

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: «Розрахунок характеристик автоматичного пристрою осьового врівноваження з пружно-встановленим опорним вкладишем»

Спеціальність: 131 Прикладна механіка
Освітня програма: Комп'ютерна механіка
Виконав: студент групи КМ.м-91
Котляревський Д.Б
Керівник: доц. Сovenko Н.В.
Рецензент: Черевко О.А.

Суми 2020

SUMS

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра: 40 с., 13 рис., 2 табл., 13 джерел..

Об'єкт дослідження – автоматичний врівноважуючий пристрій зі пружно-встановленим вкладишем.

Предметом дослідження є – гідродинамічні характеристики автоматичного врівноважуючого пристрою з пружно-встановленим вкладишем.

Метою даної роботи є – визначення ефективності модифікованої конструкції гідроп'яти, в порівнянні з традиційною.

Методи дослідження – аналітичне обчислення гідродинамічних показників з урахуванням конусності. Визначення конусності проводилося як за допомогою аналітичних обчислень, так і за допомогою чисельних обчислень в програмному комплексі «ANSYS».

Досягненню поставленої мети сприяє виконання таких завдань:

1. Визначити осьову силу, що діє відцентрове колесо.
2. Проаналізувати рух рідини в торцевому дроселі.
3. Встановити деформації диску.
4. Знайти коефіцієнт статичної жорсткості та умову статичної стійкості.

Вибрати геометрію перетину.

5. Розрахувати статичні характеристики удосконаленої конструкції з пружно-встановленими вкладишами й традиційної, порівняти та проаналізувати результати.

У даній роботі було з'ясовано, що при оптимальному значенні осьової сили модифікована модель працює з меншими зазорами, а отже і з менш помітною витратою через торцеву щілину. Причиною цих змін є менші значення кутів конусності в змінній конструкції.

РОТОР, ГІДРОП'ЯТА, ЦИЛІНДРИЧНИЙ ДРОСЕЛЬ, ОСЬОВА СИЛА, ТИСК, СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ТОРЦЕВА ЩІЛИНА, ВІДЦЕНТРОВЕ КОЛЕСО.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. ОСЬОВА СИЛА, ЩО ДІЄ НА ВІДЦЕНТРОВЕ КОЛЕСО.....	6
1.1 Розрахунок величини осьової сили.....	6
1.2 Висновки.....	9
2 АВТОМАТИЧНИЙ ВРІВНОВАЖУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ ТА ЙОГО ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	10
2.1 Аналіз течії рідини в циліндричному дроселі гідроп'яти.....	10
2.2 Рух рідини в торцевій щілині з урахуванням її конусності.....	13
2.3 Деформації диску.....	20
2.4 Геометрія перетину.....	23
2.5 Висновки.....	26
3 СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО ВРІВНОВАЖУВАННЯ.....	27
3.1 Мета розрахунку.....	27
3.2 Статичний розрахунок.....	35
3.3 Порівняння статичних характеристик конструкції з пружно- встановленими вкладишами та традиційної конструкції.	37
3.4 Коефіцієнт статичної жорсткості та умови статичної стійкості в торцевому зазорі.....	39
3.5 Висновки.....	40
ВИСНОВКИ.....	41
Перелік посилань.....	42

ВСТУП

Під час роботи насоса, на ротор діє складна система впливаючих на нього сил, серед яких осьова сила є максимальною за абсолютним значенням. Для багатоступневих насосів з високим рівнем напору, осьова сила сягає від десятків до сотень тонн, через це врівноважуючі апарати осьових сил можуть бути енергонасиченими і напруженими, адже на них витрачається до 10% інтенсивності насоса, що в більшій кількості випадків може сягати до тисячі кіловат. Також врівноважуючі прилади мають складні й саморегулюючі гідромеханічними системами зі зворотніми взаємозв'язками й при поодиноких випадках можуть статися систематичні самопорушувани коливання. Ці коливання встановлюють на кінцевий вплив вібрації цілого насоса. Саме цим спочатку визначається значимість питань обчислення та формування пристроїв для урівноваження осьових сил.

Також врівноважуючі прилади можуть виконувати роль осьових гідростатичних підшипників, несуча здатність яких забезпечується великим тиском живлення. Найчастіше, це абсолютний тиск, що нагнітається насосом. Врівноважуючий пристрій також може служити і як гідростатична радіальна опора. При високому тиску живлення характерні помітні втрати рідини, а це призводить до зниження економічності насоса. Для того, щоб зменшити зазори гідравлічного шляху протікання, необхідно їх зробити як можна меншими. Як результат, врівноважуючий пристрій також може виконувати функцію кінцевого ущільнення.

Виходячи з цього, можна зробити висновок що, автоматичний розвантажувальний пристрій може бути комбінованим вузлом, що пов'язує роботу гідростатичних радіально-упорних підшипників та безконтактних кінцевих ущільнень. Для використання та економічності даних вузлів, необхідно витримувати взаємодію частних задач, що ставляться до даного

вузла, для цього потрібні більш продвинуті методи для їх розрахунку й конструювання.

На даний момент у зв'язку з різноманітністю умов праці врівноважуючих пристроїв та наданих до них побажань, виникла велика кількість різновидів конструкцій, і зв'язаних з цим методів, що пов'язані з обчисленнями статичних характеристик, що можуть реалізуватися за власними методиками. На сьогоднішній день найбільш надійні вузли це пристрої зі зворотнім зв'язком: між врівноважуючою силою та осьовим сдвигом ротора може бути від'ємний зворотній зв'язок, що надає саморегулюючу стабілізацію осьового врівноваження ротора. Порівнюючи основні показники, що характеризують економічність й надійність пристрою, обирають оптимальне для заданих умов практичне рішення.

1. ОСЬОВА СИЛА, ЩО ДІЄ НА ВІДЦЕНТРОВЕ КОЛЕСО

1.1 Розрахунок величини осьової сили

При розробці та обчисленні насосних приладів, осьова сила знаходиться за умов прийняття гіпотези, в котрій сказано: якщо рідина перебуває у двох пазухах, ступені обертаються як постійне тіло з частотою $\omega_{\text{ж}}$, що прирівнюється половині частоти обертання ротора Ω .

За даною гіпотезою розподіл тиску по окружності дисків коліщати, інтегрується параболічним законом

$$p = p_k - 0,5p\omega_{\text{ж}}^2(R_2^2 - R^2) \quad (1.1)$$

Осьова сила знаходиться при інтегруванні тиску по площі кільця, обмеженої радіусами R_0 і R_1 й дорівнює площині $S_{\text{вх}}$ вхідної кромки колеса:

$$T_k = \int_0^{2\pi} \int_{R_0}^{R_1} pRdRd\varphi$$

Якщо припустити що $\omega_{\text{ж}} = 0,5\Omega$, то після інтегрування отримаємо:

$$T_k = S_{\text{вх}} \left[p - p \frac{\Omega^2 R_2^2}{8} \left(1 - \frac{R_0^2 + R_1^2}{2R_2^2} \right) \right] \quad (1.2)$$

Для насосів зі значним числом ступенів z сумарна сила осей, яка впливає на ротор, матиме вигляд:

$$T \approx zT_k$$

За теорією подібності лопатевих насосів слід зазначити, що притиск працюючого колеса достатньо точно виявляється квадратичною залежністю від частоти обертання. Отже:

$$p_k = B\Omega^2; T = A\Omega^2; \quad (1.3)$$

де B – це коефіцієнт пропорційності, який можна знайти за допомогою гідравлічного обрахунку або експериментально; за формулою (1.2)

$$A = zS_{\text{вх}} \left[B - p \frac{R_2^2}{8} \left(1 - \frac{R_0^2 + R_1^2}{2R_2^2} \right) \right]$$

Представлені визначення припускають аналіз роботи, урівноважених адаптацій в режимах переходу, що обумовлені зміною частоти обертання ротора.

З визначення (1.1) припускаємо, що середній тиск і потужність тиску на пластину колеса нижче, при умові якщо частота обертання більша аніж рідини в пазусі. Коли частота $\omega_{\text{ж}}$ падає $\omega_{\text{ж}}$, то епюра тиску збільшується. Ця умова має широкий ряд використання, у різноманітних побудовах для стабільності осьового зусилля: впроваджують усі необхідні заходи для збільшення усередненої частоти обертання рідини в правій пазусі та для її спаду в лівій.

Приклад переміщення рідини як постійного тіла з частотою кута $0,5\Omega$ є доволі грубим, адже на поділ швидкості й тиску на поверхню диска, що обертається, може діяти велика кількість чинників. Наприклад, розмірність та форма камери, спрямованість та амплітуда радіальної течії, жорсткість стінок камери, завиток рідини при вході до камере. Всі ці чинники так чи інакше впливають на обчислення, але найбільше у турбулентних режимах, найчастіше для насосних машин з високими власними параметрами,

зумовлює немалі труднощі в математичному обчисленні, отже основною ланкою інформації являється тільки експеримент. Основні підсумки експериментів потоку рідини між диском та кожухом обумовлюються наступним:

1. Середня кутова швидкість рідини у зазорі зменшується при зростанні зазору. Це також доводиться результатами дослідів як на колесі в прикритім кожусі, так й розмірами осьової потужності на роторі насоса, при багатогранних співвідношеннях зазорів з напрямку основного та прикриваючого дисків.

