водень), кімнатними (гас) та високими температурами (газ) в рідкому і газоподібному станах. Таким чином, його вимоги до конструкції досить серйозні для гідравліки. Розрахунки повинні включати термічний і структурний аналіз; конструкція ущільнення повинна бути оптимізована для контролю витоків палива, врахування розподілу осьової тяги. Потрібно

провести динамічний аналіз роторів, для запобігання пошкодженню підшипників, та контроль кавітації [3]. Оскільки турбонасоси працюють за високого тиску в діапазоні від десятків до сотень атмосфер (до десятків МПа) та при великих змінах температури, необхідно підтримувати високу надійність підшипників та систем ущільнень, які підтримують ротор для стабільного приводу турбонасоса в таких екстремальних робочих середовищах. Несправність у цих ущільненнях може спричинити не тільки зниження ефективності турбонасосу через витіки, але й вихід з ладу турбонасоса через зношування валу або надходження домішок.



Рисунок 1.1 – Ракетний двигун KRE-075 [5]

Ущільнення в турбонасосі запобігають змішуванню різних рідин, або зменшують витіки. Кілька типів ущільнень, які широко використовуються в даних турбонасосах, це механічне торцеве ущільнення, міжпаливне

ущільнення, шпаринне ущільнення з плаваючим кільцем та лабіринтне ущільнення. Механічне торцеве ущільнення зазвичай використовується між насосом і турбінними вузлами. Міжпаливне ущільнення — це вузол між паливним насосом та вузлами насоса окиснювача, який зазвичай складається з концентричних кілець та окремих графітових ущільнень. Шпаринне ущільнення з плаваючим кільцем та лабіринтне ущільнення в турбонасосному агрегаті в основному встановлюються для контролю зміщень вала та витоків охолоджувальної рідини для підшипників.

Плаваюче кільце використовується для мінімізації витоків в механізмах з ротором, оскільки воно ефективно працює з невеликим зазором між валом і ущільненням. Плаваюче кільцеве в турбонасосах, яке використовується для запобігання витoku над та під робочим колесом, є ущільнювачем із торцем, який зазвичай плаває в рідині, не має контакту з валом, та контролює витоки (Рис. 1.2). Сили рідини, що діють на плаваюче кільце, визначаються розміром, формою та торцем плаваючого кільця. Відповідно до величини стискаючих і радіальних сил на плаваючому кільці, воно може плавати в рідині та вільно рухатися або бути закріпленим на стінці корпусу.

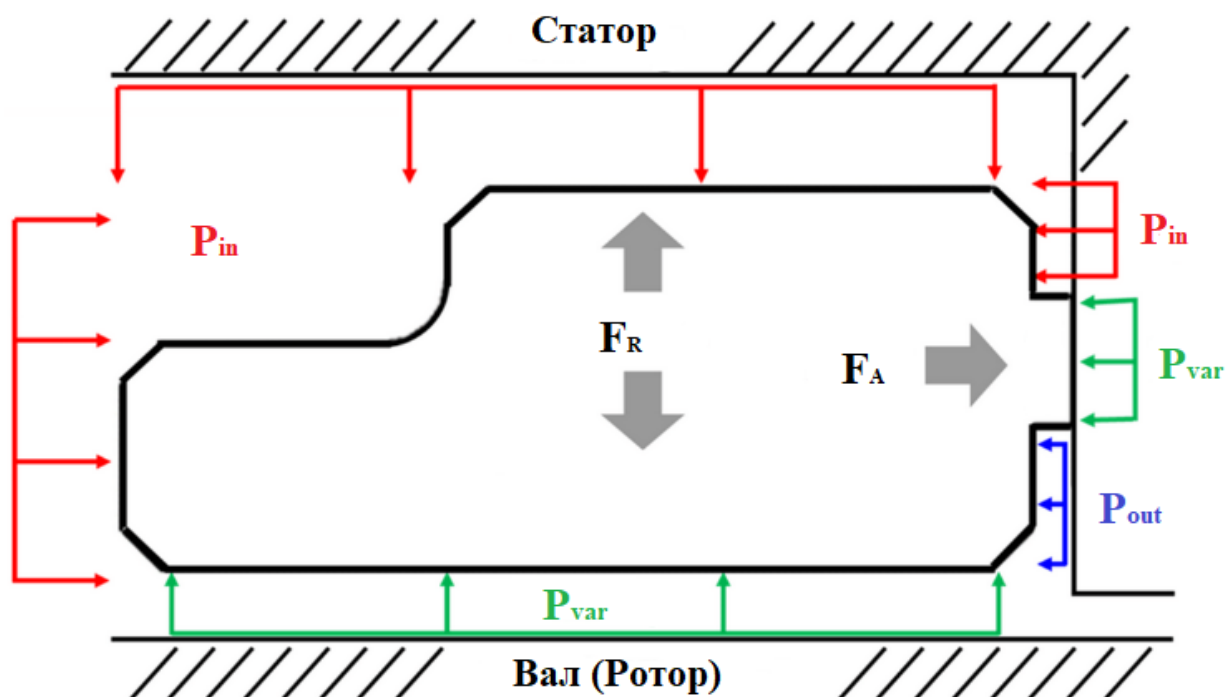


Рисунок 1.2 – Схема ущільнення з плаваючим кільцем [2]

Ущільнення у якості гнучкого теплового бар'єру використовувались в кількох місцях на багаторазових орбітальних апаратах «Space Shuttle», включаючи стулки основного шасі та вентиляційні отвори дверцят відсіку корисного навантаження [7]. Така конструкція також є базовою ущільнення для позиціонування керма (Рис. 1.3б) багаторазового космічного апарату X-38 (Рис. 1.3а) [8]. Це ущільнення має номінальний діаметр приблизно 15,75 мм і складається з пружинної трубки Inconel X-750 (також позначається як IN X-750), наповненої ватином Saffil і обплетеної двома шарами керамічної втулки Nextel (3M) 312. Недоліком даних ущільнень була втрата пружності та набуття високої жорсткості, коли вони зазнають стиснення за високих температур. Постійна фіксація обмежувала здатність ущільнення відповідати рухам протилежної ущільнювальної поверхні, викликаній структурними та тепловими навантаженнями. Через ці недоліки ущільнювачі також випробувалися на високотемпературний стиск та випробування потоку при кімнатній температурі в NASA [6] з метою їх вдосконалення.

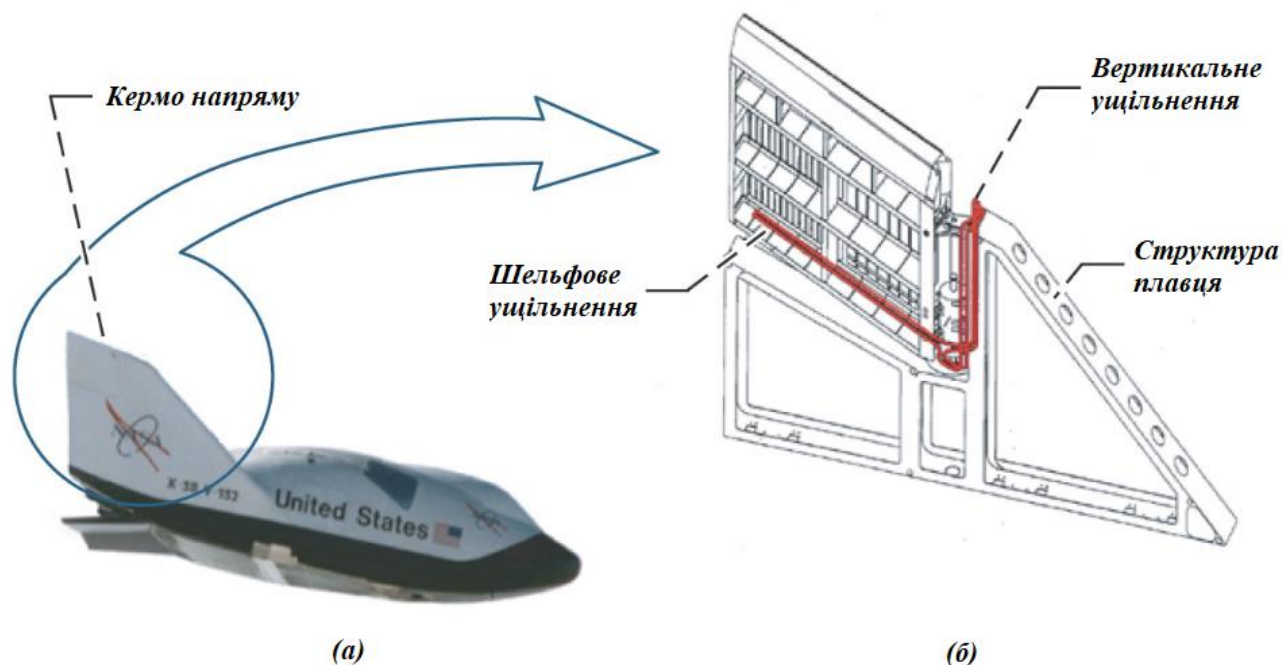


Рисунок 1.3 – Зображення багаторазового космічного апарату X-38 (а) та схема ущільнень поверхні керма (б) [6]

Щодо лабіринтових ущільнень є відносно нова робота [9], яка заснована на напрацюваннях та моделі створеної у 2013 році [10]. Оскільки ця робота

стосується виключно аналізу зміщень ротора та ущільнення, тепловими ефектами знехтували для спрощення моделі, таким чином імітуючи модель CFD (обчислювальної гідродинаміки) для моделювання потоку. Завдання полягало у вивченні впливу частоти обертання ротора на динамічні характеристики шестизубого лабіринтового ущільнення газової турбіни в діапазоні від 9500 до 47750 об/хв.

Серед сучасних робіт можна відзначити доволі цікавий проєкт з моделювання ущільнення на основі конструкції клапана Тесла [11]. За словами авторів, безконтактне ущільнення даної конструкції демонструє дуже низький рівень зношування, незначні втрати корисної потужності, тривалий термін служби та суттєво вплинуло на дослідження та розробки сучасних технологій ущільнення [12,13]. Конструкційна схема ущільнення з клапаном Тесла вказана на Рис. 1.4.

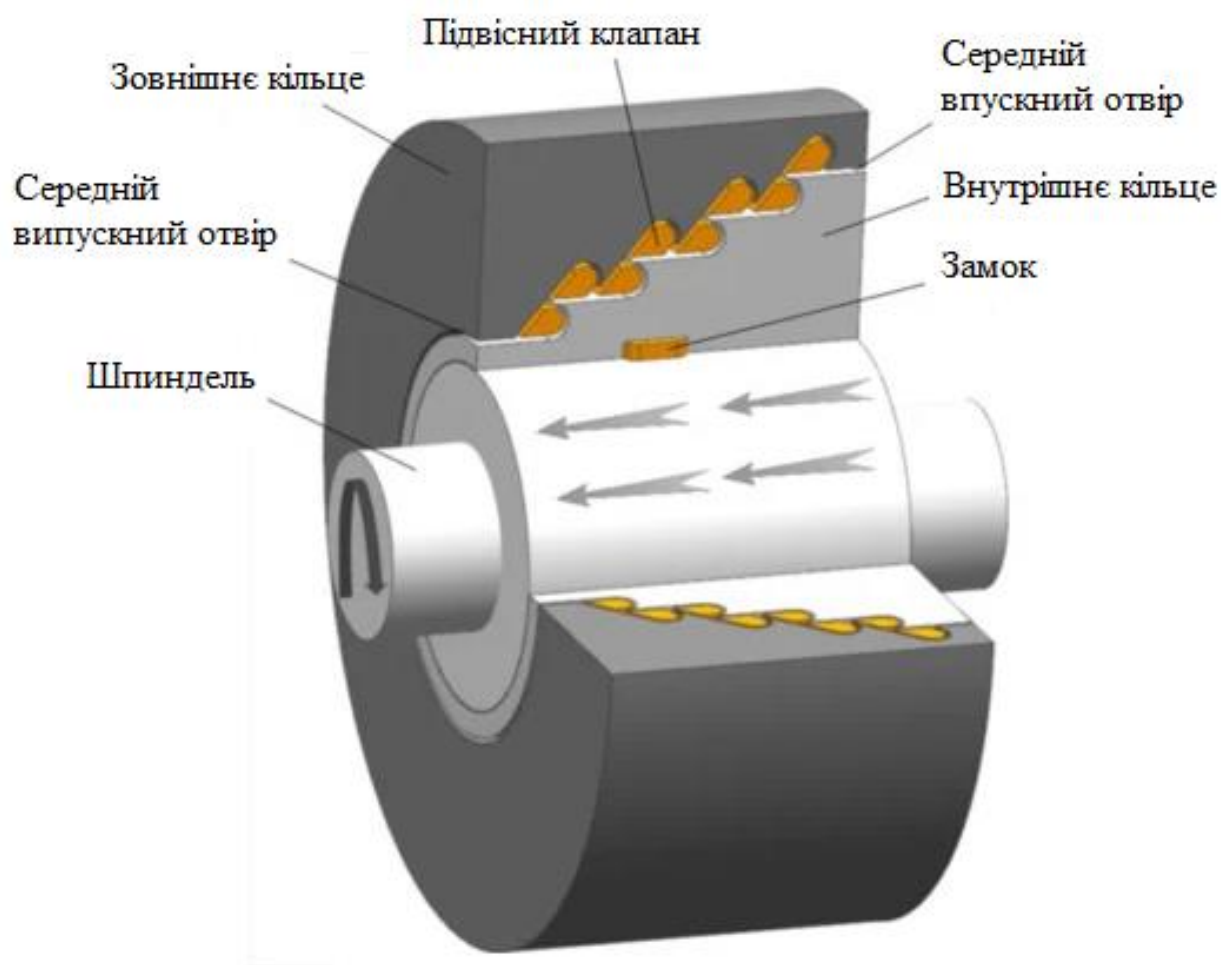


Рисунок 1.4 – Схема ущільнення на основі конструктивних особливостей клапана Тесла [11].

Також автори розглядають особливості та недоліки різноманітних типів безконтактний ущільнень, що описуються у роботах наступних авторів [14-19]. Основною частиною ущільнення є однопровідний прохідний клапан, запропонований Ніколою Тесла [20] (Рис. 1.5).

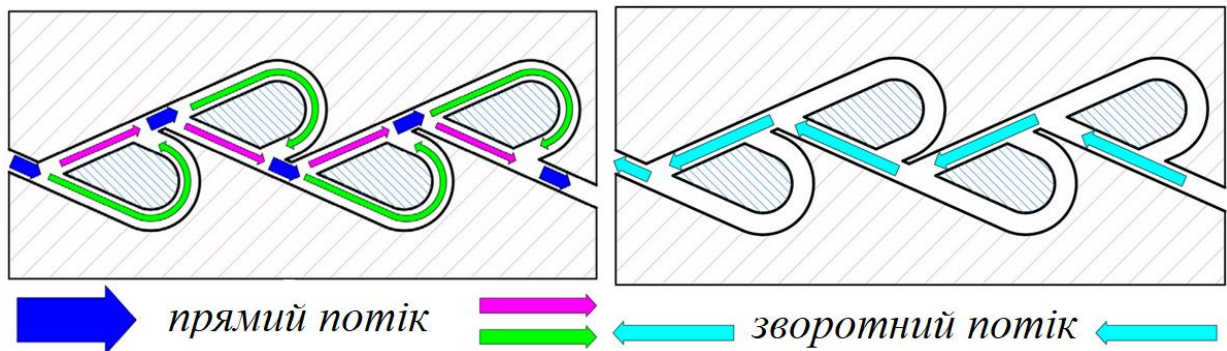


Рисунок 1.5 – Принципова схема клапана Тесла [11].

Конструкція клапана не містить компонентів, що рухаються, не потребує енергії ззовні та використовує просторову структуру для збільшення або зменшення потоку рідини [21,22]. За словами авторів [11], при збільшенні кількості ступенів ущільнення можна досягти суттєвих знижень витоків. Дану конструкцію можна використовувати у турбонасосах ракетних двигунів, компресорах високого тиску та інших сферах, що потребують високого ступеня герметизації за наявності зазору між статором та ротором при великих перепадах тиску.

1.2 Аналіз методів розрахунку ущільнень з плаваючими кільцями

Основною функцією шпаринного ущільнення з плаваючим кільцем, що деформується – обмежити витoki. Проте сили реакції рідини, що створюються кільцевим ущільненням, також впливають на стабільну роботу ротора, особливо у багатоступеневих насосах. Оскільки ущільнення з плаваючим кільцем сильно впливають на вібраційні характеристики насосних систем, було проведено досить багато досліджень параметрів ущільнень та гідравлічних сил

плаваючих кілець безконтактних ущільнень. На Рис. 1.6 зображена схема, що показує сили які діють на деформоване плаваюче кільце.

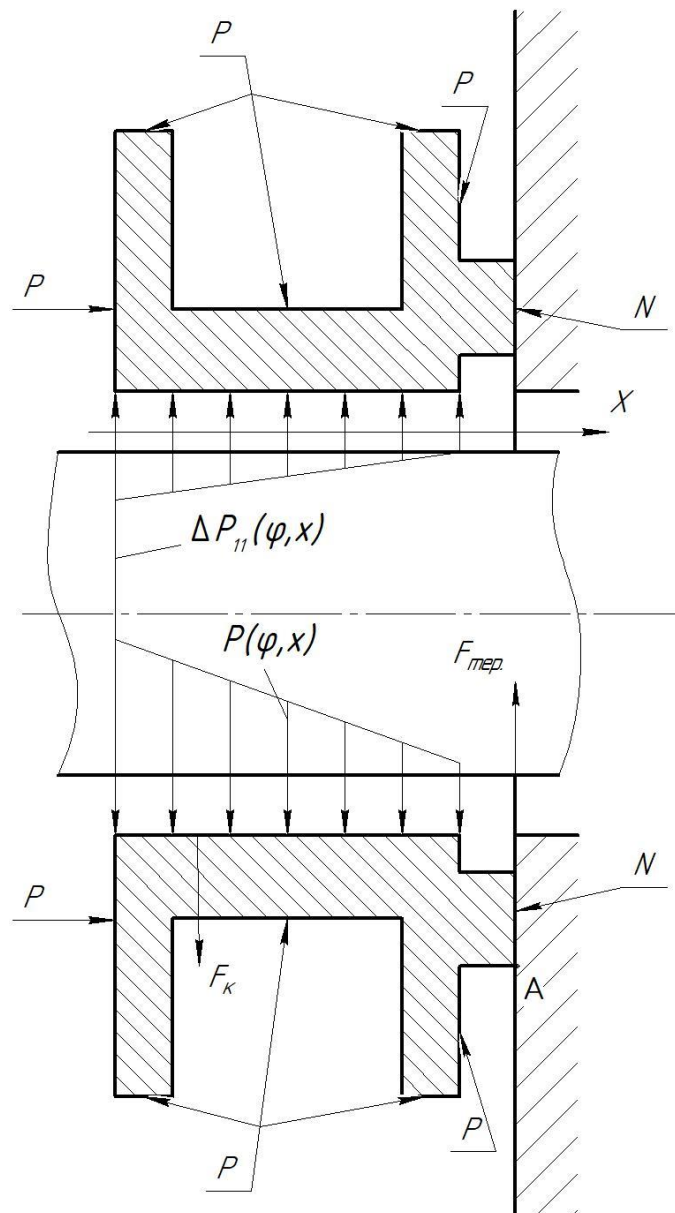


Рисунок 1.6 – Схема сил, які діють на поверхні плаваючого кільця, що деформується [1]

Залежно від місця розташування ущільнення в системі його витратні та гідродинамічні характеристики можуть змінюватися під впливом деформації.

