

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

П.М. Андренко, А.Ю. Лебедєв

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВИХ НАСОСІВ

Навчальний посібник

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 2 від 12. 12. 2013 р.

Харків
НТУ “ХПІ”
2014

УДК 66.023

ББК 34.7

А 65

Рецензенти:

З.Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф., Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”;

Д.О. Сьомін, д-р техн. наук, проф., Східноукраїнський національний
університет ім. В. Даля.

Андренко П.М.

А 65 Розрахунок та проектування лабіринтно-гвинтових насосів : навч. посіб.
/ П.М. Андренко., А.Ю. Лебедєв. – Х. : Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2014.
– 88 с.

ISBN

Описано гідромеханічні процеси, які відбуваються в лабіринтно-гвинтовому насосі. Розглянуто особливості його конструктивного виконання. Наведено рівняння для розрахунку характеристик насоса, методики моделювання течії рідини у проточній частині насоса, розрахунку його надійності та багатокритеріальної оптимізації параметрів. Особливу увагу приділено визначенню технічного рівня насоса.

Для студентів напряму “Інженерна механіка”, а також може бути корисним для аспірантів та інженерно-технічного персоналу.

Іл. 28. Табл. 17. Бібліогр. 40 назв.

УДК 66.023

ББК 34.7

© П.М. Андренко,
А.Ю. Лебедєв, 2014

ISBN

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ І ПРОЕКТУВАННЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВИХ НАСОСІВ	7
1.1. Конструкція лабіринтно-гвинтового насоса	8
Запитання для самоконтролю	10
2. ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОЧОЇ РІДИНИ	11
Запитання для самоконтролю	14
3. РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБІРИНТНО- ГВИНТОВОГО НАСОСА	15
3.1. Фізична модель робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса	15
3.2. Розрахунок робочих характеристик лабіринтно-гвинтового насоса	16
3.2.1. Методика розрахунку витратної характеристики лабі- ринтно-гвинтового насоса	18
3.2.2. Характеристики потужності лабіринтно-гвинтового на- соса.....	20
3.2.3. Розрахунок ККД лабіринтно-гвинтового насоса	20
3.2.4. Визначення нерівномірності подачі лабіринтно- гвинтового насоса.....	21
3.2.5. Врахування форми гвинтової канавки в характери- стиках лабіринтно-гвинтового насоса.....	24
3.2.6. Перерахунок характеристик лабіринтно-гвинтового на- соса з моделі на натурний зразок.....	27
3.2.7. Критерії для порівняння характеристик лабіринтно- гвинтового насоса.....	28
Запитання для самоконтролю	30
4. КАВІТАЦІЯ В ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОМУ НАСОСІ....	32
4.1. Визначення граничного значення критерію кавітації лабі- ринтно-гвинтового насоса.....	32
Запитання для самоконтролю	35
5. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ В ЛАБІРИТНО-ГВИНТОВОМУ НАСОСІ	36
5.1. Моделювання течії робочої рідини у проточній частині ла- біринтно-гвинтового насоса.....	38
Запитання для самоконтролю.....	42

6. НАДІЙНІСТЬ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА.....	43
6.1. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом експертних оцінок.....	45
6.2. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом марковської апроксимації.....	49
6.3. Розрахунок надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом структурних схем.....	51
Запитання для самоконтролю	54
7. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЙОГО ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ.....	55
7.1. Обґрунтування вибору методу оптимізації.....	55
7.2. Багатокритеріальна оптимізація параметрів лабіринтно-гвинтового насоса.....	57
7.3. Оцінка показників технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса.....	62
Запитання для самоконтролю	67
ДОДАТКИ.....	69
Додаток 1. Робочі креслення лабіринтно-гвинтового насоса.....	69
Додаток 2. Значення коефіцієнтів витрати, критичного числа Рейнольдса та коефіцієнта корекції для деяких гідравлічних опорів.	76
Додаток 3. Алгоритм розрахунку характеристики лабіринтно-гвинтового насоса.....	77
Додаток 4. Програма розрахунку характеристики лабіринтно-гвинтового насоса.....	78
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	80

ВСТУП

Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та агрегатів, підвищенням їх робочих характеристик, енергозбереженням. Стосовно лабіринтно-гвинтових насосів, вони знайшли широке застосування для перекачування неоднорідних та агресивних середовищ, газорідних емульсій та дозволяють отримувати великі напори при малих подачах, працювати на агресивних рідинах з малою в'язкістю, при значеннях коефіцієнта швидкохідності $n_s = 10 \dots 40$, що особливо вигідно порівняно з відцентровими насосами. Крім того, такі насоси значно простіші у виготовленні ніж вихрові та завдяки відсутності механічного тертя деталей більш надійніші.

Навчальний посібник написано відповідно до навчальної програми дисципліни “Гідродинамічні машини і передачі”, яка викладається студентам Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” під час підготовки бакалаврів за напрямом 6.050502 “Інженерна механіка” зі спеціальності 7.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”. Він містить теоретичний матеріал з вивчення конструкції, розрахунку робочих характеристик, моделювання течії робочої рідини в проточних каналах лабіринтно-гвинтових насосів, розрахунку надійності та встановлення технічного рівня.

В основі навчального посібника лежать розроблена авторами теорія лабіринтно-гвинтових насосів та навчально-методична література і дослідження в галузі гідродинамічних машин провідних вчених країн СНД, а також багаторічний досвід роботи авторів у галузі проектування та дослідження таких насосів. Він містить інформацію про нові конструкції лабіринтно-гвинтових насосів, в ньому наведені сучасні методики розрахунку та дослідження їх робочих процесів. Опанування матеріалу посібника допоможе оволодіти основами розрахунку, проектування лабіринтно-гвинтових насосів, ознайомитися

з особливостями їх конструктивного виконання, основними параметрами і характеристиками та робочими процесами, що відбуваються в них.

Посібник містить сім розділів. У першому розділі наведено аналітичний огляд існуючих методик розрахунку і проектування лабіринтно-гвинтових насосів. Описано їх конструкції та принцип роботи. У другому розділі розглядається структура газорідних сумішей. Наведені розрахункові залежності для визначення параметрів робочої рідини з урахуванням газовмісту. Описано особливості врахування параметрів робочої рідини при дослідженні робочих процесів, що відбуваються в лабіринтно-гвинтових насосах.

Третій розділ присвячено розрахунку робочих характеристик лабіринтно-гвинтових насосів. Наведено інтегральну методику розрахунку витратної характеристики насоса, визначення нерівномірності подачі, перерахунку характеристики з моделі на натурний зразок. Велику увагу приділено врахуванню форми гвинтової канавки в характеристиках лабіринтно-гвинтового насоса. Введено нові критерії для порівняння характеристик лабіринтно-гвинтового насоса.

Визначенню граничного значення критерію кавітації лабіринтно-гвинтового насоса присвячено четвертий розділ. Моделюванню течії робочої рідини у проточній частині лабіринтно-гвинтового насоса присвячено п'ятий розділ. В ньому наведено математичну модель течії робочої рідини у гвинтових канавках, результати математичного моделювання, за результатами яких визначено нерівномірність подачі лабіринтно-гвинтового насоса.

У шостому розділі описано методики прогнозування та розрахунку надійності лабіринтно-гвинтового насоса. Матеріал розділу викладено таким чином, що читач самостійно за конструктивною схемою лабіринтно-гвинтового насоса може легко скласти його схему, розрахувати надійність.

Сьомий розділ містить опис і результати багатокритеріальної оптимізації конструктивних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса. Методику та результати розрахунку його технічного рівня.

У кінці кожного розділу наведено запитання для самоконтролю при самостійному вивченні матеріалу. При написанні навчального посібника були використані публікації, відомі з літературних джерел та Інтернету.

Видання може бути корисним не тільки бакалаврам та магістрам, а також аспірантам, які навчаються за напрямками підготовки “Інженерна механіка” та “Прикладна механіка”. Автори висловлюють щире подяку рецензентам професорам З.Я. Лур'є і Д.О. Сьоміну за зауваження, які були враховані під час доопрацювання рукопису.

1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ МЕТОДИК РОЗРАХУНКУ І ПРОЕКТУВАННЯ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВИХ НАСОСІВ

На сьогодні існує дуже обмежена кількість теоретичних досліджень лабіринтно-гвинтового насоса. Це пояснюється новизною цього насоса і складністю гідродинамічних процесів, що відбуваються в ньому. Переважна більшість робіт, де розглядається робочий процес у лабіринтно-гвинтових каналах, присвячені ущільненням. В роботі [25] розглянуто робочий процес лабіринтно-гвинтового ущільнення в ламінарному режимі, яке подається як два гвинтових ущільнення. Неправомірність такого розгляду робочого процесу лабіринтно-гвинтового ущільнення доведено експериментальним шляхом у роботі [7].

При розгляді турбулентної течії в лабіринтно-гвинтовому насосі в роботі [37] як початкові диференціальні рівняння використані рівняння Рейнольдса для турбулентної течії без конвективних інерційних додатків, що не відображає фізику процесів. Крім того, в теорії усереднені швидкості виражаються у вигляді степеневих розкладань за радіальною координатою з коефіцієнтами, які можна визначити лише експериментально. При виведенні залежності перепаду тиску від подачі використовувалося рівняння зміни кількості руху в канавці насоса. Як результат отримана лінійна залежність напору насоса від витрати ще гірше узгоджується з експериментом, ніж квадратична.

Питання дослідження роботи лабіринтно-гвинтового насоса на газорідинній суміші висвітлені у роботі [7]. В ній наведено методику розрахунку характеристик лабіринтно-гвинтових насосів, які працюють на газорідинній емульсії. Говориться про добрий збіг теоретичних розрахунків з експериментальними даними, однак результати експериментів не наведено. При проведенні експериментальних досліджень газ та рідина подавалися до насоса через окремі входи (ємність, у який відбувається їх змішування, відсутня), що не відповідає реальним умовам роботи насоса. Зазначено, що розроблена методика потребує уточнення на основі розробки та експериментального дослідження подібних насосів. Не зроблено оцінки максимального вмісту газу в газорідинній суміші, яку здатний перекачувати цей насос. Не розроблено універсальних критеріїв для оцінки характеристик таких насосів.

