

СТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЗАПІРНО-ВРІВНОВАЖУЮЧОГО ПРИСТРОЮ РОТОРА БАГАТОСТУПІНЧАТОГО ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

І. В. Павленко, асистент,

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна

E-mail: pavlenko@omdm.sumdu.edu.ua

У роботі викладена методика статичного розрахунку запірно-врівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора на основі створеної математичної моделі, що визначає осьову рівновагу ротора і витіки через дроселі гідравлічного тракту.

Ключові слова: *відцентровий компресор, торцевий дросель, регулятор перепаду тиску, осьова сила, статичні характеристики.*

ВСТУП

Для врівноваження осьових сил, що діють на ротор багатоступінчатих відцентрових компресорів, переважно застосовуються розвантажувальні поршні. При цьому витіки робочого середовища обмежуються кінцевими ущільненнями, а залишкова осьова сила сприймається упорними підшипниками. Така конструкція призводить до ускладнення системи осьового врівноваження ротора, зменшення її надійності й економічності.

У роботах [1, 5] запропоновано принципово нову конструкцію пристрою осьового врівноваження – запірно-врівноважуючий пристрій (ЗВП) ротора відцентрового компресора, що одночасно виконує функції кінцевого ущільнення і радіально-упорного гідростатичного підшипника. У роботі [6] наведена спрощена методика розрахунку конструкції ЗВП для ламінарного режиму руху середовища у шпаринних ущільненнях. Результати цих робіт потребують доповнень, пов'язаних з урахуванням турбулентного режиму руху газу і наявності у конструкції регулятора перепаду тиску (РПТ) для забезпечення незмінної різниці тиску запірного і робочого середовищ.

Проблема статичного розрахунку ЗВП є важливою для забезпечення надійності швидкохідних високонапірних відцентрових компресорів. Цей розрахунок зводиться до визначення статичних і витратних характеристик та вибору параметрів, що забезпечують необхідні значення регульованих величин у заданому діапазоні зміни тиску нагнітання.

В даній роботі викладена методика статичного розрахунку ЗВП ротора багатоступінчатого відцентрового компресора з РПТ на основі створеної математичної моделі.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

1. Принцип роботи пристрою

Схема ЗВП наведена на рис. 1.

Принцип роботи пристрою такий. Осьова сила T , що діє на ротор компресора, сприймається розвантажувальним диском 1. До порожнини 3 між втулковим і торцевим ущільненнями через дросель 5 підводиться запірне середовище. Функцію зовнішнього дроселя виконує додаткове втулке ущільнення 7. Тиск у порожнинах 3 і 6 залежить від величини торцевого зазору z . Випадкове зменшення осьової сили T , 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 p_2 перепад тиску ($p_e - p_2$) на вихідному дроселі регулятора збільшується, що призводить до збільшення витрат запірного середовища, необхідного для

запобігання витоків робочого середовища через циліндричний дросель 2. Одночасно з цим, величина розвантажувальної сили F зменшується, і ротор повертається у початкове положення. У разі збільшення осьової сили торцевий зазор z , перепад тиску ($p_e - p_2$) на вихідному дроселі регулятора і витрати запірного середовища зменшуються. Зрештою, ротор приймає положення, що відповідає умові осьової рівноваги.

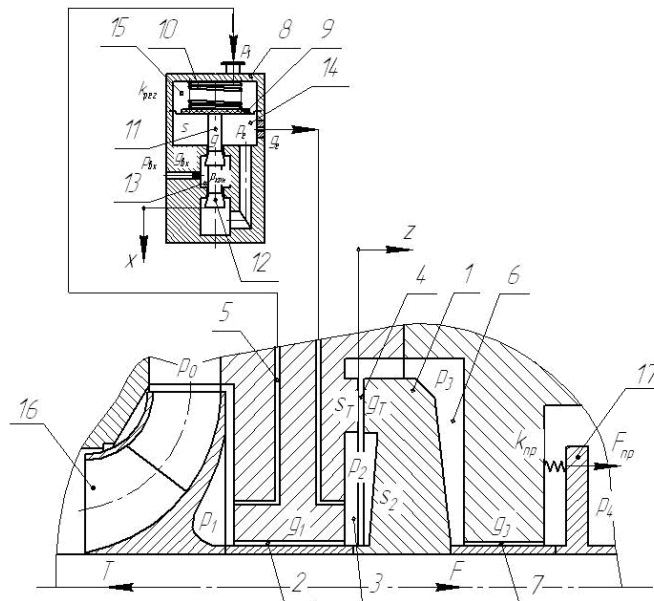


Рисунок 1 – Схема запірно-рівноважуючого пристрою ротора багатоступінчатого відцентрового компресора з регулятором перепаду тиску:

1 – розвантажувальний диск; 2, 7 – циліндричні дроселі; 3 – камера ЗВП; 4 – торцевий дросель; 5 – відвод у надмембранну камеру; 6 – порожнина за розвантажувальним диском; 8 – корпус РПТ; 9 – мембрана; 10 – пружний елемент; 11 – шток; 12 – сідло; 13 – вхідна камера РПТ; 14, 15 – мембранні камери; 16 – робоче колесо останньої ступені компресора; 17 – віджимний пристрій

Для запобігання витоків робочого середовища в атмосферу необхідно підтримувати перевищення тиску запірного середовища p_e над тиском нагнітання p_1 . Для цього до конструкції ЗВП має містити регулятор перепаду тиску. Регулятор містить корпус 8, у якому розміщені мембранний привід 9, пружина 10, шток 11, а також дроселюючий орган, що містить двосідельний затвор 12. Вхідний тиск p_{ex} дроселюється до тиску $p_{кам}$ у камері 13. Запірне середовище з тиском p_e , що дорівнює запірному тиску у підмембранній порожнині 14, подається через дросель у камеру 3. Надмембранна камера 15 сполучена з порожниною компресора за останнім робочим колесом 16.

