

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

ПАВЛЕНКО ІВАН ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК [621.671 + 621.515] – 541.7 – 52 (043.5)

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ
АВТОМАТИЧНИХ УРІВНОВАЖУЮЧИХ ПРИСТРОЇВ
ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

05.02.09 – динаміка і міцність машин

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:
Марцинковський Володимир Альбінович
доктор технічних наук, професор

Суми – 2014

ЗМІСТ

	С.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	4
ВСТУП	10
1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПРИСТРОЇВ	
УРІВНОВАЖЕННЯ ОСЬОВИХ СИЛ	16
1.1 Конструкції пристроїв урівноваження осьових сил	16
1.1.1 Загальні зауваження	16
1.1.2 Способи урівноваження осьових сил	16
1.1.3 Традиційна конструкція гідроп'яти	21
1.1.4 Модифіковані конструкції	26
1.1.5 Характеристики урівноважуючих пристроїв	29
1.2 Аналіз робіт, присвячених дослідженню надійності	
урівноважуючих пристроїв	33
1.2.1 Надійність автоматичних урівноважуючих пристроїв	33
1.2.2 Наробіток до відмови гідроп'яти традиційного виконання	35
1.3 Висновки. Постановка задач дослідження	47
2 ЗАПІРНО-ВРІВНОВАЖУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ РОТОРІВ	
ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН	49
2.1 Загальні зауваження	49
2.2 Принцип роботи пристрою і його елементів	49
2.2.1 Запірно-врівноважуючий пристрій	49
2.2.2 Регулятор перепаду тиску	52
2.3 Статичний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою	
ротора відцентрового насоса	53
2.4 Динамічний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою	
ротора відцентрового насоса	64
2.4.1 Система рівнянь динамічного розрахунку	64
2.4.2 Динамічний розрахунок спрощеної системи	68
2.4.3 Дослідження динаміки системи «ротор – ЗВП – РПТ»	74
2.4.4 Приклад розрахунку	83
2.5 Статичний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою	
ротора відцентрового компресора	84

	3
2.5.1	Особливості розрахунку 84
2.5.2	Методика статичного розрахунку 87
2.6	Динамічний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою ротора відцентрового компресора 98
2.6.1	Рівняння динамічного розрахунку 98
2.6.2	Приклад динамічного розрахунку 100
2.7	Висновки 101
3	ІМОВІРНІСНІ РОЗРАХУНКИ ЗАПІРНО-ВРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ 102
3.1	Загальні зауваження 102
3.2	Результати розрахунку 104
3.3	Висновки 113
4	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ ОСЬОВОГО УРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН 114
4.1	Завдання експериментальних досліджень 114
4.2	Експериментальний стенд для дослідження автоматичних систем осьового врівноваження роторів відцентрових машин 115
4.3	Проведення експериментальних досліджень 121
4.3.1	Основні результати 121
4.3.2	Аналіз точності вимірювань 126
4.5	Порівняння теорії з експериментом 129
4.4	Оцінювання параметрів автоматичної системи осьового урівноваження 131
4.5	Висновки 137
	ВИСНОВКИ 138
	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 140
	ДОДАТОК А – Програма автоматизованого розрахунку запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса 153
	ДОДАТОК Б – Програма автоматизованого розрахунку запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора 165

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

$A_2, A_3, A_e, A_u, A_{кам}, A_\xi, A_\tau, A_\varphi, A_{\psi 1}$ – амплітудні частотні характеристики;

a_1, a_2, \dots, a_8 – коефіцієнти характеристичного поліному;

a_b, a_τ – уточнюючі коефіцієнти законів розподілу швидкості зносу втулкового ущільнення і безрозмірної осьової сили;

B – вектор коефіцієнтів впливу;

b – відношення безрозмірних осьової сили і тиску нагнітання на номінальному режимі; швидкість зносу втулкового ущільнення, $м/с$;

\bar{b} – математичне очікування швидкості зносу втулкового ущільнення, $м/с$;

b_k, ω_k – дійсні і мнимі частини коренів характеристичного рівняння;

C, n – параметри формули Блазіуса;

c, c_x, c_z, c_z^{pez} – коефіцієнти демпфірування, $Н \cdot с/м$;

$D, D_0, D_1, D_2, D_3, D_{2u}, D_{3u}, D_{e1}, D_{e2}, D_{кам1}, D_{кам2}, D_{pez}, D_{\xi 1}, D_{\xi 2}, D_{2\psi}, D_{3\psi}, \Delta D_u, \Delta D_\psi, \Delta D_{pez1}, \Delta D_{pez2}$ – оператори диференціювання;

$d_2 (d_{in}), d_3 (d_{out}), d_m$ – внутрішній, зовнішній і середній діаметри торцевого дроселя, $м$;

$d_u (d_{u1}), d_{u3}$ – діаметри внутрішнього і зовнішнього циліндричних дроселів, $м$;

E – модуль пружності затвірного середовища, $Па$;

F, F_0 – осьова розвантажувальна сила і її стаціонарне значення, $Н$;

F_m – сила дії на робочу поверхню мембрани регулятора перепаду тиску, $Н$;

F_{np}, F_{pez} – сили попередньої деформації пружних елементів, $Н$;

F_τ, F_χ – інтегральні функції розподілу безрозмірних осьової сили і зазору у внутрішньому циліндричному дроселі;

f_T, f_{u1}, f_{u3} – площі перерізів торцевого і внутрішнього та зовнішнього циліндричних дроселів, $м^2$;

$g_1 (g_u), g_3, g_2$ – провідності внутрішнього і зовнішнього циліндричних дроселів та торцевого дроселя, $м^3/(Па^{0.5} \cdot с)$; коефіцієнти провідностей, $м^3/(Па \cdot с)$;

g_B – базове значення провідності внутрішнього дроселя регулятора перепаду тиску, $м^3/(Па^{0.5} \cdot с)$;

g_{ax}, g_e – коефіцієнти провідностей вхідного дроселя регулятора перепаду тиску і дроселя подачі затвірного середовища, $м^3/(Па \cdot с)$;

g_{TB}, g_{T0} – провідності торцевого дроселя при базовому і стаціонарному значеннях торцевого зазору, $m^3/(Pa^{0.5} \cdot c)$;
 H – напір ступені робочого колеса, m ;
 $h_1 (h_{u1}), h_{u3}$ – зазори у внутрішньому і зовнішньому циліндричних дроселях, m ;
 $h, h_{TB} (z_B), h_{T0}$ – торцевий зазор і його базове та стаціонарне значення, m ;
 i – мніма одиниця; нижній індекс елементів матриць і коефіцієнтів поліномів;
 K_1, K_2, \dots, K_{13} – коефіцієнти посилення;
 $k, k_{np}, k_{np}^{pez}, k_{pez}$ – коефіцієнти пружності, H/m ;
 $l_1 (l_{u1}), l_{u3}; l_2$ – довжини внутрішнього і зовнішнього циліндричних дроселів та торцевого дроселя, m ;
 $m (m_p), m_0$ – маса ротора і штока регулятора перепаду тиску, kg ;
 N, N_{Re}, N_{Im} – матриця операторів диференціювання і її дійста та мніма частини;
 P – імовірність надійної роботи автоматичної системи осьового урівноваження ротора;
 p – оператор диференціювання за часом;
 p_1, p_n, p_{10} – тиск нагнітання і його номінальне та стаціонарне значення, Pa ;
 $p_2 (p_{in}), p_{20}$ – тиск у камері розвантажувального пристрою і його стаціонарне значення, Pa ;
 p_3, p_{30} – тиск у камері за розвантажувальним пристроєм і його стаціонарне значення, Pa ;
 p_4 – тиск за зовнішнім циліндричним дроселем, Pa ;
 p_b, p_τ, p_χ – густина розподілу швидкості зносу втулкового ущільнення і безрозмірних осьової сили та зазору у внутрішньому циліндричному дроселі;
 p_e, p_{e0} – тиск затвірного середовища і його стаціонарне значення, Pa ;
 p_B – базове значення тиску, Pa ;
 $p_{вх}$ – тиск на вході у регулятор перепаду тиску, Pa ;
 $p_{кам}, p_{кам0}$ – тиск у камері регулятора перепаду тиску і його стаціонарне значення, Pa ;
 $Q_1, Q_3, Q (Q_2, Q_T)$ – витрати через внутрішній і зовнішній циліндричні дроселі та торцевий дросель, m^3/c ;
 Q_e – витрати затвірного середовища, m^3/c ;
 Q_B – базове значення витрат через торцевий дросель, m^3/c ;
 $Q_3^{vit}, Q_e^{vit}, Q_{кам}^{vit}, Q_T^{vit}, Q_{vit}$ – витрати витіснення, m^3/c ;
 $Q_{вх}, Q_{кам}$ – витрати через вхідний дросель і зазор між затвором і корпусом регулятора перепаду тиску, m^3/c ;

Q_n – номінальна подача, m^3/c ;

$Q_3^{cm}, Q_e^{cm}, Q_{кам}^{cm}, Q_T^{cm}, Q_{cm}$ – витрати стискання, m^3/c ;

q_1, q (q_i, q_T) – безрозмірні витрати через внутрішній циліндричний дросель і торцевий дроселі;

q_e – безрозмірні витрати затвірного середовища;

q_{max} – максимально допустиме значення безрозмірних витрат через торцевий дросель;

R – сумарне квадратичне відхилення;

R_0, R_1 – внутрішні радіуси основного і покриваючого дисків робочого колеса, m ;

R_2 – зовнішній радіус робочого колеса, m ;

Re – число Рейнольдса;

r_1 – радіус внутрішнього циліндричного дроселя, m ;

r_2, r_3 – внутрішній і зовнішній радіуси торцевого дроселя, m ;

$S_{вх}$ – площа вхідної воронки робочого колеса, m^2 ;

s_2 – площа поверхні розвантажувального диска під торцевим дроселем, m^2 ;

s_c – площа контактної поверхні сидла регулятора перепаду тиску, m^2 ;

s_e – ефективна площа, m^2 ;

s_B – базове значення площі, m^2 ;

s_m – площа мембрани регулятора перепаду тиску, m^2 ;

s_T – площа поверхні торцевого дроселя, m^2 ;

T – осьова сила, що діє на ротор, H ; середній наробіток до відмови автоматичної системи осьового урівноваження ротора, c ;

T_n, T_0 – номінальне і стаціонарне значення осьової сили, що діє на ротор, H ;

$T_1, T_2, \dots, T_9, \tau_3, \tau_5, \tau_6, \tau_7$ – постійні часу, c ;

t – час;

$U, \bar{U}, U_0, U_u, U_\varphi, U_1, U_{рег}, U_\tau, U_{\psi 1}, U_{\psi e}, \Delta U_{рег 1}, \Delta U_{рег 2}$ – дійсні частини частотних передаточних функцій;

u (u_i), u_0, u_{min}, u_{max} – безрозмірний торцевий зазор, його стаціонарне значення і мінімально та максимально допустимі значення;

$V, \bar{v}_r, \bar{v}_r^{in}$ – середня радіальна швидкість течії, m/c ;

$V, \bar{V}, V_0, V_u, V_\varphi, V_1, V_{рег}, V_\tau, V_{\psi 1}, V_{\psi e}, \Delta V_{рег 1}, \Delta V_{рег 2}$ – мнимі частини частотних передаточних функцій;

V_2, V_3 – об'єми камер перед і за розвантажувальним диском, m^3 ;

$V_{кам}, V_M$ – об'єм камер регулятора перепаду тиску, m^3 ;

$W_\varphi, W_\tau, W_1, W_e$ – частотні передаточні функції;

x, x_0, x_B – зазор між затвором і корпусом регулятора перепаду тиску і його стаціонарне та базове значення, m ;

Y, Y_0 – вектор реакцій системи і його початкове значення;

y_i – значення вимірюваної величини;

\bar{y} – середнє значення вимірюваної величини;

z, z_0 – осьове переміщення ротора і його стаціонарне значення, m ;

α ($\alpha_{T1}, \alpha_{TB1}$) – відношення провідностей торцевого і внутрішнього циліндричного дроселів при базовому значенні торцевого зазора;

α_{31} – відношення провідностей зовнішнього і внутрішнього циліндричних дроселів;

α_{e1} – відношення провідностей дроселя подачі затвірного середовища і внутрішнього циліндричного дроселя;

α_{B1} ($\alpha_{рег1B}$) – відношення провідностей внутрішнього дроселя регулятора перепаду тиску і внутрішнього циліндричного дроселя при базовому значенні зазору між затвором і корпусом регулятора перепаду тиску;

α_{ex1} – відношення провідностей вхідного дроселя регулятора перепаду тиску і внутрішнього циліндричного дроселя;

α_{TB3} – відношення провідностей торцевого і зовнішнього циліндричного дроселів при базовому значенні торцевого зазора;

Δ – матриця Гурвіца;

$\Delta_{np}, \Delta_{рег}$ – попередні деформації пружних елементів, m ;

Δp – загальний перепад тиску на розвантажувальному пристрої, Pa ;

Δp_2 – перепад тиску на торцевому дроселі, Pa ;

Δp_{in} – втрати тиску на вході торцевого дроселя, Pa ;

Δp_l – втрати тиску по довжині торцевого дроселя, Pa ;

$\Delta \psi$ – безрозмірний загальний перепад тиску на розвантажувальному пристрої;

δF – варіація осьової розвантажувальної сили, H ;

δh – відносна похибка вимірювання торцевого зазору;

δp – різниця тисків затвірного і робочого середовищ, Pa ; відносна похибка вимірювання тиску;

δp_1 – варіація тиску нагнітання, Pa ;

- δp_2 – варіація тиску у камері розвантажувального пристрою, Па;
 δp_3 – варіація тиску у камері за розвантажувальним пристроєм, Па;
 δp_e – варіація тиску затвірного середовища, Па;
 $\delta p_{кам}$ – варіація тиску у камері регулятора перепаду тиску, Па;
 δT – варіація осьової сили, Н;
 δU – вектор варіацій реакцій системи;
 $\delta u, \delta u_a$ – варіація безрозмірного торцевого зазору і її амплітуда;
 δx – варіація осьового переміщення штока регулятора перепаду тиску, м;
 δx_i – відносна похибка аргументу;
 $\delta y, \delta y_1, \delta y_2, \delta y_3$ – відносні похибки вимірюваної величини, вимірювального приладу, методу вимірювання та відносна випадкова похибка;
 δz – варіація торцевого зазору, м;
 $\delta \Delta p_{in}, \delta \Delta p_L, \delta \lambda$ – відносні похибки вимірювання місцевих втрат тиску на вході у торцевий дросель, по довжині торцевого дроселя, коефіцієнта втрат на тертя;
 $\delta \xi$ – варіація безрозмірного осьового переміщення штока регулятора перепаду тиску;
 $\delta \tau$ – варіація безрозмірної осьової сили;
 $\delta \varphi, \delta \varphi_a$ – варіація безрозмірної осьової розвантажувальної сили і її амплітуда;
 $\delta \Psi$ – вектор зовнішньої дії;
 $\delta \psi, \delta \psi_{кр}$ – різниця безрозмірних тисків затвірного і робочого середовищ і її критичне значення;
 $\delta \psi_1$ – варіація безрозмірного тиску нагнітання;
 $\delta \psi_2$ – варіація безрозмірного тиску у камері розвантажувального пристрою;
 $\delta \psi_3$ – варіація безрозмірного тиску у камері за розвантажувальним пристроєм;
 $\delta \psi_e$ – варіація безрозмірного тиску затвірного середовища;
 $\delta \psi_{кам}$ – варіація безрозмірного тиску у камері регулятора перепаду тиску;
 ζ – коефіцієнт гідравлічного опору;
 ζ_1, ζ_2 – коефіцієнти затухання;
 ζ_{in} – коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат на вході у торцевий дросель;
 $\zeta_{y1}, \zeta_{y3}, \zeta_T$ – сумарні коефіцієнти гідравлічних втрат у внутрішньому і зовнішньому циліндричних дроселях та у торцевому дроселі;
 κ – коефіцієнт варіації;
 K_s, κ_s – коефіцієнти гідростатичної жорсткості;

λ – коефіцієнт Дарсі;

λ_k – корені характеристичного рівняння;

μ – динамічний коефіцієнт в'язкості, $Па \cdot c$;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, $м^2/c$;

ξ, ξ_0 – безрозмірний зазор між затвором і корпусом регулятора перепаду тиску і його стаціонарне значення;

ρ – густина рідини, $кг/м^3$;

σ – безрозмірна ефективна площа;

$\sigma_b, \sigma_\tau, \sigma_\chi$ – середньоквадратичне відхилення швидкості зносу втулкового ущільнення ($м/с$) і безрозмірних осьової сили та зазору у внутрішньому циліндричному дроселі;

σ_m – безрозмірна площа мембрани регулятора перепаду тиску;

$\tau (\tau_i), \bar{\tau}, \tau_{max}$ – безрозмірна осьова сила і її середнє та максимальне значення;

φ, φ_0 – безрозмірна осьова розвантажувальна сила і її стаціонарне значення;

$\varphi_2, \varphi_3, \varphi_e, \varphi_u, \varphi_{кам}, \varphi_\xi, \varphi_\tau, \varphi_\varphi, \varphi_{\psi 1}$ – фазові частотні характеристики;

$\chi, \bar{\chi}, \chi_0$ – безрозмірний зазор у внутрішньому циліндричному дроселі і його середнє та початкове значення;

$\chi_{пр}, \chi_{рег}$ – безрозмірні сили попередньої деформації пружних елементів;

$\psi_1, \psi_{10}, \psi_1^{кр}$ – безрозмірний тиск нагнітання і його стаціонарне та критичне значення;

ψ_2, ψ_{20} – безрозмірний тиск у камері розвантажувального пристрою і його стаціонарне значення;

ψ_3, ψ_{30} – безрозмірний тиск у камері за розвантажувальним пристроєм і його стаціонарне значення;

ψ_4 – безрозмірний тиск за зовнішнім циліндричним дроселем;

ψ_e – безрозмірний тиск затвірного середовища;

$\psi_{вх}$ – безрозмірний тиск на вході регулятора перепаду тиску;

$\psi_{кам}, \psi_{кам0}$ – безрозмірний тиск у камері регулятора перепаду тиску і його стаціонарне значення;

ω – кутова швидкість ротора, $рад/с$.

ВСТУП

Актуальність теми

Високий рівень розвитку енергетики, нафтової, хімічної, гірничорудної, металургійної та інших галузей промисловості забезпечується за рахунок застосування різних типів насосів і компресорів широкого діапазону подач і тисків, найбільш поширеними з яких є багатоступінчаті відцентрові насоси і компресори. Інтенсифікація виробництва і поява нових процесів і виробництв передбачає створення новітнього обладнання, яке б відповідало міжнародним стандартам.

У сучасних високонапірних відцентрових машинах сумарна осьова сила має порядок 105 Н. Урівноваження таких сил призводить до ускладнення конструкцій існуючих урівноважуючих пристроїв. Перехід до модифікованих конструкцій систем осьового урівноваження має відповідати вимогам герметичності та надійності.

Осьові сили, що діють на ротор, сприймаються автоматичними системами осьового урівноваження (АСОУ – «гідроп'ятами»), які одночасно виконують функції упорного гідростатичного підшипника і комбінованого кінцевого ущільнення з саморегульованим торцевим зазором. Робота таких пристроїв полягає у тому, що врівноважуюча сила залежить від величини торцевого зазору. Від величини торцевого зазору також залежать витіки через АСОУ, величина яких становить близько 5% подачі насоса.

На зміну величини торцевого зазору АСОУ і витрати впливає випадкова зміна багатьох фізичних і геометричних параметрів. Проектні розрахунки автоматичних урівноважуючих пристроїв необхідно доповнювати імовірнісними розрахунками з метою визначення довірчих областей основних характеристик.

Одним з можливих шляхів підвищення герметичності та надійності АСОУ є застосування запірно-врівноважуючого пристрою (ЗВП) – гідромеханічної системи, яка одночасно виконує функції осьового підшипника і кінцевого ущільнення із саморегульованими торцевим зазором і витратами.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами

Дисертаційна робота виконана на кафедрі загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету при виконанні робіт з держбюджетної тематики відповідно до координаційного плану МОН України і реалізована при виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт 84.01.08.06-08 д/б “Дослідження комбінованих опорно-ущільнювальних систем осьового урівноваження роторів відцентрових насосів і компресорів та розробка методів підвищення їх економічності і екологічної безпеки” (№ державної реєстрації 0106U001937); 84.01.09.09-10 д/б “Розробка методів чисельного розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабіринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин” (№ державної реєстрації 0109U001385), де здобувачем були виконані окремі розділи.

Мета досліджень – підвищення герметичності та надійності автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин за рахунок використання запірно-врівноважуючих пристроїв.

Задачі досліджень

Для досягнення поставленої у роботі мети сформульовані такі основні задачі:

– аналіз надійності традиційних конструкцій АСОУ за середнім напрацюванням до відмови в області допустимих витоків робочої рідини та розробка пропозиції до її підвищення;

– створення математичних моделей процесів, що перебігають у сучасних конструкціях автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин з урахуванням різних режимів руху середовища у дротелях;

– створення програми автоматизованого розрахунку запірно-врівноважуючих пристроїв роторів багатоступінчатих відцентрових машин;

– імовірнісна оцінка статичної, витратної і амплітудних частотних характеристик автоматичних систем урівноваження осьових сил;

– експериментальне визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині торцевого дроселя та оцінювання провідностей дроселів автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин.

Об’єкт дослідження – процес урівноваження осьових сил, що діють на ротор багатоступінчатих відцентрових машин, за допомогою АСОУ.

Предмет дослідження – моделі і закономірності процесу урівноваження осьових сил автоматичними системами осьового урівноваження роторів відцентрових машин з урахуванням різних режимів руху середовища у дроселях.

Методи дослідження

Імовірнісні методи теорії надійності, які застосовувались для визначення напрацювання до відмови АСОУ у межах допустимих витоків робочої рідини за заданою імовірністю безвідмовної роботи; методи розв’язання систем диференціальних рівнянь гідроаеромеханіки, які використовувались для отримання розподілу тиску у шпаринних ущільненнях; методи теорії коливань і теорії стійкості, які дозволили проаналізувати вплив параметрів автоматичної системи осьового урівноваження на динамічні характеристики ротора і його стійкість; методи Рунге-Кутта і Булірша-Штера інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь динамічного розрахунку АСОУ роторів відцентрових машин; методи теорії ймовірностей і математичної статистики, за допомогою яких моделювались відхилення геометричних і фізичних параметрів ущільнень і визначалися характеристики статистичного розподілу; методи теорії оцінювання, які використовувались для уточнення параметрів АСОУ; експериментальні методи дослідження розподілу тиску по радіусу торцевого дроселя для визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині.

Наукова новизна одержаних результатів:

- створена математична модель ЗВП роторів багатоступінчатих відцентрових машин за наявності регулятора перепаду тиску і з урахуванням різних режимів руху запірною середовища у дроселях;
- набув подальшого розвитку метод розрахунку параметрів АСОУ роторів відцентрових машин, у результаті якого вперше отримані вирази для статичної, витратної і амплітудних частотних характеристик ЗВП;
- методами теорії ймовірностей визначені довірчі області статичних і динамічних характеристик ЗВП відцентрових машин;
- за результатами експериментальних досліджень встановлені залежності для оцінювання провідностей дроселів АСОУ.

Практичне значення одержаних результатів

У результаті теоретичних і експериментальних досліджень вирішена актуальна проблема підвищення надійності АСОУ роторів відцентрових машин. Створена програма автоматизованого розрахунку ЗВП відцентрових машин на основі розроблених методик:

- статичного і динамічного розрахунків ЗВП ротора відцентрового насоса і компресора;
- імовірнісного розрахунку ЗВП роторів відцентрових машин;
- оцінювання параметрів АСОУ за результатами експериментальних досліджень.

Запропонований алгоритм розрахунку автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин і комп'ютерна програма імовірнісного розрахунку, які використовуються у процесі розробки і модернізації насосних агрегатів у ВАТ «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування «ВНДІАЕН» та ПАТ «Сумське машинобудівне НВО ім. М. В. Фрунзе». Результати роботи також використовуються у навчальному процесі у Сумському державному університеті студентами напряму «Механіка» та спеціальності «Комп'ютерна механіка».

Особистий внесок здобувача

Основні результати, викладені у дисертаційній роботі, належать здобувачеві.. У роботах [31, 35, 37] описана математична модель і запропонована методика розрахунку статичних характеристик гідропр'ят. У роботі [32] виконані теоретичні дослідження напірної течії рідини у торцевому конусному каналі з довільною формою зазору. У роботах [33, 36] розроблена математична модель гідродинаміки торцевого дрoселя, що враховує осьові коливання ротора. У роботах [34, 98] викладена методика визначення середнього наробітку до відмови автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин із застосуванням методів теорії ймовірностей. У роботі [39, 120] створена методика імовірнісного розрахунку статички і динаміки автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин. У роботах [30, 96 – 97, 110 – 112] викладена методика розрахунку сучасних конструкцій автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин. Опис експериментальної установки для дослідження комбінованих опорно-ущільнюючих автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин представлений у роботі [38].

Отриманий патент на експериментальний стенд для дослідження комбінованих опорно-ущільнюючих автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин [67].

Постановка задач, аналіз і узагальнення результатів виконані спільно з науковим керівником, який координував основні етапи роботи над дисертацією.

Апробація результатів дисертації

Основні положення і результати роботи були представлені і обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях: «Герметичність, вібраційна надійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання», м. Суми, 2005, м. Перемишль (Польща), 2008; 13-й і 15-й міжнародних конференціях «Технології 21 століття», м. Алушта, 2006, 2009 рр.; 11-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові, 2013 р.; 7-й міжнародній

конференції «Промислові насоси» в м. Шчирк (Польща), 2007 р.; 1-й, 2-й, 3-й Всеукраїнських міжвузівських науково-технічних конференціях «Сучасні технології у промисловому виробництві», м. Суми, 2010, 2012, 2014 рр.; 1-й, 2-й, 3-й міжвузівських науково-технічних конференціях викладачів, співробітників і студентів «Інформатика, математика, механіка» у 2006, 2007, 2008 рр.; науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій «Сучасні технології у промисловому виробництві», м. Суми, 2009, 2011, 2013 рр.; на наукових семінарах кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету. У повному обсязі робота доповідалася на розширеному науковому семінарі кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету 7 травня 2014 р.

Публікації

За темою дисертації опубліковані 28 наукових праць, серед яких 10 статей у фахових виданнях України, 2 – у закордонних виданнях, 1 патент на корисну модель, 4 доповіді та 11 тез доповідей на науково-технічних конференціях.

Структура і об'єм роботи

Дисертаційна робота складається зі вступу, 4-х розділів, висновків; переліку використаних джерел, який містить 120 найменувань, 2-х додатків. Загальний обсяг дисертації становить 176 сторінок, 259 формул, 63 рисунки і 7 таблиць по тексту. Обсяг основного тексту дисертації становить 152 сторінки.

1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПРИСТРОЇВ УРІВНОВАЖЕННЯ ОСЬОВИХ СИЛ

1.1 Конструкції пристроїв урівноваження осьових сил

1.1.1 Загальні зауваження

Відцентрові машини є найбільш розповсюдженим класом машин, які використовуються практично в усіх галузях промисловості. У сучасному машинобудуванні спостерігається стійка тенденція до збільшення робочих параметрів відцентрових насосів і компресорів. Надійність, безпечність і економічність останніх визначається вібраційним стоном ротора, працездатністю ущільнень і систем урівноваження осьових сил. Ротор разом з урівноважуючим пристроєм і потоком робочого середовища у шпаринних ущільненнях утворює замкнену гідромеханічну систему, надійність якої забезпечується працездатністю усіх її елементів.

1.1.2 Способи урівноваження осьових сил

Робочі колеса одностороннього входу багатоступеневих відцентрових машин виконують так, щоб внутрішній радіус R_0 основного диска був меншим за внутрішній радіус R_1 покриваючого диска (рисунок 1.1). Тому тиск на бокові поверхні колеса розподіляється по-різному, і на робоче колесо діє неврівноважена осьова сила тиску, спрямована у бік вхідної воронки. Значення цієї сили пропорційне напору H ступені, який, у свою чергу, пропорційний квадрату частоти обертання ротора і залежить від квадрата зовнішнього радіуса R_2 робочого колеса, а також від площі вхідної воронки $S_{\text{вх}}$:

$$T = S_{\text{вх}} \left[\rho g H - \frac{\rho \omega^2 R_2^2}{8} \left(1 - \frac{R_0^2 + R_1^2}{2R_2^2} \right) \right]. \quad (1.1)$$

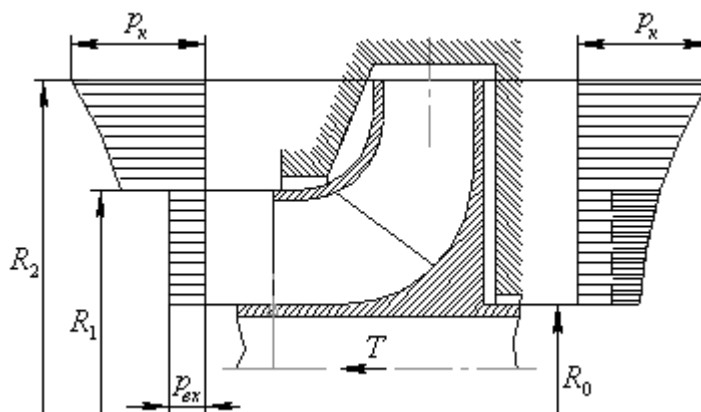


Рисунок 1.1 – Розподіл тиску на бокові поверхні робочого колеса

У сучасних високонапірних відцентрових насосах сумарна осьова сила, яка діє на ротор, сягає десятків тонн. Урівноваження таких сил пов'язане з великими труднощами і вимагає значних витрат потужності. Тому однією з найбільш гострих проблем у проектуванні багатоступневих відцентрових насосів є вибір способу урівноваження осьової сили, яка діє на ротор: встановлення упорних підшипників, попарно-симетричне розташування робочих коліс, використання розвантажуючих поршнів, застосування вузлів автоматичного розвантаження осьових сил – гідроп'ят. У свою чергу, вдосконалення методів урівноваження осьових сил є істотним резервом підвищення надійності і економічності відцентрових машин.

Найбільш природний шлях осьового урівноваження ротора – усунення причин виникнення неуврівноважених осьових сил. Однак такий шлях ефективний лише для насосів з порівняно низькими параметрами [25]. Усунення неуврівноважених осьових сил досягається або забезпеченням повної геометричної симетрії, або штучною зміною розподілу швидкостей і тиску в камерах у такий спосіб, щоб результуючі сили тиску на обидві бічні поверхні колеса були рівними.

У насосах з геометричною симетрією ротора відносно серединної площини, перпендикулярної його осі, залишкові осьові сили сприймаються упорними підшипниками. Прикладами насосів з подібного типу способом урівноваження осьової сили є відцентрий насос для перекачування злегка забрудненої води Д 2000-100, конденсатний насос Кс 125-55 (рисунки 1.2, 1.3), нафтові магістральні й

інші одноступінчаті насоси з колесом двостороннього входу.

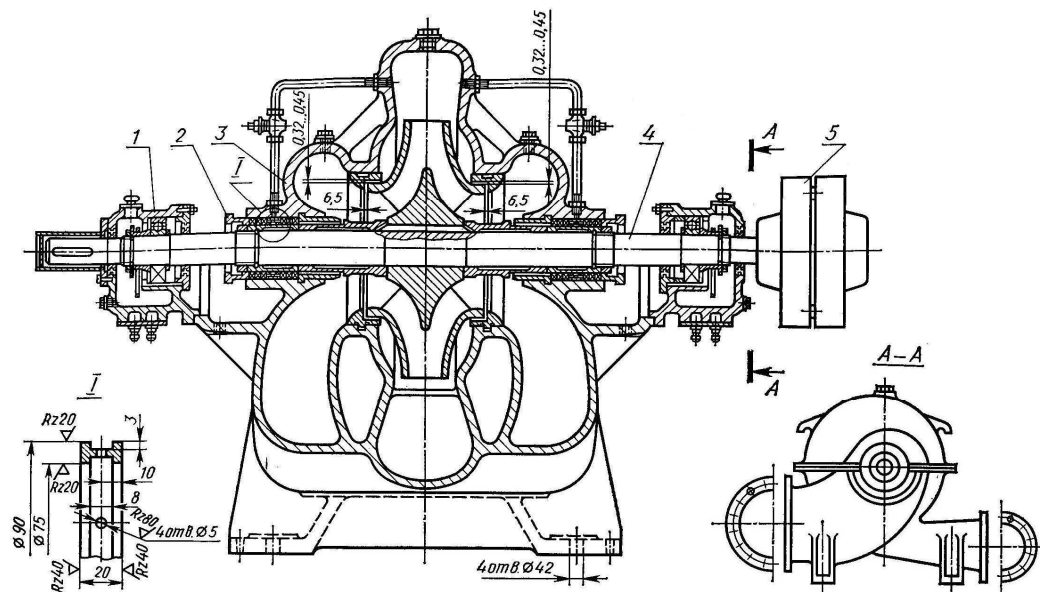


Рисунок 1.2 – Відцентровий насос Д 2000-100

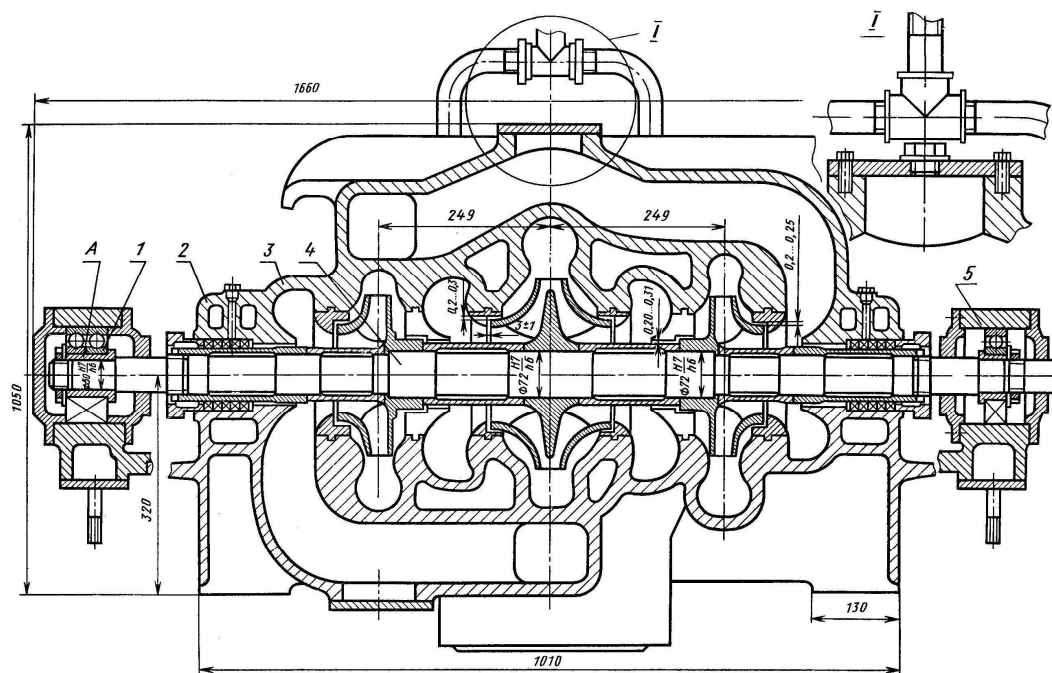


Рисунок 1.3 – Конденсатний насос Кс 125-55

Недоліком таких схем є додаткові гідравлічні втрати у перевідних каналах, збільшені габарити і металоємність (крім насосів типу «Д»), ускладнення виливок і конструкції у цілому.

Для розвантаження осьової сили на валу за робочим колесом встановлюють розвантажувальний барабан – думміс (рисунок 1.4). Унаслідок перепаду тиску $\Delta p = p_k - p_n$ виникає осьова сила F , спрямована у бік, протилежний напрямку осьової сили T .

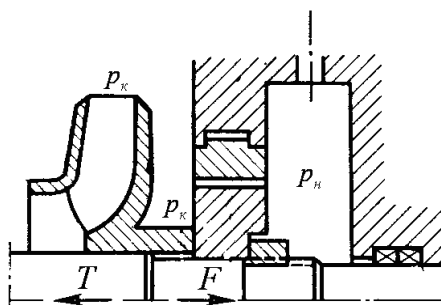


Рисунок 1.4 – Розвантажувальний поршень

Розвантажувальний поршень конструюють у такий спосіб, щоб він не повністю розвантажував сумарну осьову силу, що діє на ротор. Наявність залишкової осьової сили передбачається на стадії проектування і є гарантією того, що при зміні експлуатаційних умов осьова сила не змінюватиме свого напрямку. Залишкова сила сприймається упорним підшипником (рисунок 1.5).

Одним із способів недопущення виникнення осьової сили є симетричне розташування робочих коліс. У цьому випадку робочі колеса насаджують на вал у такий спосіб, щоб одна група коліс була спрямована вхідними воронками протилежно вхідним воронкам іншої групи. Прикладами відцентрових машин з таким способом усунення виникнення осьової сили є насос для перекачування забруднених рідин ЦН 400-210 (рисунок 1.6), а також насос типу НТ для перекачування нафти і нафтопродуктів, масел, зріджених газів (рисунок 1.7).

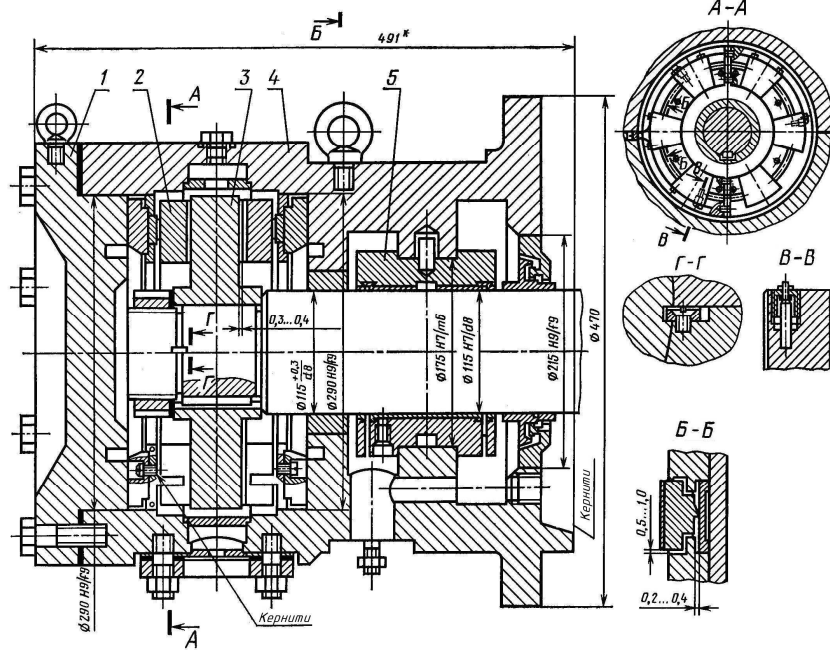


Рисунок 1.5 – Опорно-упорний підшипник ковзання

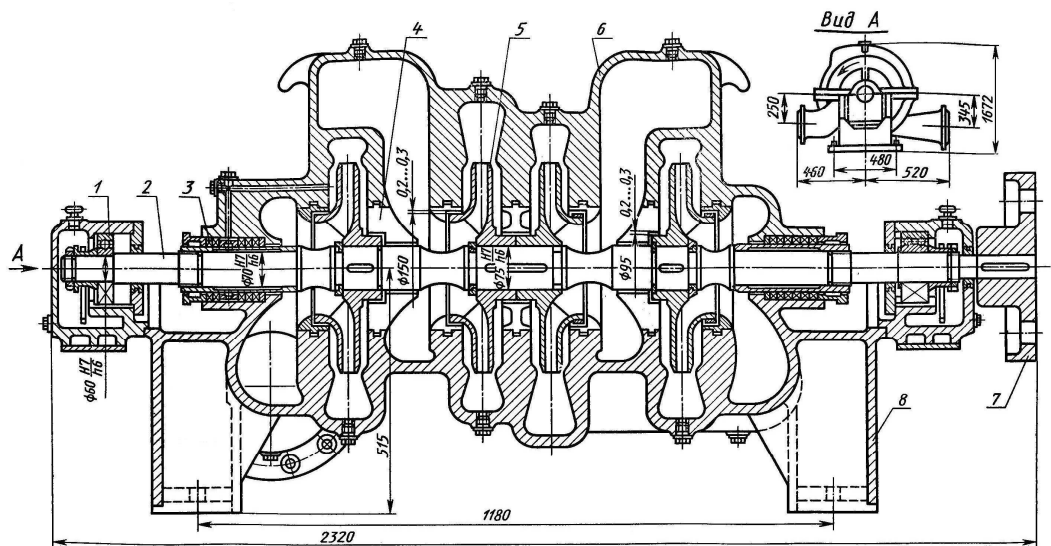


Рисунок 1.6 – Відцентровий насос ЦН 400-210

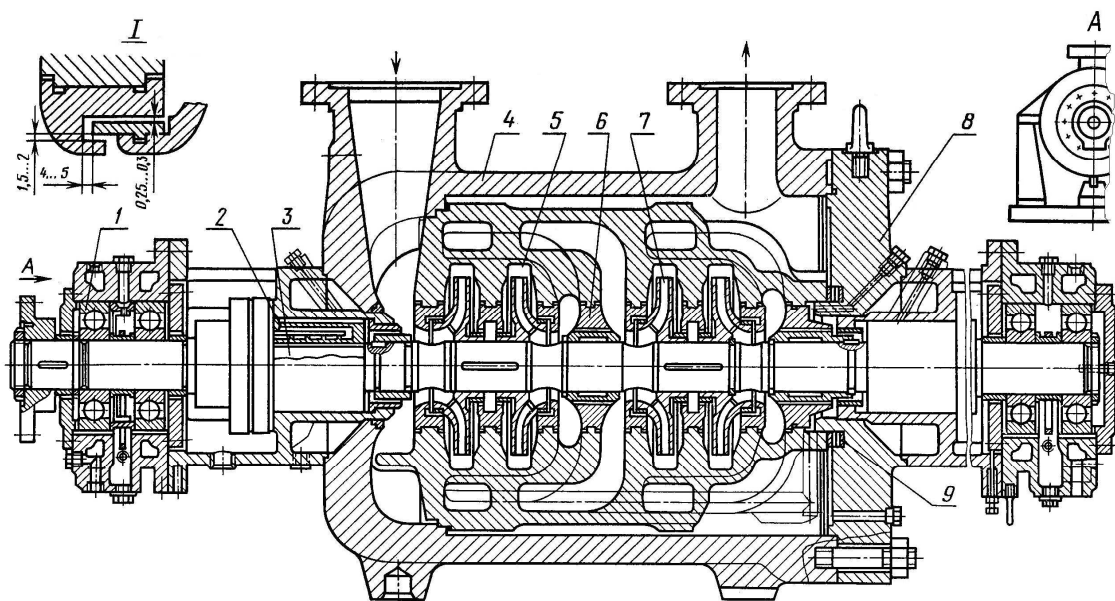


Рисунок 1.7 – Нафтовий насос НТ 200/120-370

У даний час ведеться інтенсивна робота над розробкою нових конструкцій пристроїв розвантаження осьових сил [17, 86, 105], що свідчить про важливість і актуальності проблеми осьового урівноваження роторів відцентрових машин.

1.1.3 Традиційна конструкція гідроп'яти

Для високонапірних багатоступневих відцентрових насосів ефективним способом урівноважування осьових сил є використання автоматичних систем осьового врівноваження – гідроп'ят. Гідроп'ята (рисунок 1.8) містить жорстко закріплений на валу розвантажувальний диск 5, нерухоме опорне кільце (подушку) 2, послідовно розташовані циліндричний 1 і торцевий 3 дроселі, а також камеру 4.

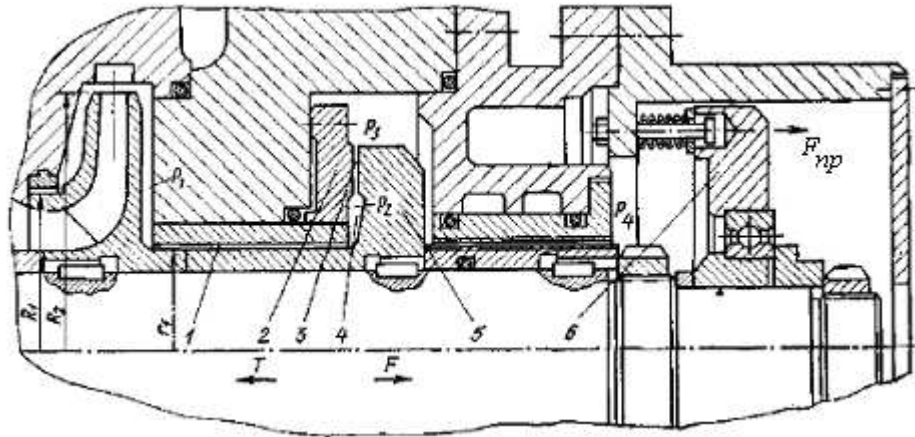


Рисунок 1.8 – Конструктивна схема гідроп’яти

Розвантажувальний диск (рисунок 1.9) призначений для сприйняття сил тиску, які урівноважують осьову силу. Спільно з корпусними деталями він утворює дві шпарини: циліндричну і торцеву. Торцева поверхня диска має твердість, яка перевищує твердість поверхні подушки гідроп’яти з метою зменшення ймовірності задирів у разі випадкового контакту подушки і розвантажувального диска.

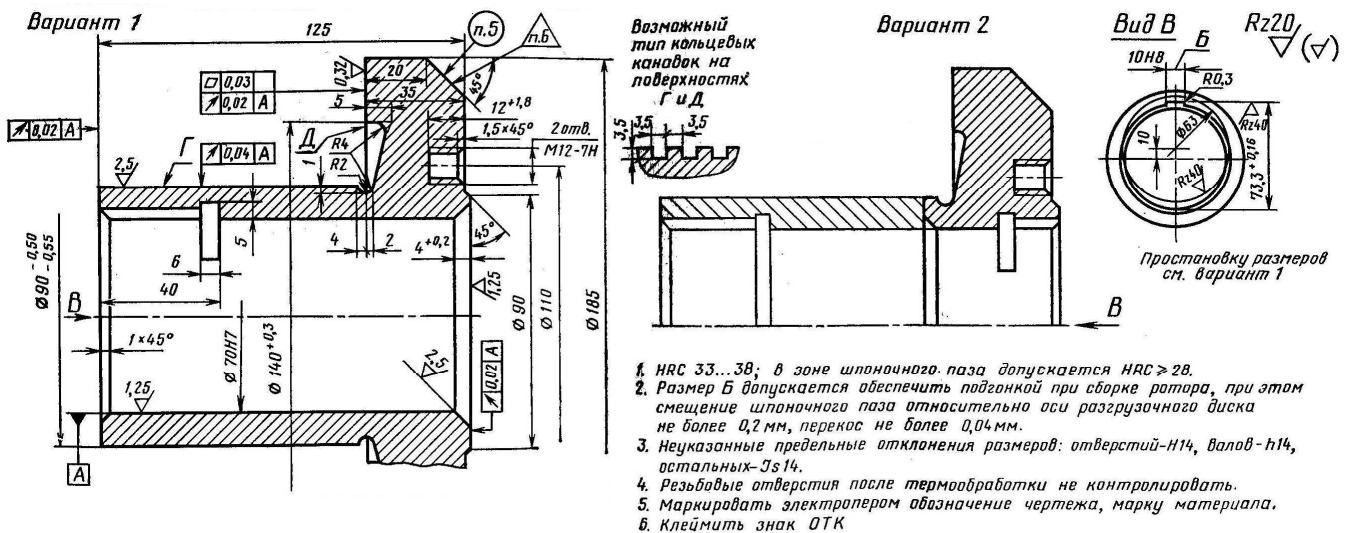


Рисунок 1.9 – Розвантажувальний диск

Подушка є нерухомою деталлю вузла гідравлічного розвантаження, робоча поверхня якої утворює з розвантажувальним диском торцеву шпарину.

Задири по торцевих контактних поверхнях можливі на перехідних режимах –

при розгоні і вибігу, коли гідравлічна урівноважуюча сила F порівняно незначна. У зв'язку з цим у насосах, для яких за умовами експлуатації потрібні часті пуски (наприклад, насоси, призначені для відкачування води з кам'яновугільних шахт), встановлюють віджимні пристрої (рисунок 1.8, поз. б), через які осьове зусилля пружини F_{np} передається на вал і зрушує ротор у бік нагнітання, збільшуючи торцевий зазор гідроп'яти, попереджаючи можливі задири. Віджимні пристрої також встановлюються у насосах з турбоприводами, оскільки процес розгону і зупинки приводної турбіни відбувається повільно.

Повний перепад тиску $\Delta p = p_1 - p_3$ на гідроп'яті є різницею між тиском нагнітання p_1 і тиском у камері за гідроп'ятою. Ця камера поєднана із вхідним патрубком насоса, тобто p_3 – тиск на вході в насос. Частина загального перепаду $\Delta p_2 = p_2 - p_3$ дроселюється на торцевій шпарині, провідність якої залежить від величини торцевого зазора, тобто від осьового положення ротора. Якщо під дією залишкової сили ротор зміщується вліво, торцевий зазор зменшується, а тиск p_2 збільшується, встановлюючи рівність сили T , яка діє на ротор, і сили F , яка діє на розвантажувальний диск. Таким чином, гідроп'ята автоматично підтримує осьову рівновагу ротора: $F = T$.

Для нормальної роботи гідроп'яти необхідно, щоб ротор мав вільне осьове переміщення. Тому по кінцях вала необхідно встановлювати лише радіальні підшипники. Функції упорного підшипника виконує сама гідроп'ята. Перспективним є використання системи авторматичного розвантаження не лише як упорного, але і радіального гідростатичного підшипника.

Крім функції осьового урівноваження гідроп'ята виконує ущільнюючу функцію. Наявність послідовно розташованих циліндричної та торцевої шпарин дозволяє замінити громіздкий і дорогий вузол комбінованого кінцевого ущільнення (рисунок 1.10) [16].

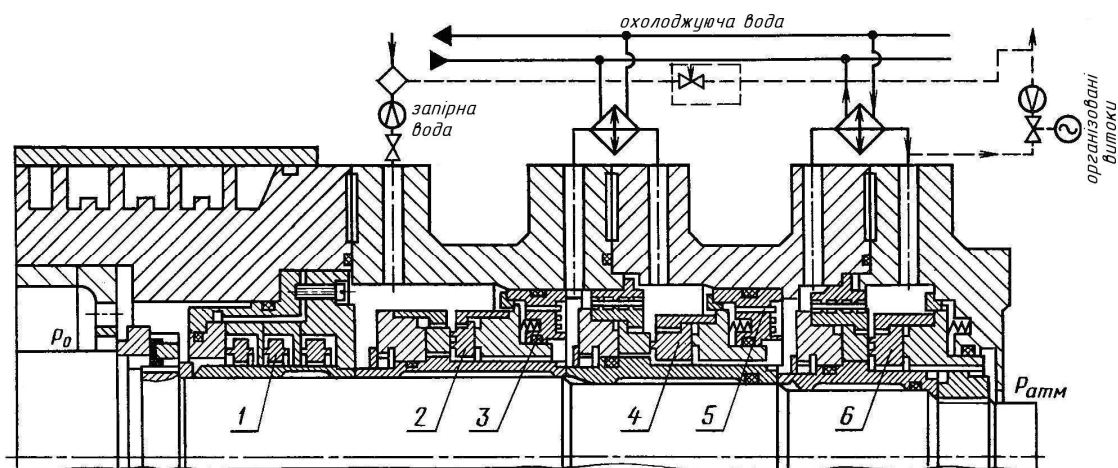
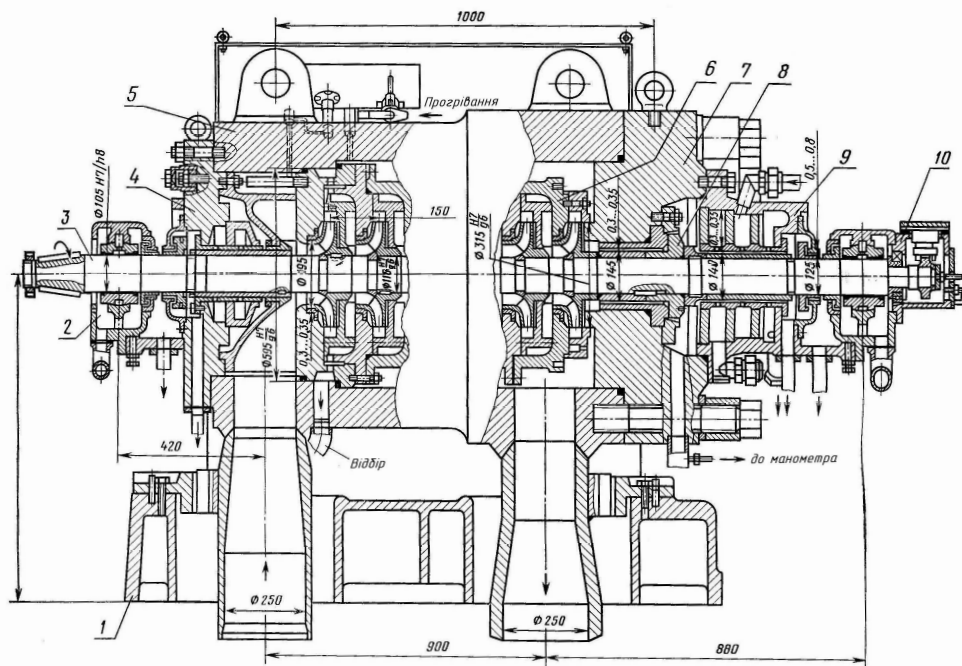


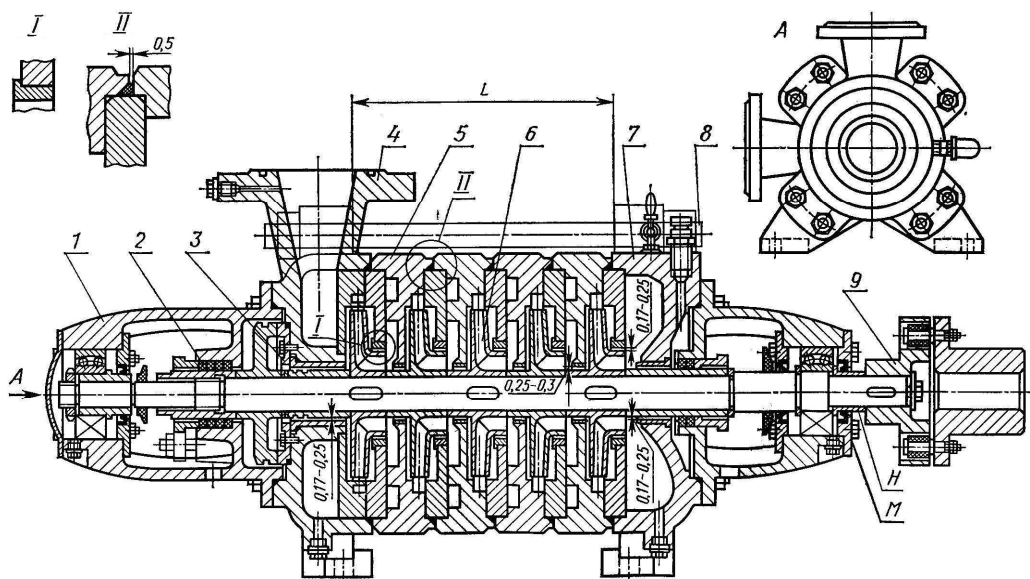
Рисунок 1.10 – Комбіноване кінцеве ущільнення

Гідроуп'яття застосовуються для розвантаження осьових сил роторів багатьох типів відцентрових машин: у пускорезервних насосах теплової схеми енергоблоків (рисунок 1.11); у насосах типу ЦНС (рисунок 1.12), призначених для перекачування чистих і злегка забруднених рідин; у насосах (наприклад, СПЭ 1650-75), призначених для подачі хімічно очищеної води до парових котлів енергоблоків; у хімічних насосах, призначених, наприклад, для перекачування рідкого аміаку (рисунок 1.13) тощо.

У разі пониження тиску в деаераторі, наприклад у живильних насосах (рисунок 1.11), тиск у камері після торцевого дроселя може досягти критичного значення, що відповідає тиску насиченої пари. У результаті, перш за все у торцевому зазорі п'яти, відбувається інтенсивне пароутворення, яке зменшує несучу здатність і збільшує небезпеку виникнення задирів.