Наприклад, якщо ущільнення розташувати в зоні низького тиску, то деформація втулки призведе до збільшення витоків. Якщо ж ущільнення розташувати в зоні високого тиску, то деформація втулки призведе до зменшення витоків. У обох випадках зазор набуває конфузорної конусності шпарини.

Першим, хто розглянув задачу про деформування шпаринного ущільнення, був М. М. Камал [23]. Він розробив простий для розуміння метод аналізу течії в шпаринному ущільненні за рахунок рішення рівнянь Рейнольдса та урахування деформацій поверхонь валу та ущільнювального кільця. Задача гідропружності зводиться до обчислення деформацій на вході та виході шпарини для випадку навантаження ротора та статора еквівалентними постійними тисками.

Американськими дослідниками Ф. Р. Мальєром, Л. Х. Нельсоном та П. С. Бакменом були проведені дослідження плаваючих ущільнень гідростатичного типу [24] (Рис. 1.7). Галуззю використання цих ущільнень є турбонасоси, що працюють за дуже високого тиску (наприклад у аеропромисловості). За високого вхідного тиску відзначається позитивна особливість таких ущільнень за рахунок деформації кільця вздовж радіусу по внутрішній частині, що призводить до зменшення зазору в шпарині, що в свою чергу призводить до зменшення витоків робочої речовини та підвищення жорсткості. Перевага таких кілець підсилюється наявністю гідростатичних канавок на внутрішній поверхні: чим більший закривається зазор в ущільненні, тим вищий тиск у канавках. Це призводить до зменшення осьового градієнту тиску на ущільненні та компенсує стискання кільця до повного перекриття зазору. У результаті витратна характеристика такого ущільнення стає більш пологою. Авторами [24] відзначається динамічна стійкість даних плаваючих кілець у широкому діапазоні швидкостей. Однак методика розрахунку таких ущільнень у роботі [24] не була наведена. Дані щодо гідростатичної жорсткості також відсутні.

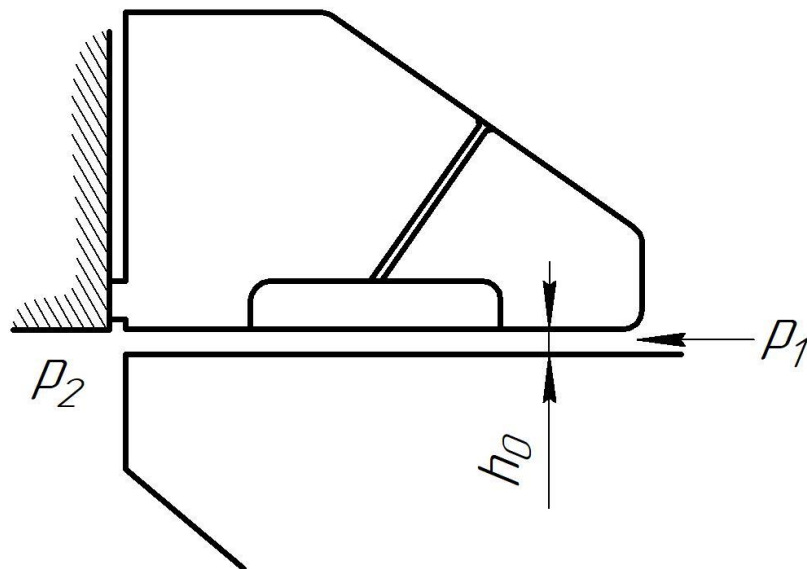


Рисунок 1.7 – Плаваюче гідростатичне ущільнення [1]

Чайлдс [25] застосував рішення методом кінцевих довжин для динамічних характеристик шпаринного ущільнення на основі моделі об'ємного потоку, запропонованої Блеком. Цей метод широко використовувався в наступних роботах [26-28] завдяки низькому рівню обчислень та високій ефективності обчислень. Дітцен та Нордман [29] вперше запропонували метод CFD-збурення для ущільнень гладкого ротора, щоб вирішити проблему надійності моделі об'ємного потоку.

Пізніше Лі та інші [30] використовували перехідний метод CFD з одномірною гармонічною (1D) вихровою моделлю, круговою вихровою моделлю та еліптичною вихровою моделлю для прогнозування динамічних характеристик газового ущільнення з плаваючим кільцем (Рис. 1.8-1.10). Було виявлено, що величини динамічних коефіцієнтів ущільнення, що були отримані трьома моделями вихрового обертання, дуже добре збігаються з експериментальними результатами, а значення відповідних динамічних коефіцієнтів майже однакові для всіх моделей вихрового обертання ротора. Перехідний метод CFD з моделями завихрення також використовували Фойгт [31], Ян та інші [32,33] а також Цзян [34] для розрахунків динамічних характеристик шпаринних ущільнень з плаваючим кільцем.

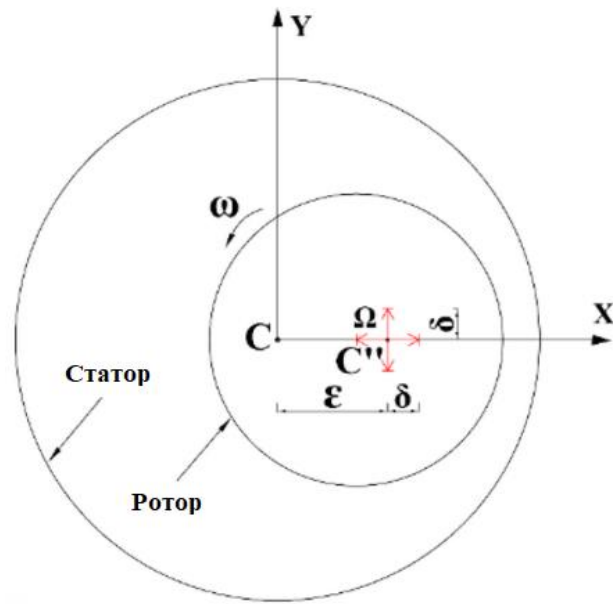


Рисунок 1.8 – Схематична діаграма 1D моделі вихру [30]

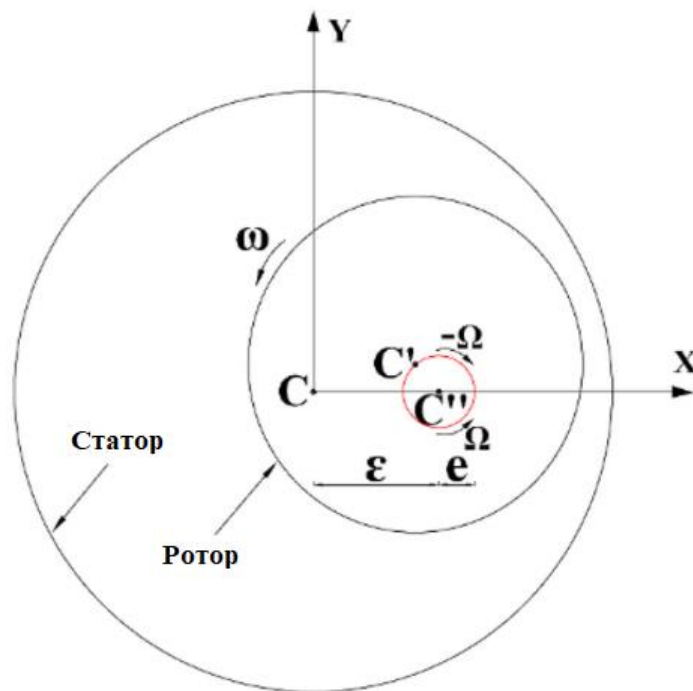


Рисунок 1.9 – Схематична діаграма моделі кругового вихру [30]

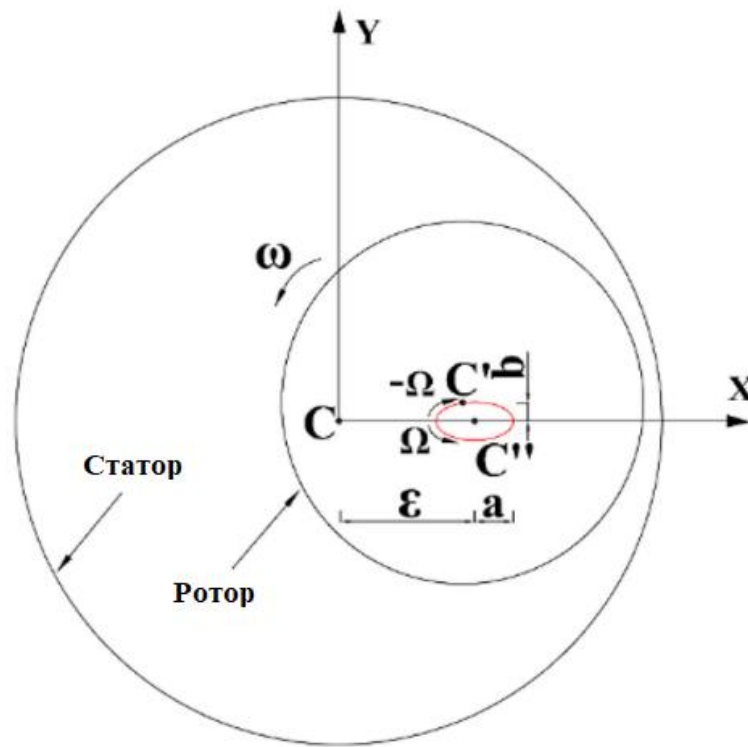


Рисунок 1.10 – Схематична діаграма моделі еліптичного вихру [30]

1.3 Висновки до першого розділу

В даний момент різноманітні види ущільнень застосовуються в аерокосмічній, енергетичній, медичній та інших галузях. Широке застосування безконтактних ущільнень спостерігається у турбонасосах та компресорах високого тиску. Установка кінцевих шпаринних ущільнень з деформованим плаваючим кільцем дозволяє зменшити витіки за рахунок конфузорної конусності шпарини по ходу течії. Навіть сьогодні продовжуються роботи над вдосконаленням конструкцій та методів розрахунку даних ущільнень для збільшення ККД та робочих характеристик обладнання.

2 АНАЛІЗ МИНУЛОЇ МОДЕЛІ УЩІЛЬНЕННЯ З ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ

2.1 Модернізація моделі для чисельного розрахунку статичних характеристик шпаринного ущільнення

При виконанні чисельного розрахунку в минулій роботі [1] були отримані результати, що досить сильно відрізняються від експерименту. Якщо максимальна розбіжність тиску з експериментальними значеннями при розрахунку складала 7,95% і є допустимою, то різниця у розмірі зазору досягала 30%. Деформації плаваючого кільця шпаринного ущільнення минулого розрахунку вказані на Рис. 2.1.

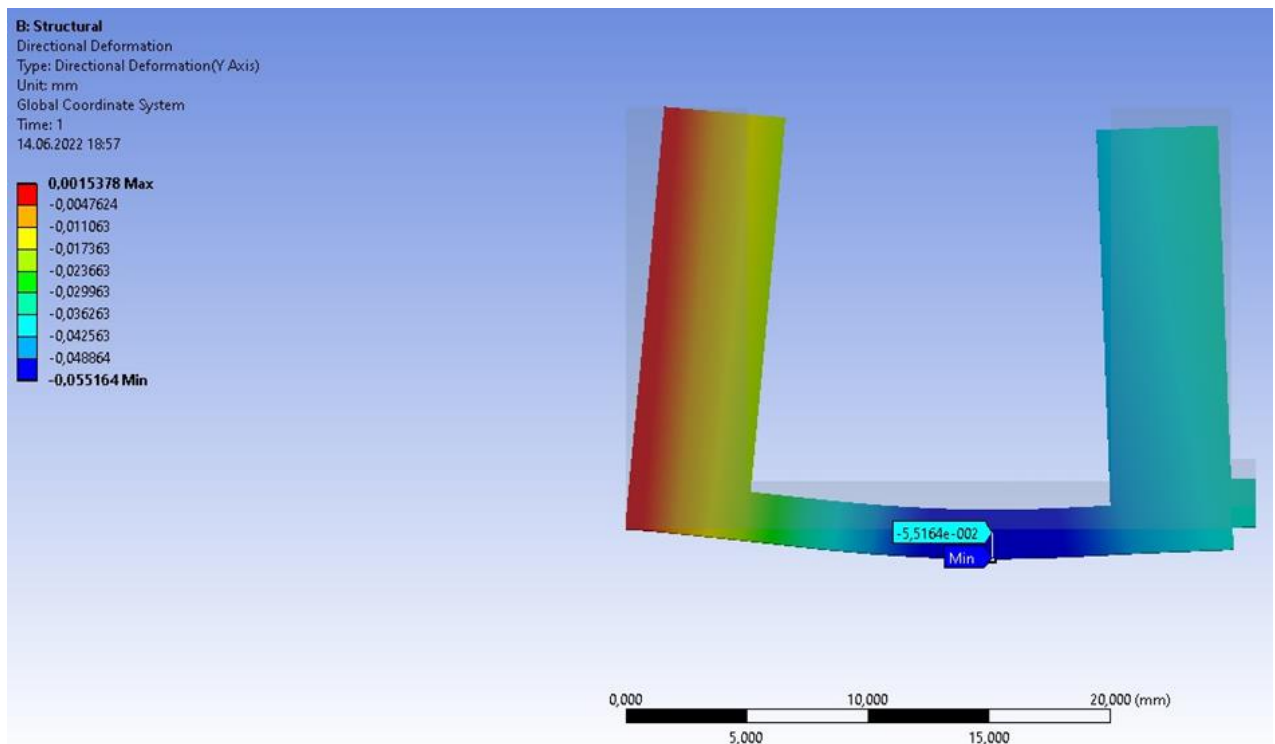


Рисунок 2.1 – Схема деформацій плаваючого кільця (старий розрахунок) [1]

Так як схема для статичного розрахунку є основою для динамічного розрахунку, доцільно її модифікувати для зменшення розбіжностей. З використанням програмного комплексу ANSYS була створена геометрія сектора плаваючого кільця та прилеглої до нього рідинної плівки. Розміри кільця та плівки були прийняті аналогічними тим, що використовувалися у

попередній роботі. Після цього була вирішена задача з деформації плаваючого кільця (Transient Structural) та течії робочої рідини через шпарину (CFX). Для вирішення цієї задачі було використано метод 2-way FSI, який дозволяє враховувати взаємний вплив деформації кільця та течії рідини. Передача даних між двома аналітичними системами здійснювалася через компонент System Coupling [35].

У модулі Engineering Data матеріалом для розрахунку плаваючого кільця було обрано бронзу марки БрАЖМц10-3-2 (аналог CuAl10Fe3Mn2) [36,37] з властивостями, що вказані у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Властивості матеріалу БрАЖМц10-3-2

Властивість	Значення	Одиниці вимірювання
Назва	AzhMts10-3-2	–
Густина	7500	кг/м ³
Модуль Юнга	9,8E+10	Па
Коефіцієнт Пуассона	0,35	–
Об'ємний модуль пружності	1,0889E+11	Па
Модуль зсуву	3,6296E+10	Па
Межа міцності	4,41E+8	Па

У модулі Mesh для побудови сітки було обрано ребра геометрії сектору робочої рідини. За рахунок такого методу кількість елементів по товщині плівки зростає до 20 (Рис. 2.2 - 2.3). Після генерації сітки повідомлення в пункті Statistics вказує на 852201 вузлів та 800000 елементів. Через пункт Named Selections були задані: вхід (Inlet), вихід (Outlet), місце контакту плаваючого кільця та робочої рідини (Ring), місце контакту вала та рідинної плівки (Shaft) та бокові стінки (Wall_min, Wall_max).

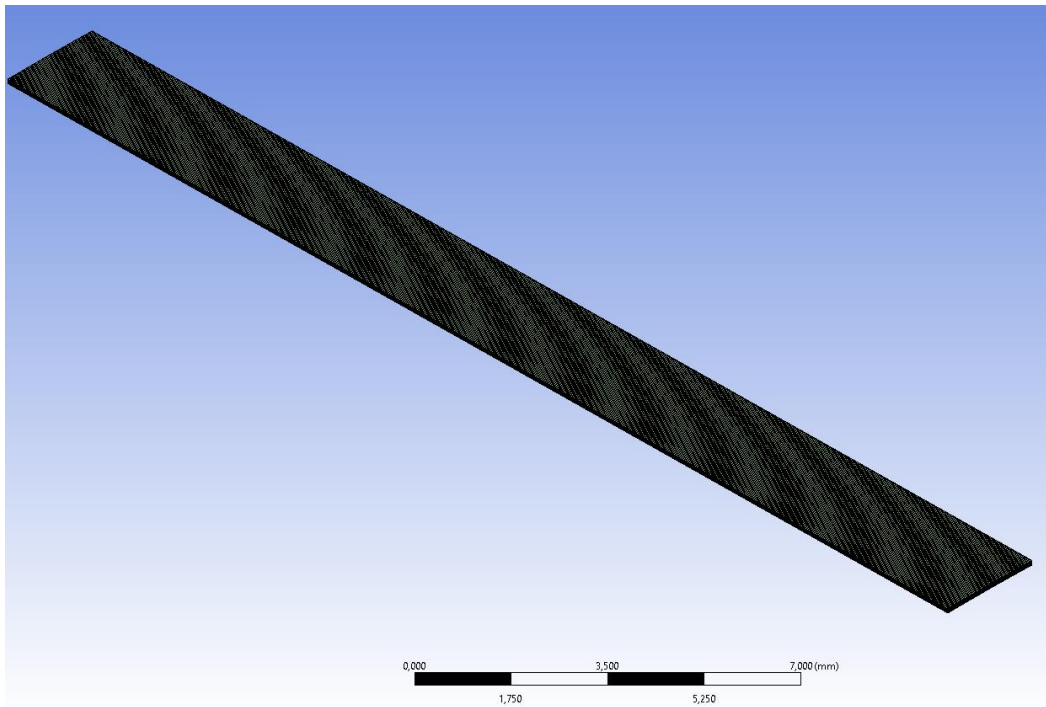


Рисунок 2.2 – Гексагональна сітка сектору робочої рідини (загальний вид)

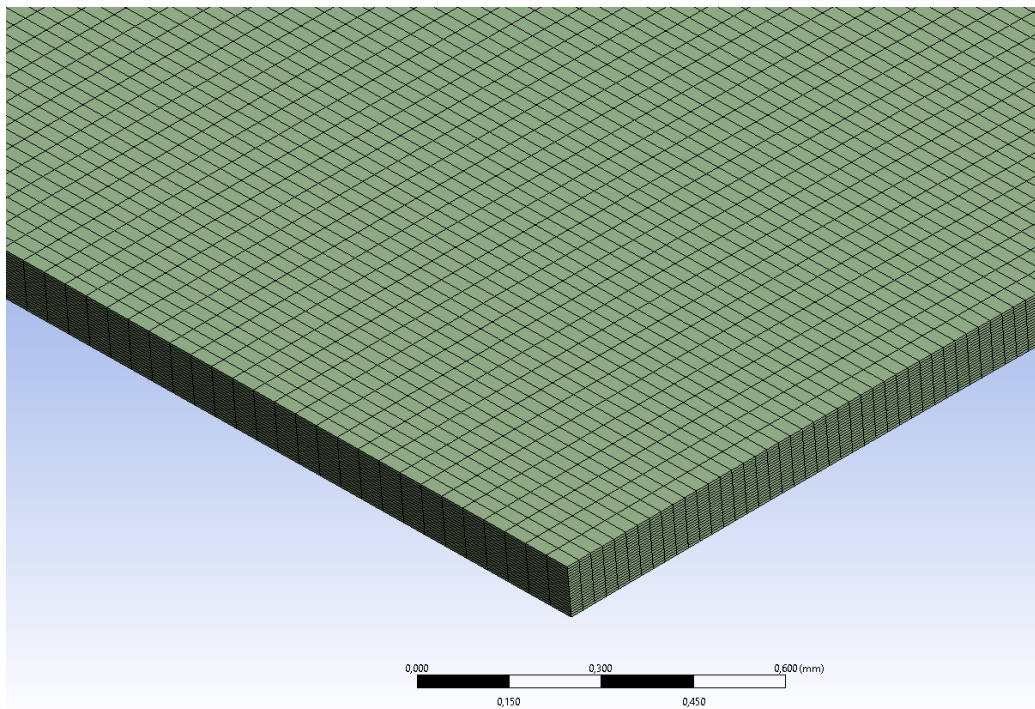


Рисунок 2.3 – Збільшений вид сітки

У пункті Setup було задано початкові дані, що аналогічні використаним у минулій роботі [1]. У компоненті System Coupling були задані параметри аналізу, аналогічні тим, що використовувалися в попередніх модулях. Також були налаштовані параметри передачі між системами Fluid Flow (CFX) і Transient Structural. У процесі розв'язання задачі методом ітерацій було

отримано результати з кожного вирішувача. Початковий розрахунок недеформованої сітки рідинної плівки вказано на Рис. 2.4.