Принцип роботи РПТ такий. При збільшенні тиску p_1 сумарний тиск, що діє на мембрану 9, збільшується, і затвор 12 відкривається, збільшуючи свою провідність. Як наслідок, тиск p_e у підмембранній камері 14 збільшується, і на нижній площині мембрани створюється зусилля, що компенсує силу тиску на верхню площину мембрани. Перевищення тиску у камері 15 над тиском у камері 14 залишається незмінним і дорівнює $\delta p = p_e - p_1$. Величина цього перепаду встановлюється зусиллям деформації пружного елемента 10.

Таким чином, ЗВП ротора багатоступінчатого відцентрового компресора із РПТ є системою автоматичного регулювання, для якої торцевий зазор z і витрати запірного середовища є регульованими величинами; осьова сила тиску на розвантажувальний

диск F – регулююча дія; осьова сила T , що діє на ротор, і перевищення запірного тиску над тиском нагнітання $\delta p = p_e - p_1$, а також загальний перепад тиску на врівноважуючий пристрій $\Delta p = p_1 - p_4$ є зовнішньою дією.

2. Статичний розрахунок

2.1. Загальні зауваження

Статичний розрахунок ЗВП дозволяє на стадії проектування обирати геометричні параметри так, щоб у заданому діапазоні зміни сумарної осьової сили, що діє на ротор компресора, торцевий зазор і витoki робочого середовища знаходились у заданих межах. Крім того, стаціонарні значення фізичних параметрів, визначені у результаті статичного розрахунку, застосовуються для аналізу динаміки ЗВП.

Статичний розрахунок заснований на розв'язанні системи рівнянь осьової рівноваги ротора компресора і штока РПТ, а також рівнянь балансів витрат через дроселі гідравлічного тракту (рис. 2):

$$\begin{cases} T = F + F_{np}; & s(p_e - p_1) = F_{pez}; \\ Q_{ex} = Q_{kam}; & Q_{kam} = Q_e; & Q_e = Q_1 + Q_T; & Q_T = Q_3, \end{cases} \quad (1)$$

де T – сумарна осьова сила, що діє на ротор; F_{np} , F_{pez} – зусилля попередньої деформації пружного елемента і віджимного пристрою; $F = s_e(p_2 - p_3)$ – 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; s – площа робочої поверхні мембрани; Q_{ex} – витрати газу через вхідний дросель РПТ; Q_{kam} – витрати через зазор, утворений між затвором і корпусом РПТ; Q_e – витрати запірного середовища, що надходить у камеру ЗВП; Q_1 , Q_3 , Q_T – витрати газу через вхідний і вихідний циліндричні дроселі та через торцевий зазор.

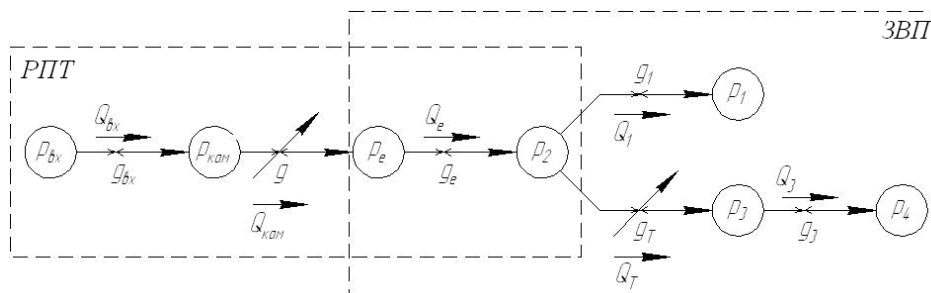


Рисунок 2 – Схема гідравлічного тракту

2.2. Витрати газу через дроселі

Для визначення виразів для витрат розглянемо рух газу у шпаринному ущільненні, розрахункова схема якого наведена на рис. 3. 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 .

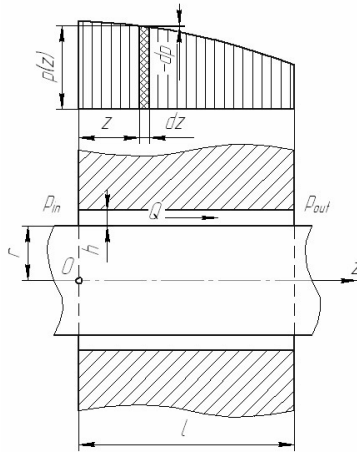


Рисунок 3 – Розрахункова схема

З точки зору гідравлічного розрахунку розрізняють 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 [3, 4]. 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 « \leftarrow » елементарним втратам тиску. Для переважаючої напірної течії за формулою Дарсі-Вейсбаха

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

де ρ – густина газу; $V = Q/f$ – середня у поперечному перерізі швидкість потоку, що визначається як відношення 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 [2]. 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 витрат Q . Шляхом інтегрування рівняння (2) знаходимо

$$\Delta p = \frac{\lambda l \rho V^2}{2h \cdot 2} = \zeta \frac{\rho Q^2}{2f^2}, \quad (3)$$

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

Коефіцієнт λ визначається за формулою Блазіуса

$$\lambda = \frac{C}{Re^n} \quad (4)$$

і залежить від числа Рейнольдса

$$Re = \frac{V \cdot 2h}{\nu} = \frac{2h}{f\nu} Q = \frac{Q}{\pi r \nu}, \quad (5)$$

а також параметрів C , n , які також залежать від режиму руху [8] (таблиця 1), тому витрати газу через щпаринне ущільнення визначаються по-різному в залежності від режиму руху.

