



DOI: 10.32782/2078-0877-2024-24-2-6

УДК 621.225.001.4:532.525

В. М. Бага¹, канд. техн. наук

ORCID: 0000-0003-0258-695X

¹ Сумський Державний Університет

e-mail: v.baga@kttf.sumdu.edu.ua, тел.: +380667440608

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН СОПЛОВИХ ПРИСТРОЇВ ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ НА ОСНОВІ ПОГЛИБЛЕНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ

Анотація. Процес дроселювання газу використовується в багатьох технічних пристроях, зокрема в ущільнювальній техніці, пневмоабразивних установках, вимірювальних приладах, в сепараційних пристроях і т.д. Дроселем може вважатися будь який пристрій, який створює суттєву перешкоду течії робочого потоку, такий як звужений отвір, сопло, пориста перегородка, діафрагма, клапан, вентиль тощо. Пропускаючи робочий потік через дросель, можемо досягти необхідної зміни його газодинамічних параметрів. Ефект дроселювання робочого потоку використовується в лабіринтних та інших безконтактних ущільненнях. Одним з основних показників ефективності ущільнювальної техніки є коефіцієнт витрати щілини. Течія через лабіринтне ущільнення побудована по аналогії через ряд послідовно встановлених соплових пристроїв, які створюють ряд перешкод. Оцінювати ефективність роботи сопла можна також за коефіцієнтом його витрати. На значення коефіцієнта витрати будь якого пристрою впливають особливості робочого процесу, отже впливаючи потрібним чином на геометрію проточної частини можливе підвищення ефективності ущільнень та сопел в широкому діапазоні режимних параметрів. Вдосконалити ущільнення означає зменшити його пропускну здатність, а вдосконалити сопло пневмоабразивної установки – отримати максимально можливе значення витрати робочого середовища та його швидкості на виході. На основі виконаних досліджень робочого процесу встановлено вплив геометричних та режимних параметрів на характеристики соплових пристроїв, що працюють на стисненому повітрі, та на повітряно-абразивній суміші, що дало можливість підвищити ефективність соплових пристроїв.

Ключові слова: зазор, лабіринтне ущільнення, робоче сопло, пневмоабразивна установка, робочий процес, проточна частина, коефіцієнт витрати

Постановка проблеми. Як міжступеневі ущільнення проточної частини турбомашин застосовують лабіринтні. Ці ущільнення не мають альтернативи за простотою, дешевизною і надійністю. Лабіринтні ущільнення працюють з постійною витратою. Особливо великих величин вона досягає у ступенях із малими поперечними перерізами проточних каналів. Робочий процес лабіринтних



ущільнень побудований на аналогії витікання через ряд послідовно встановлених сопел з гострими кромками.

Незважаючи на простоту конструкції лабіринтних ущільнень, робочий процес у них усе ще недостатньо вивчений. Достовірно не відомий вплив форми кільцевого зазору, ексцентриситету, обертання вала, масштабного фактора на величину протікання через ущільнення.

Варто зауважити, що сопла, які входять у склад ущільнень необхідно проектувати з мінімально можливими прохідними перетинами та з гострими кромками для забезпечення максимального збурення потоку та вихороутвореннями між соплами. Що стосується сопел, які використовуються в якості абразивооструминних, їх навпаки, треба проектувати так, щоб не створювати перешкод робочому потоку. Значення максимального прохідного діаметру сопла обмежується витратою стисненого повітря. Необхідні нові підходи щодо підвищення ефективності роботи сопел абразивооструменевих машин, які полягають в удосконаленні їх конструкції та подальшої розробки нової, відносно недорогій, проте ефективній технології їх виготовлення та експлуатації.

Таким чином, все ще існує резерв по підвищенню ефективності соплових апаратів за рахунок впливу на їх геометрію проточної частини.

Аналіз останніх досліджень. Під час проектування нових компресорів точність розрахунку величини протікання через ущільнення неприпустимо мала й іноді перевищує 30 %. Експериментальні коефіцієнти отримано на ідеалізованих фізичних моделях, як правило, плоских, без урахування обертання вала, ексцентриситету, впливу властивостей газів. Традиційно використовується модель ущільнення складається з низки послідовно встановлених сопел із гострими кромками, що є аналогом далеким від реального ущільнення: замість кільцевої щілини вводиться отвір такого самого перерізу; гострі кромки мають місце тільки на одній поверхні щілини (гребені), а інша поверхня утворена гладким валом. Суттєво різні й умови роботи: витікання з сопла передбачає необмежений простір на виході, а в ущільненні після кожної щілини виконується обмежена камера, в якій гасіння кінетичної енергії відбувається не повністю. Відомі дослідні дані отримано у спрощених моделях, які не описують у повному обсязі досліджувані фізичні процеси.

Під час розрахунків лабіринтного ущільнення припускається рівномірний розподіл перепаду тиску між камерами, густина газу вважається усередненою, вплив зміни стисливості, обертання, ексцентриситету зазору не враховується.

Основним показником ефективності робочого сопла ежекторно-очисної установки є значення швидкості абразиво-повітряної суміші



на виході з сопла. Ця швидкість залежить від геометричних та режимних параметрів самого сопла. Геометрія сопла безпосередньо впливає на розподіл швидкості, тиску, температури та щільності робочого потоку. Внутрішні втрати сопла пов'язані з підвищеним тертям об його стінки завдяки абразивним частинкам. Таким чином підвищити ефективність сопла можна за рахунок використання оптимальної геометрії його проточної частини та зменшенням внутрішнього тертя. Для досягнення максимального ефекту треба застосувати обидва шляхи одночасно. У порівнянні зі звичайним ежектором при однакових умовах праці коефіцієнт захоплення збільшується на 8,1–19,2% [1]. Покращення продуктивності завдяки оптимальному профілю потоку є значним [2, 3].

