

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Бага Вадим Миколайович

УДК 621.5.02+621.22–762

**УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ
ЛАБІРИНТНИХ УЩІЛЬНЕНЬ ВАЛІВ ПНЕВМОАГРЕГАТІВ НА ОСНОВІ
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ**

05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Сумському державному університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник – кандидат технічних наук, професор
БОНДАРЕНКО Герман Андрійович,
Сумський державний університет,
завідувач кафедри технічної теплофізики.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, старш. наук. співроб.,
ПАРАФІЙНИК Володимир Петрович,
ПАТ “Сумське НВО ім. М. В. Фрунзе”,
провідний науковий співробітник СКБ;

кандидат технічних наук
ЛУГОВА Світлана Олегівна,
ВАТ “Науково-дослідний і проектно-
конструкторський інститут атомного та
енергетичного насособудування” (ВНДІАЕН), м. Суми,
завідувач науково-дослідного відділу
проточних частин.

Захист відбудеться 1 липня 2015 р. о 13.00 на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Сумського державного університету за адресою: 40007 м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Автореферат розісланий " " травня 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
К 55.051.03, канд. техн. наук., доц.

Є.М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Відомо цілий ряд пневмоагрегатів, що забезпечують потреби у сферах енергетики, видобутку нафти і газу, нафто- і газопереробки, металургійної, гірничодобувної, хімічної промисловості, холодильної, транспортної та інших. Широкий спектр використання ставить до них усе нові вимоги, насамперед підвищення тиску нагнітання, спостерігається тенденція до переходу на все більш швидкохідні машини. На сьогодні під час створення нових пневмоагрегатів (компресорів, турбін і т. д.) йде боротьба за кожен десятку частку відсотка к.к.д проточних частин. У той самий час втрати к.к.д від внутрішніх перетікань у турбомашинах досягають інколи більше 5 %, особливо в агрегатах високого тиску з малими поперечними розмірами проточної частини (у маловитратних ступенях). Проте складний механізм течії у лабіринтних ущільненнях досконало не вивчений, для розрахунків витрат використовуються наближені формули. Відомі дослідні дані отримані на імітаційних установках, як правило з плоскими формами щілин, без урахування особливостей геометрії. Найбільш значні розбіжності між фактичними і розрахунковими даними за існуючими методиками спостерігаються при малих величинах зазорів. Доводиться констатувати, що не існує досконалої методики моделювання характеристик ущільнень, що призводить до отримання недосконалих конструкцій вузлів. Таким чином, витрачаються великі зусилля на експериментальне доведення. Системні дослідження лабіринтних ущільнень не проводилися. Тим часом з'явилися потужні програмні комплекси, що дозволяють поглиблено досліджувати течію в каналах складної форми.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконувалася згідно з планом науково-дослідних робіт кафедр технічної теплофізики та прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до державної науково-технічної програми “Новітні та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі”. Здобувач був виконавцем держбюджетної науково-дослідної роботи “Дослідження робочих процесів в енергетичних машинах” (№0110U004210).

Мета і задачі дослідження. Мета – удосконалення методів розрахунку і проектування лабіринтних ущільнень валів пневмоагрегатів на основі поглибленого дослідження та моделювання робочого процесу.

Для досягнення зазначеної мети поставлені такі задачі:

- відпрацювати методику чисельного моделювання течії газу в лабіринтному ущільненні із використанням програмного комплексу та здійснити її верифікацію;
- створити універсальний експериментальний стенд для вивчення характеристик лабіринтних ущільнень в умовах, максимально наближених до реальних, та удосконалити методику фізичного моделювання лабіринтних ущільнень на основі теорії подібності;
- провести експериментальні й чисельні дослідження закономірностей впливу геометричних і режимних параметрів на структуру течії та інтегральні характеристики ущільнень;

- визначити особливості процесу розширення газу і виконати поелементний аналіз гідравлічних втрат у проточній частині лабіринтного ущільнення;
- удосконалити методику розрахунку витрати газу через лабіринтне ущільнення;
- оцінити ефективність різних конструктивних схем ущільнень;
- виявити вплив властивостей газів на характеристики ущільнення;
- розробити практичні рекомендації з підвищення ефективності лабіринтних ущільнень із гладким валом.

Об'єкт дослідження – робочий процес течії ущільнюваного середовища в лабіринтному ущільненні.

Предмет дослідження – взаємозв'язок газодинамічних параметрів робочого процесу та геометричних параметрів лабіринтних ущільнень пневмоагрегатів з їх характеристиками.

Методи дослідження. Основні використані методи досліджень: аналіз та наукове узагальнення даних літературних джерел, що дало можливість обґрунтувати актуальність наукової задачі і сформулювати завдання досліджень; аналітичне дослідження гідравлічних втрат у проточній частині лабіринтного ущільнення дозволило створити математичну модель робочого процесу; чисельний експеримент, виконаний на основі законів збереження енергії та матерії в диференціальній формі, наочно підтвердив картину течії в досліджуваній проточній частині, дозволив отримати робочі характеристики; фізичний експеримент був виконаний з метою підтвердження адекватності математичної моделі робочого процесу та отримання основних взаємозалежностей газодинамічних параметрів із геометричними як у розмірному, так і безрозмірному вигляді.

Наукова новизна одержаних результатів:

- уперше запропонований поелементний підхід до розгляду робочого процесу в лабіринтному ущільненні, що дав змогу уточнити фізичну картину процесів, що в ньому протікають, виявити наявність аномальних явищ у вигляді флуктуацій, тобто одночасно існуючих зон із відмінними режимами вихрової течії, визначити елементи та фактори, які найбільшою мірою впливають на ефективність ущільнення, та уточнити математичну модель течії;
- уперше одержані критеріальні рівняння та графічні залежності впливу різних параметрів на характеристики ущільнення, уточнена методика розрахунку ущільнення з урахуванням раніше ігнорованих чинників (обертання вала, масштабний фактор та ін.), розраховані коефіцієнти окремих видів втрат методом ідентифікації математичної моделі ущільнення;
- уперше проведений порівняльний аналіз впливу властивостей газів, зокрема з використанням експериментальних даних, одержаних на водяній парі та повітрі;
- отриманий ряд нових й уточнені відомі дані щодо вибору геометричних параметрів лабіринтних ущільнень, обґрунтована необхідність збільшення геометричного об'єму розширювальних камер за ходом течії.

Практичне значення одержаних результатів для гідро- та пневмомашинобудування, а також суміжних галузей турбо- і компресоробудування полягає в розробленні методики поелементного розрахунку гідравлічних втрат у проточній частині лабіринтного ущільнення, що дозволяє створити більш ефективну конструкцію ущільнення пневмоагрегата. Експериментально отримані критеріальні залежності умовного коефіцієнта витрати лабіринтного ущільнення від чисел Рейнольдса та Ейлера, що дозволяє більш ефективно використовувати метод моделювання під час проектування вузлів ущільнень. Розроблені алгоритм та методика проектування лабіринтних ущільнень пневмоагрегатів, що дозволять прискорити процес їх розрахунку та проектування, при цьому точність розрахунку характеристик ущільнення підвищується на 10 – 25%. За допомогою програмного комплексу FlowVision виконані моделювання та дослідження течії газу в проточній частині лабіринтного ущільнення, одержана картина течії з використанням візуалізацій. Проведене порівняння отриманих результатів із результатами експериментальних досліджень, що дозволило оцінити коректність цього комплексу для дослідження та проектування лабіринтних ущільнень пневмоагрегатів. Результати роботи можуть бути використані при розрахунках та проектуванні лабіринтних ущільнень пневмоагрегатів, а саме: розроблені практичні рекомендації щодо вибору раціональної геометрії, зазначені області оптимальних значень t і h , запропонована конструкція зі змінним значенням параметрів t і h , що дозволяє зменшити величину витрати до 30%. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень використовуються в навчальному процесі Сумського державного університету та на підприємствах ВАТ “ВНДІАЕН” та ПАО “Полтавський турбомеханічний завод”, що підтверджується відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Основні наукові та практичні результати отримані здобувачем самостійно. Постановка задач досліджень, аналіз та обговорення одержаних результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