У роботі [39] порівнюються експериментальні характеристики лабіринтно-гвинтового і вихрового насосів, відзначається їх схожість. На цій підставі була зроблена спроба розглянути робочий процес лабіринтно-гвинтового насоса з використанням рівняння моментів кількості руху так, як це зроблено

для вихрового насоса в роботі [32]. Однак при побудові напірної характеристики цим методом необхідно знати вже два експериментальні коефіцієнти, а отримана експериментальним шляхом характеристика має вигляд прямої, що не відповідає дійсності. В роботах [6, 7] описано робочий процес та наведено методику проектування лабіринтно-гвинтового насоса. При описі робочого процесу течію рідини в насосі розглядають як течію рідини між розверстками поверхонь гвинта та втулки, що рухаються у протилежному напрямку зі швидкістю, яка дорівнює половині колової швидкості гвинта. Вважають, що сили тертя, які виникають в рідині, утворюють на виступах гвинта і втулки сили тиску та тертя (турбулентного). При побудові напірної характеристики цим методом необхідно визначити коефіцієнт напору насоса, який визначається експериментально, це обмежує сферу застосування розглянутої методики.

Таким чином, можна констатувати, що на сьогодні всі існуючі методики проектування і розрахунку лабіринтно-гвинтового насоса базуються на використанні емпіричних залежностей, фізична модель робочого процесу досконало не вивчена та не враховує гідравлічного опору на вході та виході з гвинтових канавок, перетікання між канавками лабіринтно-гвинтового насоса. Мало уваги приділяється вивченню та удосконаленню проточної частини таких насосів. Не вивчена течія рідини в їх проточній частині. Фізична модель робочого процесу не враховує перетікання між канавками насоса. Відсутня аналітична залежність для розрахунку миттєвої подачі насоса, не розроблено універсальних критеріїв для оцінки характеристик лабіринтно-гвинтового насоса.

1.1. Конструкція лабіринтно-гвинтового насоса

Переріз лабіринтно-гвинтового насоса зображено на рис. 1.1. На гвинту 10 і втулці 9 виконані багатозаходові протилежно направлені нарізки спеціальної форми. При обертанні гвинта 10 в нерухомій втулці 9 між ними виникає турбулентна течія рідини, яка спрямована в бік нарізок гвинта. Сили тертя, що виникають в робочій рідині, створюють на виступах гвинта і втулки сили тиску та тертя. При турбулентному режимі обтікання виступів, коли робоча рідина має порівняно малу в'язкість, основну функцію виконують сили тиску, перпендикулярні до поверхні виступів нарізок. Складові цих сил в осьовому напрямку визначають напір насоса.

напівкруглій нарізки – 45 %; прямокутній – 36 %; трапецеїдальній – 30 %; трикутній – 28 %.

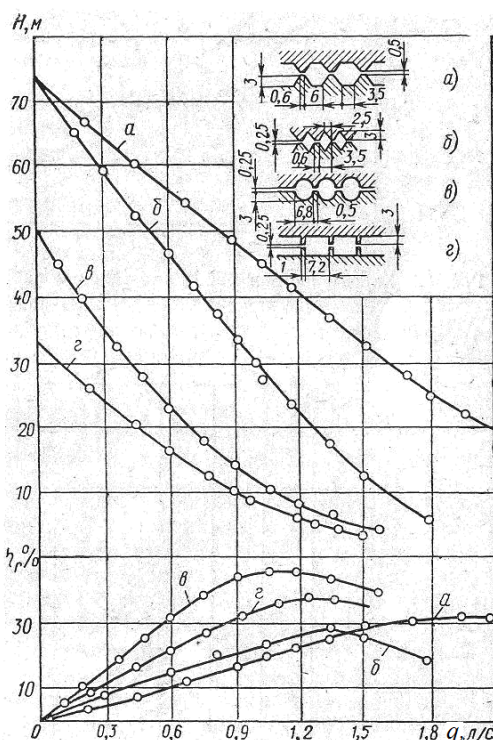


Рис. 1.2. Характеристика лабіринтно-гвинтового насоса з різною формою робочих органів, який працює на воді: *а* – трапецеїдальна ($R_r = 1,7$ мм); *б* – трикутна ($R_r = 0,8$ мм); *в* – напівкругла ($R_r = 1,7$ мм); *г* – прямокутна ($R_r = 1,7$ мм)

Таким чином існуючі конструкції лабіринтно-гвинтових насосів потребують подальшого удосконалення. Відсутня методика, що дозволяє на етапі проектування оцінити ефективність використання тієї чи іншої форми робочих органів лабіринтно-гвинтового насоса.

У додатку 1 наведено робочі креслення лабіринтно-гвинтового насоса та його робочих органів.

Запитання для самоконтролю

1. У яких галузях промисловості використовують лабіринтно-гвинтові насоси?
2. Який характер течії рідини в канавках лабіринтно-гвинтового насоса?
3. Перелічіть основні елементи лабіринтно-гвинтового насоса.
4. Як працює лабіринтно-гвинтовий насос?
5. Який вплив на робочі характеристики лабіринтно-гвинтового насоса має форма його робочих органів?
6. З якою формою робочих органів лабіринтно-гвинтовий насос має максимальний ККД?

2. ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Точність розрахунку робочих характеристик та моделювання гідродинамічних процесів у лабіринтно-гвинтових насосів залежить від правильного визначення параметрів робочої рідини. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять параметри: густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності робочої рідини. Більшість дослідників приймають значення цих параметрів постійними, прирівняними їхньому середньому значенню.

У процесі функціонування гідросистеми внаслідок дроселювання робочої рідини змінюється її температура. З підвищенням температури зменшується її в'язкість, що призводить до збільшення витоків та погіршення змащувальних властивостей. При збільшенні в'язкості робочої рідини у гідросистемі зростають втрати тиску. Все це призводить до зменшення її ККД, ось чому для забезпечення стабільних характеристик гідросистем важливим є забезпечення відповідного температурного режиму робочої рідини. У більшості гідросистем температура робочої рідини знаходиться у межах від 50 до 80 °С. Зазвичай температуру робочої рідини приймають рівною 55 °С і всі розрахунки проводять для цієї температури.

Зазвичай робоча рідина містить розчинене та нерозчинене повітря, причому останнє суттєво впливає на її властивості. Під час експлуатації гідросистеми відбувається підсмоктування повітря, що приводить до збільшення газовмісту робочої рідини (вмісту розчиненого та нерозчиненого повітря). Найбільш інтенсивно підсмоктування повітря відбувається на лінії всмоктування внаслідок недостатнього занурення всмоктувального патрубку насоса або значного зниження рівня робочої рідини в баку, а також через зливний трубопровід при малому рівні робочої рідини в баку та ущільнення рухомих і нерухомих елементів гідросистеми. Середнє значення газовмісту робочої рідини у гідросистемі становить (0,1 ... 5,0) %, тому при розрахунках параметрів робочої рідини його приймають у межах наведеного діапазону.

Однак потрібно зазначити, що лабіринтно-гвинтові насоси використовуються для перекачування газорідних сумішей. Тому при розрахунку їх характеристик при роботі на таких сумішах необхідно враховувати їх структуру. Уся різноманітність структур газорідних сумішей може бути зведена до чотирьох основних груп (рис. 2.1) [8]:

а) бульбашкова течія – газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним;

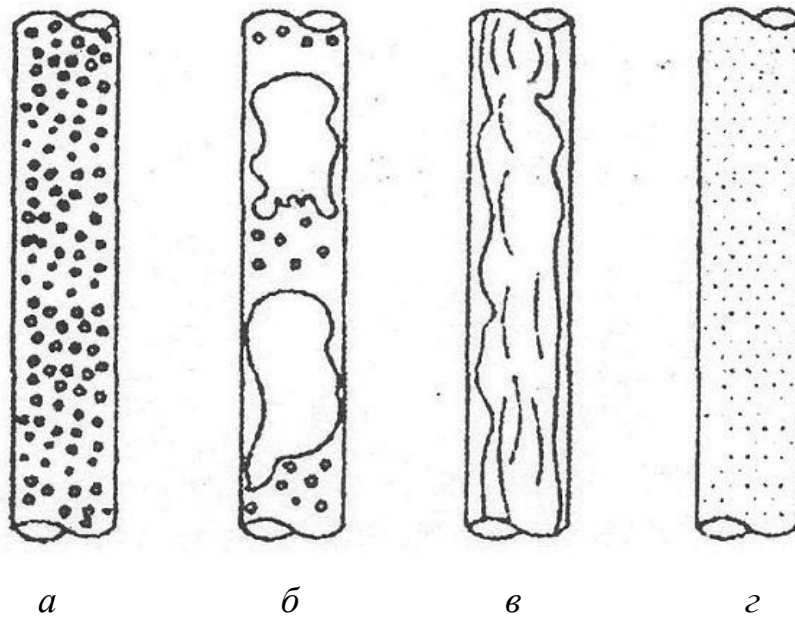


Рис. 2.1. Структура газорідинних сумішей

б) пробкова або снарядна течія – частина газових бульбашок зливається і займає майже весь поперечний переріз труби; крупні бульбашки, що утворилися, мають характерну форму у вигляді снарядів, які рухаються трубопроводом один за одним та розділені шаром рідини або газорідинною сумішшю;

в) кільцева (осьова) течія (стрижневий режим) – на стінках трубопроводу є рухомий шар рідини або плівка, в центрі трубопроводу рухається газовий потік;

г) дисперсна течія (режим туману) – увесь переріз труби зайнятий газовим потоком з завислими у ньому крапельками рідини.

При дослідженнях лабіринтно-гвинтових насосів вважають, що структура газорідинної суміші бульбашкова.