2. Перпендикулярна течія від середнього значення до периферії, притаманний для бокової камери основного диску робочого колеса, зменшує середню частоту обертання рідини. Зворотний результат відбувається через радіальну течію, починаючи з периферії і доходючи до центру.

Вплив радіальної течії зростає завдяки скороченню осьового зазору. А отже, радіальні течії в камерах посереднього ступеню можуть призвести зростання осьової сили, якщо зробити порівняння з її розрахунковими значеннями.

3. Швидкість, що витрачається, можемо визначити за допомогою витрат протікання через щільні ущільнення. Можемо зробити висновок, що зростання радіальних зазорів в ущільненнях призводить до значного збільшення осьової сили, що дозволяє користуватися значенням цієї сили як основним діагностичним параметром, який описує знос ущільнень.

4. При зростанні вимірів насосів, збільшуються і нестационарні показники осьової сили, що винятково немалі в перехідних режимах, а також під час роботи насоса на невеликих обертах. Сильні пульсації течії в руховій частині можуть змінити знак осьової сили. Збільшення осьового навантаження в неопрацьованих режимах може привезти до того, що на деяких живильних насосах, окрім простої п'яти, задіяний побічний упорний підшипник для опрацювання надмірних осьових сил, які можуть

формуватися під час зупинки насоса й в результаті різкого пониження потужності. Основним показником нестационарних осьових сил є гідродинамічні збурення течії в частці потоку.

5. На даний момент, оцінку осьових сил можна одержати за визначенням (1.2), опираючись на закон про розподіл тиску (1.1). Точніше, розрахунок осьових сил, що враховують радіальний протяг і початкову завитку плинину на початку камери, а також й по ширині камери. Дані розрахунки обумовлені чисельним інтегруванням рівнянь плинину рідини і зосереджені на використанні ЕОМ

1.2 Висновки

У даному розділі було з'ясовано, як виникає осьова сила, що діє на ротор, і приведено вирази для її обчислення.

2 АВТОМАТИЧНИЙ ВРІВНОВАЖУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ ТА ЙОГО ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

2.1 Аналіз течії рідини в циліндричному дроселі гідропр'яти

Для того, щоб вирішити задачу течії рідини в циліндричному дроселі, потрібно скористуватися таким рівнянням руху:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{k_z \mu}{h_c^3} q, \quad (2.1)$$

де μ - динамічний коефіцієнт в'язкості;

h_c - постійний циліндричний зазор за величиною;

k_z - коефіцієнт опору тертя;

$V_c = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \zeta_{0c}}}$ - швидкість потоку рідини в циліндричному каналі;

ζ_{0c} - коефіцієнт повних втрат на циліндричному дроселі.

Коефіцієнт опору тертя k_z дорівнює:

$$k_z = \frac{\lambda_z Re_z}{8} = \frac{C}{Re_z} \frac{Re_z}{8} = \frac{C}{8} Re_z^{1-n} = k_{z0} \left(\frac{Re_z}{Re_{z0}} \right)^{1-n} = k_{z0} K$$

$$\text{де } k_{z0} = \frac{C}{8} Re_{z0}^{1-n}; \quad Re_{z0} = \frac{2\rho h_c V_{c0}}{\mu}; \quad K = \left(\frac{q}{q_0} \right)^{1-n}.$$

Формула витрат рідини в циліндричному каналі має вигляд

$$q = V_c h_c = q_0 \quad (2.2)$$

Постійні C і n в залежності від методу роботи течії представлені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Постійні n і C для різних режимів течії

Режим течії	n	C
Ламінарний режим	1	96
Турбулентний режим	0,25	0,307
Автомодельна область турбулентної течії	0	0,06 - для торцевого дроселя 0,04 - для циліндричного дроселя

Рівняння Рейнольдса з застосуванням q і k_z має такий вигляд:

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{k_{z0}\mu}{h_c^3} q_0 \quad (2.3)$$

Об'єднавши вираз (2.3), отримуємо розподіл тиску по довжині циліндричного дроселя:

$$p(z) = C - \frac{k_{z0}\mu}{h_c^3} q_0 z \quad (2.4)$$

Безроздільний перепад тиску в циліндричній щілині матиме вигляд:

$$\Delta p_c = p_1 - p_2 = (\zeta_{01} + \zeta_{2c} - \zeta_{02}) \frac{\rho V_c^2}{2} = \zeta_c \frac{\rho V_c^2}{2}$$

де

$$p_1 = p_{10} - \zeta_{01} \frac{\rho V_c^2}{2}; \quad p_2 = p_{20} - \zeta_{02} \frac{\rho V_c^2}{2}$$

ζ_{01} - коефіцієнт місцевих втрат на вході в канал;

ζ_{02} - коефіцієнт місцевих втрат на виході;

ζ_{2c} - коефіцієнт втрат по довжині каналу.

Коефіцієнти місцевих витрат являють незмінними величинами, що за дослідницькими результатами набувають наступні значення: коефіцієнт витрат при вході до каналу $\zeta_{01} = 1,5$, при виході - $\zeta_{02} = 0,2 \zeta_{01}$.

Коефіцієнт витрат по довжині каналу:

$$\zeta_{2c} = \frac{\lambda_z l_c}{2h_c} \quad (2.5)$$

Зміна тиску в циліндричному дроселі й сума тисків при вході та виході з дроселя, враховуючи місцеві втрати:

$$\Delta p_c = p_1 - p_2 = \left(p_{10} - \zeta_{01} \frac{pV_c^2}{2} \right) - \left(p_{20} - \zeta_{02} \frac{pV_c^2}{2} \right) = \Delta p_0 - \Delta p_0 \frac{\zeta_{01} - \zeta_{02}}{\zeta_c} \quad (2.6)$$

$$\Sigma p = p_1 + p_2 = \left(p_{10} - \zeta_{01} \frac{pV_c^2}{2} \right) + \left(p_{20} - \zeta_{02} \frac{pV_c^2}{2} \right) = \Delta p_0 - \Delta p_0 \frac{\zeta_{01} + \zeta_{02}}{\zeta_c} \quad (2.7)$$

незмінну C знаходимо, прирівнюючи суму тисків (2.4).

$$C = \Delta p_0 - \Delta p_0 \frac{\zeta_{01} + \zeta_{02}}{\zeta_c} \quad (2.8)$$

Постійну q_0 знайдемо, вирахувавши різницю тисків (2.4).

$$\Sigma p = p(l_c/2) - p(-l_c/2)$$

виразом (2.6):

$$q_0 = \Delta p_0 \left(1 - \frac{\zeta_{01} - \zeta_{02}}{\zeta_c} \right) \frac{h_c^3}{k_{z0} \mu l_c} \quad (2.9)$$

Враховуючи знайдені величини, отримуємо вираз для простої затрати рідини через циліндричний дросель:

$$q = q_0 = \Delta p_0 \left(1 - \frac{\zeta_{01} - \zeta_{02}}{\zeta_c}\right) \frac{h_c^3}{k_{z0} \mu l_c} \quad (2.10)$$

Проінтегрувавши вираз (2.10), Отримуємо всю витрату через циліндричний канал:

$$Q_c = \int_0^{2\pi} q d\varphi = 2\pi \Delta p_0 \left(1 - \frac{\zeta_{01} - \zeta_{02}}{\zeta_c}\right) \frac{h_c^3}{k_{z0} \mu l_c} \quad (2.11)$$

2.2 Рух рідини в торцевій щілині з урахуванням її конусності

Для рішення задачі течії рідини в торцевому дроселі, використовують усереднене рівняння руху з застосуванням відцентрової сили інерції, рівняння нерозривності:

$$\begin{cases} \frac{dp}{dr} - 0,3\rho\omega^2 r b_c = -\frac{k_r \mu}{r h^3} q, \\ \frac{dq}{dr} = 0, \end{cases} \quad (2.12)$$

де ω частота обертів;

$h = h_m(1 + \theta_m y)$ - поточний зазор;

$$h_m = h_{m0} + z + r_m(\theta_x \sin \varphi - \theta_y \cos \varphi) = 1 + \bar{z} + \frac{r_m}{r_3}(\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi)$$

складова зазору на середньому радіусі;

$\theta_m = \bar{\beta} - \bar{\beta}\bar{z} + (\Lambda - \bar{\beta})(\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi)$ - змінна, що визначає конусність каналу;

$r_m = 0,5(r_2 + r_3)$ - середній радіус;

$r = r_m(1 + \Lambda_y)$ - поточний радіус;

$$\bar{z} = \frac{z}{h_{m0}}; \quad \bar{\theta}_x = \frac{r_3}{h_{m0}} \theta_x; \quad \bar{\theta}_y = \frac{r_3}{h_{m0}} \theta_y; \quad \Lambda = \frac{b_c}{2r_m}; \quad \bar{\beta} = \frac{b_c \beta}{2 h_{m0}};$$

β - кут конусності торцевого зазору.

