

Міністерство освіти і науки України
Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

**на тему: «Статичні характеристики пристрою осьового урівноваження
ротора відцентрового насоса з урахуванням зміни геометрії дроселюючих
каналів»**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в механіці

Виконав: студент групи КМ -М-11

Шовкопляс М.О.

Керівник: доц. Сovenко Н.В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А.В.

Суми 2022

Міністерство освіти і науки України
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет *технічних систем та енергоефективних технологій*
Кафедра *комп'ютерної механіки імені Володимира
Марцинковського*
Рівень підготовки *бакалавр*
Спеціальність *131 – Прикладна механіка*
Освітньо-
професійна програма *Комп'ютерний інжиніринг в механіці*

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ **Андрій**

ЗАГОРУЛЬКО

“ ____ ” _____ 2022 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА СТУДЕНТУ

ШОВКОПЛЯСУ Максиму Олександровичу

1. Тема роботи: **Статичні характеристики пристрою осевого урівноваження ротора відцентрового насоса з урахуванням зміни геометрії дроселюючих каналів.**

керівник роботи: **СОВЕНКО Наталія Вікторівна**, доцент, к.т.н.

затверджені наказом СумДУ від “02” вересня 2022 року № 0148-VI.

2. Строк подання студентом роботи: 19.12.2022

3. Вихідні дані до роботи: методика статичного розрахунку автоматичного розвантажувального пристрою, параметри відцентрового насоса ЦНС180-1050 для чисельного розрахунку

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1. Розглянути причини виникнення та методи урівноваження осьової сили, що діє на ротор відцентрового насоса

2. Розглянути методику розрахунку стандартної конструкції гідроп'яти з урахуванням деформацій диска

3. Розглянути модифіковану конструкцію гідроп'яти з пружно-встановленими вкладишами та отримати методику її розрахунку. Уточнити вплив випадкової зміни параметрів гідроп'яти на її статичні характеристики.

4. Провести чисельний розрахунок характеристик стандартної та модифікованої конструкції автоматичного розвантажувального пристрою для насоса ЦНС180-1050. Виконати порівняльний аналіз отриманих результатів.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1. Мультимедіа презентація

2. Роздатковий матеріал

6. Дата видачі завдання: 02.09.2022.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розділ 1	15.09.22- 28.09.22	

	Розділ 2	28.09.22- 12.10.22	
	Розділ 3	12.10.22- 25.10.22	
	Розділ 4	25.10.22- 10.11.22	
	Оформлення роботи	10.11.22- 30.11.22	

Студент _____ **Максим ШОВКОПЛЯС**

Керівник роботи _____ **Наталія
СОВЕНКО**

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота: 64 с., 21 рис., 10 дж.

Об'єкт розрахунку: автоматичне врівноважуючий пристрій (гідроп'ята).

Ціль роботи - за допомогою аналітичних і чисельних досліджень знайти статичні характеристики стандартної та модифікованої конструкції гідроп'яти, та порівняти отримані результати.

Метод розрахунку: аналітичний і чисельний (за допомогою програмного комплексу ANSYS) розрахунки статичних характеристик конструкцій гідроп'яти.

Найбільш загальнопоширеним методом осьового розвантаження ротора багатоступеневого насоса є використання автоматичного врівноважуючого пристрою - гідроп'яти. Її переваги містяться в саморегулювання, що дозволяє використовувати її як осьовий підшипник, а також більш низькі витрати в порівнянні з барабаном. Значущими дефектами гідроп'яти є складність конструкції при виготовленні і збірці, а також чутливість до пароутворення. Крім того, досвід експлуатації показує, що несправності гідроп'яти є найчастішим фактором відмови насосів.

В роботі проведено статичний розрахунок для стандартної конструкції. Розглянуті силові деформації диску гідроп'яти та їх вплив на статичні характеристики. Розглянута вдосконалена конструкція з пружно встановленим кільцем, ціллю якого є підтримка площинності торцевого зазору гідроп'яти. Розглянута методика розрахунку впливу випадкової зміни параметрів гідроп'яти на її статичні характеристики. Також розглянута задача гідропружності для вдосконаленої конструкції. Показано, що для конструкції з пружно встановленим кільцем деформації кут деформації при однакових гідродинамічних параметрах менше. Таким чином така конструкція є більш надійною, що підвищує надійність і усього насоса в цілому.

ГІДРОП'ЯТА, ТОРЦЕВИЙ ДРОСЕЛЬ, ЦИЛІНДРИЧНИЙ ДРОСЕЛЬ, ОСЬОВА СИЛА, НАПІР ТЕЧІЇ РІДИНИ, СТАТИЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

ВСТУП

Конструктивною специфікою відцентрових насосів представляється осьова сила, яка функціонує на ротор і зорієнтована в бік вхідних воронки. Фактор її походження міститься в різниці сил тиску, яка функціонує на основний і покриває диски робочого колеса. На розподіл швидкостей і тисків по площині диска позначається ряд різноманітних чинників, таких як розміри і форма пазухи, шорсткість стінок, величина і напрямок радіального плину, викликаного витокком через ущільнення ступеня, закрутка потоку на виході з робочого колеса. У зв'язку з цим значення осьової сили визначається приблизно. У багатоступеневих насосах справжня осьова сила більше розрахункової.

Знос міжступеневих ущільнень робочих коліс додатково призводить до зростання осьової сили, яка зможе досягати подвійного значення в порівнянні з силою, яка функціонує в новому насосі.

Осьова сила пропорційна напору і числу ступенів і має порівняно велику величину, що робить нерозумним врівноваження її наполегливим підшипником. Так що в більшості насосів використовуються різні методи розвантаження ротора від осьових зусиль. У одноступінчатих насосах більш ефективним є вилучення критерій походження неврівноважених сил шляхом надання досконалої геометричної симетрії або штучним зміною розподілу швидкостей і тисків в пазухах ступеня таким чином, щоб результуючі сили тиску були врівноважені.

Залишкові неврівноважені осьові зусилля приймаються двостороннім наполегливим підшипником. Вадю всіх методів осьового урівноваження ротора в одноступінчатих насосах є значне зменшення ККД, ініційоване високими витоками або втратами енергії на тертя і закрутку рідини в пазусі при використанні імперелер.

Найбільш загальнопоширеним методом осьового розвантаження в багатоступеневих насосах використання автоматичного врівноважуючого пристрою - гідроп'яти. Її переваги містяться в саморегулювання, що дозволяє

використовувати її в властивості осьового підшипника і більш низькою витоку в порівнянні з барабаном. Значущими дефектами гідроп'яти є складність конструкції при виготовленні і збірці, а також чутливість до пароутворення.

Ще одні переваги гідроп'яти обумовлені головним чином тим, що вона є системою автоматичного регулювання торцевого зазору, несучої здатності і протікання.

Але, як і всі ущільнення, гідроп'ят мають свої недоліки. Їх використання тягне у себе великі втрати рідини. Щоб забезпечити малі втрати робочого середовища, необхідно зменшувати торцевий зазор при можливих змінах осьової сили та деформаціях диска гідроп'яти, а це спричиняє небезпеку контакту торцевих поверхонь. Пошук оптимальних рішень призвів до появи нових конструкцій гідроп'ят із пружно встановленими вкладишами. Такі конструкції дозволяють відстежувати можливі перекося диска гідроп'яти або опорного кільця та забезпечувати площинність каналу, тим самим зменшуючи протікання та можливість контакту торцевих поверхонь.

Враховуючи відсутність вимог до форми вхідних перерізів циліндричного та торцевого дроселів, їхня реальна форма може суттєво відрізнятися від розрахункової. У різних збірках та варіантах встановлення розвантажувального диска гідроп'яти будемо мати різні форми вхідних перерізів. Крім того, в процесі роботи насоса, ущільнювальні поверхні можуть зазнавати зміни форми внаслідок зношування. А це означає, що коефіцієнти місцевих втрат за своєю природою також є випадковими величинами, а якщо враховувати зміну зношування поверхонь у часі, то випадковими функціями.

Крім того, досвід експлуатації показує, що несправності гідроп'яти є однією з найвідоміших факторів відмови насосів.

Ціль дослідження - за допомогою аналітичних і чисельних досліджень знайти статичні характеристики модифікованої конструкції гідроп'яти, та порівняти отримані результати.

Задачі дослідження:

1. Розглянути методи урівноваження осьових сил, діючих на ротор відцентрово насоса. Розглянути принцип дії гідроп'яти, їх переваги та недоліки.

2. Розглянути конструкції гідроп'ят, зокрема модифіковану конструкцію з пружно-встановленим кільцем. Отримати аналітичні залежності для визначення основних статичних характеристик гідроп'яти. Розглянути вплив деформацій диска гідроп'яти стандартної конструкції та пружно-встановленого кільця модифікованої конструкції на характеристики роботи гідроп'яти.

3. Розглянути задачу впливу випадкової зміни параметрів гідроп'яти на її статичні характеристики.

4. Для насоса ЦНС 180-1050 провести чисельний розрахунок статичних характеристик стандартної та модифікованої конструкції гідроп'яти з урахуванням можливих деформацій диска та пружно-встановленого кільця. Провести порівняльний аналіз цих конструкцій.

1 ВІДЦЕНТРОВИЙ НАСОС

1.1 Відцентровий насос та основні його елементи

Відцентрові насоси активно застосовуються як в побуті, так і в промисловості. Залежно від конструктивного здійснення їх зараховують до багатоступеневим насосів або одноступінчастим. Насосне обладнання, що відноситься до кожної з цих категорій, в своєму розпорядженні має не тільки спеціальне внутрішній устрій, а й відрізняється своєрідними технічними характеристиками і, відповідно, сферами застосування.

Принцип дії відцентрового насоса полягає в наступному. Рідке середовище крізь підведення потрапляє в спіралевидний корпус насоса з обертовим в ньому робочим колесом. У процесі обертання робочого колеса рідке середовище, що знаходиться серед його лопаток, завдяки відцентровій силі надходить в відвід, а згодом викидається з насоса за допомогою напірного патрубку. Вихідна рідина звільняє займане нею простір, отже біля входу в робоче колесо утворюється розрідження, а на периферії - надлишковий тиск. Під дією різниці атмосферного тиску в резервуарі-приймачі і зниженого тиску на вході в насос рідина безупинно підсмоктується в міжлопатні канали робочого колеса.

Що проходить через насос рідини надається енергія і натиск її по виходу з колеса і насоса виявляється необхідним для подолання тиску в напірній магістралі, в слідстві чого рідина подається насосом до споживачів.

Перебіг рідини в насосі загальне струйне, і отже постійність подачі відцентрових насосів особливо велика. Чим більше швидкість обертання робочого колеса, тим більше ефективність насоса за рахунок збільшення швидкості течії рідини в ньому.

Виконання відцентрових насосів різноманітне, тому приступає ряд ознак для їх класифікації.

За всмоктуючою здатністю розрізняють:

- несамовсмоктуючі
- самовсмоктуючі насоси

Несамовсмоктуючі це насос, який не володіє можливістю сухого всмоктування, т. Нездатна сам видаляти повітря з усмоктувального патрубку і корпусу і створювати потрібне розрідження для надходження води. Самовсмоктуючим іменується насос, який володіє можливістю сухого всмоктування.

Самі насоси лише з колесами відцентрового типу не володіють сухим всмоктуванням. Тому на одному валу з відцентровим колесом або з приводом від цього валу встановлюються додаткові пристрої для створення потрібного розрідження в насосі при пуску. До цих пристосувань зараховуються водокільцеві насоси і ежекторні пристрої. При спільному здійсненні з вакуумним пристроєм відцентровий насос - самовсмоктуючий. Подібні насоси встановлюються як вище, так і нижче рівня рідини.

Несамовсмоктуючі насоси ставляться нижче рівня рідини. Працюють з підпором. Часом вони можуть встановлюватися і вище рівня рідини, але тоді передбачається заливка насоса водою перед пуском або насос зв'язується своїм всмоктуючим патрубком або корпусом з окремим самостійним вакуумним пристроєм.

За способом підведення рідини до робочого колеса відрізняють насоси з одно- і двостороннім підведенням. Використання двостороннього підведення води розвантажує насос від осьового зусилля

За способом з'єднання робочих коліс відрізняють насоси багатоступінчасті і багатоколісного або з послідовним і паралельним з'єднанням коліс. Ступеневе включення коліс в одному апараті дозволяє відмовитися від застосування деяких самостійних одноколісний насосів. Почергове включення використовується заради збільшення напору насоса при безперервної продуктивності, паралельне - для підвищення продуктивності при безперервному натиску.

Виготовляються і двоколісні насоси, призначені для почергового і паралельної роботи. Для цього патрубки насосів обладнуються специфічними перемикаючими пробками.

За формою робочих лопаток відрізняють робочі колеса з радіальними, загорнутими назад і загорнутими вперед лопатками по відношенню до напрямку обертання колеса. Переважне використання знаходять колеса з лопатками, загорнутими назад.

За конструкцією направляючого апарату відрізняють насоси з лопатковим і безлопатковим апаратом. Лопатковий апарат використовується нормально в багатоступневих насосах, а безлопаткові (спіральна і равликівка камера) використовується найбільш часто в одноступінчатих насосах.

Насос відцентровий, що стає ясно вже з його назви, є пристроєм, яке перекачує рідкі середовища за рахунок діючих на них відцентрової сили. Основним робочим органом насосного обладнання даного типу, який гарантує формування такої сили, є колесо (або барабан), на зовнішній циліндричній площині якого закріплені спеціальні лопати

Корпус насосів розглянутого типу може бути виконаний з чавуну або сталевому сплаву. У середині подібного корпусу розташовуються приводний електродвигун і з'єднаний з ним вал обертання, на якому і фіксується колесо з лопатками. За своїм конструктивним виконанням робоче колесо насоса може бути відкритим або закритим. Відкриті робочі колеса складаються з одного диска, на зовнішній поверхні якого закріплені лопати, закриті - з двох дисків, з'єднаних між собою робочими лопатками.

Лопати розміщуються під певним кутом, їх вигин зорієнтований у бік, протилежний напрямку обертання робочого колеса. подібне розміщення лопаток гарантує більш дієву роботу насосного обладнання.

Всмоктування перекачує рідке середовища у внутрішню камеру насоса, а також її виштовхування в напірну магістраль здійснюється через патрубки.

Принцип, за яким діє як одноступінчасті пристрої, так і насоси багатоступінчасті, полягають в наступному:

- 1) Рідина, що знаходиться у внутрішній частині насоса напередодні його запуском, при обертанні робочого колеса захоплюється лопатками і починає пересуватися разом з ними.