В роботі [4, 5] використовують коефіцієнт захоплення (ER) як параметр для опису продуктивності парового ежектора і розраховується як маса захопленої пари робочого потоку, поділена на масову витрату рушійного потоку.

$$ER = \text{massflowrateofsecondaryfluid} / \text{massflowrateofprimaryfluid}$$
Чотири вкладки виражають геометрію конструкції ежектора, співвідношення площі (σ_p), сопла діаметр горловини (Ntd), вихідний діаметр дифузора (Dod,) і робочий. На основі вказаних параметрів можлива оптимізація ежектора. В роботі [6] виконана перевірка CFD моделювання моделі при двох фазах в межах допустимого діапазону розбіжностей. Отримали до 30 відсотків позитивного ефекту за рахунок оптимізації геометричних параметрів сопла. Що підтверджує суттєву значимість впливу геометрії сопла на його витратні характеристики. В роботі [7] досліджувалася ерозія сопла в свердловині. Це явище подібне зносу абразивоструменевого сопла в процесі його роботи. Встановлено що розмір частинок і масова швидкість потоку є основними факторами, що впливають на ефект ерозії сопла, також положення установки насадки впливає на ефективність ерозії сопла. Варто ввідмітити, що нами був експериментально виявлений ефект залежності зносу абразивного сопла ежекторно-очисної установки від кута обробки матеріалу.

В роботі [8, 9] досліджувався процес мікроабразивного очищення. Встановлено що такі змінні, як тип частинок, діаметр сопла, тиск, відстань і час обробки впливають на шорсткість поверхні.

В роботі [10] Було виявлено, що наявність піщинок в соплі сприяє розвитку кавітаційного потоку, а діапазон сприяння концентрації стає меншим із збільшенням середнього діаметра.

У струминній холодильній системі проведено чисельне моделювання внутрішньої структури потоку пароежектора [11]. Виявлено, що діаметр горловини сопла є ключовим параметром, що впливає на продуктивність ежектора та структуру ударної хвилі й



внутрішнього потоку. В роботі [12] наведено результати досліджень геометричних характеристик багатоступневих пароструминних ежекторів.

Запропоновано умовний геометричний параметр, що дозволяє визначити положення «ефективної секції», розраховується за формулою:

$$\mu = F_{\text{eff}} / F_{\text{cyl}},$$

де F_{eff} – площа «ефективного перетину»; F_{cyl} – площа поперечного перерізу циліндричної частини в камері змішування.

В роботах [13-18] працювали над створенням та випробуванням робочого сопла ежекторно-очисної установки з пористим насадком, що дало змогу суттєво підвищити ефективність обробки матеріалу.

З вищенаведеного видно що ефективність сопла залежить від його геометричної форми а зносостійкість від матеріалу.

Залишився резерв по підвищенню ефективності робочих сопел абразивоструменевих установок за рахунок впливу на їх геометричні параметри та режими експлуатації [18-25].

При розрахунках донині використовують грубонаближені розрахунки протікання за формулою А. Стодоли [26], з експериментальними коефіцієнтами, отриманими для різних конструктивних виконань ущільнень.

Для досягнення поставленої мети необхідно провести серію чисельних та експериментальних досліджень режимних та геометричних параметрів робочого сопла. Виконати аналіз отриманих результатів.

Формулювання мети статті (постановка завдання). Метою цієї роботи є уточнення даних про робочий процес в соплових апаратах з використанням сучасних методів розрахункової гідродинаміки (CFD), що дадуть змогу підвищити ефективність соплових апаратів.

Методи дослідження

Як вихідне досліджуване ущільнення прийнято лабіринтне ущільнення типове для відцентрових компресорів з натурними розмірами та керамічне сопло пневмоабразивної установки з внутрішнім діаметром $d=6,8$ мм та довжиною $l=22$ мм.

Під час дослідження тиск на виході приймали рівним атмосферному, робоче середовище - повітря.

Ущільнення досліджувалося на експериментальному стенді, що забезпечує такі умови його роботи:

- частота обертання від 0 до 7000 об/хв;
- ущільнюваний перепад тиску від 1,05 до 1,25;
- діаметри вала 80, 240 мм;
- радіальні зазори 0,225, 0,37 мм;

– ексцентриситет від 0 до 1.

Основна частина. Поперечний розріз експериментальної установки представлений на рисунку 1.

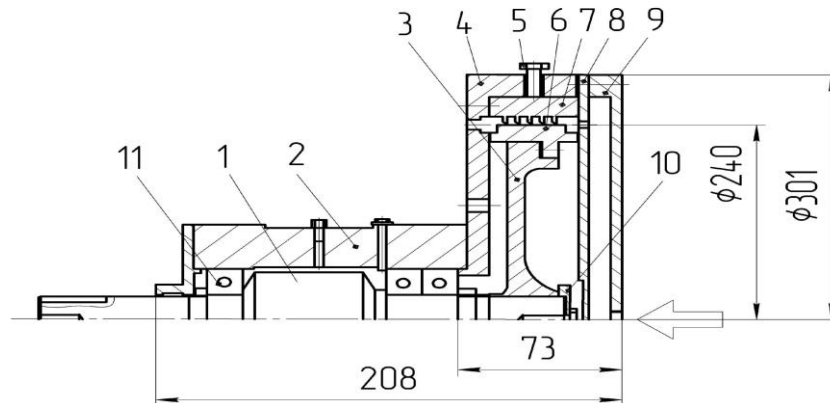


Рис. 1. Поперечний розріз експериментальної головки стенда
1 – вал, 2 – блок підшипників, 3 – диск, 4 – корпус, 5 – регулювальний болт, 6 – роторна частина ущільнення, 7 – статорна частина ущільнення, 8 – передній фланець, 9 – задній фланець, 10 – фіксувальна шайба, 11 – підшипник.

Стенд складається зі встановлених на рамі вузла ступеневого регульованого приводу і випробувальної головки, щита водяних манометрів, компресора з ресивером, повітряного фільтра і запірно-регульовальної арматури. Загальний вигляд випробувального стенда представлений на (рис. 2).