Рисунки 1.11 – Насос живильний ПЭ 600-300



Рисунки 1.12 – Насос секційний багатоступеневий типу ЦНС

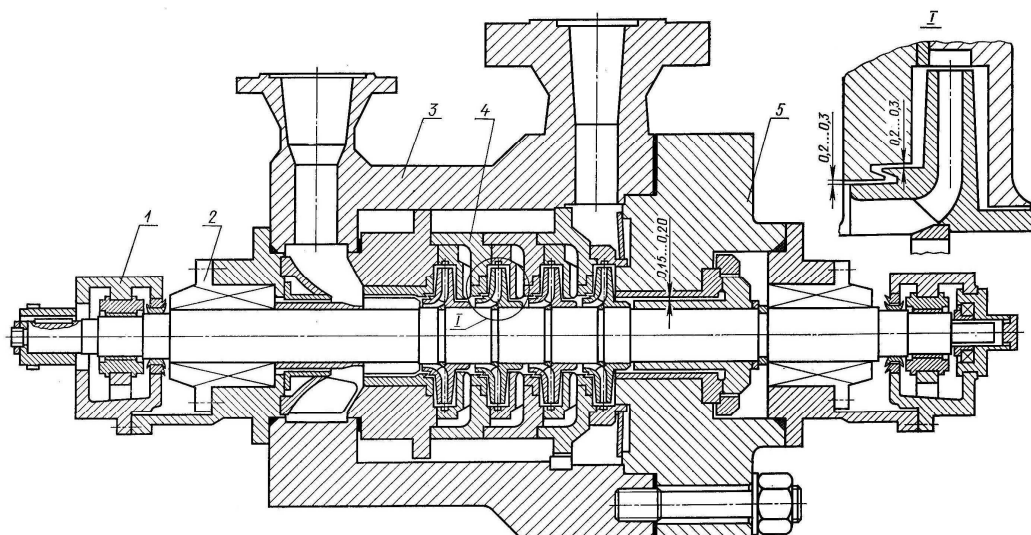


Рисунок 1.13. – Насос хімічний багатоступеневий

Для запобігання пароутворення тиск у камері після торцевого зазору необхідно підтримувати вищим, ніж тиск насиченої пари. Найбільш простим способом підвищення тиску у камері є використання додаткового циліндричного дроселя між торцевим зазором і лінією відведення витоків (рисунок 1.14).

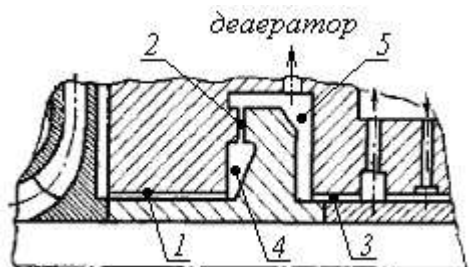


Рисунок 1.14 – Гідроп'ята з додатковим циліндричним дроселем:

1, 2, 3 – циліндричний, торцевий і додатковий циліндричний дроселі;

4, 5 – камери перед і після торцевого дроселя

1.1.4 Модифіковані конструкції

Незважаючи на добре зарекомендовану традиційну конструкцію, гідравлічна п'ята є джерелом додаткових втрат у роботі насоса. Витік через п'яту в середньому становить 4-6% подачі насоса. Одним із способів підвищення економічності насоса є зниження витрат рідини через гідроп'яту шляхом зменшення циліндричного і торцевого зазорів. У циліндричній шпарині виконують ступінчасті втулки, які

зменшують об'ємні витрати внаслідок підвищення опору дроселюючих шпарин [50]. Зазвичай виконують дві ступені, різниця між радіусами яких становить 2,5 мм. Ступінчаті циліндричні втулки дозволяють зменшити витрати рідини на 4% і перепад тиску на дискові – на 8% порівняно з прямими втулками за інших однакових умов.

У роботі насоса на малих подачах з відкритим клапаном 2 лінії рециркуляції (рисунок 1.15) можна збільшити торцевий зазор. Це досягається, якщо каналом 3 об'єднують лінію рециркуляції 1-2 і камера гідроп'яти 4-5. Така конструкція автоматично забезпечує збільшення торцевого зазору і знижує перепад тиску на клапані рециркуляції, напір на якому частково дроселюється в торцевій шпарині гідроп'яти [51].

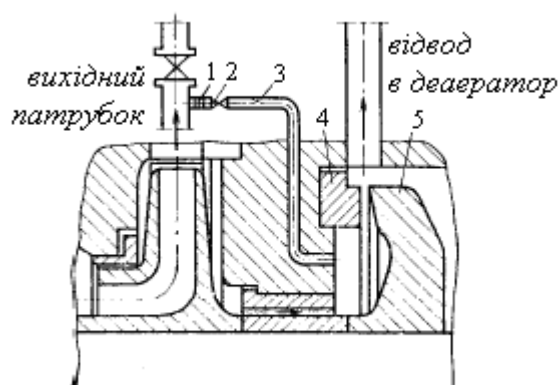


Рисунок 1.15 – Розвантажуючий пристрій насоса з лінією рециркуляції

Для усунення задирів під час пуску насоса додатково використовують механічний підшипник. Для підвищення надійності живильних насосів енергоблоків використовують гідродинамічний підшипник Мітчелла, який сприймає осьову силу ротора у разі пошкодження гідроп'яти.

У деяких випадках замість гідроп'яти виконують комбінований розвантажуючий пристрій, в якому осьова сила урівноважується розвантажувальним поршнем і диском, а залишок сприймається гідродинамічним підшипником.

Похибки виготовлення і складання гідроп'яти призводять до неплоскостності робочих поверхонь. У процесі складання насоса розвантажувальний диск гідроп'яти і нерухома подушка неминуче встановлюються з перекосом (обумовленим допуском

розташування) відносно осі вала, що збільшує середній торцевий зазор. У результаті опір торцевого дроселя зменшується. Силкові деформації диска гідроп'яти утворюють дифузорну форму торцевого дроселя. Унаслідок цього гідростатична сила і торцевий зазор зменшуються, і виникає небезпека контактного режиму роботи пристрою автоматичного розвантаження. Початковий перекус і деформації диска, який обертається, істотно впливають на статичні і динамічні характеристики гідроп'яти. Тому при проектуванні останньої особлива увага приділяється забезпеченню площинності торцевого зазору [24].

Нові конструкції автоматичних розвантажуючих пристроїв з деформівними елементами – кільцями, пружно встановленими у корпусі (рисунок 1.16 а) або на розвантажувальному диску (рисунок 1.16 б), – здатні підтримувати плоский торцевий зазор [86].

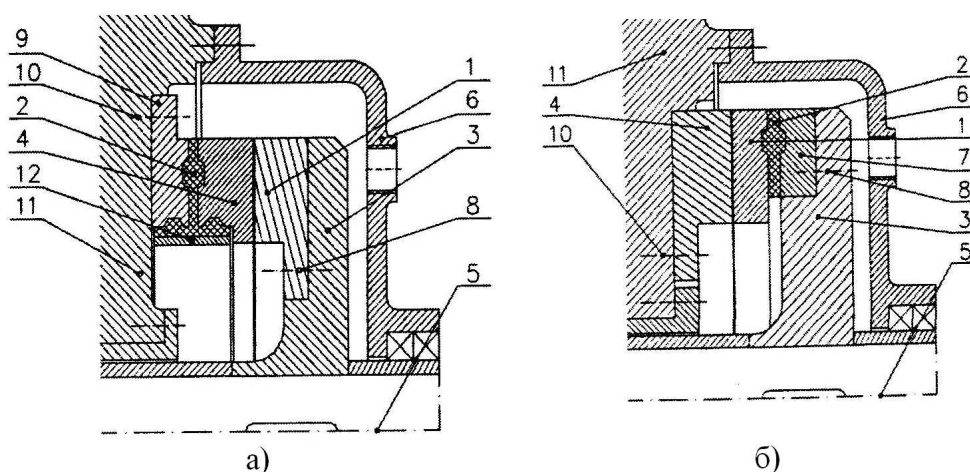


Рисунок 1.16 – Конструкції гідроп'яти з податливими елементами

Сучасною автоматичною системою осьового урівноваження є запірно-врівноважуючий пристрій (рисунок 1.17) [105], виконаний у вигляді гідроп'яти з підведенням запірного середовища. Осьова сила, яка діє на ротор, сприймається закріпленим на валу диском 1, відокремленим від тиску нагнітання шпаринним втулковим ущільненням 2, і утворює з корпусом торцеву ущільнюючу шпарину 3. У порожнину *I* між втулковим і торцевим ущільненнями через дросель 4 підводиться запірне середовище. За диском встановлене додаткове втулке

ущільнення 5. Тиск перед диском і після нього (у порожнині *II*) залежить від осьового положення ротора.

Принцип роботи запірно-врівноважуючого пристрою такий. Зменшення осьової сили, яка діє на ротор, призводить до збільшення торцевого зазору. При цьому тиск перед диском зменшується, а за диском – збільшується. У результаті зменшується осьова сила тиску на диск, і ротор повертається в рівноважний стан з початковим значенням торцевого зазору.

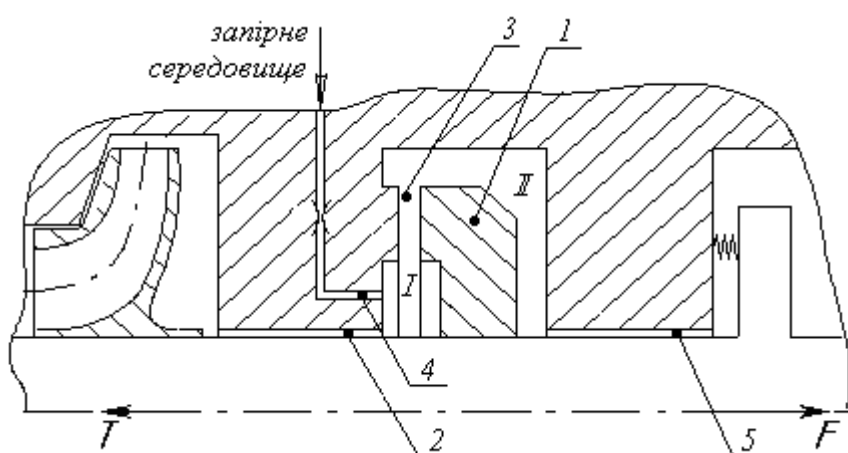


Рисунок 1.17 – Запірно-врівноважуючий пристрій

Переваги урівноважуючого пристрою обумовлені, головним чином, тим, що він є системою автоматичного регулювання торцевого зазору, несучої здатності і витоків. Належно обрані геометричні параметри забезпечують номінальні значення регульованих величин у заданому діапазоні зміни осьової сили.

1.1.5 Характеристики урівноважуючих пристроїв

При проектуванні врівноважуючих пристроїв необхідно, з одного боку, обмежувати об'ємні втрати, з іншого – не допускати надмірного зменшення робочого зазору. Статичний розрахунок автоматичних розвантажуючих пристроїв зводиться до визначення параметрів, які забезпечують допустимий рівень витоків робочого середовища і безконтактний режим роботи у заданому діапазоні зміни осьової сили, яка діє на ротор. Задовольнити обидві вимоги можна за умови, що

статична характеристика забезпечує незначні зміни величини торцевого зазору при порівняно значній зміні осьової сили, тобто система має достатньо великий коефіцієнт гідростатичної жорсткості $\kappa = -\partial T/\partial z$ (рисунок 1.18) [22].

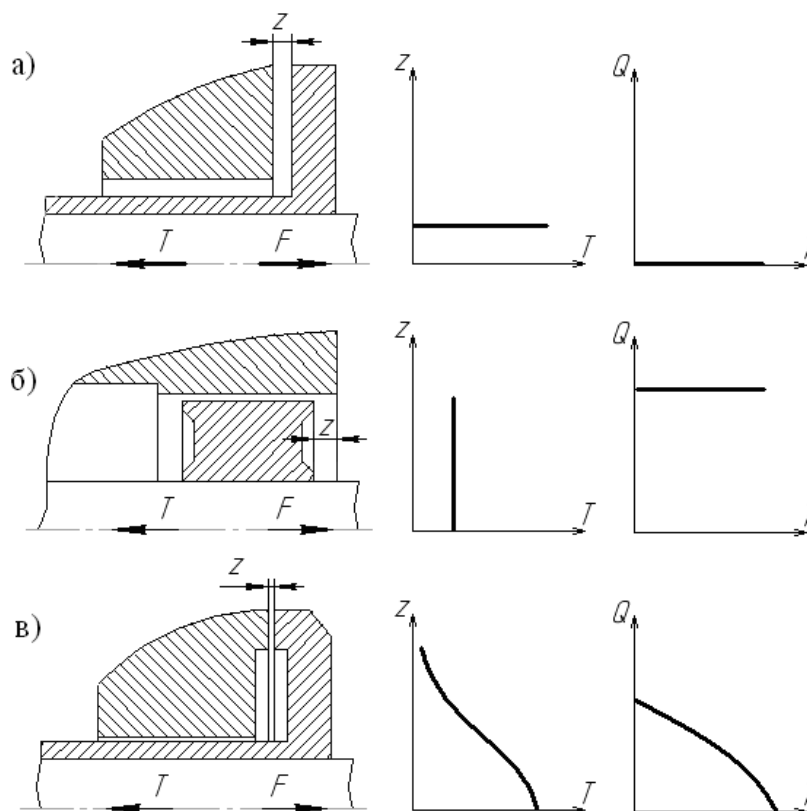


Рисунок 1.18 – Статичні і витратні характеристики врівноважуючих пристроїв:

а) упорний підшипник; б) розвантажувальний поршень; в) гідроп'ята.

У граничних випадках, коли $\kappa \rightarrow \infty$ і $F < T$, характеристика стає горизонтальною (рисунок 1.18 а) і властива упорному підшипнику: урівноваження осьової сили відбувається без осьового зміщення ротора і витоків рідини; коли $\kappa = 0$, характеристика є вертикальною прямою (рисунок 1.18 б) і властива розвантажувальному поршню. Статична характеристика гідроп'ята є кривою, представленою на рисунку 1.18 в. Під час проектування пристроїв автоматичного урівноваження важливою процедурою є побудова витратної характеристики – залежності витоків Q через дроселюючі канали від зовнішнього впливу T .

Статичний розрахунок ґрунтується на спільному розв'язанні рівняння осьової рівноваги ротора і рівнянь балансу витрат робочої рідини через циліндричний і торцевий дроселі (рисунок 1.19) [22]. При обчисленні врівноважуючої сили, яка міститься у рівнянні осьової рівноваги ротора

$$F = T - F_{np}, \quad (1.2)$$

необхідно визначити розподіл тиску рідини по радіусу розвантажувального диска гідроп'яти. При цьому беруть тиск у камері гідроп'яти постійним, а у торцевому зазорі – змінним за лінійним законом. Залежність тиску у камері розвантаження p_2 від величини торцевого зазору знаходиться з рівнянь балансу витрат рідини через циліндричний і торцевий дроселі:

$$\begin{cases} Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_2}; \\ Q_2 = g_2 \sqrt{p_2 - p_3}, \end{cases} \quad (1.3)$$

де g_1 і g_2 – провідності циліндричного і торцевого дроселів відповідно.

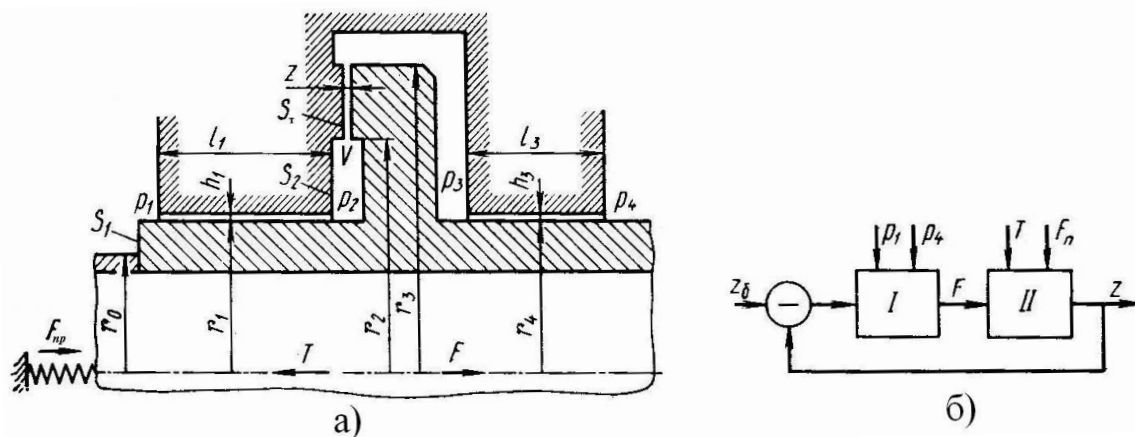


Рисунок 1.19 – Розрахункова і функціональна схеми гідроп'яти

Провідність циліндричного дроселя g_1 залежить від величини радіального зазору, довжини шпарини і ексцентриситету. Провідність торцевого дроселя g_2 може змінюватись у процесі роботи насоса, оскільки залежить від величини торцевого зазору, тобто від осьового переміщення ротора. Силу тиску рідини у торцевому зазорі гідроп'яти отримують у припущенні плоского торцевого зазору

(епюру розподілу тиску по радіусу наближено вважають лінійною). У дійсності, внаслідок силових деформацій диска гідроп'яти торцевий зазор набуває дифузорної форми, і епюра гідростатичного тиску рідини у торцевому зазорі стає увігнутою, що призводить до зниження гідростатичної сили, отже, до зменшення результуючої осьової сили тиску F .

Під час експлуатації відцентрових насосів з автоматичним урівноваженням спостерігаються осьові вібрації ротора унаслідок втрати стійкості динамічної системи «ротор-гідроп'ята» [25]. Побудова частотних характеристик системи урівноваження і перевірка динамічної стійкості мають важливе значення для забезпечення надійності високооберткових високонапірних насосів. Розрахункова схема динамічного розрахунку системи автоматичного урівноваження має враховувати фактори, які істотно впливають на роботу гідромеханічної системи. При оцінюванні значущості різних факторів потрібно брати до уваги, що похибка обчислення осьової сили навіть на номінальному режимі може досягати 50%.

Гідроп'ята є системою автоматичного регулювання, для якої осьове положення ротора z є регульованою величиною, осьова сила T і перепад тисків $\Delta p = p_1 - p_4$ – зовнішні впливи, попередня деформація пружини F_{np} – налаштування, а ротор – об'єкт регулювання. З урахуванням цього можна побудувати функціональну схему (рисунок 1.19 б), яка відповідає розрахунковій схемі гідроп'яти з додатковим циліндричним дроселем (рисунок 1.19 а).

Динамічний розрахунок пристрою автоматичного урівноваження дозволяє визначити критичні частоти, амплітуди вимушених коливань, оцінити межі динамічної стійкості гідромеханічної системи. Під час аналізу динаміки гідроп'яти досліджуються осьові коливання ротора відносно положення статичної рівноваги. Рівняння руху ротора в осьовому напрямку має вигляд:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = F - T + F_{np}, \quad (1.4)$$

де m – маса ротора; c , k – коефіцієнти демпфірування і жорсткості.

Останнє рівняння доповнюють рівнянням балансу витрат робочого середовища через циліндричний і торцевий дроселі з урахуванням витрат витіснення $Q_{ввт}$ і стискання $Q_{ст}$:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{ввт} + Q_{ст}. \quad (1.5)$$

Розглядаючи систему рівнянь (1.4) – (1.5), отримують залежність безрозмірного торцевого зазору від зовнішнього впливу. У роботі [25] проведено детальніший аналіз роботи автоматичних систем осьового урівноваження з позиції теорії автоматичного регулювання. Аналіз динамічного стану гідроп'яти проводиться за лінеаризованими рівняннями у зоні малих відхилень від стаціонарного значення торцевого зазору.

Проведення на стадії проектування статичного і динамічного розрахунків пристрою автоматичного урівноваження забезпечує надійність гідроп'яти і працездатність відцентрової машини у цілому.

1.2 Аналіз робіт, присвячених дослідженню надійності урівноважувачих пристроїв

1.2.1 Надійність автоматичних урівноважувачих пристроїв

Підвищення надійності машин є одним з найважливіших завдань машинобудування. В основних напрямках економічного розвитку європейських країн передбачається поступове збільшення надійності і довговічності сучасної техніки, у тому числі – насосного обладнання [41]. Надійна робота насосного обладнання сприяє зниженню витрат на ремонт і збитків від простоїв, забезпеченню безпеки людей.

Дослідження, які протягом багатьох років проводилися для живильних насосів, свідчать про те, що домінуючим фактором, який визначає працездатність насосів, є надійність роботи розвантажувачих пристроїв [86] (рисунок 1.20).

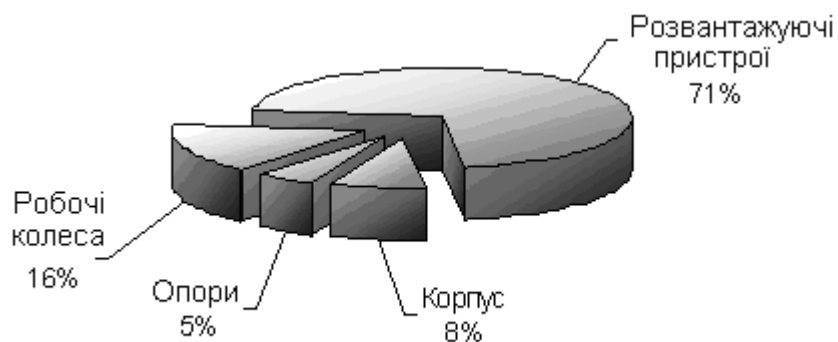


Рисунок 1.20 – Відсоткові співвідношення пошкодження елементів насосів

До надійності і безпеки відцентрових машин пред'являються підвищені вимоги, що обумовлено наявними статистичними даними з причин виходу з ладу насосів (рисунок 1.21).

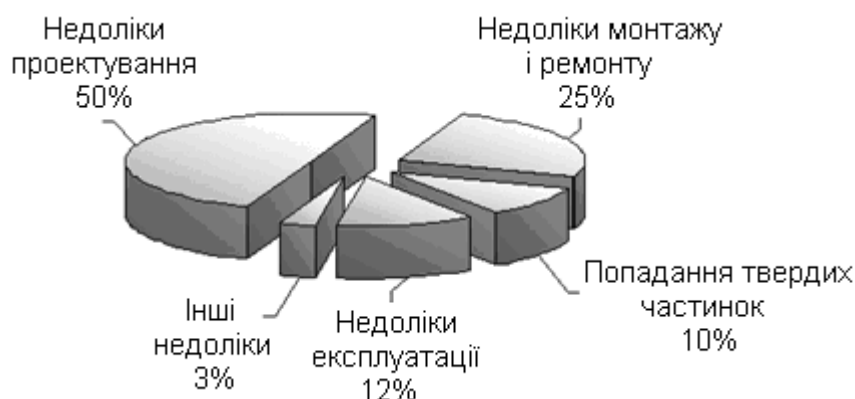


Рисунок 1.21 – Кругова діаграма похибок, які спричинили несправності гідроп'ят

Основні причини виходу з ладу систем урівноваження осьових сил, а також способи усунування неполадок [51] наведені в таблиці 1.1.

Наведені дані підкреслюють необхідність створення нових пристроїв автоматичного розвантаження і розробки методик їх розрахунку.

Таблиця 1.1 – Причини пошкоджень гідроп'ят і способи їх усунення

Назва пошкодження	Причина виникнення	Спосіб усунення
Ненадійне кріплення під'ятника і витоки під ним	Відгвинчування кріпильної гайки	Зміна напрямку різі
	Послаблення болтів	Посилення кріплення
	Тріщина в пазі під штифтом	Виконання галтелей
	Розмиття посадкових місць	Встановлення прокладки
Пошкодження торцевої пари	Порушення технології складання	Паралельність пари
Підвищення вібрацій диска	Вигин вала	Заміна вала
	Бій диска	Усунення биття диска
Заклинювання	Попадання твердих часток	Встановлення фільтрів
Розмиття торцевої пари	Знос загартованого твердого шару	Термічна бробка
	Великий перепад тиску на торці	Збільшення діаметра диска
	Великі витрати рідини	Заміна втулок

1.2.2 Наробіток до відмови гідроп'яти традиційного виконання

Поступова відмова гідроп'яти традиційного виконання є наслідком природного зношення циліндричних шпарин до і після розвантажувального диска, а, отже, зміни значення торцевого зазору між розвантажувальним диском і опорною поверхнею розвантажувального пристрою (рисунок 1.22).

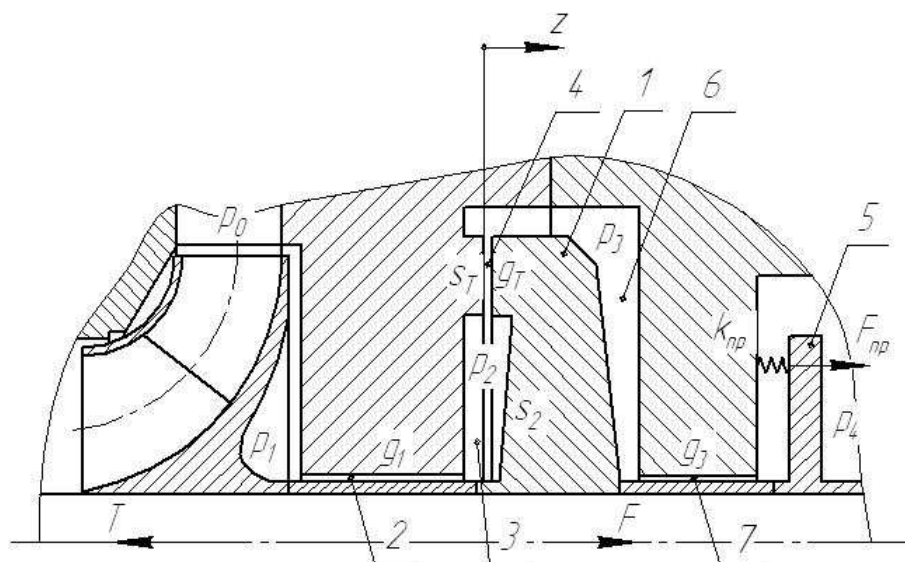


Рисунок 1.22 – Розрахункова схема гідроп'яти традиційного виконання:

- 1 – розвантажувальний диск; 2 – циліндрична шпарина перед розвантажувальним диском;
- 3 – камера гідроп'яти; 4 – торцевий дросель; 5 – віджимний пристрій;
- 6 – порожнина за розвантажувальним диском; 7 – додаткова циліндрична шпарина

При досягненні торцевим зазором значення нижче нижньої межі підвищується імовірність задирання робочого торця диска 1 [21]. Збільшення торцевого зазору вище верхньої межі призводить до зменшення об'ємного коефіцієнта корисної дії насоса за рахунок збільшення витоків робочої рідини.

Під наробітком до відмови гідро'пяти будемо розуміти час, протягом якого система авторозвантаження зберігає торцевий зазор в установлених межах, забезпечуючи необхідне значення об'ємних втрат при заданих умовах експлуатації.

Статичний розрахунок гідро'пяти традиційного виконання базується на спільному розв'язанні рівнянь осьової рівноваги ротора і рівнянь балансу витрат через циліндричні і торцевий дроселі.

Рівняння осьової рівноваги ротора має вигляд:

$$T = F + F_{np}, \quad (1.6)$$

де T – осьова сила, що діє на ротора насоса, спрямована у бік всмоктування; F – величина осьової розвантажуючої сили, що створюється у результаті розподілу тиску на поверхні розвантажуючого диска; F_{np} – зусилля пружини, конструктивно передбаченої з метою неприпустимості задирання робочого торця гідро'пяти у момент пуску насоса.

Величина сили F визначається за формулою:

$$F = p_2 s_2 + \frac{1}{2} (p_2 + p_3) s_T - p_3 (s_2 + s_T), \quad (1.7)$$

що після перетворень набуває вигляду:

$$F = s_3 (p_2 - p_3), \quad (1.8)$$

де s_3 – ефективна площа:

$$s_3 = s_2 + 0,5 s_T. \quad (1.9)$$

Таким чином, рівняння осьової рівноваги ротора насоса має вигляд:

$$T = s_3 (p_2 - p_3) + F_{np}. \quad (1.10)$$

Рівняння балансу витрат можна скласти на підставі розгляду схеми гідравлічного тракту пристрою авторозвантаження, представленої на рисунку 1.23:

$$Q_1 = Q_T = Q_3, \quad (1.11)$$

де Q_1 , Q_3 – витрати робочої рідини через циліндричні дроселі; Q_T – витрати рідини через торцевий дросель.

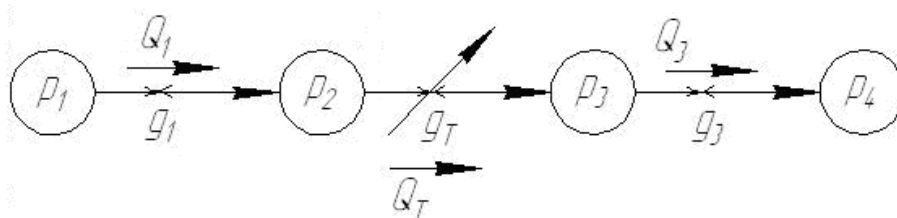


Рисунок 1.23 – Схема гідравлічного тракту традиційної конструкції гідроп'яти

Витрати Q_1 і Q_2 не залежать від осьового зміщення ротора та для ламінарного течії визначаються за формулами:

$$Q_1 = g_1(p_1 - p_2); \quad (1.12)$$

$$Q_3 = g_3(p_3 - p_4); \quad (1.13)$$

Тут g_1 , g_3 – провідності відповідних дроселів.

Витрати Q_T залежить від осьового зміщення ротора z і обчислюється у такий спосіб:

$$Q_T = g_{TB} \left(\frac{z}{z_B} \right)^3 (p_2 - p_3), \quad (1.14)$$

де g_{TB} – провідність торцевої дроселя при базовому значенні $z = z_B$ торцевого зазору.

Підставляючи вирази (1.12) – (1.14) у формулу (1.11), отримаємо рівняння балансу витрат:

$$g_1(p_1 - p_2) = g_{TB} \left(\frac{z}{z_B} \right)^3 (p_2 - p_3) = g_3(p_3 - p_4). \quad (1.15)$$

Таким чином, система рівнянь статичного розрахунку традиційної конструкції гідроп'яти набуває вигляду:

$$\begin{cases} T = s_{\text{э}}(p_2 - p_3) + F_{np}; \\ g_1(p_1 - p_2) = g_{TB} \left(\frac{z}{z_B} \right)^3 (p_2 - p_3); \\ g_1(p_1 - p_2) = g_3(p_3 - p_4). \end{cases} \quad (1.16)$$

Подальші дослідження будемо проводити в безрозмірних параметрах:

1) безрозмірний тиск:

$$\psi_{1,2,3,4} = \frac{P_{1,2,3,4}}{P_B}; \quad (1.17)$$

2) безрозмірна осьова сила:

$$\tau = \frac{T}{P_B s_B}; \quad (1.18)$$

3) безрозмірне зусилля пружини:

$$\chi_{np} = \frac{F_{np}}{P_B s_B}; \quad (1.19)$$

4) безрозмірна ефективна площа:

$$\sigma = \frac{s_{\text{э}}}{s_B}; \quad (1.20)$$

5) безрозмірний торцевий зазор:

$$u = \frac{z}{z_B}. \quad (1.21)$$

Тут p_B – базове значення тиску (як таке зручно прийняти тиск нагнітання при номінальному режимі роботи насоса); s_B – базове значення площі (як таке можна прийняти площу вхідний воронки робочого колеса відцентрового насоса); z_B – базове значення торцевого зазору.

З урахуванням переобозначень (1.17) – (1.21) система рівнянь (1.16) приймає наступний вигляд:

$$\begin{cases} \tau = \sigma(\psi_2 - \psi_3) + \chi_{np}; \\ \psi_1 - \psi_2 = \alpha_{T1} u^3 (\psi_2 - \psi_3); \\ \psi_1 - \psi_2 = \alpha_{31} (\psi_3 - \psi_4), \end{cases} \quad (1.22)$$

де α_{T1} , α_{31} – відношення провідностей:

$$\alpha_{T1} = \frac{g_{TB}}{g_1}; \quad (1.23)$$

$$\alpha_{31} = \frac{g_3}{g_1}; \quad (1.24)$$

Розв'язуючи систему двох останніх рівнянь (1.22), виражаємо безрозмірний тиск ψ_2 і ψ_3 через тиск нагнітання ψ_1 :

$$\psi_2 = \frac{(\alpha_{31} + \alpha_{T1}u^3)\psi_1 + \alpha_{T1}u^3\psi_4}{\alpha_{31} + \alpha_{T1}(1 + \alpha_{31})u^3}; \quad (1.25)$$

$$\psi_3 = \frac{\alpha_{T1}u^3\psi_1 - \psi_4}{\alpha_{31} + \alpha_{T1}(1 + \alpha_{31})u^3}. \quad (1.26)$$

Враховуючи перше рівняння системи (1.22), отримаємо залежність безрозмірної осьової сили τ від безрозмірного торцевого зазору u – статичну характеристику гідроп'яти традиційного виконання:

$$\tau = \sigma \frac{\alpha_{31}\psi_1 - \psi_4}{\alpha_{31} + \alpha_{T1}(1 + \alpha_{31})u^3} + \chi_{np}. \quad (1.27)$$

За відсутності додаткового циліндричного дроселя ($g_3 \rightarrow \infty$) і віджимного пристрою останнє рівняння набуває вигляду:

$$\tau = \frac{\sigma\psi_1}{1 + \alpha_{T1}u^3}. \quad (1.28)$$

Подальші дослідження характеристик надійності традиційної конструкції гідроп'яти виконані відповідно до роботи [4].

З останнього рівняння виразимо безрозмірний торцевий зазор:

$$u = \sqrt[3]{\frac{\sigma\psi_1 - \tau}{\alpha_{T1}\tau}}. \quad (1.29)$$

З урахуванням формули (1.23) параметр α_{T1} для ламінарної течії робочої рідини може бути обчислений за формулою:

$$\alpha_{T1} = \frac{l_1(r_2 + r_3)}{2r_1(r_3 - r_2)} \left(\frac{z_B}{h_1} \right)^3, \quad (1.30)$$

де r_1 , l_1 – відповідно радіус і довжина циліндричної шпарини висотою h_1 ; r_2 , r_3 – внутрішній і зовнішній радіуси робочого торця розвантажувального диска

гідроп'яти.

Вводячи безрозмірний циліндричний зазор χ , що визначається за формулою:

$$\chi = \frac{h_1}{z_B}, \quad (1.31)$$

а також коефіцієнт

$$k = \frac{l_1(r_2 + r_3)}{2r_1(r_3 - r_2)}, \quad (1.32)$$

отримаємо такий вираз для безрозмірного торцевого зазору:

$$u = \chi \sqrt[3]{\frac{\sigma\psi_1 - \tau}{k\tau}}. \quad (1.33)$$

Таким чином, безрозмірний циліндричний зазор буде обчислюватися за такою формулою:

$$\chi(\tau) = u \sqrt[3]{\frac{k\tau}{\sigma\psi_1 - \tau}}. \quad (1.34)$$

Навпаки, вираз для безрозмірної осьової сили τ набуватиме вигляду:

$$\tau(\chi) = \frac{\sigma\psi_1\chi^3}{\chi^3 + ku^3}. \quad (1.35)$$

Під поступовою відмовою будемо розуміти подію, що полягає у тому, що безрозмірний торцевий зазор u буде досягати меж інтервалу $[u_{\min}, u_{\max}]$ в області $\chi - \tau$ (рисунок 1.24). При цьому мінімальне значення торцевого зазору u_{\min} відповідатиме граничному значенню втрат на тертя, а максимальне u_{\max} – граничному значенню витоків через пристрій авторозвантаження.

Для безвідмовної роботи гідроп'яти необхідно, щоб характерна точка $M(\chi, \tau)$ знаходилась в області B , обмеженій лініями:

$$\begin{cases} \tau_1(\chi) = \frac{\sigma\psi_1\chi^3}{\chi^3 + ku_{\min}^3}; \\ \tau_2(\chi) = \frac{\sigma\psi_1\chi^3}{\chi^3 + ku_{\max}^3}. \end{cases} \quad (1.36)$$

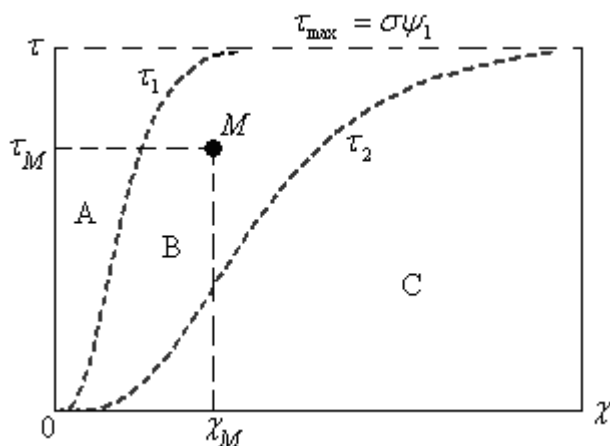


Рисунок 1.24 – Области роботи гідроп'яти:

А – область що відповідає неприпустимим механічним втратам;

В – область оптимального функціонування;

С – область неприпустимих об'ємних втрат

Приріст величини зазору у шпаринних ущільненнях з часом для деяких матеріалів втулок представлений на рисунку 1.25 [2].

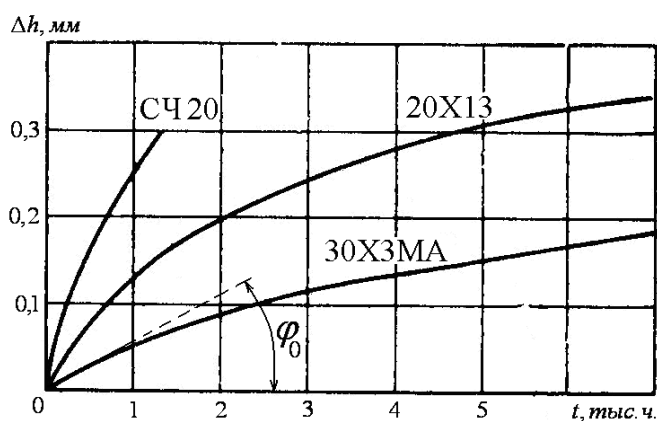


Рисунок 1.25 – Крива ерозійного зносу шпаринного ущільнення

Представимо функцію зміни безрозмірного торцевого зазору з часом у лінеаризованому вигляді. Як таку функцію оберемо залежність у безрозмірних параметрах, вдаючись до розкладання Маклорена в околиці $t = 0$, відкинувши члени, пропорційні t^n (де $n \geq 2$):

$$\chi = \chi_0 + \left(\frac{\partial \chi}{\partial t} \right)_0 \cdot t. \quad (1.37)$$

Вводячи швидкість зносу $b = (\partial \chi / \partial t)_0 \sim tg \varphi_0$, отримаємо:

$$\chi = \chi_0 + bt. \quad (1.38)$$

Такий підхід забезпечить подальший розрахунок з запасом по швидкості зносу, яка визначається тангенсом кута φ_0 нахилу дотичної.

Оскільки на швидкість зносу впливає велика кількість параметрів, у тому числі фізико-механічні властивості матеріалу втулки шпаринного ущільнення, точність обробки (шорсткість, відхилення форми і розмірів), наявність твердих включень в рідині тощо, то параметр b є випадковим з щільністю імовірності, що відповідає нормальному закону розподілу:

$$p_b(b) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_b} e^{-\frac{(b-\bar{b})^2}{2\sigma_b^2}}, \quad (1.39)$$

де \bar{b} і σ_b – відповідно математичне очікування і середньоквадратичне відхилення швидкості зносу.

Оскільки приріст зазору не може приймати від'ємних значень, то слід перейти до усіченого закону розподілу шляхом введення коефіцієнта уточнення a_b , що визначається за формулою:

$$a_b = \sqrt{2\pi}\sigma_b \cdot \left(\int_0^{\infty} e^{-\frac{(b-\bar{b})^2}{2\sigma_b^2}} db \right)^{-1}, \quad (1.40)$$

що відповідає рівності одиниці імовірності знаходження значення параметра b у діапазоні $[0, \infty)$.

При цьому функція розподілу швидкості зносу циліндричної шпарини має такий вигляд:

$$p_b(b) = \frac{a_b}{\sqrt{2\pi}\sigma_b} e^{-\frac{(b-\bar{b})^2}{2\sigma_b^2}}. \quad (1.41)$$

Таким чином, функція зносу $\chi(t)$ є випадковою функцією. Визначимо щільність імовірності $\chi(t)$ для виразу (4.33) за формулою [8]:

$$p_{\chi}(\chi, t) = p_{\chi}(bt) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\chi}(t)} e^{-\frac{[\chi(t) - \bar{\chi}(t)]^2}{2\sigma_{\chi}^2(t)}}. \quad (1.42)$$

При цьому математичне очікування і середньоквадратичне відхилення будуть визначатися за формулами:

$$\begin{cases} \bar{\chi}(t) = \chi_0 + \bar{b}t; \\ \sigma_{\chi}(t) = \sigma_b t. \end{cases} \quad (1.43)$$

Функція розподілу величини зносу радіального зазору є інтегральною функцією розподілу:

$$F_{\chi}(\chi, t) = \int_0^{\chi} p_{\chi}(\chi, t) d\chi. \quad (1.44)$$

Вважаючи осьову силу τ стаціонарною випадковою величиною з математичним очікуванням $\bar{\tau}$, середньоквадратичним відхиленням σ_{τ} і усіченим нормальним законом розподілу

$$p_{\tau}(\tau) = \frac{a_{\tau}}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\tau}} e^{-\frac{(\tau - \bar{\tau})^2}{2\sigma_{\tau}^2}}, \quad (1.45)$$

де a_{τ} – коефіцієнт, що визначається за формулою:

$$a_{\tau} = \sqrt{2\pi}\sigma_{\tau} \cdot \left(\int_0^{\infty} e^{-\frac{(\tau - \bar{\tau})^2}{2\sigma_{\tau}^2}} d\tau \right)^{-1}, \quad (1.46)$$

отримаємо інтегральну функцію розподілу:

$$F_{\tau}(\tau, t) = \int_0^{\tau} p_{\tau}(\tau, t) d\tau. \quad (1.47)$$

Ймовірність знаходження зображуючої точки $M(\chi, \tau)$ в області нормального функціонування гідроп'яти (рисунок 1.24) визначається за формулою:

$$P(t) = \int_0^{\sigma_{\chi_1}} [F_{\chi}(\chi_2, t) - F_{\chi}(\chi_1, t)] \frac{\partial F_{\tau}(\tau, t)}{\partial \tau} d\tau. \quad (1.48)$$

Середній наробіток гідроп'яти до відмови складе:

$$T = \int_0^{\infty} P(t) dt. \quad (1.49)$$

При числових розрахунках надійності пристрою авторозвантаження зручно

використовувати зв'язок між середньоквадратичним відхиленням випадкової величини і її математичним очікуванням за допомогою коефіцієнта варіації κ , величина якого у технічних розрахунках приймається рівною 0,2 [33]:

$$\kappa = \frac{\bar{b}}{\sigma_b} = \frac{\bar{\tau}}{\sigma_\tau} = 0,2. \quad (1.50)$$

Як приклад розглянемо конструкцію гідроп'яти з такими параметрами:

- матеріал втулки шпаринного ущільнення: Сталь 30Х3МА;
- безрозмірний тиск нагнітання: $\psi_1 = 1$;
- математичне очікування безрозмірної осьової сили: $\bar{\tau} = 0,95$;
- геометричні розміри: $r_1 = 30\text{мм}$; $l_1 = 40\text{мм}$; $r_2 = 60\text{мм}$; $r_3 = 90\text{мм}$;
- відношення провідностей: $\alpha_{T1} = 0,6$;
- базове значення торцевого зазору: $h_{TB} = 100\text{мкм}$;
- безрозмірна ефективна площа розвантажуючого диска: $\sigma = 1,1$;
- мінімально допустиме значення безрозмірного торцевого зазору: $u_{\min} = 0,2$;
- максимально допустиме значення безрозмірних витрат: $q_{\max} = 1,8$.

Визначимо максимально допустимий торцевий зазор, що відповідає витратам через гідроп'яту $q_{\max} = 1,8$. Для цього скористаємося формулою для витратної характеристики гідроп'яти традиційної конструкції:

$$q = \frac{(1 + \alpha_{T1})u^3}{1 + \alpha_{T1}u^3}. \quad (1.51)$$

Таким чином:

$$u_{\max} = \sqrt[3]{\frac{q_{\max}}{1 + \alpha_{T1}(1 - q_{\max})}}; \quad (1.52)$$

$$u_{\max} = \sqrt[3]{\frac{1,8}{1 + 0,6 \cdot (1 - 1,8)}} = 1,5.$$

Використовуючи формулу (1.30), знайдемо початкове значення безрозмірного циліндричного зазору:

$$\chi_0 = \sqrt[3]{\frac{40 \cdot (60 + 90)}{2 \cdot 30 \cdot (90 - 60) \cdot 0,6}} = 1,76.$$

Відповідно до кривої зносу визначаємо математичне очікування швидкості зносу для втулки з обраного матеріалу:

$$\bar{b} = \frac{0,05 \text{ мм}}{1 \cdot 10^3 \text{ ч}} \cdot \frac{1}{100 \text{ мкм}} = \frac{50 \text{ мкм}}{1 \cdot 10^3 \cdot 3600 \text{ с} \cdot 100 \text{ мкм}} = 1,39 \cdot 10^{-7} (\text{с}^{-1}).$$

Обравши коефіцієнт варіації $\kappa = 0,2$, визначаємо за формулою (1.50) середньоквадратичне відхилення швидкості зносу:

$$\sigma_b = 0,2 \cdot 1,39 \cdot 10^{-7} = 2,78 \cdot 10^{-8} (\text{с}^{-1})$$

а також середньоквадратичне відхилення безрозмірної осьової сили:

$$\sigma_\tau = 0,2 \cdot 0,95 = 0,19.$$

визначаємо коефіцієнт a_b функції розподілу швидкості зносу циліндричної шпарини за формулою (1.40):

$$a_b = \sqrt{2 \cdot 3,14 \cdot 2,78 \cdot 10^{-8}} \cdot \left(\int_0^\infty \exp \left[-\frac{(b - 1,39 \cdot 10^{-7})^2}{2 \cdot (2,78 \cdot 10^{-8})^2} \right] db \right)^{-1} = 1.$$

Коефіцієнт a_τ функції розподілу безрозмірної осьової сили за формулою (1.46) складе:

$$a_\tau = \sqrt{2 \cdot 3,14 \cdot 0,19} \cdot \left(\int_0^\infty \exp \left[-\frac{(\tau - 0,95)^2}{2 \cdot 0,19^2} \right] d\tau \right)^{-1} = 1.$$

Функції розподілу випадкових величин b і τ відповідно до формул (1.41) і (1.45) представлені на рисунку 1.26.

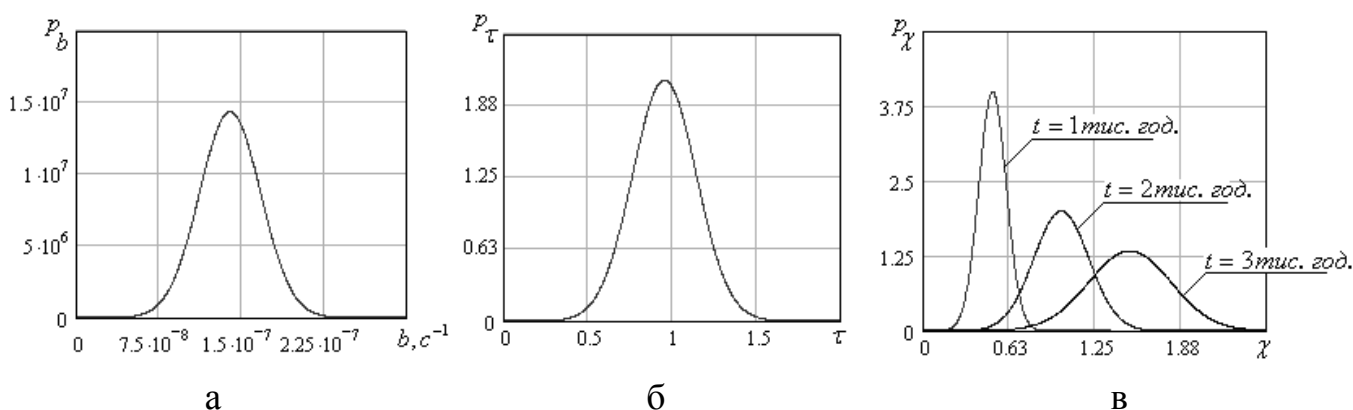


Рисунок 1.26 – Функції розподілу швидкості зносу втулкового ушілення (а), безрозмірної осьової сили (б) і зносу втулки шпаринного ушілення (в)

Інтегральна функція розподілу величини зносу втулкового ущільнення, що визначається за формулою (1.47), представлена на рисунку 1.27.

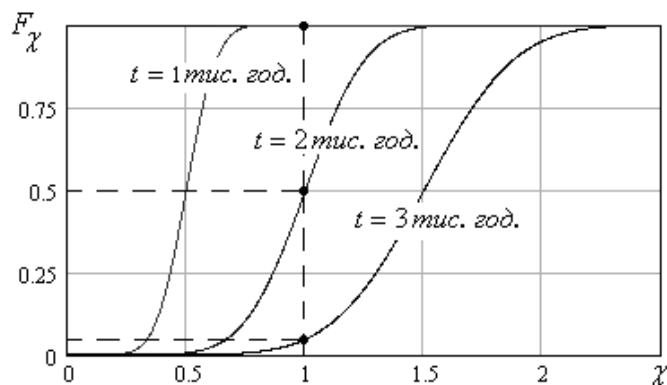


Рисунок 1.27 – Інтегральна функція розподілу величини зносу шпаринного циліндричного ущільнення

З рисунка видно, що імовірність того, що через дві тисячі годин роботи насоса знос шпаринного ущільнення складе не більше 100 мкм, дорівнює 0,5; через три тисячі годин значення цієї ймовірності знижується у 10 разів.

Визначимо коефіцієнт k , використовуючи формулу (1.32):

$$k = \frac{40 \cdot (60 + 90)}{2 \cdot 30 \cdot (90 - 60)} = 3,3.$$

За формулою (1.48), а також з урахуванням залежності (1.34), визначимо імовірність нормального функціонування гідроп'яти (рисунок 1.28).

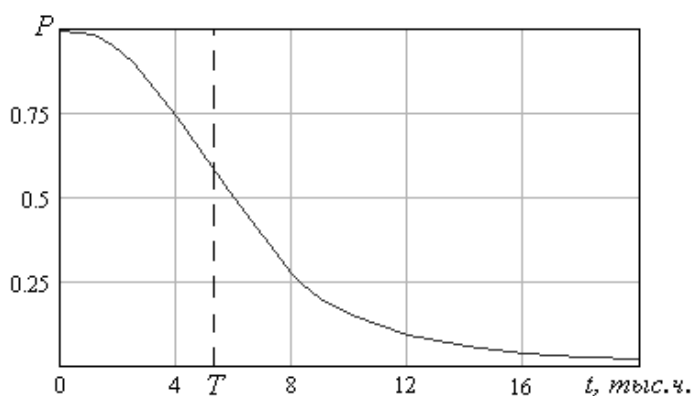


Рисунок 1.28 – Імовірність нормальної роботи гідроп'яти традиційного виконання

З рисунка можна бачити, що через дві тисячі годин роботи насоса ймовірність нормального функціонування гідроп'яти становить 0,75; через чотири тисячі частин значення цієї ймовірності знижується в 3 рази.

Середній наробіток до відмови згідно з формулою (1.49) складає 2,7 тис. годин (рисунок 1.28).

У результаті проведення аналогічних досліджень надійності роботи пристрою авторозвантаження традиційного виконання для різних матеріалів циліндричної втулки складена таблиця 1.2 результатів розрахунку.

Таблиця 1.2 – Надійність гідроп'яти традиційного виконання

Середній наробіток до відмови			Час надійної роботи з ймовірністю 0,8		
тис. годин					
СЧ20	20X13	30X3МА	СЧ20	20X13	30X3МА
1,6	3,9	5,8	1,0	2,6	3,5
3,5	8,7	14,0	2,5	7,4	13,2

1.3 Висновки. Постановка задач дослідження

У відцентрових машинах з високими робочими параметрами для урівноваження осьової сили, яка діє на ротор, застосовуються автоматичні системи урівноваження, які є найбільш навантаженими елементами. Динаміка пристроїв автоматичного урівноваження визначається силами тиску рідини у робочому зазорі, які залежать від геометричних параметрів, величини перепаду тиску, властивостей робочої рідини, а також характеру руху поверхонь і деформації конструктивних елементів. Для підвищення надійності автоматичних систем осьового урівноваження необхідно застосовувати нові конструкції гідроп'ят і створювати методики їх розрахунку.

Враховуючи вищевикладене, сформульовані такі задачі наукової роботи:

– аналіз надійності традиційних конструкцій АСОУ за середнім напрацюванням до відмови в області допустимих витоків робочої рідини та

розробка пропозиції до її підвищення;

– створення математичних моделей процесів, що перебігають у сучасних конструкціях автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин з урахуванням різних режимів руху середовища у дроселях;

– створення програми автоматизованого розрахунку запірно-врівноважуючих пристроїв роторів багатоступінчатих відцентрових машин;

– імовірнісна оцінка статичної, витратної і амплітудних частотних характеристик автоматичних систем урівноваження осьових сил;

– експериментальне визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині торцевого дроселя та оцінювання провідностей дроселів автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин.

2 ЗАПІРНО-ВРІВНОВАЖУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

2.1 Загальні зауваження

Для врівноважування осьових сил, що діють на ротор багатоступневих відцентрових машин, застосовуються як розвантажувальні поршні так і системи автоматичного врівноваження – гідроп'яти. У разі застосування розвантажувального поршня витoki робочої рідини обмежуються різними типами кінцевих ущільнень, наприклад, ущільненнями з плаваючими кільцями. Наявність упорних підшипників і складної системи кінцевих масляних ущільнень призводять до ускладнення системи осьового врівноваження ротора, зменшення її надійності і зниження економічності.

В багатоступінчатих відцентрових машинах осьова сила, що діє на ротор, врівноважується розвантажувальним зусиллям, яке створюється гідроп'ятою – пристроєм врівноваження, що відрізняється автоматизмом роботи, порівняно високою надійністю і економічністю. Надійність гідроп'ят стандартних конструкцій може знижуватися внаслідок зносу циліндричних шпарин до і після розвантажувального диска гідроп'яти.

У роботі розглядається нова конструкція гідроп'яти – запірно-врівноважуючий пристрій (ЗВП) ротора відцентрового насоса [17, 105, 113]. Цей пристрій працює подібно радіально-упорному гідростатичному підшипнику з високою несучою здатністю і, одночасно з цим, як безконтактне ущільнення з саморегульованими витокami. Задля забезпечення незмінної різниці тиску запірного і робочого середовищ використовується регулятор перепаду тиску (РПТ).

2.2 Принцип роботи пристрою і його елементів

2.2.1 Запірно-врівноважуючий пристрій

Схема пристрою авторозвантаження представлена на рисунку 2.1.

Запірно-врівноважуючий пристрій є складною гідромеханічною системою автоматичного регулювання, що складається з двох підсистем: гідроп'яти і регулятора перепаду тиску.