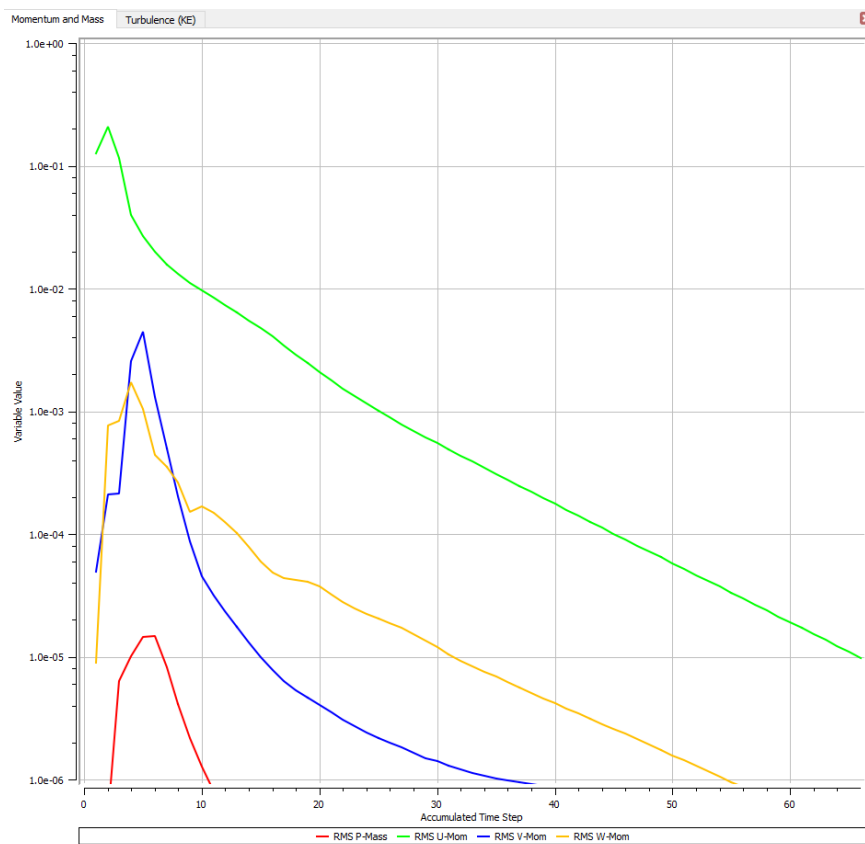


Рисунок 2.4 – Графік збіжності за середньоквадратичними (RMS) значеннями

У модулі Mesh було сгенеровано гекса сітку з розміром елемента 0,1 мм. Так як розраховується невеликий сектор ущільнення, решта параметрів сітки залишені базовими. Модель налічує білизько 2 млн. вузлів та 473800 елементів. На Рис. 2.5 та 2.6 зображений результат генерації сітки.

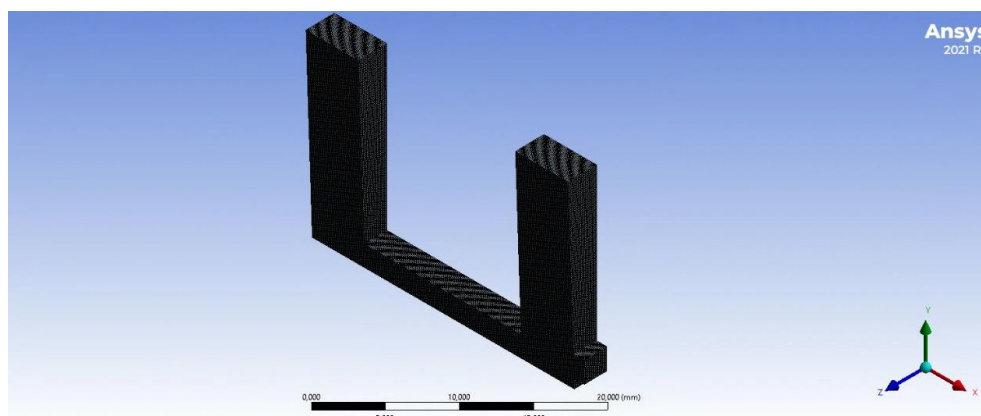


Рисунок 2.5 – Загальний вид сектору плаваючого кільця

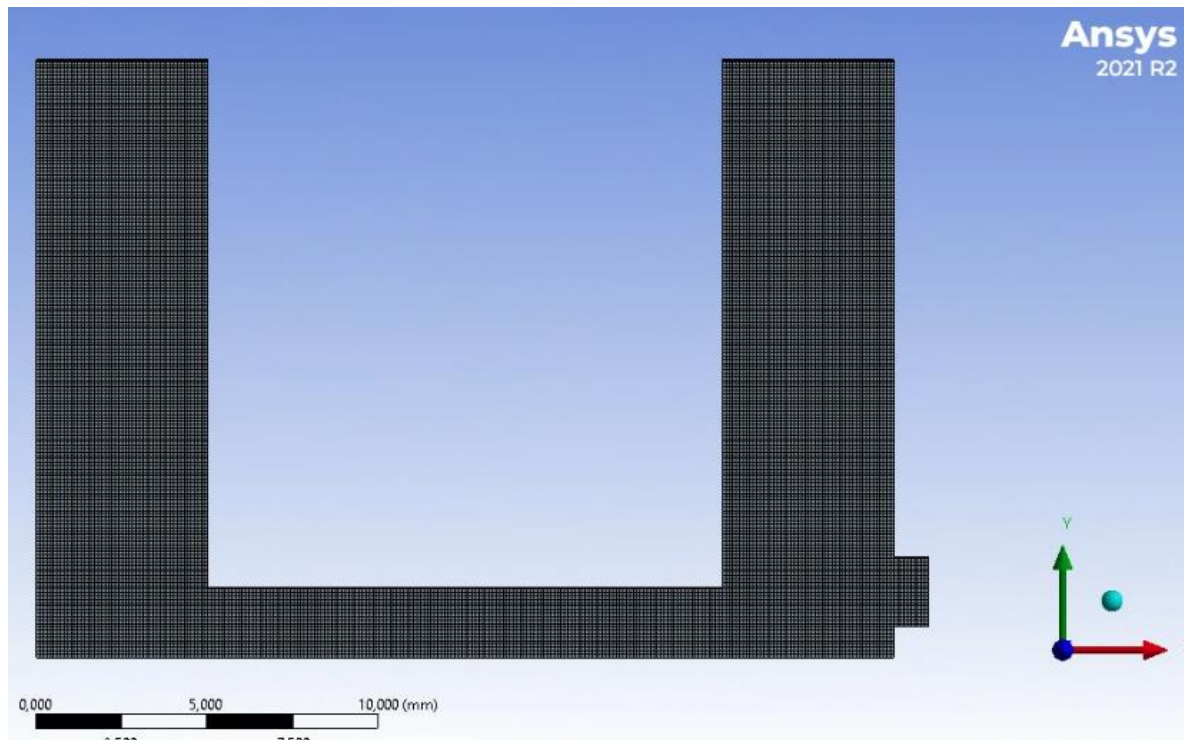


Рисунок 2.6 – Збільшений вид сітки сектору кільця

Фінальні дані структурного аналізу (Transient Structural) подано на Рис. 2.7. На ньому можна побачити конфузурну конусність шпарини на 70% довжини плаваючого кільця. Дана форма сприятиме стабільності ротора за рахунок створення центруючої сили. Докладніше про це йтиметься у третьому розділі.

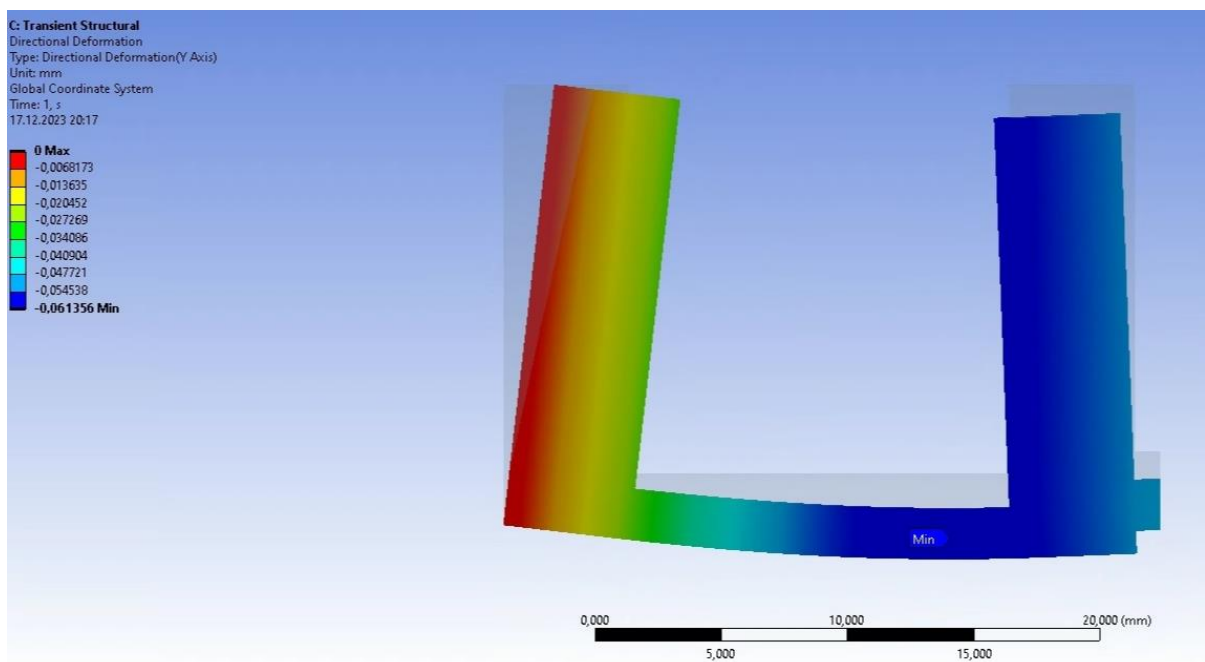


Рисунок 2.7 – Схема деформацій плаваючого кільця (з новою сіткою)

2.2 Порівняння отриманих результатів

Після розв'язання задачі було отримані дані щодо розподілу тиску робочої рідини (Табл. 2.2) та значення зазору по довжині шпарини (Табл. 2.3).

Таблиця 2.2 – Розподіл тиску (оновлена модель розрахунку)

$x, \text{мм}$	$p(x), \text{МПа}$
0	10,000
2,5	9,053
5	8,677
7,5	8,321
10	7,507
12,5	6,127
15	4,391
17,5	2,677
20	0,983
22,5	0,332
25	0

Таблиця 2.3 – Зазор по довжині шпарини (оновлена модель розрахунку)

$x, \text{мм}$	$h(x), \text{мм}$
0	0,100
2,5	0,093
5	0,078
7,5	0,067
10	0,056
12,5	0,047
15	0,042
17,5	0,037
20	0,040
22,5	0,045
25	0,049

Порівняння нових результатів з отриманими раніше [1] зображено на Рисунках 2.8 та 2.9. для більш зрозумілого сприйняття.

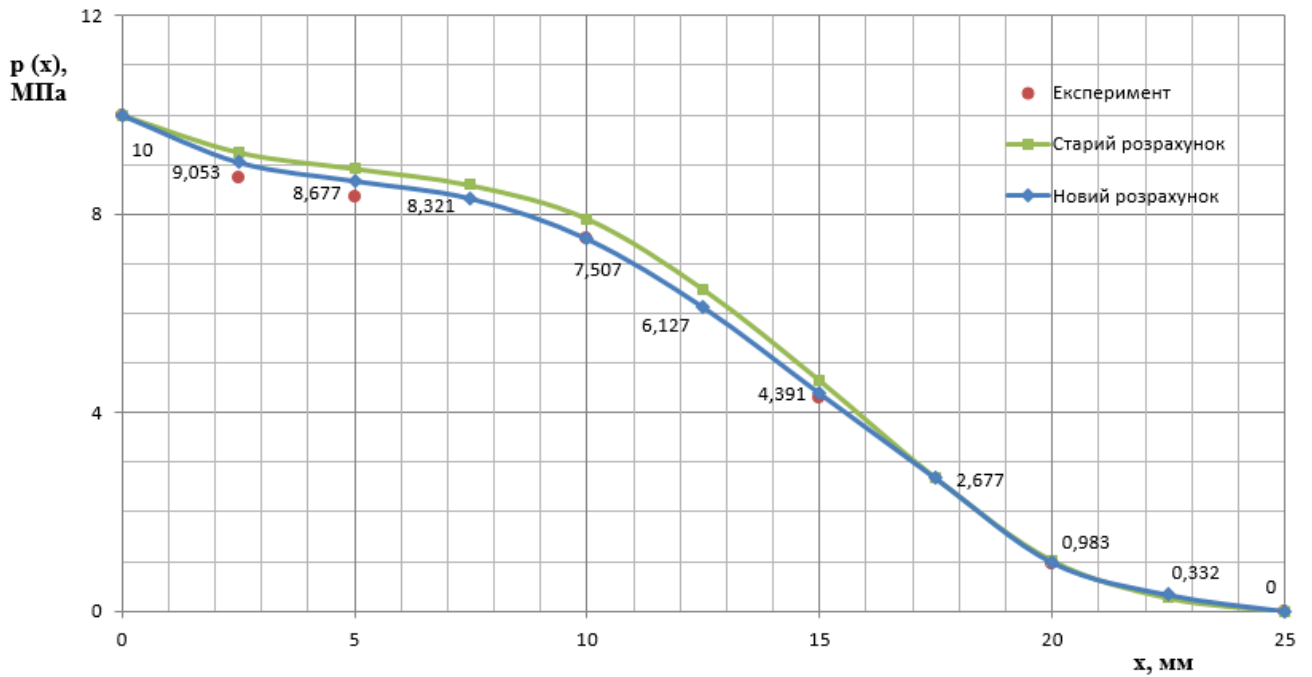


Рисунок 2.8 – Порівняння розподілу тиску по довжині шпарини

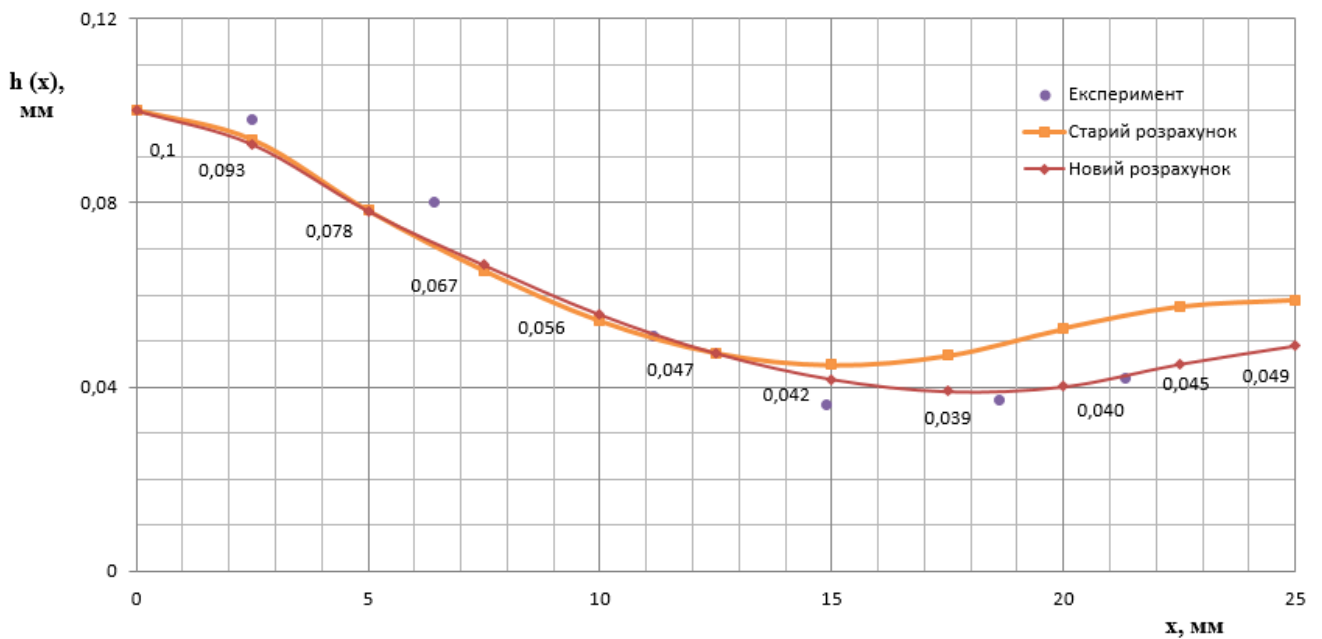


Рисунок 2.9 – Порівняння значень радіального зазору у шпарині

Як можна побачити з двох графіків вище, результати оновленої моделі розрахунку суттєво наблизилися до експериментальних даних.