У роботах [2, 3] здобувачем був виконаний аналіз одержаних результатів чисельного та експериментального досліджень. У роботах [9, 10] роль здобувача полягала в узагальненні теоретичних та раніше одержаних практичних безрозмірних залежностей, що впливають на показники ефективності лабіринтного ущільнення та агрегату в цілому, а також розроблення методики фізичного моделювання. У роботах [4, 6, 8] здобувачеві належать проведення фізичного експерименту, обробка результатів та формулювання висновків. У роботах [1, 11, 12, 13] здобувач у співавторстві представив результати розрахунків в програмному комплексі FlowVision з метою відпрацювання методики чисельного дослідження на прикладах відцентрового ступеня та лабіринтного ущільнення. Роботи [5 – 7] присвячені проведенню чисельних досліджень газодинамічних процесів у лабіринтному ущільненні та порівнянню їх із фізичним експериментом, у чому здобувач брав безпосередню участь. У роботах [2, 3, 7, 8] здобувачеві належать узагальнення існуючого матеріалу та порівняльний аналіз отриманих характеристик у співавторстві.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертації доповідалися та обговорювалися на II та III Всеукраїнських

міжвузівських науково-технічних конференціях "Сучасні технології в промисловому виробництві", м. Суми, 2012, 2014 рр.; XIV і XV Міжнародних науково-технічних конференціях "Промислова гідравліка і пневматика" (м. Одеса, 2013 р., м. Мелітополь, 2014 р.); XIV Міжнародній науково - технічній конференції "Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования", Гервікон, (м. Суми 2014 р.); науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів Сумського державного університету, м. Суми, 2013 р.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 6 статей, 5 із яких у наукових фахових виданнях України, 1 стаття опублікована в зарубіжному виданні, що входить до наукометричної бази даних Scopus, а також 6 тез доповідей у матеріалах конференцій та 1 заявка на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури й додатків. Загальний обсяг роботи становить 166 сторінок, 71 рисунок та 26 таблиць за текстом, 3 додатки на 3 сторінках, список використаних джерел зі 108 найменувань на 9 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, відображений зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, сформульовано мету та задачі роботи, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, наукову новизну та практичне значення роботи, надано відомості про апробацію, публікації, структуру дисертації та особистий внесок здобувача.

У першому розділі наведено огляд науково-технічних публікацій, пов'язаних зі сферами застосування лабіринтних ущільнень пневмоагрегатів, умов їх роботи та характерні ускладнення пов'язані з їх експлуатацією. Основи розрахунку та дослідження лабіринтних ущільнень закладені в працях А. Стодоли, С.А. Чаплигіна, Б.М. Трояновського, подальший розвиток – у працях В.А. Марцинковського, А.Г. Костюка, В.Г. Орлика та ін. Проведено порівняння витрат через найбільш розповсюджені конструкції ступінчастих лабіринтних ущільнень та ущільнень з гладким валом.

Показано, що при малих значеннях ширини робочого колеса b_2 , характерних для лопатевих машин, втрати к.к.д. через негерметичність внутрішніх ущільнень можуть перевищувати значення 5%. Маючи такі переваги, як простота конструкції, дешевизна, надійність, відсутність деталей, що труться, можливість роботи при великих відношеннях тисків доводиться констатувати, що на сьогодні лабіринтному ущільненню немає прийнятної альтернативи.

До цього часу відсутні строгі теоретичні розробки та дослідження складного механізму течії в лабіринтних ущільненнях. Прийнято розглядати лабіринтне ущільнення як ряд ідеалізованих послідовно встановлених отворів із гострими кромками. При розрахунках величини витрати через лабіринтне ущільнення використовується формула А. Стодоли, доповнена експериментальними коефіцієнтами, що враховують тип ущільнення, розміри камер, форму гребенів. Однак ці дані отримані на імітаційних установах, як правило, плоских, без

урахування форми кільцевого зазору, обертання вала, наявності закрутки течії на вході та ін. Падіння тиску по всіх гребенях ущільнення беруть рівномірним. Такий емпіричний підхід використовується й досі. Системні дослідження лабіринтних ущільнень не проводилися.

У другому розділі подані методи теоретичного та експериментального дослідження течії газу в проточній частині лабіринтного ущільнення, з урахуванням його реальних умов роботи (ексцентриситет та обертання вала, властивості робочого середовища та ін.).

Основними рівняннями, що описують течію газу в досліджуваній проточній частині, є рівняння: нерозривності, збереження енергії, кількості руху та моменту кількості руху, стану газу. Поверхні стінок проточної частини задавалися гідравлічно гладкими. Виходячи з результатів верифікації, рекомендується використовувати $k - \varepsilon$ модель турбулентності, на розрахунковому секторі 3 градуси розміщати не менш ніж 150000 розрахункових комірок.

Моделювався типовий вузол ущільнення покривного диска робочого колеса відцентрового компресора. Основними невідомими параметрами були: дійсне значення величини витрати і розподіл тиску по довжині ущільнення. Робоча частина стенда показана на рис. 1.

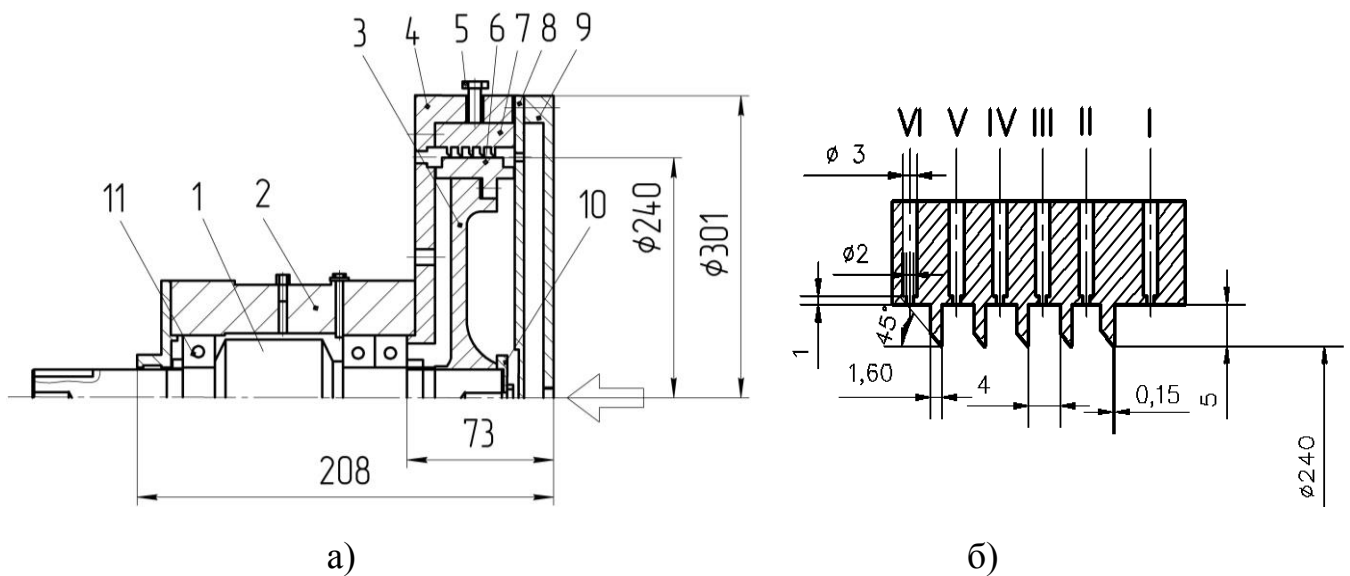


Рисунок 1 – Робоча частина стенда:

а) поздовжній переріз; б) схема дренажування

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 – шайба, 11 – підшипник

Для верифікації розрахункової моделі використовувалися результати експериментального дослідження. Відносна похибка визначення витрати чисельним способом не перевищує 5%.

Крім геометричної, основними критеріями подібності є числа M , Re і Eu . За характерну швидкість для розрахунку критерію Re взяли витратну швидкість v . У загальному випадку потрібно використовувати абсолютну швидкість

$$c = \sqrt{u^2 + v^2}, \quad (1)$$

де в якості колової швидкості брали $u = 1/2u_g$, а витратну швидкість

$$v = \frac{m_{np}}{\rho \cdot F}. \quad (2)$$

Як характерний розмір взятий радіальний зазор, що дорівнює

$$s = D_{греб} - d_{вал}. \quad (3)$$

Аналіз показав, що одного критерію $Re = 2vs / \nu$ для узагальнення експериментальних даних недостатньо, оскільки в лабиринтному ущільненні спостерігається напірна течія, а тому введений критерій $Eu = \Delta p / \rho \cdot c^2$. Оскільки значення витратної швидкості в цьому ущільненні невеликі, то впливом критерію M можна знехтувати.

