

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему

**Щілинні ущільнення гідроп'яти та їх вплив на динаміку ротора
відцентрового насоса**

Виконав: студент групи КМ.м-11
спеціальності 131 Прикладна механіка
ОПП "Комп'ютерна механіка"
Михайло БЕЗВЕРХИЙ

Керівник асист. Олександр ПОЗОВНИЙ

Рецензент Олександр ЧЕРЕВКО

Суми — 2022 р.

Міністерство освіти і науки України
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	<i>технічних систем та енергоефективних технологій</i>
Кафедра	<i>комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського</i>
Ступінь вищої	<i>магістр</i>
Спеціальність	<i>131 — Прикладна механіка</i>
Освітня програма	<i>Комп'ютерна механіка</i>

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Андрій ЗАГОРУЛЬКО

«___» _____ 2022 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

БЕЗВЕРХОГО Михайла Юрійовича

1. Тема роботи Щілинні ущільнення гідропр'яти та їх вплив на динаміку ротора відцентрового насоса

керівник роботи асист., к.т.н. ПОЗОВНИЙ Олександр Олександрович
затверджені наказом СумДУ від 01.11.2022 року, № 0955-VI

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні данні до роботи _____

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

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

РЕФЕРАТ

Дипломна робота освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр»: 53 с., 12 рис., 11 джерел.

Об'єкт і предмет дослідження: система ротор - автоматичний врівноважуючий пристрій, аналіз її динамічного стану в осьовому та радіально-осьовому напрямку.

Мета роботи: виконати статичний розрахунок автоматичного врівноважувального пристрою, оцінити діапазон власних частот осьових коливань ротора та динамічну жорсткість врівноважувального пристрою, виконати динамічний розрахунок осьових коливань ротора, викликаних його радіальними коливаннями, отримати рівняння спільних радіально-осьових коливань найпростішої одномасової моделі жорсткого ротора з автоматичним врівноважуючим пристроєм, і виконати їх динамічний розрахунок.

Методи дослідження: теоретичні та чисельні дослідження щільних ущільнень, математичне моделювання їх роботи та створення спрощеної моделі досліджуваної системи.

Для врівноваження осьових сил, що діють на ротори сучасних високонапірних відцентрових насосів, що вимірюються у десятках тонн, оптимальним є використання автоматичних врівноважуючих пристроїв (АВП) оскільки вони працюють у режимі автоматичного регулювання. АВП виконують функції кінцевого ущільнення, на якому дроселюється майже повний напір машини, і радіально-упорного гідростатичного підшипника з саморегулюючим торцевим зазором, на якому спрацьовується до 10% потужності насоса. Таким чином, АВП – є важко навантаженим вузлом ротора. Тому врівноваження осьових сил є складним завданням.

Оскільки вузол авторозвантаження високо навантажений, забезпечення його надійності вимагає ретельного аналізу на стадії проектування процесів, особливо динамічних, що супроводжують його роботу. Першим кроком на цьому шляху є отримані в роботі рівняння радіально-осьових коливань ротора з гідроп'ятою, динамічні характеристики осьових і радіально-осьових коливань ротора з гідроп'ятою.

**ГІДРОП'ЯТА, РОТОР, ЦИЛІНДРИЧНИЙ І ТОРЦЕВИЙ ДРОСЕЛІ,
ОСЬОВА СИЛА, СТАТИЧНА ТА ДИНАМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА,
РАДІАЛЬНО-ОСЬОВІ КОЛИВАННЯ.**

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень.....	5
Вступ.....	7
1 Аналіз роботи гідроп'яти.....	9
1.1 Конструкція та принцип роботи гідроп'яти.....	9
1.2 Постановка задачі та спрощувальні припущення.....	10
1.3 Висновки.....	13
2 Статичний розрахунок.....	14
2.1 Залежність торцевого зазору та витрати від осьової сили та ексцентриситету.....	14
2.2 Початкові параметри та побудова статичних характеристик.....	16
2.3 Висновки.....	21
3 Дослідження осьових коливань	22
3.1 Рівняння осьових коливань.....	22
3.2 Динамічна жорсткість регулятора та оцінка власних частот осьових коливань ротора.....	25
3.3 Рівняння динаміки системи врівноваження та її частотні..... характеристики.....	27
3.4 Побудова динамічних характеристик для осьових коливань.....	30
3.5 Висновки.....	32
4 Рівняння радіально-осьових коливань.....	33
4.1 Виведення рівнянь спільних радіально-осьових коливань.....	33
4.2 Аналіз вимушених коливань.....	35
4.2.1 Випадок постійних коефіцієнтів.....	35
4.2.2 Випадок змінних коефіцієнтів.....	37
4.3 Побудова динамічних характеристик для випадків постійних та змінних..... коефіцієнтів.....	40
4.4 Висновки.....	44
Висновки.....	45
Перелік посилань.....	47

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- Δ - попередня деформація пружних елементів;
 ε – відносний (безрозмірний) ексцентриситет;
 ε_0 – початкове значення безрозмірного ексцентриситету;
 θ – параметр конусності каналу;
 κ – коефіцієнт початкової закрутки потоку на вході в кільцевий канал;
 κ_0 – безрозмірна статична жорсткість регулятора;
 λ_0 – коефіцієнт опору тертя кільцевого каналу;
 μ - динамічна в'язкість робочої рідини;
 ζ – показник згасання;
 σ – безрозмірна площа;
 τ^* - безрозмірна врівноважуюча осьова сила, що діє на ротор;
 φ, φ_0 – безрозмірні регулюючі впливи;
 χ – безрозмірне зусилля віджимного пристрою;
 χ_m – коефіцієнт відносних місцевих втрат на вході в канал та на виході з нього;
 ψ – безрозмірний тиск;
 ω - частота осьових коливань ротора;
 A_n - номінальне значення площі;
 A_0 – площа вхідної вирви робочого колеса;
 E – адіабатичний модуль пружності речовини;
 F – осьова сила, що діє на врівноважуючий диск;
 H – глибина камери гідроп'яти;
 $H_1=R_1-r_1$ – середній радіальний зазор;
 H_2, z - відповідно бажане (оптимальне) і значення торцевого зазору, що встановилося (поточне);
 Q_1 – витрата через кільцевий дросель;

- Q_2 – витрата через тоцевий дросель;
 T^* - осьова сила, що діє на ротор насоса (врівноважуюча сила);
 W – частотна передатна функція регулятора;
 V - об'єм камери;
 c - коефіцієнт зовнішнього демпфування;
 e - ексцентриситет валу;
 e_0 – початковий ексцентриситет осі валу щодо осі втулки;
 g_1, g_2 – гідравлічна провідність ламінарних дроселів;
 k_* - жорсткість пружних елементів;
 k_l – коефіцієнт передачі;
 k_g – коефіцієнт інерційних сил;
 k_d – коефіцієнт демпфування;
 k_p – коефіцієнт гідростатичної жорсткості;
 l_1 – довжина кільцевого дроселя;
 $l_2 = r_3 - r_2$ – радіальна довжина торцевого зазору;
 p_1 – тиск нагнітання;
 p_3 – тиск за гідроп'ятою;
 p_n – номінальне значення тиску;
 q_0 – витрата через елемент одиничної ширини концентричного кільцевого каналу;
 u_{z0} - безрозмірний торцевий зазор;
 z – торцевий зазор.

ВСТУП

При роботі лопатевого насоса на його ротор діє складна система сил, серед яких найбільшою за абсолютним значенням є осьова сила. Для багатоступінчастих високонапірних насосів вона вимірюється десятками і навіть сотнями тонн, тому пристрої для врівноваження осьових сил виявляються напруженими та енергонасиченими: на них губиться до 10 % потужності насоса[11], що у багатьох випадках становить близько тисячі кіловат. Разом з тим урівноважувальні пристрої являють собою складні саморегулюючі гідромеханічні системи зі зворотними зв'язками, в яких за певних умов можуть виникати інтенсивні самозбуджуючі коливання, що надають вирішальний вплив на вібраційний стан всього насоса. Саме цим, перш за все, визначається актуальність проблем розрахунку та конструювання систем урівноваження осьових сил.

Система врівноваження осьових сил є комбінованим вузлом, що поєднує функції радіально-упорних гідростатичних підшипників та безконтактних кінцевих ущільнень. Для надійності та економічності таких вузлів необхідно добиватися оптимальної взаємодії окремих функціональних елементів, для чого потрібні досконаліші методи їх розрахунку та конструювання. В даний час у зв'язку з різноманітністю умов роботи врівноважувальних пристроїв і вимог до них застосовуються різні варіанти конструкцій, найпростіші статичні розрахунки яких виконуються за приватними, не пов'язаними один з одним методиками. Тим часом найбільш перспективні конструкції побудовані на загальному принципі: між врівноважувальною силою та осьовим положенням ротора існує негативний зворотний зв'язок, що забезпечує автоматичну стабілізацію осьового положення ротора. Саме на цьому принципі побудовано конструкції автоматичного врівноважувального пристрою (гідроп'яти).

Переваги гідроп'яти обумовлені, головним чином, тим, що воно є системою автоматичного регулювання торцевого зазору, несучої здатності та протікань.

Враховуючи навантаженість цього вузла, до нього пред'являються досить високі технологічні вимоги. Забезпечення його надійності вимагає ретельного аналізу на стадії проектування процесів, особливо динамічних, що супроводжують його роботу. Тому метою даної роботи є аналіз осьових і радіально-осьових коливань ротора відцентрового насоса[1]. У цій роботі розглянуті осьові коливання ротора, обумовлені його радіальними коливаннями, що представляють заздалегідь задані зовнішні кінематичні впливи. Тут же розглядаються лінеаризовані рівняння спільних радіально-осьових коливань найпростішої одномасової моделі жорсткого ротора з автоматичним врівноважуючим пристроєм.

1 АНАЛІЗ РОБОТИ ГІДРОП'ЯТИ

1.1 Конструкція та принцип роботи гідроп'яти

Розглядається найпростіша конструкція, зображена на рисунку 1.1, системи автоматичного врівноваження осьових сил, діючих на ротор багатоступінчастого відцентрового насоса. Основними елементами конструкції є опорна подушка 2, яка разом з жорстко пов'язаним з ротором 1 розвантажувальним диском 3, утворюють упорний підшипник. Функції ущільнення виконують кільцевий дросель I (щілинне ущільнення) та торцевий дросель II (торцеве ущільнення), розділені камерою III. Тиск p_2 в камері діє на розвантажувальний диск 3 і створює врівноважуючу силу F_z . Тиск у камері залежить від гідравлічних провідностей циліндричного та торцевого дроселів. У свою чергу, провідність циліндричного дроселя з постійним середнім радіальним зазором H_1 залежить від ексцентриситету, тобто від радіальних зсувів ротора щодо співвісного становища, з його радіальних коливань. Провідність торцевого дроселя за відсутності кутових коливань диска визначається за величиною торцевого зазору z , тобто осьовими коливаннями ротора.

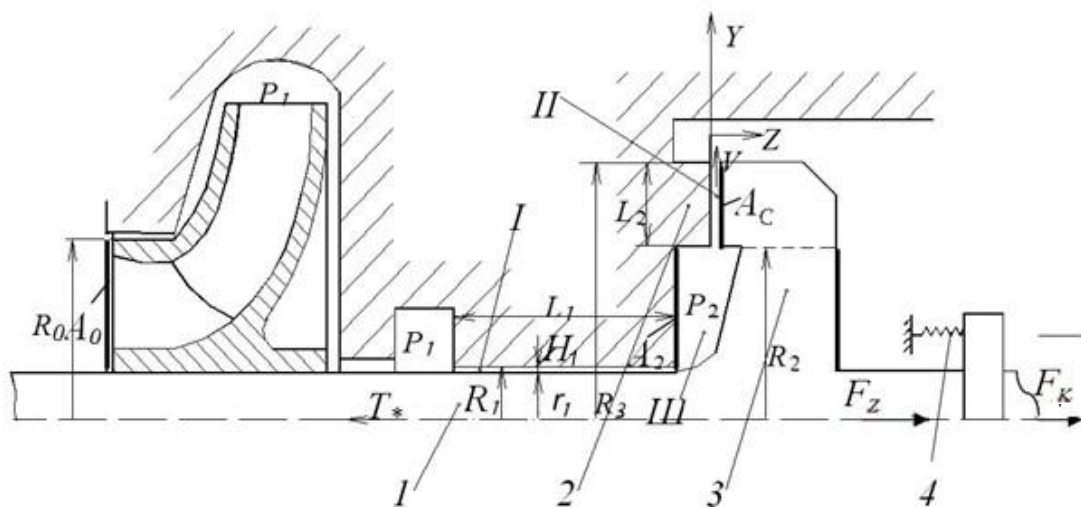


Рисунок 1.1- Розрахункова схема системи авторозвантаження ротора

У циліндричному дроселі з'являються гідродинамічні радіальні сили [1], які визначають характер радіальних коливань ротора. Одна з цих сил - сила гідростатичної жорсткості, - пропорційна перепаду тиску, що дроселюється. $\Delta p = p_1 - p_2$, тобто залежить від тиску p_2 в камері, а отже і від осьових коливань. Таким чином, радіальні та осьові коливання виявляються взаємопов'язаними.