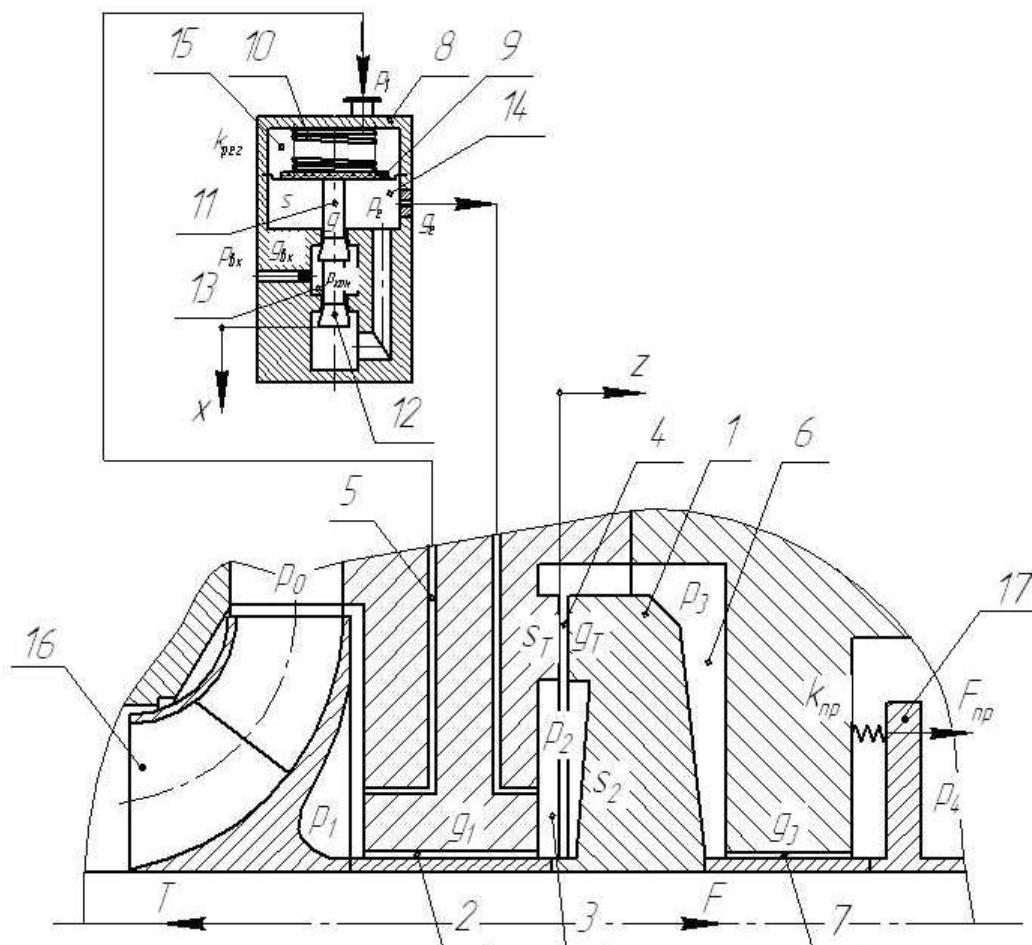


Рисунок 2.1– Схема запірно-рівноважуючого пристрою:

1 – розвантажуючий диск; 2, 7 – циліндричні дроселі; 3 – камера гідроп’яти;
 4 – торцевий дросель; 5 – відвод у надмембрану камеру регулятора;
 6 – порожнина за розвантажуючим диском; 8 – корпус регулятора; 9 – мембрана;
 10 – пружина; 11 – шток регулятора; 12 – сідла регулятора; 13 – вхідна камера регулятора;
 14, 15 – під- і надмембрана камери регулятора; 16 – робоче колесо останньої ступені насоса;
 17 – віджимний пристрій

Осьова сила T , що діє на ротор, сприймається розвантажуючим диском 1. У порожнину 3 між втулковим і торцевим ущільненнями через дросель провідністю g_e підводиться запірне середовище. Функцію зовнішнього дроселя виконує додаткове втулке ущільнення 7. Тиск у порожнинах 3 і 6 залежить від величини торцевого зазору z .

Принцип роботи пристрою такий. Випадкове зменшення осьової сили, що діє на ротор, призводить до збільшення торцевого зазору z . При цьому тиск p_2 у порожнині 3 зменшується, тиск p_3 у порожнині 6 – збільшується. У результаті зменшення тиску p_2 перепад тиску на вихідному дроселі регулятора ($p_e - p_2$) збільшується, що призводить до збільшення витрат запірною середовища, необхідного для запобігання витоків робочої рідини через циліндричний дросель 2. Одночасно з цим, величина розвантажуючої сили F зменшується, і ротор повертається у початкове положення. У разі збільшення осьової сили торцевий зазор z , перепад тиску ($p_e - p_2$) і витрати запірної рідини зменшуються. Остаточо, ротор приймає положення, що відповідає виконанню умови осьової рівноваги $F = T$.

Перевагою запірно-врівноважуючого пристрою є те, що він одночасно виконує функції осьового гідростатичного підшипника і комбінованого безконтактного ущільнення з саморегульованими витокami у широкому діапазоні зміни величини осьової сили. Застосування цієї системи осьового врівноваження унеможливує потрапляння робочої рідини в оточуюче середовище. Поряд зі своїми перевагами запірно-врівноважуючий пристрій не позбавлений недоліків, пов'язаних з використанням регулятора перепаду тиску.

Таким чином, запірно-врівноважуючий пристрій є складною гідромеханічною системою, що об'єднує дві системи автоматичного регулювання (гідроп'яту і регулятор перепаду тиску), для якої торцевий зазор z і витрати запірною середовища є регульованими величинами; осьова сила тиску на розвантажувальний диск F – регулююча дія; осьова сила T , що діє на ротор, і перевищення запірною тиску над тиском нагнітання $\delta p = p_e - p_1$, а також загальний перепад тиску $\Delta p = p_1 - p_4$ є зовнішніми впливами.

2.2.2 Регулятор перепаду тиску

Для запобігання витоків робочої рідини в атмосферу необхідно підтримувати перевищення тиску запірної рідини над тиском робочого середовища. Отже, запірно-врівноважуючий пристрій повинен мати регулятор перепаду тиску. Одним з найбільш надійних і в той же час простих у виконанні є регулятор прямої дії з пружинним навантаженням з одно- або двосідельним регулюючим органом (рисунок 2.2).

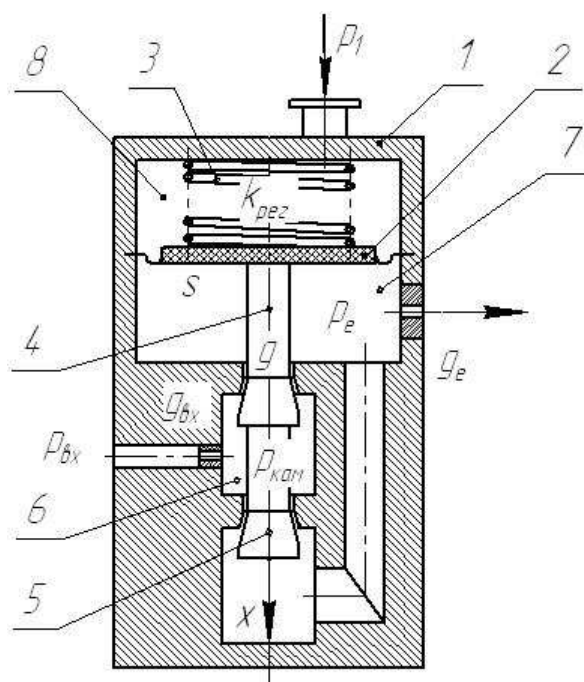


Рисунок 2.2 – Схема регулятора перепаду тиску

Регулятор містить корпус 1, в якому розміщені мембранний привід 2, пружина 3, шток 4, а також дрослюючий орган, що містить двосідельний затвор 5. Вхідний тиск $p_{вх}$, що перевищує тиск p_1 , дрослюється до тиску $p_{кам}$ у камері 6, що містить затвор 5. Запірна рідина з вихідним тиском p_e , що дорівнює запірному тиску у підмембранній порожнині 7, подається через дросель у камеру гідроп'яти. Надмембранна камера 8 сполучена з порожниною насоса за останнім робочим колесом.

Принцип роботи регулятора перепаду тиску полягає у такому. При збільшенні тиску p_1 сумарний тиск, що діє на мембрану 2 збільшується, і затвор 5

відкривається, збільшуючи свою провідність. Як наслідок, тиск p_e у підмембранній камері 7 збільшується, і на нижній площині мембрани 2 створюється зусилля, що компенсує силу, що виникає від тиску на верхню площину мембрани. У результаті перевищення тиску у камері 8 над тиском у камері 7 залишається незмінним і дорівнює $\delta p = p_e - p_1$. Величина цього перепаду попередньо встановлюється зусиллям деформації пружного елемента 3.

2.3 Статичний розрахунок запірно-рівноважуючого пристрою ротора відцентрового насоса

Статичний розрахунок запірно-рівноважуючого пристрою дозволяє на стадії проектування обирати основні геометричні параметри гідромеханічної системи так, щоб у заданому діапазоні зміни осьової сили торцевий зазор і витоки не перевищували допустимих меж.

Статичний розрахунок заснований на спільному розв'язанні рівнянь осьової рівноваги ротора насоса і штока регулятора перепаду тиску, а також рівнянь балансу витрат через наявні дроселі системи авторозвантаження [22, 25].

Рівняння осьової рівноваги ротора має вигляд:

$$T = F + F_{np}, \quad (2.1)$$

де F_{np} – зусилля попередньої деформації пружного елемента, що для лінійно деформованої пружини визначається за формулою:

$$F_{np} = k_{np} (\Delta_{np} - z) \quad (2.2)$$

Тут k_{np} и Δ_{np} – коефіцієнт жорсткості і величина попередньої деформації пружного елемента. Для значень z , значно менших за Δ_{np} , $F_{np} = k_{np} \Delta_{np} = const$.

Силу F , що діє на розвантажуючий диск, можна визначити за формулою

$$F = p_2 s_2 + 0,5(p_2 + p_3) s_T - p_3 (s_2 + s_T), \quad (2.3)$$

яка після перетворень набуває вигляду:

$$F = s_e (p_2 - p_3), \quad (2.4)$$

де s_e – ефективна площа

$$s_e = s_2 + 0,5s_T, \quad (2.5)$$

s_2 – площа поверхні розвантажуючого диска під торцевим дроселем; s_T – площа торцевої поверхні розвантажуючого диска.

Таким чином, рівняння осьової рівноваги ротора набуває вигляду:

$$s_e(p_2 - p_3) = T - F_{np}. \quad (2.6)$$

Рівняння осьової рівноваги штока регулятора перепаду тиску матиме вигляд:

$$s_m(p_e - p_1) = F_{pez}, \quad (2.7)$$

де F_{pez} – задаюча дія регулятора; s_m – площа поверхні мембрани:

$$F_{pez} = k_{pez}(\Delta_{pez} - x), \quad (2.8)$$

де k_{pez} , Δ_{pez} – коефіцієнт жорсткості і величина попередньої деформації пружного елемента; x – зазор між затвором і корпусом. У разі $x \ll \Delta_{pez}$ $F_{pez} = k_{pez}\Delta_{pez} = const$.

Рівняння балансу витрат можна скласти на підставі розгляду схеми гідравлічного тракту запірно-врівноважуючого пристрою (рисунок 2.3):

$$Q_{вх} = Q_{кам}; \quad Q_{кам} = Q_e; \quad Q_e = Q_1 + Q_T; \quad Q_T = Q_3, \quad (2.9)$$

де $Q_{вх}$ – витрати рідини через вхідний дросель регулятора перепаду тиску; $Q_{кам}$ – витрати рідини через зазор, утворений між затвором і корпусом регулятора; Q_e – витрати запірної рідини, що надходить до камери гідроп'яти; Q_1 , Q_3 , Q_T – витрати рідини через вхідний і вихідний циліндричні дроселі гідроп'яти та через торцевий зазор.

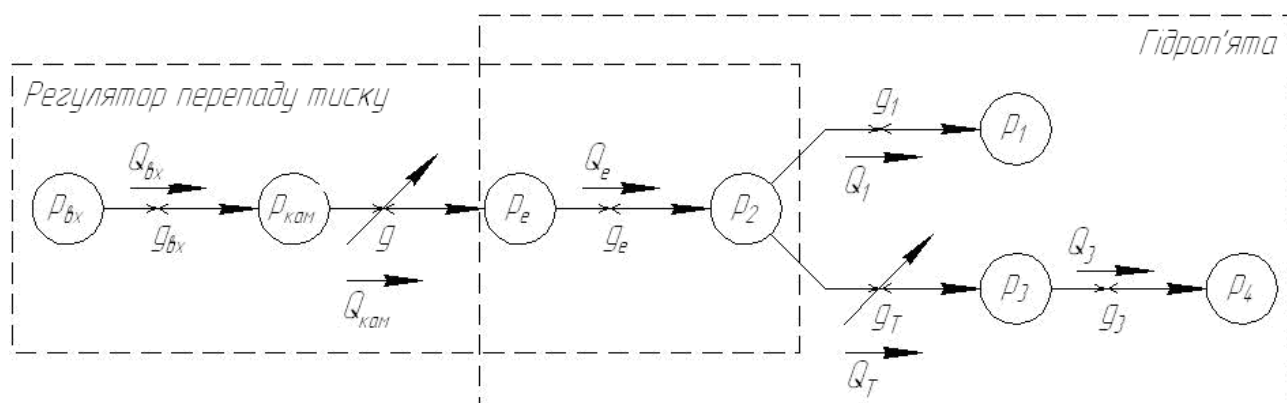


Рисунок 2.3– Схема гідравлічного тракту запірно-врівноважуючого пристрою

Аналітичні вирази для витрат залежать від режиму руху рідини. Для оцінки режиму руху рідини у циліндричних і торцевому дроселях гідравлічного тракту застосовується число Рейнольдса

$$Re = \frac{V \cdot 2h}{\nu}, \quad (2.10)$$

де V – середня швидкість потоку; ν – кінематична в'язкість рідини; h – величина зазору.

Для напірної течії за формулою Дарсі-Вейсбаха перепад тиску

$$\Delta p = \left(\zeta_{\text{ex}} + \frac{\lambda l}{2h} \right) \frac{\rho V^2}{2}, \quad (2.11)$$

де ζ_{ex} – коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат, l – довжина дроселя, ρ – густина рідини; λ – коефіцієнт гідравлічних втрат на тертя по довжині, що за формулою Блазіуса становить

$$\lambda = \frac{C}{Re^n}, \quad (2.12)$$

де C , n – коефіцієнти, що залежать від режиму руху течії (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Параметри формули Блазіуса [118]

Режим руху течії:	Ламінарний	Турбулентний	Автомодельний
Число Рейнольдса:	< 1200	> 1200	$\sim 10^5 \dots 10^7$
Коефіцієнт C :	96	0,307	0,06
Показник n :	1	0,24	0

Виражаючи з формули (2.10) середню швидкість V через число Рейнольдса

$$V = \frac{\nu}{2h} Re, \quad (2.13)$$

після підстановки у вираз (2.11) з урахуванням (2.12) отримаємо трансцендентне рівняння для оцінки чисел Рейнольдса:

$$C(Re) Re^{2-n(Re)} = \frac{16\rho h^3}{\mu^2 l} \Delta p, \quad (2.14)$$

де $\mu = \rho\nu$ – динамічна в'язкість рідини.

До другої частини рівняння (2.14) входять параметри, що мають такий порядок: $\rho \sim 10^3 \text{ кг/м}^3$, $h \sim 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $\mu \sim 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$, $l \sim 0,1 \text{ м}$.

Параметри запірно-врівноважуючого пристрою обираються з умови забезпечення найменшого перетоку запірного середовища через внутрішній циліндричний дросель, тому перепад тиску на внутрішньому циліндричному дроселі $\Delta p \sim 1 \text{ МПа}$. Визначене у розв'язанні рівняння (2.14) число Рейнольдса $Re \sim 10^3$, а режим руху є ламінарним. Аналогічні умови забезпечують ламінарний режим руху у вхідному дроселі регулятора перепаду тиску, а також у дроселі подачі запірного середовища.

Основний перепад тиску запірного середовища дроселюється у послідовно розташованих торцевому і додатковому циліндричному дроселях, для яких $\Delta p \sim 10^7 \text{ Па}$. За таких умов визначене у розв'язанні рівняння (2.14) $Re \sim 10^5$, а режим руху є турбулентним.

Витрати рідини через дроселі регулятора перепаду тиску [119] $Q = \phi \pi d h \sqrt{2 \Delta p / \rho}$, де Δp – перепад тиску на дроселі; d – середній діаметр контактної поверхні сідла, h – зазор у клапанному дроселі; ϕ – коефіцієнт витрат, що залежить від опору, що виникає при проходженні потоку через клапанний дросель, який для конусних клапанів набуває значень $\phi = 0,52 \dots 0,57$.

З урахуванням відповідних режимів руху вирази для витрат запірного середовища набувають такого вигляду:

$$\begin{aligned} Q_{\text{вх}} &= g_{\text{вх}} (p_{\text{вх}} - p_{\text{кам}}); & Q_{\text{кам}} &= g_{\text{Б}} \xi \sqrt{p_{\text{кам}} - p_e}; & Q_e &= g_e (p_e - p_2); \\ Q_1 &= g_1 (p_2 - p_1); & Q_T &= g_{\text{ТБ}} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3}; & Q_3 &= g_3 \sqrt{p_3 - p_4}; \end{aligned} \quad (2.15)$$

де p_1 – тиск робочого середовища; $p_{\text{вх}}$ – вхідний тиск у регуляторі перепаду тиску; p_e – тиск запірного середовища; $p_{\text{кам}}$, p_2 , p_3 – тиски у камерах; p_4 – тиск на виході запірно-врівноважуючого пристрою; $u = z/z_{\text{Б}}$, $\xi = x/x_{\text{Б}}$ – безрозмірні значення зазорів; $g_{\text{вх}}$, g_e – провідності вхідного і вихідного дроселів регулятора перепаду тиску; $g_{\text{Б}}$ – провідність клапанного дроселя регулятора перепаду тиску при

базовому значенні зазору $x = x_B$; g_1, g_3 – провідності циліндричних дроселів; g_{TB} – провідність торцевого дроселя при базовому значенні торцевого зазору $z = z_B$:

$$g_{ex} = \pi d_{ex}^4 / (192 \mu l_{ex}), \quad g_B = \phi \pi d_c x_B (2 / \rho)^{1/2}, \quad g_e = \pi d_e^4 / (192 \mu l_e);$$

$$g_1 = \pi r_1 h_1^3 / (6 \mu l_1), \quad g_{TB} = \pi (r_2 + r_3) h_{TB} [2 / (\rho \zeta_T)]^{1/2}, \quad g_3 = 2 \pi r_3 h_3 [2 / (\rho \zeta_3)]^{1/2}; \quad (2.16)$$

d_{ex}, d_e, l_{ex}, l_e – діаметри і довжини отворів вхідного і вихідного дроселів РПТ; $d_1, d_3, l_1, l_3, h_1, h_3$ – діаметри, довжини і зазори внутрішнього і зовнішнього циліндричних дроселів; d_c – середній діаметр контактної поверхні сідла РПТ; r_2, r_3 – внутрішній і зовнішній радіуси торцевого дроселя; ζ_T, ζ_3 – коефіцієнти гідравлічних втрат у торцевому і зовнішньому циліндричному дроселях.

Вирази (2.6), (2.7), (2.9), (2.15) утворюють систему рівнянь статичного розрахунку запірно-рівноважуючого пристрою:

$$\begin{cases} s_e (p_2 - p_3) = T - F_{np}; \\ s_m (p_e - p_1) = F_{pez}; \\ g_{ex} (p_{ex} - p_{кам}) = g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e}; \\ g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} = g_e (p_e - p_2); \\ g_e (p_e - p_2) = g_1 (p_2 - p_1) + g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3}; \\ g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3} = g_3 \sqrt{p_3 - p_4}. \end{cases} \quad (2.17)$$

Подальші дослідження зручно проводити у безрозмірних параметрах: тиски ψ_i , осьова сила τ ; зусилля стискання пружин χ, χ_{pez} ; ефективна площа і площа поверхні мембрани σ, σ_m ; зазори u, ζ ; відношення провідностей α_i :

$$\psi_{ex,e,1,2,3,4} = p_{ex,e,1,2,3,4} / p_B; \quad \tau = T / (p_B s_B) = b \psi_1; \quad \chi = F_{np} / (p_B s_B);$$

$$\chi_{pez} = F_{pez} / (p_B s_B); \quad \sigma = s_e / s_B; \quad \sigma_m = s / s_B; \quad u = z / z_B; \quad \zeta = x / x_B; \quad (2.18)$$

$$\alpha_{ex1,e1} = g_{ex1,e1} / g_1, \quad \alpha_{B1,TB1,31} = g_{B1,TB1,31} / (g_1 \sqrt{p_B}),$$

де p_B – базове значення тиску (тиск нагнітання при номінальному режимі роботи насоса); s_B – базове значення площі (площа вхідної воронки робочого колеса відцентрового насоса); $b = 1 - \rho \omega^2 R_2^2 [1 - (R_1^2 + R_0^2) / (2R_2^2)] / (8gH_s)$ – коефіцієнт пропорційності у формулі для наближеного визначення осьової сили [22] (рисунок 1.1); ω – кутова швидкість ротора, H_s – потенційний напір колеса.

З урахуванням цих позначень система рівнянь (2.17) після тотожних перетворень набуває вигляду:

$$\begin{cases} \sigma(\psi_2 - \psi_3) = b\psi_1 - \chi; \\ \sigma_m(\psi_e - \psi_1) = \chi_{рег}, \text{ або } \psi_e = \psi_1 + \delta\psi; \delta\psi = \chi_{рег} / \sigma_m; \\ \alpha_{ex1}^2(\psi_{ex} - \psi_{кам})^2 = \alpha_{Б1}^2 \xi^2(\psi_{кам} - \psi_e); \\ \alpha_{ex1}(\psi_{ex} - \psi_{кам}) = \alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi - \psi_2); \\ \alpha_{ТБ1}^2 u^3(\psi_2 - \psi_3) = [\alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi - \psi_2) - \psi_2 + \psi_1]^2; \\ \alpha_{ТБ1}^2 u^3(\psi_2 - \psi_3) = \alpha_{31}^2(\psi_3 - \psi_4). \end{cases} \quad (2.19)$$

Статичний розрахунок запірно-рівноважуючого пристрою зводиться до побудови залежностей функцій $\psi_{кам}$, ψ_e , ψ_2 , ψ_3 , u , ξ від параметрів ψ_1 , χ , $\chi_{рег}$. На підставі цих залежностей будуть знайдені статичні і витратні характеристики пристрою авторозвантаження: залежність торцевого зазору гідроп'яти u від загального перепаду тиску на запірно-рівноважуючому пристрої $\Delta\psi = \psi_1 - \psi_4$; перевищення тиску запірного середовища над тиском нагнітання $\delta\psi = \psi_e - \psi_1$; залежність витрат запірного середовища через регулятор q_e , циліндричний і торцевий дроселі q_1 , q_T від загального перепаду тиску $\Delta\psi$.

Перевищення $\delta\psi$ тиску запірної рідини ψ_e над тиском робочого середовища ψ_1 встановлюється пружним елементом регулятора перепаду тиску. Необхідне перевищення тиску $\delta\psi$ не залежить від величини торцевого зазору, що обумовлено наявністю регулятора перепаду тиску в конструкції запірно-рівноважуючого пристрою. Безрозмірне зусилля $\chi_{рег}$ пружного елемента регулятора перепаду тиску можна розглядати як задаючий вплив, за допомогою якого проводиться налаштування запірно-рівноважуючого пристрою.

З першого рівняння системи (2.19) тиск у камері після торцевого дроселя

$$\psi_3 = \psi_2 - \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma}. \quad (2.20)$$

Підстановка цього виразу до 5-го рівняння системи (2.19) дає змогу скласти квадратне рівняння для визначення тиску ψ_2 у камері перед торцевим дроселем:

$$(1 + \alpha_{e1})^2 \psi_2^2 - \{\alpha_{31}^2 + 2(1 + \alpha_{e1})[(1 + \alpha_{e1})\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi]\}\psi_2 + [(1 + \alpha_{e1})\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi]^2 + \alpha_{31}^2 \left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} + \psi_4 \right) = 0, \quad (2.21)$$

єдиний з двох можливих коренів якого, що задовольняє фізичному змісту задачі, становить

$$\psi_2 = \frac{\alpha_{31}^2 + 2(1 + \alpha_{e1})[(1 + \alpha_{e1})\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi] - \alpha_{31}\sqrt{\alpha_{31}^2 + 4(1 + \alpha_{e1})\left[(1 + \alpha_{e1})\left(\psi_1 - \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} - \psi_4\right) + \alpha_{e1}\delta\psi\right]}}{2(1 + \alpha_{e1})^2}. \quad (2.22)$$

Отримана формула є громіздкою для подальшого застосування. Вона може бути спрощеною. Так, якщо перепад тиску $\delta\psi \gg 0,5\alpha_{31}^2 / [\alpha_{e1}(1 + \alpha_{e1})]$, тиск нагнітання $\psi_1 \gg b(\alpha_{31} / \alpha_{e1})^2 / \sigma$, а також $\psi_4 \approx 0$, $\chi \ll \tau$, то рівняння (2.21) перетворюється до квадратного рівняння

$$(1 + \alpha_{e1})^2 \psi_2^2 - 2(1 + \alpha_{e1})[(1 + \alpha_{e1})\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi]\psi_2 + [(1 + \alpha_{e1})\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi]^2 = 0, \quad (2.23)$$

два однакові корені якого

$$\psi_2 = \psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta\psi. \quad (2.24)$$

За формулою (2.20) з урахуванням (2.24) тиск після торцевого дроселя

$$\psi_3 = \psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta\psi - \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma}. \quad (2.25)$$

З 4-ої формули системи (2.19) тиск у камері регулятора перепаду тиску

$$\psi_{кам} = \psi_{ex} - \frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{ex1}(1 + \alpha_{e1})} \delta\psi. \quad (2.26)$$

Остання формула системи (2.19) дозволяє визначити величину безрозмірного торцевого зазору і має такий вигляд:

$$u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2 \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} - \psi_4}{\alpha_{TB}^2 b \psi_1 - \chi}}. \quad (2.27)$$

За третьою формулою системи (2.19) визначається величина безрозмірного зазору між затвором і корпусом регулятора перепаду тиску:

$$\xi = \frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{B1}(1 + \alpha_{e1})} \sqrt{\frac{\delta\psi}{\psi_{ex} - \psi_1 - \frac{\alpha_{ex1} + (1 + \alpha_{ex1})\alpha_{e1}}{\alpha_{ex1}(1 + \alpha_{e1})}}}. \quad (2.28)$$

Безрозмірні витрати запірного середовища визначаються за такими залежностями

$$q_T = \frac{Q_T}{Q_e} = \frac{Q_3}{Q_e}; \quad q_e = \frac{Q_e}{Q_e} = 1; \quad q_1 = \frac{Q_1}{Q_e} = q_e - q_T, \quad (2.29)$$

де $Q_e = g_e \delta p / (1 + \alpha_{e1})$ – незмінні витрати запірного середовища ($\delta p = p_B \delta \psi$ – перепад тиску). З урахуванням формул (2.15), (2.19), (2.24), (2.25) знаходимо

$$q_e = 1; \quad q_T = (1 + \alpha_{e1}) \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1}} \frac{\sqrt{\psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta \psi - \frac{b \psi_1 - \chi}{\sigma}}}{\delta \psi}; \quad (2.30)$$

$$q_1 = 1 - (1 + \alpha_{e1}) \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1}} \frac{\sqrt{\psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta \psi - \frac{b \psi_1 - \chi}{\sigma}}}{\delta \psi}.$$

Надійна робота запірно-врівноважуючого пристрою можлива лише за умови непроникнення робочого середовища насоса у камеру перед торцевим дроселем, тобто $q_1 \geq 0$. Ця умова дає змогу розраховувати мінімально необхідне значення перепаду тиску $\delta \psi$. Так, з умови $q_1 = 0$ на номінальному режимі ($\psi_1 = 1$) з використанням третьої формули (2.30) з урахуванням $\delta \psi \ll 1$ отримаємо

$$\delta \psi_{kp} = (1 + \alpha_{e1}) \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1}} \sqrt{1 - \frac{b - \chi}{\sigma}}. \quad (2.31)$$

При проектуванні запірно-врівноважуючого пристрою слід задавати значення перепаду тиску $\delta \psi > \delta \psi_{kp}$.

Робоче середовище насоса проникає у камеру перед торцевим дроселем при перевищенні тиском нагнітання критичного значення

$$\psi_1^{kp} = \frac{\left[\frac{\alpha_{e1} \delta \psi}{\alpha_{31} (1 + \alpha_{e1})} \right]^2 - \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta \psi + \frac{\chi}{\sigma}}{1 - \frac{b}{\sigma}}. \quad (2.32)$$

Для перевірки запірно-врівноважуючого пристрою на статичну стійкість визначаємо коефіцієнт жорсткості:

$$\kappa_s = -\partial \varphi / \partial u, \quad (2.33)$$

де $\varphi(u) = F / (p_B s_B) = \sigma [\psi_2(u) - \psi_3(u)]$ – статична характеристика регулятора як залежність безрозмірної врівноважуючої сили від безрозмірного торцевого зазору.

З останньої формули (2.19)

$$\psi_3 = \frac{\alpha_{TB}^2 u^3 \psi_2 + \alpha_{31}^2 \psi_4}{\alpha_{TB}^2 u^3 + \alpha_{31}^2}. \quad (2.34)$$

Враховуючи вираз (2.24), статична характеристика регулятора набуває вигляду:

$$\varphi = \sigma \frac{\Delta\psi + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta\psi}{1 + (\alpha_{TB} / \alpha_{31})^2 u^3}, \quad (2.35)$$

де $\Delta\psi = \psi_1 - \psi_4$ – повний перепад тиску на запірно-рівноважуючому пристрої.

Для забезпечення статичної стійкості необхідно, щоб коефіцієнт κ_s (2.33) був додатним. Диференціювання виразу (2.35) дає змогу визначити коефіцієнт

$$\kappa_s = 3 \frac{\sigma}{u} \left(\Delta\psi + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta\psi \right) \frac{(\alpha_{TB} / \alpha_{31})^2 u^3}{[1 + (\alpha_{TB} / \alpha_{31})^2 u^3]^2}, \quad (2.36)$$

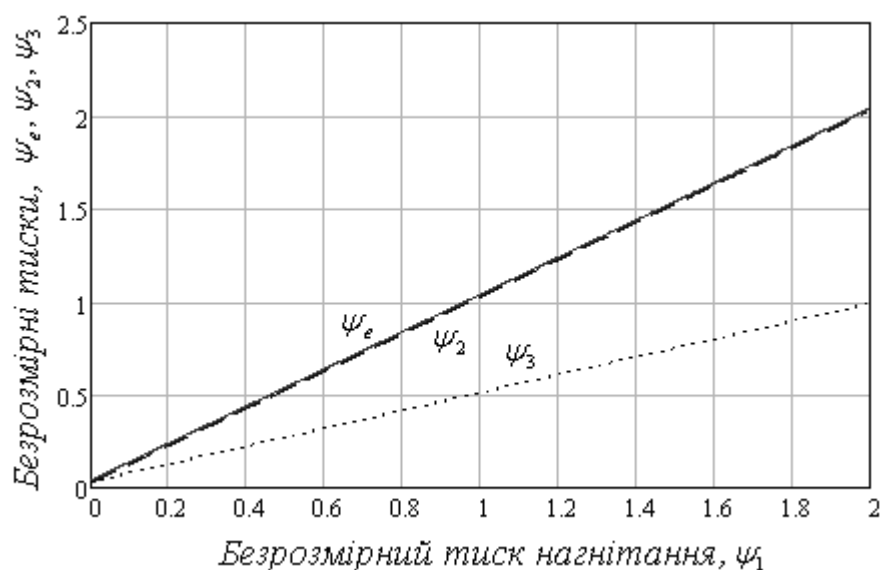
який набуває додатних значень.

Як приклад статичного розрахунку розглянемо конструкцію багатоступінчатого відцентрового насоса ПЭ 600-300 з такими номінальними параметрами: подача $Q_n = 0,167 \text{ м}^3/\text{с}$, тиск нагнітання $p_n = 32,3 \text{ МПа}$, осьова сила $T_n = 3,3 \cdot 10^5 \text{ Н}$. Робоча рідина – вода (густина $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$). Геометричні розміри (рисунок 1.11): діаметри циліндричних втулок $d_{u1} = 145 \text{ мм}$, $d_{u3} = 140 \text{ мм}$; довжини циліндричних втулок $l_{u1} = 190 \text{ мм}$, $l_{u3} = 260 \text{ мм}$; зазори у втулкових ущільненнях (у радіальному відношенні) $h_{u1} = h_{u3} = 0,35 \text{ мм}$; внутрішній і зовнішній діаметри розвантажувального диска $d_2 = 160 \text{ мм}$, $d_3 = 240 \text{ мм}$; базове значення торцевого зазору $h_{TB} = 0,15 \text{ мм}$; тиск за додатковим циліндричним ущільненням $p_4 = 0$.

Площі перерізів рідинного шару у циліндричних і торцевому дроселях $f_{u1} = \pi d_{u1} h_{u1} = 1,6 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2)$, $f_{u3} = \pi d_{u3} h_{u3} = 1,5 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2)$, $f_{TB} = 0,5 \pi (d_2 + d_3) h_{TB} = 9,4 \cdot 10^{-5} (\text{м}^2)$. Коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат і втрат по довжині шпаринних ущільнень $\zeta = 1,5$, $\lambda = 0,06$. Сумарні коефіцієнти гідравлічних втрат у дроселях $\zeta_{u3} = \zeta + 0,5 \lambda l_{u3} / h_{u3} = 23,8$, $\zeta_{TB} = 0,25 \lambda (d_3 - d_2) / h_{TB} = 8$. Провідності циліндричних і торцевого (базове значення) дроселів: $g_1 = \pi d_{u1} h_{u1}^3 / (12 \mu l_{u1}) = 8,6 \cdot 10^{-9} (\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^3 / \text{с})$, $g_3 = f_{u3} / (0,5 \rho \zeta_{u3})^{1/2} = 1,4 \cdot 10^{-6} (\text{Па}^{-0,5} \cdot \text{м}^3 / \text{с})$, $g_{TB} = f_{TB} / (0,5 \rho \zeta_{TB})^{1/2} = 1,5 \cdot 10^{-6} (\text{Па}^{-0,5} \cdot \text{м}^3 / \text{с})$. Базова площа $s_B = T_n / p_n = 0,01 (\text{м}^2)$. Безрозмірні площі: $\sigma = 0,25 \pi [d_2^2 - d_{u1}^2 + 0,5 (d_3^2 - d_2^2)] / s_B = 1,58$,

$\sigma_m = 0,01$ Безрозмірна сила віджимного пристрою $\chi = 0,01$. Відношення провідностей $\alpha_{TB1} = g_{TB} / (g_1 p_n^{1/2}) = 0,03$, $\alpha_{31} = g_3 / (g_1 p_n^{1/2}) = 0,03$, $\alpha_{ex1} = 22,5$, $\alpha_{B1} = 0,05$, $\alpha_{e1} = 2$. Безрозмірний тиск і його перепад: $\psi_{ex} = 1,24$, $\psi_4 = 0$, $\Delta\psi = \psi_1$. Необхідний перепад тиску з умови (2.32): $\delta\psi > 0,03$; обираємо $\delta\psi = 0,04$.

На рисунку 2.4 наведені графіки залежностей базрозмірних тисків у порожнинах запірно-врівноважуючого пристрою і їх перепадів від безрозмірного тиску нагнітання, побудовані згідно з формулами (2.19), (2.24), (2.26).



Рисунку 2.4 – Залежності безрозмірних тисків у порожнинах запірно-врівноважуючого пристрою і їх перепадів від безрозмірного тиску нагнітання

На рисунку показані ψ_e – тиск запірного середовища, який перевищує тиск робочого середовища на незмінну величину $\delta\psi$; ψ_2 – тиск у камері гідроп'яти; ψ_3 – тиск у камері після торцевого дроселя.

На рисунку 2.5 наведений графік залежності безрозмірного торцевого зазору u від безрозмірного тиску нагнітання, побудований згідно з формулою (2.27).

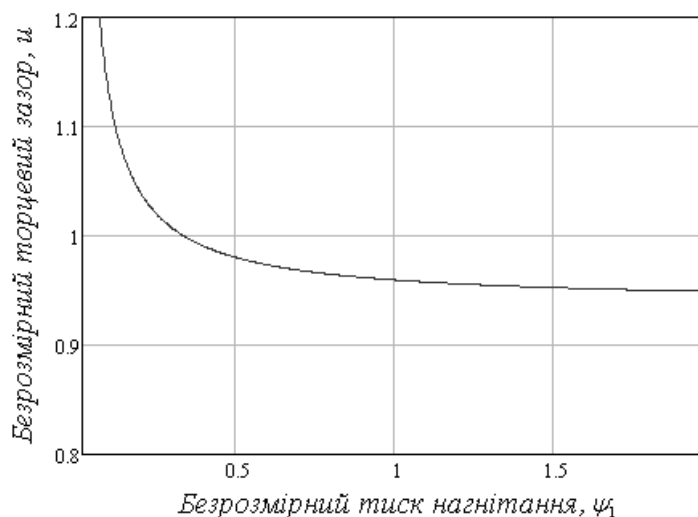


Рисунок 2.5 – Статична характеристика запірно-врівноважуючого пристрою

На рисунку 2.6 наведені графіки залежностей безрозмірних витрат рідини через дроселі запірно-врівноважуючого пристрою від безрозмірного тиску нагнітання.

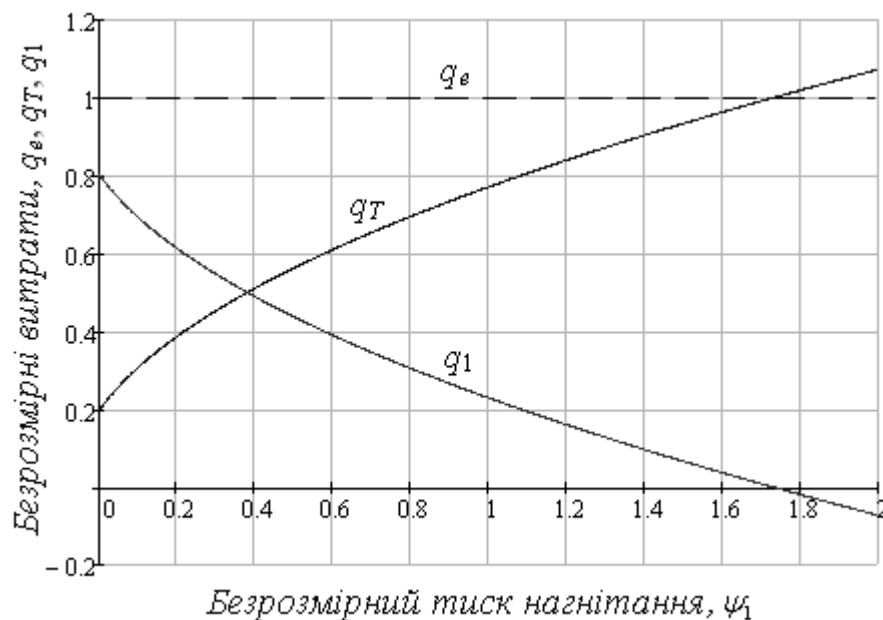


Рисунок 2.6 – Витратні характеристики запірно-врівноважуючого пристрою

На рисунку показані q_e – витрати запірного середовища, які є незмінними; q_t – витрати через торцевий дросель, що співпадають з витратами q_3 через

додатковий циліндричний дросель та збільшуються зі збільшенням тиску нагнітання; q_1 – витрати через циліндричний дросель за останнім робочим колесом насоса, що зменшуються зі збільшенням тиску нагнітання. При перевищенні останнім значення $\psi_1^{kp} = 1,73$, яке співпадає зі значенням (2.32), робоча рідина насоса проникає у порожнину за внутрішнім ущільненням.

2.4 Динамічний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою ротора відцентрового насоса

2.4.1 Система рівнянь динамічного розрахунку

Запірно-врівноважуючий пристрій ротора відцентрового насоса є складною гідродинамічною системою зі зворотними зв'язками, у якій за певних умов можуть виникати інтенсивні самозбуджувальні коливання, які впливають на вібраційний стан насоса у цілому. Проблема динамічного розрахунку є важливою для забезпечення надійності швидкохідних високонапірних відцентрових насосів. Цей розрахунок зводиться до визначення амплітудних частотних характеристик системи, аналізу перехідних процесів і перевірки динамічної стійкості.

При обчисленні динамічних характеристик ротор разом із врівноважуючим пристроєм розглядається як система із зосередженими параметрами, що здійснює осьові коливання відносно положення статичної рівноваги. Стаціонарні значення змінних з часом параметрів (зазорів u , ζ і тисків $p_{кам}$, p_e , p_2 , p_3 визначаються як результат статичного розрахунку (див. п. 2.3).

Динамічний розрахунок полягає у визначенні динамічних характеристик системи «ротор – ЗВП – РПТ» на підставі рівнянь осьового руху ротора і штока регулятора перепаду тиску

$$\begin{cases} m_p \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_{np} z = F - T + F_{np}; \\ m_0 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_{pe2} x = F_{pe2} - F_m, \end{cases} \quad (2.37)$$

а також рівнянь балансу витрат через наявні дроселі відповідно до схеми гідравлічного тракту (рисунок 2.3) з урахуванням нестационарних складових витрат:

$$\begin{cases} Q_{\text{вх}} = Q_{\text{кам}} + Q_{\text{кам}}^{cm} + Q_{\text{кам}}^{\text{вум}}; \\ Q_{\text{кам}} + Q_{\text{кам}}^{cm} + Q_{\text{кам}}^{\text{вум}} = Q_e + Q_e^{cm} + Q_e^{\text{вум}}; \\ Q_e + Q_e^{cm} + Q_e^{\text{вум}} = Q_1 + Q_T + Q_T^{cm} + Q_T^{\text{вум}}; \\ Q_T + Q_T^{cm} + Q_T^{\text{вум}} = Q_3 + Q_3^{cm} + Q_3^{\text{вум}}, \end{cases} \quad (2.38)$$

де z, x – осьові переміщення ротора насоса і штока РПТ; T – сумарна осьова сила, що діє на ротор; $F = s_2 p_2 + s_T \cdot 0,5(p_2 + p_3) - s_3 p_3 = s_e(p_2 - p_3)$ – розвантажувальна сила, що виникає у торцевому дроселі; $s_e = s_2 + 0,5s_T$ – ефективна площа; s_2 – площа під торцевим дроселем; s_T – площа торцевого дроселя; $F_{np} = k_{np}\Delta$ – сила пружності віджимного пристрою, необхідна для унеможливлення задирів торцевих поверхонь, що утворюють торцевий дросель, на режимах пуску і зупинки; $F_{рег} = k_{рег}\Delta_{рег}$ – зусилля попередньої деформації пружного елемента РПТ; $k_{np}, k_{рег}, \Delta, \Delta_{рег}$ – коефіцієнти жорсткості і попередні деформації віджимного пристрою і пружного елемента РПТ; $F_M = s_M(p_e - p_1)$ – сила, що діє на робочу площу s_M мембрани РПТ; m_p, m_0 – маси ротора насоса і штока РПТ; c_z, c_x – коефіцієнти демпфірування; $Q_{\text{вх}}$ – витрати через вхідний дросель РПТ; $Q_{\text{кам}}$ – витрати через зазор, утворений між затвором і корпусом РПТ; Q_e – витрати запірного середовища; Q_1, Q_3, Q_T – витрати через вхідний і вихідний циліндричні дроселі та через торцевий зазор; $Q_{\text{кам}}^{cm}, Q_e^{cm}, Q_T^{cm}, Q_3^{cm}, Q_{\text{кам}}^{\text{вум}}, Q_e^{\text{вум}}, Q_T^{\text{вум}}, Q_3^{\text{вум}}$ – витрати стискання і витіснення:

$$\begin{aligned} Q_{\text{кам}}^{cm} &= V_{\text{кам}} \dot{p}_{\text{кам}} / E; \quad Q_e^{cm} = V_M \dot{p}_e / E; \quad Q_T^{cm} = V_2 \dot{p}_2 / E; \quad Q_3^{cm} = V_3 \dot{p}_3 / E; \\ Q_{\text{кам}}^{\text{вум}} &= s_c \dot{x}; \quad Q_e^{\text{вум}} = s_M \dot{x}; \quad Q_T^{\text{вум}} = Q_3^{\text{вум}} = s_e \dot{z}; \end{aligned} \quad (2.39)$$

$V_{\text{кам}}, V_M, V_2, V_3$ – об'єми порожнин гідравлічного тракту; E – модуль пружності запірного середовища; s_c – площа контактної поверхні сідла РПТ.

З урахуванням виразів (2.15), (2.39) рівняння (2.37), (2.38) утворюють систему рівнянь динаміки системи «ротор – ЗВП – РПТ»:

$$\begin{cases}
m_p \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_{np} z = s_e (p_2 - p_3) - T + k_{np} \Delta; \\
m_0 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_{pez} x = k_{pez} \Delta_{pez} - s_m (p_e - p_1); \\
g_{ex} (p_{ex} - p_{кам}) = g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} + V_{кам} \dot{p}_{кам} / E + s_c \dot{x}; \\
g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} + V_{кам} \dot{p}_{кам} / E + s_c \dot{x} = g_e (p_e - p_2) + V_m \dot{p}_e / E + s_m \dot{x}; \\
g_e (p_e - p_2) + V_m \dot{p}_e / E + s_m \dot{x} = g_1 (p_2 - p_1) + g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3} + V_2 \dot{p}_2 / E + s_e \dot{z}; \\
g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2 - p_3} + V_2 \dot{p}_2 / E + s_e \dot{z} = g_3 \sqrt{p_3 - p_4} + V_3 \dot{p}_3 / E + s_e \dot{z}.
\end{cases} \quad (2.40)$$

Система нелінійних диференціальних рівнянь (2.40) не може бути розв'язана аналітично. Подальші дослідження проводяться для варіацій змінних з часом параметрів (δ – знак варіації) за допомогою лінеаризації

$$\begin{aligned}
z &= z_0 + \delta z; \quad u = u_0 + \delta u; \quad x = x_0 + \delta x; \quad \xi = \xi_0 + \delta \xi; \quad T = T_0 + \delta T; \quad F = F_0 + \delta F; \\
p_1 &= p_{10} + \delta p_1; \quad p_{кам} = p_{кам} + \delta p_{кам}; \quad p_e = p_{e0} + \delta p_e; \quad p_2 = p_{20} + \delta p_2; \quad p_3 = p_{30} + \delta p_3
\end{aligned} \quad (2.41)$$

відносно відповідних стаціонарних значень (з індексом «0»), визначених у результаті розв'язання системи рівнянь статичного розрахунку (2.19).

Введемо безрозмірні параметри:

$$\begin{aligned}
\delta \psi_{кам} &= \delta p_{кам} / p_B; \quad \delta \psi_e = \delta p_e / p_B; \quad \delta \psi_2 = \delta p_2 / p_B; \quad \delta \psi_3 = \delta p_3 / p_B; \\
\delta \psi_1 &= \delta p_1 / p_B; \quad \delta \tau = \delta T / (p_B s_B); \quad \delta \varphi = \delta F / (p_B s_B),
\end{aligned} \quad (2.42)$$

де p_B – базове значення тиску, що відповідає номінальному тиску нагнітання насоса p_n ; $s_B = T_n / p_n$ – базова площа як відношення номінальної осьової сили T_n до тиску p_n .

Система рівнянь динаміки (2.40) у варіаціях безрозмірних параметрів

$$\begin{cases}
K_1 (T_1^2 \delta \ddot{u} + 2 \zeta_1 T_1 \delta \dot{u} + \delta u) = \delta \varphi - \delta \tau; \\
K_2 (T_2^2 \delta \ddot{\xi} + 2 \zeta_2 T_2 \delta \dot{\xi} + \delta \xi) = -\sigma_m (\delta \psi_e - \delta \psi_1); \\
T_3 \delta \dot{\psi}_{кам} + \delta \psi_{кам} + K_4 (T_4 \delta \dot{\xi} + \delta \xi) = K_3 \delta \psi_e; \\
T_5 \delta \dot{\psi}_e + \delta \psi_e = K_6 (T_6 \delta \dot{\xi} + \delta \xi) + K_5 (\tau_3 \delta \dot{\psi}_{кам} + \delta \psi_{кам}) + K_7 \delta \psi_2; \\
T_7 \delta \dot{\psi}_2 + \delta \psi_2 + K_8 (T_8 \delta \dot{u} + \delta u) = K_9 (\tau_5 \delta \dot{\psi}_e + \delta \psi_e) + \tau_6 \delta \dot{\xi} + K_{10} \delta \psi_3 + K_{11} \delta \psi_1; \\
T_9 \delta \dot{\psi}_3 + \delta \psi_3 = K_{12} \delta u + K_{13} (\tau_7 \delta \dot{\psi}_2 + \delta \psi_2)
\end{cases} \quad (2.43)$$

містить 28 незмінних параметрів: постійні часу $T_{1...9}$ і $\tau_{3,5,6,7}$, коефіцієнти згасання $\zeta_{1,2}$ і посилення $K_{1...13}$, що визначаються за формулами

$$\begin{aligned}
T_1 &= \sqrt{\frac{m_p}{k_{np}}}; \quad T_2 = \sqrt{\frac{m_0}{k_{pez}}}; \quad T_3 = \frac{V_{кам} / E}{g_{ex} + \frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}}; \quad T_4 = \frac{s_c z_B}{g_B \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}; \\
T_5 &= \frac{V_M / E}{\frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} + g_e}; \quad T_6 = \frac{(s_c - s_M) z_B}{g_B \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}; \quad T_7 = \frac{V_2 / E}{g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{2\sqrt{p_{20} - p_{30}}}}; \\
T_8 &= \frac{2s_e z_B}{3g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20} - p_{30})}}; \quad T_9 = \frac{2V_3 / E}{\frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{\sqrt{p_{20} - p_{30}}} + \frac{g_3}{\sqrt{p_{30} - p_4}}}; \quad \tau_3 = \frac{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}} V_{кам} / E}{g_B \xi_0}; \\
\tau_5 &= \frac{V_M}{E g_e}; \quad \tau_6 = \frac{s_M z_B}{p_B \left(g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{2\sqrt{p_{20} - p_{30}}} \right)}; \quad \tau_7 = \frac{2\sqrt{p_{20} - p_{30}} V_2 / E}{g_{TB} u_0^{3/2}}; \\
\zeta_1 &= \frac{c_z}{2k_{np} T_1}; \quad \zeta_2 = \frac{c_x}{2k_{pez} T_2}; \quad K_1 = \frac{k_{np} z_B}{p_B s_B}; \quad K_2 = \frac{k_{pez} z_B}{p_B s_B}; \\
K_3 &= \frac{g_B \xi_0}{2g_{ex} \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}} + g_B \xi_0}; \quad K_4 = \frac{g_B \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}{p_B \left(g_{ex} + \frac{g_B \xi_0^{3/2}}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} \right)}; \\
K_5 &= \frac{g_B \xi_0}{g_B \xi_0 + 2g_e \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}; \quad K_6 = \frac{g_B \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}{p_B \left(\frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} + g_e \right)}; \\
K_7 &= \frac{g_e}{\frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} + g_e}; \quad K_8 = \frac{3g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20} - p_{30})}}{2p_B \left(g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{2\sqrt{p_{20} - p_{30}}} \right)}; \quad K_9 = \frac{g_e}{g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{2\sqrt{p_{20} - p_{30}}}}; \\
K_{10} &= \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{2(g_e + g_1) \sqrt{p_{20} - p_{30}} + g_{TB} u_0^{3/2}}; \quad K_{11} = \frac{g_1}{g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{2\sqrt{p_{20} - p_{30}}}}; \\
K_{12} &= \frac{3g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20} - p_{30})}}{p_B \left(\frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{\sqrt{p_{20} - p_{30}}} + \frac{g_3}{\sqrt{p_{30} - p_4}} \right)}; \quad K_{13} = \frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{g_{TB} u_0^{3/2} + g_3 \sqrt{\frac{p_{20} - p_{30}}{p_{30} - p_4}}}. \tag{2.44}
\end{aligned}$$

Введення оператора диференціювання за часом $p = d/dt$ дозволяє записати систему лінійних диференціальних рівнянь динаміки (2.43) в операторній формі:

$$\begin{cases} K_1(T_1^2 p^2 + 2\zeta_1 T_1 p + 1)\delta u = \delta\varphi - \delta\tau; \\ K_2(T_2^2 p^2 + 2\zeta_2 T_2 p + 1)\delta\xi = -\sigma_m(\delta\psi_e - \delta\psi_1); \\ (T_3 p + 1)\delta\psi_{кам} + K_4(T_4 p + 1)\delta\xi = K_3\delta\psi_e; \\ (T_5 p + 1)\delta\psi_e = K_6(T_6 p + 1)\delta\xi + K_5(\tau_3 p + 1)\delta\psi_{кам} + K_7\delta\psi_2; \\ (T_7 p + 1)\delta\psi_2 + K_8(T_8 p + 1)\delta u = K_9(\tau_5 p + 1)\delta\psi_e + \tau_6 p\delta\xi + K_{10}\delta\psi_3 + K_{11}\delta\psi_1; \\ (T_9 p + 1)\delta\psi_3 = K_{12}\delta u + K_{13}(\tau_7 p + 1)\delta\psi_2. \end{cases} \quad (2.45)$$

2.4.2 Динамічний розрахунок спрощеної системи

Дослідження системи «ротор – ЗВП – РПТ» на основі системи рівнянь (2.43) є достатньо складним у аналітичній формі. Тому спочатку необхідно дослідити динаміку спрощеної системи без РПТ, як це було зроблено у роботі [114] для випадку ламінарного режиму руху у дроселях. Такий підхід дасть змогу отримати вирази для амплітудної і фазової частотних характеристик, записати умову динамічної стійкості у першому наближенні.

Рівняння динамічного розрахунку спрощеної системи складається з 1-го рівняння системи (2.37) і 2-х останніх рівнянь системи (2.38) за умови $Q_e^{cm} = Q_e^{sum} = 0$. У цьому випадку система рівнянь динаміки в операторній формі набуває вигляду

$$\begin{cases} D_1(p)\delta u = \delta\varphi - \delta\tau; \\ (T_7 p + 1)\delta\psi_2 - K_{10}\delta\psi_3 = -K_8(T_8 p + 1)\delta u + K_{11}\delta\psi_1 + K_9\delta\psi_e; \\ -K_{13}(\tau_7 p + 1)\delta\psi_2 + (T_9 p + 1)\delta\psi_3 = K_{12}\delta u. \end{cases} \quad (2.46)$$

З останніх двох рівнянь цієї системи виражаються варіації безрозмірних тисків

$$\delta\psi_2 = D_2(p)/D_0(p); \quad \delta\psi_3 = D_3(p)/D_0(p). \quad (2.47)$$

У системі (2.46) і виразах (2.47) введені оператори D_2 , D_3 і власні оператори D_0 , D_1 :

$$\begin{aligned} D_0 &= \begin{vmatrix} T_7 p + 1 & -K_{10} \\ -K_{13}(\tau_7 p + 1) & T_9 p + 1 \end{vmatrix} = T_7 T_9 p^2 + (T_7 + T_9 - K_{10} K_{13} \tau_7) p + 1 - K_{10} K_{13}; \\ D_1 &= K_1(T_1^2 p^2 + 2\zeta_1 T_1 p + 1); \\ D_2 &= \begin{vmatrix} -K_8(T_8 p + 1)\delta u + K_{11}\delta\psi_1 + K_9\delta\psi_e & -K_{10} \\ K_{12}\delta u & T_9 p + 1 \end{vmatrix} = -D_{2u}\delta u + D_{2\psi}(K_{11}\delta\psi_1 + K_9\delta\psi_e); \\ D_3 &= \begin{vmatrix} T_7 p + 1 & -K_8(T_8 p + 1)\delta u + K_{11}\delta\psi_1 + K_9\delta\psi_e \\ -K_{13}(\tau_7 p + 1) & K_{12}\delta u \end{vmatrix} = -D_{3u}\delta u + D_{3\psi}(K_{11}\delta\psi_1 + K_9\delta\psi_e), \end{aligned} \quad (2.48)$$

де

$$\begin{aligned} D_{2u} &= K_8 T_8 T_9 p^2 + K_8 (T_8 + T_9) p + K_8 - K_{10} K_{12}; \\ D_{3u} &= K_8 K_{13} \tau_7 T_8 p^2 + [K_8 K_{13} (\tau_7 + T_8) - K_{12} T_7] p + K_8 K_{13} - K_{12}; \\ D_{2\psi} &= T_9 p + 1; \quad D_{3\psi}(p) = K_{13} (\tau_7 p + 1). \end{aligned} \quad (2.49)$$

Безрозмірна регулююча дія

$$\delta\varphi = \sigma (\delta\psi_2 - \delta\psi_3) = \frac{\sigma}{D_0} [-(D_{2u} - D_{3u})\delta u + (D_{2\psi} - D_{3\psi})(K_{11}\delta\psi_1 + K_9\delta\psi_e)] \quad (2.50)$$

після введення позначень

$$\begin{aligned} \Delta D_u &= D_{2u} - D_{3u} = K_8 T_8 (T_9 - K_{13} \tau_7) p^2 + \{K_8 [(1 - K_{13})T_8 + T_9 - K_{13} \tau_7] + K_{12} T_7\} p + \\ &\quad + K_8 (1 - K_{13}) + K_{12} (1 - K_{10}); \\ \Delta D_\psi &= D_{2\psi} - D_{3\psi} = (T_9 - K_{13} \tau_7) p + 1 - K_{13} \end{aligned} \quad (2.51)$$

набуває вигляду

$$\delta\varphi = -\frac{\sigma}{D_0} [\Delta D_u \delta u - \Delta D_\psi (K_{11}\delta\psi_1 + K_9\delta\psi_e)] \quad (2.52)$$

де $\sigma = s_e/s_B$ – безрозмірна ефективна площа.