Під час випробувань на експериментальному стенді визначалися дійсні значення витрати m_d . В розрахунковій практиці величина витрати через лабиринтне ущільнення обчислюється за формулою А. Стодоли:

$$m = \mu \cdot D \cdot s \sqrt{\frac{1 + p_2 / p_1}{z}} \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot \rho_1}. \quad (4)$$

Формула (4) базується на умовній аналогії з течією через отвори з гострими кромками. Тому коефіцієнт витрати μ за формулою (5) є умовним коефіцієнтом ущільнення:

$$\mu = \frac{m_d}{m_T}. \quad (5)$$

Удалося провести узагальнений аналіз одержаних даних із використанням не лише критерію подібності $Re = v \cdot s / \nu$, а й критерію $Eu = \Delta p / \rho \cdot c^2$. Одержана номограма для визначення значень умовного коефіцієнта витрати ущільнення μ залежно від режиму його роботи (рис. 2).

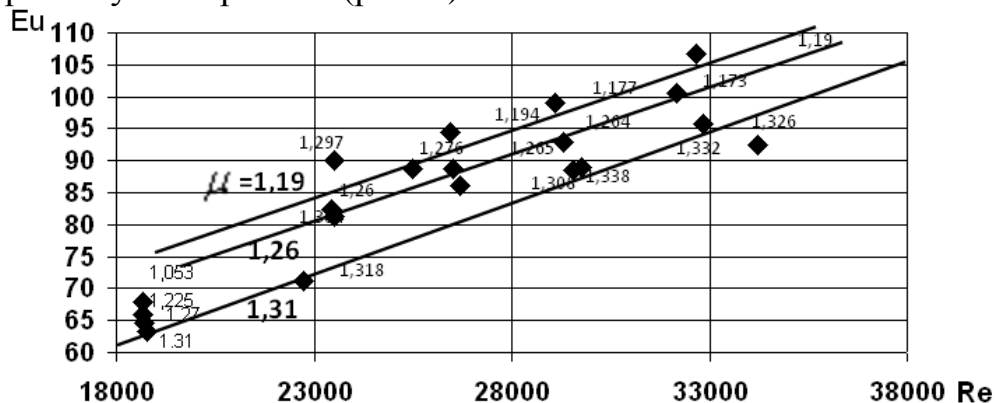


Рисунок 2 – Номограма для визначення умовного коефіцієнта витрати μ
 ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм, $z = 5$, $n = 0 - 6693$ об/хв)

Лінійна залежність дозволяє узагальнити умовний коефіцієнт витрати ущільнення з гладким валом за допомогою критеріального рівняння вигляду:

$$\mu = A \cdot Re^c \cdot Eu^b \quad (6)$$

Невідомі коефіцієнти знаходяться за експериментальними даними методом апроксимацій. Критеріальна залежність набирає вигляду:

$$\mu = 0,794 \cdot Re^{0,05} \cdot Eu^{0,023} \quad (7)$$

Критеріальне рівняння (7) може використовуватися для лабіринтних ущільнень із відносно похибкою $\delta = 0,4 - 7\%$ залежно від режиму течії.

У **третьому розділі** виконане розрахунково-теоретичне дослідження лабіринтного ущільнення. Для перевірки відповідності моделі отвору з гострими кромками реальній течії в щілинах лабіринтів проведено чисельне дослідження в порівняльних умовах ряду логічно послідовних моделей: кільцева щілина, плоска щілина, отвір, ізольована щілина під гребенем у необмеженому та обмеженому просторах, камера між двома гребенями та ін. Основні результати наведені на рис. 3. Візуалізації течій свідчать про істотну різницю; значно відрізняються і обчислені коефіцієнти витрати. Це свідчить про те, що прийнята модель розрахунку згідно з формулою А. Стодоли не відповідає дійсності (рис. 4).

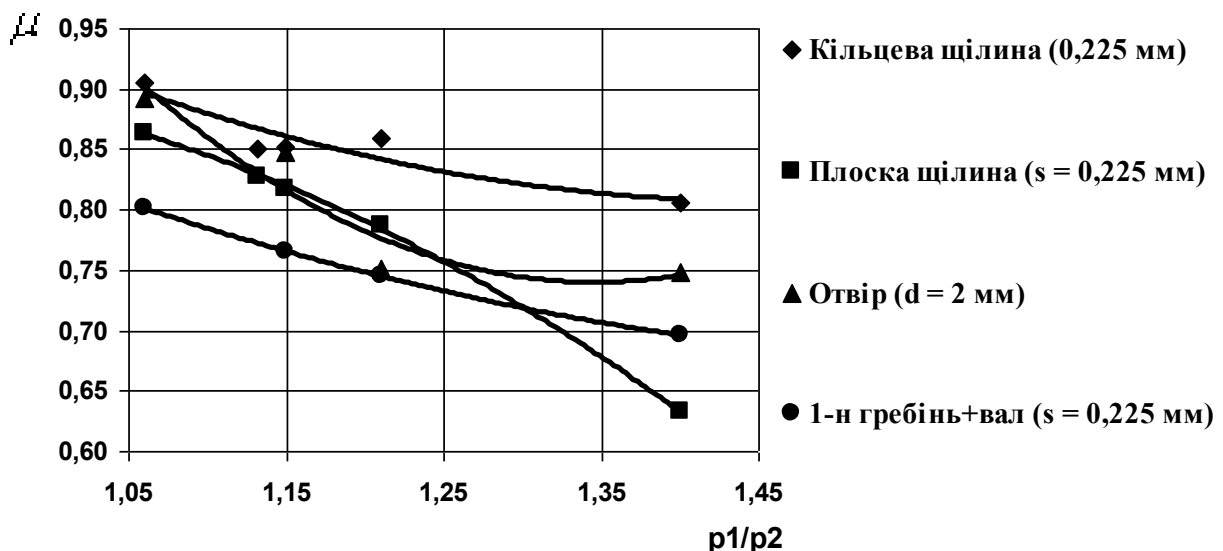


Рисунок 3 – Порівняння моделей ущільнення

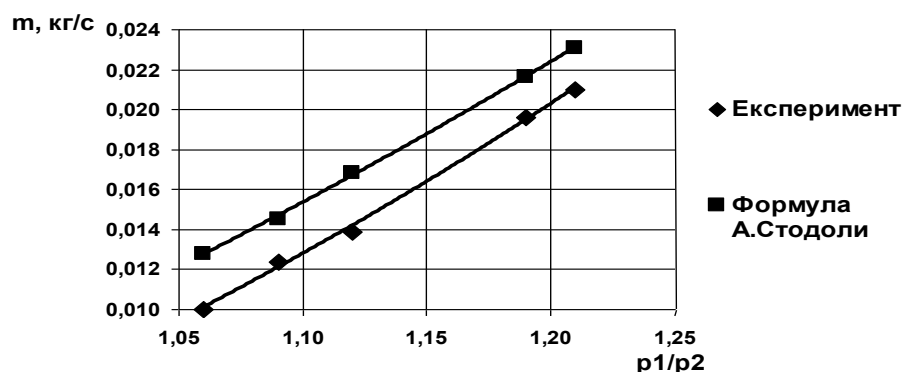


Рисунок 4 – Порівняння значень величин витрати через ущільнення, одержаних експериментальним та розрахунковим шляхом ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $n = 0$)

Запропоновано розглядати ущільнення не лише за вхідним та вихідним перерізами, як це зазвичай прийнято, а як систему послідовно встановлених щілин:

$$\bar{\mu} = \frac{1}{z} \sum \mu_i, \quad (8)$$

де μ_i – умовний локальний коефіцієнт витрати i -ї щілини.

Поелементний підхід дослідження лабіринтного ущільнення полягає в тому, що за вимірними значеннями статичного тиску в розширювальних камерах розраховуються значення місцевих коефіцієнтів витрати для кожної щілини. Такий підхід дозволив виявити розбіжності між коефіцієнтом $\bar{\mu}$, розрахованим за формулою (8), і його інтегральним значенням (4). Основні результати експериментального дослідження наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Умовні коефіцієнти витрати μ досліджуваного ущільнення ($D = 240$ мм, $z = 5$, $s = 0,225$ мм)

Номер досліджу	P_1 / P_2	n , об/хв	$s = 0,225$ мм		$s = 0,37$ мм	
			$\bar{\mu}$	μ	$\bar{\mu}$	μ
1	1,12	0	1,083	1,050	1,449	1,338
2		2910	1,150	1,110	1,454	1,332
3		4336	1,133	1,103	1,398	1,264
4		6693	1,060	1,070	1,304	1,177
5	1,21	0	1,378	1,135	–	–
6		2910	1,197	1,100	–	–
7		4336	1,090	1,060	–	–
8		6693	0,953	0,920	–	–

Із табл. 1 бачимо, що зі збільшенням частоти обертання спостерігається тенденція до зниження коефіцієнтів витрати, що не враховується в існуючих розрахункових методиках. При порівнянні середньоарифметичного значення коефіцієнта з його інтегральним значенням виявилось, що спостерігаються розбіжності, які збільшуються зі збільшенням частоти n , і величини радіального зазору щілини s . Розбіжності в деяких випадках перевищують 10%. Загалом вплив обертання вала в досліджених межах оцінюється величиною порядку 10 – 20% зменшення витікання. Ці розбіжності свідчать про наявність впливу деяких додаткових факторів, що досі не враховуються.