1.2 Постановка задачі та спрощувальні припущення

У роботі виводяться лінеаризовані рівняння спільних радіально-осьових коливань найпростішої одномасової моделі жорсткого ротора з автоматичним пристроєм, який зображений на рисунку 1.2. Диск має статичну невірноваженість: його центр мас зміщений щодо геометричного центру величину a . Кутові коливання диска не враховуються через їх малість.

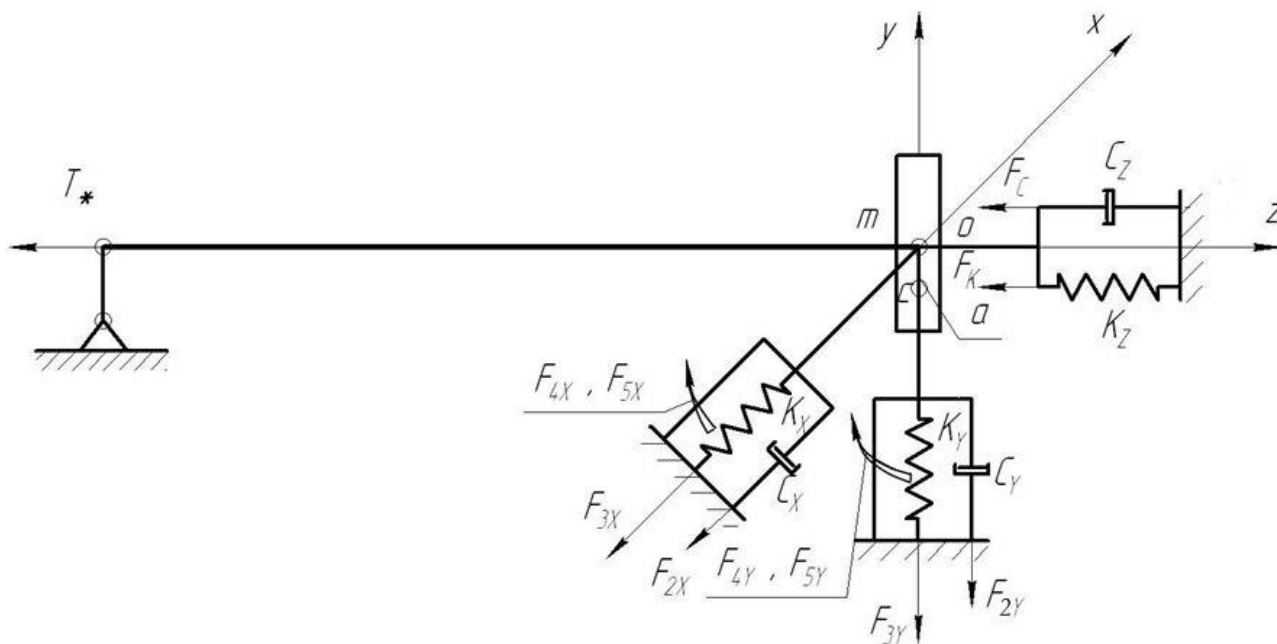


Рисунок 1.2 – Одномасова модель жорсткого ротора з автоматичним врівноважуючим пристроєм

Між радіальними і осьовими коливаннями існує і внутрішній зв'язок, так як прогин валу викликає поворот диску, що врівноважує, навколо осі, перпендикулярної площині вигину, тобто порушує площинність стінок торцевого зазору і, відповідно, змінює осьову силу та зазор. У цьому аналізі ця пов'язаність радіальних та осьових коливань не враховується. Розглядається жорсткий ротор, що здійснює поступальний рух у радіальному та осьовому напрямках в одній площині. Зазор в кільцевому ексцентричному каналі вважається постійним по довжині каналу. Стінки торцевого зазору передбачаються паралельними, а тиск змінюється за радіусом за лінійним законом.

Залежність провідності кільцевого дроселя від ексцентриситету, тобто від радіальних коливань валу найбільше проявляється на ламінарних режимах перебігу рідини [2]: при максимальному ексцентриситеті $e = H_1$ провідність збільшується в 2,5 рази порівняно з провідністю концентричного дроселя ($e=0$). На турбулентних режимах цей вплив вбирається у 20% [1]. Тому розглядатимемо ламінарні режими. Радіальні та осьові коливання валу призводять до коливань тиску, тому потік у гідравлічному тракті є нестационарним, і в ньому виникають сили інерції. Локальна складова сили інерції визначається числом Струхала. Оцінки показують, що воно набагато менше числа Ейлера, що характеризує сили тиску напірної течії. На цій підставі силами інерції в першому наближенні можна знехтувати.

Система врівноваження сприймається як система автоматичного регулювання, на яку торцевий зазор z і витрата - регульовані величини, осьова сила тиску на диск, що врівноважує F_z - регулюючий вплив [3]. Як зовнішні впливи прийняті відцентрова сила неврівноваженої маси $m\omega^2 e^{i\omega t}$ і врівноважуюча осьова сила T , що діє на ротор насоса і залежить від тиску нагнітання p_1 . У деяких відповідальних насосах, наприклад живильних, для запобігання можливим задиранням торцевих поверхонь на режимах пуску і зупинки застосовують віджимні пристрої 4, рисунок 1.1. Вони створюють осьову силу $F_k = k (\Delta - z)$, спрямовану у бік збільшення торцевого зазору;

k - жорсткість пружних елементів, Δ - їхня попередня деформація. Силу $k \Delta$ можна розглядати як вплив, що задає.

Таким чином, в осьовому напрямку на ротор діють врівноважуючі сили T , сила жорсткості віджимного пристрою F_k та врівноважуюча сила тиску F_z , що діє на врівноважуючий диск 3, ці сили зображені на рисунку 1.1. Зовнішня сила в'язкого опору осьовим коливанням приймається лінійною, тобто пропорційною осьовій швидкості: $F_c = -c\dot{z}$.

У кільцевому ексцентричному зазорі з малою конусністю між нерухомою втулкою і внутрішнім циліндрами, що обертається, при радіальних коливаннях внутрішнього циліндра щодо осі втулки і при дроселюванні осьового перепаду тиску $p_1 - p_2$ з'являються радіальні сили різної природи. Напірна течія породжує силу гідростатичної жорсткості або консервативну силу F_3 , пропорційну радіальному зміщенню валу. Поток витіснення, обумовленому радіальними коливаннями валу, відповідають сила в'язкого опору або демпфуюча сила F_2 , пропорційна радіальній швидкості центру валу, та неконсервативна позиційна чи циркуляційна сила F_5 . Інерція нестационарного спірального потоку викликає появу сили інерції F_1 приєднаної маси рідини, відцентрову, коріолісову та гіроскопічну складові. З них переважне значення має гіроскопічна складова F_4 .

Крім перелічених сил, що залежать від узагальнених координат і швидкостей, на ротор діє радіальна відцентрова сила $F_{\text{ц}} = m\omega^2 e^{i\omega t}$, обумовлена статичною нерівноваженістю – усуненням центру мас щодо геометричного центру на величину a .

1.3 Висновки

Система врівноваження осьових сил, що діють на ротор багатоступінчастого насоса, виконує одночасно функції безконтактного радіально-торцевого щілинного ущільнення та радіально-упорного гідростатичного підшипника. Система врівноваження - система автоматичного

регулювання, як величини протікання, так і несучої здатності підшипника. Розрахунок такої системи вимагає аналізу як рівноважного стану, а й динамічних характеристик, включаючи оцінку динамічної стійкості.

2 СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК

2.1 Залежність торцевого зазору та витрати від осьової сили та ексцентриситету

Статичний розрахунок зводиться до побудови статичних показників, тобто встановлених залежностей торцевого зазору та витрати від осьової сили та ексцентриситету. Ці залежності можна знайти з рівняння осьової рівноваги ротора та рівняння балансу витрат.

Рівняння осьової рівноваги ротора $T_* = F + F_k$, де F - осьова сила тиску, що діє на врівноважуючий диск; вона виконує роль регулюючого впливу. Як видно з рисунка 1.1, для лінійної зміни тиску по радіусу торцевого зазору значення регулюючого впливу, що встановилося

$$F = A_2 p_2 + 0.5 A_c (p_2 + p_{30}) - (A_2 + A_c) p_{30} = A_e (p_2 - p_{30}), \quad A_e = A_2 + 0.5 A_c.$$

Наведемо сили до безрозмірного вигляду:

$$\begin{aligned} \phi = \frac{F}{A_n p_n} = \sigma (\psi_2 - \psi_{30}), \quad \tau = \frac{T}{A_n p_n}, \quad \chi = \frac{F_k}{A_n p_n} \approx \frac{k \Delta}{A_n p_n}, \\ (z \ll \Delta), \quad \sigma = \frac{A_e}{A_n}, \quad \psi_2 = \frac{p_2}{p_n}, \quad \psi_{30} = \frac{p_{30}}{p_n}. \end{aligned} \quad (2.1)$$

A_n, p_n - номінальні значення площі та тиску. В якості A_n зручно приймати площу A_0 (рисунок 1.1) вхідний вирви робочого колеса, як p_n - тиск нагнітання насоса, що встановився p_{10} . У подальшому значенні змінних, що встановилися, буде позначено додатковими нульовими індексами. Запишемо умову осьової рівноваги ротора у безрозмірному вигляді:

$$\tau_0 = \phi_0 + \chi \quad (2.2)$$

Вираз осової сили тиску містить невідомий поки тиск p_{20} у камері III гідроп'яти. Воно перебуває з рівняння балансу витрат, яке у положенні рівноваги зводиться до рівності витрат через послідовно з'єднані кільцевий (Q_1) і торцевий (Q_2) дроселі. У динаміці рівняння балансу витрат включає додаткові витрати витіснення та стиснення, тому тиск ψ_2 у динаміці відрізняється від тиску ψ_{20} в статиці. Відповідно відрізняються сили φ та φ_0 регулюючі впливи.

На ламінарних режимах витрати пропорційні дроселюваним перепадам тиску:

$$Q_1 = g_1(p_{10} - p_{20}) = Q_2 = g_2(p_{20} - p_{30}), \quad (2.3)$$

де гідравлічні провідності ламінарних дроселів [2] у рівноважному стані

$$g_1 = g_{1n}(1 + 1.5\varepsilon_0^2), g_2 = g_{2n}u_{z0}^3, \quad (2.4)$$

$$g_{1n} = \frac{\pi r_1 H_1^3}{6\mu l_1}, g_{2n} = \frac{\pi r_2 H_2^3}{6\mu l_2}, \varepsilon_0 = \frac{e_0}{H_1}, u_0 = \frac{z}{H_2},$$

$H_1 = R_1 - r_1$ - середній радіальний зазор, e_0 - початковий ексцентриситет осі валу щодо осі втулки, H_2 , z - відповідно бажане (оптимальне) і значення торцевого зазору, що встановилося (поточне), l_1 - довжина кільцевого дроселя, $l_2 = r_3 - r_2$ - радіальна протяжність торцевого зазору, μ - динамічна в'язкість робочої рідини. З рівності (2.3) знаходимо

$$\psi_{20} = \frac{g_1\psi_{10} + g_2\psi_{30}}{g_1 + g_2}, \quad (2.5)$$

а після підстановки в (2.1)

$$\varphi_0 = \sigma \Delta\psi_0 g_1 / (g_1 + g_{2n}u_{z0}^3), \Delta\psi_0 = \psi_{10} - \psi_{30}.$$

Безрозмірна статична жорсткість регулятора

$$\frac{\partial \varphi_0}{\partial u_{z0}} = -3 \frac{\sigma \Delta\psi_0}{u_{z0}} \cdot \frac{g_1 g_2}{g_1 + g_2} \quad (2.6)$$

Негативне значення жорсткості є ознакою статичної стійкості системи врівноважування.