Система рівнянь (2.12), замикається граничними умовами для тиску з застосуванням місцевих витрат:

$$\text{при } r = r_2, \quad p_2 = p_{20} - \Delta p_2;$$

$$\text{при } r = r_3, \quad p_3 = p_{30} - \Delta p_3;$$

де $\Delta p_{2,3}$ - місцеві гідравлічні витрати при вході і при виході каналу (Рисунок 2.1).

З рівняння нерозривності системи 2.12 виразимо просту витрату рідини в радіальному напрямку:

$$q = \bar{V}_r h r = q_m \quad (2.13)$$

де $q_m = \bar{V}_m h_m r_m$ - не залежить від радіуса складова витрат, \bar{V}_m - незмінна складова радіальної швидкості на середньому радіусі ,

Тоді посередня швидкість течії рідини в залежності від радіуса:

$$\bar{V}_r = \frac{q}{rh} = \frac{q_m/r_m h_{m0}}{1 + \bar{z} + r_m/r_3 (\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi)} \frac{1}{(1 + \Lambda_y)(1 + \theta_m y)} \quad (2.14)$$

$$q_m = q_0 \quad (2.15)$$

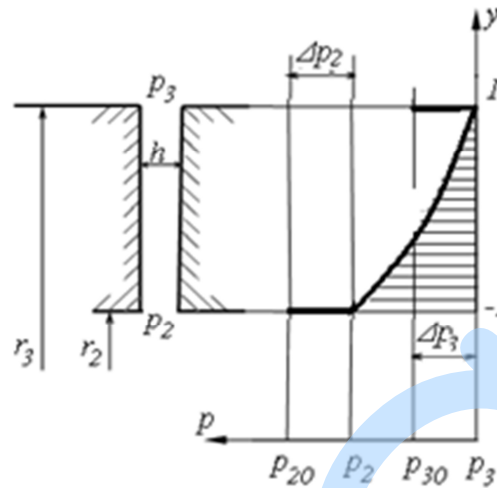


Рисунок 2.1 - Розподіл тиску в торцевому дроселі з урахуванням місцевих втрат

З урахуванням зміни модифікованого коефіцієнта тертя в радіальному напрямку, вздовж торцевого зазору залежно від швидкості радіального потоку рідини, а саме:

$$k_r = \frac{\lambda_r Re_r}{8} = \frac{C}{Re_r^n} \frac{Re_r}{8} = \frac{C}{8} Re_r^{1-n} = k_{r0} \left(\frac{Re_r}{Re_{r0}} \right)^{1-n} = k_{r0} K$$

$$\text{де } k_{r0} = \frac{C}{8} Re_{r0}^{1-n}, Re_{r0} = \frac{2p|\bar{v}_{m0}|h_{m0}}{\mu}, K = \left(\frac{\bar{v}_r h}{\bar{v}_{m0} h_{m0}} \right)^{1-n} = \left(\frac{r_m}{r} \right)^{1-n}$$

виміри, що визначаються без урахування переміщення стінки;

\bar{V}_r - усереднена швидкість течії рідини залежно від радіуса;

\bar{V}_{m0} - усереднена швидкість течії рідини в торцевому зазорі при паралельних стінках каналу.

Рівняння Рейнольдса системи (2.12) враховуючи q_m і k_r матиме вигляд:

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{k_{r0}\mu}{r_m h_{m0}^3} q_0 \left[1 + z + \frac{r_m}{r_3} (\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi) \right]^{-3} \frac{1}{(1+\Lambda y)^{2-n} (1+\theta_m y)^3} \quad (2.16)$$

Об'єднавши (2.16), Зможемо знайти розподіл тиску по радіусу:

$$p(y) = C - \frac{k_{r0}\mu}{r_m h_{m0}^3} \frac{b_c}{2} q_0 \left[1 + z + \frac{r_m}{r_3} (\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi) \right]^{-3} * y - \frac{(2-n)\Lambda + 3\theta_m}{2} y^2 + \left[\frac{(2-n)(3-n)}{6} \Lambda^2 + (2-n)\Lambda\theta_m + 2\theta_m^2 \right] y^3 \quad (2.17)$$

Зміна тиску на торцевому дроселі, а також сума тисків при вході й виході торцевого дроселя з урахуванням місцевих втрат:

$$\Delta p = p_2 - p_3 = \left(p_{20} - \zeta_{11} \frac{p\bar{V}_2^2}{2} \right) - \left(p_{30} - \zeta_{12} \frac{p\bar{V}_3^2}{2} \right) = \Delta p_0 - \Delta p_0 \frac{\zeta_{11} - \zeta_{12}}{\zeta_{sum}} + 2\Delta p_0 \left\langle \left[\frac{\zeta_{11}}{\zeta_{0m}} \frac{1}{1-\beta} - \frac{\zeta_{12}}{\zeta_{0m}} \frac{1}{1+\beta} \right] \bar{z} + \left[\frac{\zeta_{11}}{\zeta_{0m}} \frac{1-\Lambda}{1-\beta} - \frac{\zeta_{12}}{\zeta_{0m}} \frac{1+\Lambda}{1+\beta} \right] \frac{r_m}{r_3} (\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi) \right\rangle \quad (2.18)$$

$$\Sigma p = p_2 + p_3 = \left(p_{20} - \zeta_{11} \frac{p\bar{V}_2^2}{2} \right) + \left(p_{30} - \zeta_{12} \frac{p\bar{V}_3^2}{2} \right) = \Sigma p_0 - \Delta p_0 \frac{\zeta_{11} + \zeta_{12}}{\zeta_{0m}} + 2\Delta p_0 \left\langle \left[\frac{\zeta_{12}}{\zeta_{0m}} \frac{1}{1+\beta} + \frac{\zeta_{11}}{\zeta_{0m}} \frac{1}{1-\beta} \right] \bar{z} + \left[\frac{\zeta_{12}}{\zeta_{0m}} \frac{1+\Lambda}{1+\beta} + \frac{\zeta_{11}}{\zeta_{0m}} \frac{1-\Lambda}{1-\beta} \right] \frac{r_m}{r_3} (\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi) \right\rangle \quad (2.19)$$

Знайдені параметри, що визначаються при нерухомих стінках протоки, рівні: коефіцієнту місцевих втрат - $\zeta_{11} = \frac{\zeta_{11}}{(1-\Lambda)^2(1-\beta)^2}$ і $\zeta_{12} = \frac{\zeta_{12}}{(1+\Lambda)^2(1+\beta)^2}$,

Коефіцієнт втрат вздовж каналу - $\zeta_{2m} = \frac{cb_c}{2h_{m0}} \left(\frac{\mu}{2p|\bar{V}_{m0}|h_{m0}} \right)^n$ та коефіцієнт всіх втрат - $\zeta_{0m} = \zeta_{11} + \zeta_{2m} - \zeta_{12}$. Розмір швидкості рідини на середньому радіусі

$$- \bar{V}_{m0} = \sqrt{\frac{2\Delta p_0}{p\zeta_{0m}}}.$$

Незмінну C знаходимо, зіставляючи суму тисків

$$\Sigma p = p(1) + p(-1)$$

виразом (2.19). В результаті можемо отримати:

$$C = \frac{p_{20} + p_{30}}{2} - \frac{k_{r0}\mu}{r_m h_{m0}^3} \frac{b_c}{2} q_0 \left[1 + z + \frac{r_m}{r_3} (\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi) \right]^{-3} * \langle \frac{(2-n)\Lambda + 3\theta_m}{2} \rangle \quad (2.20)$$

Зіставивши різницю тисків $\Delta p = p(1) - p(-1)$ виразом (2.18), Знайдемо невідомі постійні:

$$q_0 = - \frac{\Delta p_{0\omega} \zeta_{2m} r_m h_{m0}^3}{k_{r0}\mu \zeta_{0m} b_c} \quad (2.21)$$

Де

$$\Delta p_{0\omega} = (p_{20} - p_{30}) + 0,3 \rho \omega^2 r_m b_c,$$

$$\zeta_2 = \zeta_{2m} \left(1 + \frac{(2-n)(3-n)}{6} \Lambda^2 + (2-n)\Lambda\bar{\beta} + 2\bar{\beta}^2 \right)$$