Зауважимо, що за звичайною розрахунковою формулою для всіх випробуваних варіантів потрібно брати практично сталі значення μ , у той час як результати дослідів свідчать про його істотну зміну, що еквівалентно різниці величини витрати близько 24 %.

Експериментально виявлено, що локальні коефіцієнти витрати розподіляються по довжині ущільнення нерівномірно, що добре ілюструє рис. 5. Характерним є різке збільшення коефіцієнта витрати під другим гребенем, що на відміну від існуючих уявлень ($\Delta p_i = \Delta p / z$) зумовлено нерівномірним розподілом

тиску по гребнях (рис. 6).

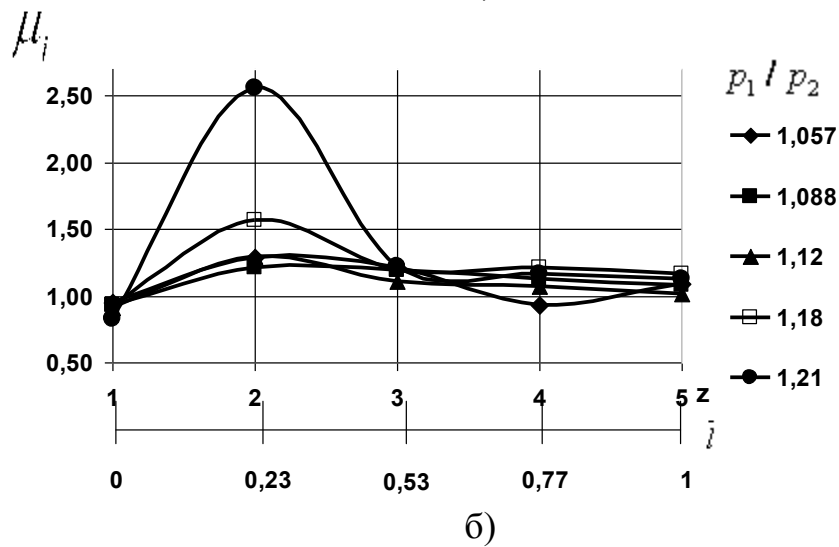
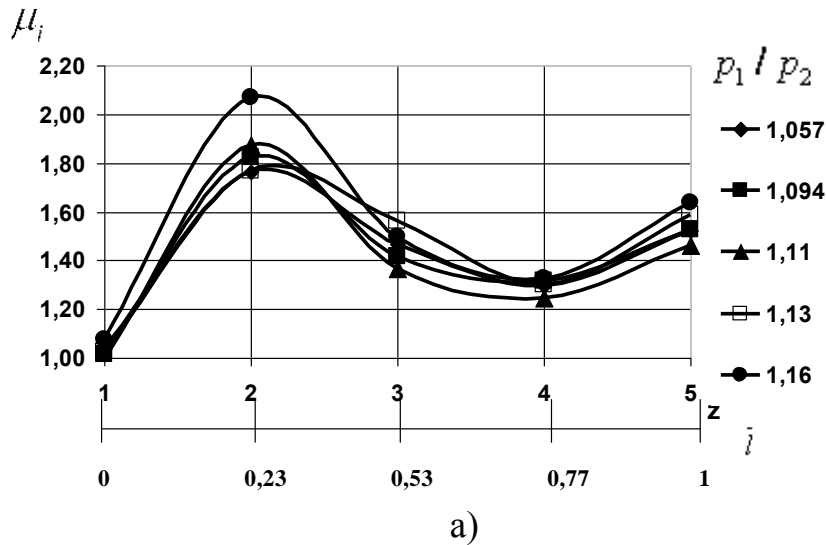
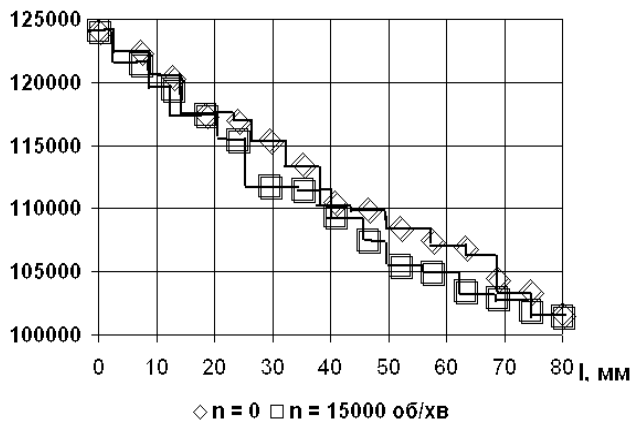


Рисунок 5 – Нерівномірність коефіцієнта μ_i уздовж ущільнення при ($D = 240$ мм, $z = 5$, $n = 0$): а) $s = 0,225$ мм; б) $s = 0,37$ мм

Р, Па



Р, Па

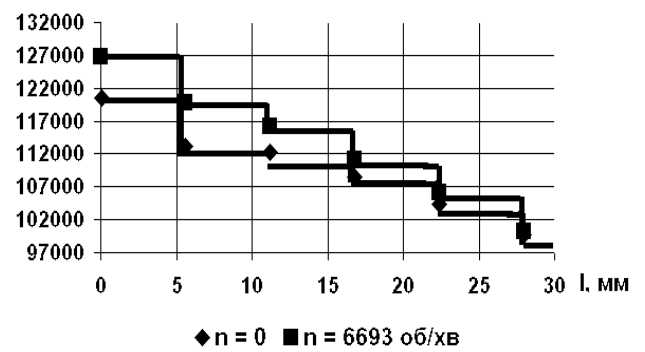


Рисунок 6 – Розподіл тиску вздовж ущільнення:
а) розрахунок ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$, $p_1 / p_2 = 1,25$);
б) експеримент ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $p_1 / p_2 = 1,21$)

У табл. 2 наведені обчислені за допомогою чисельної моделі значення локальних коефіцієнтів витрати μ_i під кожним гребенем досліджених ущільнень для більш широкого діапазону значень z .

Бачимо, що в ущільненні, яке має число гребенів $z = 15$, при $n = 0$ відмічається різке періодичне підвищення значення коефіцієнтів витрат μ_i щілин, а за наявності обертання ($n = 15000$ об/хв) картина дещо змінюється (рис. 7). Чітко виділяються чотири пікові значення коефіцієнта μ_i . Аналогічний характер зміни μ_i простежується й для ущільнень із меншою кількістю гребенів, однак кількість пікових значень μ_i зменшується.

За допомогою візуалізації течії в ущільненні встановлено наявність флуктуацій, тобто виникнення зон різної інтенсивності структурованої течії в камерах, що було досі невідомим явищем.

Оскільки отримати строгі теоретичні залежності для визначення коефіцієнта витрати ущільнення через складність течії неможливо, з використанням експериментальних даних розв'язана задача ідентифікації математичної моделі умовного коефіцієнта витрати.