Рис. 2. Загальний вигляд експериментального стенда



На стенді виконувалося визначення дійсного значення величини протікання через ущільнення шляхом вимірювання лічильниками типу РГ. Температуру вимірювали ртутним термометром, тиск у випробувальній голівці – водяними манометрами, барометричний тиск – барометром-анероїдом. Похибки вимірювань наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Похибки вимірювань

Параметр	Одиниці виміру	Номінальна величина	Похибки	
			Абсолютна	Відносна, %
Прямі виміри				
B	мм.рт.ст.	750	$\pm 0,5$	0,001
h	мм.вод.ст.	550-2000	± 3	0,0018-0,0005
$Q_{РГ=40}$	м ³ /ГОД	(0,2-1,2)40	-	1,5-2,5
$Q_{РГ=250}$	м ³ /ГОД	(0,1-0,2)250	-	2
τ	с	60	$\pm 0,2$	0,0033
Непрямі виміри				
P	Па	103000-122000	$\pm 72,5$	0,04
ρ	кг/м ³	1,27-1,5	$\pm 0,048$	3,5
V_y	м ³ /хв	0,46-1,5	$\pm 0,011-0,033$	2,36-2,2
$m_{y(РГ=40)}$	кг/с	0,009-0,019	$\pm 0,00022$	1,8
$m_{y(РГ=250)}$	кг/с	0,019-0,032	$\pm 0,0021$	4,7

Оскільки стенд не дає змоги отримати візуалізації течії в проточній частині ущільнення, використано переваги візуалізацій течії чисельного моделювання. Задачу розв'язували в осесиметричній постановці, модель течії – повністю стислива рідина, модель турбулентності k - ϵ .

Обрано розрахункову сітку з урахуванням малої величини зазору таким чином, щоб у зазорі $s = 0,225$ мм містилося близько 10 розрахункових осередків квадратної форми. Кількість розрахункових комірок $N = 150000$ для сектора $\gamma = 3^\circ$. За менших значень розрахункових осередків отримуємо значення величини протікання, що не відповідає дійсності (рис. 3).

Розбіжності експериментальних і розрахункових значень величини протікання через ущільнення не перевищують 5% (рис. 4). Застосування моделі отвору з гострою кромкою потребує більш ретельного вивчення. Для підтвердження цієї гіпотези досліджено низку логічно послідовних моделей: отвір із гострою кромкою, плоска щілина, кільцева щілина з необмеженим і обмеженим виходом струменя, одиничний гребінь (з і без обертання), два гребені. У всіх

випадках спостерігаються суттєві відмінності у візуалізаціях витікання від моделі отвору з гострою кромкою (рис. 5). Формулу Стодола слід вважати штучною конструкцією, а не аналогією, а одержувані з використанням цієї формули коефіцієнти витрати є умовними і потребують уточнення.

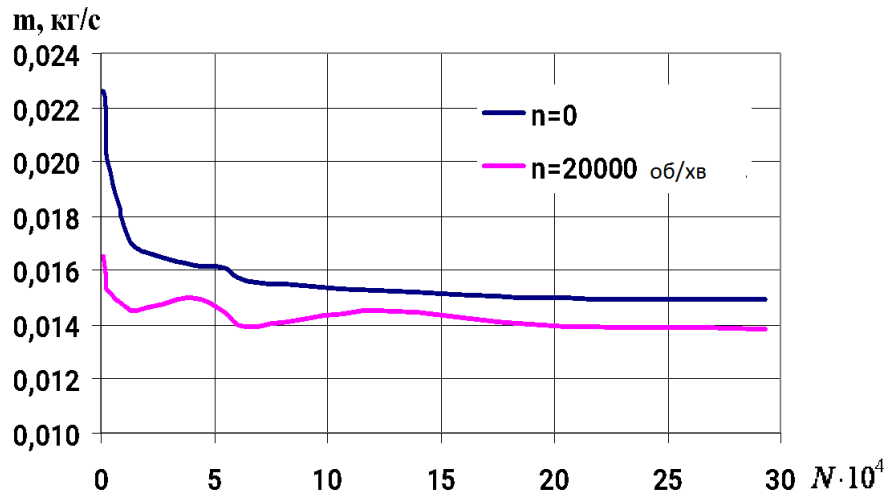


Рис. 3. Вплив кількості розрахункових осередків на величину протікання через ущільнення

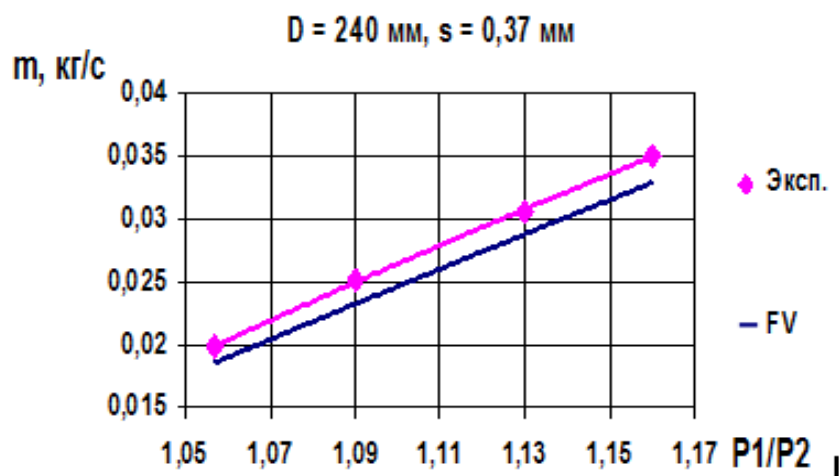


Рис. 4. Порівняння розрахункових та експериментальних значень величини масової витрати m

Як ілюстрацію наведено деякі результати експериментального дослідження. (табл. 2) Досліди вимірювання розподілу тиску по довжині ущільнення за різних перепадів ущільнюваного тиску показали, що зі збільшенням частоти обертання спостерігається тенденція до зниження коефіцієнтів і m , що не враховується в наявних розрахункових методиках.