2) Під впливом відцентрової сили рідина відкидається до стінок внутрішньої камери, за рахунок чого у них створюється високий тиск.

3) При пересуванні через ділянку напірного патрубку рідина, що знаходиться під впливом високого тиску, виштовхується в нього.

4) При викиданні перекачується насосом рідини до стінок робочої камери в центральній частині останньої утворюється розрідження повітря, що сприяє всмоктуванню рідкого середовища через вхідний патрубок.

За рахунок вищеописаного принципу роботи в насосах як одноступінчастого, так і багатоступінчастого типу гарантується безперервність процесу всмоктування і виштовхування рідини при обертанні робочого колеса. Ділянка використання насосного обладнання наданого типу істотно розширює той факт, що, на відміну від поршневих пристроїв, воно не створює пульсацій напору рідини в обслуговуванні їм трубопровідній системі.

Як вже говорилося вище, одноступінчасті і багатоступінчасті відцентрові насоси мають у своєму розпорядженні конструктивні особливості, які і визначають відмінності в їх технічних характеристиках. Так, ключовими компонентами конструкції одноступінчастого насоса є:

- 1) корпус, який часто називають «равликом»;
- 2) робоче колесо з лопатями;
- 3) ущільнювальні елементи вала;
- 4) вал, з'єднаний з приводним електродвигуном і забезпечує обертання робочого колеса;
- 5) ущільнювальні елементи камери з масляною ванною;
- 6) опора для підшипникового вузла;
- 7) несуча опора;
- 8) отвір, за допомогою якого здійснюється контроль рівня масла в камері.

Одноступінчастий відцентровий насос, на відміну від багатоступеневих моделей, забезпечується одним робочим колесом. Відцентровий багатоступінчастий насос може мати в своєму оснащенні два і більше робочих

колеса з лопатками, що дозволяє істотно наростити дієвість подібного обладнання.

Завдяки присутності кількох робочих коліс відцентрові багатоступінчасті пристрої, порівняно з одноступінчастими, володіють певними перевагами:

1) За допомогою багатоступеневих насосів можливо реалізовувати перекачування рідини з більш високою продуктивністю, що характеризує кількість рідкого середовища, яку гідромашина пропускає крізь себе в одиницю часу.

2) Багатоступінчасті насоси здатні створювати течію рідини з більш високими показниками напору, вимірюваного в метрах водяного стовпа. Фактично натиск рідини, який створюють електронасоси багатоступінчастого типу, складається з суми напорів, заснованих кожної його щаблем. Подібна властивість багатоступеневих гідромашин дозволяє досягати більш високого тиску рідини в обслуговуваних ними трубопровідних системах і зміщувати її по ним на більш далекі відстані і значніші висоти.

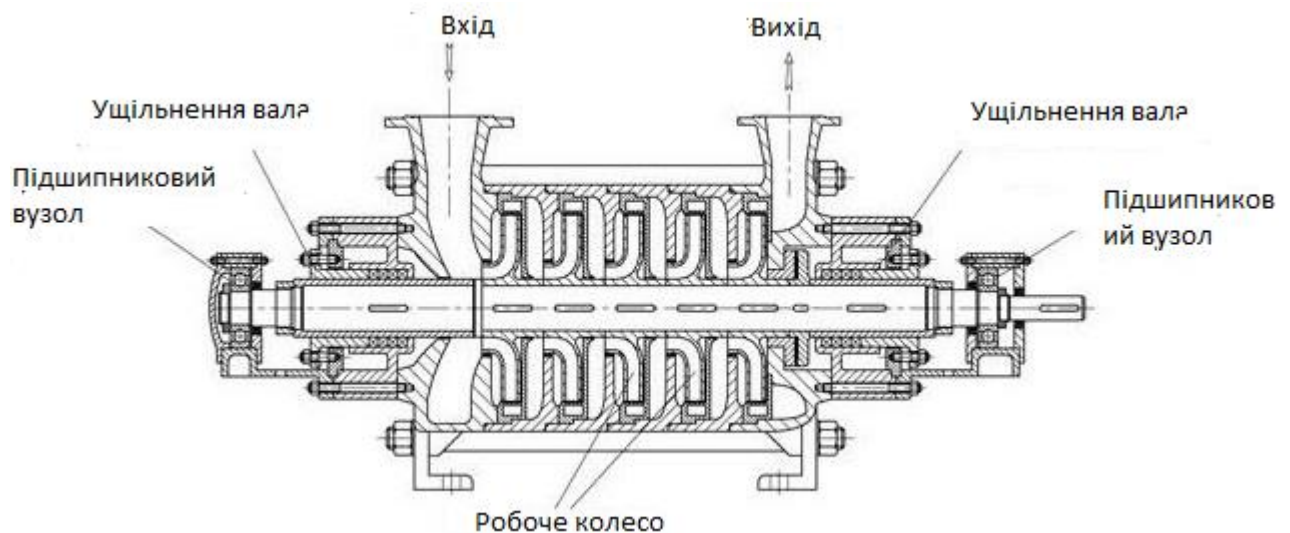


Рисунок 1 - Схема багатоступінчастого секційного насоса

Головним завданням використання агрегатів цього виду насосного обладнання є створення максимально високого тиску в системах водопостачання.

1.2 Торцеве ущільнення та принципи роботи

Торцеве ущільнення [торцеве ущільнення, механічне ущільнення] являє собою прецизійний ущільнюючий вузол, певний для герметизації порожнини обладнання (наприклад, насос, мішалка, реактор, гомогенізатор, ротаційне з'єднання і т.), яка розташовуватиметься під тиском або розрідженням робочого середовища, і валом, що обертається, що проходить через цю порожнину.

Є загальна всесвітня тенденція заміни сальникової набивки (сальника) на торцеве ущільнення, яке гарантує найменші витіки робочого середовища при фактичному відсутності потрібного обслуговування і зносу площині вала або захисної втулки.

Торцеве ущільнення вала гарантує герметичність корпусу насоса. Це особливо важливо при перекачуванні токсичних, горючих, отруйних та інших видів рідин, т. В тих випадках, коли витік продукту є неприйнятною. Узагальнюючи все вищесказане, торцеве ущільнення вала насоса - це пристрій, яке герметизує ділянку між корпусом насоса і обертовим приводним валом, який заходить в рідинну камеру насоса.

Результативність торцевого ущільнення обумовлюється двома головними факторами - це його здатність протидіяти тиску організованого в рідинній камері насоса і тertia об обертається вал. Простими словами, насос не зобов'язаний протікати

Торцеве ущільнення конструктивно включає два кільця пари тертя, зроблені у вигляді площин обертання, розміщених співвісно і перпендикулярно осі обертового вала. Одне з кілець пари тертя - "контркільце" нерухомо і закріплено або в корпусі, або у фланці обладнання. Зустрічне кільце - рухливе в осьовому напрямку, зазвичай динамічно або статично зафіксовано на валу і обертається разом з ним.

Кільця пари тертя виробляються зі спеціальних, як правило, твердих зносостійких матеріалів, які володіють високою теплопровідністю і низьким коефіцієнтом тертя.

Якщо в межах робочого середовища ущільнень застосовується рідина, то такі ущільнення нормально іменують "рідинними". Якщо в межах робочого середовища для подібних пристроїв застосовується газ, то такі прецизійні вироби нормально іменують "сухими" або "газовими". Останні модифікації готові працювати в умовах "сухого" тертя, де в якості мастила застосовується газоподібна робоче середовище.

Торцеві ущільнення класифікуються на різновиди з внутрішнім розташуванням, коли робоче середовище взаємодіє із зовнішньою поверхнею ущільнення і з зовнішнім розташуванням, коли дана середа розташовується між внутрішньою поверхнею ущільнення і обертовим валом.

Герметичність в парі тертя підтримується за рахунок створення контактного тиску. Початкове контактний тиск визначається робочою напругою пружного компонента - пружини або набору пружин стиснення. При відсутності обертання валу робочі площині кілець пари тертя притиснуті один до одного зусиллям пружного елемента.

Для забезпечення щільності між контркільцем і корпусом (фланцем) обладнання, а також рухомим в осьовій напрямку кільцем і валом застосовуються вторинні ущільнення: гумові кільця круглого перетину, сільфони, манжети і т.

Деталі, що виготовляються з еластомерів. При обертанні вала тепла енергія тертя наполовину відводиться в робоче середовище, інша її частина використовується на збільшення температури кілець пари тертя, отже забезпечення потрібного і надійного відведення тепла від якої, в значній мірі, впливає на надійність твори всього ущільнювального вузла.

В процесі роботи обладнання кільця пари тертя можуть бути додатково притиснуті один до одного гідравлічним зусиллям, утворювати позитивним перепадом тиску робочого середовища на цьому прецизійному пристрої.

Торцеві ущільнення - це складні елементи ущільнювачів, які використовуються для захисту від витоків робочого середовища по обертального валу. Конструктивною особливістю торцевого ущільнення є те, герметичність

досягається за рахунок щільного притиснення двох частин ущільнення (обертається і нерухомої) по торцевих площинах.

1.3 Врівноваження осьових сил, що діють на ротор

На робоче колесо відцентрового насоса впливає осьова сила, зорієнтована в бік входу. Вона виникає головним чином через різницю сил тиску, що впливають справа і зліва на робоче колесо (рис.1). Тиск p_2 на виході з робочого колеса побільше тиску p_1 на вході в нього.

Охоплювана робочим колесом рідина в просторі між робочим колесом і корпусом насоса {в пазухах насоса) обертається з кутовою швидкістю, рівній приблизно половині кутової швидкості робочого колеса.

Внаслідок обертання рідини тиск на зовнішні площини робочого колеса перемінюється уздовж радіуса по параболічного закону.

В області від R_2 до R_y тиск справа і зліва однакова і врівноважуються. В області від R_y до R_B тиск зліва, рівновелика тиску біля входу в насос, істотно менше, ніж справа. Це призводить до виникнення осьової сили: тиску A , яка рівновелика обсягом епюри різниці тисків на праву і ліву зовнішні площини робочого колеса.

Слід зазначити, що збільшення витоків, що виходить через знос ущільнення робочого колеса, призводить до зміни закону розподілу тиску в області від R_2 до R_y з лівого боку колеса. Це може призвести до підвищення осьової сили тиску в 1,5-2 рази.

Приблизно осьова сила на роторі насоса

$$A = \pi(R_y^2 - R_B^2)H\rho g$$

де H – напір насосу

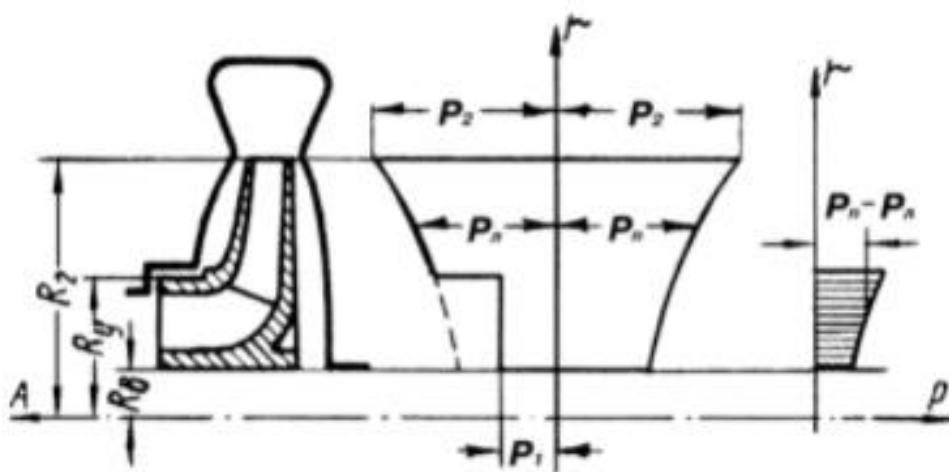


Рисунок 2 – Осьова сила на робочому колесі

Розвантаження ротора насоса від осьової сили виповнюється наступними способами:

1. Використанням двосторонніх коліс, які завдяки симетрії не виникає осьової сили, або симетричним розташуванням робочих коліс в багатоступеневих насосів. Цей метод розвантаження практично не може гарантувати абсолютного врівноваження осьової сили, так як при різній здійсненні або знесення зазорів в ущільненнях робочих коліс, а також з-за присутності витоків в міжступеневих ущільненнях вала багатоступеневих насосів зривається симетрія потоку витоків і, отже, симетрія розподілу тиску на зовнішні площини коліс. Для фіксації ротора в осьовому напрямку і сприйняття неврівноважених осьових сил застосовують радіально-наполегливі підшипники.

2. Зрівноважування за допомогою змінного торцевого дроселя

У порівнянні з іншими методами осьової розвантаження ротора більш економним буде автоматичне урівноваження сил тиску на обидві сторони робочого колеса за допомогою змінного дроселя, провідність якого змінюється при осьовому зміщенні ротора (рис. 2) Наприклад, коли під дією походження неврівноваженою осьової сили ротор зміститься вправо, то провідність змінного дроселя зменшиться, і тиск в камері між заднім щілинним ущільненням і змінним дроселем виросте до рівня, потрібного для врівноваження ротора.

Різні модифікації такого методу врівноваження використовуються в деяких конструкціях ГЦН і турбонасосних агрегатів реактивних двигунів. У деяких варіантах конструкцій насосів ротор кріпиться наполегливим підшипником, а робоче колесо має можливість безперешкодно пересуватися по валу в осьовому напрямку.

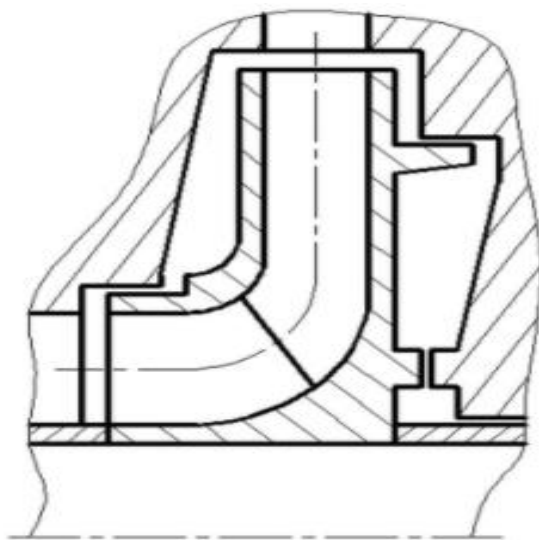


Рисунок 3 – Змінний торцевий дросель

3. Сприйняття осьової сили наполегливим підшипником.