Передаточна функція регулятора по відхиленню як відношення регулюючої дії $\delta\varphi$ до зовнішнього впливу δu

$$W_\varphi(p) = \frac{\delta\varphi}{\delta u} = -\sigma \frac{\Delta D_u(p)}{D_0(p)} \quad (2.53)$$

дозволяє встановити коефіцієнт гідростатичної жорсткості розвантажувального пристрою, визначити амплітудну і фазову частотні характеристики регулятора.

У положенні рівноваги оператор диференціювання за часом $p = 0$, а передаточна функція регулятора W_φ вироджується у коефіцієнт гідростатичної жорсткості K_s , який з урахуванням формул (2.48), (2.51) дорівнює

$$K_s = W_\varphi(0) = -\sigma \frac{\Delta D_u(0)}{D_0(0)} = -\sigma \frac{K_8(1 - K_{13}) + K_{12}(1 - K_{10})}{1 - K_{10}K_{13}}. \quad (2.54)$$

і дорівнює коефіцієнту κ_s , представленим формулою (2.36). Також для випадку ламінарного режиму руху рідини у дроселях цей вираз співпадає з формулою, отриманою у роботі [114].

Для конструкції без додаткового циліндричного дроселя ($g_3 \rightarrow \infty$, $p_3 = 0$; $K_{10} = K_{12} = K_{13} = 0$)

$$K_s = -\sigma K_8 = -\frac{1,5\sigma\psi_{20}/u_0}{1+(g_e + g_1)/g_{T0}}, \quad (2.55)$$

де $\psi_{20} = p_{20}/p_B$ – стаціонарне значення безрозмірного тиску у камері гідроп’яти; $g_{T0} = g_T u_0^{1,5}$ – провідність торцевого дроселя при стаціонарному значенні торцевого зазору.

Для дослідження динамічних характеристик застосовується метод комплексних амплітуд, згідно з яким гармонійні осьові коливання ротора можна представити у вигляді $\delta u = \delta u_a e^{i\omega t}$. Реакція регулятора $\delta\varphi = \delta\varphi_a \exp[i(\omega t + \varphi_\varphi)]$ є також гармонійною функцією тієї ж частоти ω , але з сувом по фазі φ_φ . У цьому випадку оператор диференціювання за часом $p = i\omega$, а передаточна функція W_φ вироджується у динамічну жорсткість (частотну передаточну функцію)

$$W_\varphi(i\omega) = \frac{\delta\varphi}{\delta u} = \frac{\delta\varphi_a e^{i(\omega t + \varphi_\varphi)}}{\delta u_a e^{i\omega t}} = \frac{\delta\varphi_a}{\delta u_a} e^{i\varphi_\varphi} = -\sigma \frac{\Delta D_u(i\omega)}{D_0(i\omega)}, \quad (2.56)$$

де $\delta u_a, \delta\varphi_a$ – амплітуди.

Виокремлення дійсної і мнимі частин операторів $\Delta D_u(i\omega), D_0(i\omega)$

$$\Delta D_u(i\omega) = U_u(\omega) + i\omega V_u(\omega); \quad D_0(i\omega) = U_0(\omega) + i\omega V_0(\omega), \quad (2.57)$$

дає змогу представити частотну передаточну функцію (2.56) у вигляді

$$W_\varphi(i\omega) = -\sigma [U_\varphi(\omega) + i\omega V_\varphi(\omega)], \quad (2.58)$$

де

$$\begin{aligned} U_u &= K_8(1 - K_{13}) + K_{12}(1 - K_{10}) - \omega^2 K_8 T_8 (T_9 - K_{13} \tau_7); \\ V_u &= K_8 [(1 - K_{13}) T_8 + T_9 - K_{13} \tau_7] + K_{12} T_7; \\ U_0 &= 1 - K_{10} K_{13} - \omega^2 T_7 T_9; \\ V_0 &= T_7 + T_9 - K_{10} K_{13} \tau_7, \end{aligned} \quad (2.59)$$

а також

$$U_\varphi = \frac{U_u U_0 + \omega^2 V_u V_0}{U_0^2 + \omega^2 V_0^2}; \quad V_\varphi = \frac{V_u U_0 - U_u V_0}{U_0^2 + \omega^2 V_0^2}. \quad (2.60)$$

Амплітудна і фазова частотні характеристики регулятора є відповідно модулем і фазою частотної передаточної функції (2.56), (2.58):

$$A_\varphi(\omega) = |W_\varphi(i\omega)| = \frac{\delta\varphi_a}{\delta u_a} = \sigma \sqrt{U_\varphi^2(\omega) + \omega^2 V_\varphi^2(\omega)} = \sigma \sqrt{\frac{U_u^2 + \omega^2 V_u^2}{U_0^2 + \omega^2 V_0^2}}; \quad (2.61)$$

$$\varphi_\varphi(\omega) = \arg W_\varphi(i\omega) = \arctg \frac{\omega V_\varphi}{U_\varphi} = \arctg \frac{\omega(V_u U_0 - U_u V_0)}{U_u U_0 + \omega^2 V_u V_0}.$$

Власний оператор ротора $D_1(p)$ після заміни $p = i\omega$

$$D_1 = K_1(1 - \omega^2 T_1^2) + 2i\omega \zeta_1 K_1 T_1, \quad (2.62)$$

а також вираз (2.52) дають змогу записати рівняння осьових коливань ротора – перше рівняння системи (2.45) – у вигляді

$$[K_1(1 - \omega^2 T_1^2) + 2i\omega \zeta_1 K_1 T_1] \delta u = -\sigma[U_\varphi(\omega) + i\omega V_\varphi(\omega)] \delta u - \delta\tau + \sigma \frac{\Delta D_\psi}{D_0} (K_{11} \delta\psi_1 + K_9 \delta\psi_e), \quad (2.63)$$

що після заміни $-\omega^2 \delta u = \delta \ddot{u}$, $i\omega \delta u = \delta \dot{u}$ дає змогу записати останнє рівняння

$$K_1 T_1^2 \delta \ddot{u} + (2\zeta_1 K_1 T_1 + \sigma V_\varphi) \delta \dot{u} + (K_1 + \sigma U_\varphi) \delta u = -\delta\tau + \sigma \frac{\Delta D_\psi}{D_0} (K_{11} \delta\psi_1 + K_9 \delta\psi_e). \quad (2.64)$$

Перша складова $K_1 T_1^2 \delta \ddot{u} = m_p \delta \ddot{z} / (p_B s_B)$ лівої частини рівняння (2.64) є безрозмірною силою інерції ротора.

Друга складова $(2\zeta_1 K_1 T_1 + \sigma V_\varphi) \delta \dot{u} = (c_z + c_z^{pez}) \delta \dot{z} / (p_B s_B)$ представляє безрозмірну силу демпфірування, у якій $c_z^{pez} = s_e V_\varphi p_B / z_B$ – коефіцієнт демпфірування регулятора, що збільшує зовнішнє демпфірування за умови $V_\varphi > 0$. Від’ємне значення V_φ знижує зовнішнє демпфірування. Із запасом ($c_z = 0$) можна вважати, що умовою стійкості є нерівність $V_\varphi > 0$.

За відсутності додаткового циліндричного дроселя ($g_3 \rightarrow \infty$, $p_3 = 0$; $K_{10} = K_{12} = K_{13} = 0$, $T_9 = 0$) параметри, що визначаються формулою (2.59), дорівнюють $U_u = K_8$, $V_u = K_8 T_8$, $U_0 = 1$, $V_0 = T_7$. Згідно з другим виразом (2.60) $V_\varphi = K_8(T_8 - T_7)/(1 + \omega^2 T_7^2)$, що дозволяє записати умову стійкості $T_7 < T_8$, або, з урахуванням виразів (2.44) –

$$V_2 < \frac{E}{3(p_{20} - p_{30})} s_e h_{T0} \left(1 + 2 \frac{g_e + g_1}{g_{T0}} \sqrt{p_{20} - p_{30}} \right), \quad (2.65)$$

де $h_{T0} = u_0 z_B$ – стаціонарне значення торцевого зазору.

Отримана нерівність накладає обмеження на об’єм V_2 камери гідропр’яти.

Третя складова $(K_1 + \sigma U_\varphi) \delta u = (k_{np} + k_{np}^{pez}) \delta z / (p_B s_B)$ представляє безрозмірну силу пружності, у якій $k_{np}^{pez} = s_e U_\varphi p_B / z_B$ – коефіцієнт пружності регулятора, що збільшує зовнішню жорсткість при $U_\varphi > 0$. Так, наприклад, для системи без додаткового циліндричного дроселя, враховуючи перший вираз (2.60), $U_\varphi = K_8(1 + \omega^2 T_7 T_8) / (1 + \omega^2 T_7^2) > 0$.

Підстановка виразу (2.52) у перше рівняння системи (2.45) дає змогу записати рівняння осьових коливань ротора у вигляді, аналогічному (2.63), (2.64):

$$D(p) \delta u = -D_0(p) \delta \tau + \sigma \Delta D_\psi(p) (K_{11} \delta \psi_1 + K_9 \delta \psi_e), \quad (2.66)$$

де введений власний оператор системи

$$D(p) = D_0(p) D_1(p) + \sigma \Delta D_u(p). \quad (2.67)$$

Враховуючи вирази (2.48), (2.51), можна записати оператор (2.67) у вигляді поліному 4-ї степені

$$D(p) = a_0 p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4, \quad (2.68)$$

коефіцієнти якого

$$\begin{aligned} a_0 &= K_1 T_1^2 T_7 T_9; \\ a_1 &= K_1 T_1 [2\zeta_1 T_7 T_9 + T_1 (T_7 + T_9 - K_{10} K_{13} \tau_7)]; \\ a_2 &= \sigma K_8 T_8 (T_9 + K_{13} \tau_7) + K_1 \{T_7 T_9 + T_1 [2\zeta_1 (T_7 + T_9 - K_{10} K_{13} \tau_7) + (1 - K_{10} K_{13}) T_1]\}; \\ a_3 &= \sigma \{K_8 [T_8 + T_9 + K_{13} (\tau_7 + T_8)] - K_{12} T_7\} + K_1 [T_7 + T_9 - K_{10} K_{13} \tau_7 + 2\zeta_1 (1 - K_{10} K_{13}) T_1]; \\ a_4 &= \sigma [K_8 (1 - K_{13}) + K_{12} (1 - K_{10})] + K_1 (1 - K_{10} K_{13}). \end{aligned} \quad (2.69)$$

Розглянемо гармонійні зовнішні впливи $\delta \tau = \delta \tau_a e^{i\omega t}$, $\delta \psi_1 = \delta \psi_{1a} e^{i\omega t}$, $\delta \psi_e = \delta \psi_{ea} e^{i\omega t}$ спільної частоти ω , де $\delta \tau_a$, $\delta \psi_{1a}$, $\delta \psi_{ea}$ – амплітуди. Реакція δu унаслідок лінійності системи також буде гармонійною $\delta u = \delta u_a \cdot \exp[i(\omega t + \varphi_u)]$.

Частотні передаточні функції системи за різними зовнішніми впливами з урахуванням формул (2.66), (2.57) і (2.51)

$$\begin{aligned} W_\tau(i\omega) &= \frac{\delta u}{\delta \tau} = \frac{\delta u_a}{\delta \tau_a} e^{i\varphi_u} = -\frac{D_0(i\omega)}{D(i\omega)} = \frac{U_0 + i\omega V_0}{U + i\omega V} = U_\tau + i\omega V_\tau; \\ W_1(i\omega) &= \frac{\delta u}{\delta \psi_1} = \frac{\delta u_a}{\delta \psi_{1a}} e^{i\varphi_u} = \sigma K_{11} \frac{\Delta D_\psi(i\omega)}{D(i\omega)} = \sigma K_{11} \frac{U_1 + i\omega V_1}{U + i\omega V} = U_{\psi_1} + i\omega V_{\psi_1}; \\ W_e(i\omega) &= \frac{\delta u}{\delta \psi_e} = \frac{\delta u_a}{\delta \psi_{ea}} e^{i\varphi_u} = \sigma K_9 \frac{\Delta D_\psi(i\omega)}{D(i\omega)} = \sigma K_9 \frac{U_1 + i\omega V_1}{U + i\omega V} = U_{\psi_e} + i\omega V_{\psi_e}, \end{aligned} \quad (2.70)$$

де введені позначення дійсних і уявних частин

$$\begin{aligned}
U_1 &= 1 - K_{13}; \quad V_1 = T_9 - K_{13}\tau_7; \quad U = a_4 - a_2\omega^2 + a_0\omega^4; \quad V = a_3 - a_1\omega^2; \\
U_\tau &= \frac{UU_0 + \omega^2V_0V}{U^2 + \omega^2V^2}; \quad V_\tau = \frac{V_0U - U_0V}{U^2 + \omega^2V^2}; \\
U_{\psi_1} &= \sigma K_{11} \frac{UU_1 + \omega^2V_1V}{U^2 + \omega^2V^2}; \quad V_{\psi_1} = \sigma K_{11} \frac{V_1U - U_1V}{U^2 + \omega^2V^2}; \\
U_{\psi_e} &= \sigma K_9 \frac{UU_1 + \omega^2V_1V}{U^2 + \omega^2V^2} = \frac{K_9}{K_{11}} U_{\psi_1}; \quad V_{\psi_e} = \sigma K_9 \frac{V_1U - U_1V}{U^2 + \omega^2V^2} = \frac{K_9}{K_{11}} V_{\psi_1}.
\end{aligned} \tag{2.71}$$

Амплітудні і фазові частотні характеристики системи є відповідно модулями і фазами частотних передаточних функцій (2.70):

$$\begin{aligned}
A_\tau(\omega) &= |W_\tau(i\omega)| = \frac{\delta u_a}{\delta \tau_a} = \sqrt{\frac{U_0^2 + \omega^2V_0^2}{U^2 + \omega^2V^2}}; \quad \varphi_\tau(\omega) = \arg W_\tau(i\omega) = \arctg \frac{\omega(V_0U - U_0V)}{UU_0 + \omega^2V_0V}; \\
A_{\psi_1}(\omega) &= |W_1(i\omega)| = \frac{\delta u_a}{\delta \psi_{1a}} = \sigma K_{11} \sqrt{\frac{U_1^2 + \omega^2V_1^2}{U^2 + \omega^2V^2}}; \quad \varphi_{\psi_1}(\omega) = \arg W_1(i\omega) = \arctg \frac{\omega(V_1U - U_1V)}{UU_1 + \omega^2V_1V}; \\
A_{\psi_e}(\omega) &= |W_e(i\omega)| = \frac{\delta u_a}{\delta \psi_{ea}} = \frac{K_9}{K_{11}} A_{\psi_1}(\omega); \quad \varphi_{\psi_e}(\omega) = \arg W_e(i\omega) = \varphi_{\psi_1}(\omega).
\end{aligned} \tag{2.72}$$

Розглянемо вільні коливання системи «ротор – ЗВП», які описуються диференціальним рівнянням 4-го порядку

$$D(p)\delta u = a_0 \frac{d^4 \delta u}{dt^4} + a_1 \frac{d^3 \delta u}{dt^3} + a_2 \frac{d^2 \delta u}{dt^2} + a_3 \frac{d \delta u}{dt} + a_4 = 0, \tag{2.73}$$

отриманим з рівняння (2.66) за відсутності зовнішніх впливів ($\delta \tau = \delta \psi_1 = \delta \psi_e = 0$). Шукаючи розв'язки цього рівняння у вигляді $\delta u = Ae^{\lambda t}$ ($A \neq 0$), отримаємо характеристичне рівняння відносно характеристичного показника λ :

$$a_0\lambda^4 + a_1\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda + a_4 = 0. \tag{2.74}$$

Це рівняння має корені, які у загальному випадку є комплексними і можуть бути представлені у вигляді $\lambda_k = b_k \pm i\omega_k$. Мнімні частини ω_k є власними частотами системи.

Для забезпечення стійкості системи необхідно, щоб дійсні частини усіх коренів характеристичного рівняння (2.74) були від'ємними: $b_k < 0$. Ця умова за критерієм стійкості Гурвіца забезпечується при одночасному виконанні нерівностей:

$$a_{0\dots 4} > 0; \quad a_2a_3 > a_1a_4 + \frac{a_0}{a_1}a_3^2. \tag{2.75}$$

Аналіз коефіцієнтів $a_{0...4}$ (2.69) показує, що вони додатні, оскільки на підставі виразів (2.44) $K_{10,13} < 1$, $K_{10}K_{13}\tau_7 < T_7 + T_9$, $K_{12}T_7 < K_8(T_8 + T_9)$.

Остання умова (2.75) є достатньо складною для аналітичних досліджень. Для системи без додаткового циліндричного дроселя ($g_3 \rightarrow \infty$, $p_3 = 0$; $K_{10} = K_{12} = K_{13} = 0$, $T_9 = 0$) із запасом ($\zeta_1 = 0$) і коефіцієнтами $a_0 = 0$, $a_1 = K_1T_1^2T_7$, $a_2 = K_1T_1^2$, $a_3 = K_1T_7 + \sigma K_8T_8$, $a_4 = K_1 + \sigma K_8$ степінь характеристичного рівняння (2.74) понижується на одиницю. У цьому випадку остання умова (2.75) зводиться до нерівності $a_2a_3 > a_1a_4$, яка виконується при $T_7 < T_8$. Таким чином, отримана умова стійкості співпадає з умовою (2.65), наведеною раніше.

2.4.3 Дослідження динаміки системи «ротор – ЗВП – РПТ»

Для аналітичного дослідження динаміки системи «ротор – ЗВП – РПТ» необхідно виразити варіації безрозмірних параметрів РПТ ($\delta\xi$, $\delta\psi_{кам}$, $\delta\psi_e$) з 2-го, 3-го і 4-го рівнянь системи (2.45) через варіації тисків $\delta\psi_{1,2,3}$. За методом Крамера у поєднанні з принципом суперпозиції за параметрами $\delta\psi_1$, $\delta\psi_2$

$$\delta\xi = \frac{D_{\xi 1}}{D_{рег}} \delta\psi_1 - \frac{D_{\xi 2}}{D_{рег}} \delta\psi_2; \quad \delta\psi_{кам} = -\frac{D_{кам1}}{D_{рег}} \delta\psi_1 + \frac{D_{кам2}}{D_{рег}} \delta\psi_2; \quad \delta\psi_e = \frac{D_{e1}}{D_{рег}} \delta\psi_1 + \frac{D_{e2}}{D_{рег}} \delta\psi_2, \quad (2.76)$$

де введені власні оператори D_2 , $D_{рег}$

$$D_2 = K_2(T_2^2 p^2 + 2\zeta_2 T_2 p + 1);$$

$$D_{рег} = \begin{vmatrix} D_2 & 0 & \sigma_m \\ K_4(T_4 p + 1) & T_3 p + 1 & -K_3 \\ -K_6(T_6 p + 1) & -K_5(\tau_3 p + 1) & T_5 p + 1 \end{vmatrix} = D_2 [T_3 T_5 p^2 + (T_3 + T_5 - K_3 K_5 \tau_3) p + 1 - K_3 K_5] +$$

$$+ \sigma_m \{ (K_6 T_3 T_6 + K_4 K_5 T_4 \tau_3) p^2 + [K_6 (T_3 + T_6) - K_4 K_5 (T_4 + \tau_3) + K_6] p + K_6 - K_4 K_5 \}; \quad (2.77)$$

та оператори

$$\begin{aligned}
D_{\xi_1} &= \begin{vmatrix} \sigma_m & 0 & \sigma_m \\ 0 & T_3 p + 1 & -K_3 \\ 0 & -K_5(\tau_3 p + 1) & T_5 p + 1 \end{vmatrix} = \sigma_m [T_3 T_5 p^2 + (T_3 + T_5 - K_3 K_5 \tau_3) p + 1 - K_3 K_5]; \\
D_{\xi_2} &= \begin{vmatrix} 0 & 0 & \sigma_m \\ 0 & T_3 p + 1 & -K_3 \\ K_7 & -K_5(\tau_3 p + 1) & T_5 p + 1 \end{vmatrix} = \sigma_m K_7 (T_3 p + 1); \\
D_{\kappa_{\text{ам}1}} &= \begin{vmatrix} D_2 & \sigma_m & \sigma_m \\ K_4(T_4 p + 1) & 0 & -K_3 \\ -K_6(T_6 p + 1) & 0 & T_5 p + 1 \end{vmatrix} = \sigma_m \{K_4 T_4 T_5 p^2 + [K_4(T_4 + T_5) - K_3 K_6 T_6] p + K_4 - K_3 K_6\}; \\
D_{\kappa_{\text{ам}2}} &= \begin{vmatrix} D_2 & 0 & \sigma_m \\ K_4(T_4 p + 1) & 0 & -K_3 \\ -K_6(T_6 p + 1) & K_7 & T_5 p + 1 \end{vmatrix} = K_7 [K_3 D_2 + \sigma_m K_4 (T_4 p + 1)]; \\
D_{e_1} &= \begin{vmatrix} D_2 & 0 & \sigma_m \\ K_4(T_4 p + 1) & T_3 p + 1 & 0 \\ -K_6(T_6 p + 1) & -K_5(\tau_3 p + 1) & 0 \end{vmatrix} = \sigma_m \{ (K_6 T_3 T_6 - K_4 K_5 T_4 \tau_3) p^2 + \\
&\quad + [K_6(T_3 + T_6) - K_4 K_5(T_4 + \tau_3)] p + K_6 - K_4 K_5 \}; \\
D_{e_2} &= \begin{vmatrix} D_2 & 0 & 0 \\ K_4(T_4 p + 1) & T_3 p + 1 & 0 \\ -K_6(T_6 p + 1) & -K_5(\tau_3 p + 1) & K_7 \end{vmatrix} = K_7 D_2 (T_3 p + 1). \tag{2.78}
\end{aligned}$$

З урахуванням виразів (2.76) динаміка ЗВП описується системою 1-го, 5-го і 6-го рівнянь (2.45), яка після групування параметрів набуває вигляду

$$\begin{cases} D_1(p) \delta u = \delta \varphi - \delta \tau; \\ [(T_7 p + 1) D_{pez} - \Delta D_{pez2}] \delta \psi_2 - K_{10} D_{pez} \delta \psi_3 = -K_8 (T_8 p + 1) D_{pez} \delta u + (K_{11} D_{pez} + \Delta D_{pez1}) \delta \psi_1; \\ -K_{13} (\tau_7 p + 1) \delta \psi_2 + (T_9 p + 1) \delta \psi_3 = K_{12} \delta u. \end{cases} \tag{2.79}$$

Ця система відрізняється від спрощеної (2.46) операторами ΔD_{pez1} , ΔD_{pez2} , що характеризують вклад РПТ:

$$\Delta D_{pez1} = \tau_6 p D_{\xi_1} + K_9 (\tau_5 p + 1) D_{e_1}; \quad \Delta D_{pez2} = K_9 (\tau_5 p + 1) D_{e_2} - \tau_6 p D_{\xi_2}. \tag{2.80}$$

Крім того, за рахунок РПТ, а саме власного оператора D_{pez} , система (2.79) має 8-й порядок, на відміну від системи (2.46), що мала 4-й порядок.

З останніх 2-х рівнянь системи (2.79) за залежностями (2.47) виражаються варіації безрозмірних тисків $\delta \psi_2 = D_2/D_0$, $\delta \psi_3 = D_3/D_0$, де оператори

$$\begin{aligned}
D_0 &= \begin{vmatrix} (T_7 p + 1)D_{pez} - \Delta D_{pez2} & -K_{10} D_{pez} \\ -K_{13}(\tau_7 p + 1) & T_9 p + 1 \end{vmatrix} = \\
&= D_{pez} T_7 T_9 p^2 + [(T_7 + T_9 - K_{10} K_{13} \tau_7) D_{pez} - T_9 \Delta D_{pez2}] p + (1 - K_{10} K_{13}) D_{pez} - \Delta D_{pez2}; \\
D_2 &= \begin{vmatrix} -K_8(T_8 p + 1) D_{pez} \delta u + (K_{11} D_{pez} - \Delta D_{pez2}) \delta \psi_1 & -K_{10} D_{pez} \\ K_{12} \delta u & T_9 p + 1 \end{vmatrix} = -D_{2u} \delta u + D_{2\psi} \delta \psi_1; \\
D_3 &= \begin{vmatrix} T_7 p + 1 & -K_8(T_8 p + 1) D_{pez} \delta u + (K_{11} D_{pez} - \Delta D_{pez2}) \delta \psi_1 \\ -K_{13}(\tau_7 p + 1) & K_{12} \delta u \end{vmatrix} = -D_{3u} \delta u + D_{3\psi} \delta \psi_1.
\end{aligned} \tag{2.81}$$

Оператори $D_{0,2,3}$ за рахунок РПТ відрізняються від аналогічних операторів (2.48). У формулах (2.81) введені оператори

$$\begin{aligned}
D_{2u} &= [K_8 T_8 T_9 p^2 + K_8(T_8 + T_9)p + K_8 - K_{10} K_{12}] D_{pez}; \\
D_{3u} &= \{K_8 K_{13} \tau_7 T_8 p^2 + [K_8 K_{13}(\tau_7 + T_8) - K_{12} T_7] p + K_8 K_{13} - K_{12}\} D_{pez} - K_{12} \Delta D_{pez2}; \\
D_{2\psi} &= (T_9 p + 1)(K_{11} D_{pez} + \Delta D_{pez1}); \\
D_{3\psi}(p) &= K_{13}(\tau_7 p + 1)(K_{11} D_{pez} + \Delta D_{pez1}).
\end{aligned} \tag{2.82}$$

Безрозмірна регулююча дія

$$\delta \varphi = \sigma (\delta \psi_2 - \delta \psi_3) = \frac{\sigma}{D_0} [-(D_{2u} - D_{3u}) \delta u + (D_{2\psi} - D_{3\psi}) \delta \psi_1] \tag{2.83}$$

після введення позначень

$$\begin{aligned}
\Delta D_u &= D_{2u} - D_{3u} = D_{pez} K_8 T_8 (T_9 - K_{13} \tau_7) p^2 + D_{pez} \{K_8 [(1 - K_{13}) T_8 + T_9 - K_{13} \tau_7] + K_{12} T_7\} p + \\
&\quad + D_{pez} [K_8 (1 - K_{13}) + K_{12} (1 - K_{10})] + K_{12} \Delta D_{pez2}; \\
\Delta D_\psi &= D_{2\psi} - D_{3\psi} = [(T_9 - K_{13} \tau_7) p + 1 - K_{13}] (K_{11} D_{pez} + \Delta D_{pez1})
\end{aligned} \tag{2.84}$$

набуває вигляду

$$\delta \varphi = -\frac{\sigma}{D_0} (\Delta D_u \delta u - \Delta D_\psi \delta \psi_1). \tag{2.85}$$

Передаточна функція регулятора за формулою (2.53) $W_\varphi(p) = \delta \varphi / \delta u = -\sigma \Delta D_u / D_0$.

У стаціонарному положенні ($p = 0$) з виразів (2.77), (2.78), (2.80) і (2.84)

$$\begin{aligned}
D_2(0) &= K_2; \quad D_{pez}(0) = K_2(1 - K_3 K_5) + \sigma_m (K_6 - K_4 K_5); \quad D_{\xi_1}(0) = \sigma_m (1 - K_3 K_5); \\
D_{\xi_2}(0) &= \sigma_m K_7; \quad D_{кам1}(0) = \sigma_m (K_4 - K_3 K_6); \quad D_{кам2}(0) = K_7 (K_2 K_3 + \sigma_m K_4); \\
D_{e1}(0) &= \sigma_m (K_6 - K_4 K_5); \quad D_{e2}(0) = K_2 K_7; \quad \Delta D_{pez1}(0) = \sigma_m (K_6 - K_4 K_5) K_9; \\
\Delta D_{pez2}(0) &= K_2 K_7 K_9; \quad D_0(0) = [K_2(1 - K_3 K_5) + \sigma_m (K_6 - K_4 K_5)] (1 - K_{10} K_{13}) - K_2 K_7 K_9; \\
\Delta D_u(0) &= [K_2(1 - K_3 K_5) + \sigma_m (K_6 - K_4 K_5)] [K_8 (1 - K_{13}) + K_{12} (1 - K_{10})] + K_2 K_7 K_9 K_{12}; \\
\Delta D_\psi(0) &= [K_2(1 - K_3 K_5) K_{11} + \sigma_m (K_6 - K_4 K_5) (K_9 + K_{11})] (1 - K_{13}),
\end{aligned} \tag{2.86}$$

а коефіцієнт гідростатичної жорсткості $K_s = W_\varphi(0)$

$$K_s = -\sigma \frac{K_8(1-K_{13}) + K_{12}(1-K_{10} + \kappa)}{1 - K_{10}K_{13} - \kappa}, \quad (2.87)$$

де введено параметр

$$\kappa = \frac{K_2 K_7 K_9}{K_2(1 - K_3 K_5) + \sigma_m (K_6 - K_4 K_5)}, \quad (2.88)$$

що характеризує вклад РПТ у K_s .

Порівняння виразів (2.87) і (2.54) з урахуванням (2.88) дозволяє зробити висновок, що оскільки $\kappa > 0$, то гідростатична жорсткість системи «ротор – ЗВП – РПТ» більша за жорсткість системи «ротор – ЗВП» без РПТ. За відсутності РПТ ($\kappa = 0$) вираз (2.87) зводиться до виду (2.54).

Виокремлення дійсної і уявної частин операторів $\Delta D_u(i\omega)$, $D_0(i\omega)$ за формулами (2.57) дозволяє представити частотну передаточну функцію (2.56) у вигляді (2.58) з параметрами

$$\begin{aligned} U_u &= U_{pez} [K_8(1-K_{13}) - K_{12}(1-K_{10}) - \omega^2 K_8 T_8 (T_9 - K_{13} \tau_7)] - \\ &\quad - \omega^2 V_{pez} \{K_8 [(1-K_{13})T_8 + T_9 - K_{13} \tau_7] + K_{12} T_7\} + K_{12} \Delta U_{pez2}; \\ V_u &= U_{pez} \{K_8 [(1-K_{13})T_8 + T_9 - K_{13} \tau_7] + K_{12} T_7\} + \\ &\quad + V_{pez} [K_8(1-K_{13}) + K_{12}(1-K_{10}) - \omega^2 K_8 T_8 (T_9 - K_{13} \tau_7)] + K_{12} \Delta V_{pez2}; \\ U_0 &= U_{pez} (1 - K_{10} K_{13} - \omega^2 T_7 T_9) - \omega^2 V_{pez} (T_7 + T_9 - K_{10} K_{13} \tau_7) - \Delta U_{pez2} + \Delta V_{pez2} T_9; \\ V_0 &= U_{pez} (T_7 + T_9 - K_{10} K_{13} \tau_7) + V_{pez} (1 - K_{10} K_{13} - \omega^2 T_7 T_9) - \Delta U_{pez2} T_9 + \Delta V_{pez2}, \end{aligned} \quad (2.89)$$

де з урахуванням формул (2.77), (2.78), (2.80)

$$\begin{aligned} D_{pez}(i\omega) &= U_{pez} + i\omega V_{pez}; \quad \Delta D_{pez2}(i\omega) = \Delta U_{pez2} + i\omega \Delta V_{pez2}; \\ U_{pez} &= K_2 (1 - \omega^2 T_2^2) (1 - K_3 K_5 - \omega^2 T_3 T_5) - 2\omega^2 \zeta_2 K_2 T_2 (T_3 + T_5 - K_3 K_5 \tau_3) + \\ &\quad + \sigma_m [K_6 - K_4 K_5 - \omega^2 (K_6 T_3 T_6 + K_4 K_5 T_4 \tau_3)]; \\ V_{pez} &= K_2 (1 - \omega^2 T_2^2) (T_3 + T_5 - K_3 K_5 \tau_3) + 2\zeta_2 K_2 T_2 (1 - K_3 K_5 - \omega^2 T_3 T_5) + \\ &\quad + \sigma_m [K_6 (T_3 + T_6) - K_4 K_5 (T_4 + \tau_3) + K_6]; \\ \Delta U_{pez2} &= -\omega^2 K_7 \{K_2 K_9 [(1 - \omega^2 T_2^2) T_3 \tau_5 + 2\zeta_2 T_2 (T_3 + \tau_5)] - \sigma_m T_3 \tau_6\}; \\ \Delta V_{pez2} &= K_7 \{K_9 [K_2 (1 - \omega^2 T_2^2) T_3 + 2\zeta_2 K_2 T_2 (K_2 - \omega^2 \zeta_2 T_3 \tau_5)] - \sigma_m \tau_6\}. \end{aligned} \quad (2.90)$$

Параметри U_φ , V_φ визначаються за формулами (2.60). За відсутності РПТ ($\Delta U_{pez2} = \Delta V_{pez2} = 0$) формули (2.89) зводяться до виду (2.57).

Амплітудна і фазова частотні характеристики регулятора визначаються за формулами (2.61).

Власний оператор ротора (2.62), а також регулююча дія (2.85) при заміні $-\omega^2 \delta u = \delta \ddot{u}$, $i\omega \delta \dot{u} = \delta \dot{u}$ дають змогу записати рівняння осьових коливань ротора – перше рівняння системи (2.79) – у вигляді

$$K_1 T_1^2 \delta \ddot{u} + (2\zeta_1 K_1 T_1 + \sigma V_\varphi) \delta \dot{u} + (K_1 + \sigma U_\varphi) \delta u = -\delta \tau + \sigma \frac{\Delta D_\psi}{D_0} \delta \psi_1. \quad (2.91)$$

Аналіз складових частин отриманого рівняння подано у роботі [114], а також у п. 2.4.2.

Підстановка виразу (2.85) у перше рівняння системи (2.79) дає змогу записати рівняння осьових коливань ротора у такому вигляді:

$$D(p) \delta u = -D_0(p) \delta \tau + \sigma \Delta D_\psi(p) \delta \psi_1, \quad (2.92)$$

де власний оператор системи (2.67) з урахуванням формул (2.77) – (2.84) можна записати у вигляді поліному 8-ї степені

$$D(p) = a_0 p^8 + a_1 p^7 + \dots + a_6 p^2 + a_7 p + a_8. \quad (2.93)$$

Розглядаючи гармонійні зовнішні впливи $\delta \tau = \delta \tau_a e^{i\omega t}$, $\delta \psi_1 = \delta \psi_{1a} e^{i\omega t}$ з амплітудами $\delta \tau_a$, $\delta \psi_{1a}$ і спільною частотою ω , шукаємо реакцію δu у вигляді $\delta u = \delta u_a \cdot \exp[i(\omega t + \varphi_u)]$.

Частотні передаточні функції системи за різними зовнішніми впливами з урахуванням формул (2.92), (2.57) і (2.84)

$$\begin{aligned} W_\tau(i\omega) &= \frac{\delta u}{\delta \tau} = \frac{\delta u_a}{\delta \tau_a} e^{i\varphi_u} = -\frac{D_0(i\omega)}{D(i\omega)} = \frac{U_0 + i\omega V_0}{U + i\omega V} = U_\tau + i\omega V_\tau; \\ W_1(i\omega) &= \frac{\delta u}{\delta \psi_1} = \frac{\delta u_a}{\delta \psi_{1a}} e^{i\varphi_u} = \sigma \frac{\Delta D_\psi(i\omega)}{D(i\omega)} = \sigma \frac{U_1 + i\omega V_1}{U + i\omega V} = U_{\psi_1} + i\omega V_{\psi_1}, \end{aligned} \quad (2.94)$$

де введені позначення дійсних і уявних частин

$$\begin{aligned}
\Delta U_{pez1} &= \sigma_m \left\langle K_9 \left[K_6 - K_4 K_5 - \omega^2 (K_6 T_3 T_6 - K_4 K_5 T_4 \tau_3) \right] - \right. \\
&\quad \left. - \omega^2 \left\{ (T_3 + T_5 - K_3 K_5 \tau_3) \tau_6 + K_9 \tau_5 \left[K_6 (T_3 + T_6) - K_4 K_5 (T_4 + \tau_3) \right] \right\} \right\rangle; \\
\Delta V_{pez1} &= \sigma_m \left\langle (1 - K_3 K_5 - \omega^2 T_3 T_5) \tau_6 + K_9 \left\{ \tau_5 \left[K_6 - K_4 K_5 - \omega^2 (K_6 T_3 T_6 - K_4 K_5 T_4 T_3) \right] + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + K_6 (T_3 + T_6) - K_4 K_5 (T_4 + \tau_3) \right\} \right\rangle; \\
U_1 &= (1 - K_{13}) (K_{11} U_{pez} + \Delta U_{pez1}) - \omega^2 (T_9 - K_{13} \tau_7) (K_{11} V_{pez} + \Delta V_{pez1}); \\
V_1 &= (T_9 - K_{13} \tau_7) (K_{11} U_{pez} + \Delta U_{pez1}) + (1 - K_{13}) (K_{11} V_{pez} + \Delta V_{pez1}); \\
U &= a_8 - a_6 \omega^2 + a_4 \omega^4 - a_2 \omega^6 + a_0 \omega^8; \quad V = a_7 - a_5 \omega^2 + a_3 \omega^4 - a_1 \omega^6; \\
U_\tau &= \frac{UU_0 + \omega^2 V_0 V}{U^2 + \omega^2 V^2}; \quad V_\tau = \frac{V_0 U - U_0 V}{U^2 + \omega^2 V^2}; \quad U_{\psi_1} = \sigma \frac{UU_1 + \omega^2 V_1 V}{U^2 + \omega^2 V^2}; \quad V_{\psi_1} = \sigma \frac{V_1 U - U_1 V}{U^2 + \omega^2 V^2}.
\end{aligned} \tag{2.95}$$

Амплітудні і фазові частотні характеристики системи є відповідно модулями і фазами частотних передаточних функцій (2.94):

$$\begin{aligned}
A_\tau(\omega) &= |W_\tau(i\omega)| = \frac{\delta u_a}{\delta \tau_a} = \sqrt{\frac{U_0^2 + \omega^2 V_0^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}; \quad \varphi_\tau(\omega) = \arg W_\tau(i\omega) = \arctg \frac{\omega(V_0 U - U_0 V)}{UU_0 + \omega^2 V_0 V}; \\
A_{\psi_1}(\omega) &= |W_1(i\omega)| = \frac{\delta u_a}{\delta \psi_{1a}} = \sigma \sqrt{\frac{U_1^2 + \omega^2 V_1^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}; \quad \varphi_{\psi_1}(\omega) = \arg W_1(i\omega) = \arctg \frac{\omega(V_1 U - U_1 V)}{UU_1 + \omega^2 V_1 V}.
\end{aligned} \tag{2.96}$$

Вільні коливання системи «ротор – ЗВП – РПТ» описуються диференціальним рівнянням 8-го порядку

$$D(p)\delta u = a_0 \frac{d^8 \delta u}{dt^8} + a_1 \frac{d^7 \delta u}{dt^7} + \dots + a_6 \frac{d^2 \delta u}{dt^2} + a_7 \frac{d \delta u}{dt} + a_8 = 0, \tag{2.97}$$

отриманим з рівняння (2.92) за відсутності зовнішніх впливів ($\delta \tau = \delta \psi_1 = 0$). Шукаючи розв'язки цього рівняння у вигляді $\delta u = A e^{\lambda t}$ ($A \neq 0$), отримаємо характеристичне рівняння відносно характеристичного показника λ :

$$a_0 \lambda^8 + a_1 \lambda^7 + \dots + a_6 \lambda^2 + a_7 \lambda + a_8 = 0. \tag{2.98}$$

Для забезпечення стійкості системи необхідно, щоб дійсні частини усіх коренів характеристичного рівняння (2.98) були від'ємними. Виконання цієї умови може бути досліджене за критерієм Гурвіца: мають бути додатними коефіцієнти $a_0 \dots a_8$ і усі головні діагональні мінори матриці

$$\Delta = \begin{bmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & a_8 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & a_8 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & a_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & a_8 \end{bmatrix}. \quad (2.99)$$

Дослідження стійкості системи не може бути реалізовано аналітично, але може бути здійснене із застосуванням числових методів.

Якщо враховувати лінійну залежність між осьовою силою T , що діє на ротор компресора, і тиском нагнітання p_1 (для варіацій у безрозмірній формі $\delta\tau = b\delta\psi_1$), система диференціальних рівнянь 8-го порядку, записана в операторній формі (2.45), може бути представлена у матричній формі

$$N(p)\delta U = \delta\Psi = B\delta\psi_1, \quad (2.100)$$

де введені матриця операторів диференціювання

$$N(p) = \begin{bmatrix} K_1(T_1^2 p^2 + 2\zeta_1 T_1 p + 1) & 0 & 0 & 0 & -\sigma & \sigma \\ 0 & K_2(T_2^2 p^2 + 2\zeta_2 T_2 p + 1) & 0 & \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & K_4(T_4 p + 1) & T_3 p + 1 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & -K_6(T_6 p + 1) & -K_5(\tau_3 p + 1) & T_5 p + 1 & -K_7 & 0 \\ K_8(T_8 p + 1) & \tau_6 p & 0 & -K_9(\tau_5 p + 1) & T_7 p + 1 & -K_{10} \\ -K_{12} & 0 & 0 & 0 & -K_{13}(\tau_7 p + 1) & T_9 p + 1 \end{bmatrix} \quad (2.101)$$

і вектор реакції системи $\delta U = \{\delta u \ \delta \xi \ \delta \psi_{кам} \ \delta \psi_e \ \delta \psi_2 \ \delta \psi_3\}^T$ на зовнішню дію $\delta\Psi = B\delta\psi_1$ та застосоване позначення $B = \{-b \ \sigma_m \ 0 \ 0 \ K_{11} \ 0\}^T$.

Матриця $N(i\omega)$ і вектор частотних передатних функцій $W(i\omega)$ можуть бути розкладені на дійсну і мниму частини

$$\begin{aligned} N(i\omega) &= N_{\text{Re}}(\omega) + i\omega N_{\text{Im}}(\omega); \\ W(i\omega) &= \bar{U}(\omega) + i\omega \bar{V}(\omega), \end{aligned} \quad (2.102)$$

де

$$N_{\text{Re}} = \begin{bmatrix} K_1(1-T_1^2\omega^2) & 0 & 0 & 0 & -\sigma & \sigma \\ 0 & K_2(1-T_2^2\omega^2) & 0 & \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & K_4 & 1 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & -K_6 & -K_5 & 1 & -K_7 & 0 \\ K_8 & 0 & 0 & -K_9 & 1 & -K_{10} \\ -K_{12} & 0 & 0 & 0 & -K_{13} & 1 \end{bmatrix}; N_{\text{Im}} = \begin{bmatrix} 2K_1\zeta_1 T_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2K_2\zeta_2 T_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_4 T_4 & T_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_6 T_6 & -K_5 \tau_3 & T_5 & 0 & 0 \\ K_8 T_8 & \tau_6 & 0 & -K_9 \tau_5 & T_7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -K_{13} \tau_7 & T_9 \end{bmatrix}, \quad (2.103)$$

а вектори \bar{U} , \bar{V} підлягають відшукуванню. З урахуванням виразу (2.102), а також рівності $\delta U(i\omega) = W(i\omega)\delta\psi_1$ рівняння (2.100) переписеться у вигляді

$$(N_{\text{Re}} + i\omega N_{\text{Im}})(\bar{U} + i\omega\bar{V})\delta\psi_1 = B\delta\psi_1, \quad (2.104)$$

або

$$N_{\text{Re}}\bar{U} - \omega^2 N_{\text{Im}}\bar{V} + i\omega(N_{\text{Im}}\bar{U} + N_{\text{Re}}\bar{V}) = B, \quad (2.105)$$

де вектор $B = \delta\mathcal{Y} / \delta\psi_1 = \{-b \ \sigma_m \ 0 \ 0 \ K_{11} \ 0\}^T$. Остання рівність розпадається на дві, утворюючи систему двох лінійних алгебраїчних рівнянь відносно невідомих \bar{U} , \bar{V} :

$$\begin{cases} N_{\text{Re}}\bar{U} - \omega^2 N_{\text{Im}}\bar{V} = B; \\ N_{\text{Im}}\bar{U} + N_{\text{Re}}\bar{V} = 0 \end{cases} \quad (2.106)$$

Способом виключення змінних, використовуючи правила дії над матрицями, знаходимо значення шуканих векторів

$$\begin{aligned} \bar{U} &= (N_{\text{Re}}N_{\text{Im}}^{-1}N_{\text{Re}} + \omega^2 N_{\text{Im}})^{-1} N_{\text{Re}} N_{\text{Im}}^{-1} B; \\ \bar{V} &= -(N_{\text{Re}}N_{\text{Im}}^{-1}N_{\text{Re}} + \omega^2 N_{\text{Im}})^{-1} B. \end{aligned} \quad (2.107)$$

Вектор частотних передаточних функцій набуває вигляду

$$W(i\omega) = \bar{U} + i\omega\bar{V} = (N_{\text{Re}}N_{\text{Im}}^{-1}N_{\text{Re}} + \omega^2 N_{\text{Im}})^{-1} (N_{\text{Re}}N_{\text{Im}}^{-1} - i\omega I)B, \quad (2.108)$$

де I – одинична матриця розміру 8×8 .

Порівнюючи вирази (2.108) і (2.100), можна записати вираз для визначення оберненої матриці N^{-1} , розкладеної на дійсну і уявну частини:

$$N^{-1}(i\omega) = (N_{\text{Re}}N_{\text{Im}}^{-1}N_{\text{Re}} + \omega^2 N_{\text{Im}})^{-1} (N_{\text{Re}}N_{\text{Im}}^{-1} - i\omega I), \quad (2.109)$$

Вектори амплітудних і фазових частотних характеристик системи складаються з модулів і фаз елементів вектора частотних передаточних функцій:

$$\begin{aligned} A_{u,\xi,\text{кам},e,2,3}(\omega) &= \sqrt{\bar{U}_{u,\xi,\text{кам},e,2,3}^2(\omega) + \bar{V}_{u,\xi,\text{кам},e,2,3}^2(\omega)}; \\ \varphi_{u,\xi,\text{кам},e,2,3}(\omega) &= \arctg \frac{\omega \bar{V}_{u,\xi,\text{кам},e,2,3}(\omega)}{\bar{U}_{u,\xi,\text{кам},e,2,3}(\omega)}. \end{aligned} \quad (2.110)$$

Сучасні комп'ютерні засоби дозволяють здійснювати чисельні розрахунки складних динамічних систем шляхом чисельного інтегрування систем нелінійних диференціальних рівнянь вищих порядків. У даному випадку підлягає розв'язанню система рівнянь (2.40), у якій вважаються заданими змінні у часі параметри $p_1(t)$, $T(t)$, а визначенню підлягають функції $z(t)$, $x(t)$, $p_{кам}(t)$, $p_e(t)$, $p_2(t)$, $p_3(t)$, початкові значення яких відомі. Всі інші параметри є незмінними у часі.

Поставлена задача може бути розв'язана методом Булірша-Штера [115]. Для цього система (2.40) має бути представлена у вигляді сукупності восьми диференціальних рівнянь першого порядку у формі Коші:

$$\frac{dY}{dt} = \begin{cases} y_1; \\ [s_e(y_6 - y_7) - T(t) + k_{np}\Delta - c_z y_1 - k_{np} y_0] / m_p; \\ y_3; \\ \{k_{pez}\Delta_{pez} - s_m[y_5 - p_1(t)] - c_x y_3 - k_{pez} y_2\} / m_0; \\ E[g_{ex}(p_{ex} - y_4) - g_B(y_2/x_B)^{3/2}\sqrt{y_4^2 - y_5^2} - s_c y_3] / V_{кам}; \\ E[g_{ex}(p_{ex} - y_4) - g_e(y_5 - y_6) - s_m y_3] / V_m; \\ E[g_{ex}(p_{ex} - y_4) - g_1[y_6 - p_1(t)] - g_{TB}(y_0/z_B)^{3/2}\sqrt{y_6^2 - y_7^2} - s_e y_1] / V_2; \\ E[g_{ex}(p_{ex} - y_4) - g_1[y_6 - p_1(t)] - g_2\sqrt{y_7^2 - p_4^2} - s_e y_1] / V_3, \end{cases} \quad (2.111)$$

де $y_0 = z$, $y_1 = dz/dt$, $y_2 = x$, $y_3 = dx/dt$, $y_4 = p_{кам}$, $y_5 = p_e$, $y_6 = p_2$, $y_7 = p_3$ – змінні з часом елементи вектора шуканих параметрів $Y = \{y_0, y_1, \dots, y_7\}$. Вектор початкових значень $Y_0 = \{y_0^{(0)}, y_1^{(0)}, \dots, y_7^{(0)}\}$.

Згідно з методом Булірша-Штера [115] розв'язки y_j ($j = 0, 1, \dots, 7$) інтерполюються раціональними функціями часу $R_j(t) = (a_0 + a_1 t + \dots + a_p t^p) / (b_0 + b_1 t + \dots + b_q t^q)$, де степені p , q поліномів у чисельнику і знаменнику пов'язані з кількістю точок розбиття n рівністю $p + q = n - 1$, а коефіцієнти a_k , b_m ($k = 0, 1, \dots, p$, $m = 0, 1, \dots, q$) є коренями системи n лінійних алгебраїчних рівнянь $\sum_{k=0}^p a_k t_i^k - y_j(t_i) \sum_{m=0}^q b_m t_i^m = 0$ ($i = 0, 1, \dots, n$).

Цей метод застосовується для чисельного інтегрування систем диференціальних рівнянь у випадку, коли інтерполяція шуканих функцій звичайними поліномами не реалізується, що особливо стосується функцій з нерегулярними і різкими змінами.

2.4.4 Приклад розрахунку

Вихідними даними динамічного аналізу є параметри статичного розрахунку: $p_B = 32,3$ МПа, $s_B = 0,01$ м², $z_B = 0,15$ мм; $u_0 = 1$, $\xi_0 = 1,3$; $s_c = 7 \cdot 10^{-4}$ м², $s_m = 0,016$ м², $s_e = 0,016$ м²; $p_{e0} = 33,5$ МПа, $p_{20} = 33,1$ МПа, $p_{30} = 16,6$ МПа, $p_4 = 0$; $g_{ax} = 1,9 \cdot 10^{-7}$ м³/(Па·с); $g_B = 2,3 \cdot 10^{-6}$ м³/(Па^{0,5}·с); $g_e = 1,8 \cdot 10^{-8}$ м³/(Па·с); $g_1 = 8,6 \cdot 10^{-9}$ м³/(Па·с); $g_{TB} = 1,5 \cdot 10^{-6}$ м³/(Па^{0,5}·с); $g_3 = 1,4 \cdot 10^{-6}$ м³/(Па^{0,5}·с), а також такі параметри: $m_p = 4550$ кг, $m_0 = 2$ кг, $E = 2,2 \cdot 10^9$ Па; динамічна в'язкість запірнього середовища $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с; об'єми $V_2 = 4,7 \cdot 10^{-5}$ м³, $V_3 = 1 \cdot 10^{-4}$ м³, $V_{кам} = 5,3 \cdot 10^{-7}$ м³, $V_m = 1,4 \cdot 10^{-5}$ м³; параметри (2.44): $T_1 = 5,5$ мс, $T_2 = 0,4$ мс, $T_3 = 1,2 \cdot 10^{-6}$ мс, $T_4 = 0,02$ мс, $T_5 = 3,5 \cdot 10^{-4}$ мс, $T_6 = 0,4$ мс, $T_7 = 8,0 \cdot 10^{-4}$ мс, $T_8 = 0,3$ мс, $T_9 = 0,1$ мс, $\tau_3 = 4,1 \cdot 10^{-4}$ мс, $\tau_5 = 3,6 \cdot 10^{-4}$ мс, $\tau_6 = 2,7 \cdot 10^{-3}$ мс, $\tau_7 = 0,1$ мс; $\zeta_1 = 0,1$, $\zeta_2 = 0$; $K_1 = 0,01$, $K_2 = 0,06$, $K_3 = 0,003$, $K_4 = 9,2 \cdot 10^{-4}$, $K_5 = 0,032$, $K_6 = 0,01$, $K_7 = 0,9$, $K_8 = 0,02$, $K_9 = 0,7$, $K_{10} = 0,007$, $K_{11} = 0,3$, $K_{12} = 0,8$, $K_{13} = 0,5$; $\delta\psi_{1a} = 0,2$. Кутова швидкість обертання вала $\omega_0 = 660$ рад/с. На рисунку 2.7 побудована АЧХ ЗВП.

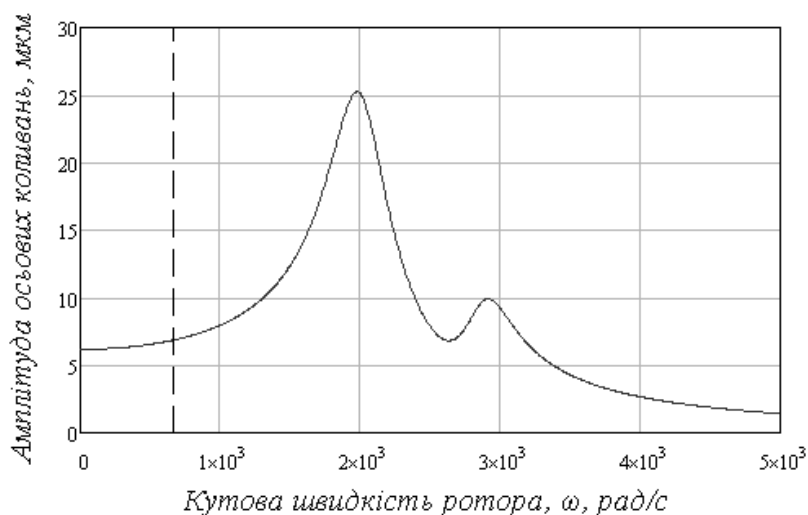


Рисунок 2.7 – Амплітудна частотна характеристика

Резонансні частоти осьових коливань ротора становлять $\omega_I = 1980$ рад/с, $\omega_{II} = 2920$ рад/с. Робоча частота $\omega_0 = 0,33\omega_I$. Резонансні амплітуди осьових коливань ротора становлять відповідно $A_I = 25$ мкм, $A_{II} = 10$ мкм. Амплітуда на робочому режимі становить 7 мкм, що відповідає безаварійному режиму роботи.

2.5 Статичний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою ротора відцентрового компресора

2.5.1 Особливості розрахунку

Розрахунок течії в дроселях гідравлічного тракту запірно-врівноважуючого пристрою багатоступінчатого відцентрового компресора ускладнюється за рахунок зміни густини газу. Попередньо необхідно знайти залежності, які дозволяють виразити витрати запірного середовища в залежності від різних режимів руху.

Для визначення виразів для витрат розглянемо рух газу у шпаринному ущільненні, розрахункова схема якого наведена на рисунку 2.8. Вхідний і вихідний тиски відповідно p_{in} і p_{out} ; перепад тиску $\Delta p = p_{in} - p_{out}$; витрати газу Q ; геометричні розміри: довжина l , радіус r , зазор h .

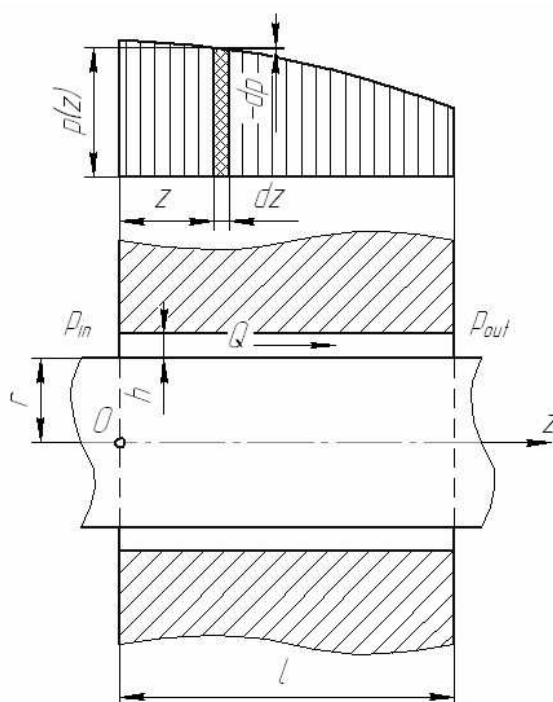


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема:

Розглянемо такі випадки руху газу:

а) з незначним відносним перепадом тиску ($\Delta p/p_{in} \ll 1$), коли стисканням газу можна знехтувати;

б) зі значним відносним перепадом тиску ($\Delta p/p_{in} > 0,1$), коли необхідно враховувати стискання газу.