Характер зміни температурного режиму роботи гідросистеми у загальному випадку невідомий, тому початковою T_0 і змінною температурою рідини $T(t)$ задаються, визначаючи останню з теплового розрахунку гідросистеми в усталеному режимі. Приймають, що робоча рідина добре очищена, а тверді частки, що присутні в ній, не впливають на роботу гідросистеми.

Зміну об'єму розчиненого повітря у робочій рідині на окремих ділянках гідросистеми, приймаючи постійним значення об'єму рідинної фази, визначають за залежністю

$$W_{r0}(t) = \alpha W_p p(t) / p_0, \quad (2.1)$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря у робочій рідині; W_p – об'єм робочої рідини, см^3 ; $p(t)$ – тиск у гідросистемі, $\text{кгс}/\text{см}^2$; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

З урахуванням формули (2.1) об'єм нерозчиненого повітря у робочій рідині визначають за залежністю

$$W_r(t) = W_{r\Sigma} - W_{r0}(t), \quad (2.2)$$

де $W_{r\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого та нерозчиненого повітря у робочій рідині.

Для визначення характеристик двофазної рідини використовують аналітичні залежності з роботи [24], які наведені у такому вигляді:

- модуль об'ємної пружності:

$$E_c(t) = k[p(t)+1][Ap(t)+B] \frac{(1-m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0+B}{Ap(t)+B}} + m_0 k \sqrt{\frac{p_0+1}{p(t)+1}}}{k[p(t)+1](1-m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0+B}{Ap(t)+B}} + m_0 [Ap(t)+B]^k \sqrt{\frac{p_0+1}{p(t)+1}}}; \quad (2.3)$$

- густина:

$$\rho_c(t) = \rho_{p0} \left\{ (1-m_0) \left[1 + \frac{p(t)-p_0}{E_c(t)} \right] \left[\frac{1}{1+\alpha(T(t)-T_0)} \right] \right\} + \rho_{r0} m_0 \frac{p(t)}{p_0} \frac{T_0}{T(t)}; \quad (2.4)$$

- коефіцієнт динамічної в'язкості:

$$\mu_c(t) = \mu_0 (1 + 1,5m_0) \left[1 + a \frac{p(t)-p_0}{p_0} \right] e^{-\lambda_T(T(t)-T_0)}; \quad (2.5)$$

- коефіцієнт кінематичної в'язкості:

$$\nu_{tc}(t) = \mu_c(t) / \rho_c(t). \quad (2.6)$$

У наведених вище формулах позначено: t – час; k – показник політропи; p_0 , $p(t)$ – відповідно початковий і робочий тиски рідини у гідросистемі; A , B – параметри рідини залежно від її температури і марки, визначені з статті [30]; $m_0 = W_{r0}/W_{c0}$ – відношення фази нерозчиненого повітря W_{r0} до повного об'єму суміші W_{c0} ; ρ_{p0} і ρ_{r0} – густина рідини і газової складової при нормальних умовах відповідно; α – температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини; T_0 і $T(t)$ – абсолютна початкова і змінна температура рідини в гідросистемі відповідно; a , λ_T – коефіцієнти ($a = 0,003$, λ_T , залежить від типу рідини та для мастил гідросистем знаходиться в межах 0,023 ... 0,028).

Модуль пружності робочої рідини у гідросистемі з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю:

$$E_{np}(t) = \frac{E_c(t)}{1 + \frac{d_{tp} E_c(t)}{\delta_{tp} E_{np}}}, \quad (2.7)$$

де $E_{\text{пр}}(t)$ – приведений модуль пружності робочої рідини; $d_{\text{тр}}$ і $\delta_{\text{тр}}$ – відповідно діаметр і товщина стінки труби; $E_{\text{тр}}$ – модуль пружності матеріалу труби.

Зауважимо, що у наведені вище формули треба підставляти абсолютне значення тиску.

Для лабіринтно-гвинтових насосів рекомендована в'язкість рідини, що перекачується, повинна знаходитися у межах 15 ... 40 сСт. Таку в'язкість мають масла типу ІПП-18, ІПП-30, ІПП-38, І-20А, І-30А.

Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть структури газорідинних сумішей.
2. Яку структуру газорідинної суміші приймають при розрахунках характеристик лабіринтно-гвинтових насосів?
3. Яке середнє значення газовмісту робочої рідини у гідросистемі?
4. За якою залежністю розраховують модуль об'ємної пружності рідини?
5. За якою залежністю розраховують густину робочої рідини?
6. Яким чином враховують газовміст при розрахунку коефіцієнта динамічної в'язкості робочої рідини?
7. За якою залежністю розраховують коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини?

3. РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА

3.1. Фізична модель робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса

Передача енергії робочої рідини в насосі відбувається за рахунок обертання гвинта відносно втулки, в результаті чого відбувається силова взаємодія між рідиною, що обтікає гвинт, та рідиною, яка обтікає втулку. Виступи нарізок втулки інтенсифікують цей процес. На умовній поверхні розділу простору між гвинтом та втулкою відбувається активізація сили турбулентного тертя, яке підсилюється відцентровими силами, викликаними обертанням гвинта та вихорами утвореними внаслідок нестационарної течії робочої рідини, а також вихором, що виникає внаслідок перетікання рідини крізь радіальний зазор між канавками втулки та гвинта. Проявляється дія густини рідини, яка обумовлює дифузію вихорів. Зазначимо, що сили турбулентного тертя та інтенсивність утворення вихорів залежать безпосередньо від геометричних параметрів гвинта та втулки, зазору між ними, властивості матеріалів (їх шорсткості), швидкості обертання гвинта і параметрів рідини, що перекачується, рис. 3.1.

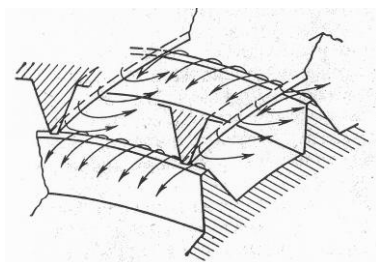


Рис. 3.1. Утворення вихорів у канавці лабіринтно-гвинтового насоса

Необхідно зазначити, що характер течії робочої рідини неоднорідний по всій довжині гвинта. На вході в канавку відбувається формування течії. Поблизу виходу картина течії також змінюється – канавка розкривається. У довільному торцевому перерізі насоса відносно положення виступів нарізок втулки та гвинта безперервно і періодично змінюються. Частота зміни положення виступів – основна частота пульсацій витрати у цьому перерізі дорівнюють добутку частоти обертання гвинта на кількість заходів нарізки, це підтверджено експериментальними дослідженнями таких насосів, наведеними в роботах [2, 7].

Як уже було зазначено в розділі 1.1, сили тертя, що виникають в робочій рідині, створюють на виступах гвинта і втулки сили тиску та тертя. Оскільки режим течії рідини турбулентний при обтіканні виступів, коли робоча рідина має порівняно малу в'язкість, основну функцію виконують сили тиску,

перпендикулярні до поверхні виступів нарізок. Складові цих сил в осьовому напрямку визначають напір насоса.

Таким чином при роботі насоса відбувається рух робочої рідини в двох взаємно протилежних напрямках: від входу насоса до його виходу (прямий потік), який відбувається в гвинтових канавках та обумовлений обертанням гвинта; від виходу насоса на його вхід (зворотний потік), який відбувається крізь зазор між виступом втулки та нарізкою гвинта під дією перепаду тиску між виходом та входом насоса і дією ваги робочої рідини, у випадку його негоризонтального розташування.

3.2. Розрахунок робочих характеристик лабіринтно-гвинтового насоса

Розрахунок робочих характеристик лабіринтно-гвинтового насоса спирається на наведену вище фізичну модель його робочого процесу. Приймають, що гвинт і втулка обертаються у протилежних напрямках. Відцентровими силами, що діють на рідину у робочому просторі насоса і пропорційні відношенню висоти прохідного перерізу насоса до його середнього радіуса, зважаючи на їх незначну величину, нехтують. Течію робочої рідини в канавці розглядають як квазіусталену. Оскільки течія робочої рідини в канавках насоса розвинена турбулентна, то її вважають усталеною лише відносно осереднених за часом параметрів швидкостей і тисків та незмінною на достатньо великому середньому відтинку. Таким чином коефіцієнти втрат на вході і виході насоса та тертя визначаються за тими ж самими залежностями, що і для звичайних гідравлічних пристроїв при усталених режимах течії рідини.

Для спрощення розгляду робочого процесу насоса приймають, що нарізки гвинта та втулки мають однакову форму та розміри і характеризуються гідравлічним радіусом. Характерні геометричні розміри лабіринтно-гвинтового насоса наведені на рис. 3.2.

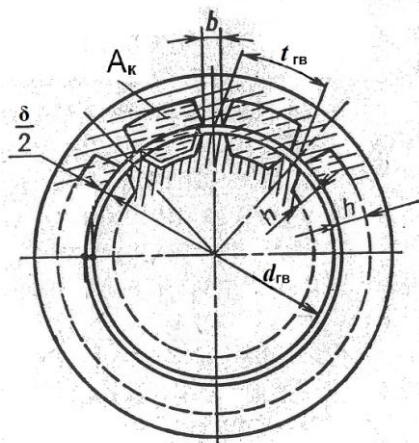


Рис. 3.2. Характерні геометричні розміри лабіринтно-гвинтового насоса (поперечний переріз): $t_{гв}$ – крок гвинтової канавки у поперечному перерізі; b – ширина верхівок гвинта в поперечному перерізі; δ – діаметральний зазор між нарізками гвинта та втулки

Згідно з фізичною моделлю робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса середню витрату на його виході визначають за залежністю:

$$q_{\text{ср}} = z[q_1(n) - q_2(\Delta p_{\text{вих}})], \quad (3.1)$$

де: q_1 – витрата, обумовлена переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса, за один оборот гвинта; q_2 – витрата, обумовлена течією рідини, яка знаходиться в канавці насоса, крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, під дією перепаду тиску на вході та виході насоса $\Delta p_{\text{вих}}$ та власної ваги у разі негоризонтального розташування насоса.