Скориставшись рівнянням рівноваги (2.2) з урахуванням значень провідностей (2.4), отримаємо вираз безрозмірного торцевого зазору як функцію врівноважуваної осьової сили, дроселюваного перепаду тиску та ексцентриситету:

$$u_{z0} = \left[\frac{g_{1n}}{g_{2n}} \left(\sigma \frac{\Delta\psi_0}{\tau_0 - \chi} - 1 \right) (1 + 1.5\varepsilon_0^2) \right]^{\frac{1}{3}}. \quad (2.7)$$

Безрозмірне зусилля χ віджимного пристрою можна розглядати як вплив, що задає, за допомогою якого здійснюється налаштування системи врівноважування. Формула (2.7) дозволяє побудувати статичні характеристики за будь-яким із зовнішніх впливів. Позитивні значення торцевого зазору можливі за умови $\tau_{*0} < \chi + \sigma \Delta\psi_0$.

Як правило, врівноважуюча сила T_* прямо пропорційна тиску нагнітання p_1 : $\tau_{*0} \sim \psi_{10}$, $\psi_{10} / \tau_{*0} = b = const$. І тут формула (2.7) дещо спрощується:

$$u_{z0} = \left[\frac{g_{1n}}{g_{2n}} \left(\sigma b \frac{\Delta\psi_0}{\psi_{10} - b\chi} - 1 \right) (1 + 1.5\varepsilon_0^2) \right]^{\frac{1}{3}},$$

$u_{z0} > 0$, якщо $\psi_{10}/b < \chi + \sigma \Delta\psi_0$.

Витрата через врівноважуючий пристрій визначається за однією з рівностей (2.3) з урахуванням (2.5):

$$Q = \frac{g_1 g_2}{g_1 + g_2} \Delta p_0, \Delta p_0 = p_{10} - p_{30}. \quad (2.8)$$

2.2 Початкові параметри та побудова статичних характеристик

Для всіх розрахунків у роботі були обрані наступні геометричні параметри та маса: $r_1=0.07$ м, $r_2=0.127$ м, $r_3=0.17$ м, $l_1=0.13$ м, $l_2=0.043$ м, $H_1=2 \cdot 10^{-4}$ м, $H_2=6 \cdot 10^{-5}$ м, $A_n=A_0=0.048$ м², $m=120$ кг.

Режимні параметри: $p_3=0$, $p_n=2.8$ МПа, $k_*=3 \cdot 10^4$ Н/м, $\Delta=22$ мм, $\zeta=0.1$, $c=1.14 \cdot 10^3$ Нс/м, $E=2 \cdot 10^9$ Па, $T_{*min}=1.15 \cdot 10^5$ Н, $T_{*max}=1.3 \cdot 10^5$ Н, $\mu=10^{-3}$ Нс/м², $\rho=10^3$ кг/м³.

Для побудови статичних характеристик було обрано два варіанти значень безрозмірного початкового ексцентриситету: $\varepsilon_0=0.2$ та $\varepsilon_0=0.8$; тиск нагнітання: $p_l=2.4$ МПа. Характеристики зображені на рисунках 2.1 та 2.2.

Обчислимо площі A_2 , A_c та A_e :

$$A_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) = 3.14(0.127^2 - 0.07^2) = 0.0352 \text{ (м}^2\text{)},$$

$$A_c = \pi(r_3^2 - r_2^2) = 3.14(0.17^2 - 0.127^2) = 0.0401 \text{ (м}^2\text{)},$$

$$A_e = 0.0352 + 0.5 \cdot 0.0401 = 0.0552 \text{ (м}^2\text{)}.$$

Безрозмірна площа: $\sigma = A_e/A_0 = 0.0552/0.048 = 1.15$.

Обчислимо об'єм камери III, глибина якої $H=10^{-2}$ м:

$$V = A_2 H = 0.0352 \cdot 10^{-2} = 3.52 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^3\text{)};$$

$$K = A_n p_n / z_n k_* = 0.048 \cdot 2.8 \cdot 10^6 / 6 \cdot 10^{-5} \cdot 3 \cdot 10^4 = 7.5 \cdot 10^4.$$

Безрозмірна врівноважуюча сила $\tau_{*min}=0.86$, $\tau_{*max}=0.97$.

Безрозмірне зусилля віджимного пристрою:

$$\chi = \frac{F_k}{A_n p_n} \approx \frac{k \Delta}{A_n p_n} = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot 22 \cdot 10^{-3}}{0.048 \cdot 2.8 \cdot 10^6} = 0.005 = \frac{1}{K} \cdot \frac{\Delta}{z_n}$$

Обчислимо гідравлічні провідності ламінарних дроселів у рівноважному стані:

$$g_{1n} = \frac{\pi r_1 H_1^3}{6 \mu l_1} = 3.14 \cdot 0.07 \cdot$$

$$g_{2n} = \frac{\pi r_2 z_{II}^3}{6 \mu l_2} = 3.14 \cdot 0.127 \cdot$$

$$g_2 = g_{2n} u_{z0}^3 = 3.34 \cdot 10^{-10} \cdot 1^3 = 3.34 \cdot 10^{-10} \left(\frac{\text{м}^5}{\text{Нс}} \right),$$

якщо $\varepsilon_0=0.2$,

$$g_1 = g_{1n} (1 + 1.5 \varepsilon_0^2) = 2.25 \cdot 10^{-9} (1 + 1.5 \cdot 0.2^2) = 2.39 \cdot 10^{-9} \left(\frac{\text{м}^5}{\text{Нс}} \right),$$

якщо $\varepsilon_0=0.8$,

$$g_1 = g_{1n} (1 + 1.5 \varepsilon_0^2) = 2.25 \cdot 10^{-9} (1 + 1.5 \cdot 0.8^2) = 4.41 \cdot 10^{-9} \left(\frac{\text{м}^5}{\text{Нс}} \right).$$

Розглянемо перший варіант, коли $\varepsilon_0=0.2$.

Обчислимо безрозмірний тиск:

$$\Delta\psi_0 = \psi_{10} - \psi_{30} = \psi_{10} - 0 = \psi_{10},$$

$$\psi_{10} = p_1/p_n = 2.4 \cdot 10^6 / 2.8 \cdot 10^6 = 0.857;$$

$$b_{min} = \psi_{10}/\tau_{*max} = 0.88, \quad b_{max} = \psi_{10}/\tau_{*min} = 1.0;$$

$$Q_1 = g_1(p_{10} - p_{20}) = Q_2 = g_2(p_{20} - p_3),$$

$$p_{20} = \frac{g_1 p_{10} + g_2 p_3}{g_1 + g_2} = \frac{2.39 \cdot 10^{-9} \cdot 2.4 \cdot 10^6 + 0}{2.39 \cdot 10^{-9} + 0.334 \cdot 10^{-9}} = 2.1 \cdot 10^6 \text{ (Па)},$$

$$\psi_{20} = \frac{p_{20}}{p_n} = \frac{2.1 \cdot 10^6}{2.8 \cdot 10^6} = 0.752.$$

Знайдемо гідростатичну жорсткість та отримаємо вирази для статичних характеристик:

$$u_{z0} = 1, \quad \kappa_0 = 3 \frac{\sigma \Delta\psi_0 \cdot g_1 g_2}{u_{z0}}$$

$$3 \frac{\frac{0.0552}{0.048} \cdot 0.857}{1} \cdot \frac{2.39 \cdot 10^{-9} \cdot 0.334 \cdot 10^{-9}}{1}$$

$$u_{z0} = \left[\frac{g_{1n}}{g_{2n}} \left(\sigma \frac{\Delta\psi_0}{\tau_0 - \chi} - 1 \right) (1 + 1.5 \varepsilon_0^2) \right]^{\frac{1}{3}} =$$

$$\left[\frac{2.25 \cdot 10^{-9}}{0.334 \cdot 10^{-9}} \left(\frac{0.0552}{0.048} \frac{0.857}{\tau_0 - \chi} - 1 \right) (1 + 1.5 \cdot 0.2^2) \right]^{\frac{1}{3}} =$$

$$1.93 \left[\frac{0.986}{\tau_0 - 0.005} - 1 \right]^{\frac{1}{3}}.$$

Якщо $\psi_{10} = b\tau_{*0}$, то

$$u_{z0} = \left[\frac{g_{1n}}{g_{2n}} \left(\sigma b \frac{\tau_0}{\tau_0 - \chi} - 1 \right) (1 + 1.5 \varepsilon_0^2) \right]^{\frac{1}{3}} = \left[6.74 \left(1.15 \frac{b\tau_0}{\tau_0 - \chi} - 1 \right) 1.06 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 1.93 \left[1.15 \frac{b}{1 - 0.005 \frac{b}{0.857}} - 1 \right]^{\frac{1}{3}}.$$

Тепер розглянемо другий варіант, коли $\varepsilon_0=0.8$.

$$\phi_0 = \sigma(\psi_{20} - \psi_{30}) = \frac{A_3}{A_n} \psi_{20} = 1.15\psi_{20}, \psi_{20} = \frac{p_{20}}{p_n},$$

$$p_{20} = \frac{g_1 p_{10} + g_2 p_3}{g_1 + g_2} = \frac{4.41 \cdot 10^{-9} \cdot 2.4 \cdot 10^6 + 0}{4.41 \cdot 10^{-9} + 0.334 \cdot 10^{-9}} = 2.23 \cdot 10^6 (\text{Па}),$$

$$\psi_{20} = \frac{p_{20}}{p_n} = \frac{2.23 \cdot 10^6}{2.8 \cdot 10^6} = 0.8,$$

$$\phi_0 = 1.15 \cdot 0.8 = 0.916,$$

$$u_{z0} = 1, \kappa_0 = 3 \frac{\sigma \Delta \psi_0 \cdot g_1 g_2}{u_0}$$

$$3 \frac{\frac{0.0552}{0.048} \cdot 0.857}{1} \cdot \frac{4.41 \cdot 10^{-9} \cdot 0.334 \cdot 10^{-9}}{1}$$

$$u_{z0} = \left[\frac{g_{1n}}{g_{2n}} \left(\sigma \frac{\Delta \psi_0}{\tau_0 - \chi} - 1 \right) (1 + 1.5 \varepsilon_0^2) \right]^{\frac{1}{3}} = 2.36 \left[\frac{0.986}{\tau_0 - 0.005} - 1 \right]^{\frac{1}{3}}.$$

Якщо $\psi_{10} = b \tau_{*0}$, то

$$u_{z0} = \left[\frac{g_{1n}}{g_{2n}} \left(\sigma b \frac{\tau_0}{\tau_0 - \chi} - 1 \right) (1 + 1.5 \varepsilon_0^2) \right]^{\frac{1}{3}} =$$

$$2.36 \left[1.15 \frac{b}{1 - 0.005 \frac{b}{0.857}} - 1 \right]^{\frac{1}{3}}.$$

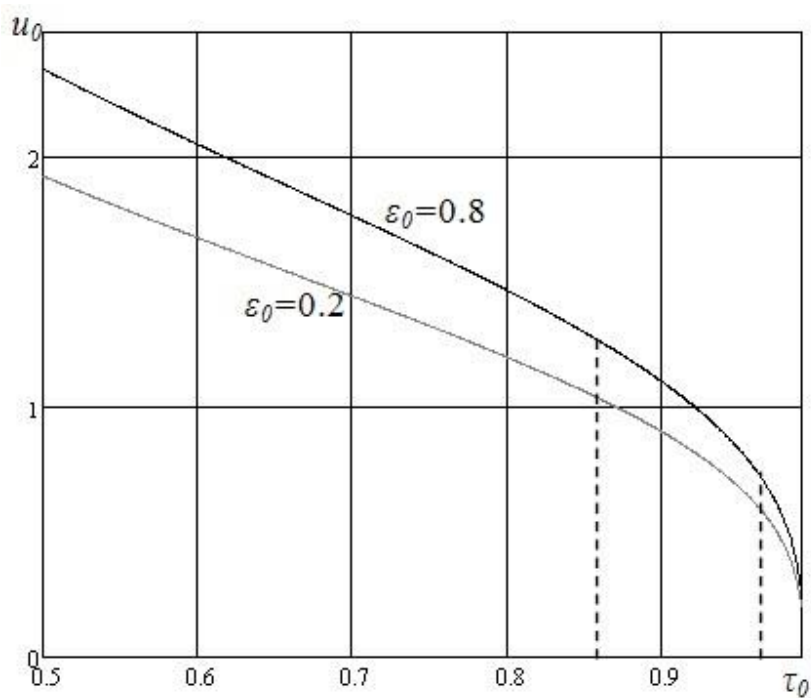
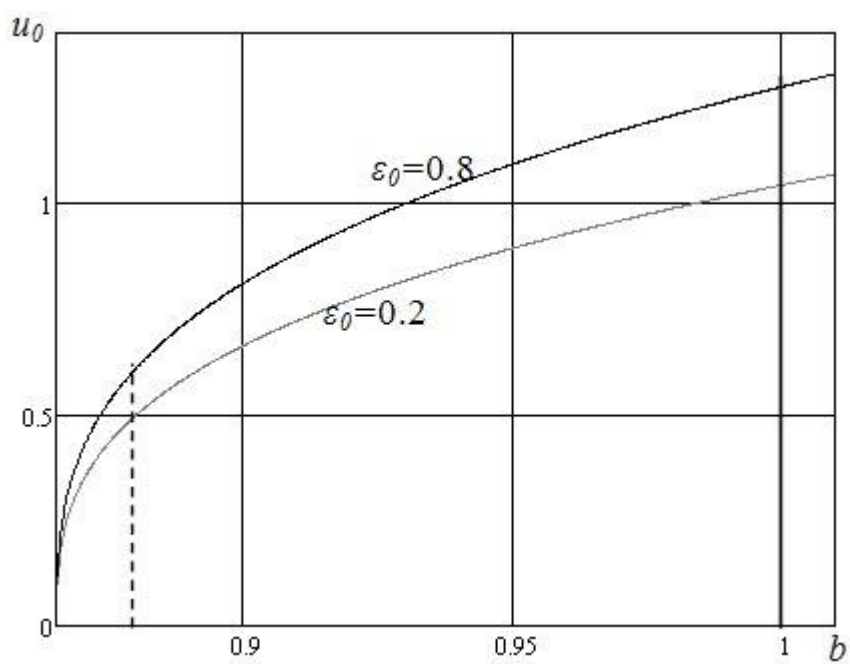


Рисунок 2.1 – Статичні характеристики

Рисунок 2.2 – Статичні характеристики, $\tau_{*0} = \psi_{10}/b$

2.3 Висновки

Ексцентриситет валу в циліндричному щілинному ущільненні впливає на величину осьової сили тиску, що діє на врівноважуючий диск, і, відповідно, на статичні характеристики системи. Неминучі радіальні коливання валу, що обертається, відіграють роль кінематичного збудження осьових коливань..