Від відношення $\Delta p/p_{in}$ залежить розрахункова залежність для витрат газу через дросель [116]. Так, наприклад, для $\Delta p/p_{in} < 0,1$ неврахування стискання газу призводить до похибки, що не перевищує 5%.

Елементарний приріст тиску dp на ділянці дроселя довжиною dz дорівнює узятим зі знаком « \rightarrow » елементарним втратам на тертя. Для переважаючої напірної течії за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$dp = -\frac{\lambda dz}{2h} \frac{\rho V^2}{2}, \quad (2.112)$$

де ρ – густина газу; $V = Q/f$ – середня у поперечному перерізі швидкість потоку, що визначається як відношення об'ємних витрат Q до площі поперечного перерізу $f = 2\pi rh$; λ – коефіцієнт гідравлічних втрат на тертя по довжині.

Процес зміни стану газу у шпаринному ущільненні з достатньою для розрахунків точністю можна вважати ізотермічним [116]. У цьому випадку коефіцієнт λ не змінюється по довжині дроселя.

У першому випадку, коли стисканням газу можна знехтувати ($\rho = const$) середня швидкість V потоку залишається незмінною по довжині l при фіксованому значенні об'ємних витрат Q . Шляхом інтегрування рівняння (2.112) знаходимо

$$\Delta p = \frac{\lambda l}{2h} \frac{\rho V^2}{2} = \zeta \frac{\rho Q^2}{2f^2}, \quad (2.113)$$

де $\zeta = \lambda l / (2h)$ – коефіцієнт гідравлічних втрат.

Коефіцієнт λ визначається за формулою Блазіуса $\lambda = C / Re^n$ і залежить від числа Рейнольдса $Re = V \cdot 2h / \nu = 2hQ / (f\nu) = Q / (\pi r \nu)$, а також параметрів C , n , які залежать від режиму руху (таблиця 2.1).

Для ламінарного режиму руху, коли $\lambda = 96/Re$, формула (2.113) набуває вигляду

$$\Delta p = \frac{\lambda l}{2h} \frac{\rho V^2}{2} = \frac{6\mu l}{\pi r h^3} Q, \quad (2.114)$$

звідки витрати

$$Q = g_{1*} \Delta p \quad (2.115)$$

пропорційні перепаду тиску, а коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт провідності)

$$g_{1*} = \frac{\pi r h^3}{6 \mu l}. \quad (2.116)$$

Для автотурбулентної області турбулентної течії, коли $\lambda = 0,06$ не залежить від числа Рейнольдса, за формулою (2.113) отримаємо витрати

$$Q = g_{2*} \sqrt{\Delta p}, \quad (2.117)$$

пропорційні квадратному кореню з перепаду тиску, а провідність

$$g_{2*} = \sqrt{\frac{2 f^2}{\rho \zeta}}. \quad (2.118)$$

У другому випадку, який відповідає значному відносному перепаду тиску, рух газу у дроселі супроводжується зменшенням густини і збільшенням середньої швидкості при заданих масових витратах. Для інтегрування диференціального рівняння (2.112), що містить 3 функції від параметра z (тиск, густина, середня швидкість), його необхідно доповнити двома рівняннями. Перше з них – закон збереження маси:

$$\dot{m} = \rho Q = \text{const}. \quad (2.119)$$

Прирівнюючи масові витрати газу у початковому і поточному перерізах

$$\rho_{in} V_{in} f = \rho V f, \quad (2.120)$$

визначаємо залежність швидкості від густини газу:

$$V = \frac{\rho_{in}}{\rho} V_{in}, \quad (2.121)$$

де ρ_{in} – густина газу на вході.

Рівняння (2.112) з урахуванням залежності (2.121) набуває вигляду:

$$dp = -\frac{\lambda dz}{2h} \frac{\rho_{in}^2 V_{in}^2}{2\rho}. \quad (2.122)$$

Отримане рівняння замикається рівнянням стану

$$\frac{p}{\rho} = \frac{RT}{M}, \quad (2.123)$$

де M – молярна маса газу; R – універсальна газова константа; T – температура газу за шкалою Кельвіна. Виражаючи густину газу через тиск

$$\rho_{in} = \frac{p_{in} M}{RT}; \quad \rho = \frac{pM}{RT}, \quad (2.124)$$

рівняння (2.122) перетворимо до вигляду:

$$p dp = -\frac{\lambda dz}{2h} \frac{p_{in}^2 V_{in}^2}{2RT/M}. \quad (2.125)$$

Шляхом інтегрування лівої частини по параметру p , а правої – по z , отримаємо

$$\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{2} = \frac{\lambda l}{2h} \frac{p_{in}^2}{RT/M} \frac{V_{in}^2}{2}, \quad (2.126)$$

або з урахуванням (2.123)

$$\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{2p_{in}} = \frac{\lambda l}{2h} \frac{\rho_{in} V_{in}^2}{2}. \quad (2.127)$$

Зведемо отримане рівняння до нормальних параметрів (тиск p_n , густина ρ_n , середня швидкість V_n , витрати Q_n). Із застосуванням рівняння стану

$$\frac{p_{in}}{\rho_{in}} = \frac{p_n}{\rho_n} = \frac{RT}{M} \quad (2.128)$$

і закону збереження маси

$$\rho_{in} V_{in} = \rho_n V_n = \rho_n \frac{Q_n}{f} \quad (2.129)$$

рівняння (2.127) перетворюється до вигляду:

$$\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{2p_n} = \frac{\lambda l}{2h} \frac{\rho_n Q_n^2}{2f^2}. \quad (2.130)$$

Для ламінарного режиму руху, коли $\lambda = 96/Re$, формула (2.130) набуває вигляду

$$\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{2p_n} = \frac{6\mu l}{\pi r h^3} Q, \quad (2.131)$$

звідки витрати

$$Q = g_{3*} (p_{in}^2 - p_{out}^2) \quad (2.132)$$

пропорційні різниці квадратів тисків, а коефіцієнт провідності

$$g_{3*} = \frac{1}{2p_n} \frac{\pi r h^3}{6\mu l} = \frac{g_{1*}}{2p_n}. \quad (2.133)$$

Для автомодельної області турбулентної течії, коли λ не залежить від числа Рейнольдса, за формулою (2.130) отримаємо витрати

$$Q = g_{4*} \sqrt{p_{in}^2 - p_{out}^2}, \quad (2.134)$$

пропорційні квадратному кореню з різниці квадратів тисків, а коефіцієнт провідності

$$g_{4*} = \sqrt{\frac{1}{2\rho_n} \frac{2f^2}{\rho\zeta}} = \sqrt{\frac{g_{2*}^2}{2\rho_n}}. \quad (2.135)$$

Результати розрахунків зведені до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Вирази для витрат рідини і газу через дроселі

Середовище	Режим руху	Витрати	Коефіцієнт провідності
Рідина	Ламінарний	$Q = g_{1*} \Delta p$	$g_{1*} = \frac{\pi r h^3}{6 \mu l}, \text{ м}^3 / (\text{Па} \cdot \text{с})$
	Турбулентний	$Q = g_{2*} \sqrt{\Delta p}$	$g_{2*} = \sqrt{\frac{2f^2}{\rho\zeta}}, \text{ м}^3 / (\text{Па}^{0.5} \cdot \text{с})$
Газ	Ламінарний	$Q = g_{3*} (p_{in}^2 - p_{out}^2);$ $\dot{m} = g_3 (p_{in}^2 - p_{out}^2)$	$g_{3*} = \frac{g_{1*}}{2\rho_n}, \text{ м}^3 / (\text{Па}^2 \cdot \text{с});$ $g_3 = \frac{\pi r h^3 \rho_n}{12 \mu l p_n}, \text{ кг} / (\text{Па}^2 \cdot \text{с})$
	Турбулентний	$Q = g_{4*} \sqrt{p_{in}^2 - p_{out}^2};$ $\dot{m} = g_4 \sqrt{p_{in}^2 - p_{out}^2}$	$g_{4*} = \sqrt{\frac{g_{2*}^2}{2\rho_n}}, \text{ м}^3 / (\text{Па} \cdot \text{с});$ $g_4 = \sqrt{\frac{\rho_n f^2}{\rho_n \zeta}}, \text{ кг} / (\text{Па} \cdot \text{с})$

2.5.2 Методика статичного розрахунку

Параметри ЗВП обираються з умови забезпечення найменшого перетоку запірного середовища через внутрішній циліндричний дросель. Це призводить до виконання умови $(p_2 - p_1) \ll p_2$. Крім того, у діапазоні $p_1 < p_2 < 1,1p_1$ число Рейнольдса $Re_1 \sim 10^3$, що відповідає ламінарному режиму руху газу. Таким чином, витрати газу Q_1 пропорційні зміні квадрату тиску $(p_2^2 - p_1^2)$. У послідовно розташованій торцевій і додатковій циліндричній шпаринах ЗВП дроселюється тиск

у камері гідроп'яти p_2 , що має порядок тиску нагнітання p_1 . Для перепадів тисків $(p_2 - p_3)$ і $(p_3 - p_4)$ визначені числа Рейнольдса $Re \sim 10^4 \dots 10^5$, а режим руху – турбулентний. Таким чином, витрати Q_T , Q_3 пропорційні відповідно $(p_2^2 - p_3^2)^{0,5}$ і $(p_3^2 - p_4^2)^{0,5}$.

На вході у РПТ перепад тиску $(p_{ex} - p_{кам})$ є незначним порівняно зі значеннями тисків p_{ex} ; режим руху газу є ламінарним, а витрати Q_{ex} пропорційні $(p_{ex} - p_{кам})$. Витрати рідини через дроселі регулятора перепаду тиску [119] $Q = \phi \pi d h \sqrt{2\Delta p / \rho}$, де Δp – перепад тиску на дроселі; d – середній діаметр контактної поверхні сідла, h – зазор у клапанному дроселі; $\phi = 0,52 \dots 0,57$ – коефіцієнт витрат. Перепад тиску $(p_e - p_2)$ на дроселі подачі запірного середовища є незначним порівняно зі значенням тиску $p_e \sim p_1$, тому режим руху запірного середовища є ламінарним, для якого витрати Q_e пропорційні $(p_e - p_2)$.

Остаточно, витрати запірного середовища через дроселі ЗВП і РПТ визначаються такими залежностями:

$$\begin{aligned} Q_{ex} &= g_{ex} (p_{ex} - p_{кам}); & Q_{кам} &= g \sqrt{p_{кам}^2 - p_e^2}; & Q_e &= g_e (p_e - p_2); \\ Q_1 &= g_1 (p_2 - p_1); & Q_T &= g_T \sqrt{p_2^2 - p_3^2}; & Q_3 &= g_3 \sqrt{p_3^2 - p_4^2}; \end{aligned} \quad (2.136)$$

де g_{ex} , g_e , g – провідності дроселів РПТ; g_1 , g_3 , $g_T = g_{TB}$ – провідності циліндричних і торцевих дроселів; g_B , g_{TB} – базові значення провідностей, що відповідають номінальним значенням x_B , z_B відповідних зазорів x , z ; p_1 – тиск нагнітання; p_{ex} – вхідний тиск у РПТ; p_e – тиск запірного середовища; $p_{кам}$, p_2 , p_3 – тиски у камерах; p_4 – тиск на виході ЗВП.

Для спрощення розрахунків провідності g , g_T визначаються без урахування коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат. Це дає змогу визначити $g = g_B \cdot x/x_B$, $g_T = g_{TB} (z/z_B)^{1,5}$.

Статичний аналіз ЗВП здійснюється із застосуванням параметрів у безрозмірній формі: безрозмірні тиск $\psi = p/p_B$, осьова сила $\tau = T/(p_B s_B) = b\psi_1$; зусилля стискання віджимного пристрою $\chi = F_{np}/(p_B s_B)$ і пружного елемента $\chi_{pez} = F_{pez}/(p_B s_B)$; площі $\sigma = s_e/s_B$, $\sigma_m = s/s_B$; зазори $u = z/z_B$, $\xi = x/z_B$; провідності $\alpha_{ex1,e1,TB1,31} = g_{ex,e,TB,3}/g_1$, $\alpha_{B1} = g_B/(g_1 p_B^{1/2})$, витрати $q_{ex,кам,e,1,T,3} = Q_{ex,кам,e,1,T,3}/Q_{TB}$.

Тут p_B – базове значення тиску, що відповідає номінальному тиску нагнітання компресора p_H ; $s_B = T_H/p_H$ – базова площа як відношення номінальної осьової сили T_H до тиску p_H ; $b = T/(p_H s_B) \approx 1$ – коефіцієнт пропорційності; Q_{TB} – витрати через торцевий дросель при $z = z_B$.

З урахуванням виразів (2.136) система рівнянь (2.6), (2.7), (2.9) статичного розрахунку набуває вигляду

$$\begin{cases} \sigma(\psi_2 - \psi_3) = b\psi_1 - \chi; \\ \alpha_{e1}(\psi_e - \psi_2) = \psi_2 - \psi_1 + \alpha_{TB1}u^{3/2}\sqrt{\psi_2^2 - \psi_3^2}; \\ \alpha_{TB1}u^{3/2}\sqrt{\psi_2^2 - \psi_3^2} = \alpha_{31}\sqrt{\psi_3^2 - \psi_4^2}; \\ \sigma_m(\psi_e - \psi_1) = \chi_{pez}; \\ \alpha_{ex1}(\psi_{ex} - \psi_{кам}) = \alpha_{B1}\xi\sqrt{\psi_{кам} - \psi_e}; \\ \alpha_{B1}\xi\sqrt{\psi_{кам} - \psi_e} = \alpha_{e1}(\psi_e - \psi_2). \end{cases} \quad (2.137)$$

Систему рівнянь статичного розрахунку (2.137) можна розкласти на дві підсистеми, визначивши попередньо з 4-го рівняння $\delta\psi = \psi_e - \psi_1 = \chi_{pez}/\sigma_m = const$.

Перша підсистема

$$\begin{cases} \sigma(\psi_2 - \psi_3) = b\psi_1 - \chi; \\ \alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi - \psi_2) = \psi_2 - \psi_1 + \alpha_{TB1}u^{3/2}\sqrt{\psi_2^2 - \psi_3^2}; \\ \alpha_{TB1}u^{3/2}\sqrt{\psi_2^2 - \psi_3^2} = \alpha_{31}\sqrt{\psi_3^2 - \psi_4^2} \end{cases} \quad (2.138)$$

дозволяє визначити статичні характеристики $\psi_2(\psi_1)$, $\psi_3(\psi_1)$, $u(\psi_1)$ ЗВП, друга –

$$\begin{cases} \alpha_{ex1}(\psi_{ex} - \psi_{кам}) = \alpha_{B1}\xi\sqrt{\psi_{кам} - \psi_1 - \delta\psi}; \\ \alpha_{B1}\xi\sqrt{\psi_{кам} - \psi_1 - \delta\psi} = \alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi - \psi_2) - \end{cases} \quad (2.139)$$

статичні характеристики $\psi_{кам}(\psi_1)$, $\psi_e(\psi_1)$, $\xi(\psi_1)$ РПТ.

Підстановка вираженого з 1-го рівняння системи (2.139) тиску

$$\psi_3 = \psi_2 - \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \quad (2.140)$$

до 2-го рівняння з урахуванням 3-го дозволяє записати вираз

$$[\alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1 - (\alpha_{e1} - 1)\psi_2]^2 = \alpha_{31}^2 \left(\psi_2 - \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \alpha_{31}^2 \psi_4^2 \quad (2.141)$$

для визначення тиску ψ_2 . Його можна переписати у вигляді квадратного рівняння

$$\psi_2^2 - 2A\psi_2 + B = 0, \quad (2.142)$$

коефіцієнти якого

$$A = \frac{[\alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1](\alpha_{e1} - 1) - \alpha_{31}^2 \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma}}{(\alpha_{e1} - 1)^2 - \alpha_{31}^2};$$

$$B = \frac{[\alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1]^2 - \alpha_{31}^2 \left[\left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \psi_4^2 \right]}{(\alpha_{e1} - 1)^2 - \alpha_{31}^2}.$$
(2.143)

Тиск ψ_2 визначається з рівняння (2.142):

$$\psi_2 = A - \sqrt{A^2 - B}.$$
(2.144)

У випадку $p_4 = 0$ безрозмірний тиск у камері гідроп'яти

$$\psi_2 = \frac{\left(1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31} \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \alpha_{e1} \delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31}}.$$
(2.145)

Тиск (2.140) у камері перед додатковим циліндричним дроселем

$$\psi_3 = \frac{(1 + \alpha_{e1}) \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \frac{\chi}{\sigma} \right] + \alpha_{e1} \delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31}}.$$
(2.146)

Виражаючи із 3-ї формули системи (2.138) безрозмірний торцевий зазор для випадку $p_4 \ll p_3$

$$u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2 / \alpha_{ТБ1}^2}{(\psi_2 / \psi_3)^2 - 1}},$$
(2.147)

а також враховуючи формули (2.145), (2.146), отримаємо

$$u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{ТБ1}^2} \frac{1}{\left\{ \frac{\left(1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31} \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \alpha_{e1} \delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{\left(1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31}\right)} \right\}^2 - 1}}.$$
(2.148)

У випадку, коли виконується рівність $g_e = g_1 + g_3$, квадратне рівняння (2.144) вироджується у лінійне

$$-2A'\psi_2 + B' = 0,$$
(2.149)

коефіцієнти якого

$$\begin{aligned}
 A' &= [\alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1](\alpha_{e1} - 1) - \alpha_{31}^2 \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma}; \\
 B' &= [\alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1]^2 - \alpha_{31}^2 \left[\left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \psi_4^2 \right],
 \end{aligned} \tag{2.150}$$

звідки

$$\psi_2 = \frac{B'}{2A'} = 0,5 \frac{[\alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1]^2 - \alpha_{31}^2 \left[\left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \psi_4^2 \right]}{[\alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1](\alpha_{e1} - 1) - \alpha_{31}^2 \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma}}. \tag{2.151}$$

Тиск ψ_3 визначається за формулою (2.146), безрозмірний торцевий зазор – за формулою (2.147).

На тиски ψ_2 , ψ_3 у камерах і статичну характеристику ЗВП значно впливають провідності додаткового циліндричного дроселя g_3 і дроселя подачі запірного середовища g_e (або відношення провідностей α_{31} , α_{e1}). Збільшення g_3 призводить до збільшення величини торцевого зазору. При наближенні α_{e1} до 1 запірне середовище повністю дроселюється на торцевому дроселі: $\psi_2 = (b\psi_1 - \chi)/\sigma$, $\psi_3 = 0$, а торцевий зазор $z \rightarrow 0$, що не допускається. Тому при проектуванні ЗВП необхідно обирати провідність дроселя подачі запірного середовища $g_e > g_1$.

При збільшенні g_e тиск p_2 збільшується, наближаючись у граничному випадку ($g_e \rightarrow \infty$) до тиску запірного середовища p_e , а також $p_3 \approx (1 - b/\sigma)p_1$. Безрозмірний торцевий зазор при цьому

$$u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2 \left[\left(\left(1 - \frac{b}{\sigma} \right) \psi_1 + \delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} \right)^2 \right]}{\alpha_{TB1}^2 \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \left[\left(2 - \frac{b}{\sigma} \right) \psi_1 + 2\delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} \right]}}. \tag{2.152}$$

З достатньою для інженерних розрахунків точністю можна отримати спрощені вирази для ψ_2 , ψ_3 , u за методикою, у якій враховується, що витрати запірного середовища через внутрішній циліндричний дросель на порядок менші за витрати через торцевий дросель ($Q_1 \ll Q_T$), а також тиск $p_4 \ll p_3$. Такий підхід дозволяє знехтувати виразом $(\psi_2 - \psi_1)$ у правій частині 2-го рівняння системи (2.137). У результаті вирази для безрозмірних тисків і торцевого зазору набувають вигляду:

$$\psi_2 = \frac{\left(\alpha_{e1} + \alpha_{31} \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{e1} + \alpha_{31}}; \quad \psi_3 = \frac{\alpha_{e1}\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{e1} + \alpha_{31}};$$

$$u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{TB1}^2} \frac{1}{\left[\left(\alpha_{e1} + \alpha_{31} \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}\right]^2 / \left[\alpha_{e1}\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \alpha_{e1}\delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}\right]^2 - 1}}. \quad (2.153)$$

Статичні характеристики РПТ у результаті розв'язання рівнянь системи (2.139):

$$\psi_{кам} = \psi_{ex} - \frac{\alpha_{e1}\alpha_{31}}{\alpha_{ex1}(\alpha_{e1} + \alpha_{31})} \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} \right];$$

$$\xi = \frac{\alpha_{e1}\alpha_{31}}{\alpha_{B1}(\alpha_{e1} + \alpha_{31})} \cdot \frac{\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \delta\psi + \frac{\chi}{\sigma}}{\sqrt{\psi_{ex} - \frac{\alpha_{e1}\alpha_{31}}{\alpha_{ex1}(\alpha_{e1} + \alpha_{31})} \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} \right] - \psi_1 - \delta\psi}}. \quad (2.154)$$

Витрати запірного середовища

$$Q_e = g_e(p_e - p_2) = Q_B \cdot q_e, \quad (2.155)$$

де Q_B – базове значення витрат. За базове значення витрат обирається значення Q_e на номінальному режимі роботи компресора ($\psi_1 = 1$):

$$Q_B = g_e p_B \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1} + \alpha_{31}} \left(1 + \delta\psi - \frac{b - \chi}{\sigma}\right). \quad (2.156)$$

Витрати через внутрішній циліндричний і торцевий дроселі:

$$Q_T = Q_1 = g_1(p_2 - p_1) = Q_B \cdot q_1; \quad Q_T = g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2^2 - p_3^2} = Q_B \cdot q_T. \quad (2.157)$$

Враховуючи рівняння балансу витрат у безрозмірній формі

$$\begin{cases} q_{ex} = q_{кам} = q_e = q_1 + q_T; \\ q_T = q_3, \end{cases} \quad (2.158)$$

можна отримати вирази для витратних характеристик. Для випадку $p_4 \ll p_3$

$$q_e = \frac{\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \frac{\delta\psi}{\alpha_{31}} + \frac{\chi}{\sigma}}{1 - \frac{b - \chi}{\sigma} + \frac{\delta\psi}{\alpha_{31}}}; \quad q_1 = \frac{\frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{31}}\delta\psi - \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 - \frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{e1}\left(1 - \frac{b - \chi}{\sigma} + \frac{\delta\psi}{\alpha_{31}}\right)}; \quad (2.159)$$

$$q_T = \frac{(1 + \alpha_{e1})\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1 + \frac{\alpha_{e1}(\alpha_{31} - 1)}{\alpha_{31}}\delta\psi + (\alpha_{e1} - 1)\frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{e1}\left(1 - \frac{b - \chi}{\sigma} + \frac{\delta\psi}{\alpha_{31}}\right)}.$$

Надійна робота ЗВП можлива за умови $q_1 \geq 0$, тобто, коли робоче середовище компресора не проникає у камеру перед торцевим дроселем. Ця умова дає змогу розраховувати необхідне значення перепаду тиску $\delta\psi$. З умови $q_1 = 0$ із використанням 2-го виразу (2.159)

$$\delta\psi = \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1}} \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right)\psi_1^{kp} + \frac{\chi}{\sigma} \right], \quad (2.160)$$

де $\psi_1^{kp} > 1$ – безрозмірний критичний тиск, що перевищує номінальний тиск нагнітання. Надійна робота ЗВП можлива за умови $\psi_1 \leq \psi_1^{kp}$.

Для перевірки статичної стійкості визначається коефіцієнт жорсткості (2.33):

$$\kappa_u = -\partial\varphi/\partial u = -\sigma(\partial\psi_2/\partial\psi_1 - \partial\psi_3/\partial\psi_1)/(\partial u/\partial\psi_1). \quad (2.161)$$

З урахуванням формул (2.145), (2.146) коефіцієнт жорсткості

$$\kappa_u = -b/(\partial u/\partial\psi_1). \quad (2.162)$$

Його знак визначається знаком похідної $\partial u/\partial\psi_1$, знак якої з урахуванням (2.148) завжди від'ємний, тому $\kappa_u > 0$, що свідчить про статичну стійкість ЗВП.

Вищезазначена методика може бути розповсюджена також на випадок застосування гідроп'яти традиційного виконання, для якої виконується умова $\alpha_{e1} = 0$. У цьому випадку режим течії у внутрішньому циліндричному дроселі є турбулентним, а 2-ге рівняння системи (2.138) набуває вигляду

$\sqrt{\psi_1^2 - \psi_2^2} = \alpha_{ТБ1} u^{3/2} \sqrt{\psi_2^2 - \psi_3^2}$. Тиск ψ_2 визначається з квадратного рівняння

$$\psi_2^2 - 2A_0\psi_2 - B_0 = 0, \quad (2.163)$$

коефіцієнти якого

$$A_0 = \frac{\alpha_{31}^2}{1 + \alpha_{31}^2} \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma};$$

$$B_0 = \frac{\psi_1^2 - \alpha_{31}^2 \left[\left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \psi_4^2 \right]}{1 + \alpha_{31}^2}, \quad (2.164)$$

звідки

$$\psi_2 = A_0 + \sqrt{A_0^2 + B_0}. \quad (2.165)$$

Тиск ψ_3 визначається з рівняння (2.141), торцевий зазор – з рівняння (2.147). У окремому випадку, за відсутності додаткового циліндричного дроселя ($\alpha_{31} \rightarrow \infty$, $\psi_3 \ll \psi_2$) коефіцієнти $A_0 = (b\psi_1 - \chi)/\sigma$, $B_0 = -A_0^2$. З рівняння (2.165) тиск $\psi_2 = A_0 = (b\psi_1 - \chi)/\sigma$. Торцевий зазор

$$u = \sqrt[3]{\frac{1}{\alpha_{ТБ1}^2} \left[\frac{\sigma^2 \psi_1^2}{(b\psi_1 - \chi)^2} - 1 \right]}. \quad (2.166)$$

Для прикладу чисельного розрахунку обрана конструкція багатоступінчатого відцентрового компресора [117] К 180-131-1 з такими номінальними параметрами: подача $Q_n = 14,2 \text{ нм}^3/\text{с}$, тиск нагнітання $p_n = 4,6 \text{ МПа}$, осьова сила $T_n = 1,8 \cdot 10^5 \text{ Н}$. Геометричні розміри: діаметри циліндричних втулок $d_{u1} = 220 \text{ мм}$, $d_{u3} = 330 \text{ мм}$; довжини циліндричних втулок $l_{u1} = 185 \text{ мм}$, $l_{u3} = 80 \text{ мм}$; зазори у втулкових ущільненнях (у радіальному відношенні) $h_{u1} = h_{u3} = 0,3 \text{ мм}$; внутрішній і зовнішній діаметри розвантажувального диска $d_2 = 290 \text{ мм}$, $d_3 = 370 \text{ мм}$; базове значення торцевого зазору $h_{ТБ} = 0,1 \text{ мм}$; тиск за додатковим ущільненням $p_4 = 0$.

Площі перерізів рідинного шару у циліндричних і торцевому дроселях $f_{u1} = \pi d_{u1} h_{u1} = 1,7 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2)$, $f_{u3} = \pi d_{u3} h_{u3} = 3,6 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2)$, $f_{ТБ} = 0,5\pi(d_2 + d_3)h_{ТБ} = 1 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2)$. Коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат і втрат по довжині шпаринних ущільнень $\zeta = 1,5$, $\lambda = 0,06$. Сумарні коефіцієнти гідравлічних втрат у дроселях $\zeta_{u3} = \zeta + 0,5\lambda l_{u3}/h_{u3} = 8,3$, $\zeta_{ТБ} = 0,25\lambda(d_3 - d_2)/h_{ТБ} = 12$. Провідності циліндричних і торцевого (базове значення) дроселів: $g_1 = \pi d_{u1} h_{u1}^3 / (12\mu l_{u1}) = 2,7 \cdot 10^{-7} (\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^3 / \text{с})$, $g_3 = f_{u3} / (p_n \rho \zeta_{u3})^{1/2} = 3,6 \cdot 10^{-7} (\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^3 / \text{с})$, $g_{ТБ} = f_{ТБ} / (p_n \rho \zeta_{ТБ})^{1/2} = 1,5 \cdot 10^{-6} (\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^3 / \text{с})$. Базова площа $s_B = T_n / p_n = 0,04 (\text{м}^2)$. Безрозмірні площі: $\sigma = 0,25\pi[d_2^2 - d_{u1}^2 + 0,5(d_3^2 - d_2^2)] / s_B = 1,25$,

$\sigma_m = 0,3$ Безрозмірна сила віджимного пристрою $\chi = 0,01$. Відношення провідностей $\alpha_{TB1} = g_{TB} / g_1 = 0,32$, $\alpha_{31} = g_3 / g_1 = 1,34$, $\alpha_{ex1} = 10,1$, $\alpha_{B1} = 0,11$, $\alpha_{e1} = 16,8$. Безрозмірний тиск і його перепад: $\psi_{ex} = 1,37$, $\psi_4 = 0$, $\Delta\psi = \psi_1$. Необхідний перепад тиску з умови (2.160): $\delta\psi > 0,017$; обираємо $\delta\psi = 0,025$.

На рисунку 2.9 наведені графіки залежностей безрозмірних тисків у порожнинах і торцевого зазору від безрозмірного тиску нагнітання, побудовані за формулами (2.15), (2.152).

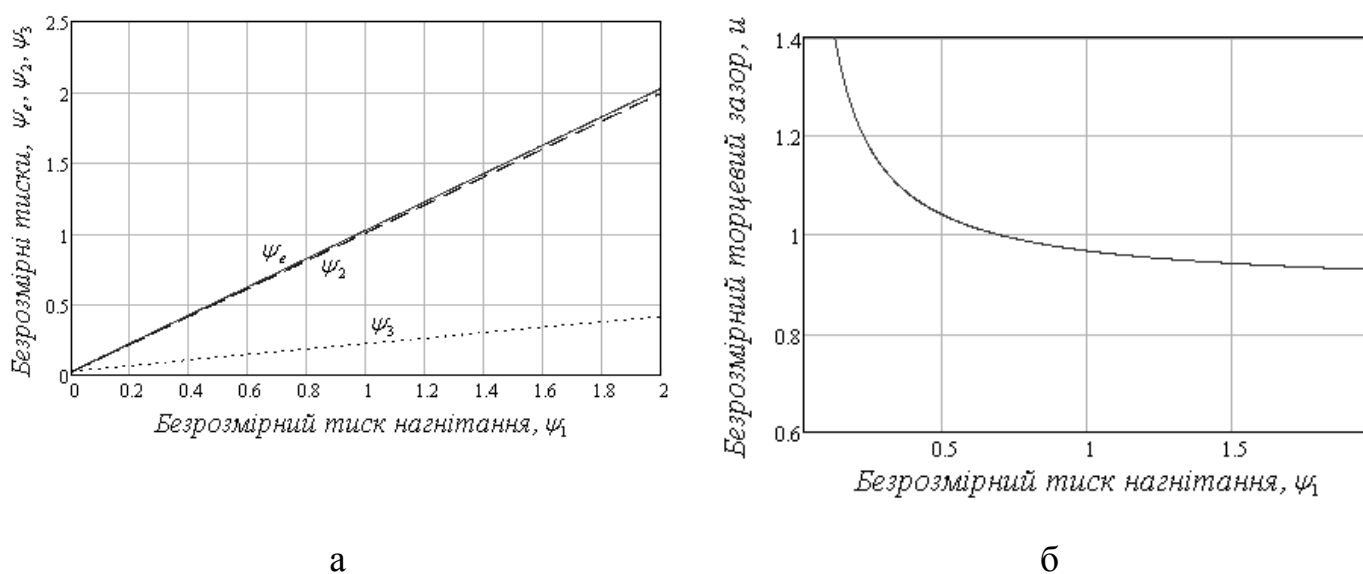


Рисунок 2.9 – Статичні характеристики запірно-врівноважуючого пристрою: безрозмірні тиски у порожнинах (а) і безрозмірний торцевий зазор (б)

На рисунку 2.10 наведені графіки залежностей безрозмірних витрат рідини через дроселі запірно-врівноважуючого пристрою від безрозмірного тиску нагнітання, побудовані згідно з формулами (2.159).

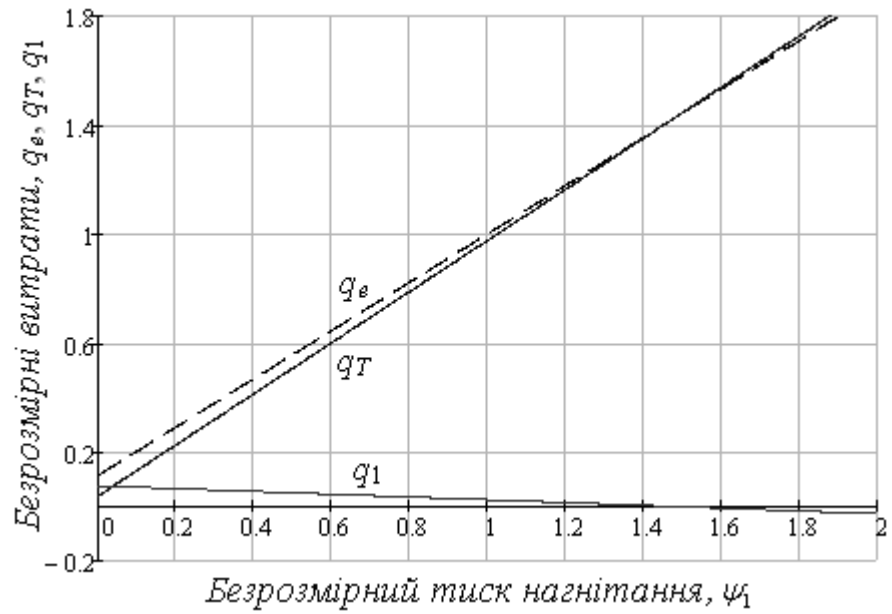


Рисунок 2.10 – Витратні характеристики запірно-врівноважуючого пристрою

При перевищенні останнім значення $\psi_1^{kp} = 1,47$ робоче середовище компресора проникає у порожнину за внутрішнім ущільненням.

2.6 Динамічний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою ротора відцентрового компресора

2.6.1 Рівняння динамічного розрахунку

З урахуванням виразів (2.37), (2.38), (2.39), (2.136) система рівнянь динаміки:

$$\begin{cases} m_p \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_{np} z = s_e (p_2 - p_3) - T + k_{np} \Delta; \\ m_0 \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_{pez} x = k_{pez} \Delta_{pez} - s_m (p_e - p_1); \\ g_{ex} (p_{ex} - p_{кам}) = g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} + \rho (V_{кам} \dot{p}_{кам} / E + s_c \dot{x}); \\ g_B \xi \sqrt{p_{кам} - p_e} + \rho (V_{кам} \dot{p}_{кам} / E + s_c \dot{x}) = g_e (p_e - p_2) + \rho (V_m \dot{p}_e / E + s_m \dot{x}); \\ g_e (p_e - p_2) + \rho (V_m \dot{p}_e / E + s_m \dot{x}) = g_1 (p_2 - p_1) + g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2^2 - p_3^2} + \rho (V_2 \dot{p}_2 / E + s_e \dot{z}); \\ g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2^2 - p_3^2} + \rho (V_2 \dot{p}_2 / E + s_e \dot{z}) = g_3 \sqrt{p_3^2 - p_4^2} + \rho (V_3 \dot{p}_3 / E + s_e \dot{z}). \end{cases} \quad (2.167)$$

Система нелінійних диференціальних рівнянь (2.167) не може бути розв'язана аналітично. Подальші дослідження проводяться для варіацій змінних з часом параметрів (δ – знак варіації) за допомогою лінеаризації параметрів (2.41) відносно відповідних стаціонарних значень (з індексом «0»), визначених у результаті розв'язання системи 6-ти алгебраїчних рівнянь (2.137) статичного розрахунку відносно параметрів u_0 , ξ_0 , $p_{кам0}$, p_{e0} , p_{20} , p_{30} . Після введення безрозмірних параметрів (2.42) система рівнянь (2.167) набуває вигляду

$$\begin{cases} K_1 (T_1^2 \delta \ddot{u} + 2\zeta_1 T_1 \delta \dot{u} + \delta u) = \delta \varphi - \delta \tau; \\ K_2 (T_2^2 \delta \ddot{\xi} + 2\zeta_2 T_2 \delta \dot{\xi} + \delta \xi) = -\sigma_m (\delta \psi_e - \delta \psi_1); \\ T_3 \delta \dot{\psi}_{кам} + \delta \psi_{кам} + K_4 (T_4 \delta \dot{\xi} + \delta \xi) = K_3 \delta \psi_e; \\ T_5 \delta \dot{\psi}_e + \delta \psi_e = K_6 (T_6 \delta \dot{\xi} + \delta \xi) + K_5 (\tau_3 \delta \dot{\psi}_{кам} + \delta \psi_{кам}) + K_7 \delta \psi_2; \\ T_7 \delta \dot{\psi}_2 + \delta \psi_2 + K_8 (T_8 \delta \dot{u} + \delta u) = K_9 (\tau_5 \delta \dot{\psi}_e + \delta \psi_e) + \tau_6 \delta \dot{\xi} + K_{10} \delta \psi_3 + K_{11} \delta \psi_1; \\ T_9 \delta \dot{\psi}_3 + \delta \psi_3 = K_{12} \delta u + K_{13} (\tau_7 \delta \dot{\psi}_2 + \delta \psi_2) \end{cases} \quad (2.168)$$

і містить 28 незмінних параметрів: постійні часу $T_{1\dots 9}$ і $\tau_{3,5,6,7}$, коефіцієнти згасання $\zeta_{1,2}$ і посилення $K_{1\dots 13}$, що визначаються за формулами

$$\begin{aligned}
T_1 &= \sqrt{\frac{m_p}{k_{np}}}; T_2 = \sqrt{\frac{m_0}{k_{pez}}}; T_3 = \frac{V_{кам} / E}{g_{ax} + \frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}}; T_4 = \frac{s_c z_B}{g_B \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}; \\
T_5 &= \frac{V_M / E}{\frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} + g_e}; T_6 = \frac{(s_c - s_M) z_B}{g_B \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}; \\
T_7 &= \frac{V_2 / E}{g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2} p_{20}}{\sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2}}}; T_8 = \frac{2 s_e z_B}{3 g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20}^2 - p_{30}^2)}}; \\
T_9 &= \frac{V_3 / E}{p_{30} \left(\frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{\sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2}} + \frac{g_3}{\sqrt{p_{30}^2 - p_4^2}} \right)}; \tau_3 = \frac{V_{кам} / E}{\frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} + g_e}; \\
\tau_5 &= \frac{V_M / E}{g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2} p_{20}}{\sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2}}}; \tau_6 = \frac{s_M z_B}{p_B \left(g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2} p_{20}}{\sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2}} \right)}; \\
\tau_7 &= \left(1 + \frac{g_e + g_1}{g_{TB} u_0^{3/2}} \sqrt{1 - \frac{p_{30}^2}{p_{20}^2}} \right) T_7; \zeta_1 = \frac{c_z}{2k_{np} T_1}; \zeta_2 = \frac{c_x}{2k_{pez} T_2}; K_1 = \frac{k_{np} z_B}{p_B s_B}; K_2 = \frac{k_{pez} z_B}{p_B s_B}; \\
K_3 &= \frac{g_B \xi_0}{2g_{ax} \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}} + g_B \xi_0}; K_4 = \frac{g_B \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}{p_B \left(g_{ax} + \frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} \right)}; \\
K_5 &= \frac{g_B \xi_0}{g_B \xi_0 + 2g_e \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}; K_6 = \frac{g_B \sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}}{p_B \left(\frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} + g_e \right)}; \\
K_7 &= \frac{g_e}{\frac{g_B \xi_0}{2\sqrt{p_{кам0} - p_{e0}}} + g_e}; K_8 = \frac{3g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20}^2 - p_{30}^2)}}{2p_B \left(g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2} p_{20}}{\sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2}} \right)}; K_9 = \frac{g_e}{g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2} p_{20}}{\sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2}}}; \\
K_{10} &= \frac{g_{TB} u_0^{3/2} p_{30}}{(g_e + g_1) \sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2} + g_{TB} u_0^{3/2} p_{20}}; K_{11} = \frac{g_1}{g_e + g_1 + \frac{g_{TB} u_0^{3/2} p_{20}}{\sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2}}}; \\
K_{12} &= \frac{3g_{TB} \sqrt{u_0 (p_{20}^2 - p_{30}^2)}}{2p_B p_{30} \left(\frac{g_{TB} u_0^{3/2}}{\sqrt{p_{20}^2 - p_{30}^2}} + \frac{g_3}{\sqrt{p_{30}^2 - p_4^2}} \right)}; K_{13} = \frac{g_{TB} u_0^{3/2} p_{20}}{p_{30} \left(g_{TB} u_0^{3/2} + g_3 \sqrt{\frac{p_{20}^2 - p_{30}^2}{p_{30}^2 - p_4^2}} \right)}.
\end{aligned} \tag{2.169}$$

Оскільки вихідна система (2.168) динамічного розрахунку ЗВП ротора компресора за формою тотожна системі (2.45), то всі подальші теоретичні результати аналогічні наведеним у пп. 2.4.2 – 2.4.3.

2.6.2 Приклад динамічного розрахунку

Вихідними даними динамічного аналізу є параметри статичного розрахунку:
 $p_B = 4,6$ МПа, $s_B = 0,04$ м², $z_B = 0,1$ мм; $u_0 = 1$, $\zeta_0 = 0,4$; $s_c = 7 \cdot 10^{-4}$ м², $s_M = 0,01$ м²,
 $s_e = 0,05$ м²; $p_{e0} = 4,7$ МПа, $p_{20} = 4,6$ МПа, $p_{30} = 1,1$ МПа, $p_4 = 0$; $g_{ex} = 2,7 \cdot 10^{-6}$ м³/(Па·с);
 $g_B = 6,6 \cdot 10^{-5}$ м³/(Па^{0,5}·с); $g_e = 4,5 \cdot 10^{-6}$ м³/(Па·с); $g_1 = 2,7 \cdot 10^{-7}$ м³/(Па·с);
 $g_{TB} = 8,6 \cdot 10^{-8}$ м³/(Па^{0,5}·с); $g_3 = 3,6 \cdot 10^{-7}$ м³/(Па^{0,5}·с), а також такі параметри:
 $m_p = 1 \cdot 10^3$ кг, $m_0 = 0,2$ кг, $E = 1,42 \cdot 10^5$ Па; динамічна в'язкість запірного середовища
 $\mu = 1,8 \cdot 10^{-5}$ Па·с; об'єми $V_2 = 2 \cdot 10^{-5}$ м³, $V_3 = 1 \cdot 10^{-4}$ м³, $V_{кам} = 5,3 \cdot 10^{-7}$ м³,
 $V_M = 1,4 \cdot 10^{-5}$ м³; параметри (2.169): $T_1 = 1,4$ мс, $T_2 = 0,3$ мс, $T_3 = 1,4 \cdot 10^{-3}$ мс,
 $T_4 = 0,9 \cdot 10^{-3}$ мс, $T_5 = 0,02$ мс, $T_6 = 0,01$ мс, $T_7 = 0,03$ мс, $T_8 = 8,5 \cdot 10^{-3}$ мс, $T_9 = 1,8$ мс,
 $\tau_3 = 0,8 \cdot 10^{-3}$ мс, $\tau_5 = 0,02$ мс, $\tau_6 = 5,3 \cdot 10^{-5}$ мс, $\tau_7 = 3$ мс; $\zeta_1 = 0,1$, $\zeta_2 = 0$; $K_1 = 0,01$,
 $K_2 = 0,007$, $K_3 = 0,003$, $K_4 = 0,006$, $K_5 = 0,002$, $K_6 = 0,004$, $K_7 = 0,9$, $K_8 = 0,03$, $K_9 = 0,9$,
 $K_{10} = 0,004$, $K_{11} = 0,06$, $K_{12} = 0,3$, $K_{13} = 0,2$; $\delta\psi_{1a} = 0,1$. Кутова швидкість обертання
вала $\omega_0 = 1571$ рад/с. На рисунку 2.11 побудована АЧХ ЗВП.

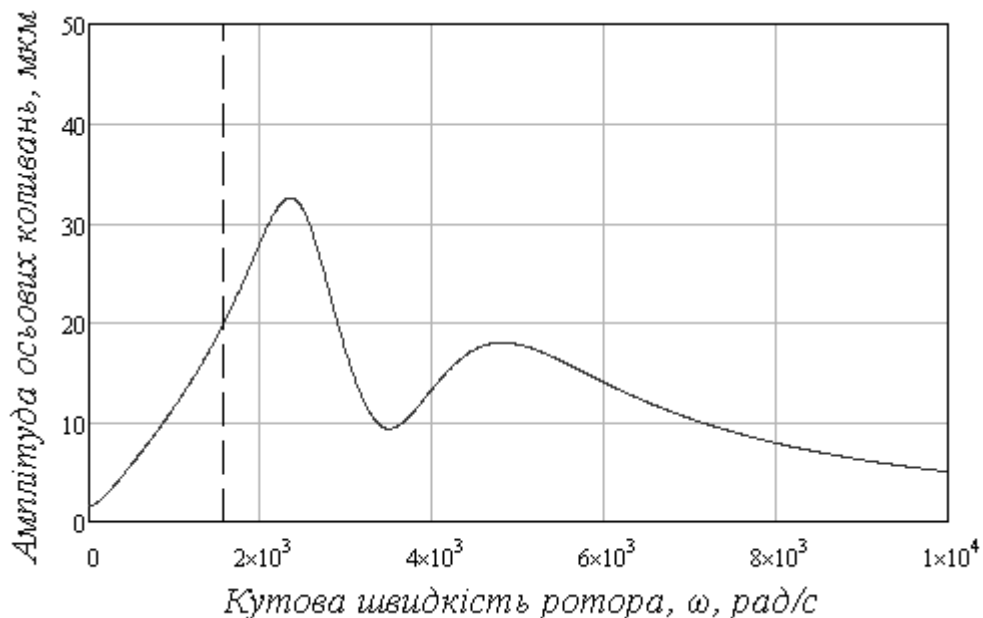


Рисунок 2.11 – АЧХ і ФЧХ осьових коливань ротора

Резонансні частоти осьових коливань ротора становлять $\omega_I = 2340$ рад/с, $\omega_{II} = 4810$ рад/с. Робоча частота $\omega_0 = 0,67\omega_I$. Резонансні амплітуди осьових коливань

ротора становлять відповідно $A_I = 33$ мкм, $A_{II} = 18$ мкм. Амплітуда на робочому режимі становить 20 мкм, що відповідає безаварійному режиму роботи.

2.7 Висновки

Запірно-врівноважуючий пристрій ротора багатоступінчатого відцентрового насоса або компресора з регулятором перепаду тиску одночасно виконує функції кінцевого ущільнення і радіально-упорного гідростатичного підшипника з саморегульованими торцевим зазором і витратами запірного середовища. Його перевагою є відсутність витоків робочого середовища назовні.

Створена математична модель ЗВП з РПТ у вигляді системи нелінійних диференціальних рівнянь восьмого порядку, що описує рівняння осьового руху ротора компресора і штока регулятора перепаду тиску, а також рівняння балансу витрат запірного середовища через дроселі гідравлічного тракту з урахуванням відповідних режимів течії.

Викладені методики статичного і динамічного розрахунків ЗВП з РПТ для насоса і компресора. Подані рекомендації щодо вибору виразів для визначення витрат газу через дроселі для різних режимів руху. На прикладі насоса ПЭ 600-300 і компресора К 180-131-1 побудовані статичні і витратні характеристики, амплітудні частотні характеристики, визначені резонансні частоти складної гідромеханічної системи «ротор – ЗВП – РПТ».

Наведені порівняння з відповідними характеристиками для традиційної гідроп'яти. Проаналізований вплив провідностей дроселя подачі запірного середовища і додаткового циліндричного дроселя на тиски у камерах ЗВП і величину торцевого зазора. Встановлене значення необхідного перепаду тиску для забезпечення надійної роботи ЗВП. Досліджені перехідні процеси і стійкість системи. Запірно-врівноважуючий пристрій ротора багатоступінчатого відцентрового насоса і компресора статично стійкий в усьому діапазоні зміни робочих параметрів. Динамічна стійкість забезпечується відповідним вибором об'єму камери перед торцевим дроселем.

3 ІМОВІРНІСНИЙ РОЗРАХУНОК ЗАПІРНО-ВРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

3.1 Загальні зауваження

При побудові математичних моделей автоматичних систем осьового врівноваження роторів відцентрових машин неодмінними є ряд припущень і спрощень, які у результаті призводять до відхилень результатів проектних розрахунків з реальною моделлю. Безпосередні ж експериментальні дослідження щодо уточнень багатьох параметрів гідромеханічної системи пов'язані з істотними матеріальними витратами і втратами часу. Крім того, на етапі проектування неможливо точно визначити ряд основних параметрів об'єкта дослідження, тим більше, що ці параметри можуть мати імовірнісний характер зміни. У зв'язку з цим актуальною є проблема урахування імовірнісної природи зміни фізичних параметрів. Ця проблема розв'язується із застосуванням статистичного моделювання, при якому можна отримати основні характеристики автоматичної системи осьового врівноваження як результат обробки великої кількості чисельних експериментів.

Останнім часом загально визнаним є використання статистичного моделювання на основі методів теорії ймовірностей, що дозволяє підвищити якість проектування складних гідромеханічних систем [3].

При статистичному моделюванні застосовуються два основних підходи, перший з яких стосується випадків, коли функція розподілу випадкової величини невідома. Другий метод можна застосовувати для наперед заданої функції розподілу.

Проблема реалізації імовірнісного підходу полягає не тільки у виборі методів досліджень, але й у виборі функції розподілу випадкових величин, діапазону їх зміни, необхідної кількості чисельних експериментів, відповідності статистичної моделі результатам експериментальних досліджень.

Для подальших досліджень вважатимемо, що одна частина основних геометричних і фізичних параметрів системи є незмінними, інша – змінюється за нормальним законом розподілу.

Вихідними даними розрахунків обираються дані з розділу 2. Змінними величинами беремо відношення провідностей α_{ax1} , α_{pez1B} , α_{e1} , α_{TB1} , α_{31} ; коефіцієнт пропорційності b , ефективну площу σ , силу віджимного пристрою χ , перепад тиску $\delta\psi$, тиск на вході у регулятор ψ_{ex} .

Математичні очікування змінних величин дорівнюють значенням, зазначеним у розділі 2, їх середньоквадратичні відхилення становлять 5% від відповідних математичних очікувань.

Нормальний закон розподілу обрано у зв'язку з тим, що на параметри системи «ротор – гідроп'ята» впливає достатньо велика кількість рівнозначних факторів, таких як фізичні властивості робочої рідини і включень, температура, стан робочих поверхонь тощо. Генерація змінних за нормальним законом параметрів здійснюється за процедурою, показаною на рисунку 3.1.

```

gauss(x) :=
  ORIGIN ← 1
  sum ← 0
  for i ∈ 1 .. 12
    sum ← sum + rnd(1)
  x · [ 1 + κ · (sum - 6) ]

```

Рисунок 3.1 – Процедура генерації випадкових параметрів, що відповідають нормальному закону розподілу

Статистична модель, алгоритм якої представлений на рисунку 3.2, передбачає проведення достатньо великої кількості чисельних експериментів (у даному випадку обирається $N = 10^5$). Підсумком кожної реалізації нижче викладеного алгоритму є масив вихідних параметрів, які визначають характеристики автоматичної системи осьового врівноваження ротора відцентрової машини.

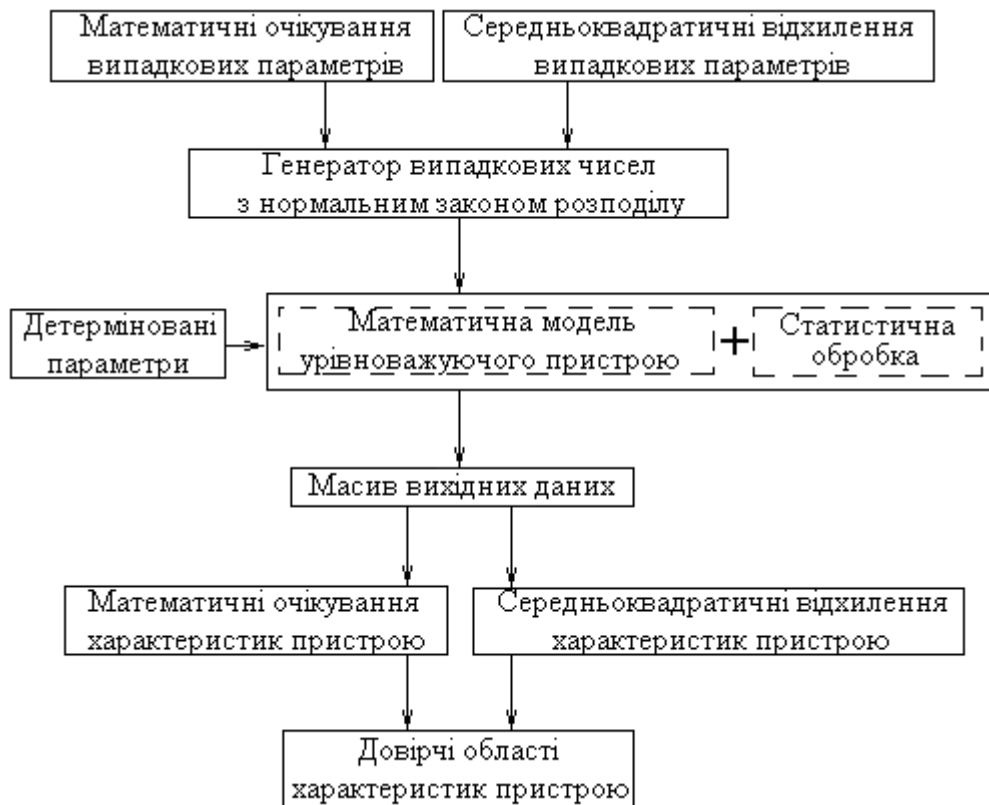


Рисунок 3.2 – Алгоритм проведення чисельного експерименту

У результаті обробки елементів масиву, тобто великої сукупності кривих, що відповідають вихідним параметрам, визначаються математичне очікування і середньоквадратичне відхилення кожної характеристики. На підставі цього будуються довірчі області зміни параметрів.