Даний метод осьової розвантаження з точки зору ККД насоса кращий, так як витрати потужності в цьому випадку найменші внаслідок щодо незначного значення коефіцієнта тертя наполегливою підшипників. Хоча з точки зору надійності, сприйняття цілої величини осьової сили наполегливим підшипником нерационально, отже використовується неабияк рідко в насосах потужністю до 10 кВт.

4. Використання розвантажувального поршня (барабана), який представляється подовженим ущільненням циліндричної форми, обертається разом з валом між робочим колесом останнього ступеня і розвантажувальною камерою (рис. 4). Розвантажувальний поршень в цьому випадку здійснює дві функції: знижує тиск на кінцеве ущільнення вала і врівноважує осьове зусилля. Вал закріплюється в наполегливих підшипниках так, щоб запобігти пересуванню ротора в осьовому напрямку.



Рисунок 4 - Гідравлічний поршень або барабан

Для зменшення витіку в розвантажувальну камеру серед поршнем, який обертається і нерухомої втулкою радіальний зазор здійснюють якомога менше: 0,2 - 0,3 мм на сторону.

Урівноважувальна сила розвантажувального поршня однакова різниці сил тиску на торцеві поверхні

$$P = \frac{\pi}{4} (d_6^2 - d_{\text{вт}}^2) p_1 - \frac{\pi}{4} (d_6^2 - d_2^2) p_0$$

де: d_6 - діаметр поршня (барабана), м;

$d_{\text{вт}}$ -діаметр втулки робочого колеса, м;

d_2 - діаметр робочого колеса, м;

p_1 -тиск на виході з робочого колеса останнього ступеня, Па;

p_0 -тиск в розвантажувальній камері, Па

Прохідний перетин трубки, який відводить витік з розвантажувальної камери на всмоктування або в ємність низького тиску, повинен бути в 5 разів більше, ніж площа зазору барабана F_b , щоб відводити рідину без помітного збільшення тиску в розвантажувальній камері. Вибором діаметрів d_b і $d_{\text{вт}}$ можливо зменшити величину осьової сили до будь-якого значення.

Абсолютна зрівнювання осьової сили можливо виключно для розрахункового режиму насоса. При зменшенні подачі $Q < Q_{\text{опт}}$ урівноваження порушується і виникає осьове зусилля у сторону всмоктування, а при збільшенні

подачі $Q > Q_{\text{опт}}$ напрям осьової сили може змінитися і діяти в сторону, протилежну до всмоктування.

Тому як розвантажувальний барабан не дає досконалого врівноваження осьових сил для всіх режимів роботи насоса, потрібно встановити радіально-завзятий підшипник або завзятий підшипник сегментного типу подвійної дії

5. Установкою гідравлічної п'яти. Подібний метод розвантаження використовується в багатоступеневих насосах секційного типу. Диск гідравлічної п'яти фіксують на валу насоса з напірної сторони по останнім робочим колесом Рідина з робочого колеса надходить через кільцевий зазор в проміжну камеру. Далі вона проходить через торцевий зазор в розвантажувальну камеру, об'єднану трубкою з підведенням першого ступеня насоса.

Так як тиск в проміжній камері істотно більше, ніж в розвантажувальній, на диск гідравлічної п'ятої впливає сила, яка розвантажує осьову силу ротора.

1.4 Принцип роботи гідроп'яти

Найбільш поширеним способом врівноваження осьової сили в насосах секційного типу є автоматичне урівноваження ротора гідроп'ятою (рис. 3). Гідроп'ята містить жорстко закріплений на валу розвантажувальний диск 5, нерухоме опорне кільце (подушку) 2, послідовно розташовані циліндричний 1 і торцевий 3 дроселі і камеру 4, що розділяє ці дроселі.

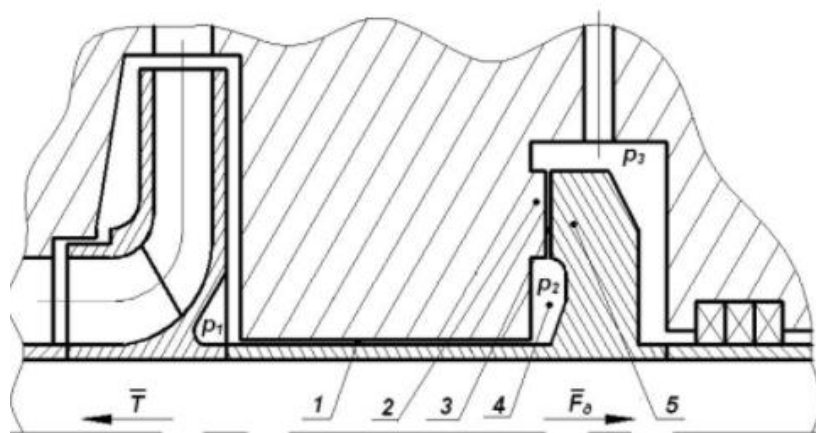


Рисунок 5 -Гідравлічна п'ята

Абсолютний перепад тиску на п'яті обумовлюється як різниця між тиском нагнітання і тиском в камері з гідроп'ятою, яка зазвичай поєднується обвідний трубою з вхідним патрубком насоса. Елемент загального перепаду тиску дроселюється на торцевому дроселі, провідність якого залежить від осьового зсуву ротора. Наприклад, якщо під дією надлишкової осьової сили ротор зміститься вліво, то зазор в торцевому дроселі зменшиться, що в свою чергу викличе зростання тиску в камері гідроп'яти до рівня, що постачає відновлення рівноваги ротора.

Крім осьового урівноваження ротора, гідроп'ята здійснює додаткову функцію розвантаження кінцевого ущільнення насоса з боку нагнітання від високого тиску. Для запобігання задирів в торцевому дроселі п'яти в насосах, для яких за умовами експлуатації необхідні часті пуски - зупинки, додатково ставляться віджимні пристрої, при незначних оборотах зміщують ротор в сторону нагнітання, підвищуючи торцевий зазор.

Температура рідини в камері гідроп'яти вище, ніж на вході в насос за рахунок втрат енергії на в'язке тертя в проточній частині та дроселюючих каналах. У деяких випадках температура зможе досягти критичної позначки, при якому тиск в камері гідроп'яти буде менше тиску насиченого пара рідини. У результаті пароутворення в торцевому дроселі, зменшиться несуча здатність гідроп'яти і зростає загроза походження задирів торцевих поверхонь.

Для запобігання пароутворення в торцевій дроселі зазвичай застосовують додатковий циліндричний дросель, розташований після торцевого або змінюють порядок розташування циліндричного і торцевого дроселів.

Таким чином, до переваг гідроп'яти дозволено віднести саморегулювання і більш низькі витрати рідини в порівнянні з розвантажувальним барабаном. До недоліків зараховуються велика складність у виробництві і збірці, а також чутливість до пароутворення в насосі

Для забезпечення надійної роботи гідропії живильних пристроїв потрібно виконання наступних умов:

- 1) правильний вибір розмірів площині розвантажувального диска і величини торцевого зазору;
- 2) виконання розмірів і допусків при виготовленні і ремонті деталей висока якість збірки і міцне кріплення деталей пристрою;
- 3) слідування правил експлуатації, особливо при пусках і переходах з насоса на насос;
- 4) виключення попадання ґрата, окалини і шматків запобіжної сітки;
- 5) доречно ввести в конструкцію гідропр'яти датчик температури, встановивши його в зносостійке кільце подпятника, для прогнозування виходу з режиму гідропр'яти.

Площа робочої площини розвантажувального диска обирається таким чином, щоб осьова сила ротора на всіх режимах роботи насоса врівноважувалася силою розвантажувального диска внаслідок перепаду тисків. Отже з метою удосконалення роботи гідропр'яти підвищуються зовнішній і внутрішній радіуси диска.

Часом вводиться завчасна конфузорність торцевої щілини за рахунок конусності торця розвантажувального диска. Крім зміни габаритів розвантажувального диска підвищують діаметр задньої кінцевої втулки (на 5 мм) в порівнянні з передньої.

В цьому випадку запобігають зачіпанню робочих площин при пуску насоса і зриві подачі за рахунок тиску ущільнюючого конденсату на додаткову площу втулок валу.

Для запобігання пошкоджень найчастіше підвищують витрату рідини за рахунок кільцевого зазору. Хоча навіть при збільшенні витрати в кілька разів торцевий зазор залишається близько 0,2-0,25 мм, отже ризик пошкоджень не зменшується.

У практиці помічаються розмиви робочих площин диска і нерухомою п'яти внаслідок величезних стрибків тиску і радіальних швидкостей рідини.

Руйнування зорієнтованих площин сприяють радіальні сліди, що проводяться твердими частинками, і мікротріщини, активізовані недосконаlostями термообробки.

Часом їх знос обумовлюється спрацювання або проточною гартуваного шару.

Виконання вищенаведених умов знижує ризик розмиву торцевих площин гідроп'ят.

Конструктивні недоліки кріплення компонентів гідроп'яти є факторами ушкоджень розвантажувальних пристроїв. Гідроп'яти ушкоджувалися завдяки самовідгвинчування кріпильної гайки перед диском. Після зміни напрямку різьблення і заміни матеріалу гайки (сталь замість бронзи) пошкодження не повторювалися

Дослідження показали, що інтенсивність ерозійного зносу кардинально опускається при зменшенні швидкості рідини в щілини. Це також досягається проведенням через кожен рік (з досвіду експлуатації) профілактичних оглядів гідропії і їх притиранням в разі присутності радіальних рисок.

Однією з причин пошкоджень гідроп'яти і проточної частини насосів представляється закипання рідини через походження кавітації на їх вході. Це зазвичай трапляється при запусках і переходах з насоса на насос і в більшості випадків буває наслідком невірних дій робочого персоналу. Особливо серйозні пошкодження насоса і гідроп'яти помічаються при пуску насоса, якщо не відкривається клапан рециркуляції або різко опускається рівень рідини в деаератори.

Одним з факторів, що негативно впливають як на довговічність ущільнень, так і гідроп'яти живильного насоса (на який необхідно звернути увагу при експлуатації), представляється походження різниць температур між верхньою і нижньою частинами корпусу. Це призводить до деформації корпусу та в деяких випадках до збільшеного зносу робочих торців і кільцевих втулок гідроп'яти і ущільнень при пуску насоса.

Захист від попадання окалини, грата і шматків захисної сітки в щілини гідроп'яти і ущільнення насоса. Останнім призводить до пошкодження.

Найчастіше тверді частинки активізують кільцеві натири і ризики на робочих поверхнях. Проточка незначних кільцевих канавок не завжди доцільна, так як це призводить до зменшення гартування шару.

Деяка частина пошкоджень насоса трапляється завдяки заклинюванню твердих частин в дроселюючих кільцевих щілинах гідроп'яти. Нормально при конкретно обраних розмірах розвантажувального диска невеликий зварювальний надлишок при попаданні в торцеву щілину або стирається, або проштовхується за течією руху рідини, залишаючи натири на поверхні. Небезпечним є потрапляння великих частин в кільцеву щілину. Отже для унеможливлення потрапляння грата в щілини розвантажувального пристрою природно ставлять сітки з осередками 0,4-0,5 міліметрів і проводять щорічний контроль за їх збереженням.

Розбір інформації про пошкодження розвантажувальних пристроїв.

Сума ушкоджень гідроп'яти живильних насосів залежить від виконання вищенаведених умов. Розбір досвіду експлуатації показав, що частка пошкоджень гідроп'яти живильних насосів в середньому становить 2-8% загального числа пошкоджень насоса. У деяких випадках ця кількість збільшується через похибки проектування, виробництва і експлуатації.

Отже, якщо помічається збільшення суми пошкоджень гідроп'яти, всупереч на підвищення якості виготовлення, з метою удосконалення роботи необхідно підвищення розмірів розвантажувального диска, а в деяких варіантах підвищення діаметра втулки заднього кінцевого ущільнення в порівнянні з передньої.

Осьові зусилля, що з'являються на кожному робочому колесі насоса, складаються, в слідстві чого виникає загальна осьова сила, яка функціонує в напрямку від нагнітання патрубку до всмоктуючого і досягає деяких тон.

Для сприйняття даної сили служить гідроп'ята. Невелика кількість живильної води з останнього робочого колеса надходить в циліндричну щілину

між втулками п'яти і розвантажувального диска в камеру між подушкою п'яти і розвантажувальним диском, а потім крізь торцеву щілину між ними - в деаератор або всмоктуючий патрубок насоса. В результаті виникає сила, яка функціонує на диск і орієнтована від всмоктувального патрубка до нагнітання. Розміри п'яти вибирають так, щоб результуюча зусилля були направлені на бік всмоктування, а між подушкою п'яти і диском утворився зазор 0,15 - 0,2 мм, через який буде безперестанної плівкою текти живильна вода. У плівці з'являються гідродинамічні сили, що заважають контакту подушки і диска. Робочі колеса з одностороннім входом розташовані на валу вхідним отвором в одну сторону, і для сприйняття великого осьового зусилля служить автоматична гідроп'ята. Секційні насоси бувають однокорпусні і двокорпусні.

Якщо при звичайному чисельності оборотів насоса не забезпечити найменшого витрати, то наявною в насосі вода жваво нагріється, скипить і тиск, яке організувала насосом, впаде. Переданий процес називається запарюванням насоса.

Гідроп'ята не зможе працювати при наявності пара в насосі, і слідчо відбудеться обмеження обертових частин по нерухомих і знищення насоса. Відведення води на рециркуляцію проводиться до поворотного клапана на нагнітальної лінії насоса і направляється в деаератор.

На лінії рециркуляції зараховуються вентиль з електроприводом і дросельний механізм для зниження тиску. Пропускна здатність наданої лінії обирається з розрахунку поставку 25 - 30% номінальної продуктивності насоса. Регулювання вентилем рециркуляції автоматизується.

Часом розвантажувальний диск впирається не у втулку сальника, а в розрізне закладне кільце. Площа торця втулки необхідно вибирати з такою умовою, щоб не траплялося смяття торця під впливом осьового зусилля. Циліндрична дроселіруюча щілина розташована по торцевій. Така конструкція більш правильна з точки зору виключення пароутворення в ділянки гідроп'яти при падінні тиску на вході в насос.