Для отримання універсальної залежності середньої витрати на виході з насоса для різних форм робочих органів їх розміри визначають через гідравлічний радіус R_{Γ} . Витрату, обумовлену переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса, за один оборот гвинта визначають за залежністю:

$$q_1(n) = k_{\text{кв}} A_{\text{к}} L_{\text{к}} \frac{n}{60}, \quad (3.2)$$

де $k_{\text{кв}}$ – коефіцієнт, який враховує реальний об'єм гвинтового каналу:

$$k_{\text{кв}} = \frac{A_{\text{к}} L_{\text{к}} - A_{\text{к}} (4R_{\Gamma} + b) + \frac{4}{3} \pi (2R_{\Gamma})^3}{A_{\text{к}} L_{\text{к}}}; \quad (3.3)$$

де $A_{\text{к}}$ – площа гвинтового каналу, м^2 (рис. 3.2):

$$A_{\text{к}} = 4\pi R_{\Gamma}^2; \quad (3.4)$$

$L_{\text{к}}$ – довжина гвинтової лінії, м:

$$L_{\text{к}} = \sqrt{(\pi d_{\text{ГВ}})^2 + s_{\text{ГВ}}^2}. \quad (3.5)$$

Витрату, обумовлену течією рідини, яка знаходиться в канавці насоса, крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, розраховують за формулою:

$$q_2(\Delta p_{\text{вих}}) = \mu(\text{Re}) \left[\frac{A_{\text{к}}}{2} + \delta R_{\Gamma} \right] \sqrt{2g \left(\frac{p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}}{\rho_{\text{с}} g} + h_{\text{вт}} + l_{\text{ГВ}} \right)}, \quad (3.6)$$

де $h_{\text{вт}}$ – втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі утвореним виступом на втулці та западинами гвинта, які знаходили за залежністю:

$$h_{\text{вт}} = \left(\lambda(\text{Re}) \frac{L_{\text{к}}}{4R_{\Gamma}} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вих}} + k_{\text{от}} \zeta_{\text{отв}} \right) \frac{v_{\text{ср.вих}}^2}{2g}, \quad (3.7)$$

де: $v_{\text{ср.вих}}$ – середня швидкість робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса:

$$v_{\text{ср.вих}} = \frac{q_{\text{ср}}}{z A_{\text{к}}} \quad (3.8)$$

У формулах (3.6) і (3.7) прийнято такі позначення: $\mu(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта; $\lambda(\text{Re})$ – коефіцієнт втрат на тертя залежно від числа Re для середньої швидкості робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса; g – прискорення вільного падіння; ρ_c – густина робочої рідини, розрахована за формулою (2.4); b – ширина виступів гвинта; $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вих}}$ і $\zeta_{\text{отв}}$ – відповідно коефіцієнти місцевих втрат на вході та виході і при раптовій зміні прохідного перерізу, які визначали за формулами (3.25) і (3.26); $s_{\text{гв}}$ – крок гвинтової канавки; $l_{\text{гв}}$ – довжина гвинта; $k_{\text{от}}$ – коефіцієнт, який враховує кількість раптових змін прохідного перерізу по довжині гвинтової канавки та розраховується за формулою:

$$k_{\text{от}} = \text{Int} (l_{\text{гв}}/s_{\text{гв}}), \quad (3.9)$$

де $\text{Int} (l_{\text{гв}}/s_{\text{гв}})$ – ціла частина від числа $l_{\text{гв}}/s_{\text{гв}}$ (найближче менше число).

Зазначимо, що в формулу (3.6) і далі значення $l_{\text{гв}}$ довжини гвинта підставляють у разі негоризонтального розташування насоса.

Коефіцієнт витрати крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта, визначали за формулою:

$$\mu(\text{Re}) = \mu_c \frac{\sqrt{\text{Re}}}{\sqrt{\text{Re}_k + \text{Re}}}, \quad (3.10)$$

де μ_c – коефіцієнт витрати в статичному режимі; Re_k – коефіцієнт корекції, додаток 2; Re – число Рейнольдса для середньої швидкості робочої рідини в гвинтовому каналі на виході з насоса, який розраховують за залежністю

$$\text{Re} = \frac{4v_{\text{ср.вих}} R_{\text{г}}}{\nu_t}; \quad \nu_t$$

розраховують за формулою (2.6).

3.2.1. Методика розрахунку витратної характеристики лабіринтно-гвинтового насоса

Вона складається з такої послідовності дій [14, 15].

- Попередньо задаються геометричними параметрами насоса (параметрами його робочих органів), параметрами робочої рідини та частотою обертання гвинта.

- На першому етапі розрахунку, за формулою (3.2), визначають витрату, обумовлену переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса, за один оборот гвинта – $q_1(n)$.

- На другому етапі задають витрату, обумовлену течією рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса та протікає крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта $q_2(\Delta p_{\text{вих}})$. Зазначимо, що значення витрати $q_2(\Delta p_{\text{вих}})$ не повинно перевищувати значення витрати $q_1(n)$. За формулою (3.1) знаходять середню витрату на виході з насоса та за формулою (3.8) середню швидкість робочої рідини у гвинтовому каналі на виході з насоса.

- На третьому етапі за середньою швидкістю робочої рідини у гвинтовому каналі на виході з насоса розраховують число Рейнольда. За залежностями (3.23) або (3.24) визначають коефіцієнт втрат на тертя – $\lambda(\text{Re})$ та за формулою (3.7) втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі утвореним виступом на втулці та западинами гвинта – $h_{\text{вт}}$. Знаходять коефіцієнт витрати крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта – $\mu(\text{Re})$, за формулою (3.10).

- На четвертому етапі подають формулу (3.6) у вигляді:

$$p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}} = \Delta p_{\text{вих}} = \frac{q_2(\Delta p_{\text{вих}})^2 \rho_c}{2\mu(\text{Re})^2 [A_k/2 + \delta R_r]^2} - \rho_c g(h_{\text{вт}} + l_{\text{гв}}). \quad (3.11)$$

Приймають, що тиск на вході у насос $p_{\text{вх}} = 0$. Підставляють у формулу (3.11) значення величин, визначених на другому та третьому етапах, та знаходять тиск на виході з насоса $p_{\text{вих}}$. Розраховують напір на виході з насоса

$$H = \frac{\Delta p_{\text{вих}}}{\rho_c g}. \quad (3.12)$$

Знаючи $q_{\text{сеп}}$ та H , отримують точку витратної характеристики.

- На п'ятому етапі задають нове значення витрати $q_2(\Delta p_{\text{вих}})$, повторюють етапи два – чотири та знаходять нову точку витратної характеристики.

Розрахунок повторюють для отримання необхідної кількості точок для побудови графічної залежності $H = f(q_{\text{сеп}})$. Зазначимо, що максимальне значення тиску на виході з насоса є при $q_1(n) = q_2(\Delta p_{\text{вих}})$.

- Будують витратну характеристику насоса $H = f(q_{\text{сеп}})$ та проводять її аналіз.

Алгоритм і програма розрахунку витратної характеристики наведені у додатках 3 і 4. Зазначимо, що відносна похибка між характеристиками, розрахованими за розробленою методикою та отриманими експериментальним

шляхом, наведеними у роботах [2, 3, 7], не перевищує 20 %. Таку розбіжність можна пояснити складністю механізму вихроутворення і дифузії рідини та переносом кількості руху на поверхні розділу рідини між гвинтом та втулкою. Безумовною перевагою розробленої методики є те, що, на відміну від відомих, вона не містить емпіричних коефіцієнтів, визначених експериментальним шляхом.

3.2.2. Характеристики потужності лабіринтно-гвинтового насоса

Використовуємо значення $q_{\text{ср}}$ та $\Delta p_{\text{вих}}$, отримані при розрахунку точок витратної характеристики. Для значень середньої витрати потужність на виході з лабіринтно-гвинтового насоса розраховуємо за формулою:

$$P = q_{\text{ср}} \Delta p_{\text{вих}}. \quad (3.13)$$

Отримуємо точки характеристики зміни потужності на виході з лабіринтно-гвинтового насоса залежно від його витрати. За отриманими точками будуємо характеристику $P = f(q_{\text{ср}})$ та проводимо її аналіз.

3.2.3. Розрахунок ККД лабіринтно-гвинтового насоса

Використовуємо значення $q_{\text{ср}}$, отримане при розрахунку точок витратної характеристики. ККД лабіринтно-гвинтового насоса розраховується за залежністю:

$$\eta = \frac{q_{\text{ср}} \Delta p_{\text{вих}}}{P_{\text{т}}} = \frac{30 q_{\text{ср}}}{\pi^2 R_{\text{г}}^2 d_{\text{гв}} n \text{ctg} \alpha}, \quad (3.14)$$

де $P_{\text{т}}$ – теоретична потужність; $d_{\text{гв}}$ – зовнішній діаметр гвинта; α – кут нарізок по відношенню до осі гвинта; n – частота обертання гвинта, об/хв.

За отриманими значеннями ККД будуємо характеристику $\eta = f(q_{\text{ср}})$ та проводимо її аналіз. Вигляд характеристики лабіринтно-гвинтового насоса з напівкруглою формою робочих органів (діаметр гвинта 145 мм; довжина гвинта 180 мм; радіальний зазор 0,5 мм; кількість нарізок 14; кут нарізок по відношенню до осі насоса 70 °) показано на рис. 3.3.