Таблиця 1 – Параметри формули Блазіуса

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

Для ламінарного режиму руху, коли $\lambda = 96/Re$, формула (3) набуває вигляду:

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

звідки витрати

$$Q = g_1^* \Delta p \quad (7)$$

пропорційні перепаду тиску, а коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт провідності)

$$g_1^* = \frac{\pi r h^3}{6\mu l}. \quad (8)$$

Для автомодельної області турбулентної течії, коли $\lambda = 0,06$ не залежить від числа Рейнольдса, за формулою (3) отримаємо витрати

$$Q = g_2^* \sqrt{\Delta p}, \quad (9)$$

пропорційні квадратному кореню з перепаду тиску, а провідність

$$g_2^* = \sqrt{\frac{2f^2}{\rho \zeta}}. \quad (10)$$

У другому випадку, який відповідає значному відносному перепаду тиску, рух газу у дроселі супроводжується зменшенням густини і збільшенням середньої швидкості при заданих витратах. Для інтегрування диференціального рівняння (2), що містить 3 функції від параметра z (тиск, густина, середня швидкість), його необхідно доповнити двома рівняннями. Перше з них – закон збереження маси:

$$\dot{m} = \rho Q = \text{const}. \quad (11)$$

Прирівнюючи масові витрати газу у початковому і поточному перерізах

$$\rho_{in} V_{in} f = \rho V f, \quad (12)$$

визначаємо залежність середньої швидкості від густини газу:

$$V = \frac{\rho_{in}}{\rho} V_{in}, \quad (13)$$

де ρ_{in} – густина газу на вході.

Рівняння (2) з урахуванням залежності (13) набуває вигляду:

$$dp = -\frac{\lambda dz}{2h} \frac{\rho_{in}^2 V_{in}^2}{2\rho}. \quad (14)$$

Отримане рівняння замикається рівнянням стану

$$\frac{pV}{T} = R \quad \text{або} \quad \frac{p}{\rho} = \frac{RT}{M}, \quad (15)$$

де V – об'єм, M – молярна маса газу; R – універсальна газова константа; T – температура газу за шкалою Кельвіна. Виражаючи густину газу через тиск

$$\rho_{in} = \frac{p_{in}M}{RT}; \quad \rho = \frac{pM}{RT}, \quad (16)$$

рівняння (14) перетворюється до вигляду:

$$pdp = -\frac{\lambda dz}{2h} \frac{p_{in}^2 V_{in}^2}{2RT/M}. \quad (17)$$

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

$$\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{2} = \frac{\lambda l}{2h} \frac{p_{in}^2 V_{in}^2}{RT/M}, \quad (18)$$

або з урахуванням (16)

$$\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{2 p_{in}} = \frac{\lambda l}{2h} \frac{\rho_{in} V_{in}^2}{2}. \quad (19)$$

Приведемо отримане рівняння до нормальних параметрів (тиск p_H , густина ρ_H , середня швидкість V_H , витрати Q_H). Із застосуванням рівняння стану

$$\frac{p_{in}}{\rho_{in}} = \frac{p_H}{\rho_H} = \frac{RT}{M} \quad (20)$$

і закону збереження маси

$$\rho_{in} V_{in} = \rho_f V_f = \rho_f \frac{Q_f}{f} \quad (21)$$

рівняння (19) перетворюється до вигляду:

$$\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{2 p_H} = \frac{\lambda l}{2h} \frac{\rho_H Q_H^2}{2f^2}. \quad (22)$$

Для ламінарного режиму руху, коли $\lambda = 96/Re$, формула (22) набуває вигляду

$$\frac{p_{in}^2 - p_{out}^2}{2 p_H} = \frac{6\mu l}{\pi r h^3} Q, \quad (23)$$

звідки витрати

$$Q = g_3^* \left(p_{in}^2 - p_{out}^2 \right) \quad (24)$$

пропорційні різниці квадратів тисків, а коефіцієнт провідності

$$g_3^* = \frac{1}{2\rho_n} \frac{\pi r h^3}{6\mu l} = \frac{g_1^*}{2\rho_n}. \quad (25)$$

Для автомодельної області турбулентної течії, коли λ не залежить від числа Рейнольдса, за формулою (22) отримаємо витрати

$$Q = g_4^* \sqrt{p_{in}^2 - p_{out}^2}, \quad (26)$$

пропорційні квадратному кореню з різниці квадратів тисків, а коефіцієнт провідності

$$g_4^* = \sqrt{\frac{1}{2\rho_n} \frac{2f^2}{\rho\zeta}} = \sqrt{\frac{g_2^*}{2\rho_n}}. \quad (27)$$

Результати розрахунків зведені до таблиці 2.

Таблиця 2 – Вирази для витрат газу через дроселі

Перепад тиску	Режим руху газу	Витрати	Коефіцієнт провідності
$\Delta p \ll p_{in}$	Ламінарний	$Q = g_1^* \Delta p$	$g_1^* = \frac{\pi r h^3}{6\mu l}, i^3 / (\bar{i} \cdot \bar{n})$
	Турбулентний	$Q = g_2^* \sqrt{\Delta p}$	$g_2^* = \sqrt{\frac{2f^2}{\rho\zeta}}, i^3 / (\bar{i} \cdot \bar{n}^{0.5})$
$\Delta p > 0,1 p_{in}$	Ламінарний	$Q = g_3^* \left(p_{in}^2 - p_{out}^2 \right)$	$g_3^* = \frac{g_1^*}{2\rho_i}, i^3 / (\bar{i} \cdot \bar{n})$
	Турбулентний	$Q = g_4^* \sqrt{p_{in}^2 - p_{out}^2}$	$g_4^* = \sqrt{\frac{g_2^*}{2\rho_i}}, i^3 / (\bar{i} \cdot \bar{n})$

Вибір виразу для знаходження витрат запірного середовища через дроселі ЗВП залежить від двох чинників: відносного перепаду тиску і режиму руху. При цьому режим руху визначається числом Рейнольдса Re , яке залежить від витрат газу. Вираз для витрат, у свою чергу, залежить від значення Re . Для попередньої оцінки числа Рейнольдса підставимо виражені з формули (5) витрати

$$Q = \frac{fv}{2h} Re \quad (28)$$

у загальний вираз (22), де коефіцієнт витрат на тертя по довжині визначається за формулою Блазіуса (4), а коефіцієнти C і n залежать від режиму руху середовища (табл. 1). Вираз (22) зводиться до трансцендентного рівняння відносно невідомого Re

$$\phi(Re) = \frac{2\rho_n}{p_{in}^2 - p_{out}^2} \frac{\mu^2 l}{16\rho h^3} \frac{C(Re)}{Re^{2-n(Re)}} = 1, \quad (29)$$

розв'язки якого знаходяться графічним способом (рис. 4).