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ОСЬОВИХ КОЛИВАНЬ

3.1 Рівняння осьових коливань

Рівняння руху ротора у проекціях на вісь Oz з урахуванням осьових сил, має вигляд

$$m\ddot{z} = -c\dot{z} + k(\Delta - z) + F_z - T. \quad (3.1)$$

Щоб знайти силу тиску на диск $F_z = A_e p_2$, де $A_e = A_2 + 0,5A_c$ - ефективна площа диска, обчислимо тиск у камері з рівняння балансу витрат

$$Q_1 = Q_2 + Q_v + Q_p,$$

яке за наявності осьових коливань включає витрату витіснення $Q_v = A_e \dot{z}$ та витрату стиснення $Q_p = V \dot{p}_2 / E$, E - адіабатичний модуль пружності рідини, V - об'єм камери III. Витрати Q_1, Q_2 через кільцевий та торцевий дроселі на ламінарному перебігу пропорційні перепадам тиску $Q_1 = g_1(p_1 - p_2), Q_2 = g_2 p_2$, тому рівняння балансу

$$g_1(p_1 - p_2) = g_2(p_2 - p_3) + V \dot{p}_2 / E + A_e \dot{u}_z.$$

Тут гідравлічні провідності кільцевого та торцевого ламінарних дроселів

$$g_1 = g_{1п}(1 + 1,5\varepsilon_1^2), g_2 = g_{2п}u_z^3, g_{1п} = \frac{\pi r_1 H_1^3}{6\mu l_1}, g_{2п} = \frac{\pi r_2 H_2^3}{6\mu l_2}, \quad (3.2)$$

$$\varepsilon_1 = \frac{e_1}{H_1} = \varepsilon_0 + \varepsilon_{1a} e^{i\omega t}, e_1 = e_0 + e_{1a} e^{i\omega t}, \varepsilon_0 = \frac{e_0}{H_1}, \varepsilon_{1a} = \frac{e_{1a}}{H_1}, u_z = \frac{z}{H_2},$$

e_{1a} - амплітуда зміни ексцентриситету із частотою ω щодо його початкового значення e_0 .

У безрозмірних змінних рівняння балансу витрат

$$g_{1п}(1 + 1,5\varepsilon_1^2)(\psi_1 - \psi_2) = g_{2п}u_z^3\psi_2 + \frac{V}{E}\dot{\psi}_2 + \frac{A_e H_2}{p_n}\dot{u}_z;$$

$$\psi_1 = \frac{p_1}{p_n}, \psi_2 = \frac{p_2}{p_n}. \quad (3.3)$$

Отримане рівняння нелінійно, тому для його лінеаризації перейдемо до рівняння у варіаціях. Надалі вважатимемо тиск $p_3 = 0$, а p_1 постійним, тому $\delta\psi_1 = 0$,

$$\varepsilon g_{10}\Delta\psi_{10}\delta\varepsilon_1 - g_{10}\delta\psi_2 = 3\frac{g_{20}\psi_{20}}{u_{z0}}\delta u_z + g_{20}\delta\psi_2 + \frac{V}{E}\delta\dot{\psi}_2 + \frac{A_e H_2}{p_n}\delta\dot{u}_z, \quad (3.4)$$

$$\varepsilon = \frac{3\varepsilon_0}{1+1,5\varepsilon_0^2}, \Delta\psi_{10} = \psi_{10} - \psi_{20}.$$

(Установлені значення змінних величин, щодо яких проводиться лінеаризація, позначені додатковими нульовими індексами). Відповідно і рівняння осьових коливань ротора (3.1) теж потрібно записати у варіаціях (силу T та попереднє стиснення пружин Δ вважаємо постійними):

$$m\delta\ddot{u}_z + c\delta\dot{u}_z + k u_z = \delta F_z/H_2.$$

Надалі для стислості опускатимемо знаки варіацій, пам'ятаючи про те, що розглядаються не абсолютні величини змінних, а їх відхилення від значень, що встановилися. Введемо також оператор диференціювання за часом $p=d/dt$. Рівняння осьових коливань з урахуванням виразу безрозмірної сили

$$\phi = \frac{F_z}{A_n p_n} = \frac{A_e p_2}{A_n p_n} = \sigma\psi_2, \sigma = \frac{A_e}{A_n} \quad (3.5)$$

буде мати вигляд

$$(mp^2 + cp + k)u_z = \phi A_n p_n/H_2$$

або у нормалізованій формі:

$$(T_1^2 p^2 + 2\zeta T_1 p + 1)u_z = K\phi, \quad (3.6)$$

$$T_1^2 = m/k, \quad 2\zeta = c/\sqrt{k m}, \quad K = A_n p_n / H_2 k ;$$

Рівняння осьових коливань при турбулентному перебігу в каналах, що дроселюють, відрізняється від (3.6) тільки значенням врівноважуючої безрозмірної сили ϕ .

Якщо рівняння балансу витрат (3.4) помножити на σ , ($\sigma\psi_2 = \phi$), то отримаємо рівняння автоматичного регулятора

$$(T_2 p + 1)\phi = -(\tau p + \kappa)u_z + k_1 \varepsilon_1, \quad (3.7)$$

де постійні часу, та коефіцієнт передачі виражаються формулами

$$T_2 = \frac{V}{EG_0}, \quad \tau = \frac{A_e H_2 \sigma}{p_n G_0}, \quad G_0 = g_{10} + g_{20}, \quad g_{10} = g_{1n}(1 + 1,5\varepsilon_0^2), \quad g_{20} = g_{2n} u_{z0}^3, \quad (3.8)$$

$$k_1 = \frac{3\varepsilon_0 \sigma}{1 + 1,5\varepsilon_0^2} \frac{g_{10} \Delta\psi_{10}}{G_0} = \frac{3\varepsilon_0 \sigma}{1 + 1,5\varepsilon_0^2} \frac{Q_0}{G_0 p_n}, \quad \kappa_0 = \frac{3\sigma g_{20} \psi_{20}}{u_{z0} G_0} = \frac{3\sigma}{u_{z0}} \frac{Q_0}{G_0 p_n}.$$

Витрати через дроселі в концентричному положенні $Q_{п0} = g_{1п}(p_{10} - p_{20}) = g_{2п} p_{20}$, в ексцентричному становищі, що встановилося $Q_0 = g_{1п}(1 + 1,5\varepsilon_0^2)(p_{10} - p_{20}) = g_{2п} u_{z0}^3 p_{20}$, а коефіцієнт

$$-\kappa_0 = \frac{\partial \phi_0}{\partial u_{z0}} = -\frac{3\sigma}{u_{z0}} \frac{Q_0}{G_0 p_n} \quad (3.9)$$

представляє гідростатичну жорсткість регулятора. Негативне значення жорсткості є ознакою статичної стійкості системи автоматичного врівноваження.

Безрозмірна лінеаризована врівноважуюча сила (регулююча дія) з рівняння (3.7) виражається формулою

$$\phi = -\frac{\tau p + \kappa_0}{T_2 p + 1} u_z + \frac{k_1}{T_2 p + 1} \varepsilon_1. \quad (3.10)$$

Зробивши заміну $p \equiv i\omega$ (ω - частота осьових коливань ротора), висловимо регулюючий вплив через частотну передатну функцію регулятора помилково $W_u(i\omega)$:

$$\varphi = W_u(i\omega), W_u(i\omega) = U_u(\omega) + i\omega V_u(\omega), \quad (3.11)$$

$$U_u(\omega) = \frac{\kappa_0 + T_2 \tau \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}, V_u(\omega) = -\frac{\tau - T_2 \kappa_0}{1 + T_2^2 \omega^2}.$$

3.2 Динамічна жорсткість регулятора та оцінка власних частот осьових коливань ротора

Частотна передатна функція (3.11) є комплексною (динамічною) жорсткістю регулятора. Її фізичний зміст стає зрозумілим, якщо в рівняння осьових коливань підставити з (3.11) безрозмірну силу φ , вважаючи при цьому $T_* = \text{const}$, $\delta\tau_* = 0$, $\delta\Delta = 0$:

$$m\ddot{u}_z + (c - Kk V_u)\dot{u}_z + k(1 - KU_u)u_z = 0, K = \frac{A_n p_n}{H_2 k}. \quad (3.12)$$

З отриманого рівняння вільних осьових коливань ротора видно, що уявна частина динамічної жорсткості є доповненням до зовнішнього демпфування, а речовинна - доповненням до жорсткості k^* віджимного пристрою. Комплексна жорсткість збільшує жорсткість та демпфування системи за умови, що її речова та уявна частини негативні. За відсутності зовнішнього демпфування ($c=0$) $V_u > 0$ (3.11) та система, що описується рівнянням (3.12), є динамічно нестійкою. У зв'язку з цим, спрощене, без урахування стабілізуючого впливу зовнішнього демпфування умову стійкості можна подати у вигляді

$$V_u < 0, \text{ або } \tau > \kappa_0 T_2. \quad (3.13)$$

Підставивши значення (3.8) та (2.5) наведемо умову стійкості до виду

$$V < EA_e H_2 u_0 (g_1 + g_2)^2 / 3 p_n \Delta \psi_0 g_1 g_2.$$

Виконання цієї умови найпростіше досягається відповідним вибором об'єму V камери Ш врівноважуючого пристрою.

З рівняння (3.12) власна частота вільних недемпфованих осьових коливань

$$\omega_0^2 = \frac{k (1 - KU_u)}{m} = \omega^2 (1 + \Delta\omega_0^2), \quad \omega^2 = \frac{k}{m}, \quad (3.14)$$

$$\Delta\omega_0^2(\omega) = K \frac{\kappa_0 + T_2 \tau \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2},$$

де $\Delta\omega_0(\omega)$ - поправка до власної частоти, обумовлена жорсткістю регулятора.

У рівноважному стані $\omega = 0$, $V_u(0) = 0$, $U_u(0) = -\kappa_0$, тобто речова частина перетворюється на коефіцієнт статичної жорсткості (2.6). Коли частота необмежено зростає, $V_u(\infty) = 0$, а жорсткість досягає максимального значення

$$U_u(\infty) = -\frac{\tau}{T_2} = -\frac{EA_e^2 H_2}{VA_n p_n}. \quad (3.15)$$

У цьому випадку речова частина становить жорсткість умовно непроточного тракту і визначається стисненням рідини в камері гідроп'яти.

За формулами (2.6) та (3.15) можна визначити діапазон власних частот осьових коливань ротора:

$$\omega^2 + \kappa_0 \frac{A_n p_n}{m H_2} \leq \omega_0^2 < \omega^2 + \frac{\tau}{T_2} \cdot \frac{A_n p_n}{m H_2}. \quad (3.16)$$

Визначимо діапазон власних частот осьових коливань ротора при $\varepsilon_0 = 0.2$:

$$\omega^2 = \frac{k}{m} = \frac{3 \cdot 10^4}{120} = 250(\text{с}^{-2}), \omega = \sqrt{250} = 15.8(\text{с}^{-1}).$$

Якщо $p_I=2.4$ МПа, то $5.9 \cdot 10^6 \text{ с}^{-2} \leq \omega_0^2 < 48.1 \cdot 10^6 \text{ с}^{-2}$; $2.4 \cdot 10^3 \leq \omega_0 < 6.9 \cdot 10^3$.