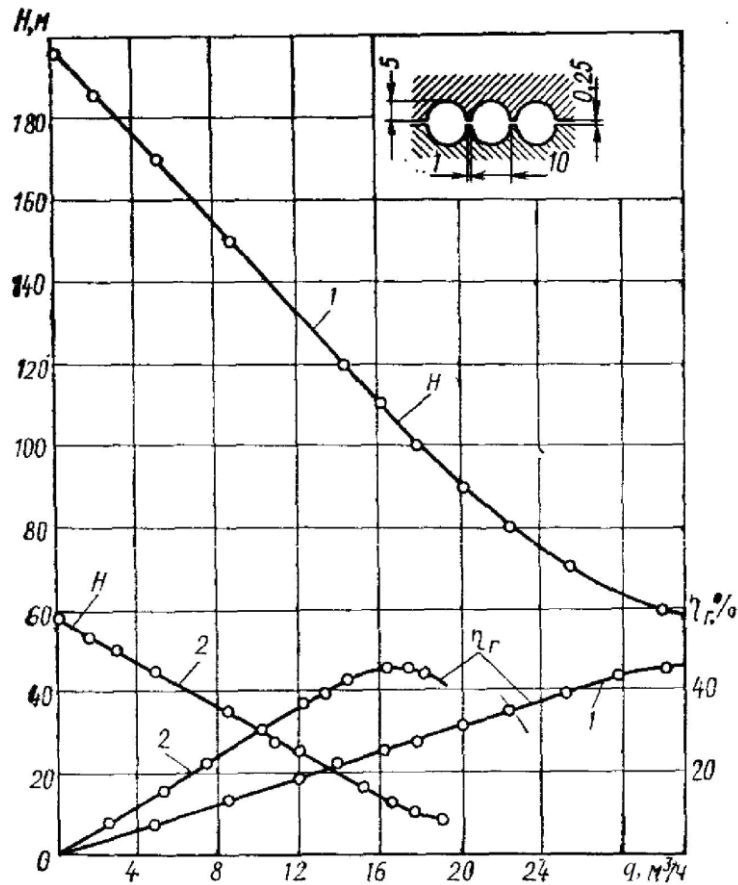


Рис. 3.3. Характеристика лабіринтно-гвинтового насоса з напівкруглою формою робочих органів: 1 – $n = 2900$ об/хв; 2 – $n = 1450$ об/хв

3.2.4. Визначення нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса

Нерівномірність подачі є однією з важливих характеристик насосів, в тому числі і лабіринтно-гвинтового, та визначається коефіцієнтом нерівномірності подачі [26]:

$$\delta_H \approx \delta_{T.H} + \delta_{C.H}, \quad (3.15)$$

де $\delta_{C.H}$ – коефіцієнт нерівномірності подачі, обумовлений стисканням робочої рідини, яка міститься в камерах насоса, при її переносі з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання; $\delta_{T.H}$ – теоретичний коефіцієнт нерівномірності подачі:

$$\delta_{T.H} = (q_{\max} - q_{\min}) / q_{T.cep}, \quad (3.16)$$

де q_{\max} , q_{\min} і $q_{T.cep}$ – відповідно максимальна, мінімальна і середня теоретична подача на виході з насоса.

Зазначимо, $\delta_{C.H}$ розраховується за залежністю, аналогічною (3.16). В більшості робіт, присвячених проектуванню гвинтових насосів, теоретичний

коефіцієнт нерівномірності подачі приймають рівним нулю, а для лабіринтно-гвинтового його не визначають взагалі.

Миттєва витрата на виході лабіринтно-гвинтового насоса залежно від кута повороту гвинта, за аналогією з формулою (3.1), може бути подана у вигляді:

$$q_{\Sigma}(t) = z[q_1(\varphi(t)) - q_2(\Delta p_{\text{вих}})], \quad (3.17)$$

де φ – кут повороту гвинта.

Приймали, що зміна виступу на втулці відбувається за залежністю, яка описує зміну короткого трикутного періодичного імпульсу, миттєву витрату, обумовлену переміщенням об'єму рідини, що знаходиться в гвинтовій канавці насоса, знаходять за залежністю:

$$q_1(\varphi(t)) = A_k L_k \varphi(t) - 4R_r (4R_r + b) h_{\text{ГВ}}(\varphi(t)), \quad (3.18)$$

де $h_{\text{ГВ}}(\varphi)$ – зміна гвинта виступу на втулці залежно від кута повороту [27]

$$h_{\text{ГВ}}(\varphi) = \begin{cases} \frac{h_{\text{ГВ}}}{k\pi}(\varphi + k\pi), & -k\pi \leq \varphi < 0; \\ \frac{h_{\text{ГВ}}}{k\pi}(k\pi - \varphi), & 0 \leq \varphi < k\pi; \\ 0, & k\pi \leq \varphi < 2\pi - k\pi; \end{cases} \quad ; \quad k = \frac{4R_r + b}{L_k}; \quad k \ll 1. \quad (3.19)$$

Зазначимо, що другий член у формулі (3.18) враховує зменшення витрати обумовленої наявністю виступу на втулці. Використання для розрахунку цієї витрати $h_{\text{ГВ}}(\varphi(t))$, визначеного згідно з залежністю (3.19), дає трохи завищений результат. Однак це якоюсь мірою компенсує зменшення витрати, обумовленої стисканням робочої рідини в гвинтовій канавці.

Враховуючи залежність (3.18), миттєву витрату на виході з лабіринтно-гвинтового насоса подають у вигляді:

$$q_{\Sigma}(\varphi(t)) = z A_k L_k \varphi(t) - 4 R_r (4R_r + b) \sum_0^{z-1} h_{\text{ГВ}}(\varphi) [\varphi + k_z \beta] \varphi(t) - z \mu(\text{Re}) \times \\ \times [2\pi R_r^2 + \delta R_r] \sqrt{2g \left(\frac{P_{\text{вих}} - P_{\text{вх}}}{\rho_c g} + h_{\text{БТ}} + l_{\text{ГВ}} \right)}, \quad (3.20)$$

де k_z – коефіцієнт, який послідовно набуває значення 0, 1, 2, ..., (z - 1); β – кут між центрами канавок, $\beta = 2\pi/z$.

Зауважимо, що формула (3.20) справедлива при виконанні умови:

$$z < \text{Int} (L_k / 4R_r + b), \quad (3.21)$$

де $\text{Int} (L_k / 4R_r + b)$ – ціла частина від числа $(L_k / 4R_r + b)$ (найближче менше число).

Зазначимо, що при невиконанні умови (3.21) в другому члені рівняння (3.20) необхідно враховувати дійсну кількість виступів на втулці, які припадають на один крок гвинтової канавки. У разі невиконання умови (3.21), коли $z > \text{Int}(L_{\epsilon}/4R_{\alpha} + b)$, тобто коли на виході з насоса одночасно знаходяться два чи більше виступів на втулці, їх враховують коефіцієнтом при другому члені у формулі (3.20). Приймаємо, що умова (3.21) виконується. Відзначимо, що $\Delta p_{\text{вих}}$ ніколи не дорівнює нулю, оскільки на вході у насос завжди є вакуум.

Коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса обумовлений стисканням робочої рідини, яка міститься в канавках насоса, при її переносі з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання з достатньою для розрахунків точністю приймаємо $\delta_{\text{с.н}} \approx 0$. Правомірність такого підходу обумовлена тим, що згідно з розробленою фізичною моделлю робочого процесу насоса, при його роботі гвинтові канавки весь час з'єднанні з порожниною нагнітання. Використання для розрахунку миттєвої витрати, обумовленої переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться в гвинтовій канавці насоса залежності, (3.19), дає трохи завищений результат. Отже, загальний коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса може бути визначений із залежності:

$$\delta_{\text{н}} \approx \delta_{\text{т.н}}. \quad (3.22)$$

Коефіцієнт нерівномірності знаходять з формул (3.1), (3.15) та (3.20), маючи на увазі, що $\sum_0^{z-1} h_{\text{гв}}(\varphi)[\varphi + k_z \beta] = z h_{\text{гв}}(\varphi_0) \approx 2 z R_{\text{г}}$, та $\varphi(t) = n$. Зауважимо, що похибка від такої заміни не перевищує 0,01 %.

$$\delta_{\text{т.н1}} = \frac{2(4R_{\text{г}} + b)}{\pi L_{\text{к}} \bar{n} - (4R_{\text{г}} + b)}, \quad (3.23)$$

де $\bar{n} = n/n_0$ – відносна частота обертання гвинта, $n_0 = 1 \text{ с}^{-1}$.

У випадку, коли $q_2(\Delta p_{\text{вс}}) = 0,5 q_1(\varphi(t))$, коефіцієнт нерівномірність подачі лабіринтно-гвинтового насоса визначається за формулою:

$$\delta_{\text{т.н}} = \frac{4(4R_{\text{г}} + b)}{\pi L_{\text{к}} \bar{n} - 2(4R_{\text{г}} + b)}. \quad (3.24)$$

У випадку, коли $q_2(\Delta p_{\text{вих}}) \approx 0$, коефіцієнт нерівномірність подачі лабіринтно-гвинтового насоса має мінімальне значення. При невиконанні умови (3.21), тобто коли на виході з насоса одночасно знаходяться два чи більше виступів на втулці, коефіцієнт нерівномірності подачі збільшується. Відзначимо, що у випадку, коли $q_1(\varphi(t)) = q_2(\Delta p_{\text{вих}})$ витрата на виході з лабіринтно-гвинтового насоса $q_{\Sigma}(t) = 0$, коефіцієнт нерівномірності подачі немає смислу.

Аналіз залежності (3.24) дозволив встановити, що коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса зростає зі збільшенням гідравлічного радіуса R_r та ширини верхівок гвинта в поперечному перерізі b , та зворотно пропорційний довжині гвинтової лінії L_k та частоті обертання гвинта n . Отримане мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса, розраховане за формулою (3.23), становить $\delta_{т.нл} = 3,897 \cdot 10^{-4}$, що на порядок менше ніж у гвинтових насосах. Цей висновок співпадає з даними експериментальних та розрахункових досліджень, наведених у роботах [2, 7, 21].

Розрахунок коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса проводимо за формулою (3.24), підставляючи в неї розміри робочих органів та частоту обертання. Аналізуємо вплив частоти обертання насоса та розмірів його робочих органів на коефіцієнт нерівномірності подачі.

3.2.5. Врахування форми гвинтової канавки в характеристиках лабіринтно-гвинтового насоса

На сьогодні не існує універсальної аналітичної залежності для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ , яка б одночасно враховувала режим течії рідини та форму каналу. Коефіцієнти гідравлічного тертя для ламінарного режиму течії розраховували за відомою формулою:

$$\lambda = A_\phi / \text{Re}, \quad (3.25)$$

де A_ϕ – коефіцієнт форми для ламінарного руху робочої рідини (табл. 3.1).