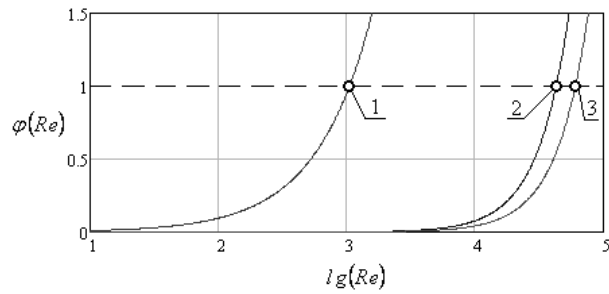


Рисунок 4 – Визначення чисел Рейнольдса у внутрішньому (1) і додатковому (3) циліндричних та торцевому (2) дроселях

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 $Re_1 \sim 10^3$ (рис. 4), що відповідає ламінарному режиму руху газу. Таким чином, витрати газу Q_1 пропорційні перепаду тиску $(p_2 - p_1)$. У послідовно розташованій торцевій і додатковій циліндричній шпаринах ЗВП дроселюється тиск у камері гідроп'яти p_2 , що має порядок тиску нагнітання p_1 , і виконуються умови $(p_2 - p_3) > 0,1p_2$; $(p_3 - p_4) > 0,1p_3$. Для таких перепадів тисків визначені (рис. 4) 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 $(p_{вх} - p_{кам})$ є незначним порівняно зі значеннями тисків $p_{вх}$; режим руху газу є ламінарним, а витрати $Q_{вх}$ пропорційні $(p_{вх} - p_{кам})$. На сідлах РПТ дроселюється значний перепад тиску: $(p_{кам} - p_e) > 0,1p_{кам}$; режим руху є турбулентним, а витрати $Q_{кам}$ пропорційні $(p_{кам}^2 - p_e^2)^{0,5}$. 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 $(p_e - p_2)$.

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

$$Q_{вх} = g_{вх} (p_{вх} - p_{кам}); \quad Q_{кам} = g \sqrt{p_{кам}^2 - p_e^2}; \quad Q_e = g_e (p_e - p_2); \quad (30)$$

$$Q_1 = g_1 (p_2 - p_1); \quad Q_T = g_T \sqrt{p_2^2 - p_3^2}; \quad Q_3 = g_3 \sqrt{p_3^2 - p_4^2};$$

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

2.3. Розв'язання системи рівнянь статичного розрахунку

2.3.1. Загальний випадок

Для спрощення розрахунків провідності g , g_T визначаються без урахування коефіцієнтів місцевих гідравлічних втрат. Це дає змогу визначити $g = g_B (x/x_B)^{1,5}$, $g_T = g_{TB} (z/z_B)^{1,5}$. Неврахування коефіцієнта місцевих гідравлічних втрат у торцевому дроселі занижує значення сумарного коефіцієнта гідравлічних втрат і, відповідно, провідність торцевого дроселя та витрати газу через нього.

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 $\chi_{рег} = F_{рег}/(p_B s_B)$; площі $\sigma = s_e/s_B$, $\sigma_M = s/s_B$; зазори $u = z/z_B$, $\xi = x/z_B$; провідності $\alpha_{ex1,e1,TB1,31} = g_{ex,e,TB,3}/g_1$, $\alpha_{B1} = g/g_1$, 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_n ; $s_B = T_n/p_n$ – базова площа як відношення номінальної осьової сили T_n до тиску p_n ; $b = T/(p_n s_B) \approx 1$ – коефіцієнт пропорційності; Q_{TB} – витрати через торцевий дросель при $z = z_B$.

З урахуванням виразів (30) рівняння (1) у безрозмірному вигляді утворюють систему рівнянь статичного розрахунку

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

що дає змогу визначити статичні і витратні характеристики: залежність торцевого зазору u від тиску нагнітання ψ_1 ; перевищення тиску запірного середовища над тиском нагнітання $\delta\psi = \psi_e - \psi_1$ (методика його визначення зазначена у п. 2.5); витрати запірного середовища q_e тощо.

Систему рівнянь статичного розрахунку (31) можна розкласти на 2 підсистеми, визначивши попередньо з 4-го рівняння $\delta\psi = \psi_e - \psi_1 = \chi_{рег}/\sigma_M = const$. Перша підсистема

$$\begin{cases} \sigma(\psi_2 - \psi_3) = b\psi_1 - \chi; \\ \alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi - \psi_2) = \psi_2 - \psi_1 + \alpha_{TB1} u^{3/2} \sqrt{\psi_2^2 - \psi_3^2}; \\ \alpha_{TB1} u^{3/2} \sqrt{\psi_2^2 - \psi_3^2} = \alpha_{31} \sqrt{\psi_3^2 - \psi_4^2} \end{cases} \quad (32)$$

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

$$\begin{cases} \alpha_{ex1}(\psi_{ex} - \psi_{кам}) = \alpha_{B1} \xi^{3/2} \sqrt{\psi_{кам}^2 - (\psi_1 + \delta\psi)^2}; \\ \alpha_{B1} \xi^{3/2} \sqrt{\psi_{кам}^2 - (\psi_1 + \delta\psi)^2} = \alpha_{e1}(\psi_1 + \delta\psi - \psi_2) - \end{cases} \quad (33)$$

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

Підстановка вираженого з 1-го рівняння системи (32) тиску

$$\psi_3 = \psi_2 - \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \quad (34)$$

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

$$\left[\alpha_{e1} (\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1 - (\alpha_{e1} - 1)\psi_2 \right]^2 = \alpha_{31}^2 \left(\psi_2 - \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \alpha_{31}^2 \psi_4^2 \quad (35)$$

для визначення тиску ψ_2 . Цей вираз можна переписати у вигляді квадратного рівняння

$$\psi_2^2 - 2A\psi_2 + B = 0, \quad (36)$$

коефіцієнти якого

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

$$B = \frac{\left[\alpha_{e1} (\psi_1 + \delta\psi) - \psi_1 \right]^2 - \alpha_{31}^2 \left[\left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \psi_4^2 \right]}{(\alpha_{e1} - 1)^2 - \alpha_{31}^2}. \quad (37)$$