Таким чином динамічна жорсткість незрівнянно більша ніж жорсткість віджимного пристрою: $\omega_0 \gg \omega_*$.

3.3 Рівняння динаміки системи врівноваження та її частотні характеристики

Підставивши (3.10) в рівняння (2.6), отримаємо рівняння осьового руху системи ротор[б] - врівноважуючий пристрій:

$$[(T_1^2 p^2 + 2\zeta T_1 p + 1)(T_2 p + 1) + K(\tau p + \kappa_0)]u_z = Kk_1 \varepsilon_1. \quad (3.17)$$

Осьове зміщення $u_z = z/H_2$ (3.2) віднесено до базового торцевого зазору H_2 , тому і вектор радіального усунення потрібно відносити до цього зазору:

$$e_1 = x + iy, \frac{e_1}{H_2} = \varepsilon_2 = u_e = u_x + iu_y, u_x = \frac{x}{H_2}, u_y = \frac{y}{H_2}. \quad (3.18)$$

При цьому $\varepsilon_1 = \frac{e_1}{H_1} = \frac{e_1 H_2}{H_2 H_1} = \mathbf{i}_e \frac{H_2}{H_1}$.

З урахуванням зроблених зауважень наведемо рівняння (11) до виду

$$D_z(p)u_z = \frac{H_2}{H_1} Kk_1 \mathbf{i}_e, \quad (3.19)$$

де власний оператор системи, що здійснює тільки осьові коливання

$$D_z(p) = c_0 p^3 + c_1 p^2 + c_2 p + c_3, \quad (3.20)$$

та його коефіцієнти

$$c_0 = T_1^2 T_2, c_1 = T_1^2 + 2\zeta T_1 T_2, c_2 = 2\zeta T_1 + T_2 + K\tau, c_3 = K\kappa_0 + 1. \quad (3.21)$$

Отже, система, пов'язана з радіальними коливаннями, описується диференціальним рівнянням третього порядку, тобто число ступенів свободи системи дорівнює 1,5.

Для системи без віджимного пристрою ($k_*=0$) після множення обох частин рівняння (3.19) на k_* , коефіцієнти власного оператора набудуть вигляду

$$c_0' = mT_2, \quad c_1' = m + cT_2, \quad c_2' = c + a'\tau, \quad c_3' = K'k, \quad (3.22)$$

$$K' = K/k_* = A_n p_n / H_2, \quad 2\zeta' = c / (mk_0)^{0.5}.$$

По коефіцієнтам свого оператора можна будувати висновки про динамічної стійкості. Наприклад, критерій стійкості Гурвіца зводиться до нерівності

$$c_1 c_2 > c_0 c_3$$

яке за відсутності зовнішнього демпфування ($\zeta=0$) збігається з умовою (3.13).

За рівнянням (3.19), вводячи заміну $p=i\omega$, можна побудувати частотні передавальні функції системи врівноваження за зовнішніми впливами, якими є: безрозмірний напір насоса ψ_1 , відносний ексцентриситет ε , безрозмірна врівноважуюча осьова сила τ_* , що діє на ротор, і вплив, що задає χ .

Розглянемо частотні характеристики ексцентриситету. Частотна передавальна функція

$$W_\varepsilon(i\omega) = \frac{u}{\varepsilon} = \frac{Kk_1}{D(i\omega)}.$$

Власний оператор $D(i\omega) = c_3 - c_1\omega^2 + i\omega(c_2 - c_0\omega^2)$, тобто є комплексним числом. Тому

$$W_\varepsilon(i\omega) = Kk_1 [U(\omega) - i\omega V(\omega)] = A_\varepsilon(\omega) e^{i\gamma(\omega)},$$

де

$$U(\omega) = \frac{c_3 - c_1\omega^2}{\sqrt{\quad}}$$

$$V(\omega) = \frac{c_2 - c_0\omega^2}{\sqrt{\quad}}$$

а амплітудна та фазова частотні характеристики

$$A_\varepsilon(\omega) = \frac{Kk_1}{\sqrt{\quad}} \quad (3.23) \gamma_\varepsilon(\omega) = -\operatorname{arctg} \frac{\omega(c_2 - c_0\omega^2)}{c_3 - c_1\omega^2}, c_3 > c_1\omega^2, \quad (3.24)$$

$$\gamma_\varepsilon(\omega) = \operatorname{arctg} \frac{\omega(c_2 - c_0\omega^2)}{c_3 - c_1\omega^2} - \pi, c_3 < c_1\omega^2.$$

У разі радіальних коливань валу $\varepsilon = \varepsilon_a e^{i\omega t}$. Реакція лінійної системи на такий гармонійний вплив також гармонійна функція

$$u = u_a e^{i(\omega t + \gamma_\varepsilon)} = W_\varepsilon(i\omega) \varepsilon_a e^{i\omega t}, u_a = A_\varepsilon(\omega) \varepsilon_a. \quad (3.25)$$

Формули (3.23) - (3.25) дозволяють побудувати амплітуди та фази осьових коливань ротора залежно від амплітуди та частоти його радіальних коливань.

3.4 Побудова динамічних характеристик для осьових коливань

Для побудови динамічних характеристик геометричні та режимні параметри ті самі, що й для статичних характеристик.

Геометричні параметри та маса: $r_1=0.07$ м, $r_2=0.127$ м, $r_3=0.17$ м, $l_1=0.13$ м, $l_2=0.043$ м, $H_1=2 \cdot 10^{-4}$ м, $H_2=6 \cdot 10^{-5}$ м, $A_n=A_0=0.048$ м², $m=120$ кг.

Режимні параметри: $p_3=0$, $p_n=2.8$ МПа, $k_*=3\cdot 10^4$ Н/м, $\Delta=22$ мм, $\zeta=0.1$, $c=1.14\cdot 10^3$ Нс/м, $E=2\cdot 10^9$ Па, $T_{*min}=1.15\cdot 10^5$ Н, $T_{*max}=1.3\cdot 10^5$ Н, $\mu=10^{-3}$ Нс/м², $\rho=10^3$ кг/м³.

Постійні часу: $T_1^2=4\cdot 10^{-3}$ с², $T_2=1.94\cdot 10^{-4}$ с, $\tau=5\cdot 10^{-4}$ с.

Динамічні характеристики для осьових коливань будуються за значенням безрозмірного початкового ексцентриситету $\varepsilon_0=0.2$ та тиску нагнітання $p_1=2.4$ МПа. Характеристики зображені на рисунках 3.1 і 3.2. На рисунку 3.1 зображено амплітудно-частотну характеристику, а на рисунку 3.2 фазово-частотна характеристика.

$$A_\varepsilon(\omega) = \frac{Kk_1}{\sqrt{\quad}}$$

$$K=7.50\cdot 10^4,$$

$$k_1 = \frac{3\sigma g_{1n}\varepsilon_0(\psi_{10} - \psi_{20})}{g_1 + g_2} = \frac{3 \cdot 1.15 \cdot 2.25 \cdot 10^{-9} \cdot 0.2(0.857 - 0.752)}{2.39 \cdot 10^{-9} + 0.334 \cdot 10^{-9}} = 0.06,$$

$$c_0=T_1^2T_2=4\cdot 10^{-3}\cdot 1.94\cdot 10^{-4}=7.76\cdot 10^{-7}(\text{с}^3),$$

$$c_1=T_1^2+2\zeta T_1T_2=4\cdot 10^{-3}+2\cdot 0.1\cdot 0.063\cdot 1.94\cdot 10^{-4}=4.00\cdot 10^{-3},$$

$$c_2\approx K\tau=37.50,$$

τ - постійна потоку витіснення, c_2 - основна складова демпфування; $c_2\gg 1$, тому система не має резонансних піків.

$$c_3=1+Kk_0=1+7.50\cdot 10^4\cdot 0.318=2,38\cdot 10^4,$$

$$A_\varepsilon(\omega) = \frac{7.5 \cdot 10^4 \cdot 0.059}{\sqrt{\quad}}$$

$$\frac{4425}{\sqrt{\quad}}$$

$$\gamma_\varepsilon(\omega) = -\arctg \frac{\omega(c_2 - c_0\omega^2)}{c_3 - c_1\omega^2}, c_3 > c_1\omega^2,$$

$$\gamma_{\varepsilon}(\omega) = -\operatorname{arctg} \frac{\omega(37.5 - 7.76 \cdot 10^{-7} \omega^2)}{2.39 \cdot 10^4 - 4 \cdot 10^{-3} \omega^2}, c_3 > c_1 \omega^2,$$

$$\gamma_{\varepsilon}(\omega) = \operatorname{arctg} \frac{\omega(c_2 - c_0 \omega^2)}{c_3 - c_1 \omega^2} - \pi, c_3 < c_1 \omega^2,$$

$$\gamma_{\varepsilon}(\omega) = \operatorname{arctg} \frac{\omega(37.5 - 7.76 \cdot 10^{-7} \omega^2)}{2.39 \cdot 10^4 - 4 \cdot 10^{-3} \omega^2} - \pi, c_3 < c_1 \omega^2.$$

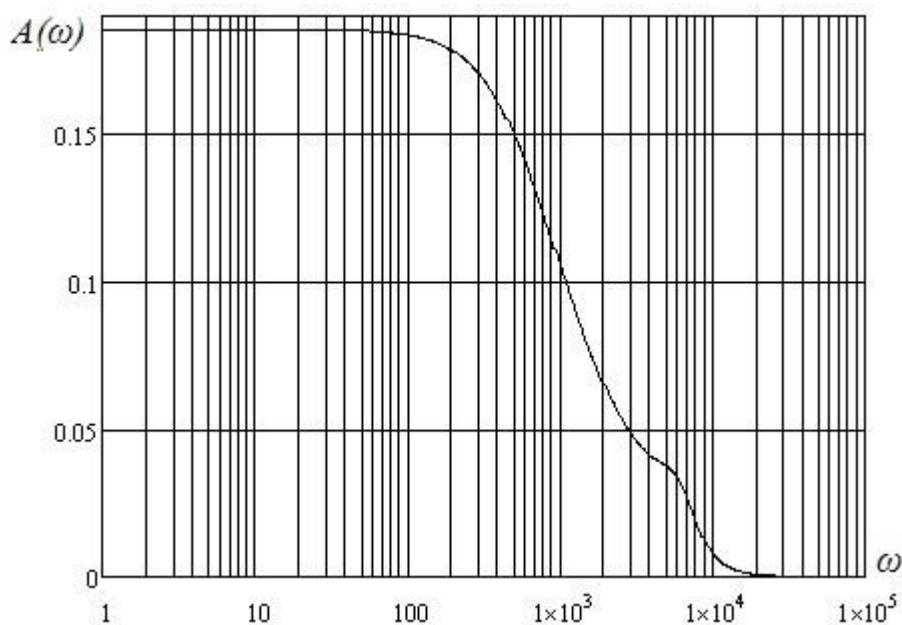


Рисунок 3.1 – Амплітудно-частотна характеристика осьових коливань

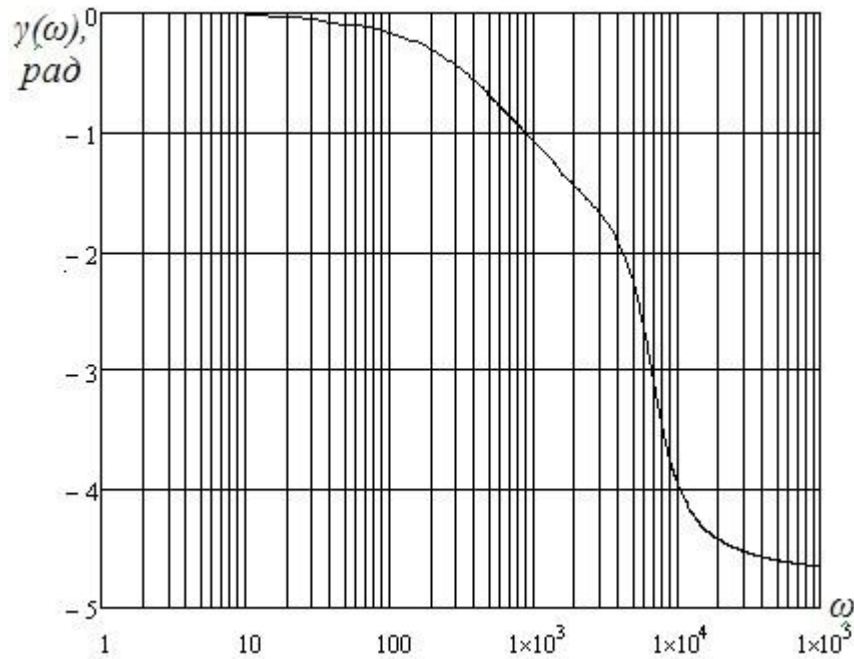


Рисунок 3.2 – Фазово-частотна характеристика осьових коливань

3.5 Висновки

Динамічні характеристики системи залежать головним чином від динамічної жорсткості. Остання визначається стисканням рідинної плівки в торцевому зазорі і стисливістю рідини в камері гідроп'яти. Здавлювання плівки або потік витіснення є ефективним фактором, що демпфує; стисливість рідини є причиною динамічної нестійкості.