2.3 Висновки до другого розділу

Провівши аналіз даного розділу можна дійти до наступного висновку: Розрахункова модель, що використовувалася в минулій роботі мала потенціал до вдосконалення. Оптимізація сітки робочої рідини дозволила зменшити розбіжність розподілу тиску по шпарині з 7,95% до 3,7%. Розбіжність по зазору була зменшена з 30% до 19%. Різниця значень мінімального зазору також знизилася з 24,58% до 8,33%. При цьому конфузorna конусність переважала на 70% довжини шпарини плаваючого кільця. Оновлена модель має достатню якість для проведення подальших розрахунків динамічних характеристик ущільнення.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК УЩІЛЬНЕННЯ З ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ, ЩО ДЕФОРМУЄТЬСЯ

3.1 Чисельний розрахунок динамічних характеристик шпаринного ущільнення базової конструкції

Для виконання розрахунку було використано програмний комплекс ANSYS. На Рис. 3.1 зображена геометрія ущільнення з рідинною плівкою (виділена зеленим кольором), що створена у модулі Design Modeler.

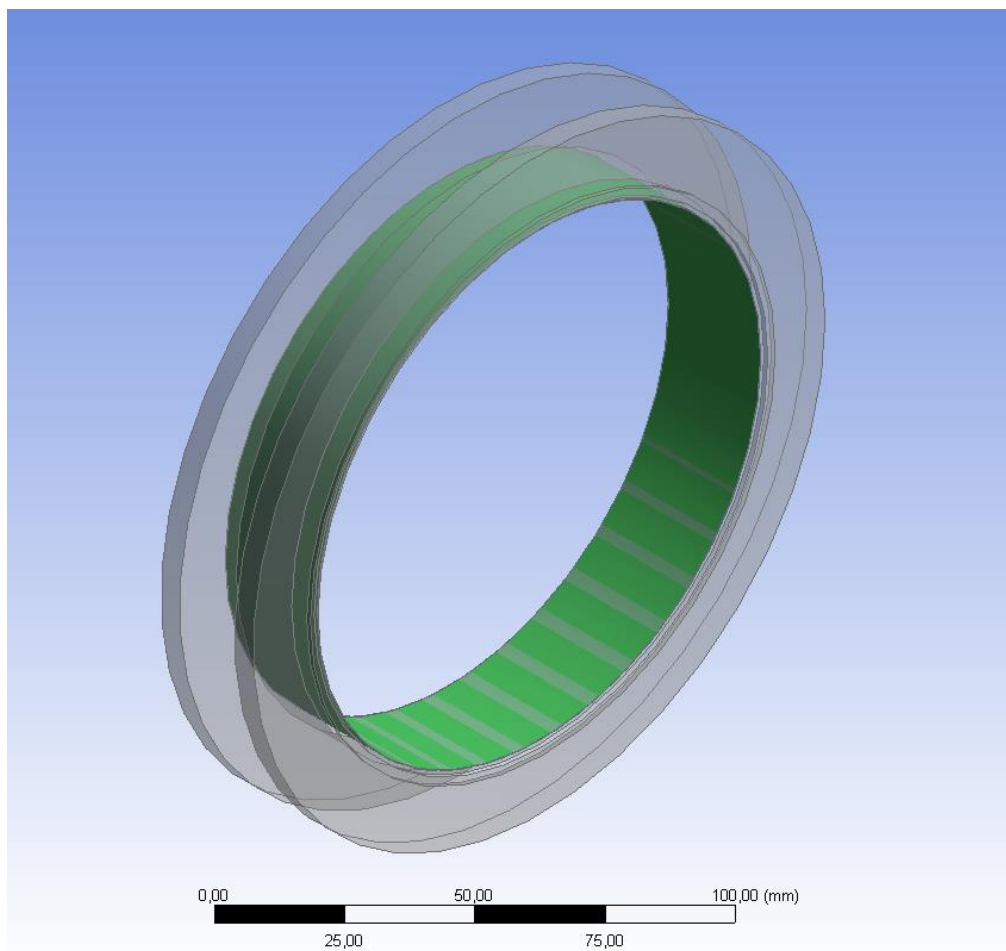


Рисунок 3.1 – Геометрія ущільнення з плаваючим кільцем

Розрахунок було проведено за допомогою метода двостороннього FSI (2-way FSI), що полягає у взаємному ітераційному розв'язку задачі течії рідини через шпарину в аналітичній системі Fluid Flow (CFX) [38] та деформації плаваючого кільця шпаринного ущільнення. Зв'язок між даними комплексами реалізується через компонент System Coupling [35].

У вирішувачі течії рідини Fluid Flow (CFX) у пункті Mesh проводилося генерування структурованої сітки для рідинної плівки. Алгоритм побудови майже аналогічний вказаним у пункті 1 розділу 2. Різниця полягає у кількості елементів по колу. Через густоту елементів, генерація сітки за стандартним методом потребує значної потужності. Приклади конфігурації обладнання вказані у наступному джерелі [39]. Спрощена сітка налічує 2880000 елементів та показана на Рис. 3.2 та 3.3.

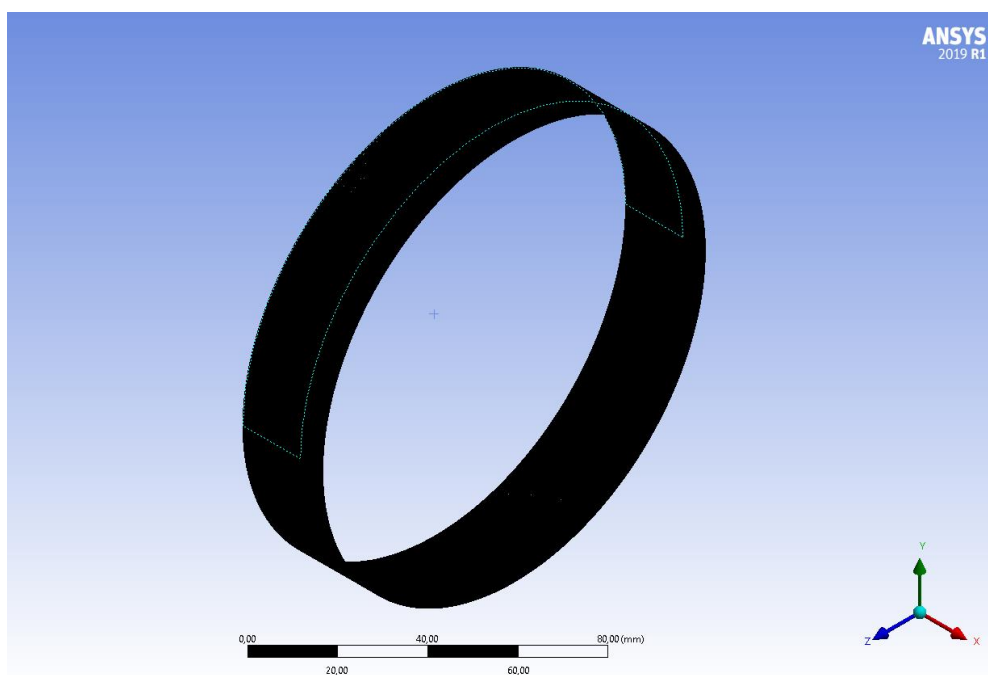


Рисунок 3.2 – Гексагональна сітка рідинної плівки (загальний вид)

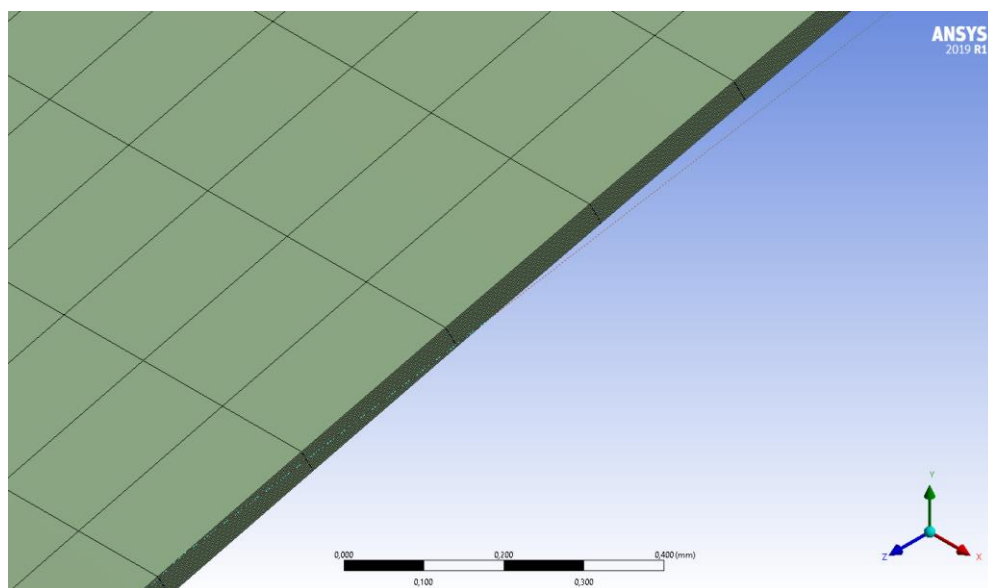


Рисунок 3.3 – Збільшений вид сітки

Були задані назви поверхням моделі за допомогою Named Selections: вхід (Inlet), вихід (Outlet), контакт з плаваючим кільцем (Seal_cont), контакт вала з рідиною (Shaft_cont). У пункті Setup було задано умови вказані у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Граничні умови для вирішувача Fluid Flow (CFX)

Параметр	Значення	Одиниці вимірювання
Тиск на вході	10,00	МПа
Тиск на виході	0	Па
Температура	25	°C
Рідина	Вода	–

Частоту обертання валу було задано в діапазоні від 0 до 12000 об/хв з кроком у 1500 об/хв. Загальний вид моделі після задання усіх граничних умов можна побачити на Рис. 3.4.

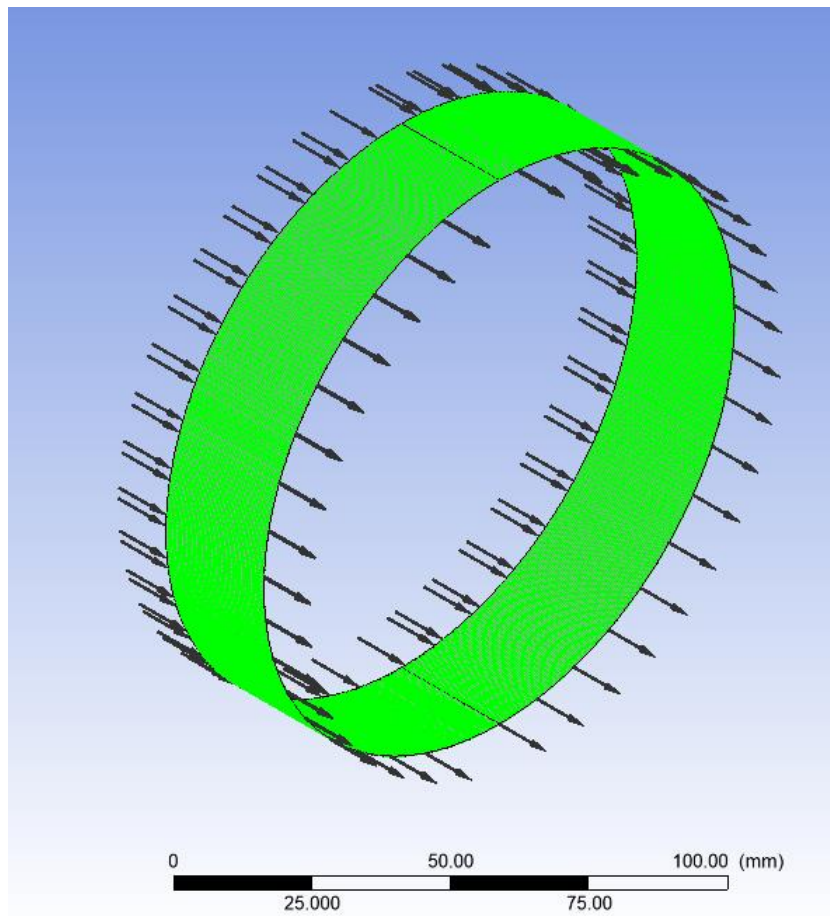


Рисунок 3.4 – Граничні умови ущільнення з плаваючим кільцем

3.2 Аналіз результатів

Після завершення розрахунків було отримано велику кількість даних. На Рис. 3.5-3.8 показано лінії течій у деформованій рідинній плівці при різній частоті обертання валу та відсутності ексцентриситету.

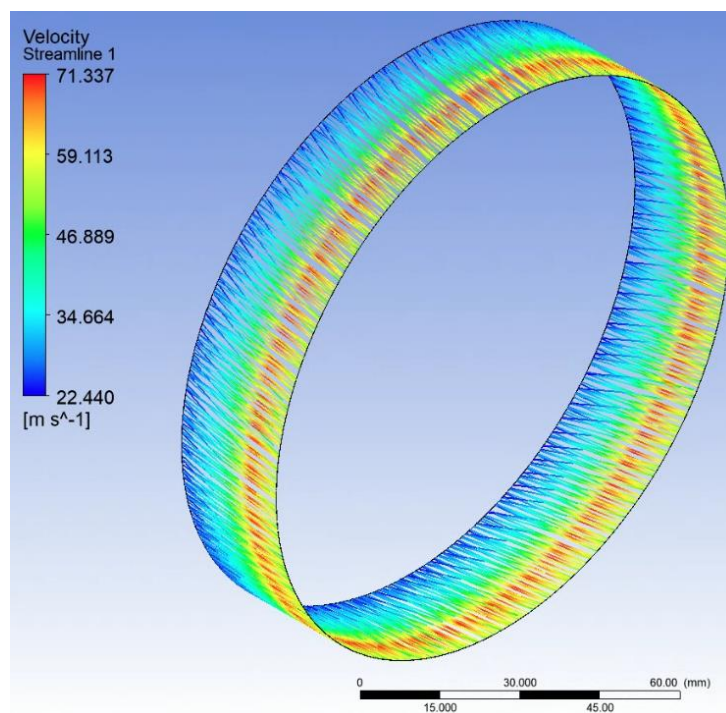


Рисунок 3.5 – Лінії течій у рідинному шарі при 3000 об/хв

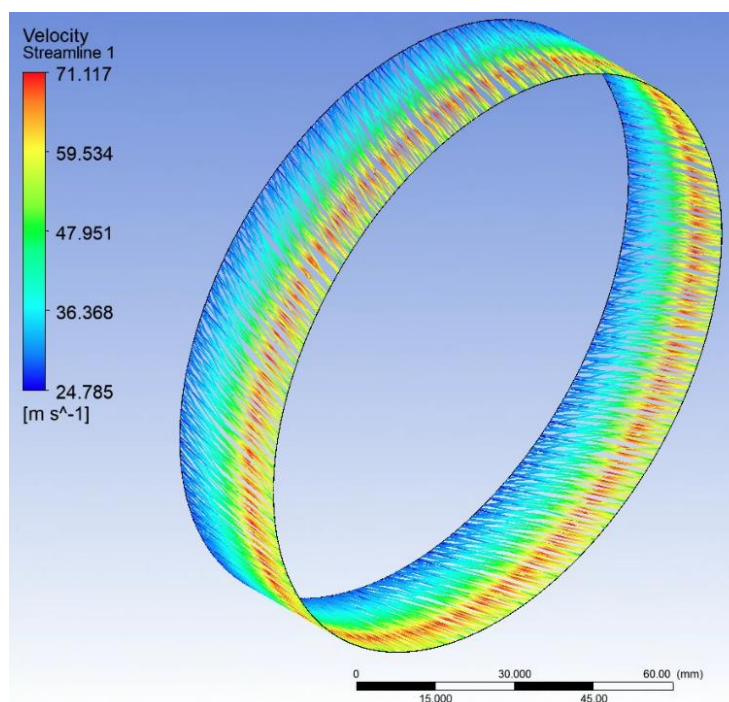


Рисунок 3.6 – Лінії течій у рідинному шарі при 6000 об/хв

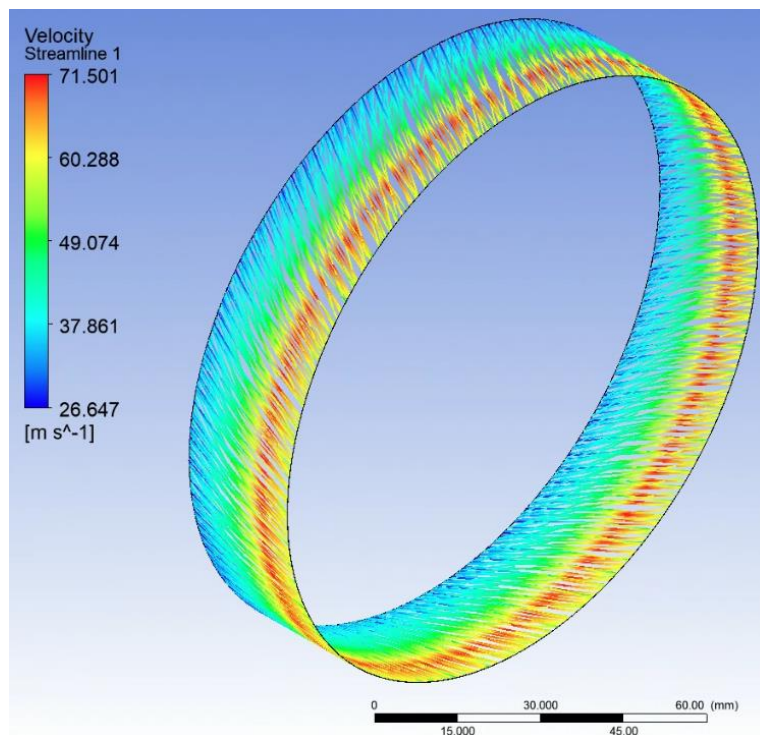


Рисунок 3.7 – Лінії течій у рідинному шарі при 9000 об/хв

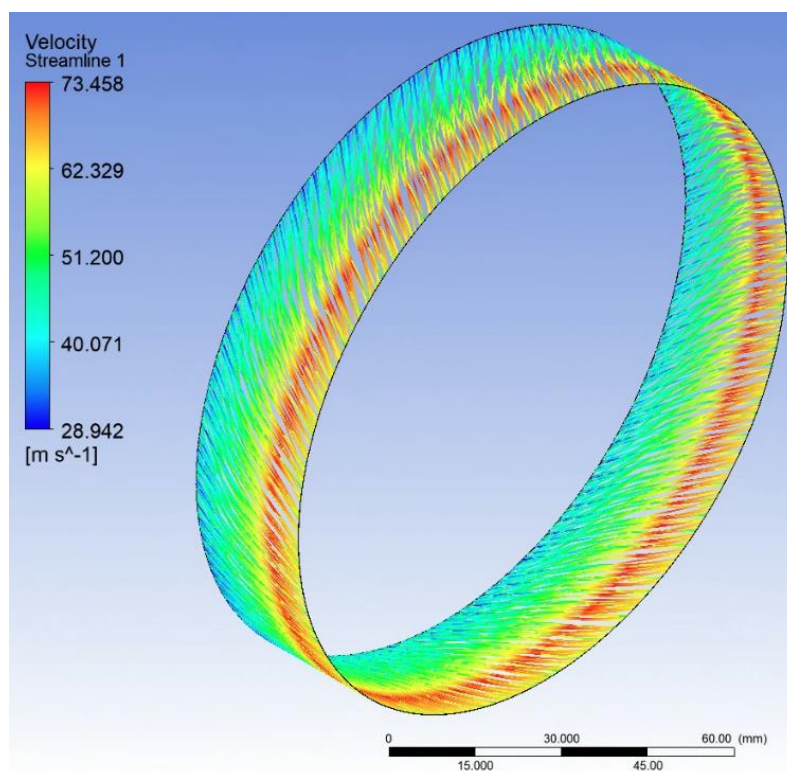


Рисунок 3.8 – Лінії течій у рідинному шарі при 12000 об/хв

На Рис. 3.9 вказано графік залежності витоків через шпарину від частоти обертання ротора у діапазоні від 0 до 12000 об/хв з кроком у 1500 об/хв.