Коефіцієнти гідравлічного тертя для турбулентного режиму течії визначали за формулою [18]:

$$\lambda = K_\phi \left(\frac{\Delta}{4R_r} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (3.26)$$

де K_ϕ – коефіцієнт форми для турбулентного руху робочої рідини (табл. 3.1); Δ – середня висота виступу шорсткості.

Для розрахунку гідравлічних втрат, пов'язаних з входом потоку в лабіринтно-гвинтовий насос і виходом з нього, використовуються відомі з механіки рідини і газу залежності. Так, коефіцієнти місцевих втрат на вході та виході потоку $\zeta_{вх}$ і $\zeta_{вих}$ з достатньою для практичних розрахунків точністю можуть бути прийняті постійними $\zeta_{вх} = 0,5$ і $\zeta_{вих} = 1,0$. Коефіцієнти місцевих втрат на при раптовій зміні прохідного перетину розраховуються за відомими формулами:

$$\zeta_{pp} = \left(1 - R_{r1}^2 / R_{r2}^2 \right)^2, \quad (3.27)$$

$$\zeta_{\text{пз}} = 0,5 \left(1 - R_{\text{r1}}^2 / R_{\text{r2}}^2\right), \quad (3.28)$$

де R_{r1} і R_{r2} – відповідно гідравлічні радіуси малого та великого перерізу трубопроводів.

Таблиця 3.1 – Значення коефіцієнтів форми [18]

Форма	Коефіцієнти форми, режим течії		
	ламінальний $A_{\text{ф}}$	турбулентний $K_{\text{ф}}$	
Круг діаметром d	64	0,11	
Квадрат зі стороною a	57	0,098	
Рівносторонній трикутник зі стороною a	53	0,091	
Прямокутник зі співвідношенням сторін $a/b = 0,1$	85	0,15	
	$a/b = 0,2$	76	0,13
	$a/b = 0,25$	73	0,12
	$a/b = 0,33$	69	0,118
	$a/b = 0,5$	62	0,10

Коефіцієнти місцевих втрат на при повільній зміні прохідного перетину розраховуються формулами:

– при розширенні потоку

$$\zeta_{\text{прп}} = k_{\text{пр}} \left(1 - R_{\text{r1}}^2 / R_{\text{r2}}^2\right)^2; \quad (3.29)$$

– при звуженні потоку

$$\zeta_{\text{пзп}} = k_{\text{пз}} 0,5 \left(1 - R_{\text{r1}}^2 / R_{\text{r2}}^2\right), \quad (3.30)$$

де $k_{\text{пр}}$ $k_{\text{пз}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують ступінь розширення та звуження потоку і залежать від кута розширення (звуження).

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнта, який враховує ступінь розширення залежно від кута розширення

Кут розширення, град	8	10	12	15	20	25	30
$k_{\text{пр}}$	0,14	0,16	0,22	0,3	0,42	0,62	0,65

Значення коефіцієнта, який враховує ступінь звуження потоку залежно від кута конусу $k_{\text{пз}}$, наведено на рис. 3.4. Для кутів у діапазоні $30^\circ \dots 60^\circ$ цей коефіцієнт $k_{\text{пз}} \approx 0,2$.

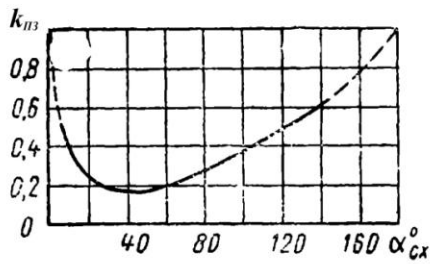


Рис. 3.4. Залежність $k_{пз}$ від кута конусу

Коефіцієнт втрат отвору $\zeta_{отв}$ визначають з табл. 3.3 залежно від $b/4R_r$, де b – ширина верхівок нарізок гвинта і втулки в поперечному перерізі.

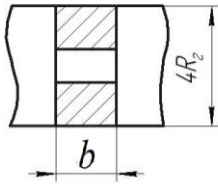


Рис. 3.5. До визначення коефіцієнта втрат отвору залежно від $b/4R_r$

Таблиця 3.3 – Значення коефіцієнта втрат отвору залежно від $b/4R_r$

$b/4R_r$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0	3,0	4,0	5,0
$\zeta_{отв}$	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10

Для розрахунку перетікань між гвинтовими канавками при прямому і зворотному потоці рідини за аналогією з вихровими діодами і струминними резистерними елементами використовуємо коефіцієнт діодності:

$$D = \zeta_{пр} / \zeta_{зв}, \quad (3.31)$$

де $\zeta_{пр}$, $\zeta_{зв}$ – коефіцієнти опору між гвинтовими канавками при потоці рідини в прямому і зворотному напрямі відповідно.

При розгляді перетікання рідини між кромками, що розділяють гвинтові канавки, зважаючи на їх малість, втратами тертя нехтували. При розгляді перетікання у напрямі подачі насоса як звуження під кутом α і розширення, яке в першому наближенні можна прийняти як раптове, то опір при прямому потоці рідини розраховується за залежністю:

$$\zeta_{пр} = \zeta_{1гзп} + \zeta_{1гпп}, \quad (3.32)$$

де $\zeta_{1гзп}$ і $\zeta_{1гпп}$ – відповідно коефіцієнти опору рідини при звуженні під кутом α і розширенні визначаються за формулами (3.30) і (3.29).

Коефіцієнт опору при зворотному потоці рідини обчислюється за формулою:

$$\zeta_{зв} = \zeta_{2рз} + \zeta_{2рп} \quad (3.33)$$

де $\zeta_{2рз}$ і $\zeta_{2рп}$ – відповідно коефіцієнт опору рідини при звуженні і розширенні потоку визначалися за формулами (3.28) і (3.27).

Для врахування діодності у витратній характеристиці лабіринтно-гвинтового насоса коефіцієнт, який враховує кількість раптових змін прохідного перерізу по довжині гвинтової канавки $k_{от}$ і який розраховується за формулою (3.9) треба ділити на коефіцієнт діодності D . Аналіз форми гвинтових канавок лабіринтно-гвинтових насосів, наведений у [16, 18, 19], дозволив удосконалити форму робочих органів насоса [11, 12].

3.2.6. Перерахунок характеристик лабіринтно-гвинтового насоса з моделі на натурний зразок

У загальному випадку такий перерахунок проводять за розрахунковими залежностями подачі, напору, потужності та ККД насоса від його конструктивних і робочих параметрів. При геометрично подібній зміні розмірів, при зміні швидкості обертання вала насоса з n_m на n_n та при переході на роботу з рідини в'язкістю ρ_m на рідину в'язкістю ρ_n , перерахунок подачі, напору та потужності насоса проводиться відповідно за формулами [7]:

$$q_n = \frac{n_n d_n^3}{n_m d_m^3} q_m; \quad (3.34)$$

$$H_n = \frac{n_n^2 d_n^2}{n_m^2 d_m^2} H_m; \quad (3.35)$$

$$P_n = \frac{n_n^3 d_n^5 \rho_n}{n_m^3 d_m^5 \rho_m} P_m, \quad (3.36)$$

де d_n та d_m – відповідно зовнішні діаметри гвинта насоса та моделі.

Зазначимо, що перерахунок характеристик лабіринтно-гвинтового насоса за наведеними вище формулами дає задовільні результати при однакових його коефіцієнтах опору ζ , та ККД.

При збігу всіх розмірів насоса та моделі за виключенням кутів нарізки по відношенню до осі насоса α перерахунок подачі проводиться за залежністю:

$$q_n = \frac{s_{гвнн}}{s_{гвнм}} q_m, \quad (3.37)$$

де $s_{гвнн}$ та $s_{гвнм}$ – відповідно крок нарізки одного витка насоса та моделі.

При збігу діаметрів гвинтів натурального зразка та моделі висоту виступів нарізок h_n визначають за формулою:

$$h_n = \frac{q_n h_m}{q_m}. \quad (3.38)$$

При збереженні форми нарізок гвинта та втулки в натуральному зразку насоса кількість заходів нарізок:

$$z_H = \frac{h_H}{h_M} z_M. \quad (3.39)$$

Довжину гвинтової лінії проточної частини натурального зразка насоса L_{KH} , при визначенні h_H та z_H розраховують за залежністю

$$L_{KH} = \frac{H_H z_H \zeta_H}{H_M z_M \zeta_M} L_{KM}. \quad (3.40)$$

При роботі лабіринтно-гвинтового насоса на газорідинній суміші у формули, за якими проводиться розрахунок його характеристик, підставляють значення газорідинної суміші, розраховані за залежностями, наведеними у другому розділі.

3.2.7. Критерії для порівняння характеристик лабіринтно-гвинтового насоса

При розрахунку робочих характеристик лабіринтно-гвинтового насоса виникає необхідність порівняння характеристик насосів з робочими органами, які мають різну форму. Використання гідравлічного радіуса гвинтової канавки R_T дозволяє частково проводити такий аналіз. Однак проводити такий аналіз за R_T достатньо складно. Частково розв'язати цю проблему можна за допомогою коефіцієнта гідравлічного опору на тертя λ , який враховує форму гвинтової канавки. Проте його використання не дозволяє врахувати всі геометричні параметри робочих органів лабіринтно-гвинтового насоса. Зазначимо, що лабіринтно-гвинтові насоси, що випускаються промисловістю, як правило, мають напівкруглу форму гвинтової канавки, тому найбільш актуальним є розгляд саме такої форми.