Для збільшення протидії циліндричної дросселируючих щілин на поворотній втулці можливо здійснити кільцеві канавки з розмірами 1,6x1,6 мм і кроком 3,2 мм. Подібні канавки скорочують виток через циліндричну щілину приблизно на 30% в порівнянні з витокami через гладку щілину. Радіальний зазор в циліндричній кільцевій щілині гідроп'яти вибирають рівним 0,25-0,3 мм. Після збільшення кільцевого зазору на 15-20% доречно змінити одну з зношених втулок.

1.5 Висновки

Конструктивною специфікою відцентрових насосів представляється осьова сила, яка функціонує на ротор і зорієнтована в бік вхідних воронки. Фактор її походження міститься в різниці сил тиску, яка функціонує на основний і покриває диски робочого колеса. На розподіл швидкостей і тисків по площині диска позначається ряд різноманітних чинників, таких як розміри і форма пазухи, шорсткість стінок, величина і напрямок радіального плину, викликаного витокom через ущільнення ступеня, закрутка потоку на виході з робочого колеса. У зв'язку з цим значення осової сили визначається приблизно. У багатоступеневих насосах справжня осьова сила більше розрахункової.

Знос міжступеневих ущільнень робочих коліс додатково призводить до зростання осової сили, яка зможе досягати подвійного значення в порівнянні з силою, яка функціонує в новому насосі.

Осова сила пропорційна напору і числу ступенів і має порівняно велику величину, що робить нерозумним врівноваження її наполегливим підшипником. Так що в більшості насосів використовуються різні методи розвантаження ротора від осових зусиль. У одноступінчатих насосах більш ефективним є вилучення критерій походження неврівноважених сил шляхом надання досконалої геометричної симетрії або штучним зміною розподілу швидкостей і тисків в пазухах ступеня таким чином, щоб результуючі сили тиску були врівноважені.

Залишкові неврівноважені осьові зусилля приймаються двостороннім наполегливим підшипником. Вадою всіх методів осьового урівноваження ротора в одноступінчатих насосах є значне зменшення ККД, ініційоване високими витоками або втратами енергії на тертя і закрутку рідини в пазусі при використанні імпеллер.

У більшості багатоступеневих насосів особливих заходів щодо зменшення осьової сили не застосовують, а діючі на ротор сили врівноважують спеціальними гідравлічними розвантажувальними пристроями.

Найбільш простим врівноважуючим пристроєм представляється разгрузной поршень. Але він має ряд недоліків: врівноважує осьову силу виключно на розрахунковому режимі роботи, а витік рідини через щілинний ущільнення барабана істотно знижує ККД насоса.

Найбільш загальнопоширеним методом осьового розвантаження в багатоступеневих насосах використання автоматичного врівноважуючого пристрою - гідроп'яти. Її переваги містяться в саморегулювання, що дозволяє використовувати її в властивості осьового підшипника і більш низькою витоку в порівнянні з барабаном. Значущими дефектами гідроп'яти є складність конструкції при виготовленні і збірці, а також чутливість до пароутворення.

Крім того, досвід експлуатації показує, що несправності гідроп'яти є однією з найвідоміших факторів відмови насосів.

Надійність роботи автоматичного врівноважуючого пристрою на періоді проектування визначається, поперед за все, за рахунок підбору відповідних геометричних параметрів, що забезпечують стабільну і безвідмовну роботу при експлуатації. Статичний розрахунок системи осьового врівноваження зводиться до досягнення необхідного крутизни статичної характеристики, гарантує найменшу зміну торцевого зазору при зміні осьової сили, дозволяє звести до мінімуму номінальний торцевий зазор і витік рідини, тим самим підвищити результативність пристрою. Зазвичай при виконанні статичного розрахунку гідроп'яти приймають ряд спрощень, облік яких може привнести значні поправки в отриманні результати.

Так як пристрій гідроп'яти являє собою систему автоматичного регулювання, то при його конструюванні безумовно проведення динамічного аналізу, містить у собі випробування системи на стійкість і отримання амплітудних і фазово-частотних характеристик. При виконанні динамічного аналізу зазвичай розглядаються осьові коливання ротора, як системи з зосередженими параметрами разом з рівнянням балансу витрат, описує гідродинамічні процеси в дросселируючих каналах гідроп'яти.

Складність даних розрахунків визначена тим, що коливання ротора в значній мірі обумовлюються пружними, демпфівальними і інерційними якостями турбулентної рідини. Від обліку силових причин у великій мірі залежать динамічні характеристики ротора. Розраховуючи гідродинамічні сили дроселях, потрібно враховувати турбулентні характеристики рідини, що кардинально ускладнює рішення задачі динаміки ротора. Постанова таких завдань можливе з використанням спеціальних програмних продуктів.

2 СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОП'ЯТИ

2.1 Розрахунок осьової сили

Під час роботи відцентрового насоса на його ротор впливає важка концепція сил. Найбільшою за абсолютним значенням буде осьова сила. Джерело її виникнення - відсутність симетрії робочого колеса щодо площини поперечної осі ротора.

Площа зовнішньої площини головного диска, що знаходиться під тиском нагнітання, більше схожою площині покривного диска, що призводить до виникнення статичної сили тиску, спрямованої в бік вхідних воронки.

Також, уздовж ротора впливає динамічне зусилля, ініційоване зміною напрямку потоку рідини в робочому колесі з осьового на радіальне, яке орієнтоване в сторону нагнітання.

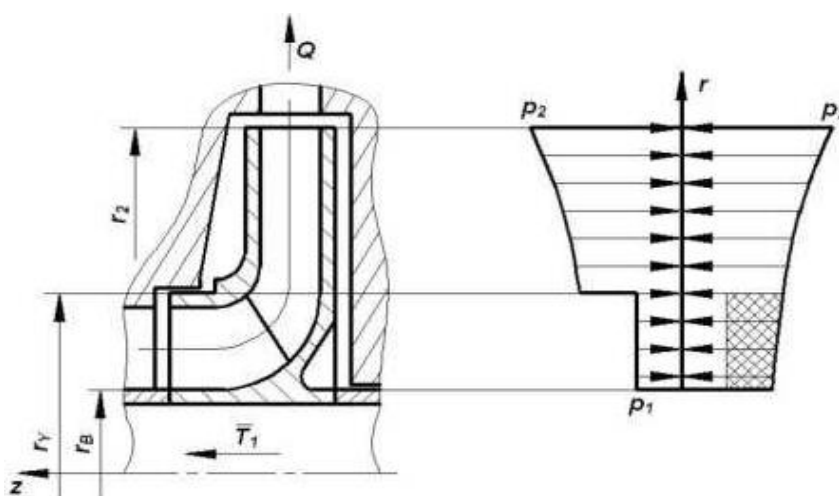


Рисунок 6 - Схема розподілу тиску по боковим поверхням робочого колеса

На кожному робочому колесі виникає осьова сила яка дорівнює

$$T_1 = A_0 p_c \left\{ 1 - \frac{1 \rho \omega^2}{8 p_c} \left[r_2^2 - \frac{1}{2} (r_1^4 + r_0^4) \right] \right\}$$

Для багатоступінчастого насоса загальна сила T буде дорівнювати

$$T = i \cdot T_1$$

де i - кількість ступенів

2.2 Основні рівняння статичного розрахунку гідроп'яти

Завданням статичного розрахунку представляється обрання основних геометричних параметрів такими, щоб в заданому діапазоні зміни зрівноважують сили T торцеві зазори x і витрати Q не виходили за дозволені межі. Розрахункова схема системи автоматичного зрівноважування зобов'язана враховувати всі фактори, що роблять значний вплив на роботу системи, і в той же час не повинна завалюватися надмірними подробицями, що утрудняють дослідження і дають виключно невеликі чисельні поправки в підсумки розрахунку. При оцінці значущості тих чи інших умов необхідно мати на увазі, що похибка обчислення зрівноважуючої осьової сили навіть в номінальному режимі зможе домогтися 50%, не кажучи вже про зміну цієї сили в процесі експлуатації насоса.

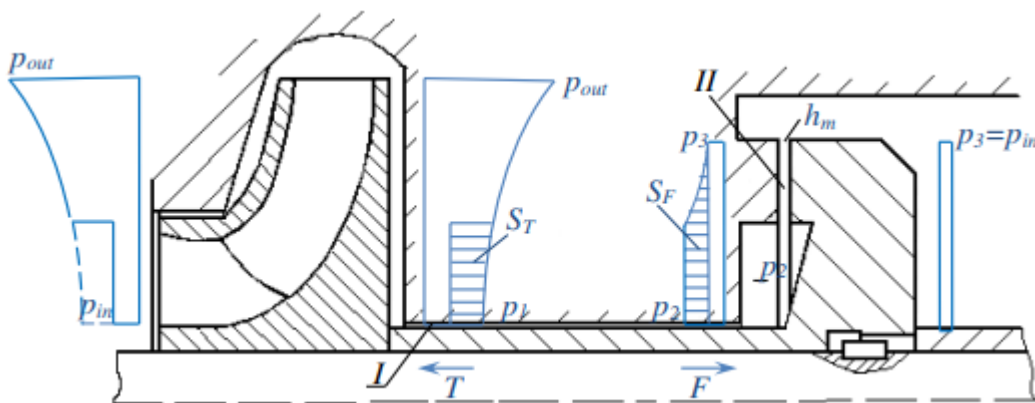


Рисунок 7 - Принципова схема гідроп'яти

Статичну характеристику знаходимо в слідстві укладенні двох рівнянь: рівнянь балансу сил і балансу витрат:

$$\begin{cases} T = F \\ Q_1 = Q_2 \end{cases} \quad (1)$$

де Q_1 і Q_2 - повні витрати відповідно циліндричного і торцевого дроселів.

F - урівноважуюча сила.

Витрати рідини через циліндричний і торцевий дросель представимо у вигляді:

$$Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_2}, \quad Q_2 = g_2 \sqrt{p_2 - p_3}$$

де

$$g_1 = 2\pi r_1 h_1 \sqrt{\frac{4h_1}{\rho \lambda l_1}} - \text{провідність циліндричного дроселя}$$

$$g_2 = 2\pi r_2 h_m \sqrt{\frac{4h_m}{\rho \lambda l_2}} - \text{провідність торцевого дроселя}$$

Осьова сила визначається наступним виразом:

$$T = p_2 \cdot S_2 + 0,5(p_2 + p_3)S_c - p_3 S_3$$

Розв'язуючи систему (1) знаходимо:

Залежність тиску p_2 від зазору

$$p_2(h) = \frac{p_1 \cdot g_1^2 + p_3 \cdot g_2(h)^2}{g_1^2 + g_2(h)^2}$$

Залежність осьової сили від зазору

$$T(h) = p_2(h) \cdot S_2 + 0,5 \cdot (p_2(h) + p_3) \cdot S_c - p_3 \cdot S_3$$

Залежність витрат від зазору

$$Q(h) = g_2(h) \cdot \sqrt{p_2(h) - p_3}$$

2.3 Деформація дроселя

Можливі проблеми відмов живильних насосів під час експлуатації та можливі шляхи їх вирішення, у зв'язку з цими відмовами, що призводять до значного зниження потужності енергоблоку, а в окремих випадках і до зупинки енергоблоку. Найбільш частими причинами поломок (в порядку їх частоти) є гідроуп'яття, ущільнення, ротор і підшипник, згідно з практикою експлуатації даного типу насоса. Тому гідроуп'яття є одним з найбільш відповідальних вузлів живильного насоса. Крім того, можливі зміни робочих характеристик гідроуп'яття призводять до можливого збільшення осьової рухливості ротора, що, в свою чергу, визначає вихід з ладу інших елементів, таких як ущільнення та підшипники. Згідно з розрахунками, ерозійне зношування поверхонь циліндричного дроселя призводить до збільшення середнього зазору та

зменшення його опору. При перепаді тиску 1 МПа середній зазор циліндричного дроселя без урахування руху ущільнювальних поверхонь збільшується в 1,5 рази, а при русі – в 1,7 рази. За рахунок взаємодії гідродинамічних характеристик циліндричного і торцевого дроселів це призводить до зміни характеристик гідроп'яти. Статична характеристика гідроп'яти падає на 13% відповідно до дослідницьких значень цього дослідження середньої швидкості в зазорі та еталонного коефіцієнта зносу матеріалу. Зокрема, збільшення величини середнього зазору циліндричного дроселя після 10000 годин роботи призводить до втрати саморегуляції осьового зусилля в залежності від величини торцевого дросельного зазору. При цьому гідродинамічна сила, що діє на диск гідроп'яти, стає більше робочої осьової сили на ротор. Завдяки цьому ротор рухається в напрямку, протилежному осьовій силі. Такий рух ротора призводить до нерегульованого збільшення величини напірного зазору і, в свою чергу, до зростання витоків і падіння ефективності насоса. У деяких випадках це може призвести до виходу з ладу інших елементів, наприклад ущільнень і підшипників.

Поступові відмови викликані природним ерозійним зносом циліндрової шпарини, що дроселює, супроводжуються збільшенням торцевого зазору. Коли радіальний зазор досягає критичної величини, подача та ККД насоса зменшуються, а швидкість зносу наростає через збільшення витоків через зазори. Таким чином, якщо мати на увазі поступові відмови, надійність п'яти можна підвищити, застосовуючи матеріали з високими антиерозійними властивостями.

Забезпечення надійної та економічної роботи пристрою автоматичного балансування пов'язане з рядом труднощів. Підвищити гідравлічний опір циліндричного дроселя на практиці досить складно, а часом і неможливо, тому зазвичай намагаються збільшити опір торцевого дроселя. Однак, враховуючи залежність гідравлічного опору від величини торцевого зазору (від 20 до 200 мкм), необхідність його зменшення пов'язана з небезпекою утворення задирів під час роботи насоса. Досить високі перепади тиску на торцевому дроселі автомата балансування (до 10 МПа) призводять до деформації опорного диска .

Крім того, ці деформації призводять до появи дифузійного зазору, що в свою чергу зменшує гідростатичну осьову силу на опорний диск . обличчя дросель. На додачу, деформації обертового диска істотно впливають не тільки на статичну, але й на динамічну поведінку пристрою в цілому. Великий кут дифузора в торцевому дроселі значно знижує характеристики жорсткості шару рідини, а отже, при осьових коливаннях жорстко з'єданого з ротором диска автоматичного балансування виникають додаткові гідродинамічні сили, викликані шаром рідини в товщі, може призвести до коливань торця і втрати динамічної стійкості. Тому при проектуванні таких пристроїв необхідно приділяти особливу увагу розрахунку гідродинамічних характеристик як циліндричного, так і торцевого дроселя з урахуванням вищезазначених факторів [Великий кут дифузора в торцевому дроселі значно знижує характеристики жорсткості шару рідини, а отже, при осьових коливаннях жорстко з'єданого з ротором диска автоматичного балансування виникають додаткові гідродинамічні сили, викликані шаром рідини в товщі, може призвести до коливань торця і втрати динамічної стійкості.