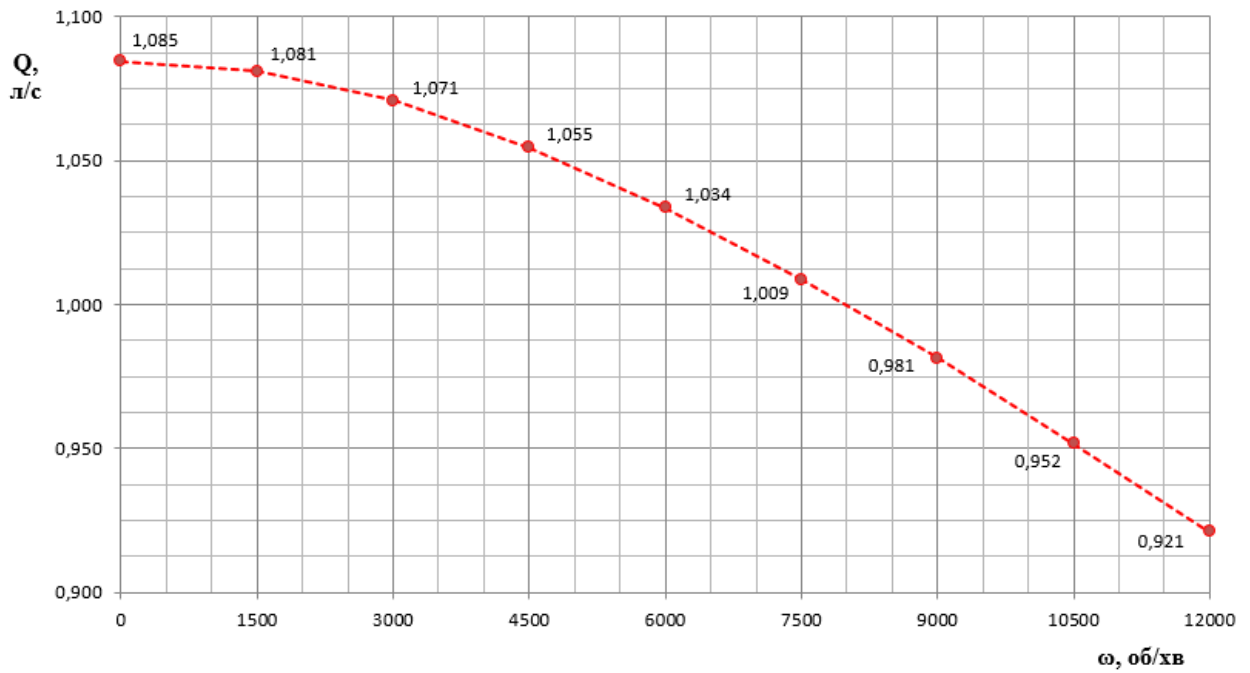


Рисунок 3.9 – Витоки через шпаринне ущільнення

На Рис. 3.10 та 3.11 зображені розподіли тиску по довжині шпарини за різних частот обертання валу та за різних значень ексцентриситету при сталих обертах відповідно. На графіку, що зображений на Рис. 3.12, можна побачити залежність витоків від величини ексцентриситету ($e = 0 \dots 0,5$).

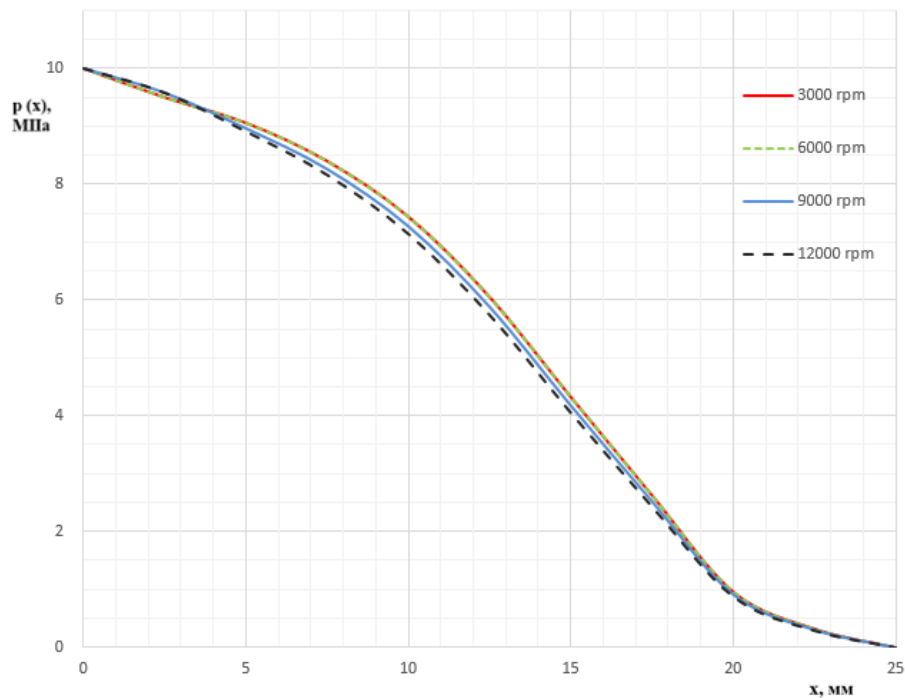


Рисунок 3.10 – Розподіл тиску по довжині шпарини за різної частоти обертання ротора

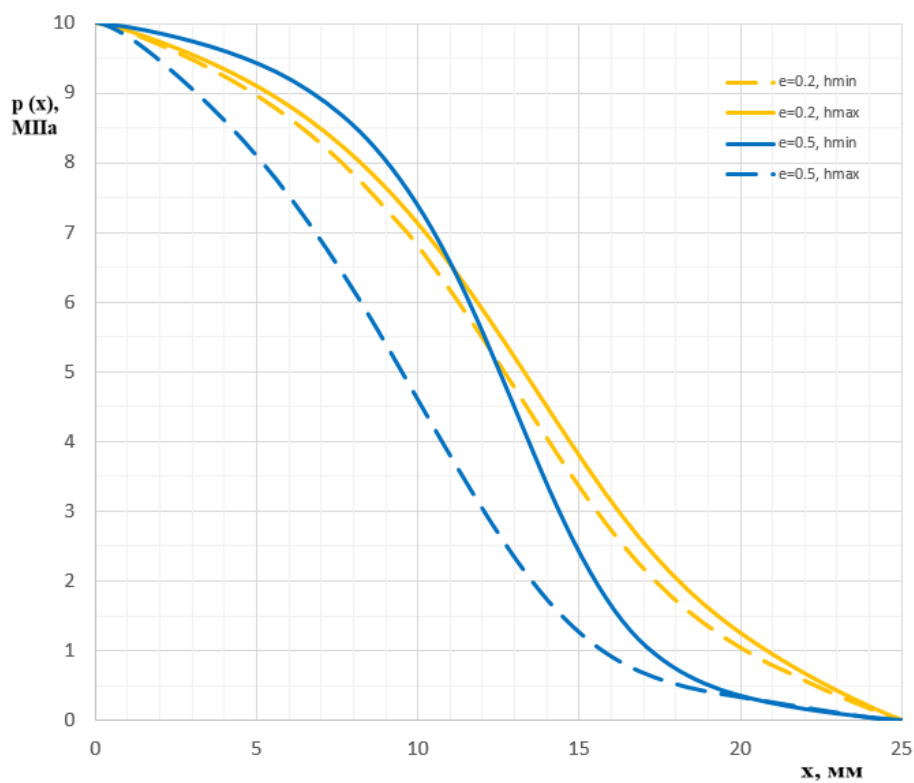


Рисунок 3.11 – Розподіл тиску по довжині шпарини за різних значень ексцентриситету вала (частота обертання валу 6000 об/хв).

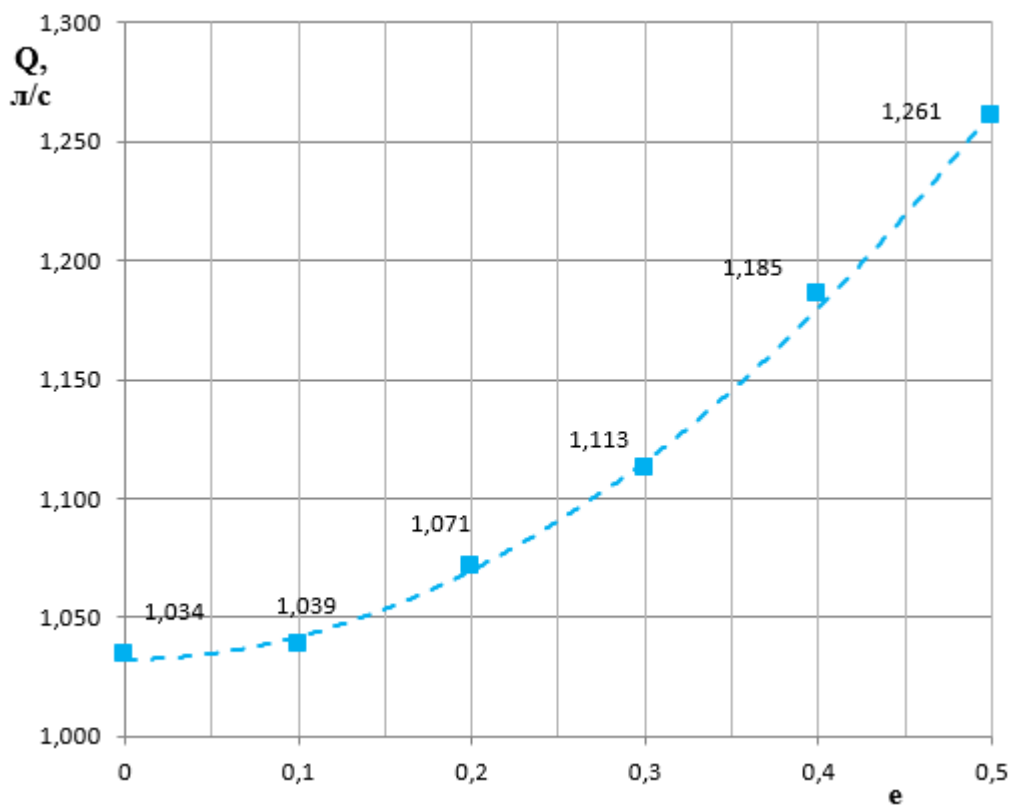


Рисунок 3.12 – Витоки через шпарину при різних значеннях e (частота обертання валу 6000 об/хв).

3.3 Висновки до третього розділу

Під час обертання валу відбувається закручення рідини, що змінює розподіл тиску по шпарині і, як наслідок, деформацію плаваючого кільця. Спостерігається зниження витоків через ущільнення при збільшенні частоти обертання ротора (валу), за умов однакового тиску на вході. Зміщення валу відносно статора внаслідок похибок при виготовленні, установці та балансуванні призводить до появи ексцентриситету, що супроводжується значними коливаннями. Це призводить до зміщення розподілу тиску по площі внутрішньої стінки ущільнення. Здатність плаваючого кільця до переміщень зменшує амплітуду коливань валу. Це, у свою чергу, дозволяє зменшити негативний вплив ексцентриситету на витoki.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ УЩІЛЬНЕННЯ З ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ АЛЬТЕРНАТИВНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

4.1 Чисельний розрахунок динамічних характеристик шпаринного ущільнення з плаваючим кільцем з більшою товщиною циліндричної оболонки

На основі даних з минулої роботи [1] було розраховане плаваюче кільце іншої конструкції. Конструкція нового кільця дуже схожа на стандартну. Його схема зображена на Рис. 4.1. Матеріал аналогічний тому, що використовувався у пункті 2.1.

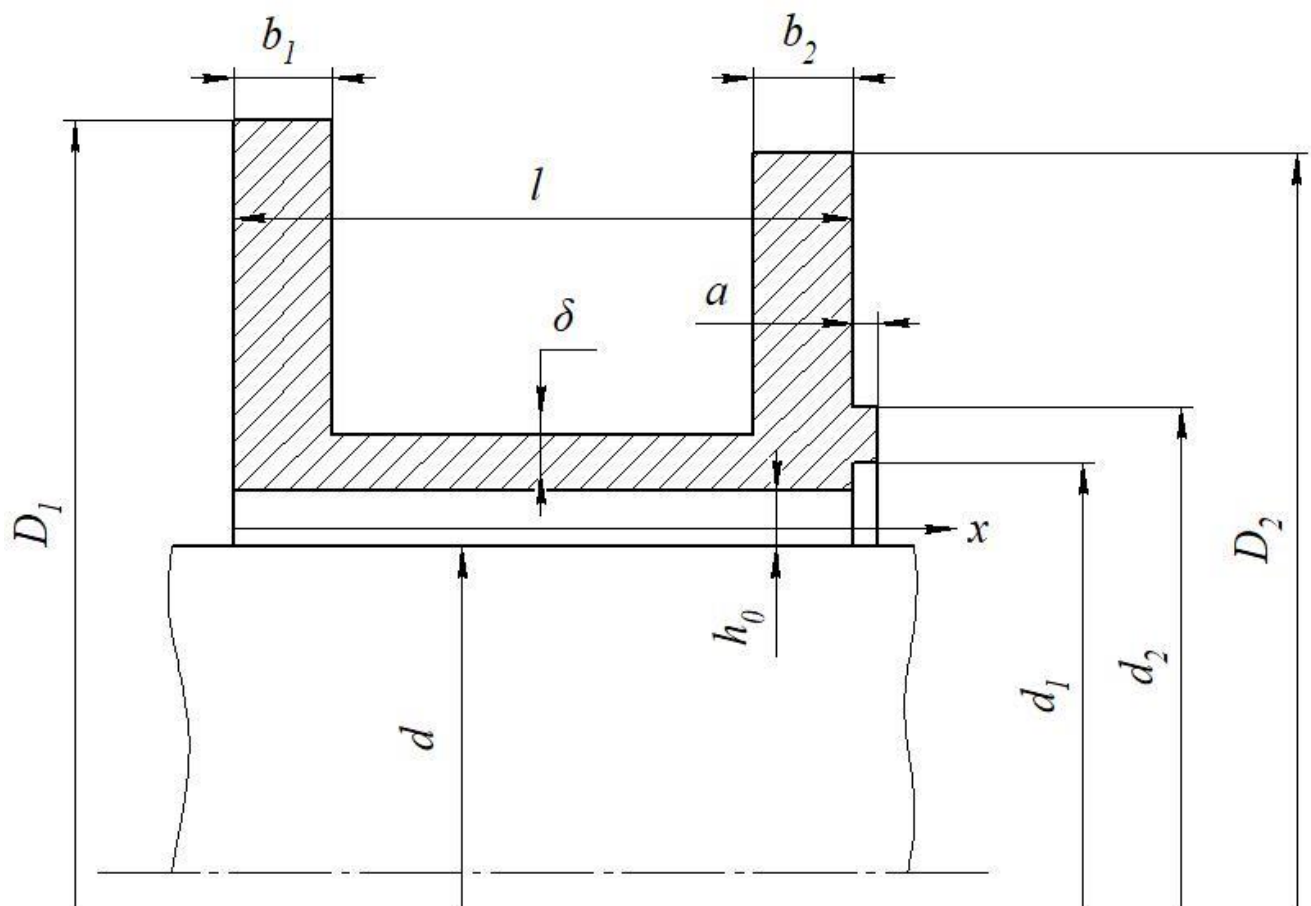


Рисунок 4.1 – Схема плаваючого деформованого кільця

Плаваюче кільце має наступні розміри:

- довжина шпарини $l = 25$ мм;
- діаметр вала $d = 120$ мм;
- радіальний зазор $h_0 = 0,1$ мм;
- товщина циліндричної оболонки $\delta = 4$ мм;

- діаметр вхідного бурта $D_1 = 155$ мм;
- товщина вхідного бурта $b_1 = 5$ мм;
- діаметр вихідного бурта $D_2 = 155$ мм;
- товщина вихідного бурта $b_2 = 5$ мм;
- внутрішній діаметр торця $d_1 = 122$ мм;
- зовнішній діаметр торця $d_2 = 126$ мм;
- товщина торця $a = 1$ мм;

Схема розрахунку характеристик ущільнення нової конструкції аналогічна вказаним у пунктах 2.1 та 3.1.

4.2 Аналіз та порівняння отриманих результатів

Спочатку були розраховані початкові деформації кільця без урахування ексцентриситету ротора. Вони вказані на Рис. 4.2.

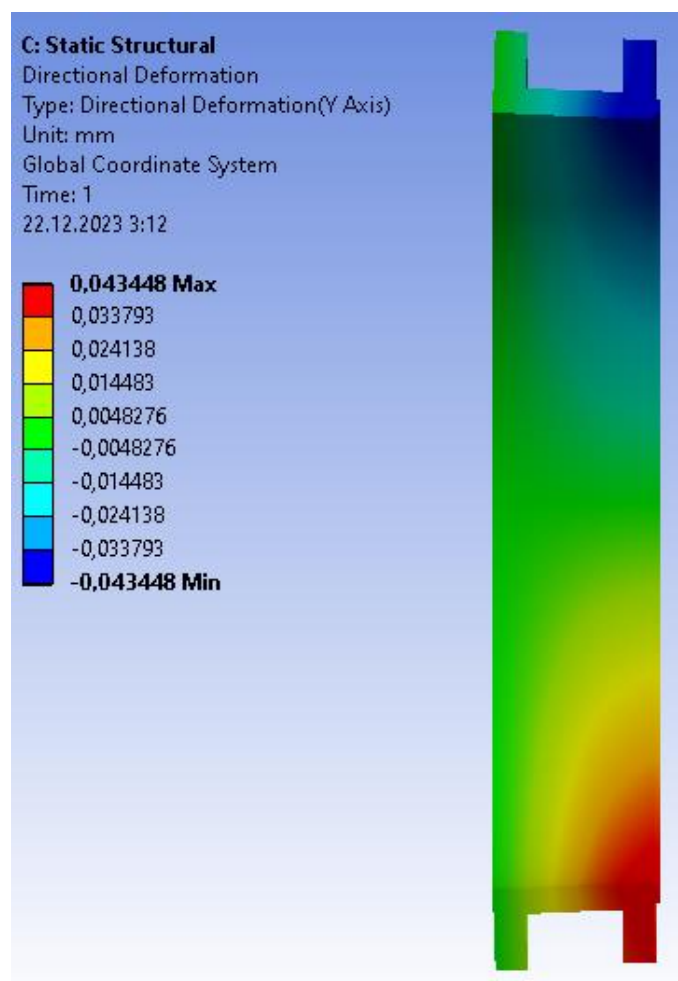


Рисунок 4.2 – Початкова схема деформацій плаваючого кільця

За рахунок більш товстої оболонки кільце має вищу жорсткість, через це у наступних роботах початковий зазор доцільно зменшити відносно базового. Таке ущільнення, за рахунок менших деформацій можна використовувати при більших тисках.