Тиск ψ_2 визначається з рівняння (36):

$$\psi_2 = A - \sqrt{A^2 - B}. \quad (38)$$

2.3.2. Спрощені вирази статичного розрахунку

У випадку, коли $p_4 \ll p_3$, $g_e > g_1 + g_3$ коефіцієнти пов'язані наближеною рівністю $B \approx A^2$, а безрозмірний тиск у камері гідроп'яти

$$\psi_2 = \frac{\left[(\alpha_{e1} - 1)^2 - \alpha_{31}^2 \frac{b}{\sigma} \right] \psi_1 + \alpha_{e1} (\alpha_{e1} - 1) \delta\psi + \alpha_{31}^2 \frac{\chi}{\sigma}}{(\alpha_{e1} - 1)^2 - \alpha_{31}^2}. \quad (39)$$

Для даних, наведених у п. 3, відносна похибка визначення тиску ψ_2 за наближеною формулою (39) не перевищує 5%. Тиск у камері перед додатковим циліндричним дроселем

$$\psi_3 = (\alpha_{e1} - 1) \frac{(\alpha_{e1} - 1) \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma} \right) \psi_1 + \frac{\chi}{\sigma} \right] + \alpha_{e1} \delta\psi}{(\alpha_{e1} - 1)^2 - \alpha_{31}^2}. \quad (40)$$

Виражаючи із 3-ї формули системи (32) безрозмірний торцевий зазор для випадку $p_4 \ll p_3$

$$u = 3 \sqrt{\frac{\alpha_{31}^2 / \alpha_{TB1}^2}{(\psi_2 / \psi_3)^2 - 1}}, \quad (41)$$

а також враховуючи формули (39), (40), отримаємо статичну характеристику ЗВП:

$$u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{TB1}^2} \frac{1}{\left\{ \frac{\left[(\alpha_{e1} - 1)^2 - \alpha_{31}^2 \frac{b}{\sigma} \right] \psi_1 + \alpha_{e1} (\alpha_{e1} - 1) \delta \psi + \alpha_{31}^2 \frac{\chi}{\sigma}}{\left[(\alpha_{e1} - 1)^2 \left(1 - \frac{b}{\sigma} \right) \psi_1 + \alpha_{e1} (\alpha_{e1} - 1) \delta \psi + (\alpha_{e1} - 1)^2 \frac{\chi}{\sigma} \right]} \right\}^2} - 1}. \quad (42)$$

У випадку, коли виконується рівність $g_e = g_1 + g_3$ квадратне рівняння (36) вироджується у лінійне

$$-2A' \psi_2 + B' = 0, \quad (43)$$

коефіцієнти якого

$$\begin{aligned} A' &= \left[\alpha_{e1} (\psi_1 + \delta \psi) - \psi_1 \right] (\alpha_{e1} - 1) - \alpha_{31}^2 \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma}; \\ B' &= \left[\alpha_{e1} (\psi_1 + \delta \psi) - \psi_1 \right]^2 - \alpha_{31}^2 \left[\left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \psi_4^2 \right], \end{aligned} \quad (44)$$

звідки

$$\psi_2 = \frac{B'}{2A'} = 0,5 \frac{\left[\alpha_{e1} (\psi_1 + \delta \psi) - \psi_1 \right]^2 - \alpha_{31}^2 \left[\left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \psi_4^2 \right]}{\left[\alpha_{e1} (\psi_1 + \delta \psi) - \psi_1 \right] (\alpha_{e1} - 1) - \alpha_{31}^2 \frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma}}. \quad (45)$$

Тиск ψ_3 визначається за формулою (34), статична характеристика – за формулою (41).

2.3.3. Вплив провідностей дроселів

На тиски ψ_2 , ψ_3 у камерах і, відповідно, на статичну характеристику ЗВП значно впливають провідності додаткового циліндричного дроселя g_3 і дроселя подачі запірною середовища g_e (або відношення провідностей α_{31} , α_{e1}). Збільшення g_3 призводить до збільшення величини торцевого зазору і навпаки.

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 запірною середовища $g_e > g_1$.

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

$$u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{TB1}^2} \frac{\left[\left(1 - \frac{b}{\sigma} \right) \psi_1 + \delta \psi + \frac{\chi}{\sigma} \right]^2}{\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \left[\left(2 - \frac{b}{\sigma} \right) \psi_1 + 2\delta \psi + \frac{\chi}{\sigma} \right]}}. \quad (46)$$

2.3.4. Випадок нульових витрат газу через внутрішній циліндричний дросель

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 (32). У результаті вирази для безрозмірних тисків і торцевого зазору набувають вигляду:

$$\psi_2 = \frac{\left(\alpha_{e1} + \alpha_{31} \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \alpha_{e1} \delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{e1} + \alpha_{31}}; \quad (47)$$

$$\psi_3 = \frac{\alpha_{e1} \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \alpha_{e1} \delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{e1} + \alpha_{31}}; \quad (48)$$

$$u = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{31}^2}{\alpha_{TB1}^2} \frac{1}{\left[\frac{\left(\alpha_{e1} + \alpha_{31} \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \alpha_{e1} \delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{e1} \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \alpha_{e1} \delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}\right]^2 - 1}}. \quad (49)$$

2.3.5. Статичні характеристики РПТ

Статичні характеристики РПТ у результаті розв'язання рівнянь системи (33):

$$\psi_{кам} = \psi_{ex} - \frac{\alpha_{e1} \alpha_{31}}{\alpha_{ex1} (\alpha_{e1} + \alpha_{31})} \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} \right]; \quad (50)$$

$$\xi = \sqrt[3]{\frac{\alpha_{e1}^2 \alpha_{31}^2}{\alpha_{B1}^2 (\alpha_{e1} + \alpha_{31})^2} \frac{\left[\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} \right]^2}{\left\{ \psi_{ex} - \frac{\alpha_{e1} \alpha_{31}}{\alpha_{ex1} (\alpha_{e1} + \alpha_{31})} \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \delta\psi + \frac{\chi}{\sigma} \right] \right\}^2 - (\psi_1 + \delta\psi)^2}}. \quad (51)$$