Швидкості потоку через циліндричні і торцеві дроселі, а також сили і моменти, що діють на поверхню пристрою автоматичного балансування з боку рідини, що перекачується, залежать від геометрії зазорів, характеру і швидкостей руху поверхонь і режимів течії рідини. Через прийняті в конструкції насоса виробничі допуски, а також можливу зміну форми зазорів в процесі експлуатації розраховані на етапі проектування значення витрат і сил можуть істотно відрізнятись від фактичних. Загальновідомі та широко використовувані аналітичні залежності для розрахунку робочих параметрів пристрою автоматичного балансування є досить приблизними і не дозволяють врахувати всю різноманітність факторів, що впливають на його роботу. Вони придатні для інженерних розрахунків і іноді отримані результати можуть бути далекими від реальності. Причому всі розрахункові характеристики зазвичай отримують у детермінованій постановці задачі

Сумарні втрати в автоматичному балансуванні можуть становити більше 10% ККД насоса. Модернізація насоса зазвичай пов'язана з удосконаленням робочих коліс і геометрії проточної частини. Це призводить до підвищення ККД насоса не більше ніж на 1–2%. Водночас, вплив виробничих допусків та зміни форми зазорів під час експлуатації в циліндричних і торцевих ущільненнях, що мають випадковий характер, можуть призводити до відхилень від розрахункові характеристики до 10%

Початкове значення середнього зазору циліндричного дроселя може змінюватися з часом під час роботи насоса внаслідок зношування ущільнювальних поверхонь. Знос може бути спричинений випадковим контактом, ерозією, корозією та стирання за рахунок твердих включень, присутніх у перекачуваному середовищі.

У більшості високонапірних насосів для осьового розвантаження ротора використовуються автоматичні опорно-ущільнювальні системи. Його конструкція включає два послідовно розташовані циліндричний і торцевий дроселі, розділені розвантажувальною камерою. Наявність камери дозволяє відстежувати зміну осьової сили, що діє на ротор насоса. Таким чином, надійність роботи всього насоса безпосередньо залежить від надійності цього вузла. Більш того, враховуючи, що протікання через ущільнювальні канали пристрою досить великі, можна сказати, що загальне к.п.д. насоса багато в чому визначається герметичністю автоматичного пристрою. При цьому збільшення герметичності вузла, а, отже, збільшення к.п.д., пов'язане зі зменшенням величини циліндричного дроселя. При малих зазорах циліндричного та торцевого дроселя зростає можливість контакту ущільнюючих поверхонь. Це у свою чергу призводить до передчасного зносу поверхонь або в гіршому випадку навіть до відмови всього пристрою.

Враховуючи, що робочі характеристики автоматичного розвантажувального пристрою визначаються балансом витрати на циліндричному та торцевому дроселі, останнє також змінюватиметься, а саме, збільшуватиметься. Що, у свою чергу, приведе до розкриття торцевого зазору.

Збільшення витрати, тобто протікання через автоматичний розвантажувальний пристрій значно знижує загальний к.п.д. насос. Більш того, при досягненні деякого критичного значення зазору циліндричного дроселя, опір щільного ущільнення стає набагато менше, і тиск у розвантажувальній камері прагне тиску нагнітання (тиску перед щільним ущільненням). Це може призвести до так званого розкриття врівноважуючого пристрою, пов'язаного з неприпустимим осьовим зрушенням ротора в цілому і зупинці всього насоса, що надалі тягне за собою великі економічні втрати.

При силі тиску рідини в торцевому зазорі пристрою виходить плоска форма торцевого зазору (лінійний розподіл тиску по радіусу). Справді, внаслідок силових деформацій балансувального диска торцевий зазор у більшості випадків набуває форми дифузора. При цьому діаграма гідростатичного тиску рідини в торцевому зазорі стає увігнутою, що призводить до значного зменшення гідростатичної сили, що діє в торцевому зазорі, отже, до зменшення результуючої сили осьового тиску. Це призводить до дисбалансу сил і зменшення лицьового зазору.

Для більш коректного рішення необхідно враховувати потік рідини в торцевому дроселі з урахуванням перекоосу та деформації балансувального диска

Завдяки взаємодії гідродинамічних характеристик циліндричного і торцевого дроселів величина середнього радіального зазору циліндричного дроселя визначає характеристики роботи пристрою автоматичного балансування. Відхилення його значення через інженерні допуски можуть призвести до зміни тиску в камері до 9-10% для розрахункової моделі пристрою автоматичного балансування. Це може призвести до зміни швидкості потоку, а також ефективності насоса.

Для деяких конструкцій автоматичного балансування відхилення сили, що діє в торцевому зазорі, можуть мати неконструктивні значення, оскільки підбір геометричних характеристик здійснюється за конкретними значеннями осьових зусиль. Зміна часу середнього радіального зазору циліндричних дроселів, спричинена ерозійним зношуванням, призводить до зміни величини торцевого

дросельного зазору при постійному значенні робочої осьової сили. Для розрахункової моделі статична характеристика АБД падає на 13%. У цьому випадку величина торцевого дросельного зазору АБД буде більше для забезпечення необхідного. Осьова сила, що діє на ротор відцентрового насоса, визначається розподілом тиску в проточній частині. При зміні величини циліндричних зазорів на передньому і міжступеневих ущільненнях відбувається збільшення витрати і як наслідок зміна характеру течії.

2.4 Вплив зміни геометрії дроселів гідроп'яти на її характеристики.

При проектуванні гідроп'яти за заданими геометричними параметрами гідроп'яти знаходять відповідну осьову силу та витрату через гідроп'яту. Однак похибки при виготовленні гідроп'яти можуть призвести до неполющності робочих поверхонь розвантажувального диска і нерухомого диска, внаслідок чого середній торцевий зазор збільшується, що в свою чергу тягне за собою підвищення втрат. Крім того, в процесі роботи гідроп'яти виникають деформації дисків, що обертається і не обертається, які в свою чергу впливають на статичні і динамічні характеристик гідроп'яти. Початковий перекіс, силові деформації при роботі, величина зазору в циліндричному дроселі та коефіцієнтів втрат у самому пристрої та проточній частині насоса залежать від прийнятих допусків, похибок зборки та виготовлення, властивостей середовища, що перекачується, його температури, а також параметрів роботи насоса. При цьому геометрія торцевого і циліндричного дроселя є випадковими параметрами. В роботах [12,13] розглянуто вплив випадкової зміни параметрів автоматичного врівноважуючого пристрою на його статичні та витратні характеристики.

2.5 Визначення деформацій врівноважуючого диска гідроп'яти

У робочих умовах гідропата відчуває навантаження, зумовлені головним чином зусиллям тиску робочого середовища. Це призводить до виникнення силових деформацій диска гідроп'яти, в результаті яких характер торцевого зазору змінюється. Модифікування площинності призводить до перерозподілу

гідравлічного тиску в торцевій щілині, що призводить до зміни сил і моментів. В результаті з'являється ризик розкриття торцевого зазору, збудливого підвищений знос пристрої

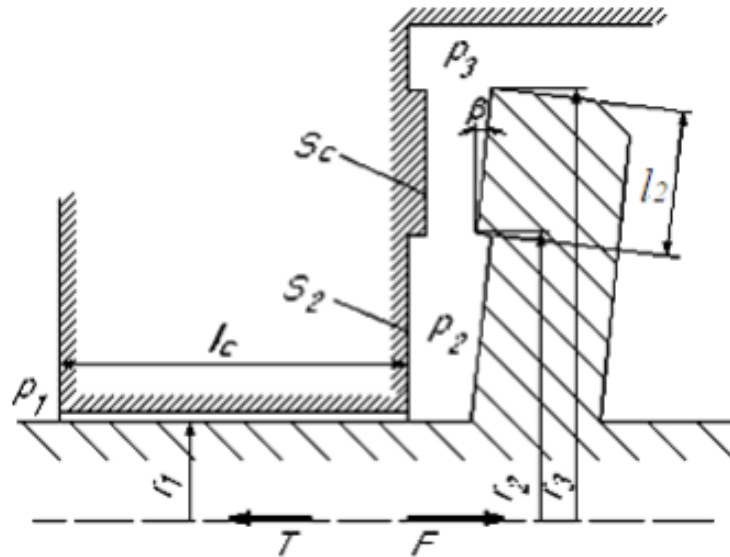


Рисунок 13-Розрахункова схема врівноважуючого пристрою з урахуванням деформації диска

Інтенсивність розподіленого навантаження

$$q' = \frac{F}{S_2 + 0,5S_c(1 - \Lambda)}$$

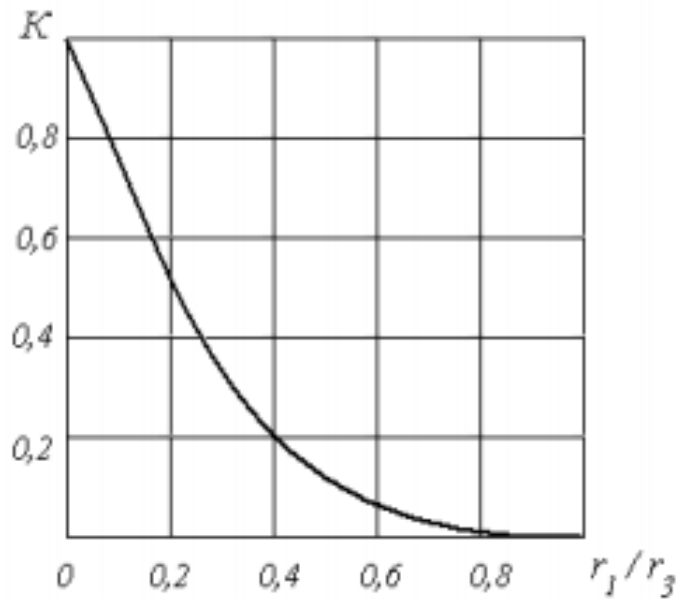


Рисунок 14- Залежність коефіцієнту K від співвідношення радіусів r_1 та r_3

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 .

Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1}$$

2.6 Висновки

Отримані основні аналітичні залежності, для визначення статичних характеристик гідропр'яти, а саме залежність осьової сили та витоків від зазору. Так як в результаті роботи простежуються силові деформації, отже потрібно їх враховувати і тому представлені формули для знаходження силових деформацій.

Послідовність розв'язку задачі гідропружності

1. а) Знаходимо параметри пристрою без урахування деформацій (з рівнянням статичної рівноваги та рівняння балансу витрат знаходимо $h_m^{(1)}$ і $p_2^{(1)}$)

б) Визначимо величину деформації $\beta^{(1)}$ спочатку плоского диска під дією прикладеної сили, підрахованої при $h_m^{(1)}$ і $p_2^{(1)}$

2. а) Повертаємося до пункту 1. а), використовуючи рівняння рівноваги та рівняння балансу витоків, уточнюємо $h_m^{(2)}$ і $p_2^{(2)}$

б) За нових значень $h_m^{(2)}$ і $p_2^{(2)}$ уточнюємо $\beta^{(2)}$ і так далі, поки не досягнемо необхідної точності

$$\left| h_m^{(i)} - h_m^{(i+1)} \right| \leq \varepsilon_h$$

$$\left| p_2^{(i)} - p_2^{(i+1)} \right| \leq \varepsilon_h$$

3 ЧИСЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРОП'ЯТИ ЦЕНТРОБІЖНОГО НАСОСУ ЦНС180-1050

3.1 Статичний розрахунок

Визначимо величину осьової сили, що діє на ротор насоса ЦНС180-1050.

Розглянемо розрахунок осьових сил, які діють на відцентровий насос ЦНС180-1050, $i=7$

Частота

$$n = 3000 \text{ об/хв}$$

Діаметр заднього ущільнення всіх коліс

$$D_0 = 110 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_0 = \frac{110 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.055 \text{ м}$$

Діаметр переднього ущільнення першого ступеня

$$D_{1\text{перв}} = 215 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_{1\text{перв}} = \frac{215 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.108 \text{ м}$$

Діаметр переднього ущільнення наступних коліс

$$D_1 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_1 = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.09 \text{ м}$$

Діаметр робочого колеса

$$D_2 = 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_2 = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.115 \text{ м}$$

Тиск на вході в насос

$$p_1 = 1.96 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Тиск

$$p_2 = 1.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Густина води

$$\rho = 998.2 \text{ кг/м}^3$$

Площа переднього ущільнення першого ступеня

$$A_{0perv} = \pi(r_{1perv}^2 - r_0^2) = 0.027 \text{ м}^2$$

Площа переднього ущільнення наступних коліс

$$A_0 = \pi(r_1^2 - r_0^2) = 0.016 \text{ м}^2$$

$$A_{0perv} \cdot p_2 = 4.02 \cdot 10^4 \text{ м}^2$$

$$A_0 \cdot p_2 = 2.392 \cdot 10^4 \text{ м}^2$$

$$\omega = \frac{3000 \cdot \pi}{30} = 314.159$$

Визначемо осьову силу для першого колеса

$$T_{1perv} = A_{0perv} \cdot p_2 \cdot \left(1 - \frac{1 \cdot \rho \cdot \omega^2}{8 \cdot p_2} \cdot \left(r_2^2 - \frac{1}{2} \cdot (r_{1perv}^2 + r_0^2) \right) \right) = 3.518 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Визначемо осьову силу для наступних коліс

$$T_{1perv} = A_0 \cdot p_2 \cdot \left(1 - \frac{1 \cdot \rho \cdot \omega^2}{8 \cdot p_2} \cdot \left(r_2^2 - \frac{1}{2} \cdot (r_1^2 + r_0^2) \right) \right) = 2.059 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Сумарна осьова сила

$$T = T_{1perv} + (T_1 \cdot 6) = 1.587 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Для розрахунку статичної характеристики традиційної конструкції гідроп'яти візьмемо такі параметри:

Осьова сила

$$T = 1.587 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Густина води

$$\rho = 998 \text{ кг/м}^3$$

Коефіцієнт опору тертя(коефіцієнт Дарсі)

$$\lambda = 0,04$$

Тиск на вході

$$p_1 = p_b = 10.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Тисук на виході

$$p_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Діаметр циліндричної щілини

$$D_1 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_1 = \frac{115 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.0575 \text{ м}$$

Діаметр переднього ущільнення коліс

$$D_1 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_2 = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.09 \text{ м}$$

Діаметр робочого колеса

$$D_2 = 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_3 = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.115 \text{ м}$$

Зазор

$$h_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Довжина щілини штатної п'яти

$$l_1 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Довжина щілини

$$l_2 = 25 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Розв'язок:

Радіус r_m знаходимо за формулою

$$r_m = \frac{r_3 + r_2}{2} = 0.103 \text{ м}$$

Через систему рівнянь

$$T = p_2 \cdot S_2 + 0,5(p_2 + p_3)S_c - p_3 S_3$$

$$2\pi \cdot r_1 \cdot h_1 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot h_1}{\rho \cdot \lambda \cdot l_1}} \cdot \sqrt{p_1 - p_2} = 2\pi \cdot r_m \cdot h_m^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{4}{\rho \cdot \lambda \cdot l_2}} \cdot \sqrt{p_2 - p_3}$$

знайдемо h_m та p_2

$$h_m = 7.195 \cdot 10^{-5} \text{ м}$$

$$p_2 = 7.067 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Провідність циліндричного дроселя

$$g_1 = 2\pi r_1 h_1 \sqrt{\frac{4h_1}{\rho \lambda l_1}} = 1.113 \cdot 10^{-6}.$$

Провідність торцевого дроселя

$$g_2 = 2\pi r_2 h_m \sqrt{\frac{4h_m}{\rho \lambda l_2}} = 7.869 \cdot 10^{-7}.$$

$\lambda = 0.04$ - коефіцієнт опору тертя для автотурбулентної області турбулентної течії для кільцевого зазору.