Після ітераційного вирішення через модуль System Coupling були отримані фінальні дані деформованого стану плаваючого кільця, вони вказані на Рис. 4.3.

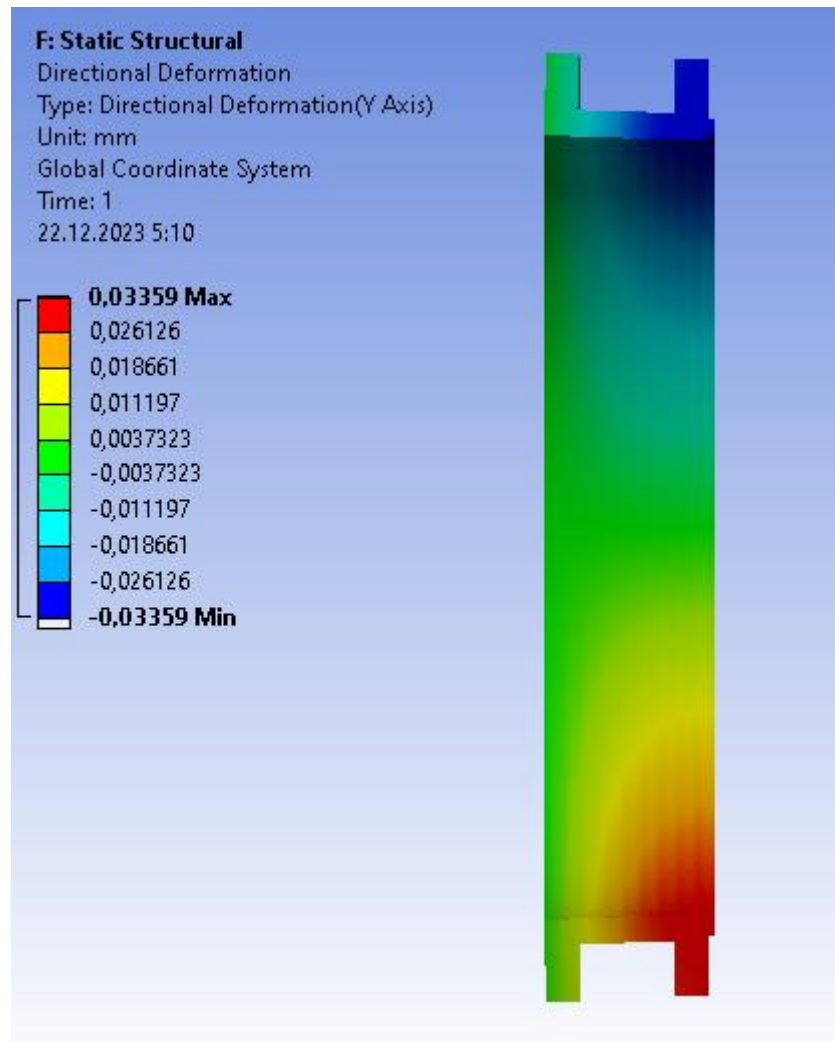


Рисунок 4.3 – Фінальна схема деформацій плаваючого кільця

З цих даних були отримані значення радіального зазору по довжині шпарини (Рис. 4.4).

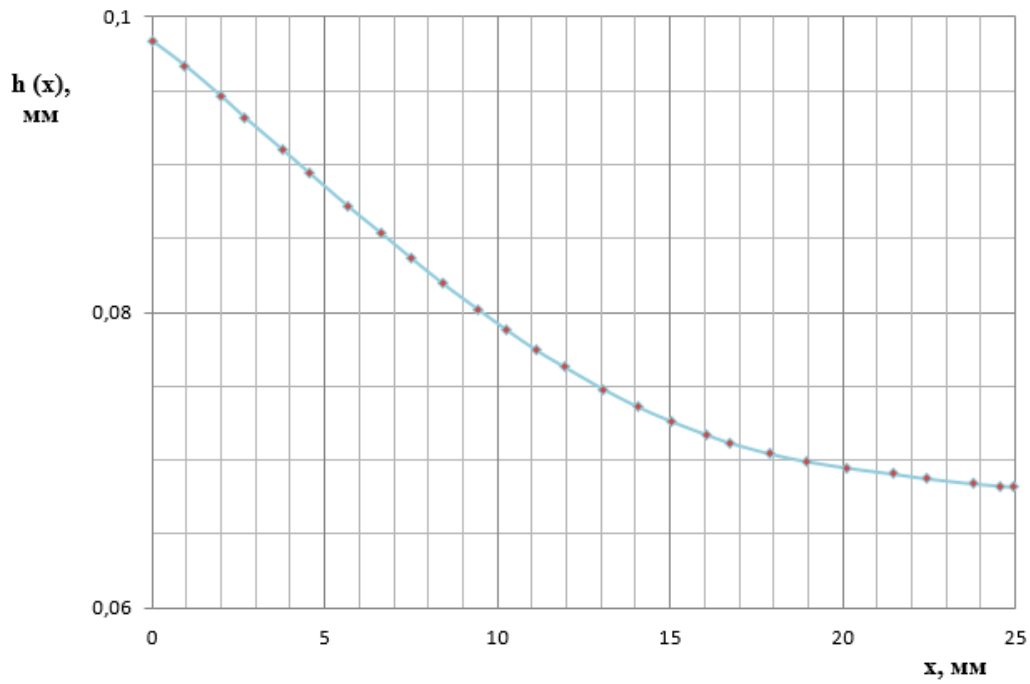


Рисунок 4.4 – Графік розподілу зазору у шпарині

На Рис. 4.5-4.8 показано лінії течій у деформованій рідинній плівці за різної частоти обертання валу та відсутності ексцентриситету.

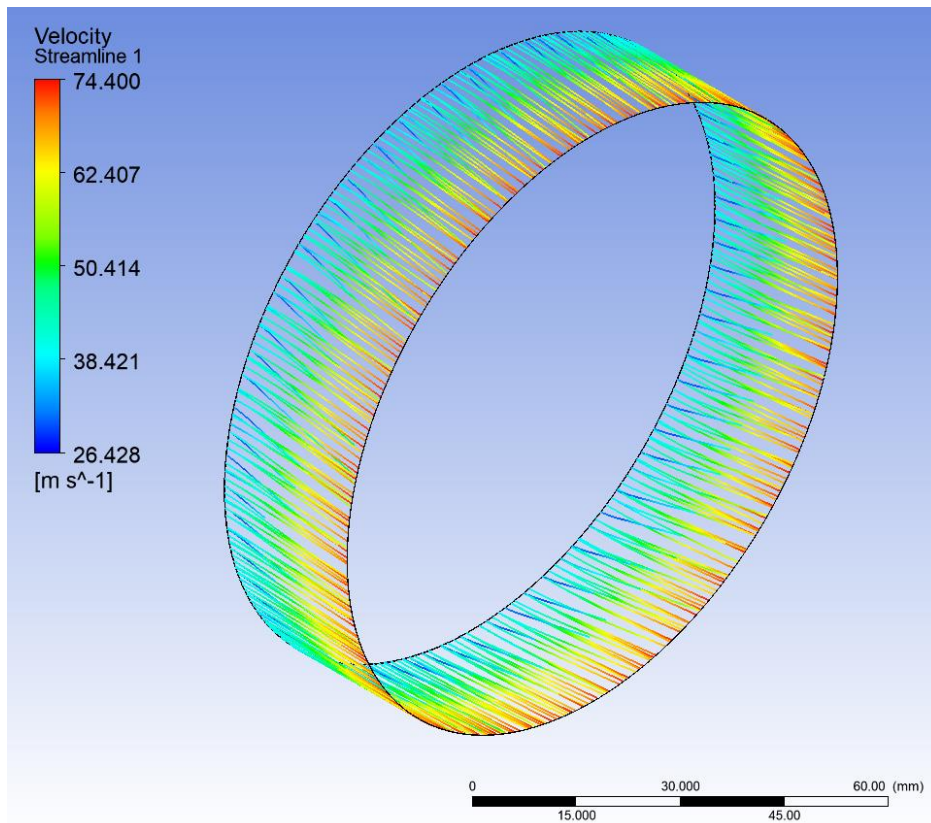


Рисунок 4.5 – Лінії течій у рідинному шарі ущільнення альтернативної конструкції за частоти обертання ротора 3000 об/хв

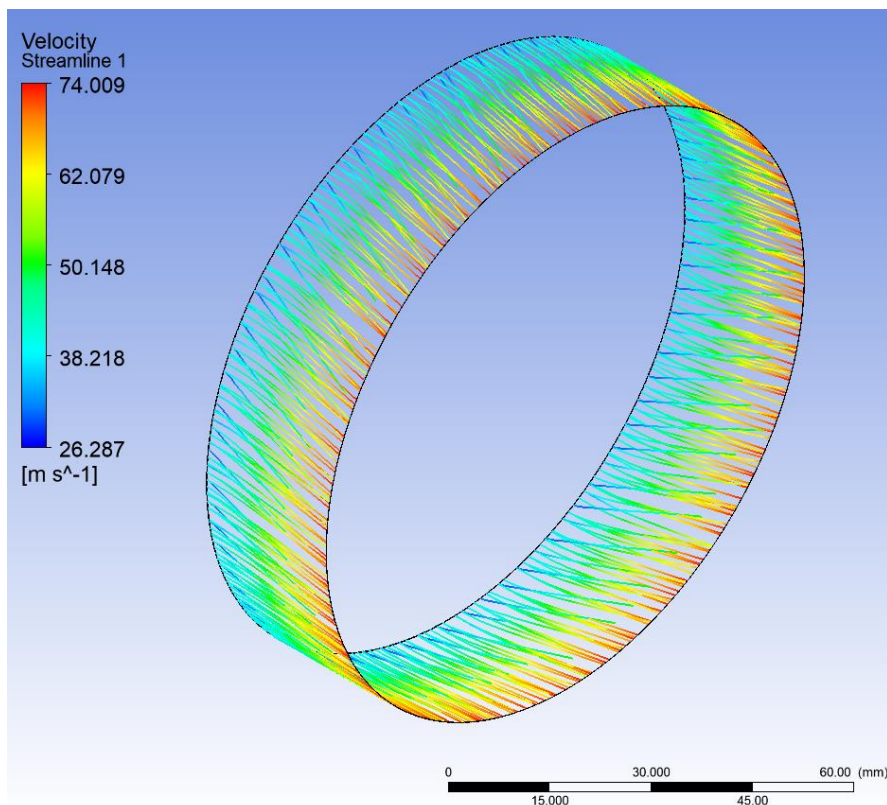


Рисунок 4.6 – Лінії течій у рідинному шарі за частоти обертання ротора 6000 об/хв

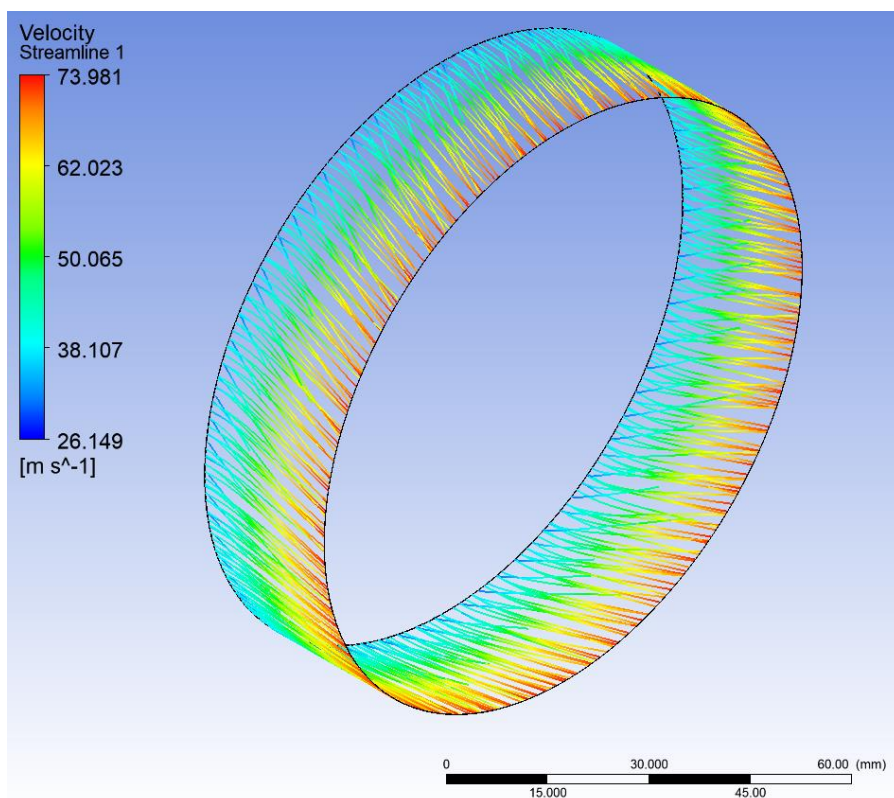


Рисунок 4.7 – Лінії течій у рідинному шарі при частоті обертання 9000 об/хв

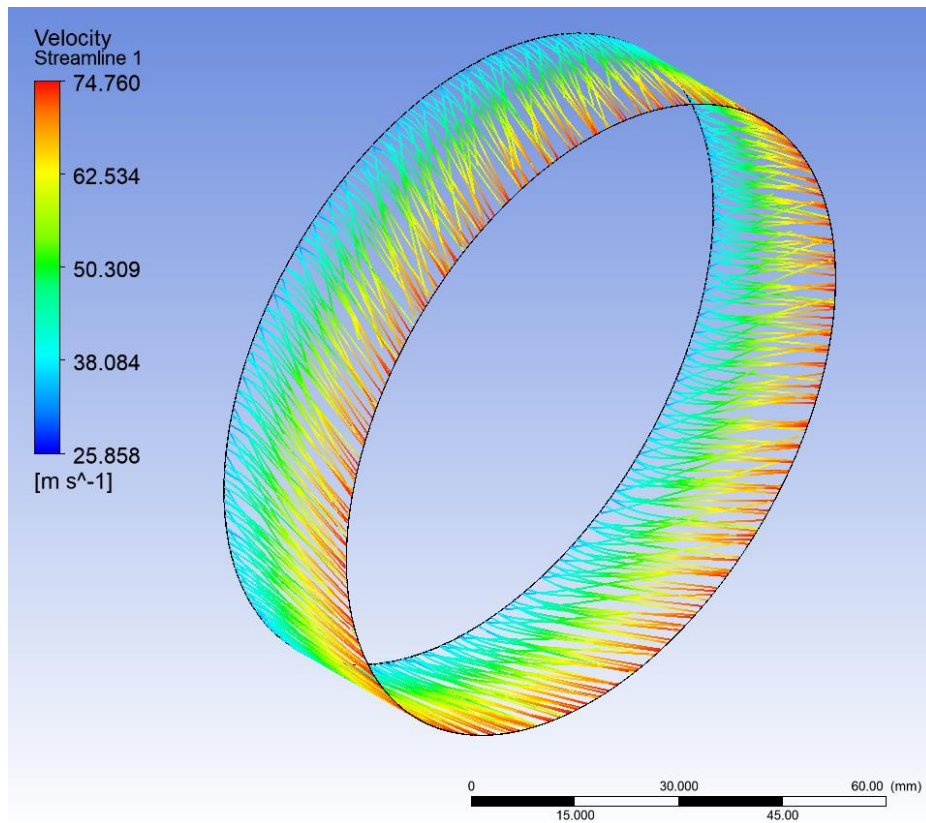


Рисунок 4.8 – Лінії течій у рідинному шарі ущільнення альтернативної конструкції за частоти обертання ротора 12000 об/хв

На Рис. 4.9 вказано графік залежності витратних характеристик від частоти обертання ротора у діапазоні від 0 до 12000 об/хв з кроком у 1500 об/хв.

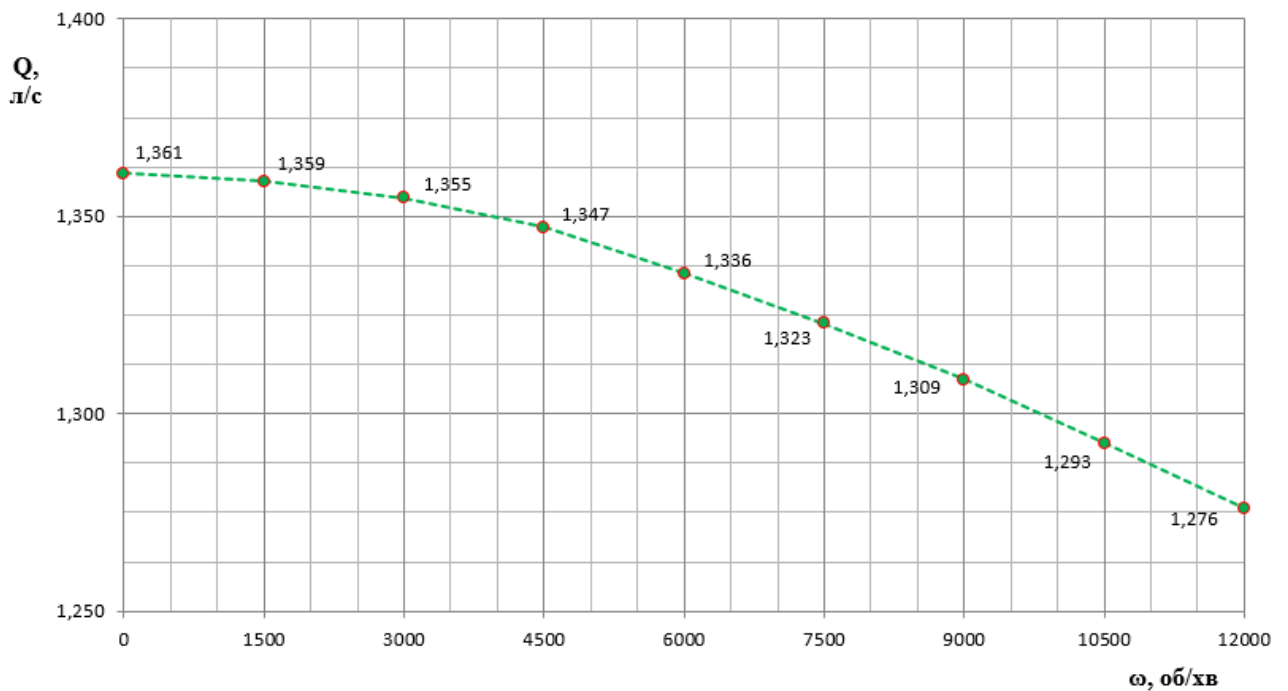
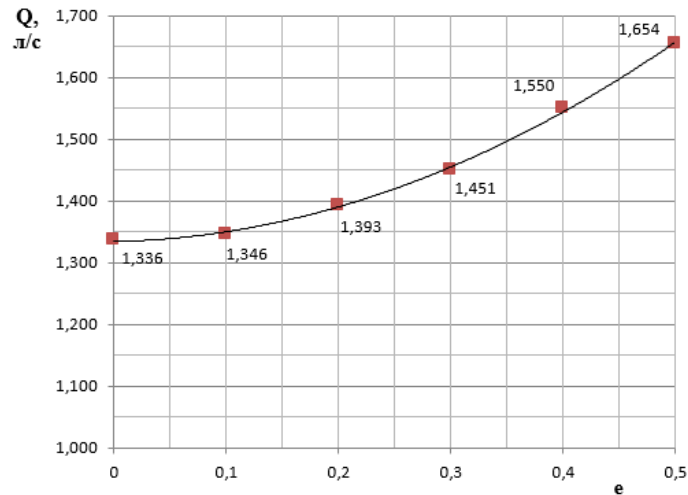


Рисунок 4.9 – Витоки через шпаринне ущільнення альтернативної конструкції

Було зроблено розрахунок витоків через шпарину нової версії плаваючого кільця при сталій частоті обертання валу (6000 об/хв.) та різних початкових значень ексцентриситету в діапазоні $e = 0..0,5$.