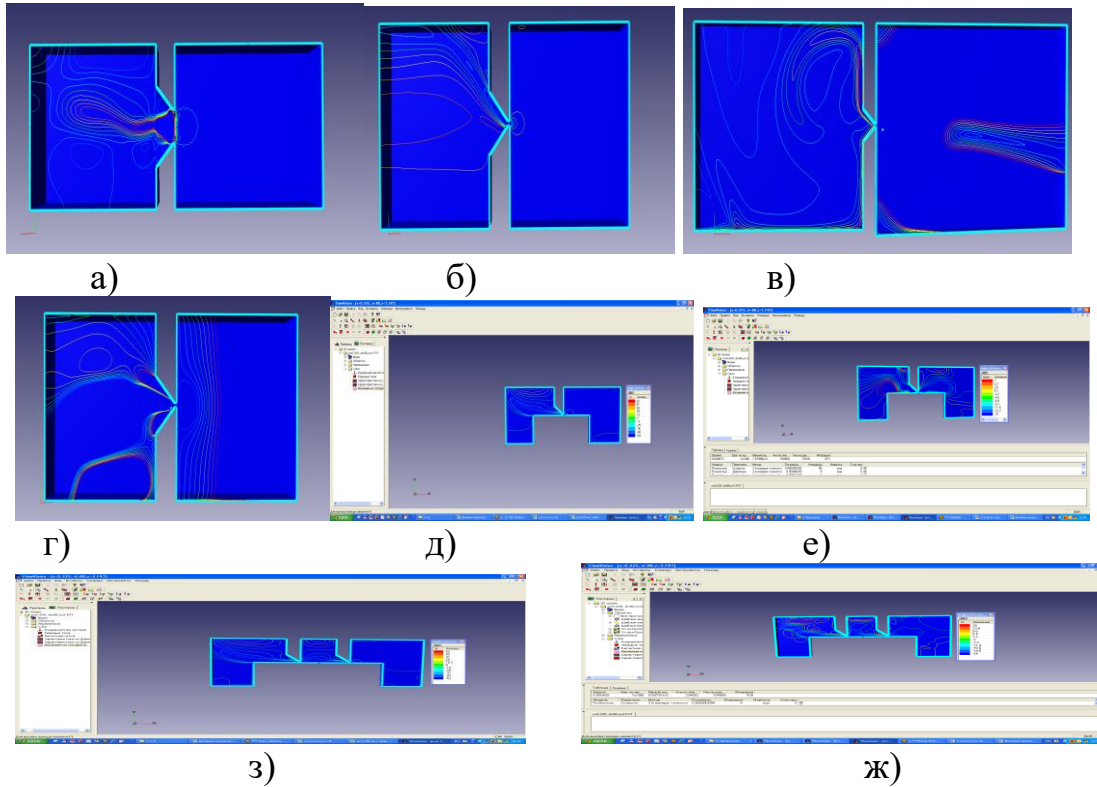


Рис. 5. Ізолінії різних моделей ущільнень ($p_1 / p_2 = 1,21$): а) отвір з гострою кромкою ($D = 2$ мм); б) плоска щілина ($l = 1,6$ мм); в) кільцева щілина з необмеженим виходом; г) кільцева щілина з обмеженим виходом; д) щілину утворено одиничним гребенем і гладким валом ($n = 0$); е) щілину утворено одиничним гребенем і гладким валом ($n = 15000$ об/хв); ж) два гребені з гладким валом ($n = 0$); з) два гребені з гладким валом ($n = 15000$ об/хв)

Таблиця 2

Умовні коефіцієнти витрати m досліджуваного ущільнення ($D = 240$ мм, $z = 5$, $s = 0,225$ мм)

№ досл.	p_1/p_2	n, об/хв	s = 0,225 мм		s = 0,37 мм	
			$\bar{\mu}$	σ	$\bar{\mu}$	σ
1	1,06	0	1,093	1,11	1,418	1,311
2		2910	1,087	1,09	1,369	1,271
3		4336	1,032	1,03	1,346	1,225
4		6693	0,924	0,92	1,277	1,053
5	1,12	0	1,083	1,05	1,449	1,338
6		2910	1,150	1,11	1,454	1,332
7		4336	1,133	1,103	1,398	1,264
8		6693	1,060	1,07	1,304	1,177
9	1,21	0	1,378	1,135	—	—
10		2910	1,197	1,1	—	—
11		4336	1,0895	1,06	—	—
12		6693	0,953	0,92	—	—



При порівнянні середньоарифметичного коефіцієнта витрати ущільнення $\bar{\mu}$ з його інтегральним значенням \int виявилось, що мають місце розбіжності, які збільшуються зі збільшенням частоти n , і величини радіального зазору s . Розбіжність становить у деяких випадках понад 10%. Дані розбіжності говорять про наявність впливу додаткових факторів, які досі не враховуються. Зауважимо, що за звичайною розрахунковою методикою для всіх випробуваних варіантів слід набувати постійного значення \int , тоді як результати дослідів свідчать про його зміну в межах від 0,92 до 1,21 для $s = 0,225$ мм і від 1,05 до 1,39 для $s = 0,37$ мм, що еквівалентно різниці у величині протікання близько 24%.

Локальні коефіцієнти витрати μ_i (обчислені для кожного гребеня) по довжині ущільнення розподіляються вкрай нерівномірно рис. 6.

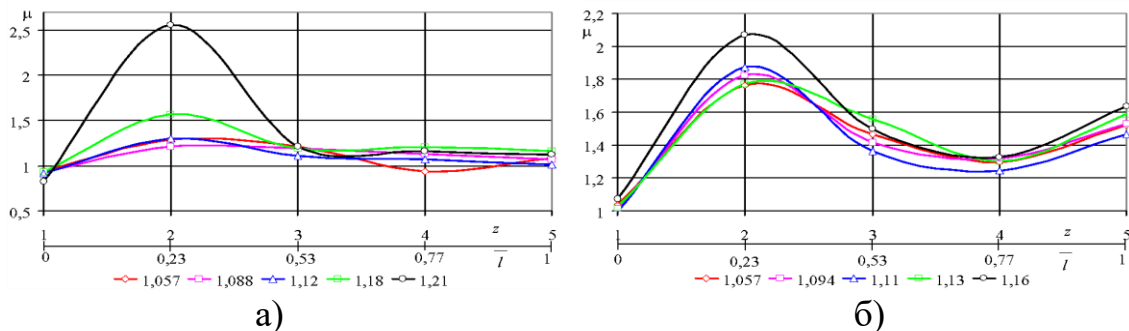


Рис. 6. Розподіл коефіцієнтів витрати μ_i за довжиною ущільнення при $n = 0$ ($D = 240$ мм, $z = 5$): а – $s = 0,225$ мм; б – $s = 0,37$ мм

Спостерігається різке збільшення коефіцієнта щілини під другим гребенем, особливо стійке при великому зазорі. Для щілин під рештою гребенів коефіцієнти μ_i зберігають приблизно однакові значення.

Привертає увагу ефект впливу частоти обертання валу на характеристики ущільнення. На рис. 7 наведено експериментальні залежності впливу частоти обертання валу на величину коефіцієнтів витрати під кожним гребенем базового ущільнення.