Перевіримо баланс розходу та номінальний витрата:

$$g_1^2 \cdot (p_1 - p_2) = 4.252 \cdot 10^{-6};$$

$$g_2^2 \cdot p_2 = 4.376 \cdot 10^{-6}.$$

$$Q_n = g_1 \sqrt{p_1 - p_2} = 2.062 \cdot 10^{-3}.$$

Знайдемо контактну площу

$$S_c = \pi \cdot (r_3^2 - r_2^2) = 0.016, \text{ м}^2$$

та інші необхідні для розрахунку площі

$$S_2 = \pi \cdot (r_2^2 - r_1^2) = 0.015 \text{ м}^2;$$

$$S_e = S_2 + 0.5S_t = 0.023 \text{ м}^2$$

Побудуємо графіки:

$$T(h) = p_2(h) \cdot S_2 + 0.5 \cdot (p_2(h) + p_3) \cdot S_c - p_3 \cdot S_3$$

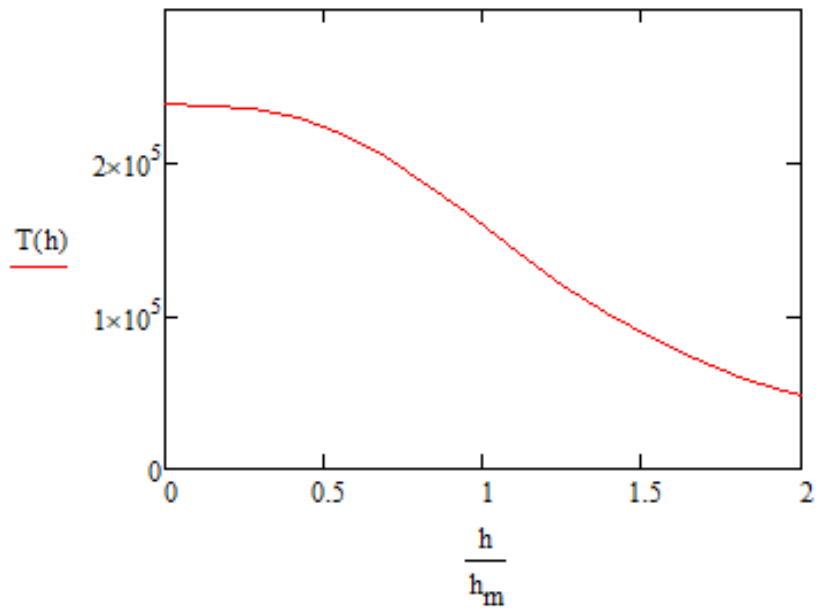


Рисунок 8 – Графік залежності осьової сили від зазору

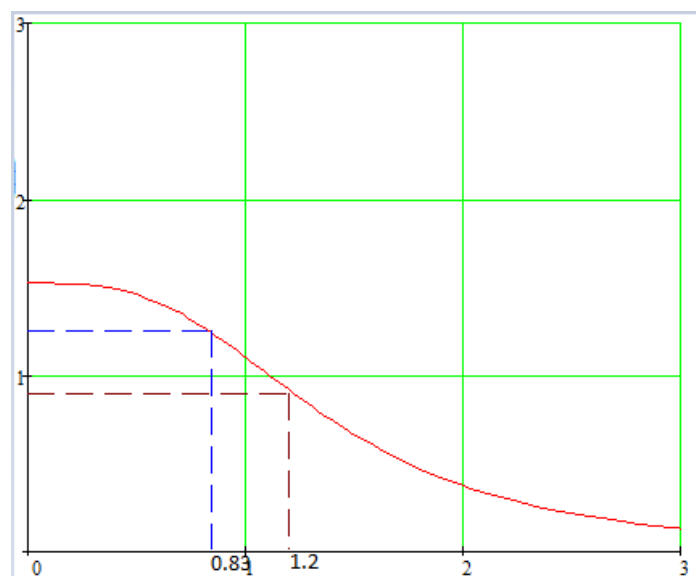


Рисунок 9 –Залежність осьової сили від торцевого зазору

Отже, зміна зазору буде в наступних межах:

$$h_m \cdot 0.83 = 5.972 \cdot 10^{-5};$$

$$h_m \cdot 1,22 = 8.778 \cdot 10^{-5}.$$

Залежність тиску p_2 від зазору

$$p_2(h) = \frac{p_1 \cdot g_1^2 + p_3 \cdot g_2(h)^2}{g_1^2 + g_2(h)^2} \text{ Па}$$

Покажемо на графіку

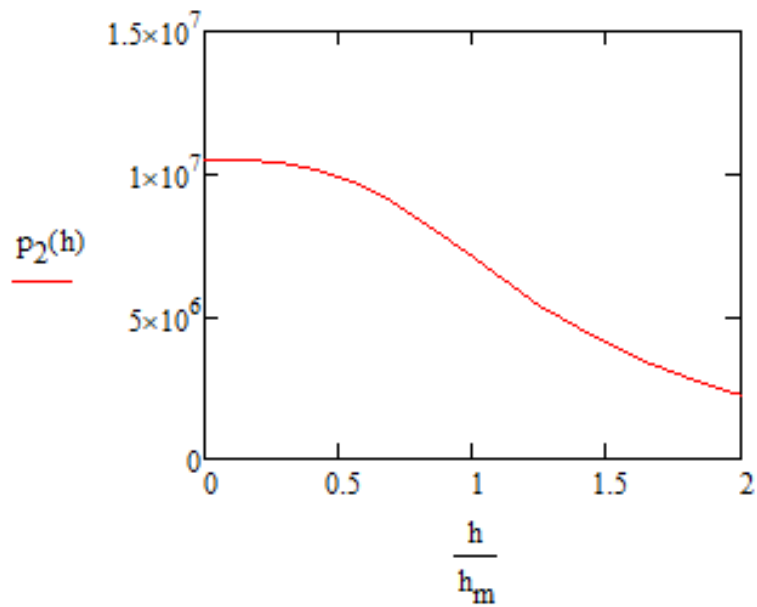


Рисунок 10 - Залежність тиску p_2 від зазору

Залежність витрат від зазору

$$Q(h) = g_2(h) \cdot \sqrt{p_2(h) - p_3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Покажемо на графіку

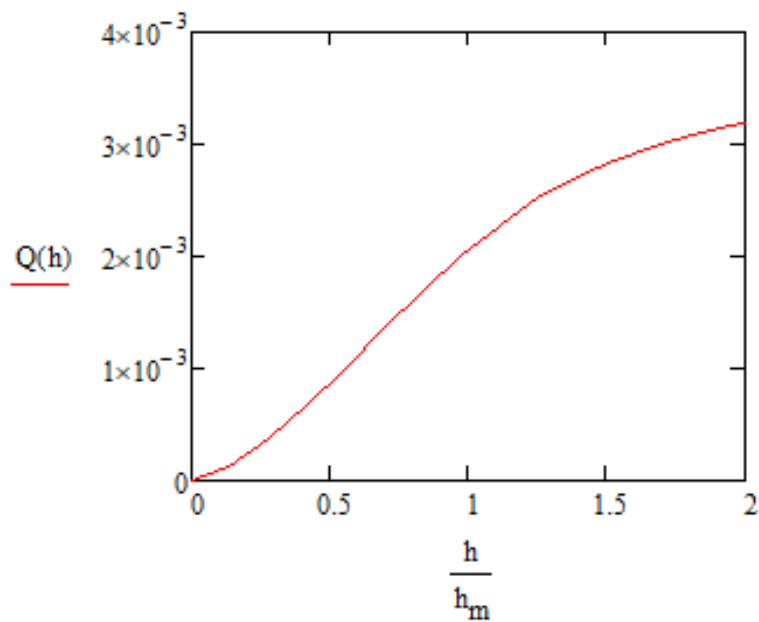


Рисунок 11 - Залежність витрат від зазору

3.2 Визначення деформацій врівноважуючого диска гідроп'яти для насоса

Дані для розрахунку:

Осьова сила

$$T = 1.587 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Густина води

$$\rho = 998 \text{ кг/м}^3$$

Коефіцієнт опору тертя(коефіцієнт Дарсі)

$$\lambda = 0,04$$

Тиск на вході

$$p_1 = 10.5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Тисук на виході

$$p_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Діаметр циліндричної щілини

$$D_1 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_1 = \frac{115 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.0575 \text{ м}$$

Діаметр переднього ущільнення коліс

$$D_2 = 180 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_2 = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.09 \text{ м}$$

Діаметр робочого колеса

$$D_3 = 300 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$r_3 = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.115 \text{ м}$$

Зазор

$$h_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Довжина щілини штатної п'яти

$$l_1 = 115 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Інтенсивність розподіленого навантаження розраховується

$$q' = \frac{T}{S_2 + 0.5S_c(1 - \Lambda)}$$

Для першого розрахунку беремо $\Theta_m = 0$

Силу T знайдемо по формулі

$$T = p_2 \cdot S_2 + 0.5 \cdot S_c(1 - (\Lambda + \Theta_m))p_2 = 1.943 \cdot 10^5$$

Знайдемо Λ

$$\Lambda = \frac{l_2}{2 \cdot r_m}$$

Знайдемо контактну площу

$$S_c = 2\pi \cdot r_m \cdot b_c = 0.028 \text{ м}^2$$

Та інші необхідні для розрахунку площі

$$S_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) = 0.015 \text{ м}^2$$

$$S_3 = S_2 + S_c = 0.043 \text{ м}^2$$

$$S_e = S_2 + 0.5 \cdot S_c(1 - (\Lambda + \Theta_m)) = 0.028 \text{ м}^2$$

Отже

$$q' = 7.067 \cdot 10^6$$

$$K = 0.1$$

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 .

Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q' \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K = 7.255 \cdot 10^{-6}$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1} = 1.262 \cdot 10^{-4}$$

Беремо значення β і знаходимо Θ_m , за нових значень уточнюємо β і так далі, поки не досягнемо необхідної точності

$$\Theta_m = \frac{\beta \cdot l_2}{2 \cdot h_m} = 0,022$$

Отже

$$q' = 6,987 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт K залишається таким самим

$$K = 0.1$$

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 .

Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q' \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K = 7.173 \cdot 10^{-6}$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1} = 1.247 \cdot 10^{-4}$$

Знову беремо значення β знаходимо Θ_m , за нових значень уточнюємо β і так далі, поки не досягнемо необхідної точності

$$\Theta_m = \frac{\beta \cdot l_2}{2 \cdot h_m} = 0,022$$

Отже

$$q' = 6,987 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт K залишається таким самим

$$K = 0.1$$

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 .

Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q' \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K = 7.173 \cdot 10^{-6}$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1} = 1.247 \cdot 10^{-4}$$

Знову беремо значення β знаходимо Θ_m , за нових значень уточнюємо β і так далі, поки не досягнемо необхідної точності

$$\Theta_m = \frac{\beta \cdot l_2}{2 \cdot h_m} = 0,022$$

Отже

$$q' = 6,987 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт K залишається такий самий

$$K = 0.1$$

Диск постійної товщини b_1 вважатимемо жорстко затисненим по радіусу r_1 .

Для прийнятої розрахункової схеми величина прогинання диска на його зовнішньому радіусі визначається за формулою

$$w = \frac{q' \cdot r_3^4}{E_1 b_1^3} \cdot K = 7.173 \cdot 10^{-6}$$

Кут конусності торцевого зазору, який утворений прогином диска

$$\beta = \frac{w}{r_3 - r_1} = 1.247 \cdot 10^{-4}$$

Отже, після четвертого розрахунку ми досягли необхідної точності

3.3 Деформації кільця

Дані для розрахунку:

Осьова сила

$$T = 1.587 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Тиск на вході

$$p_2 = 7,067 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Тиск на виході

$$p_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Діаметр переднього ущільнення коліс

$$D_1 = 180 \cdot 10^{-3}$$

$$r_1 = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.09$$

Діаметр робочого колеса

$$D_2 = 300 \cdot 10^{-3}$$

$$r_2 = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 0.15$$

Зазор

$$h_1 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

Довжина щілини штатної п'яти

$$l_1 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Розрахунок:

Момент M_r щодо осі Oy радіальних сил тиску, що діють на циліндричну поверхню з радіусом r_2 і довжиною l , отримаємо, якщо підсумуємо моменти проєкцій елементарних сил тиску на площину

$$dMr(p_2) = p_2 \cdot l \cdot r_2 \cdot x_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot d\alpha$$

$$dMr(p_3) = -p_3 \cdot l \cdot r_3 \cdot x_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot d\alpha$$

x_1 і x_2 приймаємо 0 тому що це плече зосередженої сили щодо осі Oy і вона розподілена рівномірно

Отже Момент M_r щодо осі Oy радіальних сил тиску також будемо дорівнювати 0

$$b = r_2 - r_1 = 0,014 \text{ м}$$

$$r_p = r_2 + \frac{b_1}{3} = 0,119 \text{ м}$$

$$r_c = r_2 + \frac{b}{2} = 0,111 \text{ м}$$

Якщо при обчисленні моментів радіальних сил змінюються проєкції елементарних сил тиску, то при обчисленні моменту осьових сил змінним є плече елементарної сили:

$$dM_a = \frac{p_2 + p_3}{2} \cdot (r_3 - r_2) \cdot r_p \cdot \sin(\alpha) d\alpha - p_2 \cdot b \cdot r_c \cdot \sin(\alpha) \cdot d\alpha$$

Після інтеграції момент осьових сил буде дорівнювати

$$M_a = -6,239 \cdot 10^3$$

Сумарний момент сил тиску дорівнює

$$M_p = M_r + M_a = -6,239 \cdot 10^3$$

Радіус центра ваги перерізу

$$y_c = \frac{r_3 + r_1}{2} = 0,103$$

Момент інерції перерізу відносно осі Oy

$$I_y = \frac{b \cdot l^3}{12} = 9,33 \cdot 10^{-9}$$

Модуль пружності матеріалу кільця

$$E = 2,1 \cdot 10^{11}$$

За формулою знаходимо кут повороту від сил тиску

$$\varphi = \frac{M_p}{E \cdot I_y} \cdot y_c = -3,26 \cdot 10^{-5}$$

За сумарним кутом повороту перетину можна визначити зміщення зовнішніх точок контактної поверхні, обумовлені поворотом кільця ущільнювача:

$$\delta = \varphi \cdot b = -4,568 \cdot 10^{-3}$$

3.4 Чисельний розрахунок деформацій

Кроки реалізації завдання

1) Препроцесор (Preprocessor).