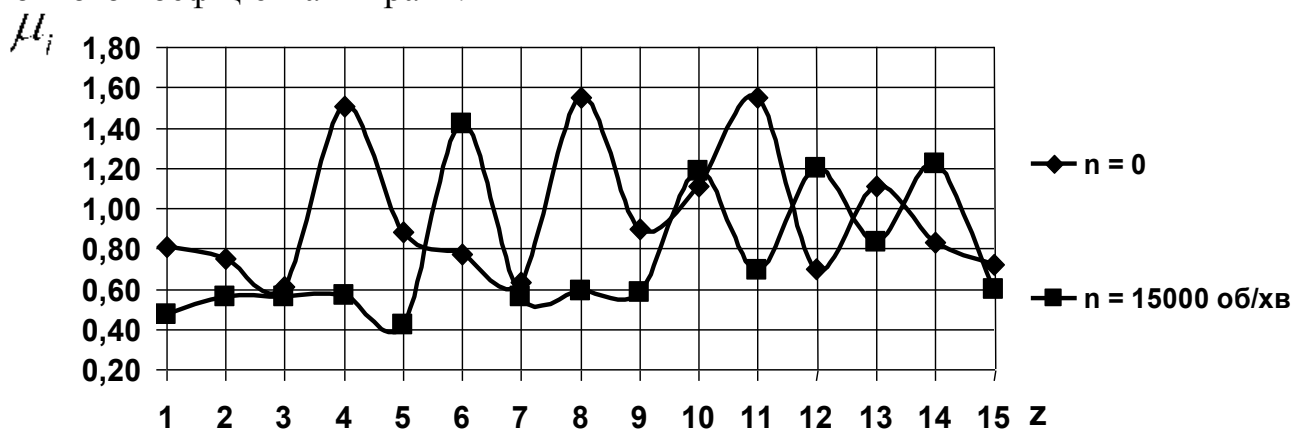


Рисунок 7 – Зміни умовного коефіцієнта витрати μ_i уздовж ущільнення ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 15$, $p_1 / p_2 = 1,25$)

Таблиця 2 – Локальні коефіцієнти витрати μ_i ущільнень

($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $p_1 / p_2 = 1,25$)

n, об/хв	Номер гребеня ущільнення														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	0,76	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15000	0,62	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0	0,81	0,75	0,61	1,51	0,88	0,77	0,63	1,55	0,90	1,11	1,55	0,70	1,11	0,83	0,72
15000	0,47	0,56	0,56	0,57	0,42	1,42	0,56	0,59	0,58	1,18	0,69	1,20	0,83	1,22	0,60

Математичну модель гідравлічних втрат у проточній частині лабіринтного ущільнення можна подати як алгебраїчну суму місцевих опорів, які мають вигляд фізично обґрунтованих алгебраїчних виразів.

Для створення математичної моделі розрахунку лабіринтного ущільнення спершу розклали його сумарний опір на складові $\xi_i = \Delta p / (\rho v^2 / 2)$. Оскільки коефіцієнт витрати можна подати у вигляді $\mu = 1 / \sqrt{\sum \xi_i}$, маємо

$$\sum \xi = \xi_1 + \xi_2 - \xi_3 + \xi_4, \quad (9)$$

де ξ_1 – коефіцієнт тертя;

ξ_2 – коефіцієнт стиснення струменя у щілині;

ξ_3 – урахування неповноти гасіння швидкості течії;

ξ_4 – урахування негостроти вхідної кромки.

Складові коефіцієнта втрат виражаємо через місцеві опори, виходячи з фізичних положень:

$$\xi_1 = a_{11} \left(\frac{k_{uu}}{R_r} + \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l'}{2R_r} \right)^{a_{12}}, \quad (\text{за А. Д. Альтшулем}),$$

де l' – збільшення довжини пробігу струменя за рахунок обертання вала;

$R_r = 2s$ – гідравлічний радіус;

$$\xi_2 = 1 - 0,6 + a_{21} M \cdot a_{22} \left(\frac{s}{h} \right) \quad (\text{за дослідями Г. А. Домбровського}); \quad (10)$$

$$\xi_3 = 1 - a_{31} \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \frac{p_2^*}{p_1^*} \quad (\text{за Г. М. Абрамовичем}).$$

$$\xi_4 = 1 - a_{41} \cdot \frac{s}{\Delta} \quad (\text{за дослідями Б. М. Трояновського}).$$

Математична модель умовного коефіцієнта витрати запишеться у вигляді

$$\xi_q = a_{11} \left(\frac{k}{R_r} + \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l'}{d_r} \right)^{a_{12}} + 1 - 0,6 + a_{21} M \cdot a_{22} \left(\frac{s}{h} \right) - 1 - a_{31} \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \frac{p_2^*}{p_1^*} + 1 - a_{41} \cdot \frac{s}{\Delta}. \quad (11)$$

У такій інтерпретації модель є напівпрозорою, тобто комбінацією фізичних і емпіричних уявлень. Записавши рівняння (11) для кожного досліду, отримаємо систему рівнянь із невідомими коефіцієнтами. Кількість рівнянь системи повинна бути більшою від кількості невідомих коефіцієнтів a . Система розв'язується матричним методом. Із множини розв'язків вибираємо такий, що задовольняє умову мінімуму квадрата відхилення:

$$\min(\mu_{експ} - \mu_{розра})^2. \quad (12)$$

Після підстановки знайдених коефіцієнтів, математична модель набирає вигляду:

$$\xi_i = 0,806 \left(\frac{k}{R_r} + \frac{1}{\text{Re}} \cdot \frac{l'}{d_r} \right)^{4,104} + \left(1 - 0,6 + 2,242 \cdot 10^{-8} M \cdot (-8,0881) \cdot 10^{-8} \left(\frac{s}{h} \right) \right) - \left(1 - 0,068 \cdot \left(\frac{1}{t+1} \right)^2 \cdot \frac{p_2^*}{p_1^*} \right) + \left(1 - 2,973 \cdot \frac{s}{\Delta} \right). \quad (13)$$

Результати ідентифікації занесені до табл. 3, із якої бачимо, що середня відносна похибка між отриманими й експериментальними значеннями не перевищує 7%, що свідчить про достатню коректність розробленої математичної моделі.

Таблиця 3 – Порівняння експериментальних значень μ з розрахунковими ($D = 240$ мм, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм)

Номер дослідів	n , об/хв	s , мм	$\mu_{експ}$	$\mu_{ідент}$	Абсолютна похибка	Відносна похибка, %
1	0	0,225	1,106	1,028	0,078	7,05
2	0	0,37	1,311	1,215	0,096	7,32
3	6693	0,225	0,923	1,027	0,104	11,27
4	6693	0,37	1,053	1,215	0,162	15,38
5	0	0,225	1,05	1,027	0,023	2,19
6	0	0,37	1,276	1,213	0,063	4,94
7	6693	0,225	1,07	1,026	0,044	4,11
8	6693	0,37	1,194	1,213	0,019	1,59

У четвертому розділі наведені результати чисельного та експериментального досліджень лабиринтних ущільнень. Виявлена залежність витратних характеристик від частоти обертання вала (рис. 8).

Установлено важливий факт, що обертання зумовлює тенденцію до зниження витрати через ущільнення, тим більше, чим вища частота. Розбіжності перевищують 10%, що необхідно враховувати.

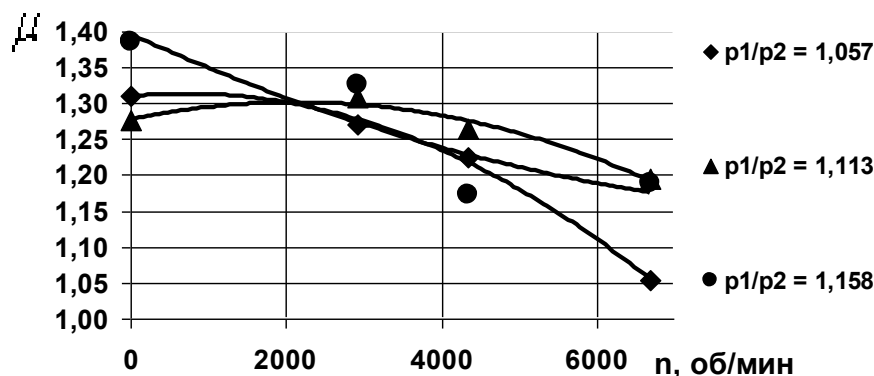


Рисунок 8 – Залежність умовного коефіцієнта витрати від частоти обертання вала, одержана експериментальним шляхом ($D = 240$ мм, $s = 0,37$ мм, $z = 5$)

На практиці під час проектування лабиринтних ущільнень поширений метод часткового моделювання, коли на основі експериментальних даних беруться розміри гребенів та камер, а величина зазору обирається конструктивно для будь-якого діаметра вала. Як було показано серією експериментальних дослідів ущільнення, вплив масштабного фактора досить істотний на різних значеннях діаметра його вала (рис. 9).