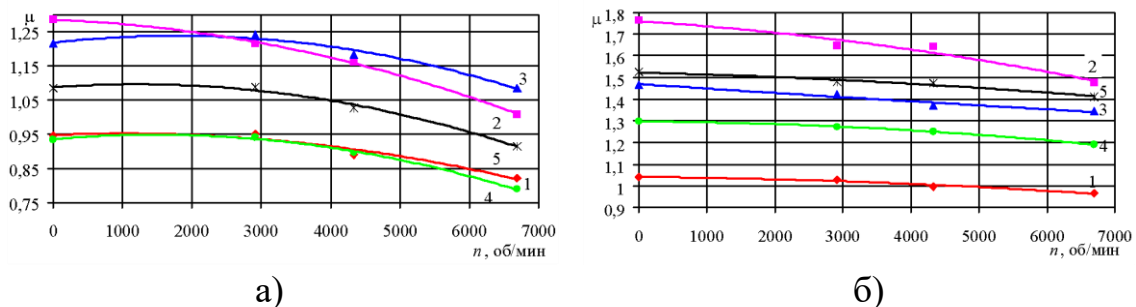


Рис. 7. Вплив обертання валу на локальні коефіцієнти витрати ущільнення μ_i ($D = 240$ мм, $z = 5$, $p_1/p_2 = 1,06$): а – $s = 0,225$ мм; б – $s = 0,37$ мм. Цифрами вказані номери гребенів ущільнення

Ці результати підтверджують наявність та характер впливу частоти обертання на величину коефіцієнта β , отримані раніше для інтегрального значення β . Вплив обертання валу в досліджених межах оцінюється величиною порядку (10–20) % зменшення протікання.

З метою детальнішого дослідження нерівномірної зміни коефіцієнтів β_i було проведено дослідження ущільнень з різною кількістю гребенів z для $D = 80$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм. Відповідно до припущень падіння тиску за довжиною ущільнення маєтись на увазі ступінчастим і рівномірним. Для перевірки цього положення було проведено розрахункове дослідження ущільнення із $z = 15$ гребенями, деякі результати якого показано на рис. 8. Слід зазначити, що падіння тиску вкрай нерівномірне за довжиною ущільнення. Відзначається суттєвий перерозподіл перепадів між гребенями при обертанні валу.

Графіки рис. 8 в цілому підтверджують дані таблиць 1 і 2: зменшення $\otimes r_i$ на гребені відповідає збільшенню коефіцієнта β_i на цьому гребені і навпаки. Для порівняння на рис. 8 б наведено експериментально отриманий розподіл тиску в ущільненні з $z = 5$ і $D = 240$ мм, з якого випливають аналогічні висновки.

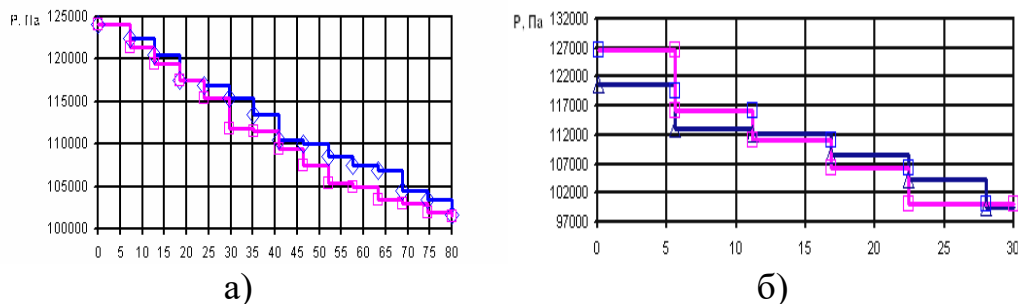


Рис. 8. Розподіл тиску вздовж ущільнення 1, мм: а – розрахунок ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$, $p_1/p_2 = 1,25$); б – експеримент ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $p_1 / p_2 = 1,21$) синім – без обертів, червоним -7000 об/хв

Уявлення про рівномірний розподіл перепадів тиску між гребенями не підтверджується і дослідями, і розрахунками (рис. 8).

В ущільненні з 5-ма гребенями мають місце характерні зони інтенсивних тороїдальних вихорів чергуються із зонами спокійного руху рис. 9.

Хвилеподібна зміна коефіцієнта β_i за довжиною ущільнення відбувається через сплески локальних значень β_i через кожні 2 – 3 гребені. При цьому збільшення β_i відбувається до 2,5 разів, а абсолютні значення перевищують 1, що фізично важко зрозуміло. Таким чином, з цього випливає висновок про нерівномірний розподіл навантаження по гребнях лабіринтного ущільнення. На рис. 10

виразно видно наявність чотирьох стрибків значень коефіцієнта ζ_i , причому положення піків зсувається до виходу при обертанні валу. Це викликано нерівномірним вихроутворенням за довжиною ущільнення (рис. 11).

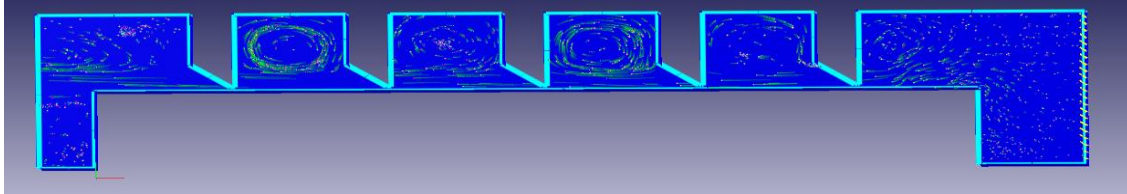


Рис. 9. Траєкторії руху частинок у ущільненні ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $n = 7000$ об/хв)

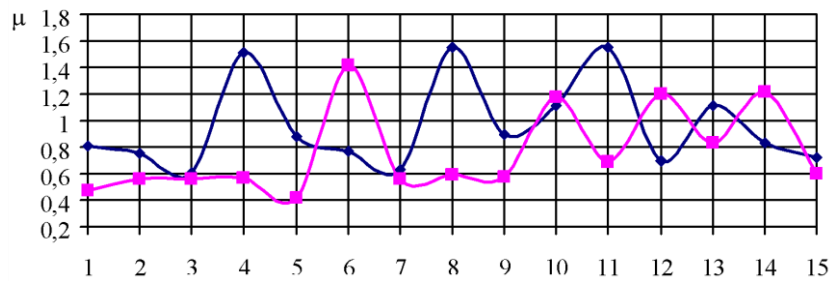


Рис. 10. Зміна умовного коефіцієнта витрати ζ_i за довжиною ущільнення ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$, $p_1/p_2 = 1,25$) синім – без обертів, червоним -15000 об/хв

Розбіжності між отриманими значеннями коефіцієнтів ζ_i $\bar{\mu}$, що збільшуються із зростанням числа z . Зазначимо, що інтегральні та середньоарифметичні значення умовного коефіцієнта витрати менше одиниці, незважаючи на наявність пікових значень, що значно перевищують одиницю.