Результати розрахунку амплітудних характеристик реальних конструкцій показують, що завдяки демпфуванню, зумовленому потоком витіснення, резонансні режими майже не виявляються..

4 РІВНЯННЯ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ КОЛИВАНЬ

4.1 Виведення рівнянь спільних радіально-осьових коливань

У праву частину рівняння (3.19) входить вектор радіального усунення i_e , залежущий від радіальних сил у кільцевому зазорі, які, у свою чергу, залежить від тиску p_2 в камері гідروп'яти, а отже і від осьових коливань ротора. Для встановлення цієї залежності розглянемо рівняння радіальних коливань.

На підставі теореми про зміну кількості руху рівняння вимушених радіальних коливань статично невірноваженого ротора в проекціях на осі нерухомої системи координат мають вигляд [4]

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + m\omega^2 \cos\omega t, \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky &= F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + m\omega^2 \sin\omega t. \end{aligned} \quad (4.1)$$

До рівняння третього порядку (3.19) додається система диференціальних рівнянь четвертого порядку, тому модель ротора[8], що розглядається, описується системою рівнянь сьомого порядку з речовими коефіцієнтами.

Проекції радіальних гідродинамічних сил виражаються такими формулами [1]:

$$F_{1x} = k_g \ddot{x}, F_{1y} = k_g \ddot{y} \quad (4.2)$$

Формули для силових коефіцієнтів мають вигляд

$$k_g = \rho \frac{\pi R_1^3}{12H_1}, [\text{кг}], k_d = \mu \frac{\pi R_1^3}{H_1^3}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right], k_p = \Delta p \frac{\pi R_1}{2H_1}, \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}} \right], \quad (4.3)$$

$$F_{2x} = -(k_d + k_g K_i) \dot{x}, F_{2y} = -(k_d + k_g K_i) \dot{y},$$

$$F_{3x} = -k_p (\theta + 4\chi_m) x, F_{3y} = -k_p (\theta + 4\chi_m) y, F_{4y} =$$

$$F_{4x} = -0,5 k_g \kappa \omega \dot{y}$$

$$0,5 k_g \kappa \omega \dot{x}, F_{5x} = -0,5 k_d \kappa \omega y, F_{5y} = 0,5 k_d \kappa \omega x.$$

а інші параметри для ламінарного режиму течії позначені:

$$K_i = \frac{12q_0}{H_1 l_1}, [c^{-1}], q_0 = \frac{\Delta p H_1^3}{12\mu l_1}, \left[\frac{m^2}{c} \right], \theta = \frac{\vartheta l_1}{2H_1}. \quad (4.4)$$

Тут q_0 - витрата через елемент одиничної ширини концентричного кільцевого каналу; $\vartheta > 0$ - кут конфузорності, $\vartheta < 0$ - кут дифузорності; $\kappa \approx 0,3$ - коефіцієнт початкової закрутки потоку на вході в кільцевий канал; $\chi_T = \chi_1 + \chi_2$ - коефіцієнт відносних місцевих втрат на вході в канал та на виході з нього: $\chi_1 = \zeta_{11}/\zeta$, $\chi_2 = \zeta_{12}/\zeta$, $\zeta = \zeta_{11} - \zeta_{12} + \zeta_2$, $\zeta_2 = \lambda_0 l_1/2H_1$. Коефіцієнт опору тертя кільцевого каналу $\lambda_0 = 96/Re_0$, $Re_0 = 2\rho q_0/\mu$, μ - коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, що перекачується.

Рівняння (4.1) розділимо почленно на $2H_2$ і надамо їм вигляду

$$a_1 \ddot{u}_x + a_2 \dot{u}_x + a_3 u_x + a_4 \dot{u}_y + a_5 u_y = \frac{a}{H_2} \omega^2 \cos \omega t,$$

$$a_1 \ddot{u}_y + a_2 \dot{u}_y + a_3 u_y - a_4 \dot{u}_x - a_5 u_x = \frac{a}{H_2} \omega^2 \sin \omega t. \quad (4.5)$$

Коефіцієнти у цих рівняннях мають такі значення:

$$a_1 = 1 + k_g, a_2 = \frac{1}{T} (k_d + k_g K_i),$$

$$a_3 = \frac{1}{T} k_p (\theta + 4\chi_m), a_4 = \frac{1}{T} 0,5 k_g \kappa \omega, a_5 = \frac{1}{T} 0,5 k_d \kappa \omega. \quad (4.6)$$

Тепер помножимо друге рівняння (4.5) на уявну одиницю, складемо обидва рівняння почленно і введемо комплексну змінну $u_e = u_x + i u_y$. В результаті замість системи четвертого порядку отримаємо спресовану систему другого порядку

$$a_1 \ddot{u}_e + a_2 \dot{u}_e + a_3 u_e - i(a_4 \dot{u}_e + a_5 u_e) = \frac{a}{H_2} \omega^2 e^{i\omega t} \quad (4.7)$$

або в операторній формі

$$D_e(p)u_e = \frac{a}{H_2} \omega^2 e^{i\omega t}, \quad (4.8)$$

де

$$D_e(p) = a_1 p^2 + a_2 p + a_3 - i(a_4 p + a_5). \quad (4.9)$$

4.2 Аналіз вимушених коливань

4.2.1 Випадок постійних коефіцієнтів

Коефіцієнти $a_2 \sim K_t \sim q_0 \sim \Delta p$ и $a_3 \sim k_p \sim \Delta p = p_1 - p_2$ залежать від тиску p_2 у камері гідроп'яти, тобто від осьових зсувів ротора. Тим не менш, як перше наближення приймемо $a_3 = \text{const}$, $a_2 = \text{const}$.

Висловимо u_e з рівняння (4.8) і підставимо на рівняння (3.19):

$$D_0(p)u_z = \alpha \omega^2 e^{i\omega t}, \quad (4.10)$$

$$D_0(p) = D_z(p)D_e(p), \alpha = Kk_1 \frac{a}{H_1}. \quad (4.11)$$

Рівняння (4.10) представляє рівняння радіально-осьових коливань ротора з автоматичним врівноважуючим пристроєм, при постійному перепаді тиску на кільцевому дроселі. Виконавши множення та згрупувавши члени за степенями p , представимо власний оператор у вигляді полінома:

$$D_0(p) = b_0 p^5 + b_1 p^4 + b_2 p^3 + b_3 p^2 + b_4 p + b_5, \quad (4.12)$$

коефіцієнтами якого є комплексні числа:

$$\begin{aligned} b_0 &= a_1 c_0, b_1 = a_2 c_0 + a_1 c_1 - i a_4 c_0, b_2 = a_3 c_0 + a_2 c_1 + a_2 c_2 - i(a_5 c_0 + a_4 c_1), \\ b_3 &= a_3 c_1 + a_2 c_2 + a_1 c_3 - i(a_5 c_1 + a_4 c_2), b_4 = a_3 c_2 + a_2 c_3 - i(a_5 c_2 + a_4 c_3), \\ b_5 &= a_3 c_3 - i a_5 c_3. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Права частина (зовнішня дія) рівняння (4.10) змінюється за гармонічним законом із частотою обертання ротора [8] ω , тому реакція аналізованої лінійної системи теж гармонійна функція з тією самою частотою:

$$u_z = u_a e^{i(\omega t + \psi)}, \quad (4.14)$$

де u_a - амплітуда реакції, ψ - зсув фази реакції щодо фази зовнішнього впливу. Для гармонійних коливань оператор диференціювання за часом $p = i\omega$, а відношення реакції до впливу представляє частотну функцію передавання:

$$W_0(i\omega) = \frac{u_a e^{i(\omega t + \psi)}}{\alpha e^{i\omega t}} = \frac{\omega^2}{D_0(i\omega)} = \frac{u_a}{\alpha} e^{i\phi} = A_0(\omega) e^{i\psi_0(\omega)}; \quad (4.15)$$

де $A_0(\omega)$, $\psi_0(\omega)$ - амплітудна та фазова частотні характеристики. Для їх обчислення виділимо речову та уявну частини передавальної функції, попередньо проробивши таку операцію з власним оператором (4.12):

$$D_0(i\omega) = U_0 + iV_0, \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} U_0(\omega) &= (a_1 c_1 + a_2 c_0)\omega^4 - (a_4 c_1 + a_5 c_0)\omega^3 - (a_1 c_3 + a_2 c_2 + a_3 c_1)\omega^2 + \quad + \\ V_0(\omega) &= a_1 c_0 \omega^5 - a_4 c_0 \omega^4 - (a_1 c_2 + a_2 c_1 + a_3 c_0)\omega^3 + (a_4 c_2 + a_5 c_1) \\ &\quad + (a_2 c_3 + a_3 c_2)\omega - a_5 c_3. \end{aligned} \quad (4.17)$$

З урахуванням (4.14) частотна передатна функція

$$W_0(i\omega) = \frac{\omega^2}{U_0 + iV_0} = \omega^2 \frac{U_0 - iV_0}{U_0^2 + V_0^2} = \omega^2 (U_{01} - iV_{01}),$$

де

$$U_{01} = \frac{U_0}{U_0^2 + V_0^2}, V_{01} = \frac{V_0}{U_0^2 + V_0^2}.$$

Тепер можна отримати амплітудну та фазову частотні характеристики:

$$A_0(\omega) = \omega^2 \sqrt{U_{01}^2 + V_{01}^2} = \frac{\omega^2}{\sqrt{U_0^2 + V_0^2}}, \psi_0(\omega) = -\arctg \frac{V_0}{U_0}. \quad (4.18)$$

Частоти обертання, за яких власний оператор (4.14) перетворюється на нуль, є власними частотами системи.

4.2.2 Випадок змінних коефіцієнтів

Тут ведеться облік залежності коефіцієнтів a_2 та a_3 від осьових коливань. Повернімося до рівняння (4.7) та врахуємо залежність коефіцієнтів a_2, a_3 від тиску p_2 , яке залежить від торцевого зазору. І тут рівняння стає нелінійним, та її потрібно лінеаризувати. Достатньо перейти до варіацій нелінійних доданків:

$$\begin{aligned} \delta(a_2 \dot{y}_e) &= a_{20} \delta \dot{y}_e + \dot{y}_{e0} \delta a_2 = a_{20} \delta \dot{y}_e, (\dot{y}_{e0} = 0), a_{20} = a_2(\Delta p = \Delta p_0); \\ \delta(a_3 u_e) &= a_{30} \delta u_e + u_{e0} \delta a_3, a_{30} = a_3(\Delta p = \Delta p_0); \end{aligned} \quad (4.19)$$

u_{e0} - безрозмірне статичне радіальне відхилення диска під впливом амплітудного значення сили інерції невривноваженої маси. Щоб визначити u_{e0} , потрібно в рівнянні (4.8) прийняти $p = i\omega = 0$. При цьому

$$(a_{30} - ia_5)u_{e0} = \frac{a}{H_2} \omega^2, u_{e0} = \frac{a\omega^2}{H_2(a_{30} - ia_5)} = \frac{a\omega^2(a_{30} + ia_5)}{H_2(a_{30}^2 + a_5^2)} = u_{x0} + iu_{y0}. \quad (4.20)$$

Варіація коефіцієнта жорсткості з урахуванням (3.5)

$$\delta a_3 = \delta \left[\frac{p_1 - p_2}{m} \frac{\pi R l}{2} (\theta + 4\chi_m) \right] = -\frac{a_{30}}{p_{10} - p_{20}} \delta p_2 = -\frac{a_{30}}{\sigma(\psi_{10} - \psi_{20})} \phi. \quad (4.21)$$

Підставивши (4.17) і (4.19) до рівняння (4.7) і опускаючи знаки варіацій замість рівняння (4.7), прийдемо до наступного рівняння:

$$\ddot{u}_e + a_{20}\dot{u}_e + a_{30}u_e - i(a_4\dot{u}_e + a_5u_e) - \frac{a_{30}}{\sigma\psi_{10}-\psi_{20}}\phi = \frac{a}{H_2}\omega^2 e^{i\omega t}.$$