2.4. Витратні характеристики

Витрати запірного середовища через торцевий дросель:

$$Q_T = g_{TB} u^{3/2} \sqrt{p_2^2 - p_3^2} = g_3 \sqrt{p_3^2 - p_4^2} = g_3 p_B \sqrt{\psi_3^2 (\psi_1) - \psi_4^2} = Q_B \cdot q_T \quad (52)$$

де Q_B – базове значення витрат; q_T – безрозмірні витрати через торцевий дросель. За базове значення витрат обирається значення Q_T на номінальному режимі роботи компресора ($\psi_1 = 1$), тобто $Q_B = g_3 p_B (\psi_{30}^2 - \psi_4^2)^{0.5}$. Безрозмірні витрати

$$q_T = \frac{Q_T}{Q_B} = \frac{\alpha_{ТБ1}}{\alpha_{31}} U^{3/2} \sqrt{\frac{\psi_2^2 - \psi_3^2}{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}}. \quad (53)$$

Знак «0» в індексах безрозмірних параметрів вказує на те, що значення цих параметрів визначені для тиску $\psi_1 = 1$.

Аналогічно знаходяться вирази для безрозмірних витрат газу через циліндричні дроселі, а також дроселі РПТ:

$$q_e = \frac{\alpha_{e1} (\psi_e - \psi_2)}{\alpha_{31} \sqrt{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}}; \quad q_1 = \frac{\psi_2 - \psi_1}{\alpha_{31} \sqrt{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}}; \quad q_3 = \sqrt{\frac{\psi_3^2 - \psi_4^2}{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}}; \quad (54)$$

$$q_{ex} = \frac{\alpha_{ex1} (\psi_{ex} - \psi_{кам})}{\alpha_{31} \sqrt{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}}; \quad q_{кам} = \frac{\alpha_{Б1}}{\alpha_{31}} \xi^{3/2} \sqrt{\frac{\psi_{кам}^2 - \psi_e^2}{\psi_{30}^2 - \psi_4^2}}.$$

Враховуючи рівняння балансу витрат у безрозмірній формі

$$\begin{cases} q_{ex} = q_{кам} = q_e = q_1 + q_T; \\ q_T = q_3, \end{cases} \quad (55)$$

за залежностями (54) з урахуванням виразів (47), (48) можна отримати вирази для витратних характеристик. Для випадку $p_4 \ll p_3$

$$q_1 = \frac{\alpha_{e1} \delta\psi - \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma} - \alpha_{31} \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1}{\alpha_{31} \left[\alpha_{e1} \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) + \alpha_{e1} \delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma} \right]}; \quad (56)$$

$$q_T = q_3 = \frac{\alpha_{e1} \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \alpha_{e1} \delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{e1} \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) + \alpha_{e1} \delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma}}; \quad (57)$$

$$q_e = q_{ex} = q_{кам} = q_1 + q_T = \frac{(\alpha_{e1} \alpha_{31} - 1) \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1 + \alpha_{e1} (\alpha_{31} + 1) \delta\psi + \alpha_{31} (\alpha_{31} - 1) \frac{\chi}{\sigma}}{\alpha_{31} \left[\alpha_{e1} \left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) + \alpha_{e1} \delta\psi + \alpha_{31} \frac{\chi}{\sigma} \right]}. \quad (58)$$

2.5. Визначення необхідного перепаду тиску

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 виразу (56)

$$\delta\psi = \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{e1}} \left[\left(1 - \frac{b}{\sigma}\right) \psi_1^{kp} + \frac{\chi}{\sigma} \right], \quad (59)$$

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

2.6. Статична стійкість ЗВП

Для перевірки ЗВП на статичну стійкість визначається коефіцієнт жорсткості:

$$\kappa_u = -\partial \psi_1 / \partial u = -(\partial u / \partial \psi_1)^{-1}. \quad (60)$$

З урахуванням формули (41) коефіцієнт жорсткості

$$\kappa_u = \frac{3}{2} \frac{\alpha_{ТБ1}^2}{\alpha_{31}^2} u^2 \frac{[(\psi_2 / \psi_3)^2 - 1]^2 \left[\frac{d(\psi_2 / \psi_3)}{d\psi_1} \right]^{-1}}{\psi_2 / \psi_3}. \quad (61)$$

Його знак визначається знаком похідної $d(\psi_2 / \psi_3) / d\psi_1 = (\psi_3 d\psi_2 / d\psi_1 - \psi_2 d\psi_3 / d\psi_1) / \psi_3^2$, знак якої з урахуванням виразів (47), (48) завжди додатний, що свідчить про статичну стійкість ЗВП.

2.7. Традиційна конструкція гідроп'яти

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 зі значенням $(p_1 - p_2) / p_1 \gg 0,1$, а 2-ге рівняння системи (32) 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

$$\psi_2^2 - 2A_0\psi_2 - B_0 = 0, \quad (62)$$

коефіцієнти якого

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

$$B_0 = \frac{\psi_1^2 - \alpha_{31}^2 \left[\left(\frac{b\psi_1 - \chi}{\sigma} \right)^2 - \psi_4^2 \right]}{1 + \alpha_{31}^2}, \quad (63)$$

Звідки

$$\psi_2 = A_0 + \sqrt{A_0^2 + B_0}. \quad (64)$$

Тиск ψ_3 визначається з рівняння (34), статична характеристика – з рівняння (41). 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 (64) тиск $\psi_2 = A_0 = (b\psi_1 - \chi) / \sigma$. Статична характеристика

$$u = \sqrt[3]{\frac{1}{\alpha_{ТБ1}^2} \left[\frac{\sigma^2 \psi_1^2}{(b\psi_1 - \chi)^2} - 1 \right]}. \quad (65)$$

3. Приклад статичного розрахунку

Для чисельних розрахунків обрана конструкція багатоступінчатого відцентрового компресора [9] К 180-131-1 з номінальними параметрами: подача $Q_n = 46$ тис. $\text{м}^3/\text{год.}$, тиск нагнітання $p_n = 4,6$ МПа, осьова сила $T_n = 180$ кН. Запірне середовище – синтез-газ виробництва метанолу. Геометричні розміри: діаметри і довжини циліндричних втулок $d_{u1} = d_{u3} = 240$ мм, $l_{u1} = l_{u3} = 120$ мм; зазори у втулкових ущільненнях $h_{u1} = 0,5h_{u3} = 0,2$ мм; внутрішній і зовнішній діаметри розвантажувального диска $d_2 = 360$ мм, $d_3 = 440$ мм; базове значення торцевого зазору $h_{TB} = 0,15$ мм; тиск за додатковим циліндричним дроселем $p_4 = 0$. Нормальний тиск $p_0 = 0,1$ МПа.