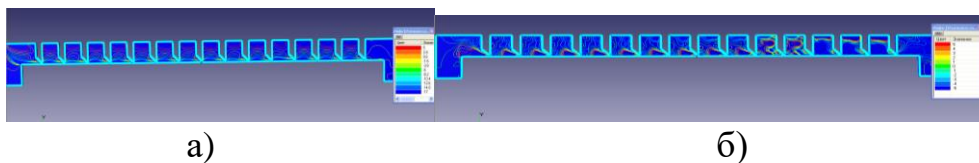


Рис. 11. Ізолінії швидкості потоку в ущільненні $z = 15$:
а – $n = 0$; б – $n = 15000$ об/хв

Таблиця 3

Порівняння коефіцієнтів ζ_i $\bar{\mu}$ ($n = 0$ об/хв)

z	1	2	4	5	7	9	11	15
$\bar{\mu}$	0,76	0,755	1,031	0,878	0,928	0,917	0,942	0,961
ζ_i	0,78	0,866	0,908	0,886	0,865	0,833	0,842	0,841

У ущільненні з 15 гребенями рис. 9, 10 при нерухомому валі структура потоку у всіх камерах ідентична, а при обертанні валу, спостерігаються флуктуації – одночасне існування зон без вихрової течії (перші три камери), перехідної (наступні дві камери) і зон стабільної вихрової структури (інші камери). Піки коефіцієнтів ζ відповідають тим гребеням, перед якими відбувається перебудова потоку.

Зі зміною діаметра валу та за наявності обертання структури вихрових зон у камерах видозмінюються. Це говорить про вплив масштабного фактора та обертання валу на характеристики лабіринтного ущільнення.

З вищевикладеного видно, що в міру течії газу через ущільнення, необхідно збільшувати геометричні об'єми камер з-за розширення газу, що по видимому повинно сприяти більш повному гасінню швидкості струменя з під гребеня. Запропоновано конструкцію лабіринтного ущільнення зі змінним кроком (рис. 12).

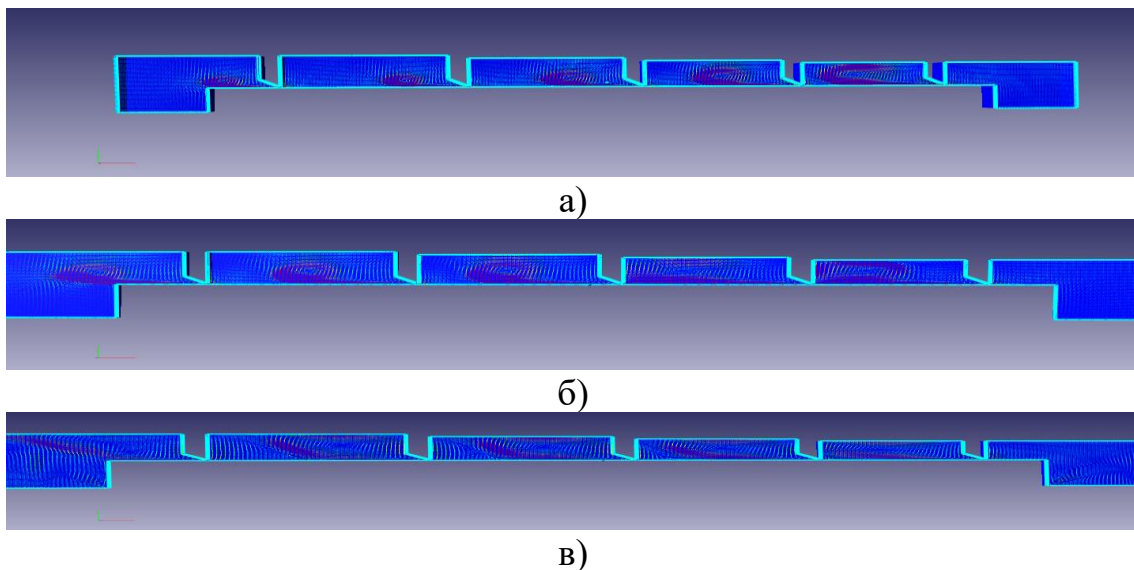


Рис. 12. Вектора швидкості: а) $D = 240$ мм, $n = 0$ об/хв, $p_1 / p_2 = 1,06$;
б) $D = 80$ мм, $n = 0$ об/хв $p_1 / p_2 = 1,06$; в) $D = 80$ мм, $n = 6700$ об/хв
 $p_1 / p_2 = 1,21$

Для $D = 240$ мм коефіцієнт витрати μ ущільнення зі змінним кроком нижчий порівняно з вихідним майже на 30 %, а для $D = 80$ мм на 35 %.

З урахуванням особливостей течії повітряно-абразивної суміші в соплах різних геометричних форм була проведена серія додаткових чисельних досліджень циліндричного сопла з метою визначення більш раціональної конструкції сопла (таблиця 4).



Таблиця 4

Геометричні та режимні параметри роботи досліджуваних
циліндричних сопел

№	r, м	d, мм	l, мм	мд	мт	с вх, м/с	с вих, м/с	μ
1	0,0035	7	44	0,02400	0,023111	288	453	1,038468
2	0,0070	14	44	0,10000	0,092444	270	481	1,081738
3	0,0035	7	4	0,04400	0,023111	523	794	1,903858
4	0,0030	6	22	0,01900	0,016979	262	470	1,118997
5	0,0025	5	22	0,01250	0,011791	279	463	1,060103
6	0,0020	4	22	0,00800	0,007546	273	457	1,060103
7	0,0010	2	22	0,00185	0,001887	244	466	0,980595
8	0,0035	7	44	0,05250	0,023111	637	813	2,271741

З таблиці 4 видно тенденцію до збільшення значення коефіцієнта витрати сопла зі збільшенням його внутрішнього діаметру. Середнє значення коефіцієнта μ знаходиться біля 1. Вар. 8 має перфоровану вставку та є найкращим, оскільки має найбільше значення швидкості на виході та коефіцієнта витрати.