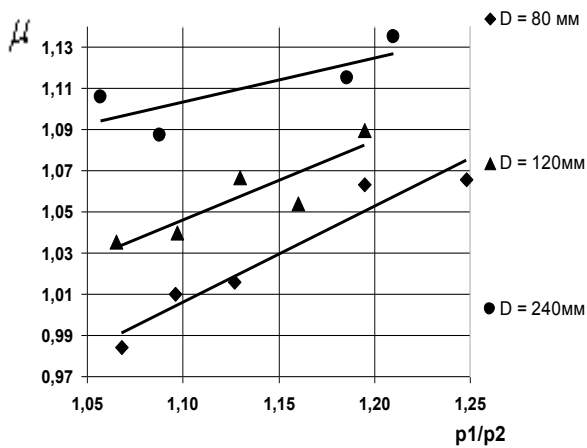
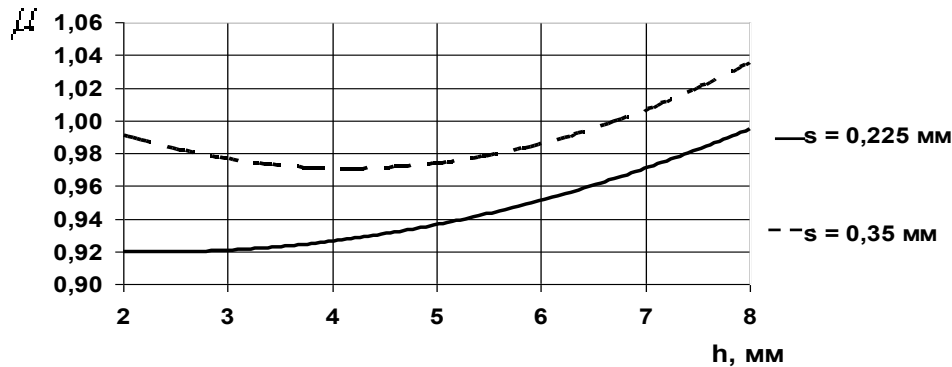


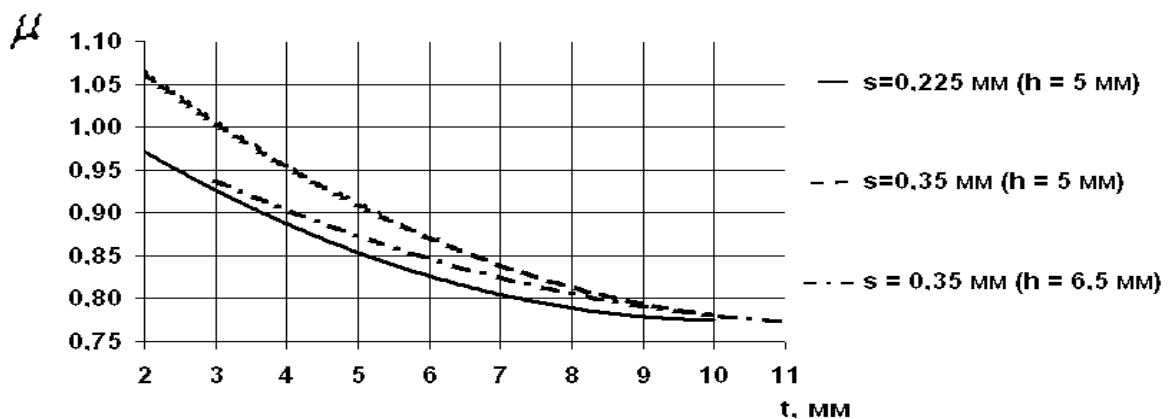
Рисунок 9 – Вплив масштабного фактора ($s = 0,225$ мм, $z = 5$, $n = 0$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм)

Розбіжності між коефіцієнтами μ досягають 20%, що свідчить про некоректність геометричного моделювання та необхідність введення корегуючих коефіцієнтів для врахування масштабного фактора, що раніше не враховувався.

Основні результати чисельної перевірки цієї рекомендації наведені на рис. 10, з якого бачимо, що найбільш раціональними є значення $h = 4$ мм, $t = 8$ мм.



а)



б)

Рисунок 10 – Вплив геометричних розмірів камери на коефіцієнт μ ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,25$): а) $t = 4$ мм, $h = \text{var}$; б) $t = \text{var}$

Геометричний об'єм розширювальних камер необхідно збільшувати поступово за ходом течії, що обгрунтовано збільшенням питомого об'єму газу в ущільненні. Із цих міркувань експериментально були досліджені конструкції зі змінними значеннями t і h . Із рис. 11 бачимо, що розроблена конструкція

ущільнення ($t = 10\text{--}13\text{ мм}$; $h = 4,7\text{--}6,5\text{ мм}$) має до 30% нижче значення умовного коефіцієнта витрати, ніж базовий варіант ($t = 4\text{ мм}$, $h = 5\text{ мм}$).

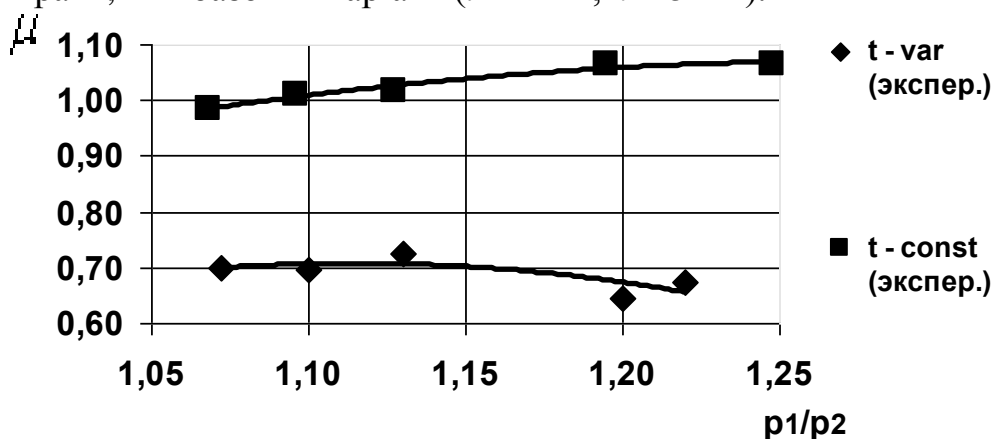


Рисунок 11 – Дослідження конструкції зі змінним значенням t і h
($D = 80\text{ мм}$, $s = 0,255\text{ мм}$, $n = 0$, $z = 5$)

Спроекувати лабіринтне ущільнення при заданих габаритах можна двома способами: із більшою кількістю гребенів за рахунок зменшення параметра t або навпаки. Тому було проведено серію чисельних дослідів з виявлення раціонального варіанта. З рис. 12 бачимо, що існує оптимальна кількість гребенів для заданої довжини ущільнення $l = t \cdot z$, штриховою лінією показані значення параметру t .

Для виявлення впливу фізичних властивостей газів на характеристики лабіринтного ущільнення було проведено серію експериментальних дослідів на водяній парі. Проведене чисельне дослідження характеристик ущільнення на різних робочих середовищах (від гелію до вуглекислого газу) за натурних (реальних) та модельних умов. Показано їх значну залежність від фізичних властивостей газів.

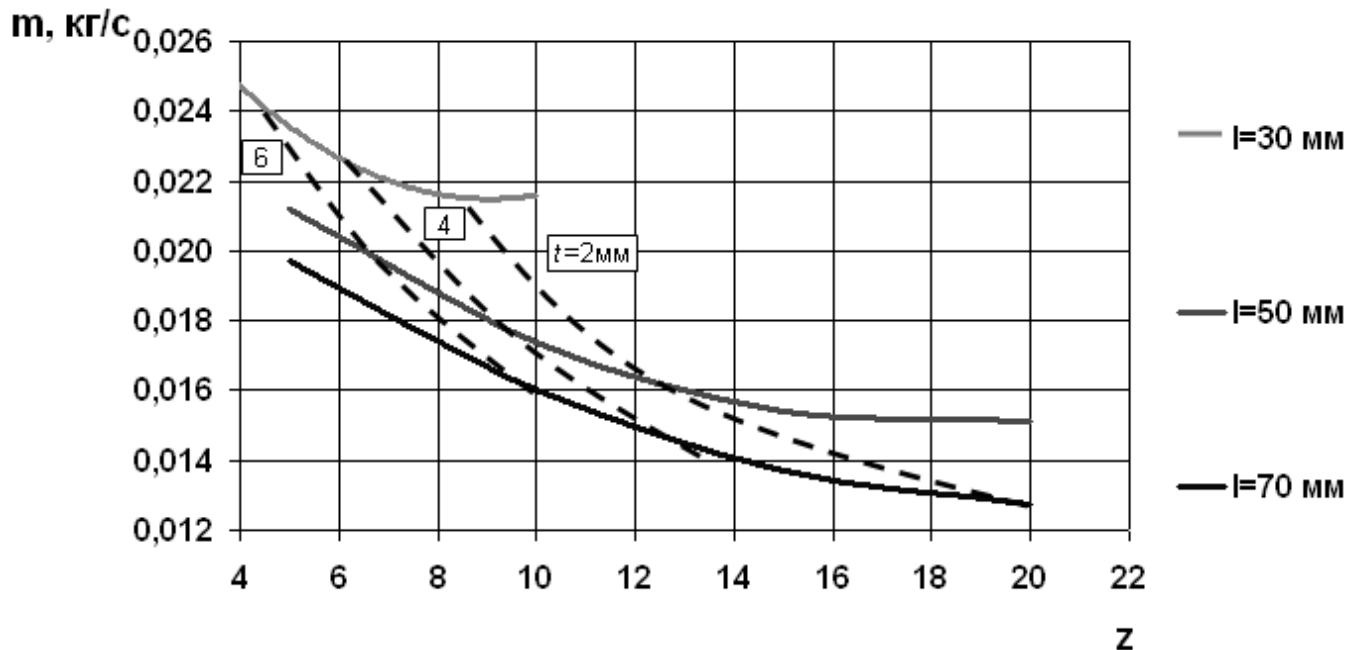


Рисунок 12 – Взаємозв'язок кількості гребенів z ущільнення з параметром t
при $l = t \cdot z$ ($D = 240\text{ мм}$, $s = 0,225\text{ мм}$, $n = 0$, $p_1 / p_2 = 1,4$)

Із рис. 13 бачимо, що різниця між значеннями величини витрати через ущільнення m для повітря та водяної пари досягає 30%, що необхідно враховувати.