Враховуючи знайдені величини можемо отримати поділ тиску вздовж торцевого дроселя:

$$p = p_s \quad (2.22)$$

де гідростатична складова тиску:

$$\begin{aligned}
p_s = & \frac{p_{20} + p_{30}}{2} - \frac{\Delta p_{0\omega}}{2} \frac{\zeta_{11} + \zeta_{12}}{\zeta_{0m}} + \frac{\Delta p_{0\omega}}{2} \frac{\zeta_{2m}}{\zeta_{0m}} \left\langle y + \frac{(2-n)\Lambda + 3\bar{\beta}}{2} (1-y^2) \right\rangle \\
& + \frac{\Delta p_{0\omega}}{2} \frac{\zeta_{2m}}{\zeta_{0m}} \left\langle 2 \frac{(\zeta_{11} + \zeta_{12})(1-v_z) + (\zeta_{11} - \zeta_{12})\bar{\beta}}{\zeta_{2m}} - \frac{3\bar{\beta}}{2} (1-y^2) \right\rangle \\
& + (-3) * \left(y + \frac{(2-n)\Lambda + 3\bar{\beta}}{2} (1-y^2) \right) \bar{z} \\
& + \frac{\Delta p_{0\omega}}{2} \frac{\zeta_{2m}}{\zeta_{0m}} \left\langle 2 \frac{(\zeta_{11} + \zeta_{12})(1-v_y) - (\zeta_{11} - \zeta_{12})(\Lambda - \bar{\beta})}{\zeta_{2m}} \right\rangle \\
& + \frac{3(\Lambda - \bar{\beta})}{2} (1-y^2) \\
& + (-3) \left(y + \frac{(2-n)\Lambda + 3\bar{\beta}}{2} (1-y^2) \right) \frac{r_m}{r_3} (\bar{\theta}_x \sin \varphi - \bar{\theta}_y \cos \varphi)
\end{aligned}$$

На рисунку (2.2) зображена зміна постійної складової гідростатичного тиску по довжені торцевого дрoселя не враховуючи місцеві втрати. Тиск без врахування місцевих втрат більший, а отже, в результаті сила також змінюється в більшу сторону від осьової сили, враховуючи місцеві втрати:



Рисунок 2.2 - Зміна тиску вздовж торцевого дрoселя

Витрата рідини через торцевий дрoсель:

$$q = -\frac{\Delta p_{\omega} \zeta_{2m} r_m h_{m0}^3}{k_{r0} \mu \zeta_{0m} b_c} + [(1 + \Lambda y)^2] \frac{r_m^2 h_{m0}}{2} + [(1 + \Lambda y)^3] * \\ * \frac{r_m^2 h_{m0} r_m}{3 r_3} \left[\left(\frac{\omega}{2} \bar{\theta}_y \right) \sin \varphi - \left(\frac{\omega}{2} \bar{\theta}_x \right) \text{Ebs } \varphi \right] \quad (2.23)$$

Тиск рідини викликає моменти і сили, що діють з боку рідини на диск гідропр'яти і неподвижне опорне кільце, котрі утворюють торцевий дросель. Моменти і сили, спричинені тиском рідини в торцевій щілині, а отже ми можемо знайти, об'єднавши вирази, які ми отримали раніше для тиску по площі ущільнюючої поверхні

$$F_m = \int_0^{2\pi} \int_{r_2}^{r_3} p(r, \varphi) r dr d\varphi = \frac{r_m b_c}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 p(y, \varphi) (1 + \Lambda \bar{y}) d\bar{y} d\varphi \\ M_x = \int_0^{2\pi} \int_{r_2}^{r_3} p(r, \varphi) \sin \varphi r^2 dr d\varphi = \frac{r_m^2 b_c}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 p(y, \varphi) (1 + \Lambda \bar{y})^2 \sin \varphi d\bar{y} d\varphi \\ M_y = -\int_0^{2\pi} \int_{r_2}^{r_3} p(r, \varphi) \text{Ebs } \varphi r^2 dr d\varphi = \frac{r_m^2 b_c}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 p(y, \varphi) (1 + \Lambda \bar{y})^2 \text{Ebs } \varphi d\bar{y} d\varphi \quad (2.24)$$

Об'єднавши, отримаємо:

$$F_m = F_{m0} \\ M_x = -K_{\gamma} \bar{\theta}_x - B_{\gamma} \left(\frac{\omega}{2} \bar{\theta}_y \right) \\ M_y = -K_{\gamma} \bar{\theta}_y - B_{\gamma} \left(\frac{\omega}{2} \bar{\theta}_x \right) \quad (2.25)$$

де:

$$F_{m0} = 2\pi r_m b_c \left\langle \frac{p_{20} + p_{30}}{2} + \frac{\Delta p_{0\omega}}{2} \left[\frac{(3-n)\Lambda + 3\bar{\beta} \zeta_{2m}}{3 \zeta_{0m}} - \frac{\zeta_{11} + \zeta_{12}}{\zeta_{0m}} \right] \right\rangle$$

$$\begin{aligned}
K_{\psi} &= 2\pi r_m b_c \left\langle \frac{\delta p_2}{2} + \frac{\delta p_2}{2} \left[\frac{(3-n)\Lambda + 3\bar{\beta}}{3} \frac{\zeta_{2m}}{\zeta_{0m} - \zeta_{2n}/2} - \frac{\zeta_{11} + \zeta_{12}}{\zeta_{0m} - \zeta_{2n}/2} \right] \right\rangle \\
K_z &= 2\pi r_m b_c \frac{\Delta p_{0\omega}}{2} \left\langle \frac{\zeta_{2m}}{\zeta_{0m}} \left[\bar{\beta} + 3 \frac{(3-n)\Lambda + 3\bar{\beta}}{3} \right] - 2 \frac{(\zeta_{11} + \zeta_{12}) + (\zeta_{11} - \zeta_{12})\bar{\beta}}{\zeta_{0m}} \right\rangle \\
B_z &= \\
k_{r0\mu} \frac{\pi r_m^2 b_c^2}{3 h_{m0}^2} \left\langle \left(1 - \frac{n}{2}\right) \left[2\Lambda + \left((3-n)\Lambda + 3\bar{\beta} \right) \right] + 3 \frac{(\zeta_{11} + \zeta_{12}) - (\zeta_{11} - \zeta_{12})2\Lambda}{\zeta_{2m}} \right\rangle
\end{aligned} \tag{2.26}$$

Сила, що починає діяти з одного боку рідини на стінки торцевого дроселя, вважається перепадом тиску на торцевому дроселі, й обумовлена впливом витіснення, виражена рухом стінок, що створюють зазор. Цей рух ураховує обертання кільця, осьові і кутові коливання.

Моменти, які діють з боку рідини на стінки торцевого дроселя, представлені перекосом, кутовими коливаннями й в результаті обертанням.

Всю втрату через торцевий дросель знаходимо, об'єднавши елементарну втрату через торцевий сектор $d\varphi$ по колу:

$$Q_m = \int_0^{2\pi} q d\varphi \tag{2.27}$$

В результаті отримаємо:

$$Q_m = -2\pi \frac{\Delta p_{0\omega}}{k_{r0\mu}} \frac{\zeta_{2m}}{\zeta_{0m}} \frac{r_m h_{m0}^3}{b_c} + 2\pi [(1 + \Lambda y)^2] \frac{r_m^2 h_{m0}}{2} \tag{2.28}$$

2.3 Деформації диску

При роботі гідроп'ята переносить навантаження, під дією тиску робочого середовища. Це призводить до утворення силових викривлень диску гідроп'яти, як результат форма торцевого зазору зазнає змін. Переміна

площинності призводить до зміни гідравлічного тиску в торцевій щілині, а це призводить до перерозподілу сил і моментів. Як результат виникає загроза розкриття торцевого зазору, що призводить до підвищення зносу пристрою.

Параметром конусності є кут конусності β (рис. 2.3).

$$\beta = \frac{wb}{2r_m h_m} \quad (2.29)$$

де $w = Kqr_m^4/Eb^3$ прогин диска на радіусі r_m під дією рівномірно розподіленим по ефективній площі навантаження $q = F/A_e$. K - коефіцієнт, що залежить від відносної ширини диска r_1/r_3 , b - товщина диска.

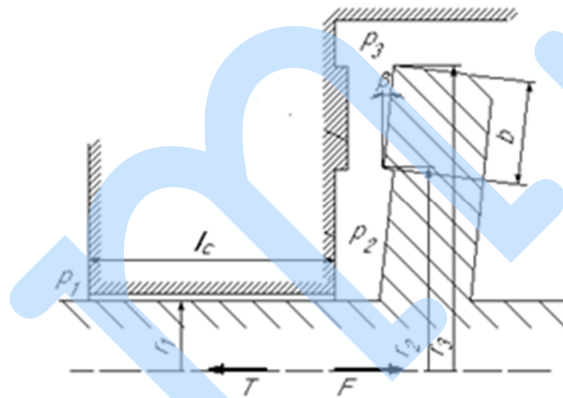


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема врівноважуючого пристрою з деформованим диском

Кут конусності β можемо визначити з максимальних деформацій розрахованих з використанням багатоцільового універсального програмного комплексу ANSYS, що допомагає виявити напружено-деформований стан конструкції використовуючи метод кінцевих елементів.