3.2 Результати розрахунку

З метою проведення чисельного експерименту складена комп'ютерна програма у середовищі MathCAD. Алгоритм отримання вихідних параметрів на прикладі побудови статичних, витратних і амплітудних частотних характеристик запірно-рівноважуючого пристрою представлений на рисунках 3.3 – 3.7.


```

U := ORIGIN ← 1
for r ∈ 1..max
  ψ1r ← ψlmin +  $\frac{\psi_{lmax} - \psi_{lmin}}{\max} \cdot (r - 1)$ 
  sur ← 0
  s2ur ← 0
  sξr ← 0
  s2ξr ← 0
  for j ∈ 1..N
    αe1 ← gauss(αe10)
    αt1b ← gauss(αt1b0)
    α31 ← gauss(α310)
    b ← gauss(b0)
    σef ← gauss(σef0)
    γpr ← gauss(γpr0)
    δψ ← gauss(δψ0)
    αreg1b ← gauss(αreg1b0)
    ψin ← gauss(ψin0)
    αm1 ← gauss(αm10)
    ur ←  $\frac{\alpha_{31}^2 \left(1 - \frac{b}{\sigma_{ef}}\right) \psi_{1r} + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \delta\psi + \frac{\gamma_{pr}}{\sigma_{ef}} - \psi_4}{\alpha_{t1b}^2 \cdot \sigma_{ef} \cdot b \cdot \psi_{1r} - \gamma_{pr}}$ 
    ξr ←  $\frac{\alpha_{e1}^2 \delta\psi^2}{\alpha_{reg1b}^2 \cdot (1 + \alpha_{e1})^2 \cdot \psi_{in} - \psi_{1r} - \left[1 + \frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{m1} \cdot (1 + \alpha_{e1})}\right] \cdot \delta\psi}$ 
    sur ← sur + ur
    s2ur ← s2ur + (ur)2
    sξr ← sξr + ξr
    s2ξr ← s2ξr + (ξr)2
  mur ←  $\frac{s_{u_r}}{N}$ 
  σur ←  $\sqrt{\frac{s_{2u_r}}{N} - \left(\frac{s_{u_r}}{N}\right)^2}$ 
  mξr ←  $\frac{s_{\xi_r}}{N}$ 
  σξr ←  $\sqrt{\frac{s_{2\xi_r}}{N} - \left(\frac{s_{\xi_r}}{N}\right)^2}$ 
submatrix(augment(ψ1, mu, σu, mξ, σξ), 1, max, 0, 4)

```

Рисунок 3.3 – Процедура визначення довірчих областей статичних характеристик автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса

```

Q := ORIGIN ← 1
for r ∈ 1..max
  
$$\psi_{1r} \leftarrow \psi_{\text{limin}} + \frac{\psi_{\text{lmax}} - \psi_{\text{limin}}}{\text{max}} \cdot (r - 1)$$

  
$$s_{qt_r} \leftarrow 0$$

  
$$s2_{qt_r} \leftarrow 0$$

  
$$s_{q1_r} \leftarrow 0$$

  
$$s2_{q1_r} \leftarrow 0$$

  for j ∈ 1..N
    
$$\alpha_{e1} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{e10})$$

    
$$\alpha_{t1b} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{t1b0})$$

    
$$\alpha_{z1} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{z10})$$

    
$$b \leftarrow \text{gauss}(b_0)$$

    
$$\sigma_{ef} \leftarrow \text{gauss}(\sigma_{ef0})$$

    
$$x_{pr} \leftarrow \text{gauss}(x_{pr0})$$

    
$$\delta\psi \leftarrow \text{gauss}(\delta\psi_0)$$

    
$$\alpha_{reg1b} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{reg1b0})$$

    
$$\psi_m \leftarrow \text{gauss}(\psi_{m0})$$

    
$$\alpha_{m1} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{m10})$$

    
$$qt_r \leftarrow (1 + \alpha_{e1}) \cdot \frac{\alpha_{z1}}{\alpha_{e1}} \cdot \sqrt{\frac{\psi_{1r} + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \cdot \delta\psi - \frac{b \cdot \psi_{1r} - x_{pr}}{\sigma_{ef}}}{\delta\psi}}$$

    
$$q1_r \leftarrow 1 - (1 + \alpha_{e1}) \cdot \frac{\alpha_{z1}}{\alpha_{e1}} \cdot \sqrt{\frac{\psi_{1r} + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \cdot \delta\psi - \frac{b \cdot \psi_{1r} - x_{pr}}{\sigma_{ef}}}{\delta\psi}}$$

    
$$s_{qt_r} \leftarrow s_{qt_r} + qt_r$$

    
$$s2_{qt_r} \leftarrow s2_{qt_r} + (qt_r)^2$$

    
$$s_{q1_r} \leftarrow s_{q1_r} + q1_r$$

    
$$s2_{q1_r} \leftarrow s2_{q1_r} + (q1_r)^2$$

    
$$m_{qt_r} \leftarrow \frac{s_{qt_r}}{N}$$

    
$$\sigma_{qt_r} \leftarrow \sqrt{\frac{s2_{qt_r}}{N} - \left(\frac{s_{qt_r}}{N}\right)^2}$$

    
$$m_{q1_r} \leftarrow \frac{s_{q1_r}}{N}$$

    
$$\sigma_{q1_r} \leftarrow \sqrt{\frac{s2_{q1_r}}{N} - \left(\frac{s_{q1_r}}{N}\right)^2}$$

  submatrix(augment( $\psi_1$ ,  $m_{qt}$ ,  $\sigma_{qt}$ ,  $m_{q1}$ ,  $\sigma_{q1}$ ), 1, max, 0, 4)

```

Рисунок 3.4 – Процедура визначення довірчих областей витратних характеристик автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса

```

U := ORIGIN ← 1
for r ∈ 1..max
   $\psi_{1r} \leftarrow \psi_{lmin} + \frac{\psi_{lmax} - \psi_{lmin}}{\max} (r - 1)$ 
   $s_{u_r} \leftarrow 0$ 
   $s_{2u_r} \leftarrow 0$ 
   $s_{\xi_r} \leftarrow 0$ 
   $s_{2\xi_r} \leftarrow 0$ 
  for j ∈ 1..N
     $\alpha_{e1} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{e10})$ 
     $\alpha_{1b} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{1b0})$ 
     $\alpha_{31} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{310})$ 
     $b \leftarrow \text{gauss}(b_0)$ 
     $\sigma_{ef} \leftarrow \text{gauss}(\sigma_{ef0})$ 
     $\chi_{pr} \leftarrow \text{gauss}(\chi_{pr0})$ 
     $\delta\psi \leftarrow \text{gauss}(\delta\psi_0)$ 
     $\alpha_{reg1b} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{reg1b0})$ 
     $\psi_m \leftarrow \text{gauss}(\psi_{m0})$ 
     $\alpha_{m1} \leftarrow \text{gauss}(\alpha_{m10})$ 
    
$$u_r \leftarrow \frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{1b}^2 \sqrt{\left[ \frac{\left( \alpha_{e1} + \alpha_{31} \frac{b}{\sigma_{ef}} \right) \cdot \psi_{1r} + \alpha_{e1} \delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{\alpha_{e1} \left( 1 - \frac{b}{\sigma_{ef}} \right) \cdot \psi_{1r} + \alpha_{e1} \delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}} \right]^2} - 1}$$

    
$$\xi_r \leftarrow \frac{\alpha_{e1} \left( \psi_{1r} + \delta\psi - \frac{\left( \alpha_{e1} + \alpha_{31} \frac{b}{\sigma_{ef}} \right) \cdot \psi_{1r} + \alpha_{e1} \delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{\alpha_{e1} + \alpha_{31}} \right)}{\alpha_{reg1b} \psi_m - \frac{\alpha_{e1} \alpha_{31}}{\alpha_{m1} (\alpha_{e1} + \alpha_{31})} \left[ \left( 1 - \frac{b}{\sigma_{ef}} \right) \psi_{1r} + \delta\psi + \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}} \right] - \psi_{1r} - \delta\psi}$$

     $s_{u_r} \leftarrow s_{u_r} + u_r$ 
     $s_{2u_r} \leftarrow s_{2u_r} + (u_r)^2$ 
     $s_{\xi_r} \leftarrow s_{\xi_r} + \xi_r$ 
     $s_{2\xi_r} \leftarrow s_{2\xi_r} + (\xi_r)^2$ 
   $m_{u_r} \leftarrow \frac{s_{u_r}}{N}$ 
   $\sigma_{u_r} \leftarrow \sqrt{\frac{s_{2u_r}}{N} - \left( \frac{s_{u_r}}{N} \right)^2}$ 
   $m_{\xi_r} \leftarrow \frac{s_{\xi_r}}{N}$ 
   $\sigma_{\xi_r} \leftarrow \sqrt{\frac{s_{2\xi_r}}{N} - \left( \frac{s_{\xi_r}}{N} \right)^2}$ 
  submatrix(augment( $\psi_1, m_u, \sigma_u, m_\xi, \sigma_\xi$ ), 1, max, 0, 4)

```

Рисунок 3.5 – Процедура визначення довірчої області статичних характеристик автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора

```

Q :- ORIGIN ← 1
    for r ← 1..max
        ψ1r ← ψlmin +  $\frac{\psi_{lmax} - \psi_{lmin}}{\max} \cdot (r - 1)$ 
        εqr ← 0
        s2qr ← 0
        εq1r ← 0
        s2q1r ← 0
        for j ← 1..N
            αe1 ← gauss(αe10)
            αt1b ← gauss(αt1b0)
            α31 ← gauss(α310)
            b ← gauss(b0)
            σeff ← gauss(σeff0)
            χpr ← gauss(χpr0)
            δψ ← gauss(δψ0)
            αreg1b ← gauss(αreg1b0)
            ψin ← gauss(ψin0)
            αm1 ← gauss(αm10)
            qr ←  $\frac{\alpha_{t1b}}{\alpha_{31}} \cdot u(\psi_{1r})^{1.5} \cdot \sqrt{\frac{\psi_2(\psi_{1r})^2 - \psi_3(\psi_{1r})^2}{\psi_3(1)^2 - \psi_4^2}}$ 
            q1r ←  $\frac{\psi_2(\psi_{1r}) - \psi_{1r}}{\alpha_{31} \cdot \sqrt{\psi_3(1)^2 - \psi_4^2}}$ 
            εqr ← εqr + qr
            s2qr ← s2qr + (qr)2
            εq1r ← εq1r + q1r
            s2q1r ← s2q1r + (q1r)2
        mqr ←  $\frac{\epsilon_{q_r}}{N}$ 
        σqr ←  $\sqrt{\frac{s_{2q_r}}{N} - \left(\frac{\epsilon_{q_r}}{N}\right)^2}$ 
        mq1r ←  $\frac{\epsilon_{q_{1r}}}{N}$ 
        σq1r ←  $\sqrt{\frac{s_{2q_{1r}}}{N} - \left(\frac{\epsilon_{q_{1r}}}{N}\right)^2}$ 
    submatrix(augment(ψ1, mqr, σqr, mq1, σq1), 1, max, 0, 4)

```

Рисунок 3.6 – Процедура визначення довірчої області витратних характеристик автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора

```

A :=
///
ORIGIN ← 1
for r ∈ 1..max
  ωr ← ωmin +  $\frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\max} \cdot (r - 1)$ 
  εAr ← 0
  ε2Ar ← 0
  for j ∈ 1..N
    K1 ← gauss(K1_0)
    * * *
    T1 ← gauss(T10)
    T2 ← gauss(T20)
    * * *
    Pr ← i · ωr
    Dr ←  $\begin{bmatrix} K_1 \cdot [T_1^2 \cdot (P_r)^2 + 2 \cdot \zeta_1 \cdot T_1 \cdot P_r + 1] & 0 & 0 & 0 & -\sigma_{ef} & \sigma_{ef} \\ 0 & K_2 \cdot [T_2^2 \cdot (P_r)^2 + 2 \cdot \zeta_2 \cdot T_2 \cdot P_r + 1] & 0 & \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & K_4 \cdot (T_4 \cdot P_r + 1) & T_3 \cdot P_r + 1 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & -K_6 \cdot (T_6 \cdot P_r + 1) & -K_5 \cdot (\tau_3 \cdot P_r + 1) & T_5 \cdot P_r + 1 & -K_7 & 0 \\ K_8 \cdot (T_8 \cdot P_r + 1) & -\tau_6 \cdot P_r & 0 & -K_9 \cdot (\tau_5 \cdot P_r + 1) & T_7 \cdot P_r + 1 & -K_{10} \\ -K_{12} & 0 & 0 & 0 & -K_{13} \cdot (\tau_7 \cdot P_r + 1) & T_9 \cdot P_r + 1 \end{bmatrix}$ 
    B ← (-1 σm 0 0 K11 0)
    Wr ← (Dr)-1 · BT
    Ar ← |(Wr)0|
    φr ← arg[(Wr)0]
    εAr ← εAr + Ar
    ε2Ar ← ε2Ar + (Ar)2
  end for
  mAr ←  $\frac{\varepsilon_{A_r}}{N}$ 
  σAr ←  $\sqrt{\left| \frac{\varepsilon_{2A_r}}{N} - \left( \frac{\varepsilon_{A_r}}{N} \right)^2 \right|}$ 
  submatrix(augment(ω, mA, σA), 1, max, 0, 2)

```

Рисунок 3.7 – Процедура визначення довірчих областей

амплітудних частотних характеристик автоматичних рівноважуючих пристроїв
 роторів багатоступінчатих відцентрових машин

На підставі результатів розрахунку побудовані довірчі області статичних, витратних і амплітудних частотних характеристик автоматичних систем осьового рівноваження роторів відцентрових машин (рисунки 3.8 – 3.13).

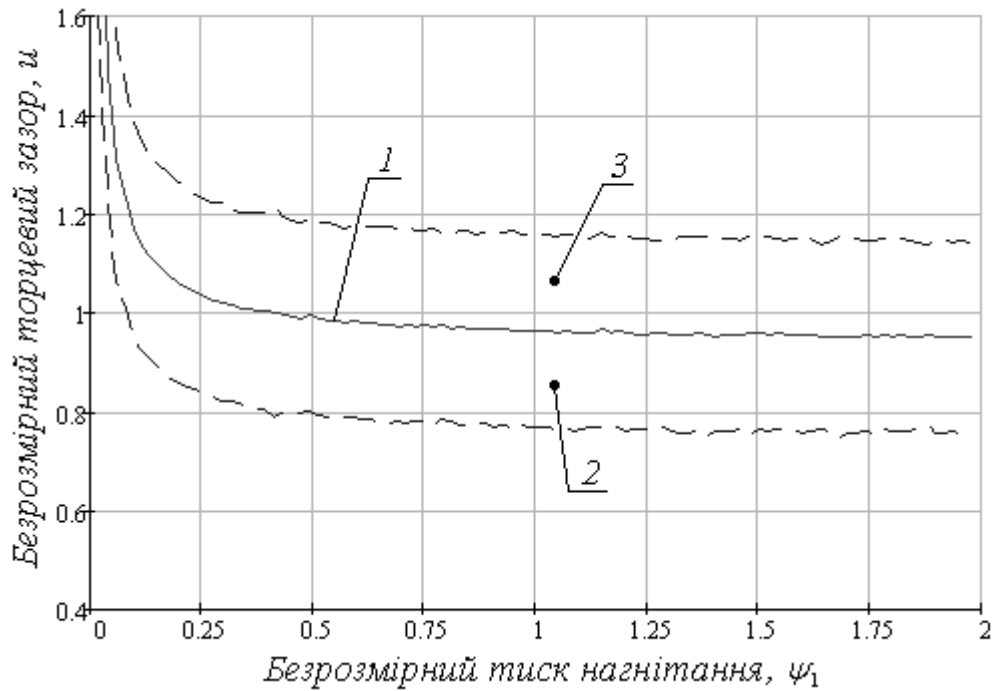


Рисунок 3.8 – Статична характеристика автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса: математичне очікування торцевого зазору (1) і довірчі області статичної характеристики (2-3)

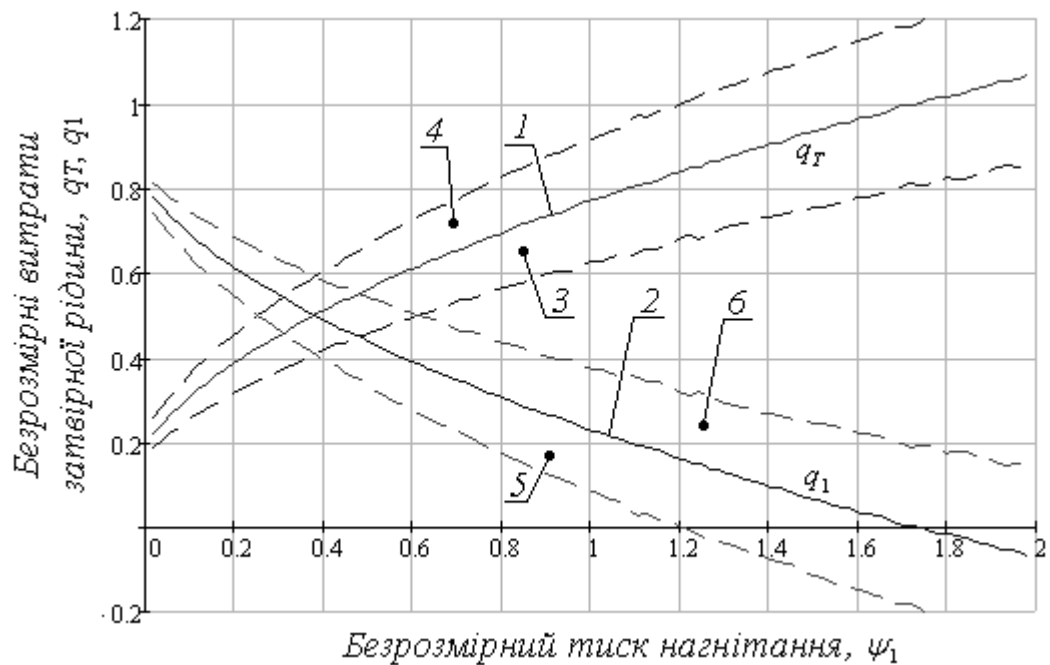


Рисунок 3.9 – Витратні характеристики автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса: математичні очікування витрат через торцевий і циліндричний дроселі (1, 2) і довірчі області витратних характеристик (3-4, 5-6)

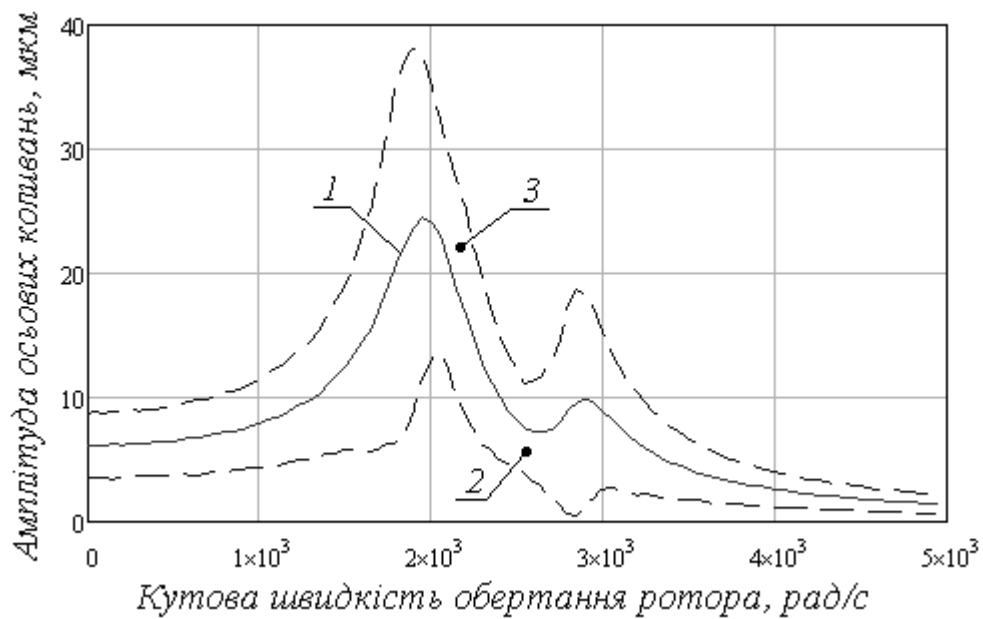


Рисунок 3.10 – Амплітудна частотна характеристика автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса: математичне очікування амплітуди осевого переміщення ротора (1) і довірчі області амплітудної частотної характеристики (2-3)

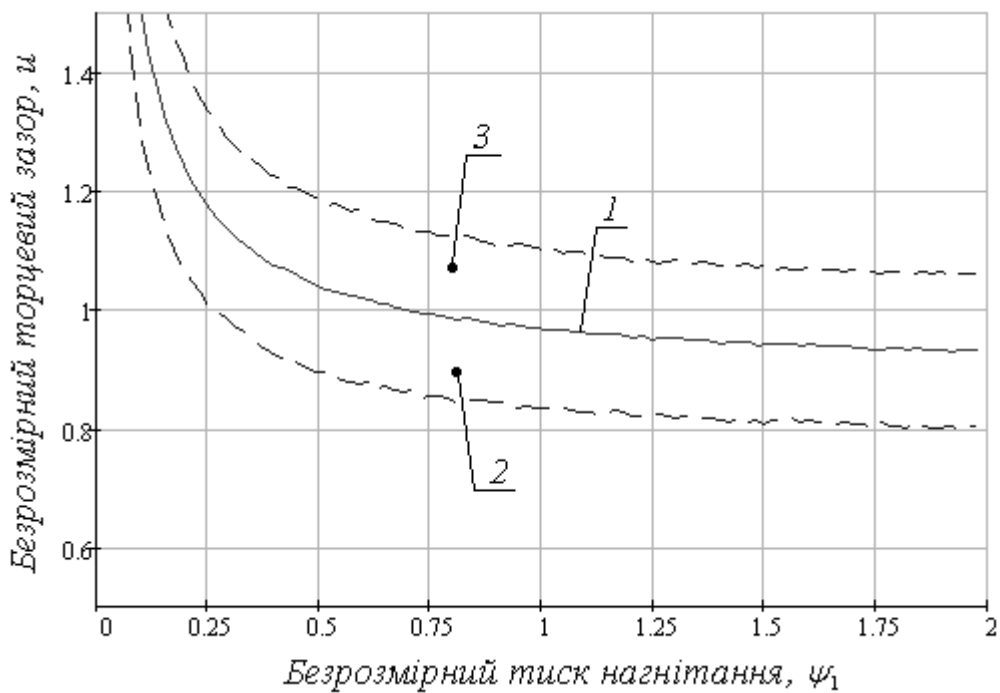


Рисунок 3.11 – Статична характеристика автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора: математичне очікування торцевого зазору (1) і довірчі області статичної характеристики (2-3)

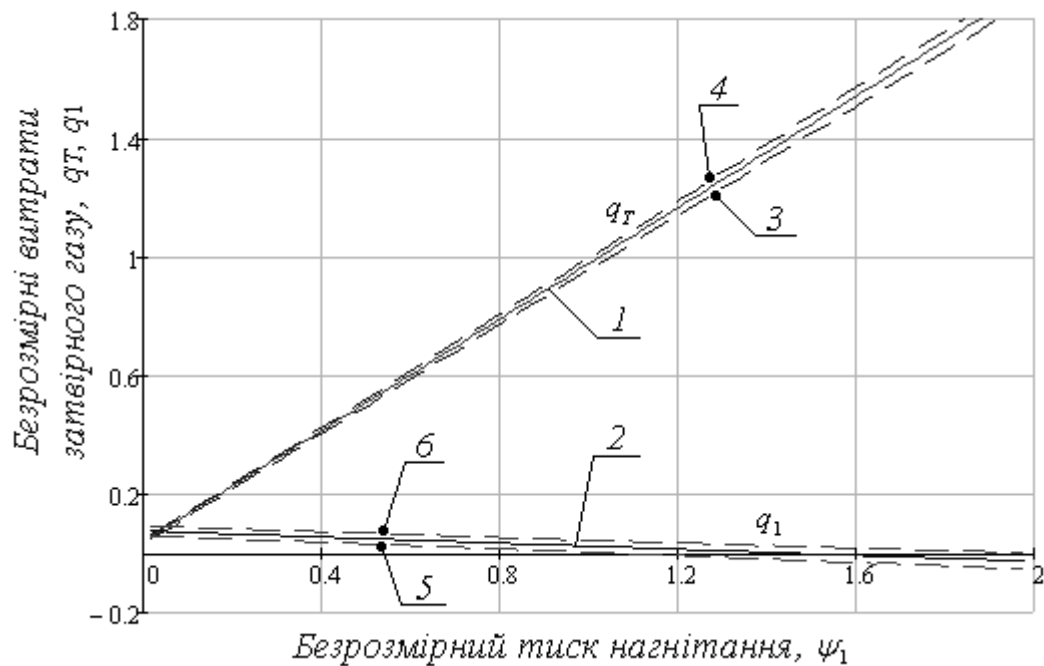


Рисунок 3.12 – Витратні характеристики автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора: математичні очікування витрат через торцевий і циліндричний дроселі (1, 2) і довірчі області витратних характеристик (3-4, 5-6)

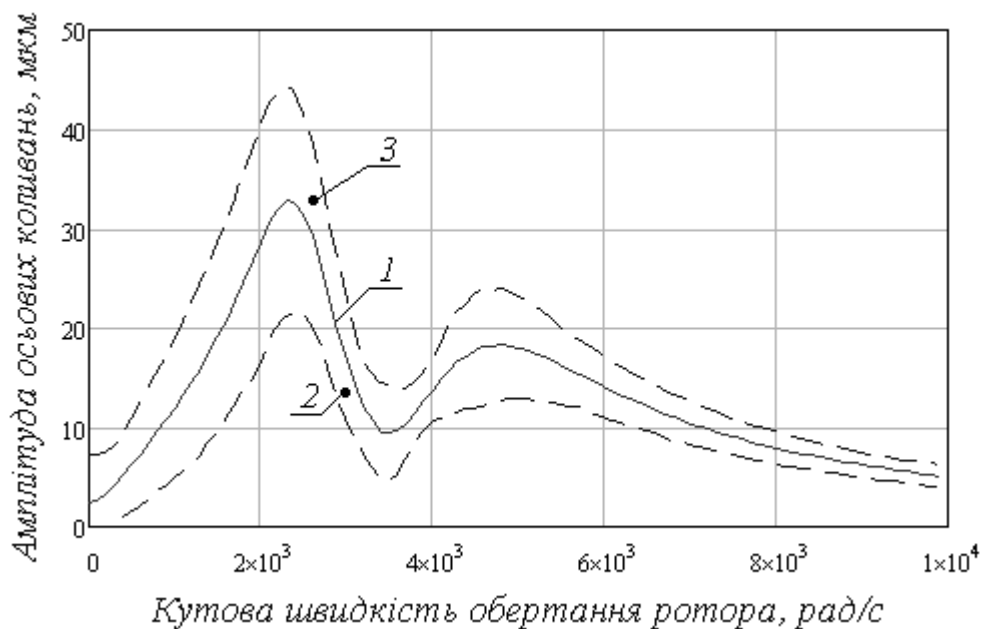


Рисунок 3.13 – Амплітудна частотна характеристика автоматичного врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора: математичне очікування амплітуди осьового переміщення ротора (1) і довірчі області амплітудної частотної характеристики (2-3)

Математичні очікування трьох наведених характеристик збігаються з відповідними кривими, отриманими у результаті статичного і динамічного розрахунків.

Області, укладені між пунктирними лініями на рисунках 3.8 – 3.13, є довірчими областями зміни параметрів системи врівноваження. Діапазон зміни торцевого зазору і витрат запірною середовища може істотно змінюватися відносно математичного очікування. Це свідчить про необхідність урахування можливого відхилення фізичних і геометричних параметрів гідромеханічної системи від значень, прийнятих у проектних розрахунках.

3.3 Висновки

На зміну величини торцевого зазору запірно-врівноважуючого пристрою, витрат через дроселі гідравлічного тракту, амплітуди осьових коливань ротора суттєвий вплив має випадкова зміна багатьох фізичних і геометричних параметрів. Тому на етапі проектування автоматичних систем осьового врівноваження роторів багатоступінчатих відцентрових машин необхідно методами теорії ймовірностей визначати довірчі області статичної, витратної і амплітудної частотної характеристик.

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ ОСЬОВОГО ВРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН

4.1 Завдання експериментальних досліджень

Важливими елементами сучасного насосного обладнання є циліндричні і торцеві дроселі як неодмінні атрибути шпаринних ущільнень, розвантажуючих пристроїв тощо. Дослідженню гідродинамічних властивостей цих дроселів приділяється належна увага з боку науковців, оскільки сили, які діють з боку рідинного шару, значно впливають на динаміку ротора у цілому, а надійність насоса обумовлена визначеними і закладеними на етапі проектування статичними і динамічними характеристиками.

Під час проектування і виготовлення циліндричних втулок і торцевих дисків неможливо звести нанівець вплив геометричних факторів на структуру течії: кромки і втрати на тертя по довжині шпаринних ущільнень сприяють втраті потенціальної енергії і її переходу у дисипативну. Визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині циліндричних і торцевих дроселів є актуальною проблемою у галузі насособудування.

Дослідження по визначенню коефіцієнтів опору тертя для течії рідини у трубах проводилися А. Шезі, П. Гоклером і Р. Маннінгом. Аналогічні дослідження проведені Ж. Борда і Л. Карно. Ними запропоновані відповідні емпіричні залежності.

Формула Г. Проні й розвинена у майбутньому формула Ю. Вейсбаха дозволяє визначати втрати тиску рідини для розвиненої турбулентної течії, встановлювати коефіцієнт А. Дарсі гідравлічних втрат на тертя.

Дослідження по визначенню коефіцієнтів гідравлічних втрат у кільцевому дроселі наведені у роботах А. Корчака і Г. Печкіса [86].

Визначення гідравлічних втрат у торцевому дроселі є задачею, не розв'язаною у повному обсязі, і є предметом дослідження у цій роботі. У зв'язку з вищевказаним були сформульовані такі задачі:

- проведення експериментальних досліджень для визначення розподілу тиску по радіусу торцевого дроселя;
- розрахунок гідравлічних втрат за результатами проведеного експеримента;
- побудова статичної і витратної характеристик автоматичної системи осьового увіноваження та перевірка достовірності математичної моделі;
- уточнення параметрів гідромеханічної системи «ротор – гідроп'ята» методами теорії оцінювання.

Для розв'язання поставлених задач був розроблений, виготовлений, змонтований і оснащений контрольно-вимірювальними приладами експериментальний стенд для дослідження автоматичних систем осьового увіноваження роторів відцентрових машин [38].

4.2 Експериментальний стенд для дослідження автоматичних систем осьового увіноваження роторів відцентрових машин

Експериментальні дослідження проводились у проблемній лабораторії гермомеханіки та вібродіагностики відцентрових машин кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету при виконанні робіт з держбюджетної тематики відповідно до держбюджетної науково-дослідної роботи 84.01.08.06-08 д/б «Дослідження комбінованих опорно-ущільнювальних систем осьового увіноваження роторів відцентрових насосів і компресорів та розробка методів підвищення їх економічності і екологічної безпеки» (№ державної реєстрації 0106U001937). Стенд захищений патентом України [67] UA № 56307 (опубл. 10.01.2011, бюл. № 1).

Стенд дозволяє досліджувати автоматичні системи осьового увіноваження роторів відцентрових машин для таких параметрів: тиск нагнітання до 4 МПа, подача 60 м³/год, частота обертання вала – до 3000 об/хв).

Зовнішній вигляд стенду наведений на рисунку 4.1, складальне креслення – на рисунку 4.2.



Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд експериментального стенду для дослідження комбінованих опорно-ущільнюючих автоматичних систем осевого урівноваження роторів відцентрових машин

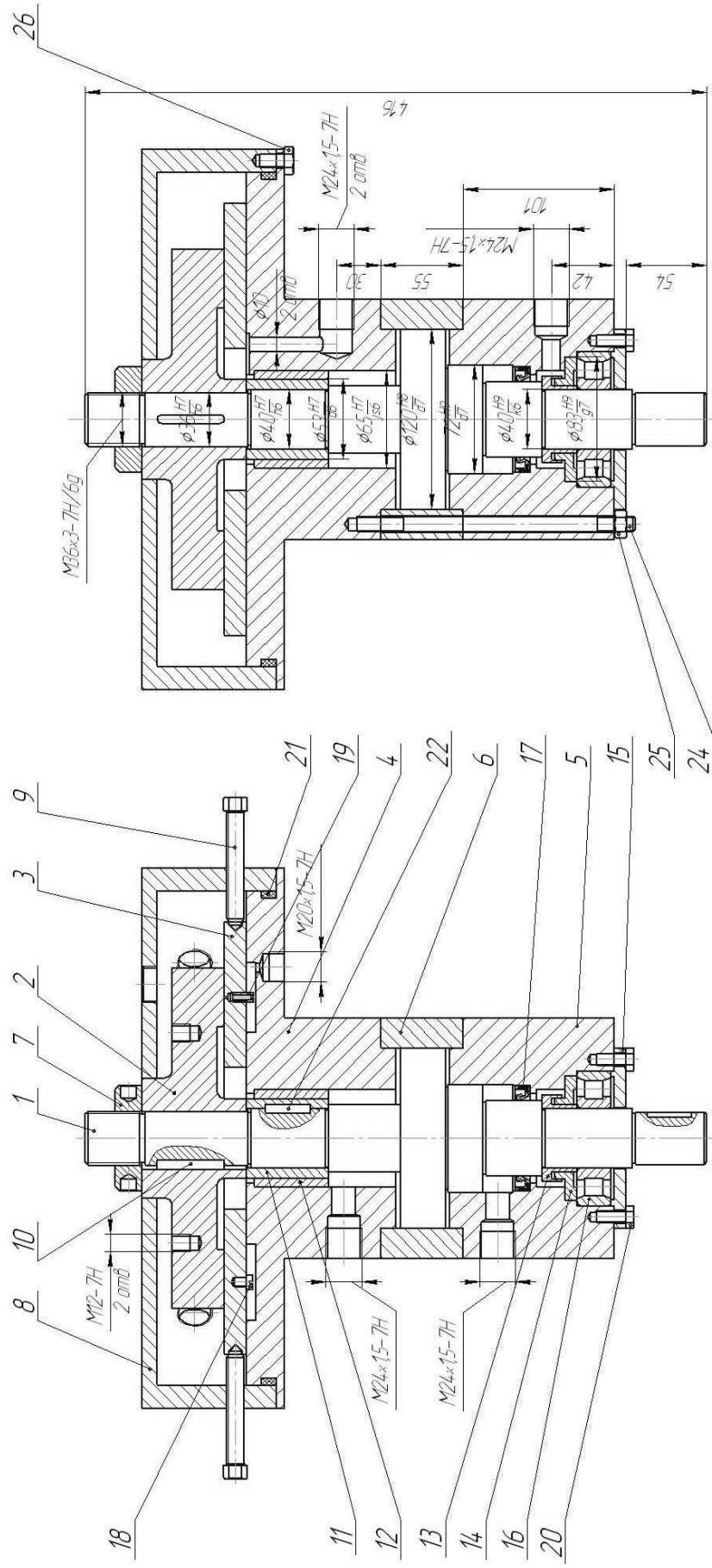


Рисунок 4.2 – Складальне креслення

Конструкція складається з ротора 1, розвантажувального диска 2, корпусних елементів 4 – 6, циліндричних втулок 11, 12, опорного кільця 3 та інших конструктивних елементів, описаних нижче. Корпус складається з трьох частин 4 – 6, з'єднаних між собою шпильками 24. Така конструкція спрощує процес складання-розкладання, дозволяє за необхідності замінювати циліндричну втулку 6.

Ротор 1 з'єднаний з електродвигуном фланцевого типу змінного струму за допомогою муфти, яка дозволяє компенсувати можливі радіальні зміщення і перекіс осі ротора відносно осі вала двигуна. У зв'язку з необхідністю забезпечення осьових зміщень ротора 1 останній встановлений у корпус 5 з радіальним роликовим підшипником 16, притиснутим кришкою 15 за допомогою гвинтів 20. Осьове переміщення ротора обмежене, з одного боку, опорним кільцем 3, а з іншого – зазором між центральним диском ротора 1 і корпусом 4. Підшипниковий вузол герметизується манжетним ущільненням 17. Залишкові витoki робочої рідини затримуються відбійниками 13, 14 і відводяться через спеціальний отвір.

Осьова сила, яка діє на ротор, створюється за рахунок різниці тисків у порожнинах, розмежованих центральним диском ротора 1 і корпусною втулкою 6, тобто за рахунок втрат тиску по довжині циліндричних шпарин $\varnothing 120$ і $\varnothing 72$, а також за рахунок зміни площин кільцевих перерізів $\varnothing 40$ і $\varnothing 50$. Для запобігання матеріальних втрат, пов'язаних з усуненням наслідків ерозійного зносу корпуса, передбачені змінні втулки 6, 11, 12, виконані зі сталі 45 і чавуна СЧ 20.

Розвантажувальний диск 2 є з'ємним. Він встановлений на валу й за допомогою шпонки 10 і фіксується спеціальною гайкою 7. Для вимірювання тиску по радіусу торцевого дроселя передбачена плита 3, яка має можливість переміщуватись у радіальному напрямі на 42 мм. Переміщення плити 3 здійснюється за допомогою двох напрямних у корпусі 4 і гвинтів 9, 18. Плита 3 одночасно є опорною поверхнею гідроп'яти.

Розвантаження осьової сили, яка діє на ротор, здійснюється за рахунок

тиску у порожнині розвантажувального диска 2 і торцевій шпарині. Для скидання витоків через гідроп'яту і фіксації пристроїв для вимірювання зміщення ротора передбачена кришка 8, прикріплена до корпусу 4 гвинтами 26. Герметизація з'єднання «корпус – кришка» здійснюється за допомогою ущільнення 21.

Експериментальний стенд оздоблений багатоканальною вимірювальною системою, принципова схема якої наведена на рисунку 4.3. Вона містить елементи регулювання і реєстрації гідравлічних параметрів та фіксування переміщень ротора.

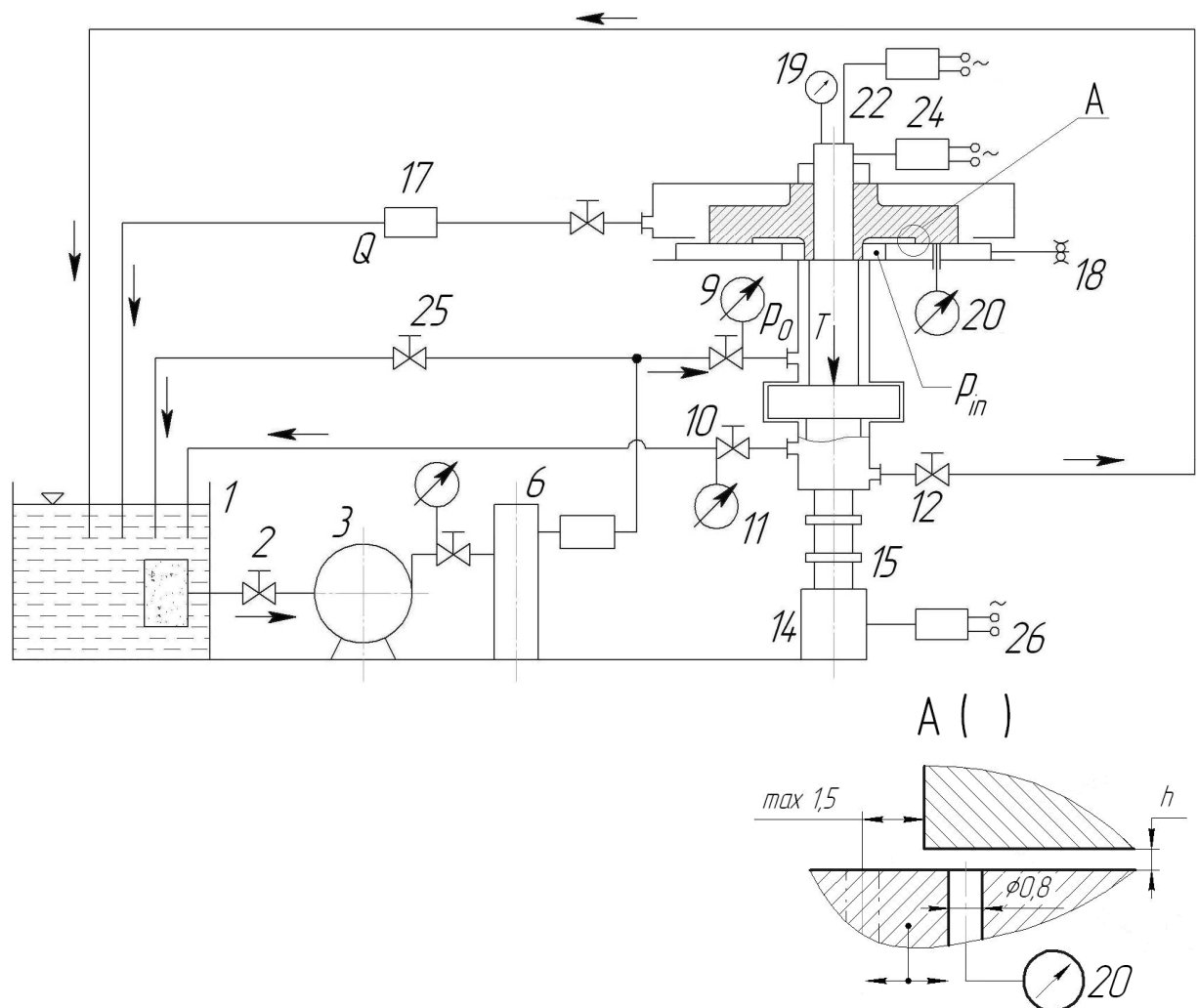


Рисунок 4.3 – Принципова схема експериментального стенду

Частота обертання вала електродвигуна 14 регулюється у діапазоні 0...3000 об/хв за допомогою перетворювача частоти 26. Робоче середовище (вода) подається з резервуара 1 в установку за допомогою плунжерного насоса 3 під тиском до 4 МПа. З метою усунення пульсацій рідини установка оздоблена гасником пульсацій 6. Подача рідини регулюється вентилем 25.

Визначення осьової сили здійснюється, виходячи з показань манометрів 9, 11. Її величина регулюється вентилем 10. Залишкові витоки у підшипниковий вузол відводяться через трубопровід з вентилем 12. Витрати рідини через гідроп'яту вимірюються об'ємним способом за допомогою ємкості 17. Вимірювання тиску рідини по радіусу торцевого дроселя здійснюється за допомогою манометра 20.

Радіальне переміщення рухомої плити здійснюється ходовим гвинтом 18. Осьове переміщення ротора вимірюється індикатором годинникового типу 19 у статичному режимі роботи гідроп'яти і безконтактним датчиком 22 вихрострумового типу, оздобленим перетворювачем «зазор – напруга» – у динамічному режимі. Для реєстрації радіальних коливань ротора стенд оздоблений двома безконтактними датчиками переміщення 24, розташованими у двох взаємно перпендикулярних вертикальних площинах.

Таким чином, експериментальний стенд дозволяє реєструвати такі параметри: осьова сила; торцевий зазор; тиск на вході і виході циліндричного і торцевого дроселів, а також у будь-якій точці торцевого дроселя; частота обертання ротора; витрати рідини. Регульовані параметри можуть змінюватись у таких діапазонах: витрати 5...90 л/хв; частота обертання 0...3000 об/хв; тиск на вході 0...4 МПа; осьова сила 0,2...38 кН.

Вимірювальна апаратура має можливість підключення до автоматизованої вимірювальної системи за допомогою блока аналого-цифрового перетворення сигналів, який забезпечує введення вимірювальної інформації у персональний комп'ютер для обробки, аналізу і зберігання.

4.3 Проведення експериментальних досліджень

4.3.1 Основні результати

Для проведення експерименту використовувалась конструкція автоматичної системи осьового урівноваження, наведена на рисунку 4.4.

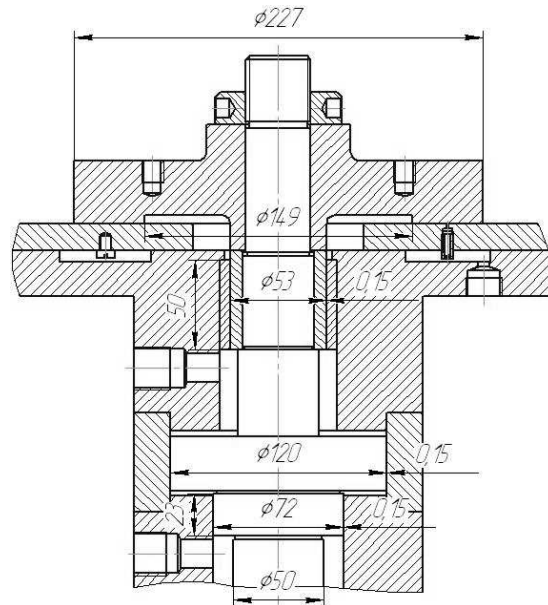


Рисунок 4.4 – Конструкція автоматичної системи осьового урівноваження

Перед входом до циліндричної шпарини забезпечувався тиск рідини, що змінюється у вказаному вище діапазоні. У ході експерименту реєструвалися тиск перед входом у циліндричну шпарину гідроп'яти; тиск перед входом у торцеву шпарину; витрати рідини через гідроп'яту; осьове переміщення ротора.

У результаті проведення експериментальних досліджень визначені стаціонарні значення торцевого зазору і побудовані експериментальні точки статичних характеристик гідроп'яти (рисунок 4.5) для різних кутових швидкостей обертання вала. Експериментальні точки апроксимовані функціями, що відображають математичну модель автоматичної системи осьового урівноваження ротора відцентрового насоса.

На рисунку 4.5 а показана залежність торцевого зазору h від осьової сили T , яка діє на ротор, і кутової швидкості ω обертання вала

(0, 157 і 220 рад/с). На рисунку 4.4 б показана залежність торцевого зазору від кутової швидкості обертання вала для різних значень осьової сили (5, 19 і 29,5 кН).

На рисунку 4.5 показана залежність торцевого зазору h гідроп'яти від осьової сили T , яка діє на ротор.

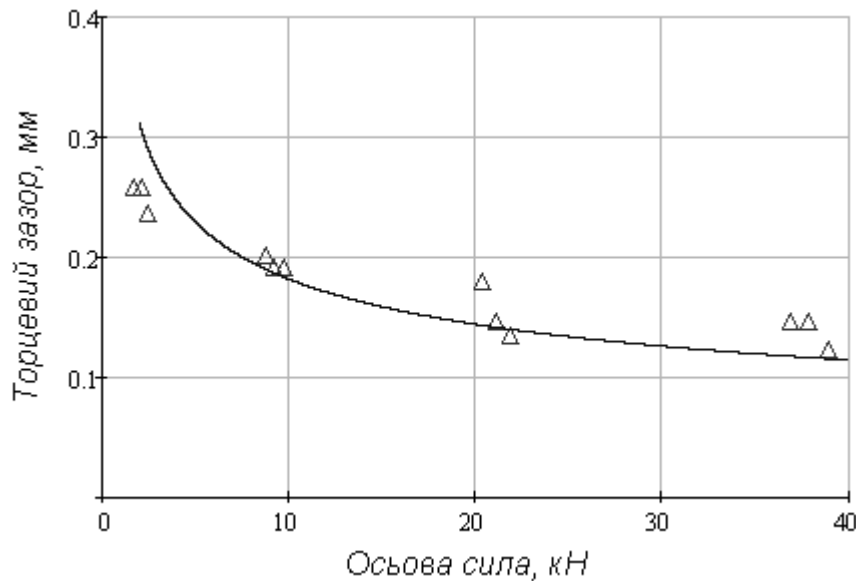


Рисунок 4.5 – Залежність торцевого зазору від осьової сили

Гідроп'ята є не лише пристроєм осьового врівноваження ротора, але й відіграє функції кінцевого ущільнення. Для змінних тиску нагнітання і кутової швидкості обертання вала визначені витрати робочої рідини (води) через торцевий дросель. У результаті побудовані експериментальні точки витратних характеристик (рисунок 4.7).

На рисунку 4.6 наведені залежності витрат робочої рідини через торцевий дросель від тиску нагнітання і величини торцевого зазору. Як видно з рисунку, витрати робочої рідини через гідроп'яту зменшуються зі зменшенням тиску нагнітання і величини торцевого зазору.

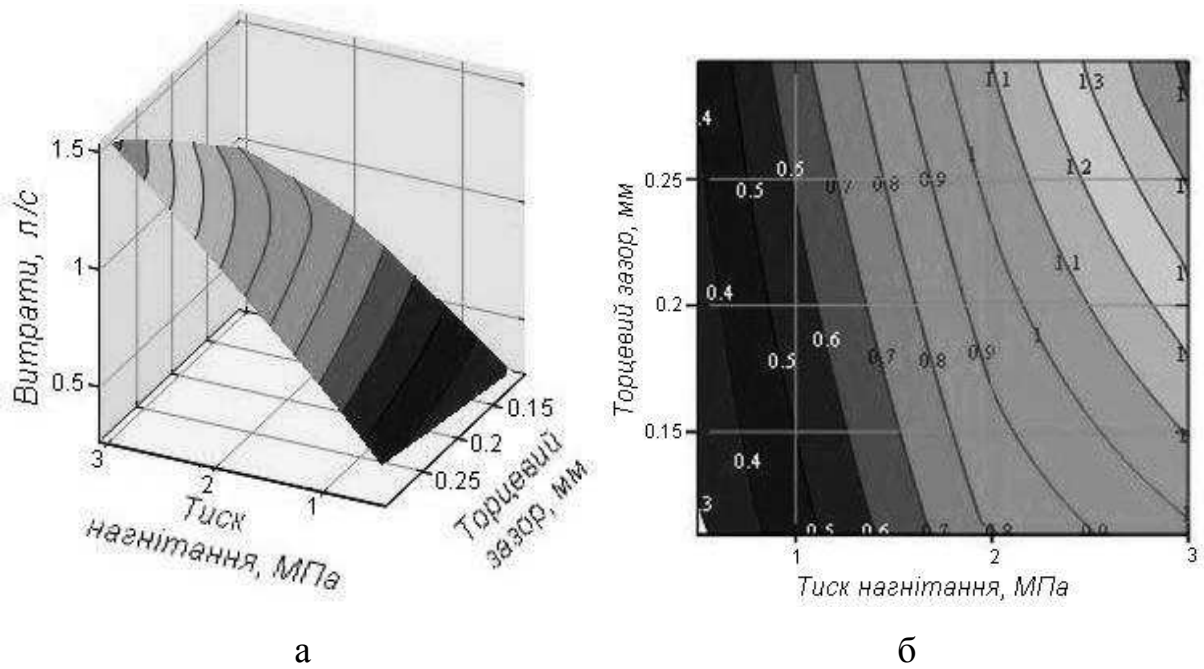


Рисунок 4.6 – Залежність витрат робочої рідини через торцевий дросель від тиску нагнітання і величини торцевого зазору: апроксимаційна поверхня (а) та ізолінії (б)

Експериментальним шляхом визначені значення падіння тиску на вхідній кромці торцевого дроселя залежно від тиску p_{in} у камері гідропр'яти і величини торцевого зазору (рисунок 4.7).

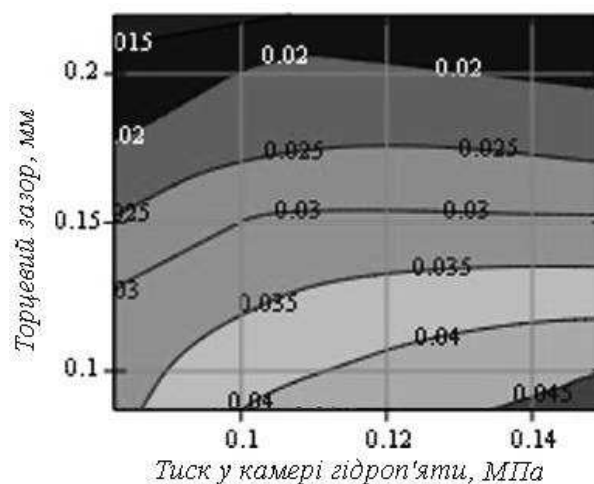


Рисунок 4.7 – Залежність втрат тиску на вхідній кромці від тиску у камері гідропр'яти і величини торцевого зазору

На рисунку 4.3 (поз. А) показана схема вимірювання тиску по радіусу торцевого дроселя. Для цього у опорній плиті передбачений спеціальний отвір, сполучений з порожниною, тиск у якій вимірюється манометром. Довжина торцевого дроселя становить 39 мм, а опорна плита здатна переміщуватись на 42 мм. Таким чином, є можливість дослідження падіння тиску на вхідній кромці і його поновлення на вихідній кромці торцевого дроселя завдяки виходу спеціального отвору на 1,5 мм у порожнини до і після торцевої шпарини.

На рисунку 4.8 показаний визначений експериментальним шляхом розподіл тиску у торцевому дроселі. На вхідній кромці відбувається зниження тиску, а на вихідній кромці – його поновлення.

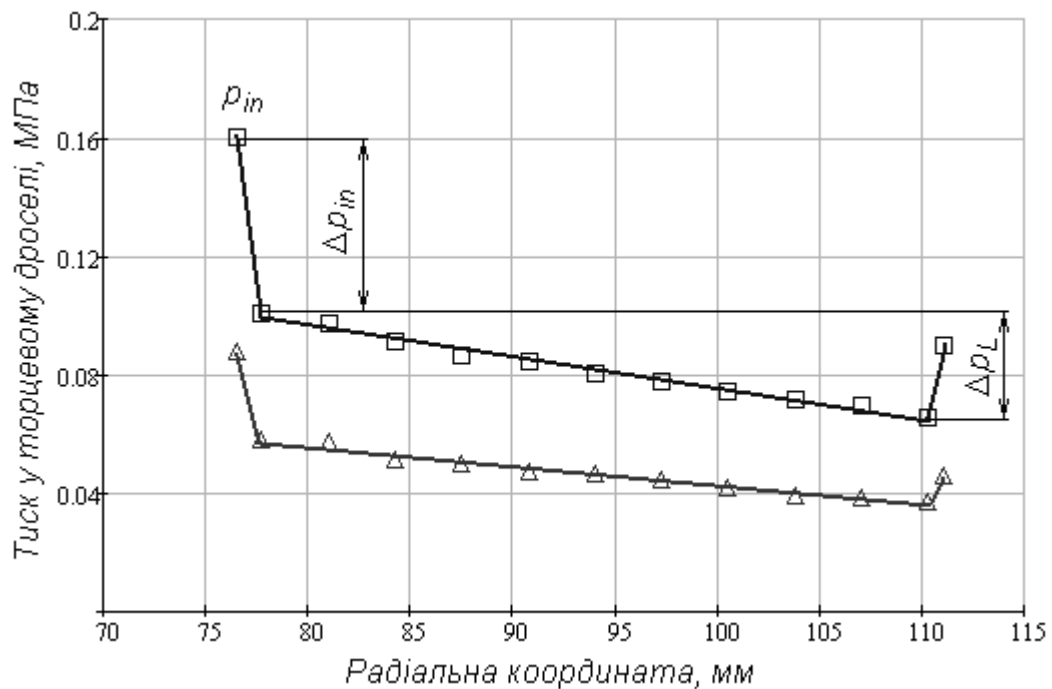


Рисунок 4.8 – Розподіл тиску по радіусу торцевого дроселя

Експериментальні дані дозволяють визначати коефіцієнти гідравлічних втрат. Формула для втрат тиску на тертя по радіусу торцевого дроселя [26]

$$\Delta p_t = \frac{\lambda_2}{2h} \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.1)$$

з урахуванням виразу для середньої радіальної швидкості

$$V = Q / (2\pi r_m h) \quad (4.2)$$

(r_m – середній радіус торцевого дроселя) дає змогу визначити коефіцієнт Дарсі

$$\lambda = \frac{16\pi^2 r_m^2 h^3}{\rho l_2 Q^2} \Delta p_l \quad (4.3)$$

за експериментально визначеними параметрами h , Q , Δp_l . Вихідні параметри розрахунку: вхідний і вихідний діаметри торцевого дроселя $d_{in} = 0,149$ м, $d_{out} = 0,227$ м; довжина торцевого дроселя (у радіальному напрямку) $l_2 = 0,039$ м; густина робочої рідини $\rho = 1000$ кг/м³, кінематична в'язкість $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Результати розрахунків наведені на рисунку 4.9. Так, наприклад, для перепаду тиску по довжині торцевого дроселя $\Delta p_L = 0,04$ МПа і торцевого зазору $h = 0,2$ мм коефіцієнт гідравлічних втрат на тертя становить $\lambda = 0,06$.

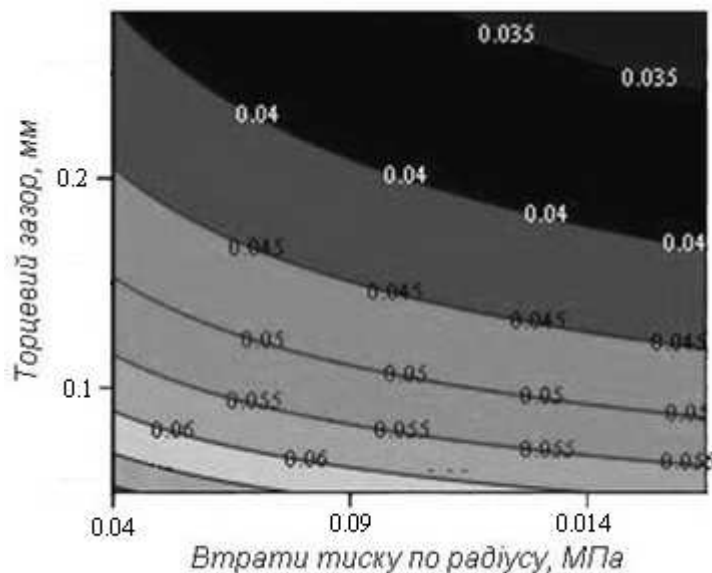


Рисунок 4.9 – Коефіцієнт гідравлічних втрат на тертя по радіусу торцевого дроселя ($Re \sim 4 \cdot 10^3$)

Формула для втрат тиску на вхідній кромці [26]

$$\Delta p_{in} = \zeta_{in} \frac{\rho V^2}{2} \quad (4.4)$$

з урахуванням виразу для середньої радіальної швидкості на вході

$$V_{in} = Q / (\pi d_{in} h) \quad (4.5)$$

(d_{in} – внутрішній діаметр торцевого дроселя) дає змогу визначити коефіцієнт

місцевих гідравлічних втрат

$$\zeta_{in} = \frac{2\pi^2 d_{in}^2 h^2}{\rho Q^2} \Delta p_{in} \quad (4.6)$$

за експериментально визначеними параметрами h , Q , Δp_{in} .

Результати розрахунків наведені на рисунку 4.10. Так, наприклад, для вхідного тиску $p_{in} = 0,1$ МПа і торцевого зазору $h = 0,2$ мм коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат становить $\zeta_{in} = 1,45$.