Для проведення порівняльної оцінки робочих характеристик лабіринтно-гвинтових насосів з робочими органами різної форми користуються відносним діаметром $\tilde{d} = d_{гв} / R_T$, де $d_{гв}$ – діаметр гвинта, та введеними нами питомими параметри лабіринтно-гвинтового насоса [1]. Питомий напір – напір, що припадає на одиницю відносної довжини одного заходу різьби гвинта, розраховується за формулою

$$\tilde{H} = \frac{H}{z l_B / R_T}. \quad (3.41)$$

Аналогічно до питомого напору вводили відповідно питомі витрату \tilde{q} , потужність \tilde{P} та ККД $\tilde{\eta}$, які розраховуються за такими залежностями:

$$\tilde{q} = \frac{q_{\text{сер}}}{z l_{\text{в}}/R_{\text{г}}}; \quad \tilde{P} = \frac{P}{z l_{\text{в}}/R_{\text{г}}}; \quad \tilde{\eta} = \frac{\eta}{z l_{\text{в}}/R_{\text{г}}}. \quad (3.40)$$

За допомогою безрозмірних критеріїв проводили аналіз впливу геометричних параметрів робочих органів лабіринтно-гвинтового насоса на його характеристики. Використовували результати експериментальних досліджень [3, 16]. Характеристики робочих органів з напівкруглою формою гвинтової канавки наведено в табл. 3.4. Результати обробки експериментальних даних наведені на рис. 3.6, 3.7.

Таблиця 3.4 – Характеристики робочих органів лабіринтно-гвинтового насоса

Номер насоса	Тип насоса	$D_{\text{в}}$, мм	$R_{\text{г}}$, мм	z	$l_{\text{гв}}$, мм	\bar{D}
I	ЛВН 50	48	2,2	6	38	21,82
II	ЛВН 80	50	2,35	6	43	21,28
III	ЛВН 125	52	2,85	6	48	18,25
IV	ЛВН 50	57,5	2	9	80	28,75
V	ЛВН 80	57,5	2,2	8	80	26,14
VI	ЛВН 125	57,5	2,5	7	80	23
VII	ЛВН 200	57,5	3	6	80	19,17

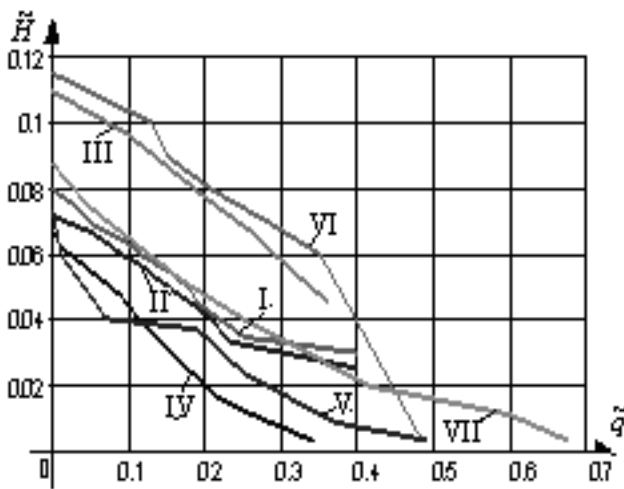


Рис. 3.6. Залежність питомого напору від питомої витрати для різних насосів

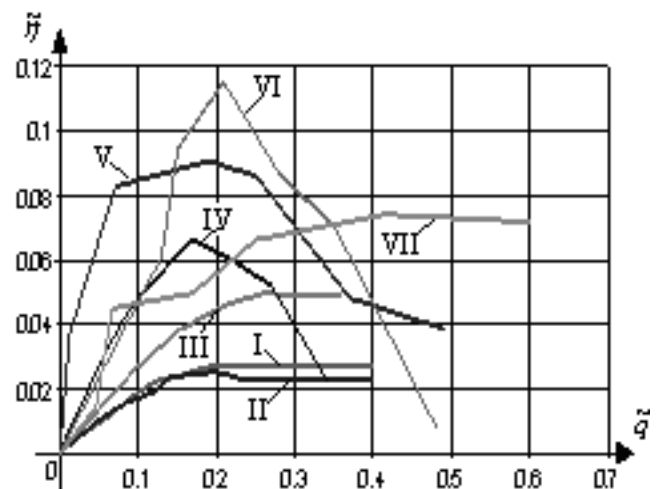


Рис. 3.7. Залежність питомого ККД від питомої витрати для різних насосів

Як видно з рис. 3.6, зі збільшенням $R_{\text{г}}$ збільшується питомий напір на виході з лабіринтно-гвинтового насоса. Зі збільшенням кількості заходів питомий напір на виході з насоса зменшується. Довжина гвинта не суттєво впливає на питомий напір. При відсутності витрати на виході з насоса найбільший питомий напір мають насоси з найменшими \bar{D} .

Проаналізувавши залежність питомого ККД від питомої витрати, рис. 3.7, можна зробити висновок, що найбільший питомий ККД має лабіринтно-гвинтовий насос з найбільшою $l_{гв}$. Відносний діаметр \bar{D} незначно впливає на значення питомого ККД. Малим значенням z відповідають низькі значення питомого ККД. Оптимальний питомий ККД досягається при значенні питомої витрати, близької до 0,2. Найбільший вплив на питомий напір мають R_T та z , на питомий ККД найбільш суттєвий вплив має $l_{гв}$. Питомий ККД має явно виражений максимум.

Запропоновані безрозмірні критерії дозволяють провести аналіз впливу геометричної форми гвинтових канавок на робочі характеристики лабіринтно-гвинтового насоса, виконати їх оптимізацію та отримати розмірний ряд таких насосів з високими значеннями ККД.

Запитання для самоконтролю

1. Яка фізична модель течії робочої рідини у лабіринтно-гвинтовому насосі?
2. Які припущення приймають для спрощення розгляду робочого процесу лабіринтно-гвинтового насоса?
3. За якою формулою визначають витрату, обумовлену переміщенням об'єму рідини, яка знаходиться у гвинтовій канавці насоса за один оборот гвинта?
4. Як розраховують витрату, обумовлену течією рідини, яка знаходиться в канавці насоса, крізь щілину, утворену виступом на втулці та западинами гвинта?
5. Який порядок розрахунку витратної характеристики лабіринтно-гвинтового насоса?
6. За якою формулою розраховують потужність на виході з лабіринтно-гвинтового насоса?
7. За якою формулою розраховують ККД лабіринтно-гвинтового насоса?
8. Дайте визначення нерівномірності подачі насоса?
9. Як визначається миттєва витрата на виході лабіринтно-гвинтового насоса?
10. Який порядок розрахунку коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса?
11. Від яких параметрів залежить коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса?

12. Яким чином враховують форму гвинтової канавки в характеристиках лабіринтно-гвинтового насоса?
13. За якою формулою розраховують коефіцієнт гідравлічного тертя?
14. Як визначають коефіцієнти місцевих втрат на вході та виході потоку у гвинтові канавки?
15. Що враховує коефіцієнт діодності?
16. У чому полягає методика перерахунку характеристик лабіринтно-гвинтового насоса з моделі на натурний зразок?
17. Запустити формули для перерахунку витрати та напору лабіринтно-гвинтового насоса з моделі на натурний зразок.
18. Які вимоги повинні виконуватися при перерахунку характеристик лабіринтно-гвинтового насоса з моделі на натурний зразок?
19. Перелічіть критерії для порівняння характеристик лабіринтно-гвинтового насоса.

4. КАВІТАЦІЯ В ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОМУ НАСОСІ

У загальному випадку критерій кавітації гідравлічних пристроїв, в тому числі і насосів, прийнято розраховувати за формулою

$$\sigma = \frac{2(p_{\text{вих}} - p_{\text{п}})}{\rho_c v_{\text{ср}}^2}, \quad (4.1)$$

де $p_{\text{п}}$ – тиск насиченої пари рідини.

Зазначимо, що при підвищенні газовмісту робочої рідини критерій кавітації зменшується і супроводжується гістерезисним ефектом (кавітація виникає при тиску, меншому ніж тиск насиченої пари). Кавітаційні характеристики залежно від форми проточних каналок лабіринтно-гвинтового насоса наведені у роботі [7]. В ній зазначається, що ці насоси мають більш високу всмоктуючу здатність ніж вихрові та при зменшенні діаметра робочих органів в них спостерігається суттєве поліпшення кавітаційних характеристик. Так, гранична вакууметрична висота всмоктування для робочих органів з діаметром 100 мм, трапецеїдальною нарізкою при 2900 об/хв валу становить 8 м (кавітаційний запас 2 м).

При виникненні кавітації на вході насоса відбувається винос бульбашок повітря до виходу з насоса, де вони лопаються, в результаті чого на металевих стінках виникає ерозія. Величина ерозії мало залежить від матеріалу, а визначається майже виключно його твердістю. Аналіз літературних джерел показав, що на сьогодні момент не встановлено значення критерію кавітації лабіринтно-гвинтового насоса та відсутня інформація про вплив на цей критерій робочих і конструктивних параметрів насоса та фізичних властивостей робочої рідини.

4.1. Визначення граничного значення критерію кавітації лабіринтно-гвинтового насоса

У більшості випадків насоси, що перекачують агресивні рідини, працюють з підпором на всмоктуванні, тобто в режимах, далеких від кавітації. Проте в промисловості існують такі технологічні цикли, в яких кавітаційні характеристики насосів є визначальними. Початком виникнення кавітації на вході в насос зазвичай приймають тиск, який дорівнює тиску насиченої пари рідини. В дійсності, тиск при якому починається кавітація, суттєво залежить і від фізичного стану рідини та температури. При наявності в рідині мікроскопічних включень та бульбашок повітря чи газу, кавітація може виникати при тисках, які перевищують тиск насиченої пари.

Оскільки, значення коефіцієнта нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса практично дорівнює нулю, то при визначенні граничного значення критерію кавітації приймають, що течія робочої рідини в гвинтових канавках усталена. Попередні розрахунки руху робочої рідини в проточній частині на вході в лабіринтно-гвинтовий насос показали, що тиск, обумовлений обертанням вала, не перевищує 10 Па, а похибка від нехтування ним порівняно з тиском пароутворення (початку кавітації) становить 0,035 %, тобто ним можна знехтувати.