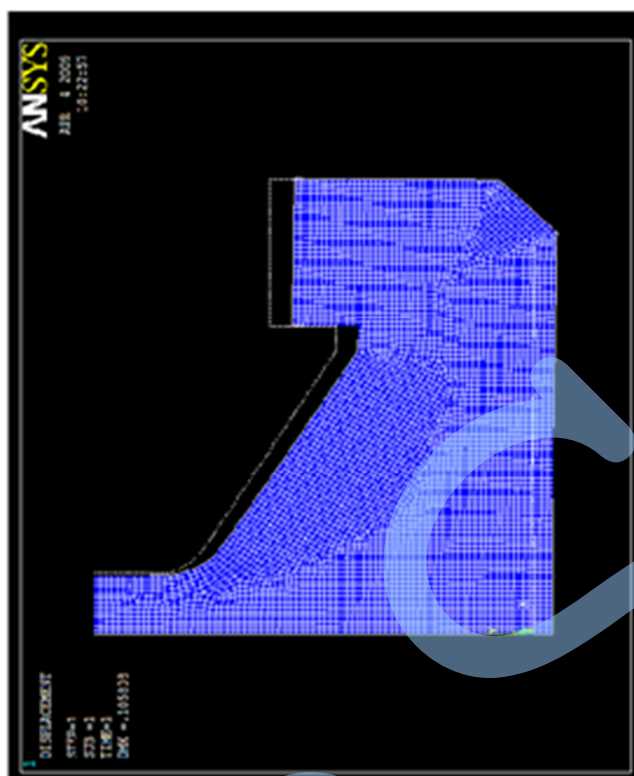


Рисунок 2.4 - Деформація традиційної конструкції гідроп'яти

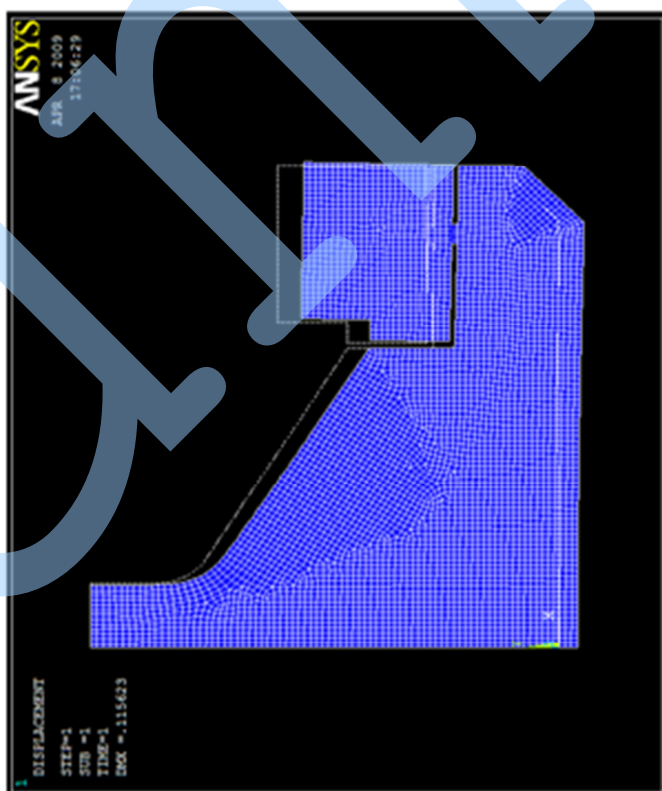


Рисунок 2.5 - Деформація удосконаленої конструкції

За різними тисками в камері гідроп'яти були визначені деформації для звичайної конструкції та конструкції з пружно-встановленими вкладишами.

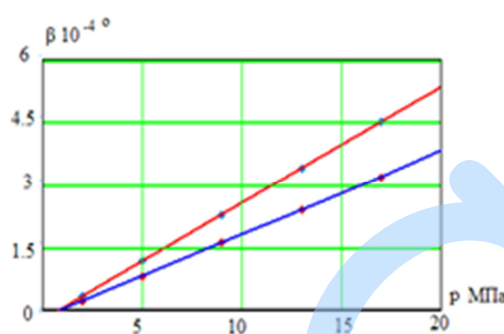


Рисунок 2.6– Графік деформації гідроп'яти:

- традиційної конструкції
- удосконаленої конструкції

Можемо побачити з графіка, що модифікована конструкція при тих же значеннях тисків набуває деформації менші ніж початкова, що підтверджує її прерогативу.

2.4 Геометрія перетину

Розглянемо задачу оптимізації для номінального режиму праці пристрою, застосувавши радіус r_6 . На якому розташована ущільнювальна гумка, таким чином, щоб розвантажити рухоме кільце, тобто щоб кут його повороту β був мінімальним.

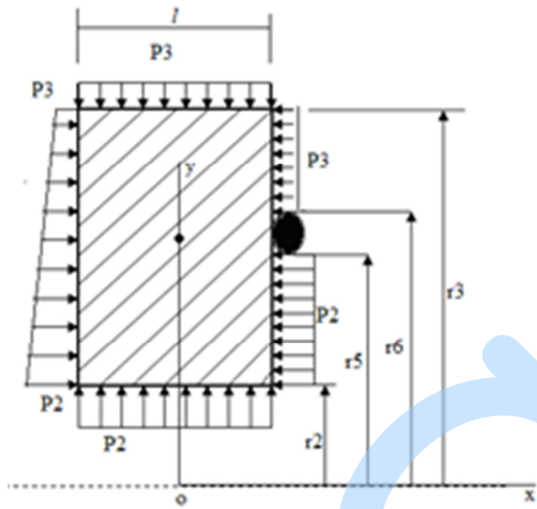


Рисунок 2.7 - Епюри тисків на поверхні кільця

Для вирішення переміщень, що з'являються в кільцях під дією тиску робочої рідини й радіальних та осьових сил, рівномірно розміщених по колу, можемо використати теорію осесиметричної деформації Біцено, що заснована на наступних припущеннях:

- а) вигляд поперечного перерізу кільця незмінний - при навантаженні перетин тільки переміщається й повертається по своїй площині;
- б) напружений стан в будь-якій точці кільця одновісний.

В теорії осесиметричної деформації достатньо не важко визначити кут повороту кільця:

$$\beta = \frac{M_p}{EI_y} y_c \quad (2.30)$$

де β - радіус середини ваги перерізу, I_y - момент інерції перерізу відносно осі Oy , що переноситься через центр ваги і перпендикулярній осі кільця, E - модуль пружності матеріалу кільця, $M_p = M_r + M_a$ - момент сил відносно осі Oy , обумовлених нерівномірністю полів тисків, Складається з моменту M_r . щодо осі Oy радіальних сил тиску і M_a - моменту осьових сил тиску.

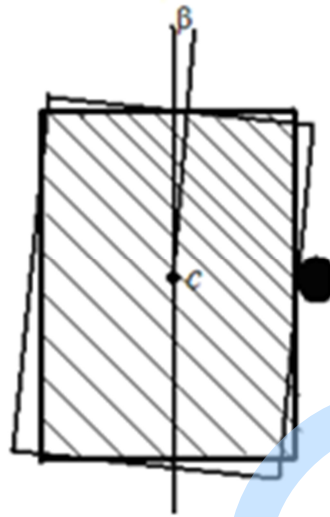


Рисунок 2.8 - Схема повороту перетину кільця під дією моменту сил

Момент M_r щодо осі Oy радіальних сил тиску, що впливають на циліндричні поверхні з радіусами r_2 , r_3 і довжиною l , отримаємо, якщо узагальнимо моменти проєкцій елементарних сил тиску на площину xOz .

Узагальнений момент за двома циліндричних поверхнь дорівнює

$$M_r = \int_0^{\frac{\pi}{2}} dM_r = -p_2 l r_2 x_1 - p_2 l r_3 x_2 \quad (2.31)$$

Так як зміщення x_1 і x_2 основний радіального навантаження відносно центра ваги перерізу рівняються нулю, то і $M_r = 0$.

Момент осьових сил:

$$M_a = -(p_2 - p_3)(r_3 - r_2) \left(r_2 + \frac{r_3 - r_2}{3} \right)^2 - p_3 (r_3 - r_2) \left(r_3 - \frac{r_3 - r_2}{2} \right) + p_2 (r_5 - r_2) \left(r_5 - \frac{r_5 - r_2}{2} \right) + p_3 (r_3 - r_6) \left(r_3 - \frac{r_3 - r_6}{2} \right) \quad (2.32)$$

Як результат аналітичного розрахунку отримаємо, що при збільшенні радіуса r_6 кут повороту зменшується:

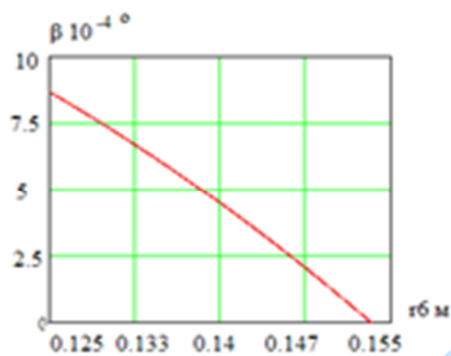


Рисунок 2.9 - Залежність кута повороту від радіуса

Підставивши всі вирази в рівняння для кута повороту і вирішивши його щодо r_6 , за умови мінімального β отримаємо оптимальний розмір.

2.5 Висновки

У даному розділі

1. Розглянуто течію рідини в циліндричному дроселі гідроп'яти.
2. Розглянуто течію рідини в торцевій щілині.
3. Знайдені деформації диска гідроп'яти для традиційної конструкції та конструкції з вкладишами за допомогою аналітичних і чисельних методів.