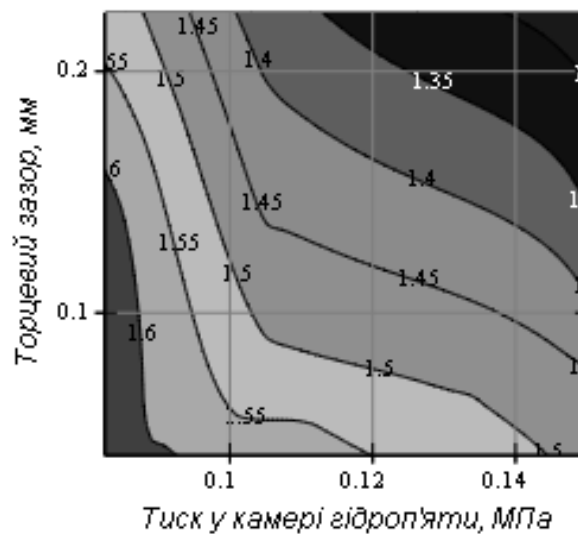


Рисунок 4.10 – Коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат на вхідній кромці

4.3.2 Аналіз точності вимірювань

Процес вимірювання неминує супроводжується помилками, які викликаються недосконалістю вимірювальних засобів, нестабільністю умов проведення вимірювань, недосконалістю самого методу і методики вимірювань, недостатнім досвідом та недосконалістю органів чуття людини, яка виконує вимірювання, а також іншими факторами.

Відносна похибка δy вимірюваної величини y визначається за формулою:

$$\delta y = \sqrt{(\delta y_1 + \delta y_2)^2 + \delta y_3^2}, \quad (4.7)$$

де δy_1 – відносна похибка вимірювального приладу; δy_2 – відносна похибка методу вимірювання; δy_3 – відносна випадкова похибка.

Основні засоби вимірювання і їх технічні характеристики наведені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Похибки засобів вимірювання

Пристрій		Вимірювана величина		Параметри вимірювань			Абс. похибка
Назва	Марка	Параметр	Позначення	Одиниця вимірювання	Діапазон	Ціна ділення	
Манометр	МТИ-1218	Тиск	p	МПа	0...0,4	0,004	0,004
	МТИ-1246				0...6	0,05	0,05
Індикатор	ИЧ-10	Лінійний розмір	h	мм	0...10	0,01	0,02
Штангенциркуль	ШЦ-II-250		d		0...250	0,05	0,04
Ємкість мірна	07 065	Об'єм	V	л	0...5	0,1	0,05
Секундомір	СОСпр-2б-2-010	Час	t	с	–	0,2	0,6

Похибки методу відбуваються унаслідок помилок або недостатньої розробленості методу вимірювань. Сюди можна віднести неправомірну екстраполяцію властивості, отриманого в результаті одиничного вимірювання, на весь вимірюваний об'єкт. Для подальших розрахунків абсолютною похибкою метода вважатимемо половину ціни ділення відповідного вимірювального пристрою (таблиця 4.1).

Випадкові похибки – це похибки, що відбуваються при повторних вимірюваннях, оскільки параметри вимірювання при цьому є різними, незалежними по знаку і величині значення, не підкоряються будь-якій детермінованій закономірності. Причин, що викликають випадкові похибки, може бути багато; наприклад коливання припуску на обробку, механічні властивості матеріалів, сторонні вклучення, точність установки деталей, точність засобів вимірювання, зміна вимірювального зусилля кріплення деталі тощо.

Абсолютне значення випадкової похибки визначається як нормалізоване середньоквадратичне відхилення результатів багаторазових вимірювань:

$$\delta_{y_3} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}{N-1}}, \quad (4.8)$$

де N – кількість вимірювань; y_i – значення вимірюваної величини i -го

вимірювання ($i = \overline{1, N}$); \bar{y} – середнє значення вимірюваної величини:

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^N y_i}{N}. \quad (4.9)$$

Випадкові похибки вимірювання, не змінюючи точності результату вимірювань, тим не менше, впливають на його достовірність. Відносні випадкові похибки, розраховані для основних вимірюваних характеристик досліджуваної системи за вищезазначеними формулами, зведені до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Випадкові похибки результатів експериментальних досліджень

<i>Досліджувана характеристика</i>	<i>Відносна випадкова похибка</i>
Статична характеристика	0,025
Витратна характеристика	0,018

Наведені дані дозволяють визначити сумарні відносні похибки вимірюваних величин. Так, наприклад, згідно з формулою (4.9), відносна похибка вимірювання торцевого зазору або осьового переміщення вала становить $\delta h = 0,023$. Відносні похибки вимірювання втрат тиску на внутрішній кромці торцевого диску і по довжині (радіусу) торцевого дроселя відповідно становлять $\delta \Delta p_{in} = 0,023$; $\delta \Delta p_L = 0,05$.

У випадку, коли необхідно встановити точність оцінювання фізичного параметра $y(x_1, x_2, \dots, x_m)$, що є функцією m аргументів x_1, x_2, \dots, x_m , наперед визначені відносні похибки яких є відповідно $\delta x_1, \delta x_2, \dots, \delta x_m$, відносна похибка δy визначається за такою формулою:

$$\delta y(x_1, x_2, \dots, x_m) = \frac{1}{y} \sqrt{\sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial x_j} \delta x_j \right)^2}. \quad (4.10)$$

Наприклад, для параметра λ , що є функцією параметрів $h, \Delta p_L$ і визначається за формулою (4.3), відносна похибка

$$\delta \lambda(h, \Delta p_L) = \frac{1}{\lambda} \sqrt{\left(\frac{\partial \lambda}{\partial h} \delta h \right)^2 + \left(\frac{\partial \lambda}{\partial \Delta p_L} \delta p \right)^2} = \frac{n}{2-n} \sqrt{9 \delta h^2 + \delta \Delta p_L^2} \quad (4.11)$$

не перевищує значення 0,012.

Для параметра ζ_{in} , що є функцією параметрів h , Δp_{in} і визначається за формулою (4.8), відносна похибка

$$\delta\zeta_{in}(h, \Delta p_{in}) = \frac{1}{\zeta_{in}} \sqrt{\left(\frac{\partial\zeta_{in}}{\partial h} \delta h\right)^2 + \left(\frac{\partial\zeta_{in}}{\partial\Delta p_{in}} \delta p\right)^2} = \sqrt{4\delta h^2 + \delta\Delta p_{in}^2} \quad (4.12)$$

не перевищує значення 0,048.

4.3.3 Порівняння теорії з експериментом

Для оцінки відповідності математичної моделі фізичному експерименту побудована статична характеристика врівноважуючого пристрою (рисунок 4.11) як залежність безрозмірного торцевого зазору u від безрозмірної узагальненої дії $\Phi = \tau/\psi_1$:

$$u = \sqrt[3]{\frac{1}{\alpha^2} \left(\frac{\sigma}{\Phi} - 1\right)}. \quad (4.13)$$

Послідовність побудови теоретичної залежності (4.13) наступна. Внутрішній і зовнішній радіуси диска для створення осьової сили $R_0 = 22,5$ мм, $R_1 = 60$ мм та відповідна площа поверхні $s_1 = \pi(R_1^2 - R_0^2) = 0,01$ м²; радіуси циліндричного дроселя і внутрішній та зовнішній радіуси торцевої поверхні розвантажувального диска $r_1 = 26,5$ мм, $r_2 = 74,5$ мм, $r_3 = 113,5$ мм; площі поверхонь розвантажувального диска під торцевим дроселем і площа торцевого дроселя $s_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2) = 0,015$ м², $s_T = \pi(r_3^2 - r_2^2) = 0,023$ м²; ефективна площа $s_e = s_2 + 0,5s_T = 0,027$ м². Базові значення площі, тиску нагнітання і торцевого зазора $s_B = s_1$ 0,01 м², $p_B = 2$ МПа, $h_{TB} = 0,15$ мм. Безрозмірна ефективна площа $\sigma = s_e/s_B = 2,75$. Середній діаметр і площа перерізу рідинного шару торцевого дроселя $d_m = r_2 + r_3 = 0,188$ мм, $f_1 = \pi d_m h_{TB} = 8,8 \cdot 10^{-5}$ м²; довжина торцевого дроселя $l_T = r_3 - r_2 = 0,039$ мм; коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині (рисунки 4.10, 4.11) $\zeta_2 = 1,5$, $\lambda_2 = 0,06$; сумарний коефіцієнт гідравлічних втрат $\zeta_T = \zeta_2 + 0,5\lambda_2 l_T/h_{TB} = 9,3$; густина рідини $\rho = 1000$ кг/м³; провідність торцевого дроселя при базовому значенні торцевого зазору $g_{TB} = [2f_2/(\rho\zeta_T)]^{1/2} = 1,3 \cdot 10^{-6}$ м³/(Па^{0,5}·с). Діаметр, зазор і площа перерізу

рідинного шару циліндричного дроселя $d_1 = 2R_0 = 45$ мм, $h_1 = 0,3$ мм, $f_1 = \pi d_1 h_1 = 4,2 \cdot 10^{-5}$ м²; довжина циліндричного дроселя $l_1 = 50$ мм; коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині $\zeta_{10} = 1,5$, $\lambda_1 = 0,06$; сумарний коефіцієнт гідравлічних втрат $\zeta_1 = \zeta_{10} + 0,5\lambda_1 l_1/h_1 = 6,5$; провідність циліндричного дроселя $g_1 = [2f_1/(\rho\zeta_1)]^{1/2} = 7,4 \cdot 10^{-7}$ м³/(Па^{0,5}·с). Відношення провідностей торцевого і циліндричного дроселів $\alpha = g_{ТБ}/g_1 = 1,75$.

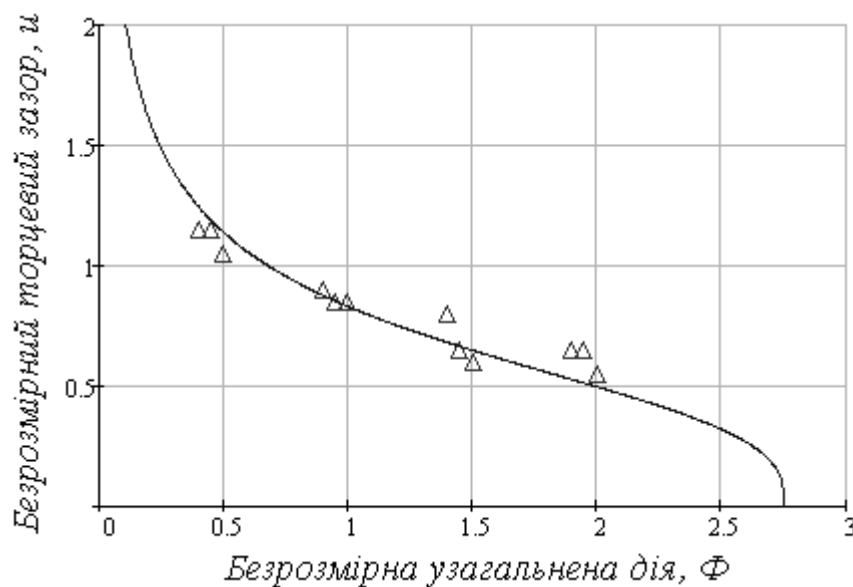


Рисунок 4.11 – Статична характеристика:
експериментальні точки і теоретична залежність

Для перевірки узгодженості теоретичних і експериментальних даних застосовується критерій Фішера [102], який дозволяє порівнювати дисперсії двох незалежних вибірок:

$$F_{\text{емп}} = \sigma_1^2 / \sigma_2^2, \quad (4.14)$$

де σ_1^2 , σ_2^2 – залишкова дисперсія і дисперсія відтворюваності середніх значень:

$$\sigma_1^2 = \frac{1}{n-l} \sum_{i=1}^n (u_i - \bar{u}_i)^2; \quad \sigma_2^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (\hat{u}_i - \bar{u}_i)^2. \quad (4.15)$$

Тут $n = 4$ – кількість однойменних груп параметрів; $l = 2$ – кількість параметрів теоретичної залежності; m – кількість експериментальних точок; u_i , \hat{u}_i , \bar{u}_i – теоретичні і експериментальні значення безрозмірного торцевого

зазору та середні значення у групі (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3 – Порівняння теоретичних і експериментальних даних

№ групи ($n = 4$)	Безрозмірний тиск нагнітання, ψ_{1i}	№ точки ($m = 12$)	Безрозмірний торцевий зазор		
			Експериментальні дані		Теоретичне значення, u_i
			Значення \hat{u}_i	Середнє значення, \bar{u}_i	
1	0,5	1	1,05	1,12	1,14
		2	1,15		
		3	1,15		
2	1,0	4	0,85	0,87	0,83
		5	0,85		
		6	0,90		
3	1,5	7	0,60	0,68	0,65
		8	0,65		
		9	0,80		
4	2,0	10	0,55	0,62	0,50
		11	0,65		
		12	0,65		

За формулами (4.15) визначаємо $\sigma_1^2 = 8,8 \cdot 10^{-3}$, $\sigma_2^2 = 2,9 \cdot 10^{-3}$. Критерій Фішера (4.14) $F_{emn} = 3,1$ перевищує мінімально допустиме значення $F = 2,8$, визначене з таблиці інтегральних функцій розподілу Фішера [102, с. 934] для рівня значущості 0,1 і ступенів вільності $\nu_1 = n - l = 2$, $\nu_2 = m - 1 = 11$. Таким чином, математична модель врівноважуючого пристрою адекватно відображає експериментальні дані.

4.4 Оцінювання параметрів автоматичної системи осьового урівноваження

Дані, отримані експериментальним шляхом, обмежені максимально можливим тиском нагнітання, що допускає експериментальний стенд. Тому необхідно запропонувати методику визначення параметрів системи «ротор – гідроуп'ята» за результатами експериментальних досліджень, які можуть бути отримані згідно описаної методики при інших вихідних параметрах. З цією метою експериментально отримані розрахункові точки статичної або витратної

характеристики необхідно апроксимуватимувати теоретичними залежностями, побудованими на основі статичного розрахунку.

Оцінюваним параметром обирається відношення провідностей торцевого і циліндричного дроселів при базовому значенні торцевого зазору $\alpha = g_{TB} / g_1$. Для визначення параметра α використовуються методи теорії оцінювання параметрів, оскільки цей математичний апарат є універсальною апроксимуючою процедурою, що дозволяє встановити залежність між зміною відгуку системи і набором незалежних параметрів.

Залежність осьової сили від торцевого зазору визначається залежністю, яка після введення базових значень параметрів може бути переписана у безрозмірній формі:

$$\tau = \frac{\sigma \psi_1}{1 + \alpha^2 u^3}, \quad (4.16)$$

де σ – безрозмірна ефективна площа, ψ_1 – безрозмірний тиск нагнітання, u – безрозмірний торцевий зазор, τ – безрозмірна осьова сила.

Добуток $\sigma \psi_1$ у формулі (4.16) є максимально можливим значенням осьової сили, при якому теоретично торцевий зазор дорівнює нулю:

$$\tau_{\max} = \sigma \psi_1. \quad (4.17)$$

З урахуванням прийнятих позначень вираз для статичної характеристики гідроп'яти як залежності величини торцевого зазору від сумарної осьової сили, що діє на ротор відцентрової машини, набуває вигляду:

$$u(\tau) = \sqrt[3]{\frac{1}{\alpha^2} \left(\frac{\tau_{\max}}{\tau} - 1 \right)}. \quad (4.18)$$

У такому вигляді шукатимемо апроксимаційні криву для експериментальних точок. При цьому параметр α може бути знайдений як результат найкращого наближення (з безлічі можливих наближень) статичної характеристики до експериментальних точок.

Перетворимо рівняння (4.18) до вигляду:

$$\frac{1}{\tau} = \frac{1}{\tau_{\max}} (1 + \alpha^2 u^3). \quad (4.19)$$

Таким чином, нелінійна модель $u(\tau)$ перетворена в однопараметричну регресійну квазілінійну модель $\tau^{-1}(\alpha^2)$, для дослідження якої застосовується метод найменших квадратів. Сумарне квадратичне відхилення теоретичної кривої від експериментальних точок складає:

$$R(\alpha) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{1}{\tau_i} - \frac{1}{\tau_{\max}} (1 + \alpha^2 u_i^3) \right]^2 = \min, \quad (4.20)$$

де n – кількість експериментальних точок, кожна з яких визначається координатами $(\tau_i; u_i)$ ($i = \overline{1, n}$).

Умова стаціонарності сумарного квадратичного відхилення

$$\frac{dR}{d(\alpha^2)} = 0 \quad (4.21)$$

набуває вигляду

$$-\sum_{i=1}^n 2 \left[\frac{1}{\tau_i} - \frac{1}{\tau_{\max}} (1 + \alpha^2 u_i^3) \right] \frac{u_i^3}{\tau_{\max}} = 0. \quad (4.22)$$

Після тотожних перетворень можна отримати формулу для визначення шуканого параметра α :

$$\alpha = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\tau_{\max}}{\tau_i} - 1 \right) u_i^3}{\sum_{i=1}^n u_i^6}}. \quad (4.23)$$

Для результатів проведеного експерименту, відповідно до останньої формули, відношення провідностей торцевого і циліндричного дроселів при базовому значенні торцевого зазору $\alpha = 1,68$.

Однопараметрична задача не є достатньо повною, оскільки в ній обирається фіксоване значення τ_{\max} . Цей параметр також підлягає уточненню. Тому актуальною є двопараметрична задача, яка дозволяє оцінити одночасно два параметри – α і τ_{\max} .

Умова стаціонарності сумарного квадратичного відхилення $R(\alpha^2; \tau_{\max})$

$$\begin{cases} \frac{\partial R}{\partial(\alpha^2)} = 0; \\ \frac{\partial R}{\partial \tau_{\max}} = 0; \end{cases} \quad (4.24)$$

набуває такого вигляду:

$$\begin{cases} n\tau_{\max} - \alpha^2 \sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i = \sum_{i=1}^n \tau_i; \\ \tau_{\max} \sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i - \alpha^2 \sum_{i=1}^n u_i^6 \tau_i^2 = \sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i^2. \end{cases} \quad (4.25)$$

Після розв'язання отриманої системи двох алгебраїчних рівнянь можна вивести формули для визначення невідомих параметрів α і τ_{\max} :

$$\tau_{\max} = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i \sum_{i=1}^n u_i^6 \tau_i^2 - \sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i \sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i^2}{n \sum_{i=1}^n u_i^6 \tau_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i \right)^2}; \quad (4.26)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \tau_i \sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i - n \sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i^2}{n \sum_{i=1}^n u_i^6 \tau_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n u_i^3 \tau_i \right)^2}}. \quad (4.27)$$

Для результатів проведеного експерименту уточнені значення відношення провідностей торцевого і циліндричного дроселів при базовому значенні торцевого зазору $\alpha = 1,72$; значення $\tau_{\max} = 2,75$.

Оцінювання параметрів α , τ_{\max} може бути проведене на основі експериментальних точок витратної характеристики. Розглянемо залежність витрат робочого середовища від величини торцевого зазору, вводячи базове значення витрат Q_B , що відповідає базовому значенню торцевого зазору ($u = 1$):

$$Q_B = \sqrt{\frac{g_c^2 g_{TB}^2 P_1}{g_c^2 + g_{TB}^2}}, \quad (4.28)$$

і безрозмірні витрати:

$$q = \frac{Q}{Q_B}; \quad (4.29)$$

$$q = \sqrt{\frac{(1 + \alpha^2) u^3}{1 + \alpha^2 u^3}}. \quad (4.30)$$

Залежність витрат робочої рідини через торцевий дросель від сумарної осьової сили τ , що діє на ротор:

$$q(\tau) = \sqrt{\frac{1 + \alpha^2}{\alpha^2} \left(1 - \frac{\tau}{\tau_{\max}}\right)}. \quad (4.31)$$

Перетворимо рівняння (4.34) до вигляду:

$$[(q^2 - 1)\tau_{\max} + \tau]\alpha^2 = \tau_{\max} - \tau. \quad (4.32)$$

Застосуємо метод найменших квадратів. Сумарне квадратичне відхилення складає:

$$R(\alpha) = \sum_{i=1}^n \left\{ [(q_i^2 - 1)\tau_{\max} + \tau_i]\alpha^2 + \tau_{\max} - \tau_i \right\}^2 = \min, \quad (4.33)$$

де n – кількість експериментальних точок, кожна з яких визначається координатами $(\tau_i; q_i)$ ($i = \overline{1, n}$).

Умова стаціонарності сумарного квадратичного відхилення (4.21) після перетворень набуває вигляду:

$$\sum_{i=1}^n 2 \left[\left(q_i^2 - 1 + \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} \right) \alpha^2 - 1 + \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} \right] \left(q_i^2 - 1 + \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} \right) = 0. \quad (4.34)$$

Після тотожних перетворень можна отримати формулу для визначення шуканого параметра α :

$$\alpha = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left(q_i^2 - 1 + \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} \right) \left(1 - \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} \right)}{\sum_{i=1}^n \left(q_i^2 - 1 + \frac{\tau_i}{\tau_{\max}} \right)^2}}. \quad (4.35)$$

Для результатів проведеного експерименту, відповідно до останньої формули, відношення провідностей торцевого і циліндричного дроселів при базовому значенні торцевого зазору $\alpha = 1,67$.

У разі розв'язання двопараметричної задачі оцінювання параметрів системи умови (4.24) стаціонарності сумарного квадратичного відхилення $R(\alpha^2; \tau_{\max})$ набувають такого вигляду:

$$\begin{cases} x(a_1 y^2 - 2a_2 y + n) + a_3 y^2 + (a_3 - a_4)y - a_4 = 0; \\ (a_1 x^2 + 2a_3 x + a_4)y - a_1 x^2 + (a_3 - a_4)x + a_5 = 0, \end{cases} \quad (4.36)$$

де введені позначення:

$$\begin{cases} x \equiv \tau_{\max}; & y \equiv \alpha^2; \\ a_1 = \sum_{i=1}^n (q_i^2 - 1)^2; & a_2 = \sum_{i=1}^n (q_i^2 - 1); & a_3 = \sum_{i=1}^n \tau_i (q_i^2 - 1)^2; & a_4 = \sum_{i=1}^n \tau_i; & a_5 = \sum_{i=1}^n \tau_i^2. \end{cases} \quad (4.37)$$

Отримана система нелінійних рівнянь може бути розв'язана чисельно. Для результатів експерименту отримані такі значення коефіцієнтів: $a_1 = 18,12$; $a_2 = 4,30$; $a_3 = 9,02$; $a_4 = 10,90$; $a_5 = 12,37$. У результаті розв'язання системи (4.36) $\tau_{\max} = 2,73$; $\alpha = 1,7$.

Результати розв'язання задачі оцінювання параметрів автоматичної системи осьового врівноваження зведені до таблиці 4.4. Відмінність у результатах, отриманих при розв'язанні одно- та двопараметричної задач вказує на необхідність оцінювання найбільш можливого числа невідомих факторів.

Таблиця 4.3 – Результати оцінювання параметрів

Задача оцінювання	Безрозміні параметри	
	α	τ_{\max}
Статична характеристика		
Однопараметрична	1,68	2,75
Двопараметрична	1,72	
Витратна характеристика		
Однопараметрична	1,67	2,73
Двопараметрична	1,70	

Значення α дозволяє уточнити визначені експериментальним шляхом коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині шпаринних ущільнень, виходячи з такої залежності:

$$\alpha = \sqrt{\frac{g_{TB}}{g_u}} = \frac{d_m}{d_c} \cdot \frac{h_{TB}}{h_1} \sqrt{\frac{\zeta_1 + \frac{\lambda_1 l_1}{h_1}}{\zeta_2 + \frac{\lambda_2 l_2}{h_{TB}}}}, \quad (4.38)$$

де g_{TB} – провідність торцевого дроселя при базовому значенні торцевого зазора; g_u – провідність циліндричного дроселя; d_m – середній діаметр торцевої поверхні гідроп'яти, d_u – діаметр циліндричної втулки шпаринного ущільнення;

h_{TB} – базове значення торцевого зазору; h_1 – величина циліндричного зазору втулкового ущільнення; $\zeta_{1,2}$ – коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат; $\lambda_{1,2}$ – коефіцієнти гідравлічних втрат на тертя по довжині; l_1 – довжина циліндричного зазору втулкового ущільнення; l_2 – довжина торцевого дроселя (у радіальному напрямку).

Таким чином, отримана методика дозволяє за необхідності уточнити параметри гідромеханічної системи автоматичного врівноваження осьової сили, ґрунтуючись на математичній моделі статичного розрахунку без урахування необмеженого числа факторів, які з об'єктивних причин не можуть бути враховані у загальній їх кількості.

4.5 Висновки

Під час проектування вузлів насосів, які містять торцеві дроселі (автоматичні системи осьового урівноваження ротора, шпаринні ущільнення) необхідно правильно вказувати коефіцієнти гідравлічних втрат, оскільки їх числові значення суттєво впливають на робочі параметри. Ці коефіцієнти залежать від режиму руху рідини і, як наслідок, від перепаду тиску у дроселі.

У результаті експериментальних досліджень визначені коефіцієнти місцевих втрат і втрат на тертя.

Запропонована методика, яка також дозволяє уточнювати провідності дроселів автоматичної системи осьового урівноваження на підставі експериментально отриманих точок статичної і витратної характеристик.

Результати експерименту показали, що отримані характеристики досліджуваної системи добре узгоджуються з розрахунковими даними.

Експериментальний стенд може бути застосований для дослідження працездатності сучасних автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових насосів.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена розв'язанню актуальної науково-практичної задачі – підвищення герметичності та надійності АСОУ роторів відцентрових машин за рахунок застосування ЗВП. Практичну цінність складають розроблені методики: статичного і динамічного розрахунків ЗВП відцентрових машин; імовірнісного розрахунку характеристик АСОУ; експериментального визначення коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат і втрат на тертя по довжині торцевого дроселя; уточнення параметрів АСОУ методами теорії оцінювання.

Основні результати роботи полягають у наступному:

1. Визначений кількісний показник надійності традиційних конструкцій АСОУ – середнє напрацювання до відмови в області допустимих витоків робочої рідини, – що має порядок 10^4 годин. Запропоновано використання ЗВП, що запобігає витокам робочого середовища.

2. Створена математична модель ЗВП відцентрових машин за наявності регулятора перепаду тиску з урахуванням різних режимів руху запірною середовища у дроселях, яка дозволяє досліджувати статичні і витратні характеристики пристрою, визначати резонансні частоти осьових коливань ротора і перевіряти стійкість.

3. Розроблена методика автоматизованого розрахунку ЗВП відцентрових машин, яка дозволила виявити залежності між основними параметрами: тиском нагнітання і величини торцевого зазору та витрат запірною середовища, частотою обертання ротора і амплітудою його осьових коливань. Зокрема, встановлено, що у діапазоні відхилень тиску нагнітання на 50% від номінального значення торцевий зазор змінюється у межах 7%, витрати запірною середовища через торцевий дросель – у межах 25%; амплітуда осьових коливань ротора становить 20% від величини торцевого зазору.

4. Проведена імовірнісна оцінка статичної, витратної та амплітудної частотної характеристик ЗВП відцентрових машин. Встановлено, що на зміну величини торцевого зазору, витрати і амплітуду осьових коливань ротора

суттєво впливає випадкова зміна фізичних і геометричних параметрів АСОУ: зокрема, при коефіцієнті варіації 0,05 для випадково змінних параметрів величина торцевого зазору може змінюватись на 20%, витрати через торцевий дросель – на 25%, амплітуда осьових коливань ротора – на 40%.

5. Проведені експериментальні дослідження автоматичної системи осьового урівноваження. Побудовані статична характеристика, крива розподілу тиску по довжині торцевого дроселя, визначені коефіцієнти місцевих гідравлічних втрат у торцевому дроселі і втрат по його довжині, які зменшуються при збільшенні торцевого зазору. За результатами досліджень методами теорії оцінювання створена методика уточнення параметрів АСОУ, яка дозволяє корегувати значення провідностей дроселів і встановлювати максимально допустиме значення осьової сили.

6. Результати роботи впроваджені у процес розробки і модернізації насосних агрегатів у ВАТ «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування «ВНДІАЕН» та ПАТ «Сумське машинобудівне НВО ім. М. В. Фрунзе», а також використовуються у навчальному процесі у Сумському державному університеті студентами напряму «Механіка» та спеціальності «Комп'ютерна механіка».

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бард Й. Нелинейное оценивание параметров / Бард Й. – М. : Статистика, 1979.
2. Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения / Васильцов Э. А. – Л. : Машиностроение, 1974. – 160 с.
3. Виршинг П. О свойствах статистических моделей, используемых при проектировании / Виршинг П. [пер. с англ.] – Хьюстон : ASME, 1975. – С. 232 – 238.
4. Демидович Б.П. Численные методы анализа: приближение функций, дифференциальные и интегральные уравнения / Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. – М. : Наука, 1967. – 372 с.
5. Диллон Б. Инженерные методы обеспечения надёжности систем / Диллон Б., Сингх Ч.; [пер. с англ.] – М. : Мир, – 1984. – 318 с.
6. Жижокин В.Г. Экономические показатели питательных насосов современных тепловых электростанций / Жижокин В.Г., Зеленский В.Г., Туркин А.Н. // Экономия топлива на электростанциях и энергосистемах. – М. : Энергия. –1967. – С. 152 – 162.
7. Зуева Н.В. Аксиально-угловые колебания упруго-опёртого кольца гидропята / Зуева Н.В., Корчак А. // Праці 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції «ГЕРВІКОН-2005». – В 3 т. – Суми : Вид-во СумДУ, 2005. – Т. 2. – 340с. – С. 181 – 187.
8. Зуева Н.В. Влияние сил инерции и местных гидравлических потерь на гидродинамические характеристики торцовых дросселей / Зуева Н.В., Корчак А. // Вісник Сумського державного університету: науковий журнал. – 2006. – серія «Технічні науки». – № 10(94). – С. 104 – 111.
9. Зуева Н.В. Гидродинамика торцовых дросселей с учётом инерции жидкости / Зуева Н.В. // Вісник Сумського державного університету: науковий журнал. – 2003. – серія «Технічні науки». – № 3(49) – С. 44 – 50.

10. Зуева Н.В. Исследование гидродинамических характеристик торцовых дросселей и динамика торцовых уплотнений. диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.09 / Зуева Наталья Викторовна. – Сумы, 2007. – 165 с.

11. Зуева Н.В. Угловые колебания упруго опертого кольца уравнивающего устройства центробежного насоса с учётом местных потерь / Зуева Н.В., Каринцев И.Б. // Вісник Сумського державного університету: науковий журнал. – 2005. – серія «Технічні науки». – № 12(84). – С. 91 – 97.

12. Иглсон П. Природа самовозбуждения колебаний плоских пластинок в потоке / Иглсон П., Дэйли Дж., Ноутсопулос Г. // Теоретические основы инженерных расчётов: труды американского общества инженеров [русский перевод]. – М. : Изд-во «Мир». – 1964. – № 3. – С. 206 – 215.

13. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / Касаткин А.Г. [изд. 5, перераб. и доп.] – М. : ГХИ, 1950. – 692 с.

14. Кислый О. Знаходження змінних параметрів за наперед заданим законом коливального руху / Кислый О., Дубчак Б., Римарук Т. – Львів : МСУІМЛ-8. – 2007. – С. 23 – 24.

15. Ковалёв И.А. Разработка и исследование способа осевого уравнивания ступени центробежного насоса / Ковалёв И.А., Погребной С.А., Калиниченко П.М. // Технологии 21 века: сборник научных статей по материалам 13 Международной научно-методической конференции; под ред. Н.В. Захарова. – Сумы : СНАУ, 2006. – 323 с. – С. 93 – 98.

16. Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: [справочник] / Кондаков Л.А., Голубев А.И., Овандер В.Б. др.; под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М. : Машиностроение, 1986. – 464 с.

17. Корчак А. Затворно-уравнивающее устройство ротора центробежного компрессора / Корчак А., Печкис Г., Марцинковский В.А. // Компрессорная техника и пневматика в 21 веке: труды 13 Международной

научно-технической конференции по компрессоростроению. – Сумы. – 2006. – Т. 3. – С. 79 – 86.

18. Лиз С. Неопределённость и неточность / Лиз С. [пер. с англ.] – Хьюстон : ASME, 1975. – С. 78 – 92.

19. Малюшенко В.А. Насосное оборудование тепловых электростанций / Малюшенко В.А., Михайлов А.К. – М. : Энергия, 1975. – 280 с.

20. Максимов В.А. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных компрессоров: [учебное пособие] / Максимов В.А., Хадиев М.Б., Хисамеев И.Г., Галиев Р.М.; [под общ. ред. В.А. Максимова]. – Казань: ФЭН, 1998. – 292 с.

21. Максимов В.А. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин / Максимов В.А., Баткис Г.С. – Казань : ФЭН, 1998. – 430 с.

22. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / Марцинковский В.А. – М. : Машиностроение, 1980. – 200 с.

23. Марцинковский В.А. Вибрации роторов центробежных машин : [в 2 кн.] / Марцинковский В.А. – Сумы: изд-во СумГУ. – 2002. – Книга 1: Гидродинамика дросселирующих каналов. – 337 с.

24. Марцинковский В.А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / Марцинковский В.А. – М. : Машиностроение, 1970. – 270 с.

25. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций / Марцинковский В.А., Ворона П.Н. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

26. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика / Марцинковский В.А. – Сумы : Изд-во СумГУ, – 2005. – 416 с.

27. Мисарек Д.М. Турбокомпрессоры / Мисарек Д.М. – М. : Машиностроение, – 1968. – 236 с.

28. Михайлов А.К. Конструкции и расчёт центробежных насосов высокого давления / Михайлов А.К., Малюшенко В.В. – М. : Машиностроение, 1971. – 304 с.

29. Михайлов А.К. Лопастные насосы : Теория, расчёт и конструирование / Михайлов А.К., Малюшенко В.В., – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

30. Павленко И.В. Анализ динамики гидропята с податливым упругим кольцом / Павленко И.В., Корчак А. // Вісник Сумського державного університету. – Суми : Вид-во СумДУ. – 2007. – серія «Технічні науки» – № 1. – С. 45 – 53.

31. Павленко И.В. Влияние деформации разгрузочного диска на характеристики гидропята при турбулентном режиме движения жидкости / Павленко И.В. // 2 Міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів: [тези доповідей]. – серія «Інформатика, математика, механіка». – Суми. – 2007. – С. 130 – 131.

32. Павленко И.В. Напорно-сдвиговое течение в торцовом канале малой конусности / Павленко И.В., Корчак А. // Технологии 21 века: сборник научных статей по материалам 13 Международной научно-методической конференции; под. ред. Н.В. Захарова. – Суми : СНАУ, – 2006. – 323 с. – С. 91 – 93.

33. Павленко И.В. Нестационарное движение жидкости в торцовом зазоре с колеблющейся стенкой / Павленко И.В. // Вісник СНАУ: науковий журнал. – 2008. – Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – № 2(18). – С. 20 – 25.

34. Павленко И.В. Оценка эффективной работы гидропята по средней наработке до отказа / Павленко И.В., Корчак А. // Вісник Сумського державного університету: науковий журнал. – 2007. – серія «Технічні науки». – № 2. – С. 5 – 12.

35. Павленко И.В. Решение задачи гидроупругости диска гидравлической пяты / Павленко И.В., Корчак А. // Вісник СНАУ: науковий журнал. – 2005. – серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». – № 11(14). – С. 141 – 145.

36. Павленко И.В. Решение стационарной задачи гидроупругости диска гидропята в первом приближении / Павленко И.В. // Перша міжвузівська науково-технічна конференція викладачів, співробітників і студентів: програма і тези доповідей. – Суми : Вид-во СумДУ. – 2006. – С. 111 – 112.

37. Павленко І.В. Вплив деформації розвантажувального диска на характеристики гідроп'яти при турбулентному режимі руху рідини / Павленко І.В., Корчак А. // 8 Міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. – Львів : Машинознавство. – 2007. – № 5. С. 26 – 29.

38. Павленко І.В. Експериментальний стенд для дослідження комбінованих опорно-ущільнюючих автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових машин / Павленко І.В. // Технології 21 століття: Збірник статей за матеріалами 15-ї Міжнародної науково-методичної конференції. – Алушта. – 2009. – С. 19 – 20.

39. Павленко І.В. Статистичне моделювання динаміки автоматичних врівноважувальних пристроїв багатоступеневих відцентрових насосів / Павленко І.В. // Вібрації в техніці та технологіях. – Дніпропетровськ. – 2007. – № 3(48) – С. 14 – 17.

40. Пырков А.А. Надёжность питательных насосов / Пырков А.А., Островерхов Г.Г. // Экспресс-информация. – М. : ЦИНТИхимнефтемаш. – 1975– серия ХМ-4. – № 6. – 16 с.

41. Решетов Д.Н. Надёжность машин / Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З.; под ред. Д.Н. Решетова. – М. : Высшая школа, 1988. – 240 с.

42. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины / Рис В.Ф. – Л. : Машиностроение, 1981. – 351 с.

43. Симоновский В.И. Теория автоматического регулирования / Симоновский В.И. – Сумы : Изд-во СумГУ, 2004. – 75 с.

44. Тарасевич Ю.Я. Влияние гидродинамических характеристик течения жидкости на устойчивость колебаний упруго закреплённой стенки плоского канала / Тарасевич Ю.Я. // Вісник Сумського державного університету: науковий журнал. – 2006. – серія «Технічні науки». – № 10(94). – С. 51 – 57.

45. Тарасевич Ю.Я. Влияние инерционных свойств жидкости на демпфирующие характеристики щелевых уплотнений / Тарасевич Ю.Я., Шуплякова Ю.В. // Вісник Сумського державного університету: науковий журнал. – 2008. – серія «Технічні науки». – № 4. – С. 112 – 117.

46. Тарасевич Ю.Я. Імовірнісні розрахунки на міцність та вібрацію: [навчальний посібник] / Тарасевич Ю.Я. – Суми : Вид-во СумДУ, 2007. – 197 с.

47. Чегурко Л.Е. Выбор торцового зазора гидравлических пят питательных насосов турбоустановок / Чегурко Л.Е., Туркин А.Н. // Питательные насосы. – М. : НИИинформтяжмаш. – 1969. – № 6. – С. 3 – 14.

48. Чегурко Л.Е. Исследование самоустанавливающейся гидропята / Чегурко Л.Е. // Гидравлические машины. – 1974. – № 8. – С. 66 – 67.

49. Чегурко Л.Е. Исследование эффективности использования поверхности разгрузочного диска гидропята центробежного насоса / Чегурко Л.Е. // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1974. – № 11. – С. 10 – 12.

50. Чегурко Л.Е. Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций / Чегурко Л.Е. – М. : Энергия, 1978. – 160с.

51. Чегурко Л.Е. Центробежные энергетические насосы, их неисправности и методы устранения / Чегурко Л.Е. – Челябинск : Библиотека Уральской теплотехнической лаборатории, 2002.

52. Чегурко В.Е., Чегурко В.Е. Эксплуатация питательных насосов блоков 160 – 300 МВт / Чегурко В.Е., Чегурко В.Е. – М. : Информэнерго, 1974. – 26 с.

53. Чегурко Л.Е. Эффективность применения ступенчатых кольцевых втулок и создание дополнительных сопротивлений в торцовой щели гидравлической пята питательного насоса / Чегурко Л.Е., Туркин А.Н. // Питательные насосы. – М. : НИИинформтяжмаш. – 1969. – № 6. – С. 22 – 23.

54. Чурилова В.Е. Исследование статических и динамических характеристик автоматических уравнивающих устройств высоконапорных центробежных машин: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.09 / Чурилова Валентина Ерофеевна. – Харьков, 1982. – 256 с.

55. Чурилова В.Е. Опыт расчета и проектирования автоматических уравнивающих устройств центробежных машин / Чурилова В.Е., Кислицына И.В., Кравченко В.А. // Праці 10 Міжнародної науково-технічної

конференції «ГЕРВІКОН-2002». – Суми : Вид-во СумДУ. – 2002. – Т 2. – С.69 – 79.

56. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Шенк Х.; [пер. с англ.] – М. : Мир, 1972. – 384 с.

57. Шершнева А.Н. Влияние осевых зазоров между дисками колеса и корпусом на осевые усилия в одноступенчатом центробежном нагнетателе / Шершнева А.Н. // Теплоэнергетика. – 1965. – № 9. – С. 80 – 83.

58. Шийко А.Н. Разработка метода расчета и анализ динамических характеристик роторов центробежных насосов с системами авторазгрузки осевых сил: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.02.09 / Шийко А.Н. – Сумы, 1988. – 238 с.

59. Этингер С.М. Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП-220-280 на Черепетской ГРЭС / Этингер С.М. // Труды ЛМЗ. – 1957. – № 5. – С. 155 – 176.

60. Динамические насосы: атлас / [под ред. В.В. Малюшенко]. –М. : Машиностроение, 1984. – 84 с.

61. Статические характеристики регулятора постоянства перепада давлений прямого действия: [учеб. пособие] / В.П. Гуськов, В.Ф. Мирош. – Харьков: ХАИ, 1982. – 63 с.

62. Гидравлическая пята центробежного насоса : А. с. № 643671. СССР. МКИ F04D 29/04 / Г.Д. Мосейчук, В.П. Смирнов – Заявл. 09.11.76, Оpubл. 25.01.79, Бюл. № 3. – 2 с.

63. Гидравлическая пята центробежного насоса : А. с. № 1384833. СССР. МКИ F04D 29/04. / Н.В. Паламарчук, Ю.В. Тимохин – Заявл. 27.08.86; Оpubл. 30.03.88, Бюл. № 12. – 2 с.

64. Гидравлическое разгрузочное устройство ротора : А. с. № 1161723. СССР. МКИ F04D 29/04 / Д.Е. Чегодаев, Ф.М. Шакиров, В.Н. Самсонов, А.С. Мокрый – Заявл. 24.02.84, Оpubл. 15.06.85, Бюл. № 22. – 3 с.

65. Гидравлическое разгрузочное устройство ротора : А. с. № 1569435. СССР. МКИ F04D 29/04 / Н.А. Панищев, В.С. Александров, В.А. Сухарев – Заявл. 11.04.88, Оpubл. 07.06.90, Бюл. № 21. – 2 с.

66. Рабочее колесо центробежного насоса : А. с. № 1751429. СССР. МКИ F04D 29/04 / Л.Е. Чегурко, Б.А. Габов, В.М. Гаврилова – 1992. – № 28.

67. Стенд для дослідження пристроїв осевого урівноваження роторів відцентрових машин : Патент на корисну модель. Україна. № 56307 / І.В. Павленко, В.А. Марцинковський, О.М. Гулий, Є.І. Сиволап – Заявл. 14.06.10, Оpubл. 10.01.2011, Бюл. № 1. – 4 с.

68. Устройство для разгрузки вала от осевых сил : А. с. № 1733705. СССР. МКИ F04D 29/04 / В.А. Марцинковский, И.В. Боровик, А.Н. Гулый – Заявл. 09.01.90, Оpubл. 15.05.92, Бюл. № 18. – 3 с.

69. Bajkowski J. Tłumienie drgan / Bajkowski J., Dąbrowski Z., Dyk J.; pod redakcją Z. Osinskiego. – Warszawa : Wydawnictwo Naukowe PWN Sp z o.o., 1997. – 500 s.

70. Brockhoff E. Erfahrungen mit Kessel der chemischen Werk Huls / Brockhoff E. // Mitt. der VGB. – 1961. – № 70. – S. 27 – 32.

71. Brown A. Boiler feed pumps for modern central power stations / Brown A. // Combustion. – 1972. – Vol. 44. – № 43. – P. 22 – 29.

72. Dummerling R. Schadenverhutung an Hochdruck-Kesselspiese Kreiselpumpen / Dummerling R. // Energie. – 1961. – H. 13. – № 9. – S. 394.

73. Fitsch T.J. World's larges boiler feet pumps / Fitsch T.J. // Proc. Amer.

74. Grybos R. Drgania konstrukcji wzbudzone przepływem / Grybos R. – Gliwice : Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2004. – 206 s.

75. Hartmut R. Entwicklung der Kesselspeisepumpen / Hartmut R. // Maschinenschaden. – 1970. – H. 43. – №4. – S. 147 – 152.

76. Hsu Y.C. A study of the interactions of turbulent shear flow and displacement flow between parallel walls / Hsu Y.C., Burton R.A. // ASME Transactions. – 1968. – № 3. – p. 191 – 195.

77. Jędral W. Axial displacements dynamics of a pump rotor with a balancing disc under variable axial thrust / Jędral W. // *Archiwum budowy maszyn.* – 1991. – T. 28, № 4. – S. 294 – 307.

78. Jędral W. Efektywność energetyczna pomp i instalacji pompowych / Jędral W. – Warszawa : KAPE PEMP, 2007. – 100 s.

79. Jędral W. Influence of instability of turbulent liquid flow through an axial clearance with oscillating disc on pressure distribution and damping force / Jędral W. // *Archiwum budowy maszyn.* – 1988. – T. 25, № 1 – 2. – S. 69 – 79.

80. Jędral W. Przepływ cieczy w szczelinie poprzecznej ze ścianką wirującą i równocześnie przemieszczającą się w kierunku osiowym / Jędral W. // *Archiwum budowy maszyn.* – 1986. – T. 28, № 4. – S. 343 – 365.

81. Jędral W. The influence of balancing disk deformation on pressure distribution in an axial clearance / Jędral W. // *Праці 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції «ГЕРВІКОН-2005».* – В 3 т. – Суми : Вид-во СумДУ, 2005. – Т. 2. – 340 с. – С. 165 – 173.

82. Jędral W. Turbulentny przepływ cieczy w hydraulicznie gładkich szczelinach poprzecznych / Jędral W. // *Archiwum budowy maszyn.* – 1981. – T. 28. – № 1. – S. 39 – 53.

83. Kocjan R. Pompy nowej konstrukcji do głównego odwadniania płytowych kopalń / Kocjan R., Korczak A., Piniożyński J., Wawrzykowski W. // *Maszyny i urządzenia we współczesnych technologiach energetycznych: [prace naukowe].* – Ustroń, Gliwice. – 2002. – S. 141 – 152.

84. Korczak A. Analityczne i empiryczne badania pól ciśnień w szczelinie uszczelniającej wzdłużnej / Korczak A., Peczkis G. // *Seals and sealing technology of machines and devices: 11 International scientific-technical conference.* – Wrocław. – 2007. – P. 98 – 107.

85. Korczak A. Badania eksploatacyjne pomp wielostopniowych z podatnym pierścieniem oporowym tarczy odciążającej / Korczak A., Peczkis G. // *Kwartalnik «Pompy-Pompownie».* – Wrocław. – 2004. – Nr 3/04.

86. Korczak A. Badania układów równoważących napór osiowy w wielostopniowych pompach odśrodkowych / Korczak A. – Gliwice: Wyd. Politechniki Śląskiej, – 2005. – 161 s.

87. Korczak A. Przepływy przez szczeliny uszczelniające w pompach odśrodkowych / Korczak A. Papierski A. Peczkis G. // 10 Międzynarodowa Konferencja «Uszczelnienia i Technika Uszczelniania Maszyn i Urządzeń». – Wrocław, Polanica Zdrój. – 2004. – S. 299 – 310.

88. Korczak A. Stanowisko do badań modelowych tarczy odciążającej napór osiowy w pompach odśrodkowych wielostopniowych, mającej podatnie osadzone pierścień slizgowy / Korczak A. // 12 Seminarium Energetyczne. – Gliwice : Politechnika Śląska. – S. 139 – 148.

89. Korczak A. The flow through the face clearance of the disk relieving the axial force in a multi-stage centrifugal pump / Korczak A. Papierski A. // Transactions of the institute of fluid-flow machinery. – Gdańsk. – 2004.

90. Korczak A. The laminar flow of liquids in a flat-wall face clearance with a variable width between stationary and rotating rings / Korczak A. // Transactions of the institute of fluid-flow machinery. – 2002. – № 111. – P. 89 – 109.

91. Luhn E. Kesselspeisepumpen / Luhn E. // BWK. – 1973, H. 25. – № 4. – S. 165 – 167.

92. Marcinkowski W.A. Analiza pracy hydrostatycznego łożyska osiowego, w strefie przepływów laminarnych / Marcinkowski W.A. Korczak A. // Kwartalnik «Pompy Pompownie» – Wrocław. – 2004. – Nr 1 (112). – S. 37 – 42.

93. Marcinkowski W.A. Analiza pracy tarczy odciążającej w wielostopniowej pompie odśrodkowej, uwzględniającą jej osiowosymetryczne ugięcie sprężystę / Marcinkowski W.A., Korczak A. // 9 Międzynarodowa konferencja «Przepływowe maszyny wirnikowe». – Rzeszów, Myczkowce. – 2003.

94. Marcinkowski W.A. Szczeliny uszczelniające tarczy odciążającej napór osiowy i ich wpływ na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej / Marcinkowski W.A. Korczak A. // 10 Międzynarodowa

Konferencja «Technika Uszczelnień». – Politechnika Wrocławska, Polanica Zdrój. – 2004. – S. 318 – 328.

95. Otway F.O. Boiler feed pumps from the user's point of view / Otway F.O. // Pumps. – 1971. – № 58. – P. 286 – 290.

96. Pavlenko I. Dynamic analysis of the locking automatic balancing device of the centrifugal pump / Pavlenko I. // Journal of mechanical engineering “Strojnícky časopis”. – Bratislava: Institute of Materials and Machine Mechanics, Slovak Academy of Science. – 2009. – 2 (60), p. 75 – 86.

97. Pavlenko I. Static analysis of the locking automatic balancing device of the centrifugal pumps / Pavlenko I. // 12 International Scientific and Engineering Conference “Hermetic sealing, vibration reliability and ecological safety of pump and compressor machinery”. – Kielce, Przemysł. – 2008. – Vol. 2. – P. 165 – 172.

98. Pawlenko I.W. Ocena pracy tarczy odciążającej pompy odśrodkowej wielostopniowej ze względu na dopuszczalne drgania osiowe zespołu wirującego / Pawlenko I.W. // 7 Międzynarodowa Konferencja «Wentylatory i Pompy Przemysłowe». – Szczyrk. – 2007. – S. 201 – 208.

99. Pedotti G.P. Problems in major boiler feed pumps projects / Pedotti G.P. // Combustion. – 1972. – Vol. 43. – № 9 – P. 34 – 35.

100. Steinke H. Die Verbindung von hydrostatischen mit hydrodynamischen Axiallagern beim Bau von Kraftwerkspumpen / Steinke H. // Energie. – 1964. – H. 16. – № 9. – S. 371 – 377.

101. Tarasevich Y. Determination of flow rate stochastic characteristics through the annular seal / Tarasevich Y. // Seals and sealing technology of machines and devices: 11 International scientific-technical conference – Wrocław. – 2007. – P. 92 – 97.

102. Himmelblau D. Process analysis by statistical methods. – New York : Wiley Inc., 1970. – 463.

103. Pompa odśrodkowa wielostopniowa : Nr. P-354697 / Korczak A., Zarzycki M., Perchal S., Peczkis G. – 24.06.2002.

104. Tarcza odciążająca siłę osiową w sprężarce wirnikowej : Zgłoszenie patentowe. Rzeczpospolita Polska. Nr. P-365432 / Korczak A., Marcinkowski W.A., Peczkis G. – 20.02.2004.

105. Zespół odciążenia siły osiowej w pompie zasilającej kocioł parowy : Zgłoszenie patentowe. Rzeczpospolita Polska. Nr. P-367862 / Korczak A., Marcinkowski W., Peczkis G., Zagorulko A. – 2004.

106. Комина Г. П. Гидравлический расчёт и проектирование газопроводов / Г. П. Комина, А. О. Прошутинский.– СПб.: СПбГАСУ, 2010.– 148 с.

107. Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин / В.А.Марцинковский.– Сумы: Сумский государственный университет, 2012.– 562 с.

108. Павленко І. В. Оцінювання геометричних і гідромеханічних параметрів автоматичної системи осевого урівноваження ротора відцентрового насоса / І. В. Павленко, С. С. Крючков // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали ІІ Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції. – Ч. 2. – С. 171.

109. Павленко І. В. Аналіз динаміки запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса для турбулентного режиму руху рідини / І. В.Павленко // 11-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові.– Львів: Машинознавство, 2013.– № 9-10,С. 14-19.

110. Павленко І. В. Статичний розрахунок запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора / І. В. Павленко // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки», 2013. – № 4. – С. 70 – 86.

111. Pavlenko I. Investigation of nonlinear rotor oscillations of the multistage centrifugal compressor with the automatic balancing device / I. Pavlenko // Journal of manufacturing engineering. – Prešov: Slovak Republic, 2013. – Vol. 12, No. 3-4.

112. Павленко І. В. Методика розрахунку запірно-врівноважувального пристрою багатоступінчастих відцентрових машин для турбулентного режиму руху середовища /І. В. Павленко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і

енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р. : у 2-х ч. / Ред. кол. : О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2013. – Ч. 1. – С. 123.

113. Korczak A, Marcinkowski W, Peczkis G. Zespół tarczy odciążającej siłę osiową w wirnikowej sprężarce promieniowej: Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej. Patent Nr 207968 – 04.03.2011.

114. Марцинковский В. А. Динамика затворной гидропаты / В. А. Марцинковский, А. В. Загоруйко, С. А. Мищенко // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – 2010.– № 2. – С. 24-34.

115. Бахвалов Н. С. Рациональная интерполяция: Численные методы / Н. С. Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М. Кобельков. – М.: Бинوم, 2008.– 636 с.

116. Залманзон Л. А. Теория элементов пневмоники / Л. А. Залманзон. – М. : Наука, 1969. – 507 с.

117. Семаков В. З. Усовершенствование турбокомпрессорного оборудования – основное направление деятельности НПФ «Энтехмаш» / В. З. Семаков, А. М. Смагоринский, С. Л. Шамеко и др. // Компрессорная техника и пневматика. – М.: Информационно-издательский центр «КХТ». – 2009. – № 1. – С. 30-36.

118. Никитин Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г. А. Никитин. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.

119. Лемберг М. Д. Элементы гидроавтоматики / М. Д. Лемберг. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 128 с.

120. Савченко Г. І. Імовірнісний розрахунок характеристик запірно-урівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса / Г. І. Савченко, І. В. Павленко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції. – Ч. 1. – С. 155.