а) геометричне моделювання;

Даний етап вимагає максимальних витрат часу

Він включає встановлення різновидів кінцевих елементів, їх констант, властивостей матеріалу і геометрії моделі.

б) вибір властивості матеріалу;

Бібліотека кінцевих компонентів програми ANSYS охоплює більше ніж 80 типів, кожен з яких визначає пристосовність елемента до тієї чи іншої області розрахунків, відмінну форму компонента (лінійну, плоску, у вигляді бруска і т.), а ще двовимірність (2-D) або тривимірність (3-D) компонента як геометричного тіла

в) вибираються властивості елементів

Характеристики матеріалу необхідні для більшості різновидів елементів. В залежності від галузі застосування характеристики можуть бути лінійними, нелінійними або анізотропними. Лінійні характеристики можуть залежати або не залежати від температури, бути ізотропним або ортотропними. залежність якості від температури має форму полінома або задається таблично.

Нелінійні співвідношення, такі, як криві деформування матеріалу для різних варіантів зміцнення, криві повзучості, залежно для радіаційного розпухання, опис

гіперпружних властивостей, природно задаються у вигляді таблиці. Анізотропні характеристики для пружних матеріалів задаються в матричному вигляді.

г) будуємо кінцево-елементну сітку;

Головним завданням на етапі розробки геометричної моделі є створення відповідної кінцево-елементної моделі, що складається з вузлів і компонентів.

При створенні кінцево-елементної моделі застосовуються два твердотельное моделювання і пряма генерація сітки. У першому випадку описуються геометричні кордону моделі, далі програма бере на себе генерацію сітки з вузлами і елементами; розміри і форму компонентів дозволено контролювати. У другому випадку "вручну" задається положення кожного вузла і здійснюється об'єднання компонентів між собою.

2) Розв'язок

а) задаються граничні умови, додаток навантажень і закріплень;

На цьому кроці обирається тип аналізу і встановлення його опцій, прикладаються навантаження, визначаються опції для вибору кроку по навантаженню і ініціюється рішення.

Тип аналізу обирається на основі умов навантаження і реакції системи, яку потрібно отримати

Під навантаженнями розуміються як зовнішні і внутрішні зусилля, так і граничні умови у вигляді обмежень на переміщення. У програмі ANSYS навантаження розподілені на шість категорій:

- обмеження ступенів свободи,
- сили,
- поверхневі навантаження,
- об'ємні сили,
- інерційні навантаження,
- навантаження для пов'язаних завдань.

Більшість даних навантажень може бути докладено або до твердотілої моделі (в ключових точках, по лініях і поверхонь), або до кінцево-елементної моделі (в вузлах і до елементів).

б) рішення самого завдання;

За командою SOLVE програма звертається за інформацією про модель і навантаженнях до бази даних і виконує обчислення. Підсумки заносяться в окремий документ і в базу даних. При цьому в базі даних може зберігатися тільки один комплект результатів, тоді як в файл можуть бути записані підсумки для всіх кроків вирішення.

3) Постпроцесор

а) перегляд підсумків (візуалізація)

Для перегляду підсумків дозволено користуватися двома постпроцесорами програми ANSYS. Глобальний постпроцесор застосовується для аналізу результатів одного кроку виведення і забезпечує придбання ліній рівня, картину деформованого стану, лістинг результатів, оцінку похибки рахунку, з'єднання розрахунків, виконання обчислень на основі отриманих даних.

Постпроцесор процесу навантаження застосовується для перегляду підсумків в зорієнтованих точках розрахункової моделі в кожному рішенні; дозволено отримати графік підсумків як функцію часу або частоти, лістинг результатів, реалізувати арифметичні і алгебраїчні обчислення.

Послідовність дій при розрахунку деформацій врівноважуючого диска гідроп'яти в програмному комплексі Ansys:

1. Визначення типу елемента, характеристик елемента, виду поперечного перерізу і матеріалу.

Тип елемента – тривимірний, матеріал – ізотропний,
модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа

2. Створення геометричної моделі.

Здається становище кожного вузла і здійснюється з'єднання елементів між собою.

3. Прикладання навантажень і закріплень.

В якості навантаження прикладено рівнорозподілений тиск.

Для прикладання закріплень необхідно вказати ступеня свободи і значення переміщень.

4. Виконання розрахунку.

Оскільки всі необхідні навантаження і закріплення вже задані, достатньо запустити завдання на рахунок командами екранного меню. За замовчуванням запускається статичний розрахунок.

5. Збереження бази даних.

6. Перегляд результатів рішення.

У препроцесорі можна візуалізувати і переглянути в спеціальних текстових вікнах всі потрібні результати.

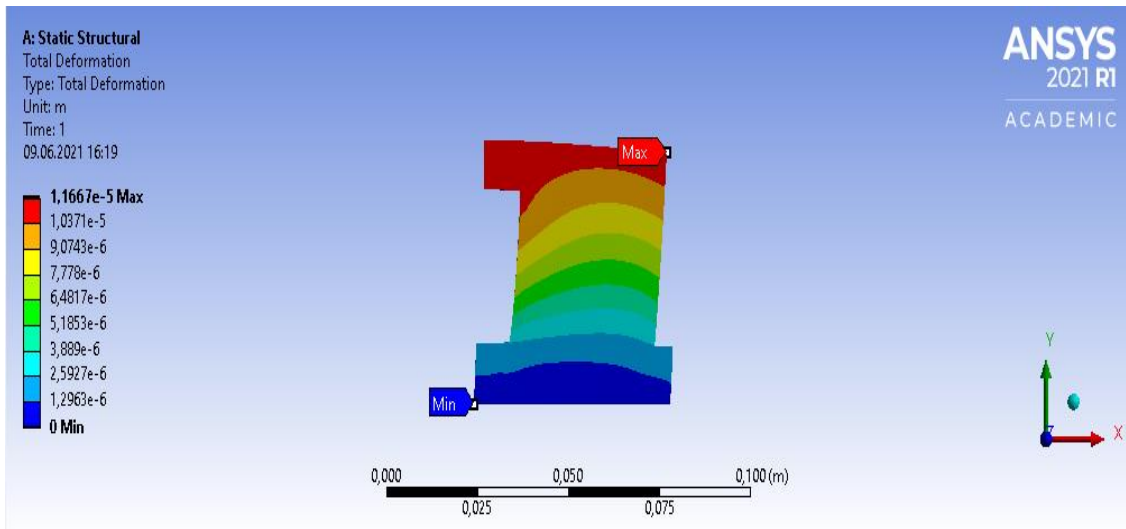


Рисунок 16 – Загальні деформації

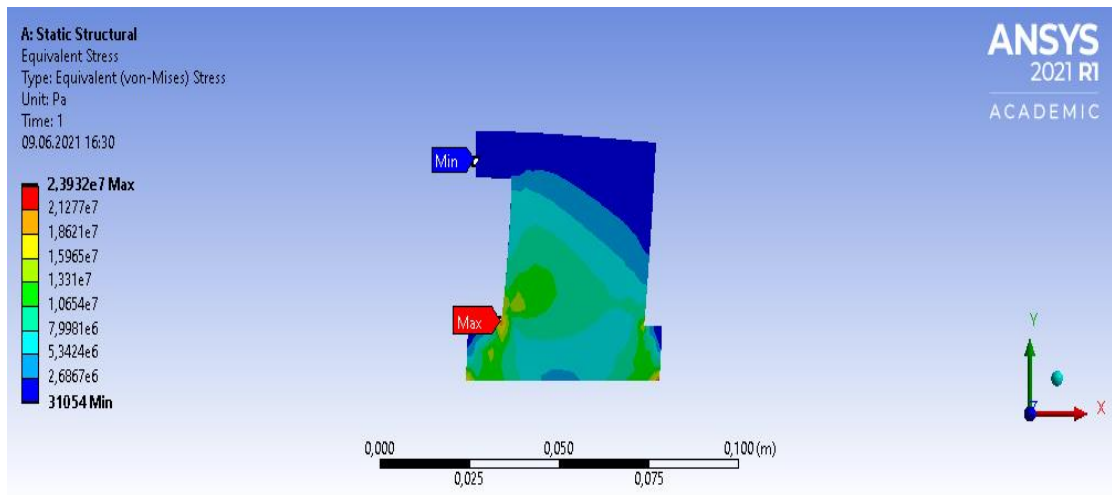


Рисунок 17 – Еквівалентні напруження

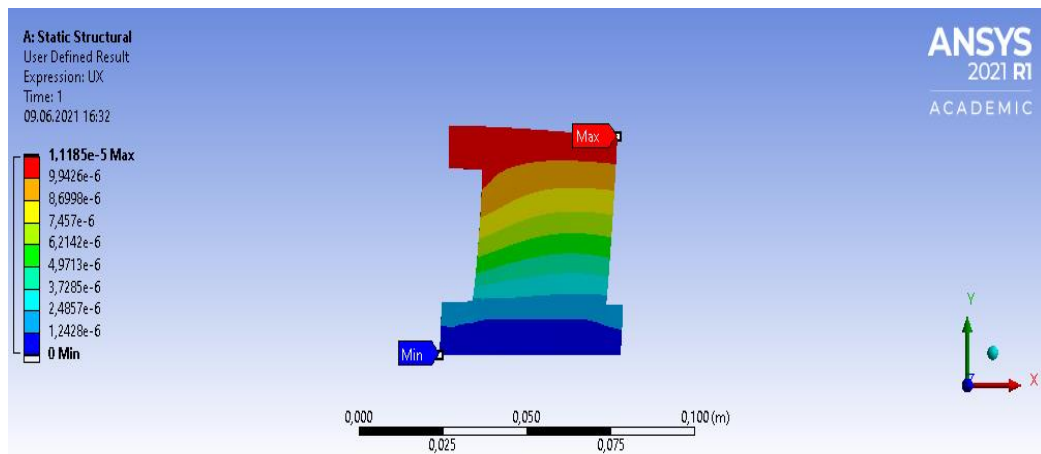


Рисунок 18 – Кутові деформації

Для визначення кута конусності, що обумовлена прогином диска гідроп'яти використаємо формулу:

$$\beta = \frac{UX_1 + UX_2}{r_3 - r_1} = 2,72 \cdot 10^{-5}$$

Розрахунок кільця модифікованої конструкції гідроп'яти в програмному комплексі Ansys

Послідовність дій при розрахунку деформацій врівноважуючого диска гідроп'яти:

1. Визначення типу елемента, характеристик елемента, виду поперечного перерізу і матеріалу.

Тип елемента – тривимірний, матеріал – ізотропний, модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа

2. Створення геометричної моделі.

Здається становище кожного вузла і здійснюється з'єднання елементів між собою. Після цього модель розбивається кінцево-елементної сіткою

3. Прикладання навантажень і закріплень.

В якості навантаження прикладено рівнорозподілений тиск, в торцевому зазорі - за лінійним законом.

Для прикладання закріплень необхідно вказати ступеня свободи і значення переміщень.

4. Виконання розрахунку.

Оскільки всі необхідні навантаження і закріплення вже задані, достатньо запуснути завдання на рахунок командами екранного меню. За замовчуванням запускається статичний розрахунок.

5. Збереження бази даних.

6. Перегляд результатів рішення.

У препроцесорі можна візуалізувати і переглянути в спеціальних текстових вікнах всі потрібні результати.

7. Перегляд похибки.

Зміна кінцево-елементної сітки і повторний розрахунок (при необхідності).

Форма кінцево-елементної сітки впливає на точність обчислення. Чим грубіше сітка, тим більше похибка. Слід уникати занадто вузьких і витягнутих елементів. Елементи з приблизно однаковими сторонами дають меншу похибка результатів. Якщо похибка більше 10%, слід

розбити геометричну модель на більш точну, при цьому попередню необхідно видалити.