Показано, що для модифікованої конструкції при тих же значеннях тисків деформації менші ніж для традиційної, що підтверджує її перевагу.

3 СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО ВРІВНОВАЖУВАННЯ

3.1 Мета розрахунку

Метою даного статичного обчислення, є вирішення головних геометричних параметрів для того, щоб обраний діапазон зміни зрівноважував силу T , торцеві зазори x та витрати Q , не пересікали допустимі межі. Метод обчислення системи для автоматичного врівноважування, має враховувати цілковито всі потенціальні чинники, що помітно впливають на роботу всієї системи, і в тому ж випадку не має загроможувати зайвими деталями, роблячи складнішим аналіз і вводячи поправки в результати обчислення. При оцінці його важливості й інших факторів, необхідно пам'ятати, що будь-яка похибка в розрахунках врівноважуючої осьової сили, у такому режимі як номінальний, може сягати 50%, при цьому не враховуючи заміну цієї сили й далі в ході використання насоса. Для представлення виконаємо розрахунок автоматичного врівноважуючого пристрою з дроселем циліндричної форми, та віджимним пружним пристроєм, використавши її як базову конструкцію. Основні формули для обчислення, які виконуються для простіших змін, одержимо як частні випадки розрахунку базової конструкції.

Необхідність постійного значення поперечного зазору x_0 від сили врівноваження T , що діє на ротор, показує статичну характеристику, яка знаходиться в умові осьової рівноваги ротора: $T = F + F_n$, $F_n = k(\Delta - x_0)$, де F – це результативне осьове зусилля тиску, що діє на диск розвантажування; k - це жорсткість пружинних деталей віджимного приладу; Δ - то їх попереднє стиснення.

При обчисленні потужності необхідно знати поділ тиску на поперечній поверхності диску. Для спрощення розрахунків будемо приймати тиск в камерах 1 і 2 (рис.3.1) незмінним по радіусу, а у поперечному зазорі 3 - перемінюються лінійно від p_2 на радіусі R_2 і до p_3 на радіусі R_3 . Розгляд більш пунктуальної моделі, котра враховує змінення врівноважуючого диска та нелінійність епюр тиску, обумовлені введеними спрощеннями, цілковито допустимі для інженерних обчислень.

Якщо звернути увагу на гіпотези, сила врівноваження дорівнює :

$$F = p_2 S_2 + 0,5(p_2 + p_3) S_c - p_3 S_3 ,$$

де

$$S_2 = \pi(R_2^2 - R_1^2), S_c = \pi(R_3^2 - R_2^2) , S_3 = \pi(R_3^2 - R_4^2) .$$

Тиски p_2 и p_3 залежні від провідності g_2 торцевого дроселя 3 і в сталому стані вони знаходяться з рівняння балансу витрат $Q_1 = Q_2$. Виразивши втрати через перепади та провідності тиску для турбулентного перебігу рідини:

$$Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_{20}} \quad (3.1)$$

$$Q_2 = g_2(x_0) \sqrt{p_{20} - p_{30}}$$

Одержимо:

$$p_{20} = p_1 \frac{g_1^2 (g_{20}^2 + g_3^2)}{g_1^2 g_{20}^2 + g_{20}^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2}$$

тоді провідності будуть визначатися такими формулюваннями:

$$g_1 = 2\pi R_1 h_1 [0,5p(1,5 + \lambda l_1 / 2h_1)]^{-0,5} \quad (3.2)$$

$$g_{20} = \pi(R_2 + R_3)x_0^{1,5}(0,25p\lambda_2 l_2)^{-0,5}$$

$\lambda = 0,04$, $\lambda_2 = 0,06$ - коефіцієнти спротиву тертя для автоматичної модельної ділянки турбулентного плинину для торцевих та кільцевих зазорів відповідно; індексом "0" позначені сталі значення перемінних величин.

Циліндричні провідності дроселів незмінні (вони не залежать від осьового розположення ротора), а провідність торцевого дроселя можемо тописати у вигляді:

$$g_2 = g_{26}u^{1,5}; \quad g_{26} = g_2(\frac{2}{6} = \frac{2}{6}) \quad (3.3)$$

Де $u = \frac{2}{2_5}$ - торцевий зазор без розмірів; як базовий ($\frac{2}{6}$) будемо брати найкращу із технологічних та конструктивних ідей ширину поперечного зазору. Якщо взяти тиски без розмірів, $\psi_i = p_i/p_5$ де $p_b = p_1 - p_4$, це враховуючи формули (3.2) посередні тиски у врівноваженему стані, можна уявити так:

$$\psi_{20} = \frac{(1 + a_{23}u_0^3)\psi_1 + a_{21}u_0^3\psi_4}{1 + (a_{21} + a_{23})u_0^3} \quad (3.4)$$

де $u_0 = x_0/x_b$; ($i, j = 1, 2, 3$).

Використовуючи вираз (3.3), то можна вияснити безрозмірну силу тиску яка виконує функцію торцевого зазору:

$$\varphi = \frac{F}{S_{вх}p_6} = \sigma_2\psi_2 - \sigma_3\psi_3 = \frac{(\sigma_2 + \Delta\sigma a_{23}u_0^3)\psi_1 - (\sigma_3 - \Delta\sigma a_{21}u_0^3)\psi_4}{1 + (a_{21} + a_{23})u_0^3} \quad (3.5)$$

$$\Delta\sigma = \sigma_2 - \sigma_3$$

За умови осевого врівноваження ротора $T = F + k(\Delta - x)$ і, звертаючи увагу, що в звичайній робочій обстановці $x \ll \Delta$ знаходимо статичну безрозмірну характеристику автоматичного врівноважуючого пристрою:

$$u_0 = \left[\frac{\sigma_2 \psi_1 - \sigma_3 \psi_4 + x - \tau}{(a_{21} + a_{23})(\tau - x) - \Delta \sigma (a_{23} \psi_1 + a_{21} \psi_4)} \right]^{1/3} \quad (3.6)$$

$$\tau = T/p_6 S_{\text{ВХ}}; \quad x = k\Delta/p_6 S_{\text{ВХ}}$$

Якщо $R_1 = R_4$, то $S_3 = S_2 + S_c$; $\sigma_2 = \sigma_3 = \sigma$; $\Delta\sigma = 0$. То при цьому

$$\varphi = \frac{\sigma \Delta \psi}{1 + (a_{21} + a_{23}) u_0^3};$$

$$u_0 = \left[\frac{\sigma \Delta \psi + x - \tau}{(a_{21} + a_{23})(\tau - x)} \right]^{1/3}.$$

В справжніх побудовах $x \ll \tau$, а радіуси R_1 і R_4 не сильно відрізняються один від другого ($\sigma_2 \approx \sigma_3$, $\Delta\sigma \approx 0$). А значить інший доданок в знаменнику визначення (3.5) постійно менше початкового і позитивні значення торцевого зазору, тобто нестача контакту між подушкою та диском, допустимі за умови $\sigma_2 \psi_1 - \sigma_3 \psi_4 + x > \tau$ або з якимось резервом $\sigma \Delta \psi > \tau$. Останню нерівність дозволено користуватися для підготовчого вибору результативної ділянки ($S_2 + 0,5S_c$) розвантажувального диска. Якщо на основі визначення (1.2) перейняти $T_{k_{\text{max}}} = p_k S_{\text{ВХ}}$, то найбільша вагомість узагальненої осевої сили, $T_{\text{max}} = z p_k S_{\text{ВХ}}$ тобто рівняється абсолютному тиску, який розвивається насосом.

Аналогічно, $\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{p_6 S_{\text{вх}}} = \frac{\Delta p}{p_6} = \Delta \psi$, а умова, при котрій торцевий зазор зберігає позитивні значення та гарантується брак металевого контакту ущільнювальних торцевих поверхонь, набуває вигляду $\sigma > 1$ або

$$S_2 + 0,5S_c > S_{\text{вх}} \quad (3.7)$$

Формула для її врівноважуючої сили тиску без розмірів (3.5) дозволено простежувати як регулюючий вплив, а безрозмірний коефіцієнт статичної жорсткості системи автоматичного регулювання торцевого зазору дорівнює

$$\kappa_s = \frac{d\varphi}{du_0} = -\Delta\psi \frac{3}{u_0} \frac{(\sigma_2 a_{21} + \sigma_3 a_{23}) u_0^3}{[1 + (a_{21} + a_{23}) u_0^3]^2} \quad (3.8)$$

Притому $N_s < 0$, який засвідчує про статичну стійкість гідроп'яти.