Площі перерізів газового шару у циліндричних і торцевому дроселях: $f_{u1} = \pi d_{u1} h_{u1} = 1,5 \cdot 10^{-4}$ (м^2); $f_{u3} = \pi d_{u3} h_{u3} = 3,0 \cdot 10^{-4}$ (м^2); $f_T = \pi(r_2 + r_3) h_{TB} = 1,9 \cdot 10^{-4}$ (м^2). Коефіцієнти втрат на тертя по довжині шпаринних ущільнень [8] у торцевому і додатковому циліндричних дроселях для турбулентного режиму руху ($Re \sim 10^4$) $\lambda = 0,016$. Коефіцієнти гідравлічних втрат: $\zeta_{\odot} = 0,25\lambda(d_3 - d_2)/z_A = 2,1$; $\zeta_{\text{в3}} = \zeta_{\text{вб}} + 0,25\lambda d_{\text{в3}}/h_{\text{в3}} = 3,4$, де $\zeta_{\text{вк}} = 1$ – коефіцієнт місцевих гідравлічних втрат [8]. Провідності дроселів (табл. 2): $g_1 = \pi d_{u1} h_{u1}^3 / (12\mu l_{u1}) = 2,3 \cdot 10^{-7}$ ($\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^3/\text{с}$); $g_{TB} = f_T / \sqrt{\rho \zeta_T \rho_0} = 3,7 \cdot 10^{-7}$ ($\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^3/\text{с}$); $g_3 = f_{u3} / \sqrt{\rho \zeta_{u3} \rho_0} = 4,7 \cdot 10^{-7}$ ($\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^3/\text{с}$). Базова площа $s_B = T_n / p_n = 0,04$ (м^2). Безрозмірні площі: $\sigma = [0,25\pi(d_2^2 - d_{\text{в1}}^2) + 0,5\pi(r_3^2 - r_2^2)] / s_A = 2,1$; $\sigma_l = 0,01$. Безрозмірна сила віджимного пристрою $\chi = 0,01$. Відношення провідностей $\alpha_{TB1} = 1,6$, $\alpha_{31} = 2$, $\alpha_{\text{в1}} = 12$, $\alpha_{\text{в1}} = 1$, $\alpha_{\text{в1}} = 20$. Безрозмірні тиски і їх перепади: $\psi_{\text{вк}} = 3$, $\psi_4 = 0$, $\Delta\psi = \psi_1$. Для критичного значення тиску нагнітання $\psi_1^{\text{max}} = 2$ з умови (59) $\delta\psi = 0,1$.

Статичні і витратні характеристики ЗВП наведені на рис. 5-6.

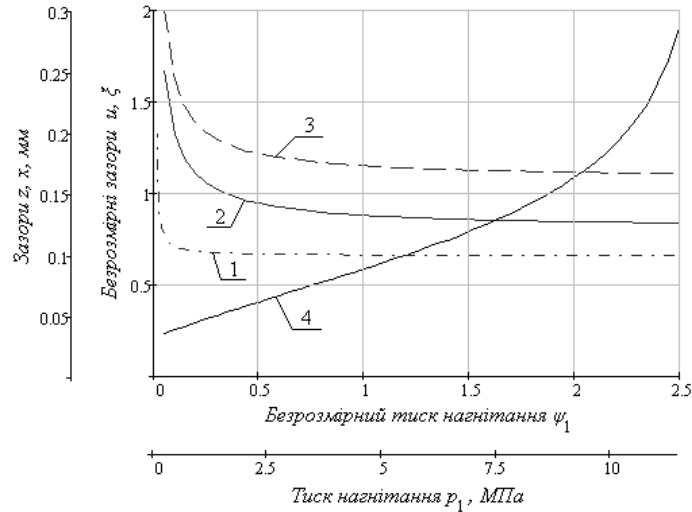


Рисунок 5 – Статичні характеристики гідроп’яти традиційного виконання (1) і ЗВП (2), у тому числі для ламінарного режиму руху газу (3), та РІПТ (4)

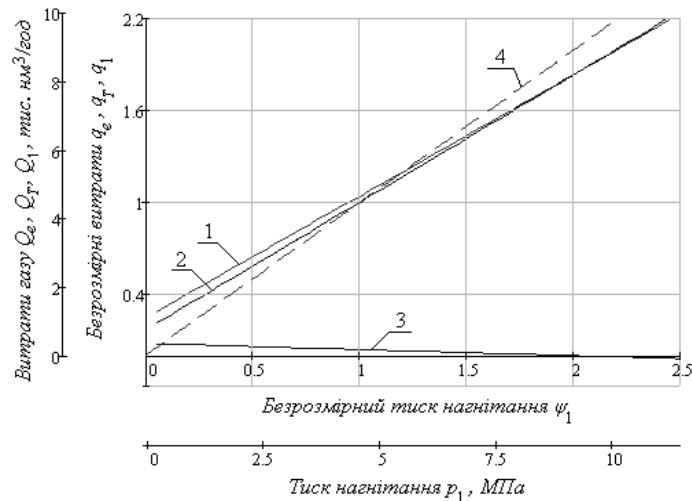


Рисунок 6 – Витратні характеристики: витрати запірного середовища q_e, Q_e (1); витрати газу q_T, Q_T через торцевий (2) і внутрішній циліндричний q_1, Q_1 (3) дроселі; витратна характеристика $q_1 = q_T = q_3, Q_1 = Q_T = Q_3$ традиційної гідроп'яти (4)

При зміні тиску нагнітання у діапазоні $\pm 50\%$ від номінального значення витрати запірного середовища змінюються на $\pm 38\%$, через торцевий і додатковий циліндричний дроселі – на $\pm 42\%$, через внутрішній циліндричний дросель – на $\pm 50\%$; величина ξ змінюється на $\pm 34\%$, а торцевий зазор – на $\pm 7\%$.