Висновки. За результатами чисельних та експериментальних досліджень різних конструктивних виконань лабіринтних ущільнень отримано нові дані:

1. Обертання валу призводить до зниження протікання через лабіринтне ущільнення тим більше, чим більше частота обертання (до 20%).

2. Структура течії в лабіринтних ущільненнях різних типів не однорідна, залежить від схеми та геометричних розмірів.

3. Збільшення протягом перебігу об'ємів камер дозволяє зменшити протікання до 30%.

4. Встановлена тенденція до непропорційного збільшення значення коефіцієнта витрати повітряно-абразивної суміші сопла та його витратної швидкості зі збільшенням його внутрішнього діаметру при сталих значеннях вхідних та вихідних параметрів p_1 , p_2 .

5. Встановлено, що при збільшенні прохідного перетину сопла в два рази, величина витрати через нього збільшується в 4.5 рази.

6. Встановлено, що зменшення довжини сопла (до 4 мм) призвело до підвищення швидкості більше ніж вдвічі, що в свою чергу збільшило значення масової витрати суміші та коефіцієнта витрати сопла. Це створило умови до підвищення ефективності роботи ежекторно-очисної установки, а саме час обробки квадратного метра металу зменшився в 4,5 рази і складає 2 хвилини.

7. Застосування проникної вставки призводить до підвищення ефективності сопла більш ніж в два рази.

*Список використаних джерел*

1. Fesenko A., Basova Y., Ivanov V., Ivanova M., Yevsiukova F., Gasanov M. Increasing of equipment efficiency by intensification of technological processes. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* 2019. Vol. 63(1). P. 67–73. <https://doi.org/10.3311/PPme.13198>.
2. Arana-Landín G., Uriarte-Gallastegi N., Landeta-Manzano B., Laskurain-Iturbe I. The contribution of lean Management—Industry 4.0 technologies to improving energy efficiency. *Energies*. 2023. Vol. 16(5). P. 2124. <https://doi.org/10.3390/en16052124>.
3. Kotliar A., Basova Y., Ivanov V., Murzabulatova O., Vasylytsova S., Litvynenko M., Zinchenko O. Ensuring the economic efficiency of enterprises by multi-criteria selection of the optimal manufacturing process. *Management and Production Engineering Review*. 2020. Vol. 11(1). P. 52–61. <https://doi.org/10.24425/mper.2020.132943>.
4. Rudawska A., Danczak I., Müller M., Valasek P. The effect of sandblasting on surface properties for adhesion. *International Journal of Adhesion and Adhesives*. 2016. Vol. 70. P. 176–190. <https://doi.org/10.1016/j.ijadhadh.2016.06.010>.
5. Peñuela-Cruz C. E., Márquez-Herrera A., Aguilera-Gómez E., Saldaña-Robles A., Mis-Fernández R., Peña J. L., Caballero-Briones F., Loeza-Poot M., Hernández-Rodríguez E. The effects of sandblasting on the surface properties of magnesium sheets: a statistical study. *Journal of Materials Research and Technology*. 2023. Vol. 23. P. 1321–1331. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2023.01.117>.
6. Pruszczyńska E., Pietnicki K., Klimek L. Effect of the abrasive blasting treatment on the quality of the pressed ceramics joint for a metal foundation. *Archives of Materials Science and Engineering*. 2016. Vol. 78(1). P. 17–22. <https://doi.org/10.5604/18972764.1226310>.
7. Ahmed F., Chen W. Investigation of steam ejector parameters under three optimization algorithm using ANN. *Applied Thermal Engineering*. 2023. Vol. 225. e120205. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120205>.
8. Van den Berghe J., Dias B. R. B., Bartosiewicz Y., Mendez M. A. A 1D model for the unsteady gas dynamics of ejectors. *Energy*. 2023. Vol. P. 267. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126551>.
9. Yan J., Li Z., Zhang H. Investigation on key geometries optimization and effect of variable operating conditions of a transcritical R744 two-phase ejector. *Applied Thermal Engineering*. 2023. Vol. 230. e120733. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120733>.
10. Xu Y., Li Q., Li B., Guan Z. Numerical simulation study of hydraulic fracturing nozzle erosion in deep well. *Frontiers in Physics*. 2022. Vol. 10. e947094. <https://doi.org/10.3389/fphy.2022.947094>.



11. Li A., Chen J., Xi G., Huang Z. Numerical investigation of the effect of primary nozzle geometries on flow structure and ejector performance for optimal design. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2023. Vol. 37(5). P. 2139–2148. <https://doi.org/10.1007/s12206-023-2101-2>.
12. Aronson K. E., Ryabchikov A.Y., Zhelonkin N. V., Brezgin D. V., Demidov A. L., Balakin D. Y. Features of the development and operation of multistage steam jet ejectors. *Thermal Engineering*. 2023. Vol. 70(4). P. 245–253. <https://doi.org/10.1134/S0040601523040018>.
13. Bañon F., Sambruno A., Batista M., Simonet B., Salguero J. Surface quality and free energy evaluation of S275 steel by shot blasting, abrasive water jet texturing and laser surface texturing. *Metals*. 2020. Vol. 10(2). P. 290. <https://doi.org/10.3390/met10020290>.
14. Kwon D.-K., Lee J.-H. Performance improvement of micro-abrasive jet blasting process for al 6061. *Processes*. 2022. Vol. 10(11). P. 2247. <https://doi.org/10.3390/pr10112247>.
15. Sychuk V., Zabolotnyi O., McMillan A. Developing new design and investigating porous nozzles for abrasive jet machine. *Powder Metallurgy and Metal Ceramics*. 2015. Vol. 53(9-10). P. 600–605. <https://doi.org/10.1007/s11106-015-9655-1>.
16. Hao X., Yan J., Gao N., Volovyk O., Zhou Y., Chen G. Experimental investigation of an improved ejector with optimal flow profile. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023. Vol. 47. e103089. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103089>.
17. Kartal V., Emiroglu M. E. Effect of nozzle type on local scour in water jets: An experimental study. *Ocean Engineering*. 2023. Vol. 277. e114323. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2023.114323>.
18. Xi X., Xin Y., Duan D., Zhang B. Experimental investigation on the performance of a novel resonance-assisted ejector under low pressurization. *Energy Conversion and Management*. 2023. Vol. 280. e116778. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116778>.
19. Han X., Xiao J., Yu F., Zhao W. Relationships and mechanisms of sand grain promotion on nozzle cavitation flow evolution: A numerical simulation investigation. *Journal of Thermal Science*. 2022. Vol. 31(6). P. 2385–2410. <https://doi.org/10.1007/s11630-022-1568-y>.
20. Fesenko A., Yevsiukova F., Basova Y., Ivanova M., Ivanov V. Prospects of using hydrodynamic cavitation for enhancement of efficiency of fluid working medium preparation technologies. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*. 2018. Vol. 62(4). P. 269–276. <https://doi.org/10.3311/PPme.11877>.
21. Zabolotnyi O., Povstyanoy O., Somov D., Sychuk V., Svirzhevskyi K. Technology of Obtaining Long-Length Powder Permeable Materials with Uniform Density Distributions. *World Congress on*