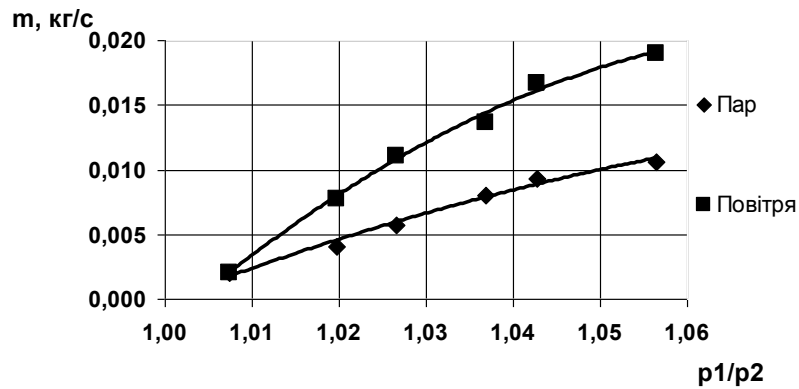


Рисунок 13 – Експериментальне дослідження впливу фізичних властивостей газів на величину витрати через ущільнення ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $n = 0$)

Проведене чисельне дослідження різних конструктивних схем ущільнення (рис. 14). Отримані результати наведені у вигляді порівняльної табл. 4.

За результатами дослідження (табл. 4) бачимо, що геометрія II має найменше значення коефіцієнта μ , її недоліком є майже вдвічі збільшена осьова довжина. Геометрія IV виявилася ефективнішою за III варіант, що суперечить існуючим уявленням. Ефективність IV варіанта обґрунтовується більш складною геометрією проточної частини, що дозволяє потоку зазнавати більших гідравлічних втрат уздовж ущільнення, це підтверджується візуалізаціями, в яких спостерігається розбиття основного потоку на дві вихрові зони.

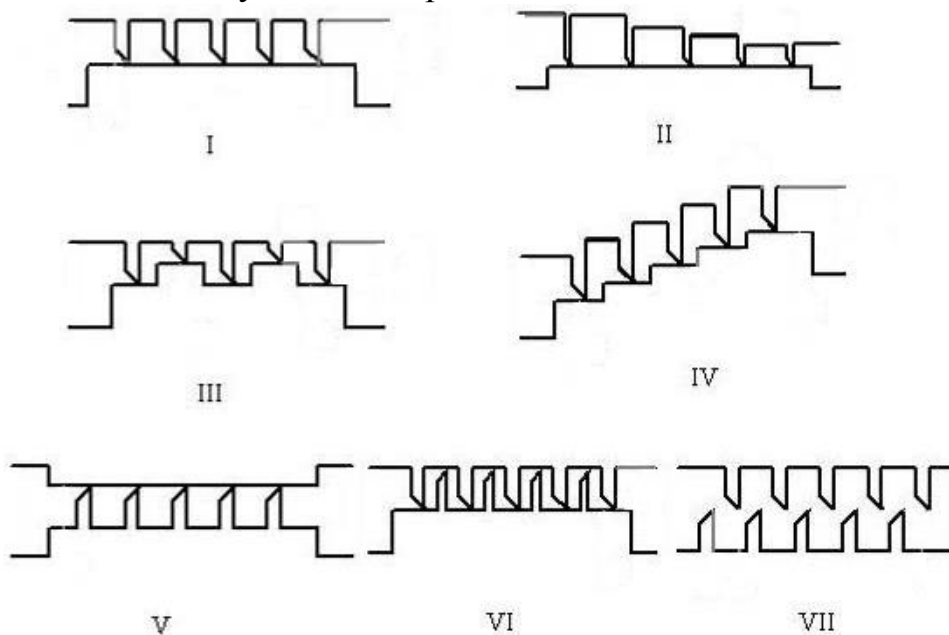


Рисунок 14 – Найбільш поширені схеми лабиринтних ущільнень

Таблиця 4 – Результати чисельного дослідження різних конструктивних схем ущільнень ($p_1/p_2 = 1,07$, $D = 80$ мм, $h = 5$ мм, $z = 5$, $s = 0,225$ мм)

Схема за рис.14	I	II	III	IV	V	VI	VII
m , кг/с	0,0036	0,0025	0,0025	0,0022	0,0033	0,0028	0,0026
μ	1,1	0,76	0,76	0,67	1	0,85	0,8

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача розвитку теорії робочого процесу та удосконалення методик моделювання й розрахунку характеристик лабіринтних ущільнень пневмоагрегатів.

Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Відпрацьована методика чисельного моделювання течії у лабіринтному ущільненні із використанням програмного комплексу Flow Vision, коректність якої підтверджена порівнянням з експериментальними даними, отриманими на універсальному експериментальному стенді.

2. Створений універсальний експериментальний стенд для дослідження лабіринтних ущільнень, в умовах максимально наближених до реальних, за результатами яких удосконалена методика їх фізичного моделювання із використанням критеріїв подібності, що враховують критерії Рейнольдса й Ейлера, обертання вала та градієнт тиску. Отримані критеріальні рівняння для знаходження умовного коефіцієнта витрати вигляду: $\mu = A \cdot Re^a \cdot Eu^b$, які для досліджуваного діапазону параметрів дозволяють знаходити коефіцієнт витрати з відносною похибкою $\delta = 0,4 - 7\%$.

3. Проведено серію експериментальних й чисельних досліджень впливу геометричних і режимних параметрів на структуру течії та інтегральні характеристики ущільнень. Встановлений вплив масштабного фактора на умовний коефіцієнт витрати до 12%. Наявність обертання вала сприяє зменшенню умовного коефіцієнта витрати залежно від величини радіального зазору та ущільнювального перепаду тиску до 20%.

4. Запропонований поелементний підхід дослідження лабіринтних ущільнень, що полягає в його розгляді як ряду окремих послідовно встановлених щілин з індивідуальними характеристиками. Це дозволило зафіксувати нерівномірність розподілу тиску в камерах по довжині ущільнення, яке призводить до зміни величини локальних коефіцієнтів витрати до двох разів. Встановлені режими флуктуації – неоднорідність зон вихрових структур у камерах ущільнення.

5. Удосконалена методика розрахунку величини витрати газу через лабіринтне ущільнення на основі використання напівпрозорої математичної моделі умовного коефіцієнта витрати ущільнення з гладким валом, що враховує геометричні та режимні параметри ($D, s, t, h, p_1 / p_2, n, \Delta$). Розв'язана задача ідентифікації за даними випробувань.

6. Оцінення ефективності різних схем ущільнень із гребенями на валу та на втулці показало, що найбільш ефективними є ступінчасті ущільнення та ущільнення з гребенями, що перекриваються, але вони не допускають осьових зміщень кромek гребенів один щодо одного. Так, осьове зміщення на 1 мм призводить до збільшення значення умовного коефіцієнта витрати більш ніж удвічі.

7. Чисельно виявлений вплив фізичних властивостей робочого середовища на характеристики ущільнення, що залежать від молекулярної маси газу тим

сильніше, чим важчий газ. Експериментально встановлені відмінності в умовних коефіцієнтах витрати до 30%, отримані для водяної пари й повітря.