Найбільше значення по модулю жорсткість відбувається при

$$u_{0*} = [2(a_{21} + a_{23})]^{-\frac{1}{2}}$$

Аби даний максимум співпадав найвищому торцевому зазору $u_{0*} = 1$, необхідно зрівняти рівність $a_{21} + a_{23} = 0.5$, котрою дозволено використовуватися для відбору геометричних величин дрeselів. З рівняння балансу витрат та рівностей (3.1) отримуємо, що при опорному поперечному зазорі узагальнене падіння тиску на дреселях циліндру, має бути в пару раз менше ніж падіння тиску на торцевому дреселі:

$$\Delta p_1 + \Delta p_3 = 0,5\Delta p_2$$

Втрати за допомогою гідроп'яти, можемо розрахувати за допомогою формули (3.1), користуючись виразами для перехідних тисків (3.4) і безрозмірного зазору (3.6):

$$q = \frac{Q}{Q_6} = \left[\frac{(1+a_{21}+a_{23})(\sigma_2\psi_1-\sigma_3\psi_4+x-\tau)}{\sigma_2a_{21}+\sigma_3a_{23}} \right]^{0,5} \quad (3.9)$$

де

$$Q_6 = q_{36}\sqrt{p_6},$$

$$q_{36} = \frac{q_1q_{26}q_3}{\sqrt{q_1^2q_{26}^2+q_{26}^2q_3^2+q_3^2q_1^2}}$$

q_{36} - еквівалентна провідність гідравлічного тракту (трьох з'єднаних дроселів) при опорній важливості поперечного зазору ($x_0 = x_6, u_0 = 1$).

Коли $R_1 = R_4; \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma$, визначення (3.9) скорочується:

$$q = \left[\frac{1 + a_{21} + a_{23}}{a_{21} + a_{23}} \left(\Delta\Psi - \frac{\tau - \tau_0}{\sigma} \right) \right]^{0,5}$$

Окрему зацікавленість відображує розбір залежності статичних рекомендацій від частоти обертання ротора насоса. На основі співвідношень (3.3) маємо:

$$\begin{cases} p_1 = zB\Omega^2, \psi_1 = b\Omega^2, \tau = a\Omega^2, \\ b = \frac{zB}{p_6}, a = \frac{A}{p_6S_{вх}}. \end{cases} \quad (3.10)$$

Потім вирази для статичної рекомендації (3.6) і втрати (3.9) набувають такого виду:

$$u_0^3 = \frac{(b\sigma_2 - a)\Omega^2 - \sigma_2\psi_4 + x}{[(a_{21} + a_{22})a - a_{22}b\sigma\Delta]\Omega^2 - (a_{21} + a_{22})x - a_{21}\sigma\Delta\psi_4} \quad (3.11)$$

$$q = \left\{ \frac{1 + a_{21} + a_{23}}{\sigma_2 a_{21} + \sigma_3 a_{23}} [(b\sigma_2 - a)\Omega^2 - \sigma_3\psi_4 + x] \right\}^{0,5} \quad (3.12)$$

Отримаємо рівняння при яких $x \neq 0$ не годяться для такого випадку $\Omega = 0$, так як при цьому $\tau = 0$ і поперечний зазор зростає настільки, що може стати відносним з останніми стисненнями пружин Δ . Отже під час представлення умови осьової рівноваги, використаного для того щоб вивести статичну та видаткову характеристику, у вислові для напруги пружин $F_n = k(\Delta - x_0)$ очікувалося $x_0 \ll \Delta$. При неприсутності протитиснення ($\psi_4 = 0$) і віджимні прилади ($\vartheta = 0$) торцевий зазор автоматичного врівноважуючого пристрою не залежить від шкількості обертання ротора та зберігає своє стабільне значення:

$$u_\infty = \left[\frac{b\sigma_2 - a}{(a_{21} + a_{22})a - a_{22}b\sigma\Delta} \right]^{1/3} \quad (3.13)$$

що в цей же час є найбільшим значенням при $\Omega \rightarrow \infty$. Втрата через п'яту одноманітно наростає із збільшенням Ω .

У будовах без віджимних приладів ($\chi = 0$), однак з протитисненням ($\psi_4 = 0$) при низьких частотах обертання, поперечний зазор може цілком вириватися, що породжує загрозу задирів. Саме тому в ході використання насосів задьори в п'яті, як правило, утворюються при низьких частотах в ході

розбігу або вибігу ротора. Загрозу в таких інцидентах, є повільне обертання ротора від валоповоротного механізму приводний турбіни. Гранична найменша швидкість, в котрій зазор різний від нуля, знаходиться за виразом:

$$[\sigma_3 \psi_4 / (b \sigma_2 - a)]^{0,5}$$

Для того, щоб збільшити діапазон допустимих частот обертання потрібно встановлювати віджимні прилади з зусиллям попереднього стиску

$$\varpi > \sigma_3 \psi_4 \text{ или } k\Delta \quad (3.14)$$

Порядок прикладів (3.1-3.14) допускає зробити обчислення статичних характеристик автоматичного врівноважуючого пристрою із додатковим циліндричним дроселем. Характеристики однобічної п'яти вчисляються як взагалі поодинокій випадок при $l_3 = 0$.

Як приклад направлено результати розрахунків розходних та статичних характеристик врівноважувальних систем при розбіжних довжинах циліндричних дроселів.

Як базовий варіант обрано врівноважуючий прилад відцентрового насоса ЦН 60-180 з такими параметрами:

$$\begin{aligned} p_1 &= 18 \text{ МПа}; p_4 = 5 \text{ МПа}; R_0 = 5,3 * 10^{-2} \text{ м}; \\ R_1 &= 4,75 * 10^{-2} \text{ м}; R_2 = 6 * 10^{-2} \text{ м}; R_3 = 8 * 10^{-2} \text{ м}; \\ R_4 &= R_5 = 4,75 * 10^{-2} \text{ м}; R_6 = 3,75 * 10^{-2} \text{ м}; \\ p &= 981 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; h_1 = h_3 = \varpi_6 = 0,2 * 10^{-3}; \\ T &= 30,3 \text{ кН}; l_1 = 9,6 * 10^{-2} \text{ м}; Q_{\text{НОМ}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}. \end{aligned}$$

Найбільші значення безрозмірних зазорів для розглянутих варіантів будуть рівні 0,48; 0,66 і 0,53 відповідно.

3.2 Статичний розрахунок

Статичну характеристику отримуємо в результаті рішення двох рівнянь: рівнянь балансу сил і балансу витрат:

$$\begin{cases} T = F \\ Q_c = Q_m \end{cases} \quad (3.15)$$

де Q_c і Q_m - повні витрати відповідно циліндричного і торцевого дроселів.

F – урівноважуюча сила.

Витрати рідини через циліндричний і торцевий дросель надано у вигляді:

$$\begin{aligned} Q_c &= g_c \sqrt{p_1 - p_2} \\ Q_m &= g_m \sqrt{p_2 - p_3} \end{aligned} \quad (3.16)$$

де $g_c = 2\pi h_c r_1 \sqrt{\frac{2}{p(1,05 + \lambda l_c / 2h_c)}}$ - провідність циліндричного каналу;

$g_m = 2\pi r_m h_m \sqrt{\frac{1 + \delta p \omega}{\zeta_m}}$ - провідність торцевого каналу

Осьова сила визначається наступним виразом:

$$T = p_2 S_2 + 0,5(p_2 + p_3) S_m - p_3 S_3 \quad (3.17)$$

Тиск p_2 залежить від провідності торцевого дроселя і в сталому стані визначається з рівняння балансу витрат:

$$p_2 = p_3 \frac{g_m^2}{g_m^2 + g_c^2} + p_1 \frac{g_c^2}{g_m^2 + g_c^2} \quad (3.18)$$

Підставляючи значення p_2 в рівняння балансу сил (3.17). Побудуємо залежність $T = F = f(h_{m0})$, що є статичною характеристикою. Підставляючи значення p_2 в рівняння балансу витрат (3.16) і дозволяючи його щодо h_{m0} , Отримуємо видаткову характеристику.

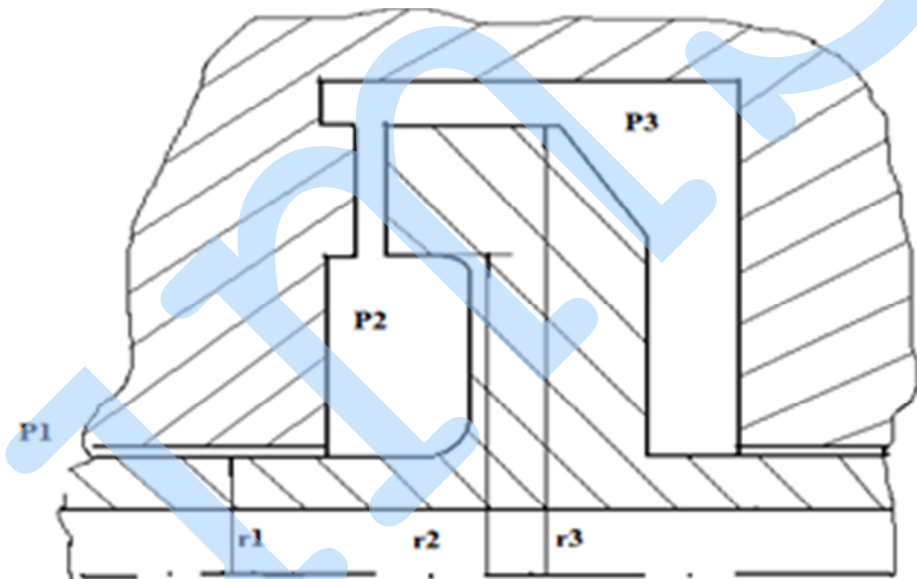


Рисунок 3.1-Схема традиційної конструкції гідроп'яти

Для розрахунку статичної характеристики традиційної конструкції гідроп'яти візьмемо параметри, приведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 Розрахункові дані

Тиск на вході в камеру	$p_1 = 980 \cdot 10^3 \text{ Па}$
Тиск на виході з камери	$p_2 = 19600 \cdot 10^3 \text{ Па}$
Геометричні параметри: радіуси	$r_1 = 0.075\text{м}$ $r_4 = 0.120\text{м}$ $r_2 = 0.125\text{м}$ $r_5 = 0.143\text{м}$ $r_3 = 0.155\text{м}$
Зазори	$h_c = 0.35 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ $h_m = 0.200 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
Довжина циліндричного каналу	$l_c = 0.207\text{м}$
Довжина торцевого каналу	$b = 0.03\text{м}$
Щільність рідини	$\rho = 981 \text{ кг / м}^3$
Коефіцієнт опору тертя	$\lambda = 0.04$

3.3 Порівняння статичних характеристик конструкції з пружно-встановленими вкладишами та традиційної конструкції.