Engineering and Technology: Innovation and its Sustainability 2018. WCETIS 2018. 2022. Ch. 3. P. 63–78. https://doi.org/10.1007/978-3-030-20904-9_5.

22. Somov D., Zabolotnyi O., Polinkevich R., Valetskyi B., Sychuk V. Experimental Vibrating Complex for the Research of Pressing Processes of Powder Materials. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020. Ch. 3. P. 321–329. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_32.*

23. Zabolotnyi O., Sychuk V., Somov D. Obtaining of Porous Powder Materials by Radial Pressing Method. In: Ivanov, V., et al. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering 2019. Springer, Cham, pp. 186–198. DOI: 10.1007/978-3-319-93587-4_20* *Energies 2023, 16, x FOR PEER REVIEW 15 of 16*

24. Sychuk V., Zabolotnyi O., Somov D. Technology of Effective Abrasive Jet Machining of Parts Surfaces. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. Ch. 1. P. 166–176. https://doi.org/10.1007/978-3-319-93587-4_18.*

25. Povstyanoi O. Y., Sychuk V. A., McMillan A., Rud' V. D., Zabolotnyi O. V. Metallographic analysis and microstructural image processing of sandblasting nozzles produced by powder metallurgy methods. *Powder Metallurgy and Metal Ceramics. 2015. Vol. 54(3-4). P. 234–240. <https://doi.org/10.1007/s11106-015-9705-8>.*

26. Bondarenko G., Baga V., Bashlak I. Flow simulation in a labyrinth seal. *Applied Mechanics and Materials. 2014. Vol. 630. P. 234–239. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.630.234>.*

27. Merzliakov I., Pavlenko I., Chekh O., Sharapov S., Ivanov V. Mathematical modeling of operating process and technological features for designing the vortex type liquid-vapor jet apparatus. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2020. Ch. 3. P. 613–622. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_61.*

28. Merzliakov I., Pavlenko I., Ochowiak M., Ivanov V., Agarwal P. Flow modeling in a vortex chamber of a liquid–steam jet apparatus. *Processes. 2022. Vol. 10(5). P. 984. <https://doi.org/10.3390/pr10050984>.*

Стаття надійшла до редакції 15.04.2024 р.

**V. Baha¹****² Sumy State University sciences of Ukraine****INCREASING THE EFFICIENCY OF FLOW PARTS OF NOZZLE DEVICES
OF PNEUMATIC SYSTEMS ON THE BASIS OF IN-DEPTH STUDY
OF THE WORKING PROCESS***Summary*

The process of gas throttling is used in many technical devices, in particular in sealing equipment, pneumatic abrasive installations, measuring devices, in separation devices, etc. Any device that creates a significant obstacle to the flow of the working flow, such as a narrowed opening, nozzle, porous partition, diaphragm, valve, valve, etc., can be considered a choke. By passing the working flow through the throttle, we can achieve the necessary change in its gas-dynamic parameters. The effect of throttling the working flow is used in labyrinth and other non-contact seals. One of the main indicators of the efficiency of the sealing technique is the coefficient of consumption of the gap. The flow through the labyrinth seal is constructed by analogy through a series of sequentially installed nozzle devices that create a series of obstacles. You can also evaluate the efficiency of the nozzle by its flow rate. The value of the flow rate of any device is affected by the peculiarities of the work process, therefore, by influencing the geometry of the flow part in the right way, it is possible to increase the efficiency of seals and nozzles in a wide range of operating parameters. To improve the seal means to reduce its throughput, and to improve the nozzle of the pneumatic abrasive unit means to obtain the maximum possible value of the flow rate of the working medium and its exit velocity. On the basis of the performed researches of the work process, the influence of geometric and mode parameters on the characteristics of nozzle devices operating on compressed air and on air-abrasive mixture was determined, which made it possible to increase the efficiency of nozzle devices.

The rotation of the shaft leads to a decrease in leakage through the labyrinth seal, the more the rotation frequency is higher (up to 20%). The flow structure in labyrinth seals of various types is not uniform, it depends on the scheme and geometric dimensions. Increasing the volume of the chambers over time allows to reduce leakage by up to 30%. A tendency to a disproportionate increase in the value of the flow coefficient of the air-abrasive mixture of the nozzle and its flow rate with an increase in its internal diameter at constant values of the input and output parameters p_1 , p_2 was established.

It was established that when the passage cross-section of the nozzle increases by two times, the amount of flow through it increases by 4.5 times. It was established that reducing the length of the nozzle (to 4 mm) led to an increase in speed more than twice, which in turn increased the mass flow rate of the mixture and the coefficient of the nozzle flow rate. This created conditions for increasing the efficiency of the ejector-cleaning installation, namely, the processing time of one square meter of metal decreased by 4.5 times and is 2 minutes. The use of a permeable insert leads to an increase in the efficiency of the nozzle by more than two times.

Keywords: gap, labyrinth seal, working nozzle, pneumatic abrasive installation, work process, flow part, flow rate