Запишемо останнє рівняння в операторній формі та використовуємо вираз (3.10). В результаті замість рівняння (4.8) отримаємо

$$[D_{e0}(p)(T_2p + 1) - \gamma]u_e + \beta(\tau_2p + \kappa_0)u_z = (T_2p + 1)\frac{a}{H_2}\omega^2 e^{i\omega t}, \quad (4.22)$$

де для стислості позначено

$$D_{e0}(p) = a_1p^2 + a_{20}p + a_{03} - i(a_4p + a_5), \quad (4.23)$$

$$\Delta\psi_{10} = \psi_{10} - \psi_{20}, \beta = \frac{a_{30}}{\sigma\Delta\psi_{10}}, \gamma = \beta k_1 \frac{H_2}{H_1}.$$

Висловимо u_e з рівняння (4.22) і підставимо (3.19). Після приведення до спільного знаменника, подібно до (4.10) отримаємо

$$D(p)u_z = (T_2p + 1)\alpha\omega^2 e^{i\omega t}, \quad (4.24)$$

де

$$D(p) = D_z(p)[D_{e0}(p)(T_2p + 1) - \gamma] + K\gamma(\tau p + \kappa_0) = U_D + iV_D. \quad (4.25)$$

власний оператор системи ротор[8] – врівноважуючий пристрій, що враховує пов'язаність осьових та радіальних коливань. Виконавши операції множення, наведемо речову та уявну частини до виду:

$$\begin{aligned} U_D &= m_0 p^6 + m_1 p^5 + m_2 p^4 + m_3 p^3 + m_4 p^2 + m_5 p + m_6, \\ V_D &= n_0 p^5 + n_1 p^4 + n_2 p^3 + n_3 p^2 + n_4 p + n_5; \end{aligned} \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} m_0 &= a_1 c_0 T_2, m_1 = a_1 c_0 + (a_1 c_1 + a_{20} c_0) T_2, \\ m_2 &= a_1 c_1 + a_{20} c_0 + (a_1 c_2 + a_{20} c_1 + a_{30} c_0) T_2, \\ m_3 &= a_1 c_1 + a_{20} c_1 + a_{30} c_0 - \gamma c_0 + (a_1 c_3 + a_{20} c_2 + a_{30} c_1) T_2, \\ m_4 &= a_1 c_3 + a_{20} c_2 + a_{30} c_1 - \gamma c_1 + (a_{20} c_3 + a_{30} c_2) T_2, \\ m_5 &= a_{20} c_3 + a_{30} c_2 - \gamma c_2 + a_{30} c_3 T_2 + K \gamma \tau, m_6 = a_{30} c_3 - \gamma c_3 + K \gamma \kappa_0; \\ n_0 &= a_4 c_0 T_2, n_1 = a_4 c_0 + (a_4 c_1 + a_5 c_0) T_2, n_2 = a_4 c_1 + a_5 c_0 + (a_4 c_2 + a_5 c_1) T_2, \\ n_3 &= a_4 c_2 + a_5 c_1 + (a_4 c_3 + a_5 c_2) T_2, n_4 = a_4 c_3 + a_5 c_2 + a_5 c_3 T_2, n_5 = a_5 c_3. \end{aligned} \quad (4.27)$$

Зробимо заміну $p = i\omega$, при цьому

$$D(i\omega) = U(\omega) + iV(\omega), \quad (4.28)$$

$$\begin{aligned} U(\omega) &= -m_0 \omega^6 + n_0 \omega^5 + m_2 \omega^4 - n_2 \omega^3 - m_4 \omega^2 + n_4 \omega + m_6, \\ V(\omega) &= -m_1 \omega^5 + n_1 \omega^4 + m_3 \omega^3 + n_3 \omega^2 - m_5 \omega + n_5. \end{aligned} \quad (4.29)$$

Користуючись коефіцієнтами оператора (4.28) за допомогою модифікованого критерію Рауса-Гурвіца для поліномів з комплексними коефіцієнтами, можна досліджувати стійкість системи.[10]

Частотна передавальна функція

$$W(i\omega) = \frac{u_a e^{i(\omega t + \psi)}}{a e^{i\omega t}} = \omega^2 \frac{1 + i\omega T_2}{U(\omega) + iV(\omega)} = \omega^2 (U_1 + iV_1) = \frac{u_a}{a} e^{i\psi} = A(\omega) e^{i\psi(\omega)}. \quad (4.30)$$

Амплітудна та фазова частотні характеристики визначаються формулами,

подібними до (4.18):

$$A(\omega) = \omega^2 \sqrt{U_1^2 + V_1^2} = \omega^2 \sqrt{\frac{1 + T_2^2 \omega^2}{U^2 + V^2}}, \psi(\omega) = -\arctg \frac{V}{U}. \quad (4.31)$$

4.3 Побудова динамічних характеристик для випадків постійних та змінних коефіцієнтів

Для побудови динамічних характеристик геометричні та режимні параметри незмінні та беруться ті ж, що й у двох попередніх розрахунках.

Геометричні параметри та маса: $r_1=0.07$ м, $r_2=0.127$ м, $r_3=0.17$ м, $l_1=0.13$ м, $l_2=0.043$ м, $H_1=2 \cdot 10^{-4}$ м, $H_2=6 \cdot 10^{-5}$ м, $A_n=A_0=0.048$ м², $m=120$ кг.

Режимні параметри: $p_3=0$, $p_n=2.8$ МПа, $k_*=3 \cdot 10^4$ Н/м, $\Delta=22$ мм, $\zeta=0.1$, $c=1.14 \cdot 10^3$ Нс/м, $E=2 \cdot 10^9$ Па, $T_{*min}=1.15 \cdot 10^5$ Н, $T_{*max}=1.3 \cdot 10^5$ Н, $\mu=10^{-3}$ Нс/м², $\rho=10^3$ кг/м³.

Постійні часу: $T_1^2=4 \cdot 10^{-3}$ с², $T_2=1.94 \cdot 10^{-4}$ с, $\tau=5 \cdot 10^{-4}$ с.

Динамічні характеристики для радіально-осьових[5] коливань будуються за єдиного значення безрозмірного початкового ексцентриситету $\varepsilon_0=0.2$ та трьох значення тиску нагнітання p_1 : 1 - $p_1=1.5$ МПа, 2 - $p_1=2.4$ МПа, 3 - $p_1=4$ МПа. Динамічний розрахунок ведеться для трьох значень параметра конусності каналу θ : $\theta=-0.3$, $\theta=0$ и $\theta=0.3$. Характеристики зображені на рисунках 4.1 - 4.6. На рисунках 4.1 - 4.3 зображено амплітудно-частотні характеристики для випадків постійних коефіцієнтів ($p_2=const$), а на рисунках 4.4 - 4.6 для випадків змінних коефіцієнтів ($p_2<>const$).

Отримані наступні значення та вирази для коефіцієнтів для a_1 - a_5 та c_0 - c_3 . Вирази-залежності коефіцієнтів від p_1 , θ та ω .

$$a_1=202.8;$$

$$a_2=504.5+4.9 \cdot 10^{-4} p_1;$$

$$a_3=0.07\theta p_1+0.38 p_1^2/2.47 \cdot 10^7 + p_1$$

$$a_4=0.25\omega;$$

$$a_5=75.67\omega;$$

$$c_0=7.76 \cdot 10^{-7};$$

$$c_1=4 \cdot 10^{-3};$$

$$c_2=37.45;$$

$$c_3 = 9.94 \cdot 10^{-3} p_1 + 1;$$

Нижче наведено графічні відображення характеристик: 1 - $p_1 = 1.5$ МПа,
2 - $p_1 = 2.4$ МПа, 3 - $p_1 = 4$ МПа