ДОДАТОК А – Програма автоматизованого розрахунку затвірно-урівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового насоса

Вихідні дані статичного розрахунку:

Константи:

Прискорення вільного падіння, м/с²: $g_{\text{всв}} := 9.81$

Параметри рідини:

Густина, кг/м³: $\rho := 1000$

Кінематична в'язкість, м²/с: $\nu := 1 \cdot 10^{-6}$

Динамічна в'язкість, Па·с: $\mu := \rho \cdot \nu = 1 \times 10^{-3}$

Параметри насоса ПЭ 600-300:

Номінальна подача, м³/с: $Q_n := 0.167$

Номінальний напір, м: $H_n := 3290$

Номінальний тиск нагнітання, Па: $p_{1n} := \rho \cdot g \cdot H_n = 3.227 \times 10^7$

Номінальне значення сумарної осьової сили, Н: $T_n := 3.3 \cdot 10^5$

Частота обертання ротора, об/хв: $n := 6300$

Кутова швидкість ротора, рад/с: $\omega_n := \frac{\pi \cdot n}{30} = 659.734$

Внутрішній радіус основного диска, м: $R_0 := 0.050$

Внутрішній радіус покриваючого диска, м: $R_1 := 0.097$

Зовнішній радіус робочого колеса, м: $R_2 := 0.150$

Кількість ступеней: $i := 6$

Коефіцієнт пропорційності: $b := 1 - \frac{\rho \cdot \omega_n^2 \cdot R_2^2 \cdot i}{8 \cdot p_{1n}} \cdot \left(1 - \frac{R_1^2 + R_0^2}{2 \cdot R_2^2} \right) = 0.823$

Базові параметри:

Тиск, Па: $p_b := p_{1n} = 3.227 \times 10^7$

Площа, м²: $s_b := \frac{T_n}{p_b} = 0.01$

Параметри внутрішнього циліндричного дроселя:

Довжина, м: $L_{c1} := 190 \cdot 10^{-3}$

Радіус, м: $r_{c1} := 72.5 \cdot 10^{-3}$

Зазор, м: $h_{c1} := 0.35 \cdot 10^{-3}$

Площа перерізу рідинного шару, м²: $f_{c1} := 2\pi \cdot r_{c1} \cdot h_{c1} = 1.594 \times 10^{-4}$

Коефіцієнт провідності, м³/(Па·с): $g_1 := \frac{\pi \cdot r_{c1} \cdot h_{c1}^3}{6 \cdot \mu \cdot L_{c1}} = 8.566 \times 10^{-9}$

Параметри зовнішнього циліндричного дроселя:

Довжина, м: $L_{c3} := 260 \cdot 10^{-3}$

Радіус, м: $r_{c3} := 70 \cdot 10^{-3}$

Зазор, м: $h_{c3} := 0.35 \cdot 10^{-3}$

Площа перерізу рідинного шару, м²: $f_{c3} := 2\pi \cdot r_{c3} \cdot h_{c3} = 1.539 \times 10^{-4}$

Орієнтовне значення витрат, м³/с: $Q := 5\% \cdot Q_n = 8.35 \times 10^{-3}$

Число Рейнольдса: $\frac{Q}{v \cdot \pi \cdot r_{c3}} = 3.797 \times 10^4$

Коефіцієнт втрат на тертя по довжині: $\lambda_{c3} := 0.0\epsilon$

Коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат: $\zeta_{vh3} := 1.5$

Сумарний коефіцієнт гідравлічних втрат: $\zeta_{c3} := \zeta_{vh3} + \frac{\lambda_{c3} \cdot L_{c3}}{2 \cdot h_{c3}} = 23.786$

Провідність, м³/(Па^{0.5}·с): $g_3 := \frac{f_{c3}}{\sqrt{0.5 \cdot \rho \cdot \zeta_{c3}}} = 1.412 \times 10^{-6}$

Тиск за зовнішнім циліндричним дроселем, Па: $p_4 := 0$

Параметри торцевого дроселя:

Внутрішній радіус, м: $r_2 := 80 \cdot 10^{-3}$

Зовнішній радіус, м: $r_3 := 120 \cdot 10^{-3}$

Базове значення торцевого зазору, м: $z_b := 0.15 \cdot 10^{-3}$

Площа перерізу рідинного шару, м²: $f_{tb} := \pi \cdot (r_2 + r_3) \cdot z_b = 9.425 \times 10^{-5}$

Площа поверхні диска у торцевому дроселі, м²: $s_t := \pi \cdot (r_3^2 - r_2^2) = 0.025$

Площа поверхні диска під торцевим дроселем, м²: $s_2 := \pi \cdot (r_2^2 - r_{c1}^2) = 3.593 \times 10^{-3}$

Ефективна площа, м²: $s_{ef} := s_2 + 0.5 \cdot s_t = 0.016$

Число Рейнольдса: $\frac{2 \cdot Q}{v \cdot \pi \cdot (r_2 + r_3)} = 2.658 \times 10^4$

Коефіцієнт втрат на тертя по довжині: $\lambda_t := 0.0\epsilon$

Коефіцієнт гідравлічних втрат: $\zeta_{tb} := \frac{\lambda_t \cdot (r_3 - r_2)}{2 \cdot z_b} = 8$

Провідність, м³/(Па^{0.5}·с): $g_{tb} := \frac{f_{tb}}{\sqrt{0.5 \cdot \rho \cdot \zeta_{tb}}} = 1.49 \times 10^{-6}$

Параметри регулятора перепаду тиску КВДР (Т 8053, ANSI Class 2500, серія 250, тип 3252):

Тиск на вході, Па: $p_y := 40 \cdot 10^6$

Довжина вхідного патрубку, м: $L_{in} := 110 \cdot 10^{-3}$

Внутрішній діаметр дросельної шайби, м: $d_{in} := 6 \cdot 10^{-3}$

Коефіцієнт провідності вхідного дроселя, м³/(Па·с): $g_{in} := \frac{\pi \cdot d_{in}^4}{192 \mu \cdot L_{in}} = 1.928 \times 10^{-7}$

Середній діаметр контактної поверхні сідла, м: $d_c := 30 \cdot 10^{-3}$

Базове значення зазору між затвором і корпусом регулятора, м: $x_b := 1 \cdot 10^{-3}$

Коефіцієнт витрат клапанного дроселя: $\phi := 0.54$

Провідність клапанного дроселя, $\text{м}^3/(\text{Па}^{0.5}\cdot\text{с})$: $g_{\text{regb}} := \phi \cdot \pi \cdot d_c \cdot x_b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = 2.276 \times 10^{-6}$

Діаметр дроселя подачі затвірної рідини, м: $d_e := 3 \cdot 10^{-3}$

Довжина дроселя подачі затвірного середовища, м: $L_e := 75 \cdot 10^{-3}$

Коефіцієнт провідності вихідного дроселя, $\text{м}^3/(\text{Па}\cdot\text{с})$: $g_e := \frac{\pi \cdot d_e^4}{192 \cdot \mu \cdot L_e} = 1.767 \times 10^{-8}$

Інші параметри:

Сила віджимного пристрою, Н: $F_{\text{pr}} := 1\% \cdot T_n = 3.3 \times 10^3$

Безрозмірні параметри:

Безрозмірний тиск на вході у регулятор перепаду тиску: $\psi_{\text{in}} := \frac{p_y}{p_b} = 1.239$

Безрозмірна ефективна площа: $\sigma_{\text{ef}} := \frac{s_{\text{ef}}}{s_b} = 1.58$

Безрозмірна сила віджимного пристрою: $\chi_{\text{pr}} := \frac{F_{\text{pr}}}{p_b \cdot s_b} = 0.01$

Безрозмірний тиск за зовнішнім циліндричним дроселем: $\psi_4 := \frac{p_4}{p_b} = 0$

Безрозмірна провідність вхідного дроселя регулятора перепаду тиску: $\alpha_{\text{in1}} := \frac{g_{\text{in}}}{g_1} = 22.505$

Безрозмірна провідність клапанного дроселя: $\alpha_{\text{reg1b}} := \frac{g_{\text{regb}}}{g_1 \cdot \sqrt{p_b}} = 0.047$

Безрозмірна провідність дроселя подачі затвірного середовища: $\alpha_{e1} := \frac{g_e}{g_1} = 2.063$

Безрозмірна провідність торцевого дроселя: $\alpha_{t1b} := \frac{g_{tb}}{g_1 \cdot \sqrt{p_b}} = 0.031$

Безрозмірна провідність додаткового циліндричного дроселя: $\alpha_{31} := \frac{g_3}{g_1 \cdot \sqrt{p_b}} = 0.029$

Критичний безрозмірний перепад тиску: $\delta\psi_{kr} := \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1}} \cdot (1 + \alpha_{e1}) \cdot \sqrt{1 - \frac{b - \chi_{pr}}{\sigma_{ef}}} = 0.03$

Обране значення безрозмірного перепаду тиску: $\delta\psi := 0.04$

Статичні характеристики:

Безрозмірний тиск затвірного середовища:

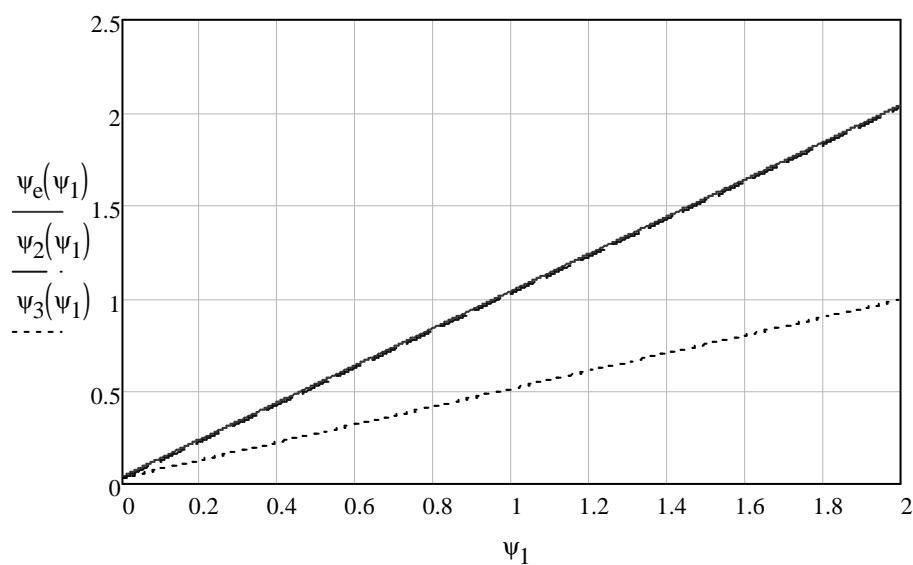
$$\psi_e(\psi_1) := \psi_1 + \delta\psi$$

Безрозмірний тиск у камері перед розвантажуючим диском:

$$\psi_2(\psi_1) := \psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \cdot \delta\psi$$

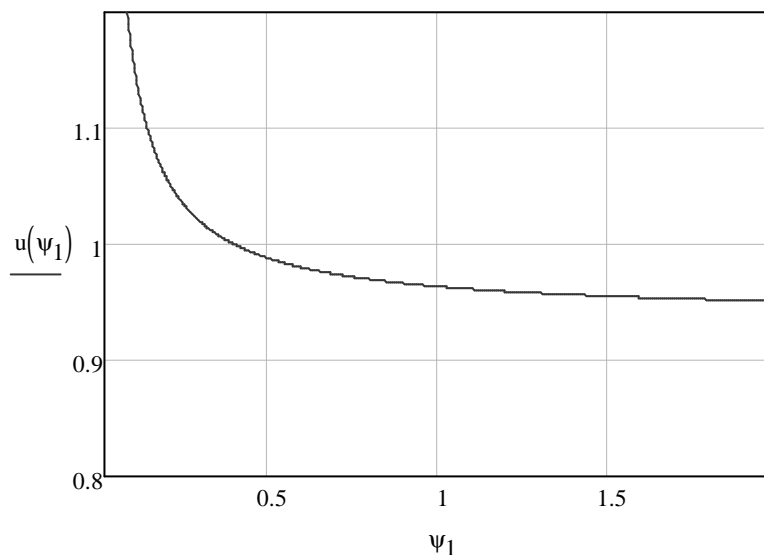
Безрозмірний тиск у камері після розвантажуючого диску:

$$\psi_3(\psi_1) := \left(1 - \frac{b}{\sigma_{ef}}\right) \cdot \psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \cdot \delta\psi + \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}$$



Безрозмірний торцевий зазор:

$$u(\psi_1) := \frac{\frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{t1b}^2} \cdot \sigma_{ef} \cdot \left(1 - \frac{b}{\sigma_{ef}}\right) \cdot \psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \cdot \delta\psi + \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}} - \psi_4}{b \cdot \psi_1 - \chi_{pr}}$$



Витратні характеристики:

Витрати затвірного середовища, м³/с: $Q_e := \frac{g_e \cdot P_b \cdot \delta\psi}{1 + \alpha_{e1}} = 7.448 \times 10^{-3}$

Відсоткова частка витрат затвірної рідини
у порівнянні з номінальною подачею насоса: $\frac{Q_e}{Q_n} \cdot 100 = 4.46$

Безрозмірні витрати затвірного середовища:

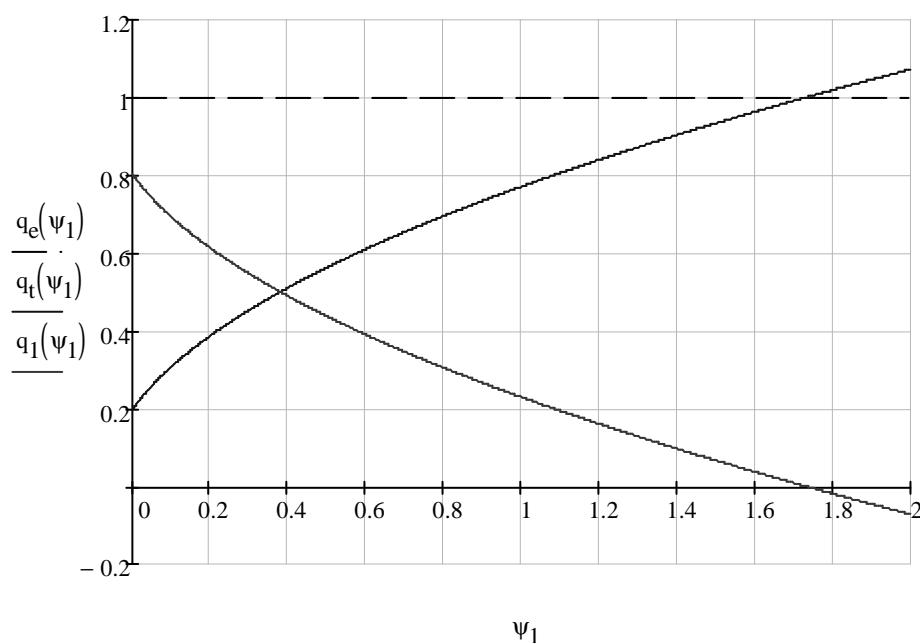
$$q_e(\psi_1) := 1$$

Безрозмірні витрати через торцевий і додатковий циліндричний дроселі:

$$q_t(\psi_1) := (1 + \alpha_{e1}) \cdot \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1}} \cdot \sqrt{\frac{\psi_1 + \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \cdot \delta\psi - \frac{b \cdot \psi_1 - \chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{\delta\psi}}$$

Безрозмірні витрати через внутрішній циліндричний дросель:

$$q_1(\psi_1) := 1 - q_t(\psi_1)$$



Критичне значення безрозмірного тиску нагнітання:

$$\psi_{1kr} := \frac{\left[\frac{\alpha_{e1} \cdot \delta\psi}{\alpha_{31} \cdot (1 + \alpha_{e1})} \right]^2 - \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1}} \cdot \delta\psi - \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{1 - \frac{b}{\sigma_{ef}}} = 1.73$$

Вихідні дані динамічного розрахунку:

Маса ротора, кг: $m_r := 3 \cdot 10^3$

Маса штока регулятора перепаду тиску, кг: $m_0 := 2$

Внутрішній діаметр мембрани регулятора перепаду тиску, м: $d_{m1} := 50 \cdot 10^{-3}$

Зовнішній діаметр мембрани регулятора перепаду тиску, м: $d_{m2} := 150 \cdot 10^{-3}$

Площа поверхні мембрани, м²: $s_m := \frac{\pi}{4} \cdot (d_{m2}^2 - d_{m1}^2) = 0.016$

Безрозмірна площа поверхні мембрани: $\sigma_m := \frac{s_m}{s_b} = 1.536$

Коефіцієнт жорсткості віджимного пристрою, Н/м: $k_{pr} := 1 \cdot 10^8$

Коефіцієнт жорсткості пружини регулятора, Н/м: $k_{reg} := 1 \cdot 10^7$

Модуль пружності рідини, Н/м²: $E := 2.2 \cdot 10^9$

Об'єм камери перед розвантажувальним диском, м³: $V_2 := 4.7 \cdot 10^{-5}$

Об'єм камери після розвантажувального диску, м³: $V_3 := 1 \cdot 10^{-4}$

Об'єм камери регулятора перепаду тиску, м³: $V_{cam} := 5.3 \cdot 10^{-7}$

Об'єм мембранної камери регулятора, м³: $V_m := 1.4 \cdot 10^{-5}$

Площа поверхні клапана, м²: $s_c := \frac{\pi}{4} \cdot d_c^2 = 7.069 \times 10^{-4}$

Коефіцієнт демпфірування торцевого дроселя, Н·с/м: $c_z := \frac{1.5 \cdot \mu \cdot s_t^2}{\pi \cdot z_b^3} = 8.936 \times 10^4$

Коефіцієнт демпфірування клапанного дроселя, Н·с/м: $c_x := 0$

Безрозмірна амплітуда зовнішньої дії: $\delta\psi_{1a} := 0.2$

Стационарні значення безрозмірних параметрів:

Торцевий зазор: $u_0 := u(1) = 0.964$

Зазор між затвором і корпусом регулятора перепаду тиску:

$$\xi_0 := \frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{reg1b} \cdot (1 + \alpha_{e1})} \cdot \sqrt{\frac{\delta\psi}{\left[\frac{\psi_{in} - 1}{\delta\psi} - \frac{\alpha_{in1} + (1 + \alpha_{in1}) \cdot \alpha_{e1}}{\alpha_{in1} \cdot (1 + \alpha_{e1})} \right]}} = 1.294$$

Тиск у камері регулятора: $\psi_{cam0} := \psi_{in} - \frac{\alpha_{e1} \cdot \delta\psi}{\alpha_{in1} \cdot (1 + \alpha_{e1})} = 1.238$

Тиск затвірного середовища: $\psi_{e0} := 1 + \delta\psi = 1.04$

Тиск перед торцевим дроселем: $\psi_{20} := \psi_2(1) = 1.027$

Тиск після торцевого дроселя: $\psi_{30} := \psi_3(1) = 0.513$

Коефіцієнти посилення:

$$K_1 := \chi_{pr} = 0.01$$

$$K_2 := \sigma_m \delta \psi = 0.061$$

$$K_3 := \frac{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0}{2 \cdot \alpha_{in1} \cdot \sqrt{\Psi_{cam0} - \Psi_{e0}} + \alpha_{reg1b} \cdot \xi_0} = 3.012 \times 10^{-3}$$

$$K_4 := \frac{\alpha_{reg1b} \cdot \sqrt{\Psi_{cam0} - \Psi_{e0}}}{\alpha_{in1} + \frac{\alpha_{reg1b}}{2 \cdot \sqrt{\Psi_{cam0} - \Psi_{e0}}} \cdot \xi_0} = 9.223 \times 10^{-4}$$

$$K_5 := \frac{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0}{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0 + 2 \cdot \alpha_{e1} \cdot \sqrt{\Psi_{cam0} - \Psi_{e0}}} = 0.032$$

$$K_6 := \frac{\alpha_{reg1b} \cdot \sqrt{\Psi_{cam0} - \Psi_{e0}}}{\frac{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0^{1.5}}{2 \cdot \sqrt{\Psi_{cam0} - \Psi_{e0}}} + \alpha_{e1}} = 9.727 \times 10^{-3}$$

$$K_7 := \frac{\alpha_{e1}}{\frac{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0}{\sqrt{\Psi_{cam0} - \Psi_{e0}}} + \alpha_{e1}} = 0.938$$

$$K_8 := \frac{3 \cdot \alpha_{t1b} \cdot \sqrt{u_0 \cdot (\Psi_{20} - \Psi_{30})}}{1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{2 \cdot \sqrt{\Psi_{20} - \Psi_{30}}}} = 0.021$$

$$K_9 := \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{2 \cdot \sqrt{\Psi_{20} - \Psi_{30}}}} = 0.669$$

$$K_{10} := \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{2 \cdot (1 + \alpha_{e1}) \cdot \sqrt{\psi_{20} - \psi_{30}} + \alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}} = 6.55 \times 10^{-3}$$

$$K_{11} := \frac{1}{1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{20} - \psi_{30}}}} = 0.324$$

$$K_{12} := \frac{3 \cdot \alpha_{t1b} \cdot \sqrt{u_0 \cdot (\psi_{20} - \psi_{30})}}{\frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{\sqrt{\psi_{20} - \psi_{30}}} + \frac{\alpha_{31}}{\sqrt{\psi_{30} - \psi_4}}} = 0.799$$

$$K_{13} := \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} + \alpha_{31} \cdot \sqrt{\frac{\psi_{20} - \psi_{30}}{\psi_{30} - \psi_4}}} = 0.499$$

Постійні часу, с:

$$T_1 := \sqrt{\frac{m_r}{k_{pr}}} = 5.477 \times 10^{-3}$$

$$T_2 := \sqrt{\frac{m_0}{k_{reg}}} = 4.472 \times 10^{-4}$$

$$T_3 := \frac{V_{cam}}{E g_1 \cdot \left(\alpha_{in1} + \frac{\alpha_{reg1b}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} \cdot \xi_0 \right)} = 1.246 \times 10^{-9}$$

$$\tau_3 := \frac{V_{cam}}{E g_1 \cdot \frac{\alpha_{reg1b}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} \cdot \xi_0} = 4.137 \times 10^{-7}$$

$$T_4 := \frac{s_c \cdot z_b}{g_1 \cdot p_b \cdot \alpha_{reg1b} \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} = 1.842 \times 10^{-5}$$

$$T_5 := \frac{V_m}{E \cdot g_1 \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{reg1b}}}{2 \cdot \sqrt{\Psi_{\text{cam0}} - \Psi_{e0}}} \cdot \xi_0 + \alpha_{e1} \right)} = 3.486 \times 10^{-7}$$

$$\tau_5 := \frac{V_m}{E \cdot g_e} = 3.601 \times 10^{-7}$$

$$T_6 := \frac{(s_c - s_m) \cdot z_b}{g_{\text{regb}} \cdot \sqrt{p_b \cdot (\Psi_{\text{cam0}} - \Psi_{e0})}} = -3.909 \times 10^{-4}$$

$$\tau_6 := \frac{s_m \cdot z_b}{p_b \cdot g_1 \cdot \left(1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{2 \cdot \sqrt{\Psi_{20} - \Psi_{30}}} \right)} = 2.764 \times 10^{-6}$$

$$T_7 := \frac{V_2}{E \cdot g_1 \cdot \left(1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{2 \cdot \sqrt{\Psi_{20} - \Psi_{30}}} \right)} = 8.089 \times 10^{-7}$$

$$\tau_7 := \frac{V_2}{E \cdot g_1 \cdot \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{2 \cdot \sqrt{\Psi_{20} - \Psi_{30}}}} = 1.235 \times 10^{-4}$$

$$T_8 := \frac{2 \cdot s_{ef} \cdot z_b}{3 \cdot g_1 \cdot p_b \cdot \alpha_{t1b} \cdot \sqrt{u_0 \cdot (\Psi_{20} - \Psi_{30})}} = 2.712 \times 10^{-4}$$

$$T_9 := \frac{2 \cdot V_3}{E \cdot g_1 \cdot \left(\frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{\sqrt{\Psi_{20} - \Psi_{30}}} + \frac{\alpha_{31}}{\sqrt{\Psi_{30} - \Psi_4}} \right)} = 1.312 \times 10^{-4}$$

Коефіцієнти затухання:

$$\zeta_1 := \frac{c_z}{2 \cdot k_{\text{pr}} \cdot T_1} = 0.082$$

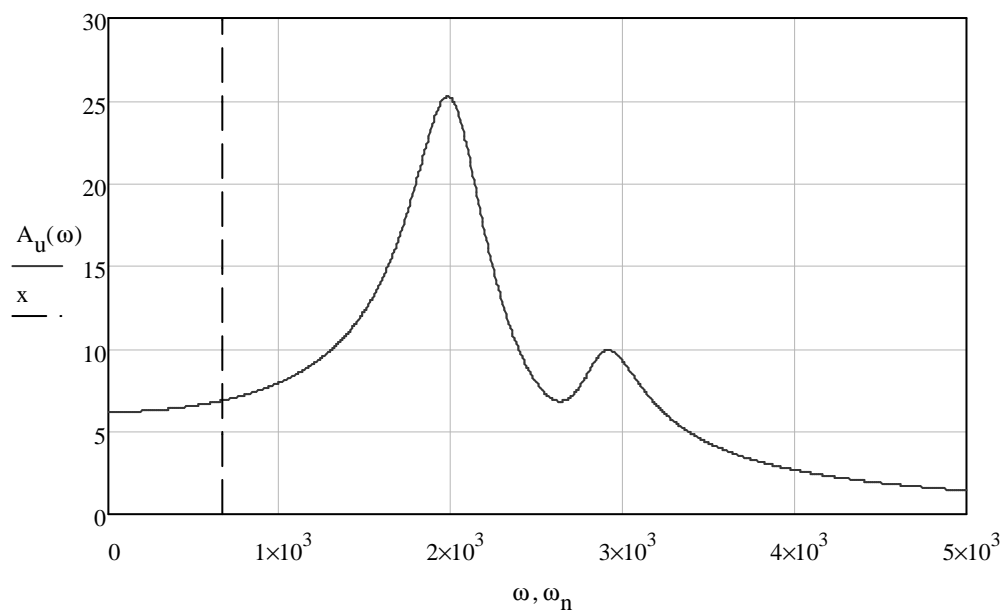
$$\zeta_2 := \frac{c_x}{2 \cdot k_{\text{reg}} \cdot T_2} = 0$$

Передаточна функція:

$$\underline{W}(p) := \begin{bmatrix} K_1 \cdot (T_1^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \zeta_1 \cdot T_1 \cdot p + 1) & 0 & 0 & 0 & -\sigma_{ef} & \sigma_{ef} \\ 0 & K_2 \cdot (T_2^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \zeta_2 \cdot T_2 \cdot p + 1) & 0 & \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & K_4 \cdot (T_4 \cdot p + 1) & T_3 \cdot p + 1 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & -K_6 \cdot (T_6 \cdot p + 1) & -K_5 \cdot (\tau_3 \cdot p + 1) & T_5 \cdot p + 1 & -K_7 & 0 \\ K_8 \cdot (T_8 \cdot p + 1) & -\tau_6 \cdot p & 0 & -K_9 \cdot (\tau_5 \cdot p + 1) & T_7 \cdot p + 1 & -K_{10} \\ -K_{12} & 0 & 0 & 0 & -K_{13} \cdot (\tau_7 \cdot p + 1) & T_9 \cdot p + 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} -1 \\ \sigma_m \\ 0 \\ 0 \\ K_{11} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Амплітудна частотна характеристика, мкм:

$$A_u(\omega) := |W(i\omega)_0| \cdot \delta\psi_{1a} \cdot z_b \cdot 10^6$$



ДОДАТОК Б – Програма автоматизованого розрахунку затвірно-урівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора

Вихідні дані статичного розрахунку:

Константи:

Нормальний тиск, Па: $p_0 := 0.1 \cdot 10^6$

Параметри рідини:

Густина, кг/м³: $\rho := 1.2$

Кінематична в'язкість, м²/с: $\nu := 1.5 \cdot 10^{-5}$

Динамічна в'язкість, Па·с: $\mu := \rho \cdot \nu = 1.8 \times 10^{-5}$

Параметри компресора К 180-131:

Номінальна подача, м³/с: $Q_n := 14.2$

Номінальний тиск нагнітання, Па: $p_{1n} := 4.6 \cdot 10^6$

Номінальне значення сумарної осьової сили, Н: $T_n := 1.8 \cdot 10^5$

Частота обертання ротора, об/хв: $n := 15 \cdot 10^3$

Кутова швидкість ротора, рад/с: $\omega_n := \frac{\pi \cdot n}{30} = 1.571 \times 10^3$

Внутрішній радіус основного диска, м: $R_0 := 0.1$

Внутрішній радіус покриваючого диска, м: $R_1 := 0.11$

Зовнішній радіус робочого колеса, м: $R_2 := 0.22$

Кількість ступеней: $i := 4$

Коефіцієнт пропорційності: $b := 1 - \frac{\rho \cdot \omega_n^2 \cdot R_2^2 \cdot i}{8 \cdot p_{1n}} \cdot \left(1 - \frac{R_1^2 + R_0^2}{2 \cdot R_2^2} \right) = 0.987$

Базові параметри:

Тиск, Па: $p_b := p_{1n} = 4.6 \times 10^6$

Площа, м²: $s_b := \frac{T_n}{p_b} = 0.039$

Параметри внутрішнього циліндричного дроселя:

Довжина, м: $L_{c1} := 185 \cdot 10^{-3}$

Радіус, м: $r_{c1} := 110 \cdot 10^{-3}$

Зазор, м: $h_{c1} := 0.25 \cdot 10^{-3}$

Площа перерізу рідинного шару, м²: $f_{c1} := 2\pi \cdot r_{c1} \cdot h_{c1} = 1.728 \times 10^{-4}$

Коефіцієнт провідності, м³/(Па·с): $g_1 := \frac{\pi \cdot r_{c1} \cdot h_{c1}^3}{6 \cdot \mu \cdot L_{c1}} = 2.703 \times 10^{-7}$

Параметри зовнішнього циліндричного дроселя:

Довжина, м: $L_{c3} := 80 \cdot 10^{-3}$

Радіус, м: $r_{c3} := 165 \cdot 10^{-3}$

Зазор, м: $h_{c3} := 0.35 \cdot 10^{-3}$

Площа перерізу рідинного шару, м²: $f_{c3} := 2\pi \cdot r_{c3} \cdot h_{c3} = 3.629 \times 10^{-4}$

Орієнтовне значення витрат, м³/с: $Q := 5\% \cdot Q_n = 0.71$

Число Рейнольдса: $\frac{Q}{v \cdot \pi \cdot r_{c3}} = 9.131 \times 10^4$

Коефіцієнт втрат на тертя по довжині: $\lambda_{c3} := 0.0\epsilon$

Коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат: $\zeta_{vh3} := 1.5$

Сумарний коефіцієнт гідравлічних втрат: $\zeta_{c3} := \zeta_{vh3} + \frac{\lambda_{c3} \cdot L_{c3}}{2 \cdot h_{c3}} = 8.357$

Провідність, м³/(Па^{0.5}·с): $g_3 := \frac{f_{c3}}{\sqrt{p_0 \cdot p} \cdot \zeta_{c3}} = 3.623 \times 10^{-7}$

Тиск за зовнішнім циліндричним дроселем, Па: $p_4 := 0$

Параметри торцевого дроселя:

Внутрішній радіус, м: $r_2 := 145 \cdot 10^{-3}$

Зовнішній радіус, м: $r_3 := 185 \cdot 10^{-3}$

Базове значення торцевого зазору, м: $z_b := 0.1 \cdot 10^{-3}$

Площа перерізу рідинного шару, м²: $f_{tb} := \pi \cdot (r_2 + r_3) \cdot z_b = 1.037 \times 10^{-4}$

Площа поверхні диска у торцевому дроселі, м²: $s_t := \pi (r_3^2 - r_2^2) = 0.041$

Площа поверхні диска під торцевим дроселем, м²: $s_2 := \pi (r_2^2 - r_{c1}^2) = 0.028$

Ефективна площа, м²: $s_{ef} := s_2 + 0.5 \cdot s_t = 0.049$

Число Рейнольдса: $\frac{2 \cdot Q}{v \cdot \pi \cdot (r_2 + r_3)} = 9.131 \times 10^4$

Коефіцієнт втрат на тертя по довжині: $\lambda_t := 0.0\epsilon$

Коефіцієнт гідравлічних втрат: $\zeta_{tb} := \frac{\lambda_t \cdot (r_3 - r_2)}{2 \cdot z_b} = 12$

Провідність, м³/(Па^{0.5}·с): $g_{tb} := \frac{f_{tb}}{\sqrt{\rho_0 \cdot \rho \cdot \zeta_{tb}}} = 8.639 \times 10^{-8}$

Параметри регулятора перепаду тиску КВДР (Т 8053, ANSI Class 2500, серія 250, тип 3252):

Тиск на вході, Па: $p_y := 6.3 \cdot 10^6$

Довжина вхідного патрубка, м: $L_{in} := 85 \cdot 10^{-3}$

Внутрішній діаметр дросельної шайби, м: $d_{in} := 4 \cdot 10^{-3}$

Коефіцієнт провідності вхідного дроселя, м³/(Па·с): $g_{in} := \frac{\pi \cdot d_{in}^4}{192 \mu \cdot L_{in}} = 2.738 \times 10^{-6}$

Середній діаметр контактної поверхні сідла, м: $d_c := 30 \cdot 10^{-3}$

Базове значення зазору між затвором і корпусом регулятора, м: $x_b := 1 \cdot 10^{-3}$

Коефіцієнт витрат клапанного дроселя: $\phi := 0.54$

Провідність клапанного дроселя, $\text{м}^3/(\text{Па}^{0.5}\cdot\text{с})$: $g_{\text{regb}} := \phi \cdot \pi \cdot d_c \cdot x_b \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = 6.57 \times 10^{-5}$

Діаметр дроселя подачі затвірної рідини, м: $d_e := 5 \cdot 10^{-3}$

Довжина дроселя подачі затвірного середовища, м: $L_e := 125 \cdot 10^{-3}$

Коефіцієнт провідності вихідного дроселя, $\text{м}^3/(\text{Па}\cdot\text{с})$: $g_e := \frac{\pi \cdot d_e^4}{192 \cdot \mu \cdot L_e} = 4.545 \times 10^{-6}$

Інші параметри:

Сила віджимного пристрою, Н: $F_{\text{pr}} := 1\% \cdot T_n = 1.8 \times 10^3$

Безрозмірні параметри:

Безрозмірний тиск на вході у регулятор перепаду тиску: $\psi_{\text{in}} := \frac{p_y}{p_b} = 1.37$

Безрозмірна ефективна площа: $\sigma_{\text{ef}} := \frac{s_{\text{ef}}}{s_b} = 1.246$

Безрозмірна сила віджимного пристрою: $\chi_{\text{pr}} := \frac{F_{\text{pr}}}{p_b \cdot s_b} = 0.01$

Безрозмірний тиск за зовнішнім циліндричним дроселем: $\psi_4 := \frac{p_4}{p_b} = 0$

Безрозмірна провідність вхідного дроселя регулятора перепаду тиску: $\alpha_{\text{in1}} := \frac{g_{\text{in}}}{g_1} = 10.13$

Безрозмірна провідність клапанного дроселя: $\alpha_{\text{reg1b}} := \frac{g_{\text{regb}}}{g_1 \cdot \sqrt{p_b}} = 0.113$

Безрозмірна провідність дроселя подачі затвірного середовища: $\alpha_{e1} := \frac{g_e}{g_1} = 16.818$

Безрозмірна провідність торцевого дроселя: $\alpha_{t1b} := \frac{g_{tb}}{g_1} = 0.32$

Безрозмірна провідність додаткового циліндричного дроселя: $\alpha_{31} := \frac{g_3}{g_1} = 1.341$

Критичний безрозмірний перепад тиску: $\delta\psi_{kr} := \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1}} \cdot \left(1 - \frac{b - \chi_{pr}}{\sigma_{ef}} \right) = 0.017$

Обране значення безрозмірного перепаду тиску: $\delta\psi := 0.02$

Статичні характеристики:

Безрозмірний тиск затвірного середовища:

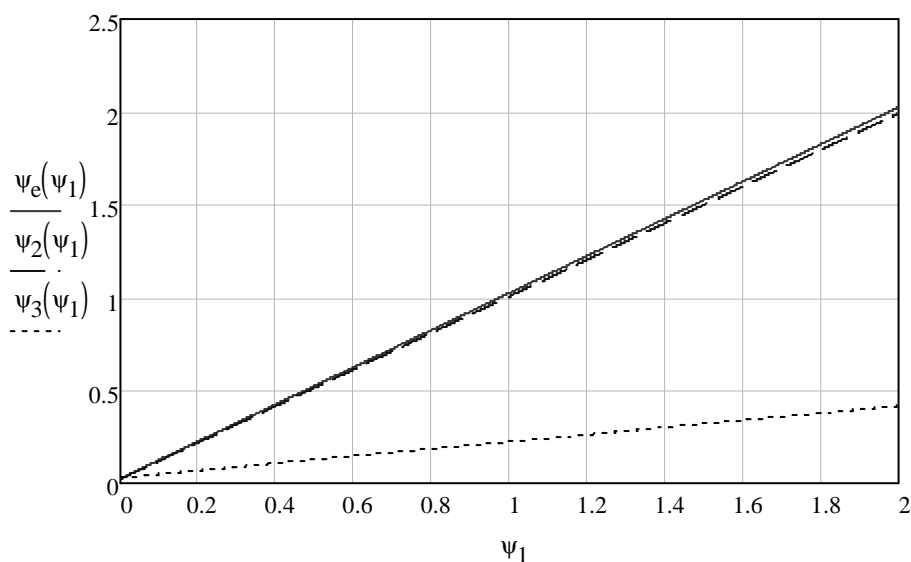
$$\psi_e(\psi_1) := \psi_1 + \delta\psi$$

Безрозмірний тиск у камері перед розвантажуючим диском:

$$\psi_2(\psi_1) := \frac{\left(1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31} \cdot \frac{b}{\sigma_{ef}} \right) \cdot \psi_1 + \alpha_{e1} \cdot \delta\psi - \alpha_{31} \cdot \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31}}$$

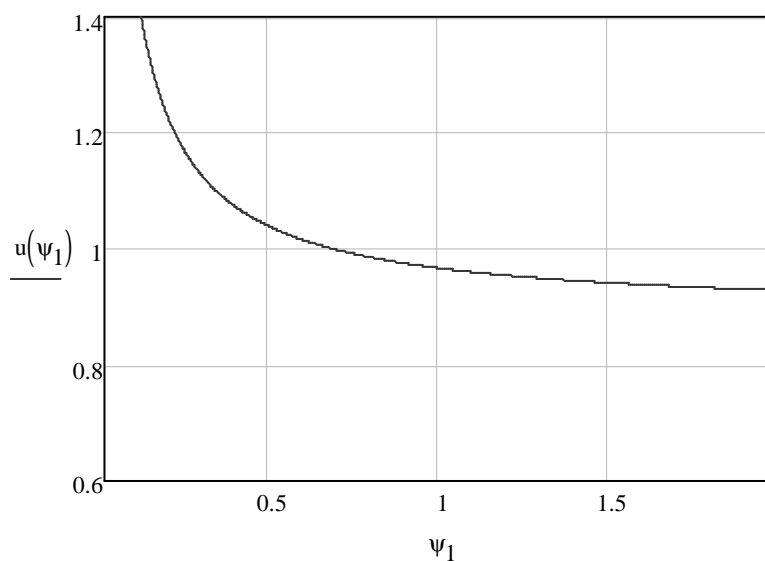
Безрозмірний тиск у камері після розвантажуючого диску:

$$\psi_3(\psi_1) := \frac{(1 + \alpha_{e1}) \cdot \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma_{ef}} \right) \cdot \psi_1 + \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}} \right] + \alpha_{e1} \cdot \delta\psi}{1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31}}$$



Безрозмірний торцевий зазор:

$$u(\psi_1) := \frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{t1b}^2} \cdot \frac{1}{\left[\frac{\left(1 + \alpha_{e1} + \alpha_{31} \cdot \frac{b}{\sigma_{ef}}\right) \cdot \psi_1 + \alpha_{e1} \cdot \delta\psi - \alpha_{31} \cdot \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{(1 + \alpha_{e1}) \cdot \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma_{ef}}\right) \cdot \psi_1 + \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}\right] + \alpha_{e1} \cdot \delta\psi} \right]^2} - 1$$



Витратні характеристики:

Витрати затвірного середовища, м³/с: $Q_e := \frac{g_e \cdot p_b \cdot \delta\psi}{1 + \alpha_{e1}} = 0.029$

Відсоткова частка витрат затвірної рідини у порівнянні з номінальною подачею насоса: $\frac{Q_e}{Q_n} \cdot 100 = 0.207$

Безрозмірні витрати затвірного середовища:

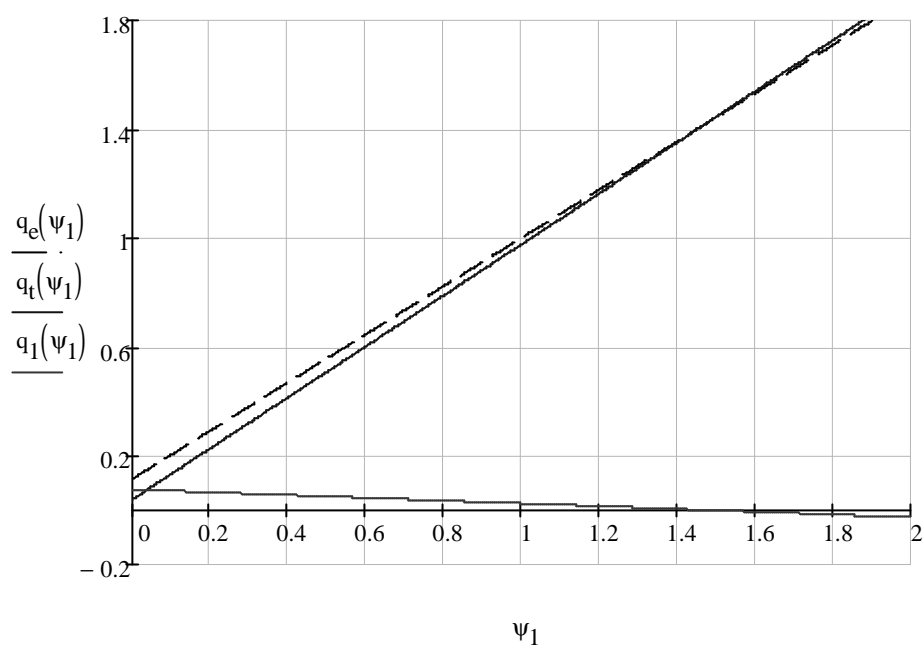
$$q_e(\psi_1) := \frac{\left(1 - \frac{b}{\sigma_{ef}}\right) \cdot \psi_1 + \frac{\delta\psi}{\alpha_{31}} + \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{1 - \frac{b - \chi_{pr}}{\sigma_{ef}} + \frac{\delta\psi}{\alpha_{31}}}$$

Безрозмірні витрати через внутрішній циліндричний дросель:

$$q_1(\psi_1) := \frac{\frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{31}} \cdot \delta\psi - \left(1 - \frac{b}{\sigma_{ef}}\right) \cdot \psi_1 - \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{\alpha_{e1} \cdot \left(1 - \frac{b - \chi_{pr}}{\sigma_{ef}} + \delta\psi\right)}$$

Безрозмірні витрати через торцевий і додатковий циліндричний дроселі:

$$q_t(\psi_1) := q_e(\psi_1) - q_1(\psi_1)$$



Критичне значення безрозмірного тиску нагнітання:

$$\psi_{1kr} := \frac{\frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{31}} \cdot \delta\psi - \frac{\chi_{pr}}{\sigma_{ef}}}{1 - \frac{b}{\sigma_{ef}}} = 1.471$$

Вихідні дані динамічного розрахунку:

Маса ротора, кг: $m_r := 1 \cdot 10^3$

Маса штока регулятора перепаду тиску, кг: $m_0 := 0.2$

Площа поверхні мембрани, м²: $s_m := 0.012$

Безрозмірна площа поверхні мембрани: $\sigma_m := \frac{s_m}{s_b} = 0.307$

Коефіцієнт жорсткості віджимного пристрою, Н/м: $k_{pr} := 5 \cdot 10^8$

Коефіцієнт жорсткості пружини регулятора, Н/м: $k_{reg} := 2 \cdot 10^6$

Модуль пружності рідини, Н/м²: $E := 1.42 \cdot 10^5$

Об'єм камери перед розвантажувальним диском, м³: $V_2 := 2 \cdot 10^{-5}$

Об'єм камери після розвантажувального диску, м³: $V_3 := 1 \cdot 10^{-4}$

Об'єм камери регулятора перепаду тиску, м³: $V_{cam} := 5.3 \cdot 10^{-7}$

Об'єм мембранної камери регулятора, м³: $V_m := 1.4 \cdot 10^{-5}$

Площа поверхні клапана, м²: $s_c := \frac{\pi}{4} \cdot d_c^2 = 7.069 \times 10^{-4}$

Коефіцієнт демпфірування торцевого дроселя, Н·с/м: $c_z := \frac{1.5 \cdot \mu \cdot s_t^2}{\pi \cdot z_b^3} = 1.478 \times 10^4$

Коефіцієнт демпфірування клапанного дроселя, Н·с/м: $c_x := 0$

Безрозмірна амплітуда зовнішньої дії: $\delta\psi_{1a} := 0.1$

Стаціонарні значення безрозмірних параметрів:

Торцевий зазор: $u_0 := u(1) = 0.967$

Зазор між затвором і корпусом регулятора перепаду тиску:

$$\xi_0 := \frac{\alpha_{e1}}{\alpha_{reg1b} \cdot (1 + \alpha_{e1})} \cdot \sqrt{\frac{\delta\psi}{\left[\frac{\psi_{in} - 1}{\delta\psi} - \frac{\alpha_{in1} + (1 + \alpha_{in1}) \cdot \alpha_{e1}}{\alpha_{in1} \cdot (1 + \alpha_{e1})} \right]}} = 0.356$$

Тиск у камері регулятора: $\psi_{cam0} := \psi_{in} - \frac{\alpha_{e1} \cdot \delta\psi}{\alpha_{in1} \cdot (1 + \alpha_{e1})} = 1.367$

Тиск затвірного середовища: $\psi_{e0} := 1 + \delta\psi = 1.025$

Тиск перед торцевим дроселем: $\psi_{20} := \psi_2(1) = 1.007$

Тиск після торцевого дроселя: $\psi_{30} := \psi_3(1) = 0.223$

Коефіцієнти посилення:

$$K_1 := \chi_{pr} = 0.01$$

$$K_2 := \sigma_m \cdot \delta\psi = 7.667 \times 10^{-3}$$

$$K_3 := \frac{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0}{2 \cdot \alpha_{in1} \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}} + \alpha_{reg1b} \cdot \xi_0} = 3.392 \times 10^{-3}$$

$$K_4 := \frac{\alpha_{reg1b} \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}}{\alpha_{in1} + \frac{\alpha_{reg1b}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} \cdot \xi_0} = 6.524 \times 10^{-3}$$

$$K_5 := \frac{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0}{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0 + 2 \cdot \alpha_{e1} \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} = 2.046 \times 10^{-3}$$

$$K_6 := \frac{\alpha_{reg1b} \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}}{\frac{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0}{2 \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} + \alpha_{e1}} = 3.935 \times 10^{-3}$$

$$K_7 := \frac{\alpha_{e1}}{\frac{\alpha_{reg1b} \cdot \xi_0}{2 \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} + \alpha_{e1}} = 0.998$$

$$K_8 := \frac{3 \cdot \alpha_{t1b} \cdot \sqrt{u_0 \cdot (\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2)}}{2 \cdot \left(1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{20}}{\sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}} \right)} = 0.026$$

$$K_9 := \frac{\alpha_{e1}}{1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{20}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}}} = 0.936$$

$$K_{10} := \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{30}}{(1 + \alpha_{e1}) \cdot \sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2} + \alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{20}} = 3.802 \times 10^{-3}$$

$$K_{11} := \frac{1}{1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{20}}{\sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}}} = 0.055$$

$$K_{12} := \frac{3 \cdot \alpha_{t1b} \cdot \sqrt{u_0 \cdot (\psi_{20} - \psi_{30})}}{2 \cdot \psi_{30} \cdot \left(\frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{\sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}} + \frac{\alpha_{31}}{\sqrt{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}} \right)} = 0.296$$

$$K_{13} := \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{20}}{\psi_{30} \cdot \left(\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} + \alpha_{31} \cdot \sqrt{\frac{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}} \right)} = 0.221$$

Постійні часу, с:

$$T_1 := \sqrt{\frac{m_r}{k_{pr}}} = 1.414 \times 10^{-3}$$

$$T_2 := \sqrt{\frac{m_0}{k_{reg}}} = 3.162 \times 10^{-4}$$

$$T_3 := \frac{V_{cam}}{E g_1 \cdot \left(\alpha_{in1} + \frac{\alpha_{reg1b}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} \cdot \xi_0 \right)} = 1.359 \times 10^{-6}$$

$$\tau_3 := \frac{V_{cam}}{E g_1 \cdot \left(\frac{\alpha_{reg1b}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} \cdot \xi_0 + \alpha_{e1} \right)} = 8.195 \times 10^{-7}$$

$$T_4 := \frac{s_c \cdot z_b}{g_1 \cdot p_b \cdot \alpha_{reg1b} \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} = 8.574 \times 10^{-7}$$

$$T_5 := \frac{V_m}{E \cdot g_1 \cdot \left(\frac{\alpha_{reg1b}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{cam0} - \psi_{e0}}} \cdot \xi_0 + \alpha_{e1} \right)} = 2.165 \times 10^{-5}$$

$$\tau_5 := \frac{V_m}{E \cdot g_1 \cdot \left(1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{20}}{\sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}} \right)} = 2.012 \times 10^{-5}$$

$$T_6 := \frac{(s_c - s_m) \cdot z_b}{g_{regb} \cdot \sqrt{p_b \cdot (\psi_{cam0} - \psi_{e0})}} = -1.37 \times 10^{-5}$$

$$\tau_6 := \frac{s_m \cdot z_b}{p_b \cdot g_1 \cdot \left(1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{20}}{\sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}} \right)} = 5.324 \times 10^{-8}$$

$$T_7 := \frac{V_2}{E \cdot g_1 \cdot \left(1 + \alpha_{e1} + \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5} \cdot \psi_{20}}{\sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}} \right)} = 2.875 \times 10^{-5}$$

$$\tau_7 := \frac{V_2}{E \cdot g_1 \cdot \frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{2 \cdot \sqrt{\psi_{20} - \psi_{30}}}} = 3.036 \times 10^{-3}$$

$$T_8 := \frac{2 \cdot s_{ef} \cdot z_b}{3 \cdot g_1 \cdot p_b \cdot \alpha_{t1b} \cdot \sqrt{u_0 \cdot (\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2)}} = 8.473 \times 10^{-6}$$

$$T_9 := \frac{V_3}{E \cdot g_1 \cdot \psi_{30} \cdot \left(\frac{\alpha_{t1b} \cdot u_0^{1.5}}{\sqrt{\psi_{20}^2 - \psi_{30}^2}} + \frac{\alpha_{31}}{\sqrt{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}} \right)} = 1.849 \times 10^{-3}$$

Коефіцієнти загукання:

$$\zeta_1 := \frac{c_z}{2 \cdot k_{pr} \cdot T_1} = 0.01$$

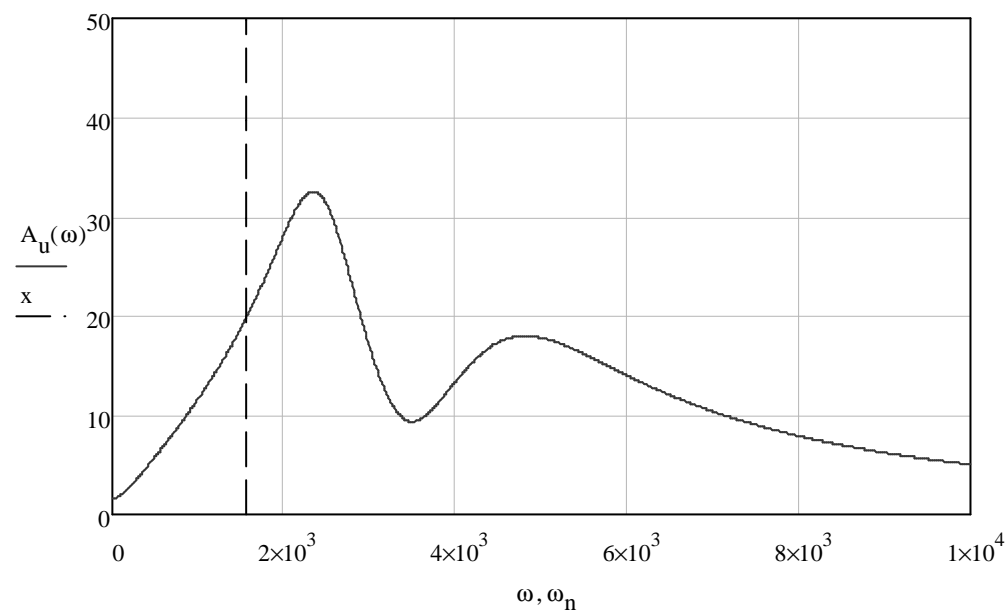
$$\zeta_2 := \frac{c_x}{2 \cdot k_{reg} \cdot T_2} = 0$$

Передаточна функція:

$$\overline{W}(p) := \begin{bmatrix} K_1 \cdot (T_1^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \zeta_1 \cdot T_1 \cdot p + 1) & 0 & 0 & 0 & -\sigma_{ef} & \sigma_{ef} \\ 0 & K_2 \cdot (T_2^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \zeta_2 \cdot T_2 \cdot p + 1) & 0 & \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & K_4 \cdot (T_4 \cdot p + 1) & T_3 \cdot p + 1 & -K_3 & 0 & 0 \\ 0 & -K_6 \cdot (T_6 \cdot p + 1) & -K_5 \cdot (\tau_3 \cdot p + 1) & T_5 \cdot p + 1 & -K_7 & 0 \\ K_8 \cdot (T_8 \cdot p + 1) & -\tau_6 \cdot p & 0 & -K_9 \cdot (\tau_5 \cdot p + 1) & T_7 \cdot p + 1 & -K_{10} \\ -K_{12} & 0 & 0 & 0 & -K_{13} \cdot (\tau_7 \cdot p + 1) & T_9 \cdot p + 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} -1 \\ \sigma_m \\ 0 \\ 0 \\ K_{11} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Амплітудна частотна характеристика, мкм:

$$A_u(\omega) := |W(i\omega)_0| \cdot \delta \psi_{1a} \cdot z_b \cdot 10^6$$



ЗАТВЕРДЖУЮ

Голова правління - директор
ВАТ «Науково-дослідний і
проектно-конструкторський
інститут атомного та енергетичного
насособудування», к.т.н.



А.К. Давиденко
2011 р.

впровадження результатів кандидатської дисертації Павленка І.В.
«Підвищення надійності автоматичних урівноважуючих пристроїв відцентрових
машин»

Цей акт свідчить про те, що результати кандидатської дисертації Павленка І.В. «Підвищення надійності автоматичних урівноважуючих пристроїв відцентрових машин», виконаної на кафедрі загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету, впроваджені у ВАТ «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування».

Рекомендації, що стосуються уточнення методик розрахунку автоматичних систем осьового урівноважування роторів відцентрових машин, наведені в дисертаційній роботі Павленка І.В., використовуються у відділі опор і ущільнень для визначення кількісних параметрів надійності таких систем з урахуванням імовірнісної природи фізичних і геометричних параметрів шпаринних ущільнень.

Методика динамічного розрахунку, яка враховує нелінійність математичної моделі автоматичної системи осьового урівноважування, застосовується для визначення перехідних процесів, автоколивань і втрати стійкості системи авторозвантажування осьової сили.

Використання вищезазначених методик і рекомендацій дозволяє підвищити надійність насосного обладнання, що розробляється у ВАТ «Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного й енергетичного насособудування».

Здобувачем окрім методики запропонована і комп'ютерна програма розрахунку принципово нової конструкції системи авторозвантаження затворно-урівноважувального пристрою відцентрового насоса.

Заступник директора з
науково-дослідних робіт, к.т.н., доц.

О.В. Єлін

Завідуючий науково-дослідного відділу
ущільнень і підшипників

М.І. Цвик

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний конструктор СКБ ТКМ,
ВАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе»
к.т.н. Смірнов А.В.
« 20 » _____ 2011 р.



АКТ

про впровадження результатів кандидатської дисертації Павленка І.В.
«Підвищення надійності автоматичних урівноважуючих пристроїв
відцентрових машин»

Цей акт свідчить про те, що результати кандидатської дисертації Павленка І.В. «Підвищення надійності автоматичних урівноважуючих пристроїв відцентрових машин», виконаної на кафедрі загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету, впроваджені в практику проектування СКБ ТКМ ВАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе».

Наведені в науковій роботі Павленка І.В. рекомендації по уточненню методик розрахунку характеристик автоматичних систем осьового урівноважування роторів відцентрових машин використовуються для оцінки наробітку до відказу системи осьового автоматичного розвантажування осьових сил, фізичних і геометричних параметрів шпаринних ущільнень, амплітуд вимушених коливань і динамічної стійкості роторів багатоступеневих відцентрових машин, а також для уточнення статичних і динамічних характеристик гідропр'яти.

Використання зазначених рекомендацій дозволяє підвищити надійність спеціального насосного і компресорного обладнання, яке розробляється в СКБ ТКМ ВАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе».

Начальник відділу газодинаміки,
динаміки і міцності машин СКБ ТКМ

к.т.н. В.Г. Гадяка

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор

доц. В.Д. Карпуша
„24” січня 2011 р.

АКТ

24.01.2011 р.

м. Суми

Про впровадження
результатів дисертаційної роботи
Павленка І.В. у навчальний процес.

Складений комісією у складі:

Голова комісії – завідувач кафедри загальної механіки і динаміки машин,
доктор технічних наук В.А. Марцинковський.

Члени комісії – доцент кафедри загальної механіки і динаміки машин,
кандидат технічних наук Є.М. Савченко;
– доцент кафедри загальної механіки і динаміки машин,
кандидат технічних наук А.В. Загорулько.

Встановлено, що у процесі підготовки дисертаційної роботи
«Підвищення надійності автоматичних урівноважуючих пристроїв
відцентрових машин» (науковий керівник – доктор технічних наук
В.А. Марцинковський) здобувачем кафедри загальної механіки і динаміки
машин Павленком І.В. у навчальний процес впроваджено таке:

– результати наукових досліджень використовуються викладачами
кафедри під час викладання навчальних дисциплін „Гідродинаміка
дроселюючих каналів”, „Динаміка роторних машин”, „Гермомеханіка”,
„Трибомеханіка” для студентів спеціальності „Динаміка і міцність”;

– розроблене здобувачем програмне забезпечення використовується
студентами спеціальності „Динаміка і міцність” при підготовці випускних
кваліфікаційних робіт.

Голова комісії

В.А. Марцинковський

Члени комісії:

Є.М. Савченко

А.В. Загорулько