8. Розроблені такі практичні рекомендації:

– запропонована та апробована методика чисельного моделювання лабіринтного ущільнення із використанням програмного комплексу FlowVision придатна для практичних розрахунків величини витрати для різних газів і параметрів;

– запропонована спрощена методика розрахунку витрати через ущільнення з використанням регресійної залежності та ідентифікаційної моделі, справедливих для умов цієї роботи ($D = 80\text{--}240$ мм, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $p_1 / p_2 = 1,05\text{--}1,24$, $n = 0\text{--}6700$ об/хв);

– запропонована конструкція лабіринтного ущільнення зі змінними значеннями t і h , що дозволяє знизити значення умовного коефіцієнта витрати до 30%, причому його довжина збільшується приблизно удвічі;

– запропонований графічний метод оптимізації лабіринтного ущільнення зі сталою довжиною, за результатами якого видно, що на заданій довжині краще виконати більшу кількість гребенів при менших значеннях кроку t ;

– найбільш раціональні значення кроку $t = 7\text{--}9$ мм та більше, висоти гребенів $h = 4\text{--}5$ мм.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Бага В.Н. Моделирование течения в боковых зазорах между рабочими колесами и статором турбомашин / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2012. – № 1(27). – С. 22 – 27.
2. Baga V. N. Flow simulation in a labyrinth seal / G. A. Bondarenko, V.N. Baga, I.A. Bashlak // Applical Mechanics and materials. –Trans Tech Publications. Switzerland. – 2014. – Vol. 630 (2044). – P. 234 – 239. *(входить до бази Scopus)*
3. Бага В.Н. Экспериментальное исследование лабиринтного уплотнения при различных геометрических и режимных параметрах /Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Проблемы теории и практики центробежных машин: монография под ред. И.Б. Твердохлеб, А.В. Загорулько. Сумы: ООО “Печатный дом “Папирус”, 2014. – С. 191 – 201.
4. Бага В.Н. О физическом моделировании лабиринтного уплотнения / В.Н. Бага // Журнал инженерных наук. – 2014. – Т. 1, № 1. – С. 1 – 7.
5. Бага В.Н. Влияние конструктивных параметров на расходные характеристики лабиринтных уплотнений / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2015. – № 1(39). – С. 25 – 31.
6. Бага В.Н. Исследование течения в лабиринтном уплотнении / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Вестник НТУ «ХПИ». – 2015. – № 15 (1124). – С. 23–31.
7. Бага В.Н. Заявка на корисну модель / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // U201500088 від 06.01.2015.

8. Бага В.Н. Моделирование течения в осевых зазорах между дисками рабочих колес и диафрагмами турбомашин / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, Суми, 17-20 квітня 2012 р. – у 3-х ч. Ч.3. – Суми: СумДУ, 2012. – С. 90.
9. Бага В.Н. Численное моделирование течения в лабиринтных уплотнениях / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. Ч 2. – Суми: СумДУ, 2013. – С. 24.
10. Бага В.Н. Гидродинамика потока в боковых зазорах дисков турбомашин / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Промислова гідравліка і пневматика: матеріали XIV Міжнародної НТК, м. Одеса, 18-19 вересня 2013 р.: Одеський національний політехнічний університет. – С. 56.
11. Бага В.Н. Численное и физическое моделирование узла уплотнения центробежной компрессорной ступени / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської НТК, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 2-х ч. Ч.1 / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2014. – С. 190.
12. Бага В.Н. Особенности расчета протечек через лабиринтное уплотнение / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Промислова гідравліка і пневматика: матеріали НТК, м. Мелітополь, 17-19 вересня 2014 р.: Таврійський державний агротехнологічний університет. – С. 110 – 111.
13. Бага В.Н. Экспериментальное исследование лабиринтного уплотнения при различных геометрических и режимных параметрах / Г.А. Бондаренко, В.Н. Бага // Герметичность, виброненадежність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання – ГЕРВИКОН+НАСОСЫ–2014: збірник докладів учасників XIV Міжнародної НТК, г. Суми. – ООО “ПД”Папирус”, 2014. – 338 с.

АНОТАЦІЯ

Бага В.М. «Удосконалення методів розрахунку та проектування лабиринтних ущільнень валів пневмоагрегатів на основі моделювання робочого процесу». – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2015 р.

У дисертаційній роботі виконано уточнення робочого процесу та методики розрахунку лабиринтних ущільнень, що дає можливість підвищити їх ефективність, надійність, економічність та термін служби.

Одержані візуалізації течії, запропонований поелементний підхід до опису

робочого процесу в ущільненні, що полягає в його розгляді як суми отворів з індивідуальними характеристиками. Цей підхід дав змогу встановити наявність аномальних явищ у проточній частині багатощілинного лабіринтного ущільнення у вигляді флуктуацій параметрів течії – одночасно існуючих зон із різними режимами вихрової течії. Отримані графічні та аналітичні залежності впливу різних параметрів на характеристики ущільнення, уточнені існуючі методики розрахунку з урахуванням факторів, раніше не врахованих, розраховані коефіцієнти окремих видів втрат методом ідентифікації математичної моделі ущільнення. Проведений порівняльний аналіз щодо впливу властивостей газів. Отриманий ряд нових й уточнені відомі дані щодо вибору геометрії лабіринтних ущільнень, запропоновано збільшення геометричного об'єму розширювальних камер за ходом течії.

Ключові слова: лабіринтне ущільнення, робочий процес, математична модель, методика розрахунку, поелементний підхід, ідентифікація.

АННОТАЦИЯ

Бага В.Н. «Совершенствование методов расчета и проектирования лабиринтных уплотнений валов пневмоагрегатов на основе моделирования рабочего процесса». – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Сумский государственный университет, Сумы, 2015.

В диссертационной работе выполнено уточнение рабочего процесса и методики расчета лабиринтных уплотнений, что дает возможность повысить их эффективность работы, надежность, экономичность и срок службы. Получены визуализации течения в проточной части лабиринтного уплотнения с использованием программного комплекса Flow Vision в виде векторов, заливок, изолиний и вспышек. Показана корректность применения данного программного комплекса для исследования расходных характеристик лабиринтных уплотнений. Предложен поэлементный подход к описанию рабочего процесса в уплотнении, заключающийся в его рассмотрении как суммы отверстий с индивидуальными характеристиками, который позволил установить наличие аномальных явлений в проточной части многощелевого лабиринтного уплотнения в виде флуктуаций параметров потока – одновременно существующих зон с различными режимами вихревого течения, что нашло отражение в значениях локальных коэффициентов расхода μ_i . Получены графические и аналитические зависимости влияния режимных и геометрических параметров на характеристики лабиринтного уплотнения с гладким валом. Уточнены существующие методики расчета

характеристик уплотнений с учетом факторов, ранее не учитываемых, а именно: кольцевая форма зазора, влияние вращения вала, эксцентриситета, масштабного фактора, критериев подобия и др. Рассчитаны коэффициенты отдельных видов потерь методом идентификации математической модели уплотнения. Проведен сравнительный анализ относительно влияния физических свойств различных газов при модельных и натурных условиях численным методом и с использованием экспериментальных данных, полученных на водяном паре и воздухе при сопоставимых условиях. Получен ряд новых и уточнены известные данные по выбору геометрии проточной части лабиринтных уплотнений, предложено увеличение геометрического объема расширительных камер уплотнения по ходу течения газа. Показано, что при заданной длине уплотнения лучше выполнить большее количество гребней при меньших значениях шага t .

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение, рабочий процесс, математическая модель, методика расчета, поэлементный подход, идентификация.

ABSTRACT

V.N. Baga "Improvement of calculation and design methods of pneumatic shaft seals based on workflow simulation." – Manuscript.

Ph.D. thesis in Engineering Science in specialty 05.05.17 – Hydraulic Machines and Hydropneumatic Units. – Sumy State University, Sumy, 2015.

The thesis offers improved view on workflow and methods of the design of labyrinth seals that increase their performance, reliability, profitability and service life.

The visualizations of workflow were obtained. The element approach to description of workflow in labyrinth seal was developed. It considers the seal as composition of holes with individual characteristics. This approach allowed determination of existence of abnormal phenomena in flow section of multislotted labyrinth seal in the form of fluctuations of parameters of a stream. These are zones with various regimes of a vortex-type flow. Graphical relationships and equations for description of influence of various factors on characteristics of the seal are determined. The equations take into account some factors which were negligible earlier. The correction coefficients for separate types of losses are calculated by method of identification of seal mathematical model. The comparative analysis on influence of properties of gases was performed. A set new and improved data about choice of geometry of labyrinth seals are represented in the thesis. The increase in geometrical volume of broad cameras of the seal in the direction of gas flow is offered.

Key words: labyrinth seal, workflow, mathematical model, method of calculation, element approach, identification.

Підписано до друку 14.05.2015 р.

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 1,1. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зам. № 459.

Видавець і виготовлювач

Сумський державний університет,

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

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК№3062 від 17.12.2007р.