Рисунок 4.10 – Витоки через ущільнення з товстою оболонкою при різних початкових значеннях e (частота обертання валу 6000 об/хв).

Для більш наочного порівняння значень витоків з двох різних конструкцій ущільнень графіки з Рис. 3.8 і 4.9 та Рис. 3.11 і 4.10 були об'єднані та зображені далі як Рис. 4.11 та Рис. 4.12 відповідно.

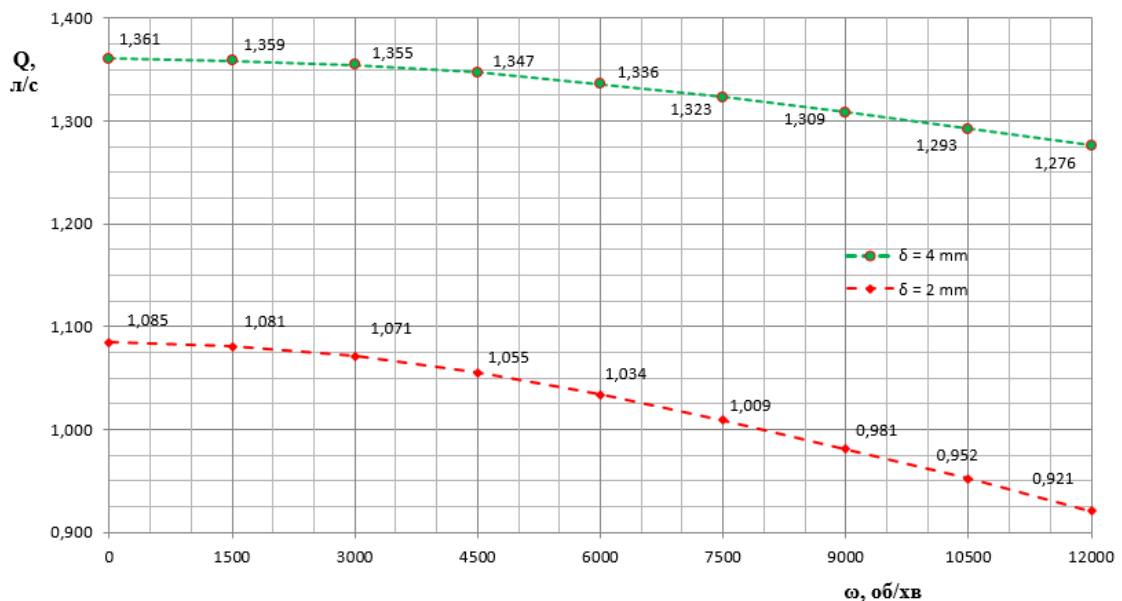


Рисунок 4.11 – Порівняння витоків із шпарини для різних товщин оболонки плаваючого кільця при діапазоні частоти обертів вала від 0 до 12000 об/хв

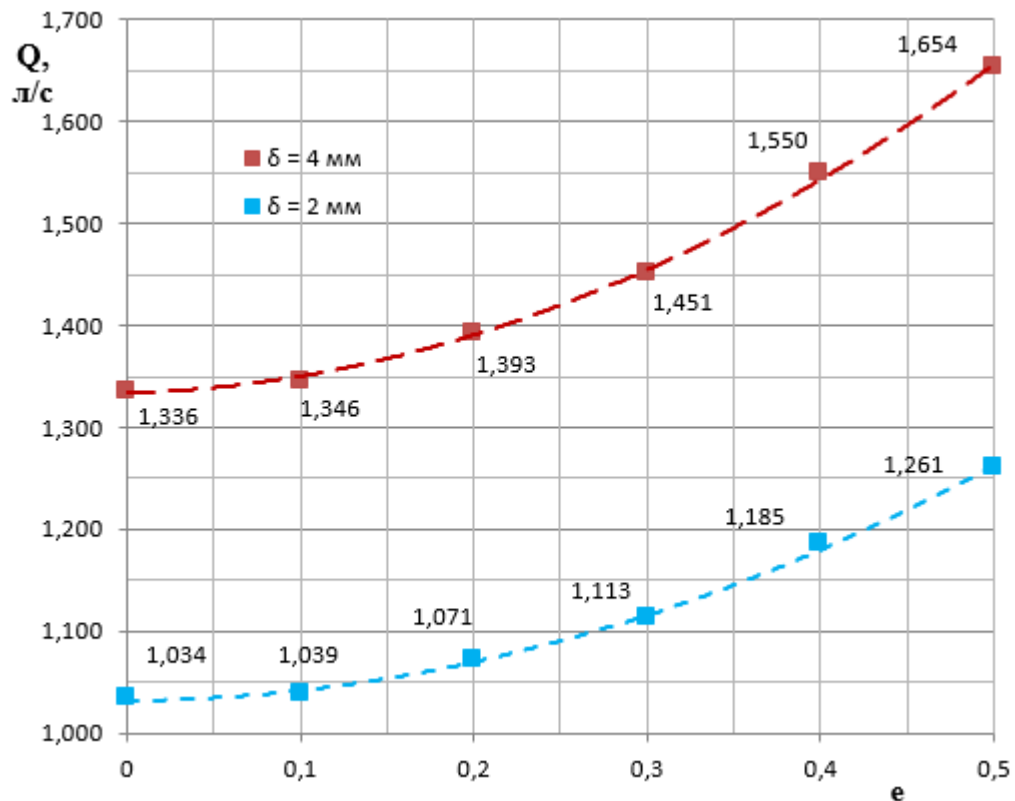


Рисунок 4.12 – Порівняння витоків через ущільнення з різною товщиною оболонки при різних значеннях e (частота обертання вала 6000 об/хв)

4.3 Висновки до четвертого розділу

Конструкція ущільнення з деформованим плаваючим кільцем, що розрахована у четвертому розділі має удвічі більшу товщину циліндричної оболонки (4 мм при базовій 2 мм). Таке кільце зазнає менших деформацій під впливом тиску робочого середовища. Також через більшу жорсткість кільце з оболонкою товщиною 4 мм має гірші показники демпфування. Через ці особливості ущільнення з товстим плаваючим кільцем має більші витоків.

5 ДОСЛІДЖЕННЯ УЩІЛЬНЕННЯ З ДЕФОРМОВАНИМ ПЛАВАЮЧИМ КІЛЬЦЕМ З КОМПОЗИТНОГО МАТЕРІАЛУ

5.1 Чисельний розрахунок динамічних характеристик шпаринного ущільнення з композитним плаваючим кільцем

На основі даних з минулого розділу видно, що конструкція ущільнення з більш товстою, відносно базової конструкції, бронзовою оболонкою плаваючого кільця зменшує зазор недостатньо сильно. Як наслідок, спостерігаються більш високі значення витоків. Вирішити цю проблему можна використавши інший матеріал.

У модулі Engineering Data комплексу ANSYS [35] було створено композитний матеріал з властивостями (Рис. 5.1), що описані у наступній роботі [40].

Property	Value	Unit
Material Field Variables	Table	
Orthotropic Elasticity		
Young's Modulus X direction	37100	MPa
Young's Modulus Y direction	47400	MPa
Young's Modulus Z direction	68200	MPa
Poisson's Ratio XY	0,2	
Poisson's Ratio YZ	0,13	
Poisson's Ratio XZ	0,14	
Shear Modulus XY	12100	MPa
Shear Modulus YZ	10600	MPa
Shear Modulus XZ	10200	MPa

Рисунок 5.1 – Властивості композитного матеріалу для плаваючого кільця, що деформується.

5.2 Аналіз отриманих результатів та порівняння з базовою моделлю

По-перше були розраховані деформації кільця з нового матеріалу. Схема деформацій вказана на Рис. 5.2.

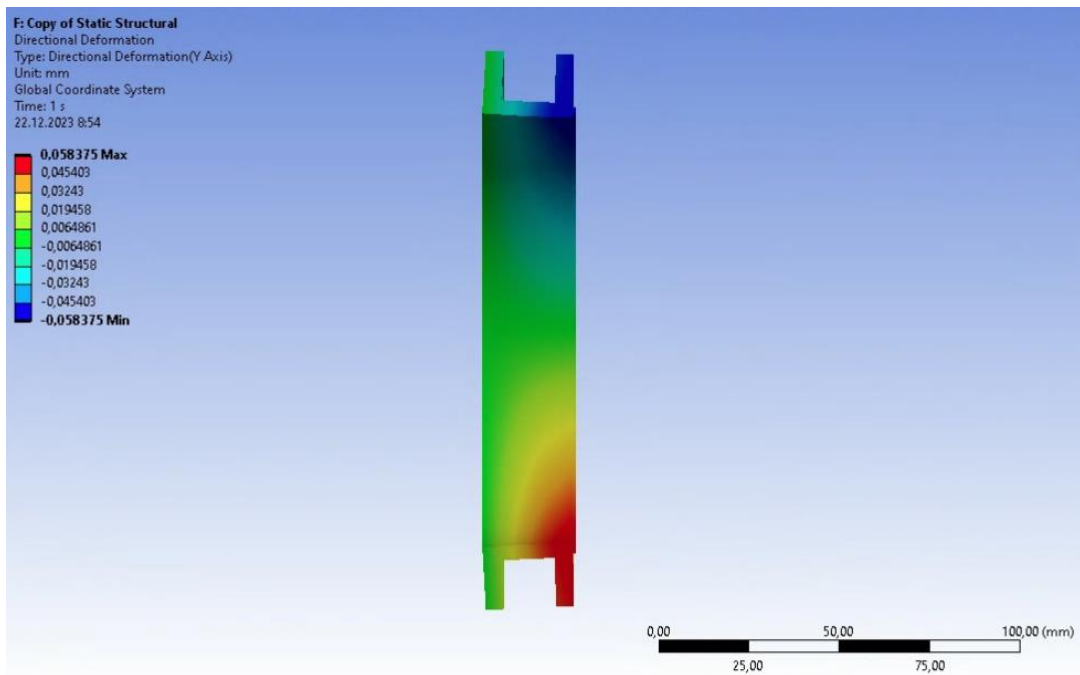


Рисунок 5.2 – Схема деформацій композитного плаваючого кільця

На Рис. 5.3-5.6 показано лінії течій у рідинній плівці, що деформована ущільненням з композитним плаваючим кільцем за різної частоти обертання валу.

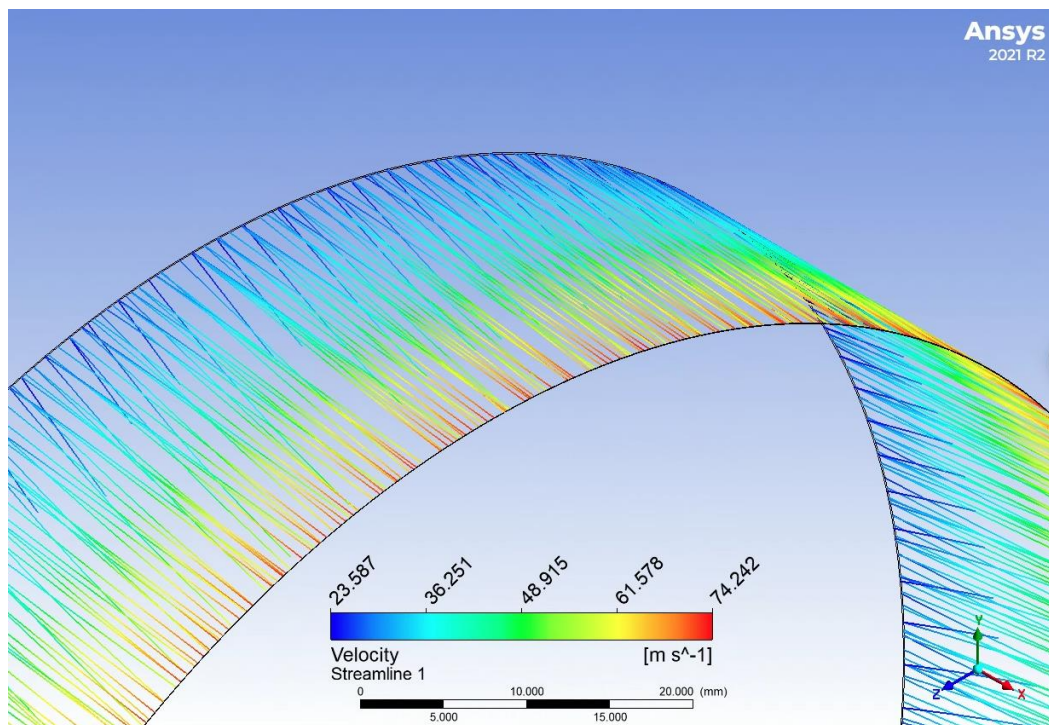


Рисунок 5.3 – Лінії течій у рідинній плівці ущільнення з композитним деформованим плаваючим кільцем за частоти обертання ротора 3000 об/хв

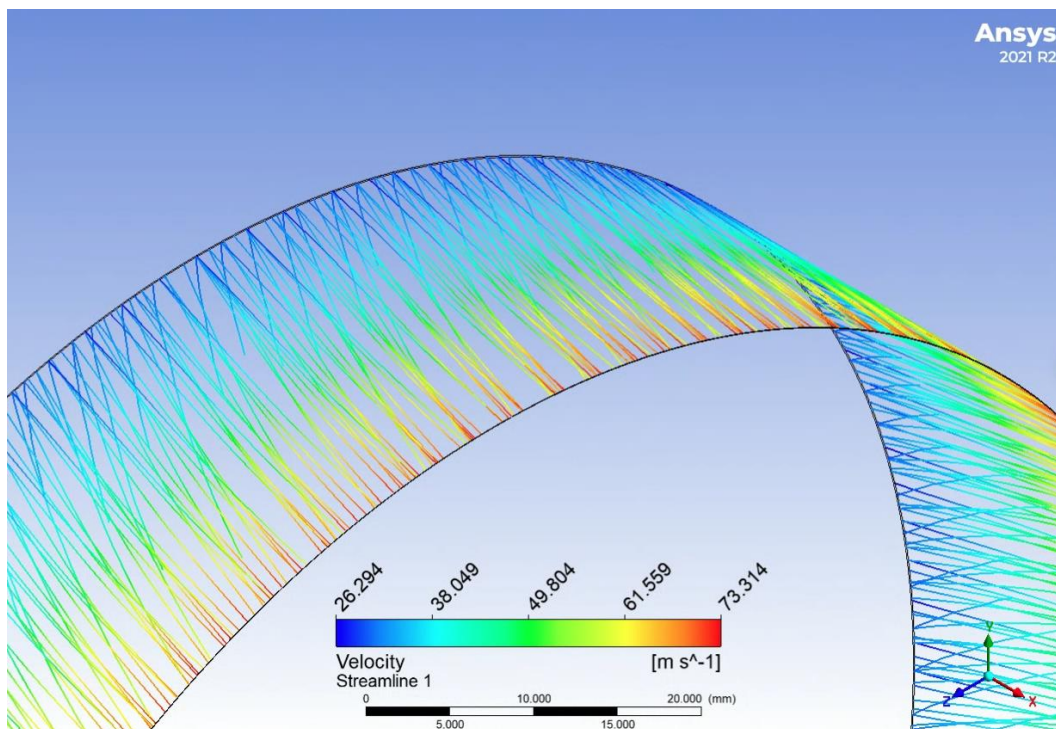


Рисунок 5.4 – Лінії течій у рідинній плівці ущільнення з композитним деформованим плаваючим кільцем за частоти обертання ротора 6000 об/хв

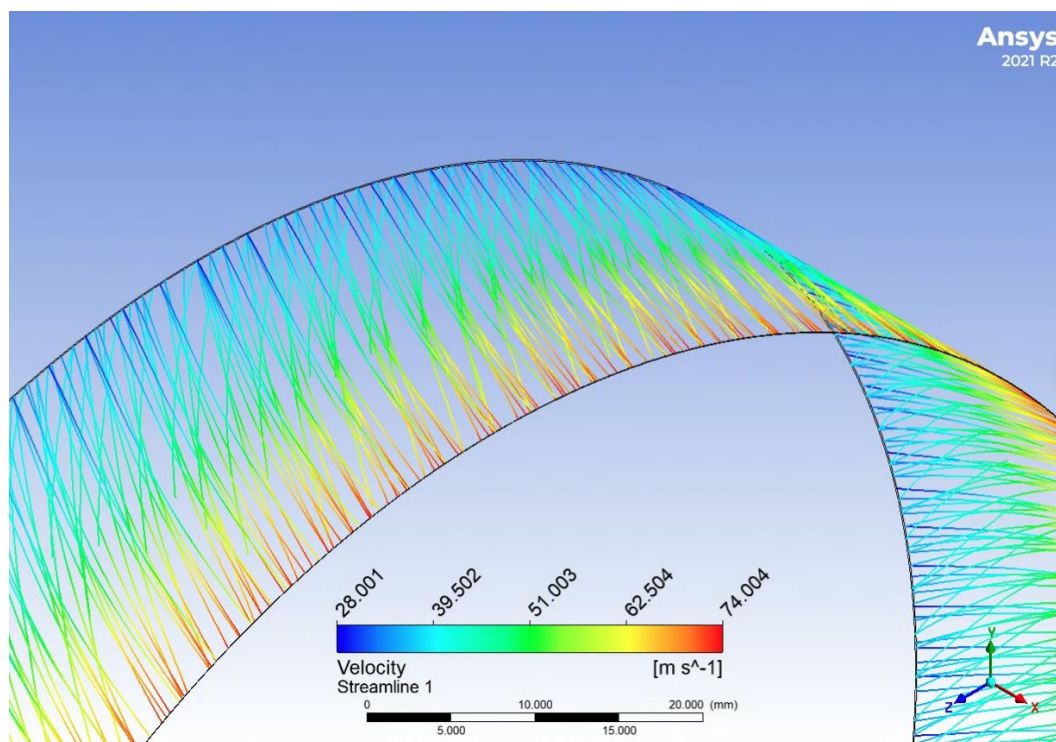


Рисунок 5.5 – Лінії течій у рідинній плівці ущільнення з композитним деформованим плаваючим кільцем за частоти обертання ротора 9000 об/хв

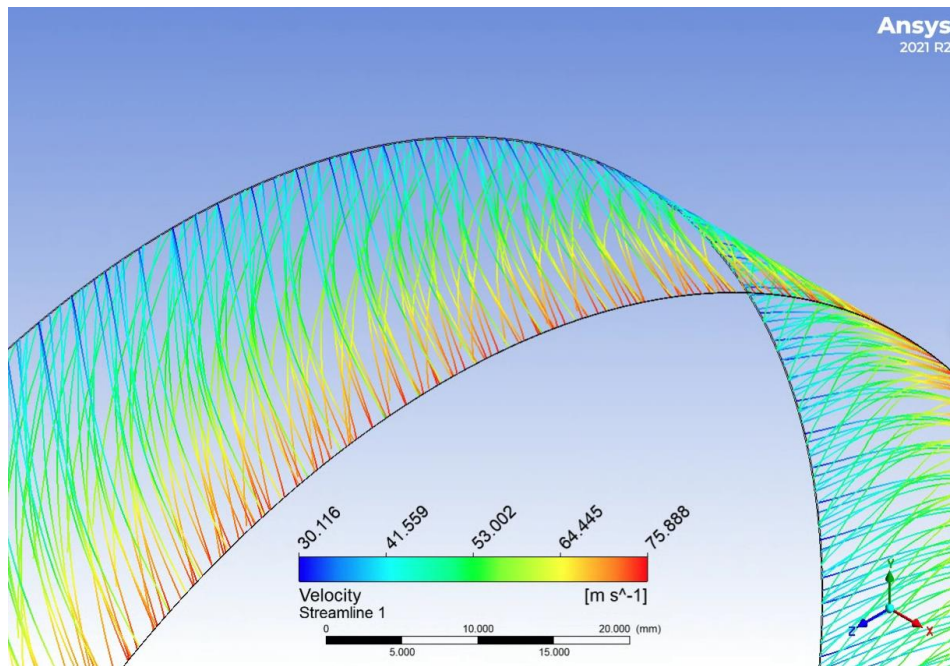


Рисунок 5.6 – Лінії течії у рідинній плівці ущільнення з композитним деформованим плаваючим кільцем за частоти обертання ротора 12000 об/хв

На Рис. 5.7 та 5.8 показане порівняння залежності витоків бронзового та композитного плаваючих кілець відносно частоти обертання ротору та ексцентриситету відповідно.