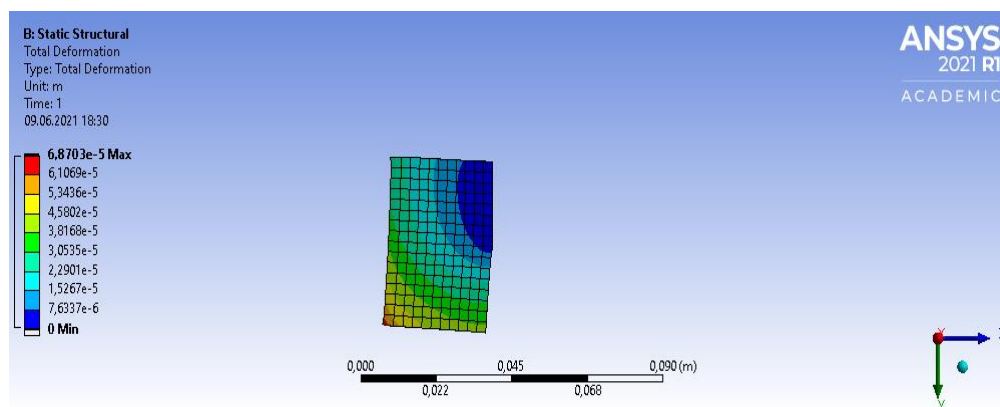


Рисунок 19 – Загальні деформації кільця

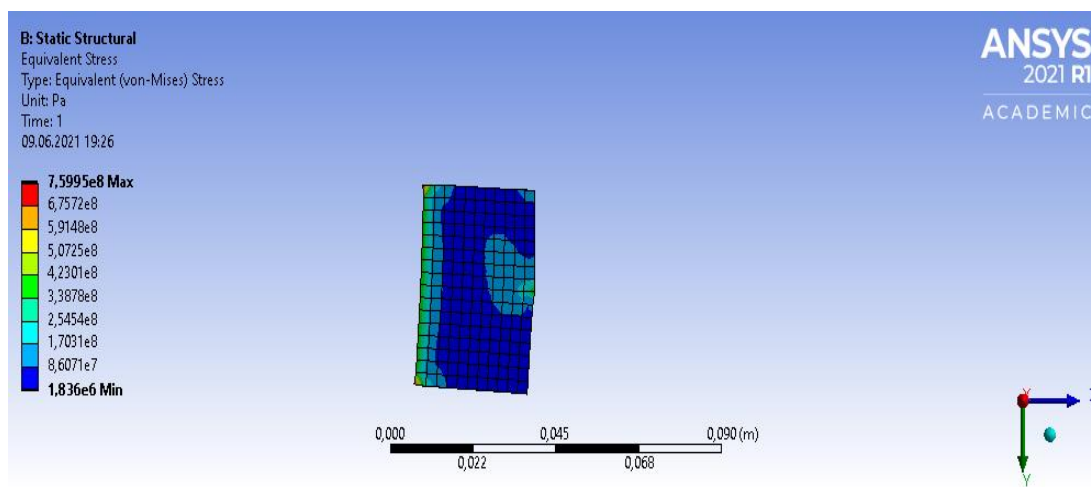


Рисунок 20 - Еквівалентні напруження

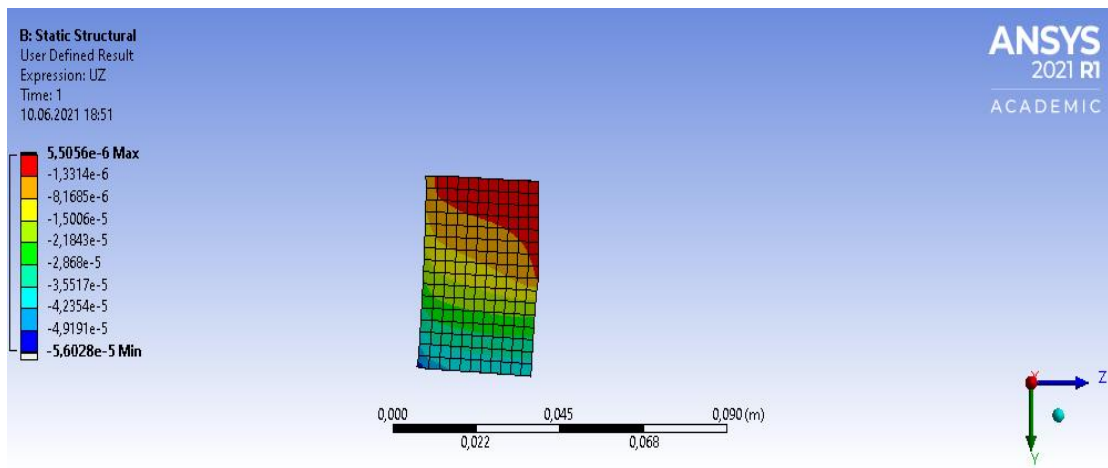


Рисунок 21 – Кутові деформації

Для визначення кута конусності, що обумовлений прогином диска гідроп'яти використаємо формулу:

$$\beta = \frac{UZ_1 + UZ_2}{r_3 - r_1} = 1,86 \cdot 10^{-5}$$

3.5 Вплив випадкової зміни параметрів циліндричного дроселя гідроп'яти

Проведемо оцінку впливу випадкової зміни у часі зазору циліндричного дроселя на статичні характеристики гідроп'яти. У процесі експлуатації насоса початкова величина зазору може змінюватися внаслідок зношування його поверхонь. Зношування може бути механічне, абразивне або ерозійне. Розглянемо як впливає зміна початкової випадкової величини зазору в щільному ущільненні, викликане ерозійним зношуванням ущільнювальних поверхонь, на статичну характеристику гідроп'яти.

Збільшення середнього радіального зазору циліндричного дроселя під дією можна моделювати експоненціальною залежністю від середньої швидкості в зазорі як залежність від матеріалу і перепаду тиску. Наприклад, для оцінки зміни середнього радіального зазору циліндричного дроселя з номінальним значенням зазору 250 мкм можна використовувати наступну залежність для сталі AISI 321:

$$H = 2.1 \cdot 10^{-4} \exp(4.507 \cdot 10^{-5}t) + 5.327 \cdot 10^{-13}t^2.$$

Витрата через торцевий дросель є функцією геометричних параметрів самого дроселя і перепаду тиску, що дроселюється на ньому, при цьому є функцією випадкових аргументів: коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат, тому щільність розподілу витрати через торцевий дросель можемо записати у вигляді:

$$f_{Q_2}(Q_2) = f(\xi_f) = f_4(\xi_{if})f_5(\xi_{of}).$$

Для відповідних випадкових величин прийmemo нормальні закони розподілу, ймовірнісні характеристики яких вважаємо заданими

$$f_i(x_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_i} \exp\left[-\frac{(x_i - \langle x_i \rangle)^2}{2\sigma_i^2}\right].$$

За математичні очікування приймаємо значення, що були визначені в в детерміністичних розрахунках

$$\langle \bar{\beta} \rangle = \bar{\beta}, \langle \xi_{im} \rangle = \langle \xi_{ic} \rangle = 1.5, \langle \xi_{om} \rangle = \langle \xi_{oc} \rangle = 0.2 \langle \xi_{im} \rangle,$$

а відхилення знаходимо за заданим відсотковим відхиленням значень аналізованої випадкової величини від її математичного очікування

$$\sigma_i = \frac{\Delta_i}{3}.$$

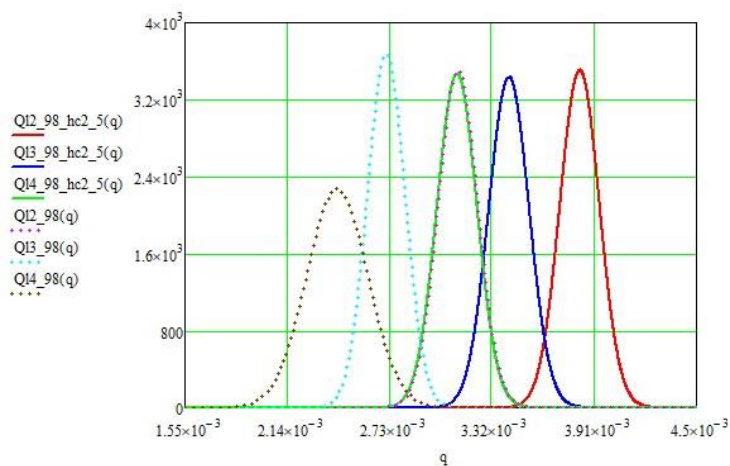


Рисунок 22- Щільності розподілу витрати через торцевий дросель гідроп'яти

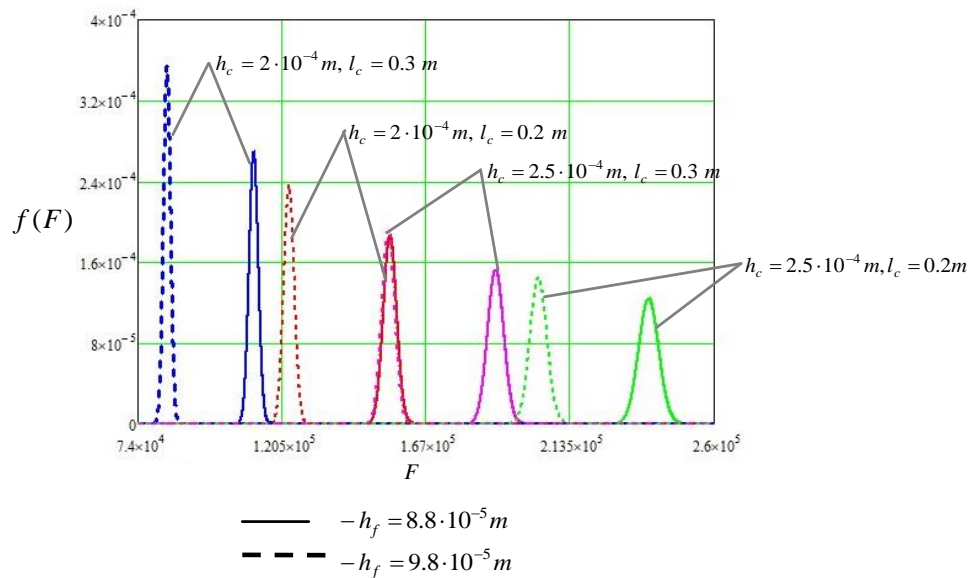


Рисунок 23 - Щільність розподілу осьової сили.

Наведені результати дозволяють на практиці оцінити можливі величини осьової сили, що діє на ротор, та втрат у гідроп'яті та їх вплив на загальний ккд насоса.

3.6 Висновки

Розглянуто гідроп'яту для насоса ЦНС180-1050

Виконано статичний розрахунок гідроп'яти, в результаті отримано статичні характеристики, а саме залежність осьової сили T від зазору h за якою можемо визначити робочі параметри торцевого зазору

Розглянуті можливі деформації диска стандартної та модифікованої конструкції. Порівнюючи отримані вирази можемо сказати, що для модифікованої конструкції кут конусності менший

Розглянуто вплив випадкової зміни у часі зазору циліндричного дроселя на статичні характеристики гідроп'яти.

ВИСНОВКИ

1. В даний час у зв'язку з різноманітністю умов роботи врівноважують пристроїв і пред'явлених до них вимог застосовуються різні варіанти їх конструкцій. За експлуатаційними характеристиками гідроп'ята є одним з найбільш навантажених пристроїв, тому були розроблені нові конструкції з пружно встановленим кільцем, які дозволяють вирішувати завдання підвищення надійності, герметичності і довговічності.

2. В роботі була розглянуто статичний розрахунок гідроп'яти. Вирішуючи спільно рівняння балансу сил і балансу витрати рідини через циліндричській і торцевий дросель, отримано аналітичні залежності тиску в камері гідроп'яти від торцевого зазору. Використовуючи останнім отримані залежності осьової сили і витрати рідини через гідроп'яту від величини торцевого зазору

3 Крім того, було вирішено завдання гідропружності, знайдені деформації диска автоматичного врівноважуючого пристрою, що обумовлені тиском. В результаті обчислень за допомогою програмного комплексу ANSYS отримана величина деформацій диска гідроп'яти.

4. Зроблено чисельний розрахунок гідроп'яти для насоса ЦНС180-1050. В результаті отримано, що для модифікованої конструкції кут конусності в торцевому каналі менше. Це обумовлює площинність торцевого каналу, що в свою чергу збільшує надійність гідроп'яти під час роботи, а відповідно і надійність насоса уцілому.

5. Розглянуто вплив випадкової зміни параметрів гідроп'яти, а саме геометрії циліндричного дроселя, на статичні характеристики гідроп'яти.

СПИСОК ВИКОРИСТНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. - М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
2. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
3. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2005. – 416 с.
4. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. – М.: Энергия, 1978. – 160 с.
5. Чегурко Л.Е. Центробежные энергетические насосы, их неисправности и методы устранения. – Челябинск, 2002. – 103 с.
6. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов.- Москва: Издательство Машиностроение, 1970. – 240 с.
7. Насосы АЭС: Справочное пособие / П.Н. Пак, А.Я. Белоусов, А.И. Тимшин и др. Под общ. Ред. П.Н. Пака. – М.: Энергоатомиздат, 1989. -328 с.
8. ANSYS в примерах и задачах / Под общ. ред. Д. Г. Красковского. – М.: КомпьютерПресс, 2002. – 224с.: ил.
9. Пат. RU (11) 2308618 (13) C2 МПК F0 4D 29/041, Разгрузочное устройство центробежного насоса. Заявл. 2005.04.19, Оpubл. 2007.10.20, 3 с.
10. Пат. RU (11) 2265753 (13) C2 (51) 7 F0 4D 29/04. Разгрузочное устройство центробежного насоса. Заявл. 2003.04.07, Оpubл. 2005.12.10, 4 с.
11. . Andrzej Korczak “Badania ukladow rownowazacych napor osiowy w wielostopniowych pompach odsrodkowych”.Wyd. Politechniki Slaskiej, Gliwice, 2005. – 161 p.
12. Tarasevych, Y., Savchenko, I., Sovenko, N., Savchenko, A.: Research of influence of random change of annular seal parameters on efficiency of centrifugal pump. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, vol. 6, №7 (84), pp. 37-42 (2016).

13 Tarasevich Y., Sovenko N., Savchenko I. Influence of the stochastic nature parameters of throttle channels on characteristic of automatic balancing device of the centrifugal pump. Lecture Notes in Mechanical Engineering (Springer), 2019.

14. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.

15. Зуєва Н. Розподіл тиску рідини в торцевому дроселі з урахуванням інерції рідини та місцевих втрат / Н. Зуєва

16. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – 2-е изд. перераб. и доп. – Москва – Ленинград : Машиностроение, 1966. – С. 21–25.

17. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва, 1977. – С. 21–26.

18. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов: Водяные насосы, вентиляторы, турбовоздуходувки, турбокомпрессоры / К. Пфлейдерер ; пер. [с нем.] инж. А. М. Ладогина ; под ред. д -ра техн. наук, проф. В. И. Поликовского. – 4-е изд., перераб. – Москва : Машгиз, 1960. – С. 179–188.

19. Канеморі Ю., Іватсубо Т.: Експериментальне дослідження динамічних сил рідини та моментів для довгого кільцевого ущільнення, ASME Журнал трибології, 114 (1992), стор. 773–778.

20. Finnie I.: Some observations on the erosion of ductile metals, Wear, 1972, 19, pp. 81–90.

21. Гашиш М.: Навч. 7-й міжн. конф. про «Ерозію рідиною та твердим ударом», Кембридж, Великобританія, 1988, Кавендіш Лабораторія, стаття 66.