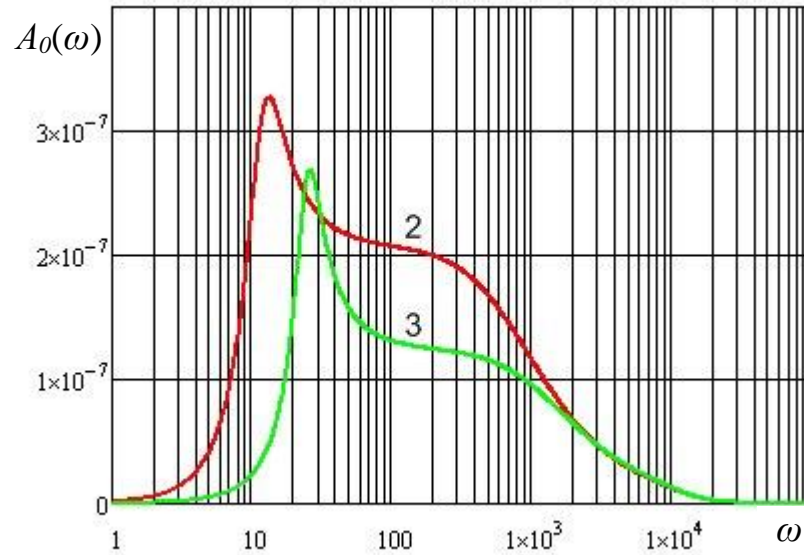


Рисунок 4.1 – Амплітудно-частотна характеристика при $\theta = -0.3$

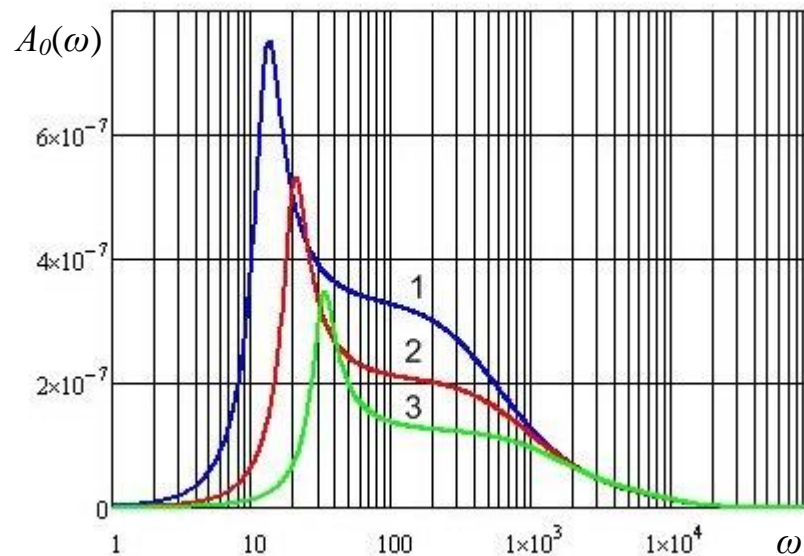


Рисунок 4.2 – Амплітудно-частотна характеристика при $\theta = 0$

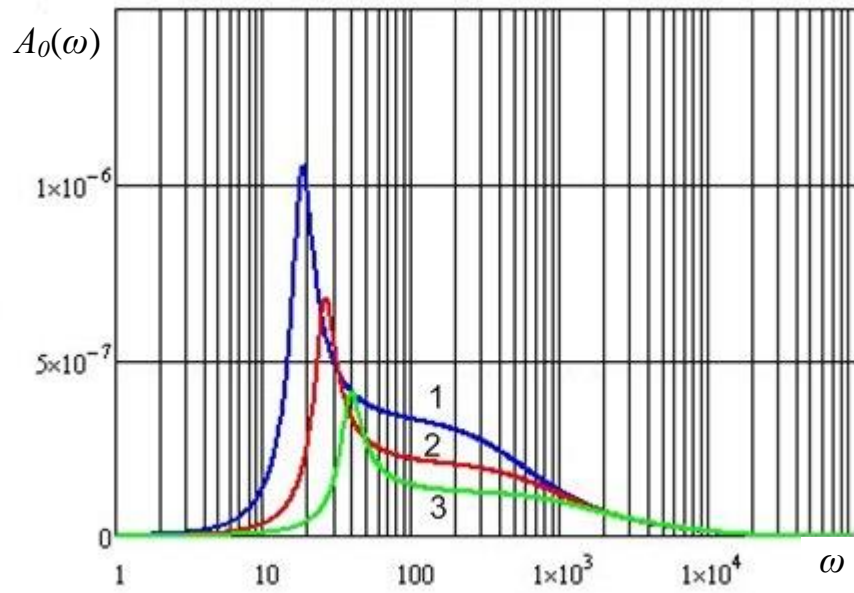


Рисунок 4.3 – Амплітудно-частотна характеристика при $\theta=0.3$

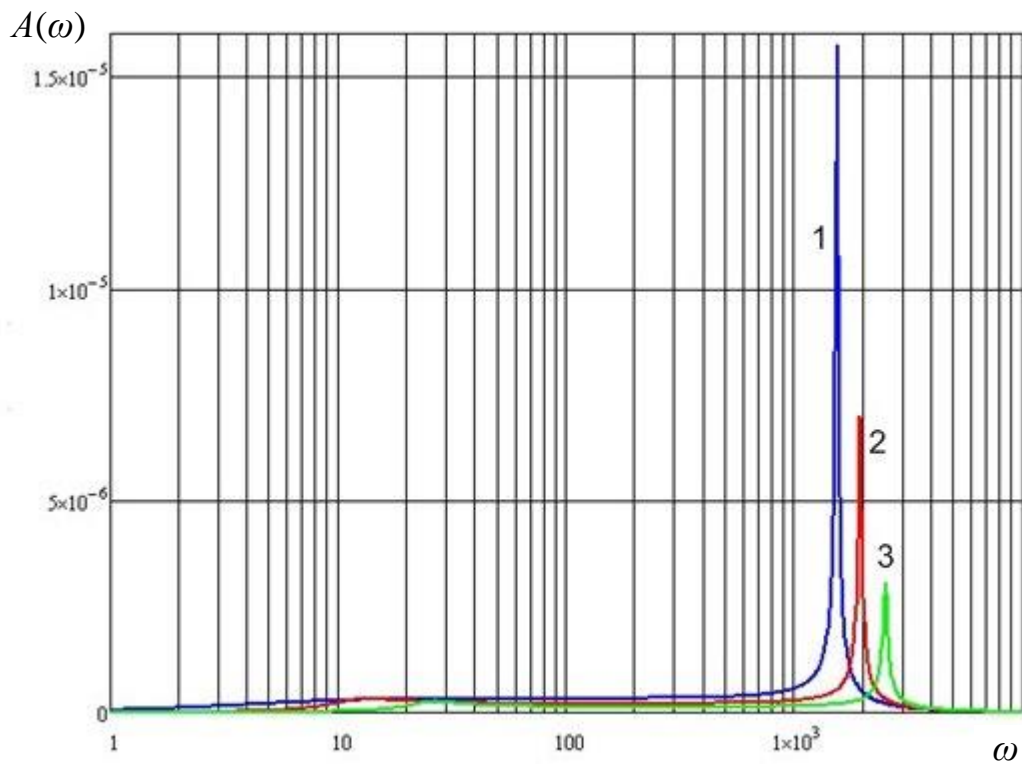


Рисунок 4.4 – Амплітудно-частотна характеристика при $\theta=-0.3$

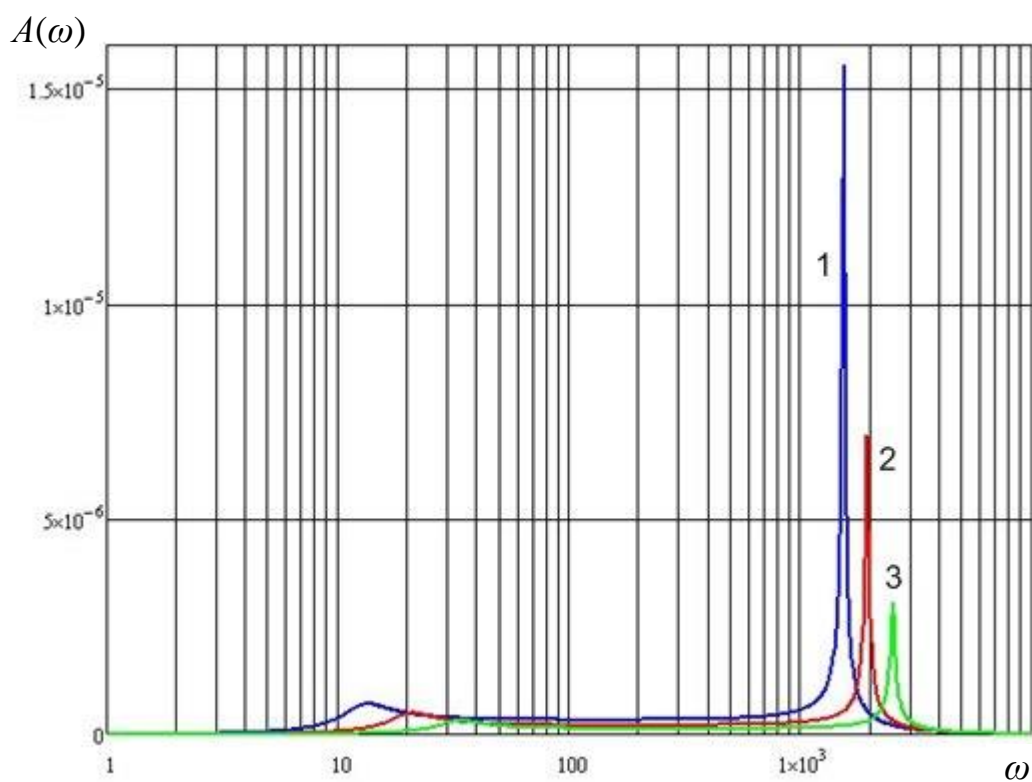


Рисунок 4.5 – Амплітудно-частотна характеристика при $\theta=0$

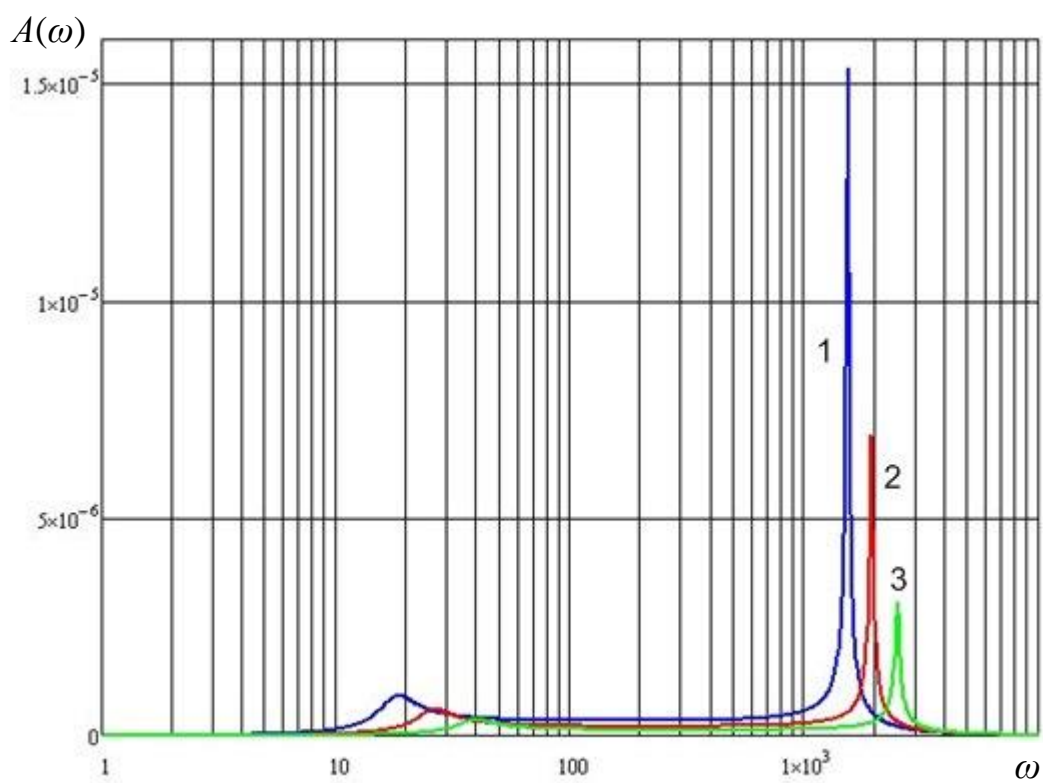


Рисунок 4.6 – Амплітудно-частотна характеристика при $\theta=0.3$

4.4 Висновки

Радіальні та осьові коливання ротора з системою авторозвантаження є взаємопов'язаними і виникають через радіальний дисбаланс ротора.

Експерименти, проведені в цій галузі, підтверджують теоретично встановлений зв'язок радіальних і осьових коливань роторів відцентрових насосів з автоматичними врівноважуючими пристроями.

Аналіз динамічних характеристик радіально-осьових коливань показав, що амплітудні характеристики визначаються, переважно динамічною жорсткістю гідроп'яти.

Перші парціальні частоти набагато нижче других парціальних частот. Якщо враховувати зміну тиску в камері гідроп'яти, амплітуди вимушених коливань, що відповідають першим парціальним частотам у кілька разів нижче за амплітуд, що відповідають другим парціальним частотам.

Зі збільшенням тиску нагнітання, амплітуда вимушених коливань зменшується, а парціальні частоти збільшуються. Параметр конусності слабо впливає на амплітуду вимушених коливань.

ВИСНОВКИ

1. Система врівноваження осьових сил, що діють на ротор багатоступінчастого насоса, виконує одночасно функції безконтактного радіально-торцевого щілинного ущільнення та радіально-упорного гідростатичного підшипника. Система врівноваження - система автоматичного регулювання, як величини протікання, так і несучої здатності підшипника. Розрахунок такої системи вимагає аналізу як рівноважного стану, а й динамічних характеристик, включаючи оцінку динамічної стійкості.

2. Ексцентриситет валу в циліндричному щілинному ущільненні впливає на величину осової сили тиску, що діє на врівноважуючий диск, і, відповідно, на статичні характеристики системи. Неминучі радіальні коливання валу, що обертається, відіграють роль кінематичного збудження осьових коливань..

3. Динамічні характеристики системи залежать головним чином від динамічної жорсткості. Остання визначається стисканням рідинної плівки в торцевому зазорі і стисливістю рідини в камері гідроп'яти. Потік витіснення є ефективним демпфуючим фактором; стисливість рідини є причиною динамічної нестійкості.

4. Результати розрахунку амплітудних характеристик незалежних осьових коливань реальних конструкцій показують, що завдяки демпфуванню, зумовленому потоком витіснення, резонансні режими майже не виявляються.

5. Радіальні та осові коливання ротора з системою авторозвантаження є взаємопов'язаними і виникають через радіальний дисбаланс ротора..

6. Експерименти, проведені в цій галузі, підтверджують теоретично встановлений зв'язок радіальних і осьових коливань роторів відцентрових насосів з автоматичними пристроями, що врівноважують.

7. Аналіз динамічних характеристик радіально-осових коливань показав, що амплітудні характеристики визначаються, переважно динамічною жорсткістю гідроп'яти.

8. Перші парціальні частоти набагато нижче других парціальних частот. Якщо враховувати зміну тиску в камері гідроп'яти, амплітуди вимушених коливань, що відповідають першим парціальним частотам у кілька разів нижче за амплітуд, що відповідають другим парціальним частотам.

9. Зі збільшенням тиску нагнітання, амплітуда вимушених коливань зменшується, а парціальні частоти збільшуються. Параметр конусності слабо впливає на амплітуду вимушених коливань.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Корчак А. Статичний розрахунок радіально-упорних гідростатичних саморегульованих підшипників/ Корчак А, Марцинковский В.А., Чурилова В.Е//Вісник Технологічного університету Поділля. Ч.1, т.1.Технічні науки. Хмельницький, 2003. С. 196-201.
2. Марцинковский В.А. Гідродинаміка дроселюючих каналів. -Суми: видавництво Сумського Держуніверситету, 2002.- 337 с.
3. Марцинковский В.А. Насоси атомних електростанцій / Марцинковский В.А, Ворона П.Н. – М.: Енергоатоміздат, 1987. -256 с.
4. Марцинковский В.А. Шпаринні ущільнення: теорія та практика. – Суми: Вид-во СумДУ, 2005. – 416 с.
5. W.Marcinkowski. Szczeliny tarczy odciążającej napór osiowy i ich wpływ na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej/ W.Marcinkowski, A.Korczak//Proc.X Int. Conf. Seals and Sealing Technology in Machines and Dewices. Wroclaw, 2004.- P.318-328
6. Марцинковский В.А. Основи динаміки роторів.- Суми: Вид-во СумДУ, 2009. – 307 с.
7. Marcinkowski W., Kundera Cz. Teoria konstrukcji uszczelnien bezstykowych.- Kielce: Wyd-wo Politechniki Świętokrzyskiej, 2008. – 443 s.
8. Марцинковский В.А. Безконтактні ущільнення роторних машин. - М.: Машинобудування, 1980. – 200с.
9. Чегурко Л.Е. Розвантажувальні пристрої живильних насосів теплових електростанцій. - М.: Енергія, 1978, - 160 с.
10. Andrzej Korczak. Badania układów rownoważących napór osiowy w wielostopniowych pompach odśrodkowych. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2005-161 s.
11. Ломакин А. А. Відцентрові та осьові насоси. М., "Машинобудування", 1966. – 364 с.