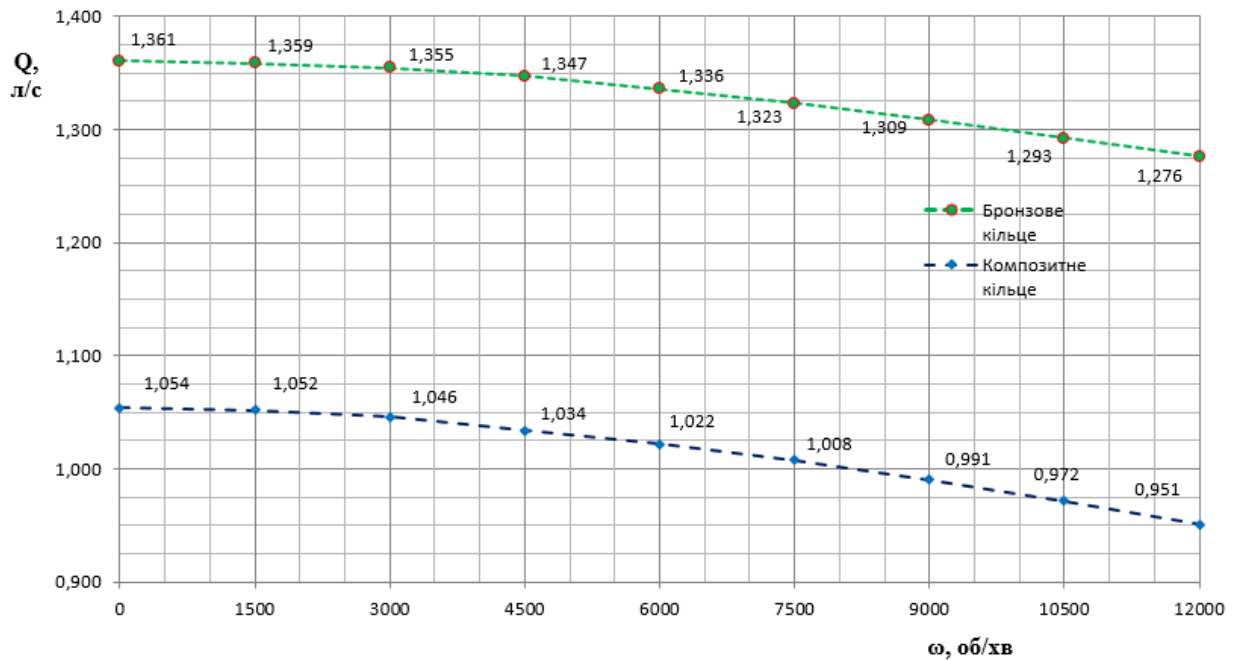


Рисунок 5.7 – Порівняння залежності витоків від частоти обертання валу для бронзового та композитного плаваючих кілець

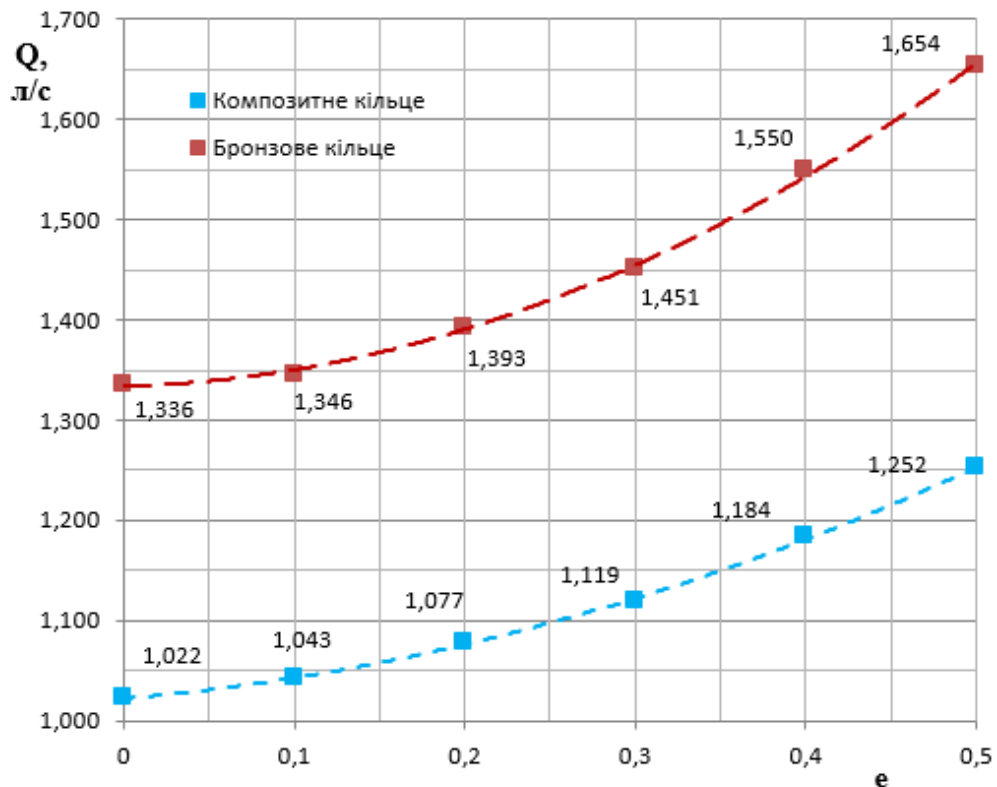


Рисунок 5.8 – Порівняння залежності витоків від значень ексцентриситету (частота обертання валу 6000 об/хв) для бронзового та композитного деформованих плаваючих кілець

5.3 Висновки до п'ятого розділу

У підсумку до розділу можна дійти наступних висновків:

1. Зміна матеріалу з бронзи БрАЖМц10-3-2 на композит дозволила суттєво зменшити витіки через шпарину за рахунок зменшення радіального зазору через більшу деформацію плаваючого кільця та утворення конфузорної конусності шпарини по всій довжині.
2. При великих зміщеннях валу дане ущільнення має кращі показники демпфування, ніж бронзове за рахунок меншої жорсткості конструкції.
3. Незважаючи на суттєвий позитивний вплив плаваючого кільця з композиту на витіки при різних ексцентриситетах e і недоліки. Таке ущільнення має невеликий запас по робочому тиску, через більші, ніж у бронзового кільця деформації.

ВИСНОВКИ

В рамках даної роботи було проведено аналіз літератури посвяченої ущільненням різних типів та сферам їх використання. Особлива увага приділялася ущільненням з деформованим плаваючим кільцем. Позитивний вплив на вібраційний стан ротора при створенні конфузорної конусності за шляхом течії рідини або газу досягається за рахунок жорсткості плаваючого кільця та його переміщення під час обертання валу. Також було оглянуто різні сучасні дослідження у сфері розрахунків динамічних характеристик ущільнень.

Перед розрахунком динамічних характеристик ущільнення з плаваючим кільцем, що деформується була вдосконалена розрахункова модель, що використовувалася у статичному розрахунку в минулій роботі. Оптимізація сітки робочої рідини дозволила зменшити розбіжності з експериментами розподілу тиску по шпарині з до 3,7%, по зазору була зменшена до 19% та мінімального зазору до 8,33%. При цьому конфузорна конусність переважала на 70% довжини шпарини. Оновлення моделі дозволило продовжити подальші розрахунки динамічних характеристик ущільнення.

Під час закручення рідини, що змінює розподіл тиску і, як наслідок, деформація плаваючого кільця. Можна спостерігати зменшення витоків при збільшенні частоти обертання ротора (за $e=0$). Зміщення валу при роботі супроводжується коливаннями з певною амплітудою. Переміщення деформованого плаваючого кільця зменшує амплітуду коливань валу за рахунок демпфуючої сили. Це, у свою чергу, зменшує вплив ексцентриситету на виток з шпарини.

Збільшення товщини оболонки плаваючого кільця призводить до погіршення показників демпфування за рахунок росту жорсткості. Через це, ущільнення з товстим плаваючим кільцем має більші виток.

Зміна матеріалу на композит зменшує виток за рахунок зменшення зазору через більшу деформацію плаваючого кільця та утворення конфузорної конусності шпарини по всій довжині. При великих значеннях ексцентриситету дане ущільнення має кращі показники демпфування, ніж бронзове за рахунок

меншої жорсткості конструкції та більш швидкого плавного гасіння коливань ротора. Незважаючи на позитивний вплив ущільнення з деформованим плаваючим кільцем з композиту на витіки існує обмеження на запас по робочому діапазону тиску, через більші, ніж у бронзового кільця деформації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Борсук С. А. Розрахунковий аналіз статичної стійкості ущільнення з плаваючим кільцем, що деформується : робота на здобуття кваліфікаційного ступеня бакалавра : спец. 131 - прикладна механіка / науковий керівник А. В. Загорулько. Суми: СумДУ, 2022. 50 с.
2. Bae, J.-H.; Kwak, H.-D.; Heo, S.-J.; Choi, C.-H.; Choi, J.-S. Numerical and Experimental Study of Nose for LOx Floating Ring Seal in Turbopump. *Aerospace* 2022, 9, 667.
3. Huang, D.; Huzel, D. Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines; AIAA Press: Washington, DC, USA, 1992; pp. 155–218.
4. Choi, C.; Kim, J.; Lee, S. Introducton of National Project for Development of Liquid Rocket Engine Turbopump. *J. KSFM* 2005, 8, 72–76.
5. Korea Aerospace Research Institute. *Korea Aerospace Research Institute*. URL: https://www.kari.re.kr/kor/kariimg/view.do?idx=913&mno=sub05_01.
6. DeMange, Jeffrey J.; Dunlap, Patrick H.; Steinetz, Bruce M. Improved Seals for High Temperature Airframe Applications - NASA Technical Reports Server (NTRS). *NASA Technical Reports Server (NTRS)*, 2006.
7. Tressen, J.F., “Thermal Barriers for the Space Shuttle,” 23rd National Symposium and Exhibition, Society for the Advancement of Material and Process Engineering, Anaheim, CA, May 1978.
8. Dunlap, P.H., Steinetz, B.M., Curry, D.M., DeMange, J.J., Rivers, H.K., and Hsu, S.Y., “Investigations of Control Surface Seals for Re-Entry Vehicles,” NASA/TM—2002-211708, July 2002.
9. Subramanian, S.; Sekhar, A.S.; Prasad, B.V. Rotordynamic characteristics of rotating labyrinth gas turbine seal with centrifugal growth. *Tribol. Int.* 2016, 97, 349–359.
10. W.F. Zhang et al. Research on the leakage and dynamic characteristics of a new kind of radial annular seal and comparisons with labyrinth seals. *Proc Inst Mech Eng Part A: J Power Energy* (2013).

11. Y. Wang, Y. He, X. Xie, Z. Huang, H. Xu, Q. Hu, C. Ma Design and simulation of a new near zero-wear non-contact self-impact seal based on the Tesla valve structure *Lubricants*, 11 (2023), p. 102.
12. Dindorf, R.; Wos, P. A numerical solution of temperature distribution in the clearance and the sealing rings of the non-contact face seal. *J. Phys. Conf. Ser.* 2021, 1741, 012032.
13. Zaniewski, D.; Klimaszewski, P.; Klonowicz, P.; Lampart, P.; Witanowski, Ł.; Jędrzejewski, Ł.; Suchocki, T.; Antczak, Ł. Performance of the honeycomb type sealings in organic vapour microturbines. *Energy* 2021, 226, 120242.
14. Wang, Y.; Sun, J.J.; Hu, Q.; Wang, D.; Zheng, X. Orientation effect of orderly roughness microstructure on spiral groove dry gas seal. *Tribol. Int.* 2018, 126, 97–105.
15. Bai, S.X.; Hao, J.L.; Yang, J.; Song, Y. Gas-liquid mass transfer behavior of upstream pumping mechanical face seals. *Materials* 2022, 15, 1482.
16. Zhang, W.W.; Chen, H.Z.; Jiang, W.K.; Liu, R.; Jiang, S. A Spiral Seal Method in the Lunar Regolith for Chang'E-5 Drill: Seal Design and Experiment. *IEEE Access* 2019, 7, 11378–11386.
17. Zhou, X.J.; Chen, C.L.; Li, J.H.; Wu, Y. Study on radial clearance sealing performance of graphite ring. *J. Press. Vessel Technol.* 2021, 143, 031703–031711.1
18. Zhi, D.; Li, S.X.; Zhang, Q.X.; Cai, J.N. Experimental research on new type of the centrifugal seal for sealing gas. *Fluid Mach.* 2012, 40, 12–15.
19. Mitamura, Y.; Nishimura, I.; Yano, T. Thermal analysis of a miniature magnetic fluid seal installed in an implantable rotary pump. *J. Magn. Magn. Mater.* 2022, 548, 168977.
20. Nikola, T. Valvular Conduit. US1329559, 3 February 1920.
21. Forster, F.K.; Bardell, R.L.; Afromowitz, M.A.; Sharma, N.R.; Blanchard, A. Design, fabrication and testing of fixed-valve micro-pumps. In *Proceedings of the 1995 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, San Francisco, CA, USA, 12–17 November 1995.

22. Mohammadzadeh, K.; Kolahdouz, M.E.; Shirani, E.; Shafii, M.B. Numerical investigation on the effect of the size and number of stages on the Tesla microvalve efficiency. *J. Mech.* 2013, 29, 527–534.
23. Kamal M. M. Seal with high pressure in the gap. // Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers. / Serious Problems of Friction and Lubrication. - No. 2, 1968, p. 111-116.
24. Maliere F.R., Nelson L.H., Buckman P.S., Testing of wear ring seals for high-speed high-pressure turbopumps. // Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers. / Serious Problems of Friction and Lubrication. – 1969, No. 3, p. 77-91.
25. Childs, D.W. Finite-length solutions for rotordynamic coefficients of turbulent annular seal. *J. Tribol.* 1983, 105, 437–444.
26. Kim, C.H.; Childs, D.W. Analysis for rotordynamic coefficients of helically-grooved turbulent annular seals. *J. Tribol.* 1987, 109, 136–143.
27. Zhai, L.L.; Zhang, Z.J.; Chi, Z.H.; Guo, J. Dynamic analysis of liquid annular seals with herringbone grooves on the rotor based on the perturbation method. *R. Soc. Open Sci.* 2018, 5, 180101.
28. Xia, P.; Liu, Z.S.; Yu, X.Y.; Zhao, J.M. A transient bulk flow model with circular whirl motion for rotordynamic coefficients of annular seals. *Chinese J. Aeronaut.* 2018, 31, 1085–1094.
29. Dietzen, F.J.; Nordmann, R. Calculating rotordynamic coefficients of seals by finite-difference techniques. *J. Tribol.* 1987, 109, 388–394.
30. Li, Z.G.; Li, J.; Feng, Z.P. Comparisons of rotordynamic characteristics predictions for annular gas seals using the transient computational fluid dynamic method based on different single-frequency and multifrequency rotor whirling models. *J. Tribol.* 2015, 138, 011701.
31. Voigt, A.J.; Ludiciani, P.; Nielsen, K.K.; Santos, I.F. CFD applied for the identification of stiffness and damping properties for smooth annular turbomachinery seals in multiphase flow. In Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016, Seoul, Korea, 13–17 June 2016; pp. 1–11.

32. Yan, X.; Li, J.; Feng, Z.P. Investigations on the rotordynamic characteristics of a hole-pattern seal using transient CFD and periodic circular orbit model. *J. Vib. Acoust.* 2011, 133, 041007.
33. Yan, X.; He, K.; Li, J.; Feng, Z.P. Rotordynamic performance prediction for surface-roughened seal using transient computational fluid dynamics and elliptical orbit model. *J. Power Energy* 2012, 226, 975–988.
34. Jiang, X.K. Transient CFD Simulation on the Flow Field and Dynamic Characteristics of Annular Seals. Ph.D. Thesis, Zhejiang University, Hangzhou, China, 2016.
35. Workbench User`s Guide, Release 19.1, ANSYS Inc., 2018.
36. ДСТУ 3474-96 Бронзи ливарні в чушках.
37. ASTM B584-14 Standard Specification for Copper Alloy Sand Castings for General Applications.
38. Ansys CFX-Solver Theory Guide Release 2021 R2, ANSYS Inc., July 2021.
39. Engineering at the Speed of Thought: GPU-Based Real-Time Physics Simulation (Presented by Ansys, Inc.) | NVIDIA GTC Digital. April 2021.
40. Hua Su; Shuaike Zhao; Xiaofei Yang. Performance Analysis of the C/C Composite Cylindrical Reverse Inter-Shaft Gas Film Seal, *Lubricants* 2023, 11(5), 214.