Статичний розрахунок для конструкції із пружно-встановленими вкладишами виконувався при тих параметрах і за тими ж, що і для початкової конструкції гідропреси.

Групові графіки для традиційної конструкції гідропреси і конструкції з пружно-встановленими вкладишами, ми побудували за допомогою середовища "Mathcad". Можемо побачити, що при оптимальному значенні осьової сили модифікована модель працює при менших зазорах, а отже і з

меншими втратами через торцеву щілину. Результатом цього є менші значення кутів конусності в зміненій конструкції

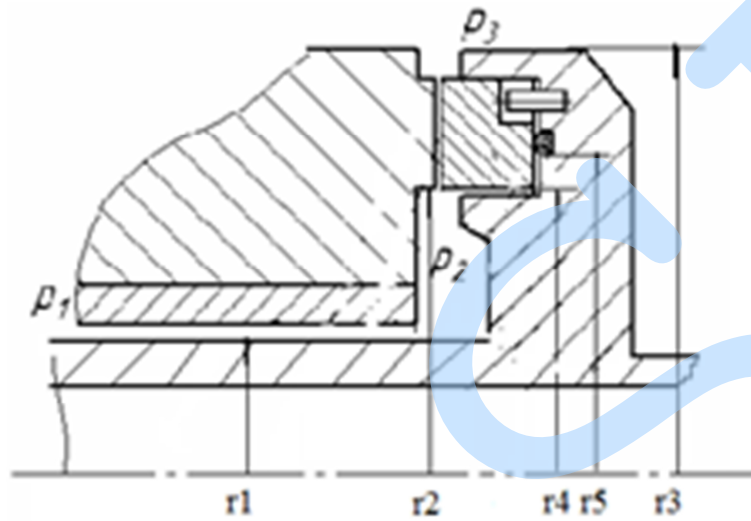
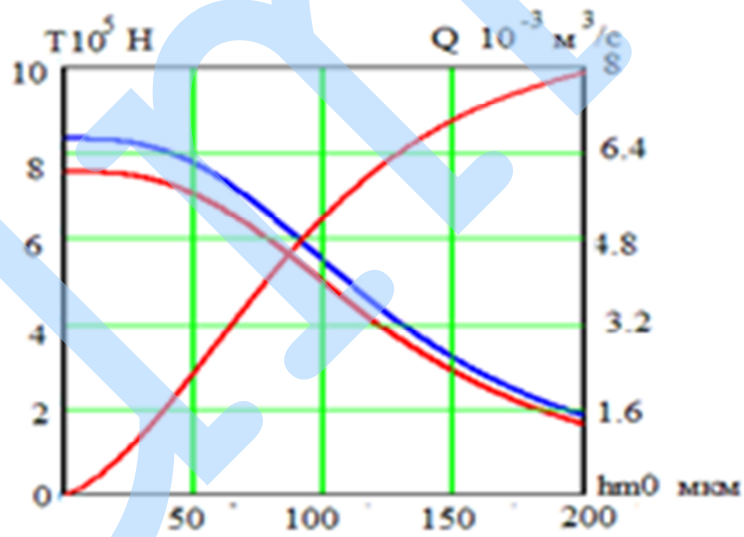


Рисунок 3.2 - Схема гідроп'яти з пружно-встановленими вкладишами



- конструкція з пружно-встановленими вкладишами
- традиційна конструкція

Рисунок 3.3 – Витратна характеристика та залежність осьових сил від величин зазорів

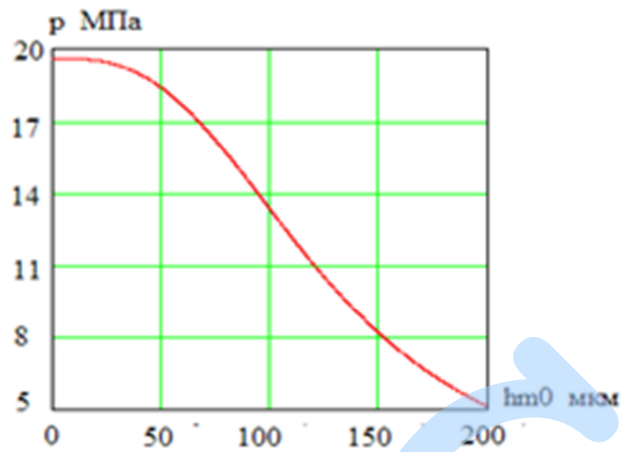


Рисунок 3.4 - Залежності тисків в торцевих дроселях від величин зазорів

3.4 Коефіцієнт статичної жорсткості та умови статичної стійкості в торцевому зазорі

Коефіцієнт статичної жорсткості k_s є коефіцієнт пропорційності між варіаціями регулюючого впливу і регульованої величини (зазору).

$k_s = \left(\frac{d\varphi}{du}\right)_{u=u_0}$ - коефіцієнт статичної жорсткості.

$$k_s = \left(\frac{d\varphi}{du}\right)_{u=u_0} = \left(\frac{d(F/P_0 S_0)}{d(h_m/h_0)}\right)_{h_m=h_0} \quad (3.19)$$

$k_s < 0$, Що указує на статичну стійкість гідроп'яти. Умова статичної стійкості системи $k_s < 0$ здійснюється на всьому діапазоні зміни торцевого зазору.

3.5 Висновки

Отримані статичні характеристики автоматичного розвантажувального пристрою. При оптимальному значенні осьової сили модифікована модель працює при менших зазорах, а отже і з меншими втратами через торцеву щілину. Результатом цього є менші значення кутів конусності в змінній конструкції

ВИСНОВКИ

Розглянута удосконалена модель автоматичного розвантажувального пристрою відцентрового насоса з апружно-встановленими вкладишами.

Визначено осьову силу, що діє відцентрове колесо.

Проаналізовано рух рідини в торцевому дроселі з урахуванням конусності.

Визначені деформації диска гідроп'яти за допомогою аналітичного та чисельного методів.

За умови статичної стійкості пристрою вибрано геометрію перетину диска.

Виконано розрахунок статичних характеристик удосконаленої конструкції і традиційної, а також проведено їх порівняння.

У даній роботі було з'ясовано, що при оптимальному значенні осьової сили модифікована модель працює з меншими зазорами, а отже і з менш помітною витратою через торцеву щілину. Причиною цих змін є менші значення кутів конусності в змінній конструкції. Також можливість відслідковувати рухомим кільцем можливі перекося та несоосності є значною перевагою удосконаленої конструкції, що і дозволяє роботу вузла з меншими торцевими зазорами порівняно з традиційною конструкцією.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М: Энергоатомиздат, 1987.
2. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций. М.: Энергия, 1978.
3. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1970.
4. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982.
5. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. - 4-е изд.: Пер. с нем. /Под ред.В.И. Поликовского. М.: Машгиз, 1960.
6. Краев М.В., Овсяников Б.В., Шапиро А.Г. Гидродинамические радиальные уплотнения высокооборотных валов. М.: Машиностроение, 1976.
7. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы М.: Машиностроение, 1977.
8. Цаплин М.И. Исследование течения в зазоре между неподвижной стен кой и вращающимся диском // Энергомашиностроение. 1967. №8. С.15-18.
9. Шнепп В.Б. Инженерный метод расчета дисковых потерь и осевых сил в центробежной ступени компрессора или насоса с учетом негерметичности уплотнений/ ЦИНТИхимнефтемаш. М.: 1982.
10. Байбиков А.С., Караханьян В.К. Гидродинамика вспомогательных трактов лопастных машин. М.: Машиностроение, 1982.
11. Некоторые аспекты проектирования и доводки автоматических разгрузочных устройств центробежных насосов/А.И. Елизаров, А.Э. Брейво, А.И. Иванов и др. // Конструктивная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев, 1978, С.42-57 (Тр. КуАИ).

12. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980.

13. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. М.: Машиностроение, 1982.