У роботі [6] наведені рівняння для розрахунку ЗВП для ламінарного режиму руху газу у шпаринних ущільненнях без РПТ. Порівняння результатів статичного розрахунку за різними методиками для інших рівних умов свідчить про якісне співпадіння, але кількісну розбіжність статичних характеристик (рис. 5, поз. 2, 3). Методика розрахунку для ламінарного режиму дає завищені значення торцевого зазору. На номінальному режимі це перевищення становить 50% .

Порівняно зі статичною характеристикою гідроп'яти традиційного виконання величина торцевого зазору для ЗВП збільшена на 30% .

Сумарні витрати запірного середовища становлять 10% від подачі компресора. Витрати газу через внутрішній циліндричний дросель не перевищують 4% від сумарних витрат запірного середовища. При тиску нагнітання $p_1 < 2p_n$ робоче середовище не потрапляє у камеру гідроп'яти, що свідчить про надійну роботу ЗВП.

ВИСНОВКИ

Запірно-врівноважуючий пристрій ротора багатоступінчатого відцентрового компресора з регулятором перепаду тиску одночасно виконує функції кінцевого ущільнення і радіально-упорного гідростатичного підшипника з саморегульованим торцевим зазором і витрат запірного середовища. Перевагами є відсутність кінцевих ущільнень і упорного підшипника, а також відсутність витоків робочого середовища.

У роботі викладена методика статичного розрахунку ЗВП з РПТ, у тому числі за спрощеними виразами. Подані рекомендації щодо вибору виразів для визначення витрат газу через дроселі для різних режимів руху газу. На прикладі компресора К 180-131-1 побудовані статичні і витратні характеристики.

Наведено порівняння з відповідними характеристиками для традиційної гідроп'яти і спрощеної методики. Проаналізовано вплив провідностей дроселя подачі запірного середовища і додаткового циліндричного дроселя на тиски у камерах ЗВП і величину торцевого зазора. Встановлена залежність для визначення необхідного перепаду тиску, і досліджена статична стійкість системи.

Відповідним вибором геометричних розмірів конструкції ЗВП можна забезпечити необхідні значення регульованих параметрів у заданому діапазоні зміни тиску нагнітання.

Дану методику у подальшому необхідно доповнити динамічним розрахунком з метою дослідження амплітудних частотних характеристик і перевірки динамічної стійкості системи «ротор – ЗВП – РПТ».

STATIC ANALYSIS OF THE LOCKING AUTOMATIC ROTOR-BALANCING DEVICE OF THE MULTISTAGE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

I. V. Pavlenko¹,
Sumy State University,
2, Rimsky-Korsakov str., Sumy, 40007, Ukraine
E-mail: pavlenko@omdm.sumdu.edu.ua

In this paper describes the method of static analysis of the locking automatic rotor-balancing device of the multistage centrifugal compressor. This model determines the axial equilibrium of the rotor and the leakage through throttles.

Keywords: centrifugal compressor, axial throttle, regulator of pressure difference, axial force, static characteristics.

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ЗАТВОРНО-УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА РОТОРА МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

И.В. Павленко,
Сумский государственный университет,
ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, 40007, Украина
E-mail: pavlenko@omdm.sumdu.edu.ua

В работе изложена методика статического расчёта запорно-уравновешивающего устройства ротора многоступенчатого центробежного компрессора на основе созданной математической модели, определяющей осевое равновесие ротора, а также протечки через дроссели гидравлического тракта.

Ключевые слова: центробежный компрессор, торцовый дроссель, регулятор перепада давления, осевая сила, статические характеристики.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Korczak A. Tarcza odciążająca siłę osiową w sprężarce wirnikowej: Zgłoszenie patentowe. Rzeczpospolita Polska. Nr. P-365432 / A. Korczak, W. A. Marcinkowski, G. Peczkis.– 20.02.2004.
2. Березовец Г. Т. О допустимых упрощениях при расчёте пневматических регуляторов / Г. Т. Березовец, В. Н. Дмитриев, Э. М. Наджафаров // Приборостроение. – 1957.– № 4.– С. 55-56.
3. Борисов С. Н. Гидравлические расчёты газопроводов / С. Н. Борисов, В. В. Даточный.– М. : Недра.– 1972.– 110 с.
4. Залманзон Л. А. Теория элементов пневмоники.– М. : Наука, 1969.– 508 с.
5. Корчак А. Использование гидропята в качестве затворно-уравновешивающего устройства ротора / А. Корчак, Г. Печкис, В. А. Марцинковский // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки.– 2005.– № 1.– С. 68-76.
6. Марцинковский В. А. Динамика затворной гидропята / В. А. Марцинковский, А. В. Загоруйко, С. А. Мищенко // Вісник СумДУ. Серія Технічні науки.– 2010.– № 2.– С. 24-34.
7. Марцинковский В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин / В. А. Марцинковский. – М. : Машиностроение, 1980.– 200 с.
8. Никитин Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г. А. Никитин.– М. : Машиностроение, 1982. – 135 с.
9. Семаков В. З. Усовершенствование турбокомпрессорного оборудования – основное направление деятельности НПФ «Энтехмаш» / В. З. Семаков, А. М. Смагоринский, С. Л. Шамено и др. // Компрессорная техника и пневматика. – М. : Информационно-издательский центр «КХТ». – 2009. – № 1. – С. 30-36.

Надійшла до редакції 27 червня 2013 р.