При визначенні кавітаційних характеристик лабіринтно-гвинтового насоса розглядали течію робочої рідини крізь його гвинтові канавки (рис. 4.1). Приймали такі припущення: рідина однорідна й ізотропна, розглядали усереднені її параметри; оберти вала насоса $n = \text{const}$; вихід рідини з насоса здійснюється крізь короткий трубопровід великого діаметра в атмосферу, $p_{\text{вих}} = p_{\text{атм}}$; тиск на вході в насос постійний та дорівнює тиску пароутворення $p_{\text{вх}} = p_{\text{п}}$; виконується умова нерозривності рідини; насос розташований горизонтально; форма гвинтових канавок – напівкругла, а їх гідравлічний опір однаковий, тобто $v_{1\text{ср}} = v_{2\text{ср}}$ і дорівнює швидкості рідини в гвинтовій канавці; перетіканнями між канавками нехтували; приймали, що коефіцієнт Коріоліса $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.

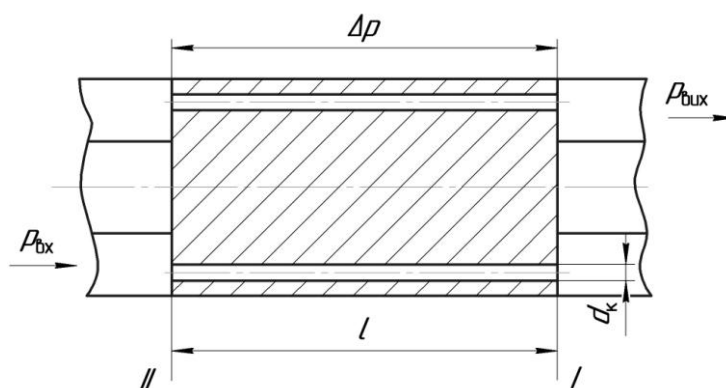


Рис. 4.1. Розтин лабіринтно-гвинтового насоса за гвинтовою лінією: $p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гвинтову канавку; $p_{\text{вих}}$ – тиск на виході з гвинтової канавки; Δp – перепад тиску між входом та виходом насоса; l – довжина гвинта; d_k – діаметр гвинтового каналу

Записували рівняння збереження енергії для двох перерізів на вході та виході з насоса:

$$\frac{p_1}{\rho_c} + \alpha_1 \frac{v_{1\text{ср}}^2}{2} + gZ_1 = \frac{p_2}{\rho_c} + \alpha_2 \frac{v_{2\text{ср}}^2}{2} + gZ_2 + \Delta h_{\text{вт}}, \quad (4.2)$$

де $\Delta h_{\text{вт}}$ – втрати тиску в насосі; Z – геометричний напір.

Згідно з прийнятими припущеннями, рівняння (4.2) набуде вигляду:

$$\frac{p_1}{\rho_c} = \frac{p_2}{\rho_c} + \Delta h_{\text{вт}}. \quad (4.3)$$

Оскільки $p_1 = p_{\text{вих}}$ і $p_2 = p_{\text{вх}}$, то рівняння (4.3) можна записати у вигляді:

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{вих}} - \rho_c g \Delta h. \quad (4.4)$$

Густину робочої рідини ρ_c приймаючи, що структура газорідинної суміші бульбашкова, знаходили за формулою (2.4).

При визначенні кавітаційних характеристик лабіринтно-гвинтового насоса на першому етапі знаходили втрати тиску в насосі:

$$\Delta h = \frac{P_{\text{вих}} - P_{\text{вх}}}{\rho_c g}. \quad (4.5)$$

На другому етапі для визначення швидкості робочої рідини на вході та виході гвинтової канавки розглядали втрати тиску в них:

$$\Delta h = \left(\frac{\lambda l}{4R_r} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вих}} \right) \frac{v_{\text{сп}}^2}{2g}, \quad (4.6)$$

де $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вих}}$ – коефіцієнти місцевих втрат відповідно на вході та виході у гвинтову канавку насоса, які приймали $\zeta_{\text{вх}} = 1$; $\zeta_{\text{вих}} = 0,5$. λ – коефіцієнт втрат на тертя, який розраховували за формулами п.п. 3.2.5.

На третьому етапі з формули (4.6) знаходили середню швидкість робочої рідини:

$$v_{\text{сп}} = \sqrt{\frac{2\Delta h g}{\frac{\lambda l}{4R_r} + \zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вих}}}}. \quad (4.7)$$

На завершальному етапі за формулою (4.1) визначають граничний критерій кавітації для лабіринтно-гвинтового насоса.

Розрахункові дослідження проводили для базового значення $p_{\text{п}}$, який для води дорівнює 5 кПа, та 1,1 $p_{\text{п}}$, 1,2 $p_{\text{п}}$ (рис. 4.2). Для оцінки впливу газовмісту робочої рідини на критерій кавітації проводили розрахунок при нульовому його значенні, 10 та 20 % вмісту газу в робочій рідині (рис. 4.3). За результатами розрахунків встановлено, що залежно від тиску пароутворення та газовмісту робочої рідини критерій кавітації змінюється за лінійною залежністю. Причому, при збільшенні тиску пароутворення він збільшується, а при підвищенні газовмісту робочої рідини зменшується.

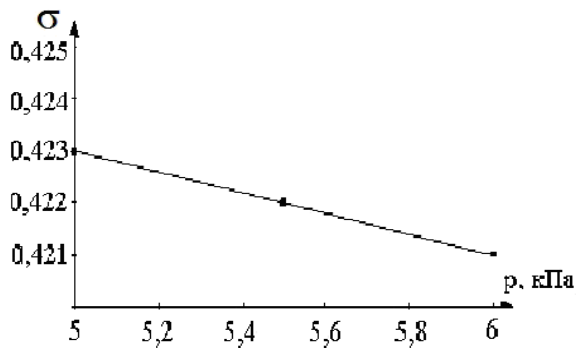


Рис. 4.2. Залежність критерію кавітації від тиску пароутворення

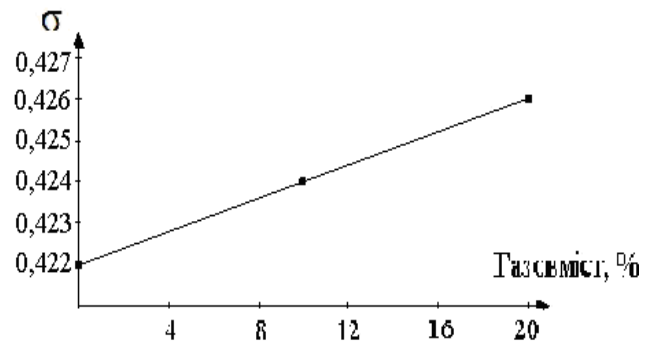


Рис. 4.3. Залежність критерію кавітації від газомісту робочої рідини

Аналіз впливу конструктивних та робочих параметрів насоса дозволив встановити, що зі збільшенням кількості гвинтових канавок та їх гідравлічного радіуса критерій кавітації збільшується, а при збільшенні частоти обертання вала насоса, навпаки, зменшується. Зазначимо, що значний вплив на цей критерій мають втрати тиску в гвинтових канавках насоса.

Запитання для самоконтролю

1. Внаслідок чого виникає кавітація у лабіринтно-гвинтовому насосі?
2. Запишіть формулу для розрахунку критерію кавітації гідравлічних пристроїв.
3. Які припущення приймають при визначенні критерію кавітації у лабіринтно-гвинтовому насосі?
4. Яким чином газоміст робочої рідини впливає на критерій кавітації?
5. Як на критерій кавітації впливає форма робочих органів лабіринтно-гвинтового насоса?

5. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ У ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОМУ НАСОСІ

У переважній більшості робіт, присвячених математичного опису робочих процесів у насосах, розглядається течія робочої рідини в лопатевих гідромашинах та вихрових виконавчих пристроях, а течія рідини в лабіринтно-гвинтових насосах не розглядається.

У роботах [6, 7] описано робочий процес та наведено методику розрахунку і проектування лабіринтно-гвинтових насосів. При описі робочого процесу в цих роботах течію робочої рідини в насосі розглядають як течію між розгортками поверхонь гвинта та втулки, які рухаються у взаємно протилежних напрямках. Говориться, що експериментальним шляхом проводилась візуалізація течії робочої рідини в гвинтовій канавці, утвореній виступами втулки та западинами гвинта. За результатами проведених експериментальних досліджень встановлено, що течія робочої рідини в гвинтовій канавці турбулентна з незгасаючими пульсаціями місцевої швидкості. Однак результати цих експериментів у вигляді ліній течії робочої рідини та розподілу тиску по довжині насоса відсутні. Немає аналітичного опису та результатів математичного моделювання ліній течії робочої рідини та розподілу тиску по довжині насоса, які б дозволили визначити його вихідні характеристики залежно від геометричних параметрів робочих органів лабіринтно-гвинтового насоса та частоти обертання гвинта.

Проведений аналіз літературних джерел дозволив встановити, що до теперішнього часу не розроблено методики розрахунку ліній течії робочої рідини та розподілу тиску по довжині лабіринтно-гвинтових насосів, яка дозволяла б обґрунтовано проводити вибір конструктивних параметрів його робочих органів і частоти обертання гвинта.

При розрахунку течії робочої рідини в лабіринтно-гвинтовому насосі приймалось, що одна вісь співпадає з віссю лабіринтно-гвинтового насоса, втулка насоса знаходиться у нерухомому стані, втулка та гвинт абсолютно жорсткі. Розглядають ізотермічну течію ньютонівської рідини, для якої коефіцієнт динамічної в'язкості є величиною сталою. Розглядають тривимірну задачу течії в'язкої нестисливої робочої рідини ($\rho_c = \text{const}$), для якої рівняння руху та нерозривності можуть бути записані у вигляді [9]:

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial t} + (\bar{V} \nabla) \bar{V} = \bar{F} - \frac{1}{\rho_c} \overline{\text{grad} p} + \nu_{\text{eff}} \nabla^2 \bar{V}, \quad (5.1)$$

$$\text{div} \bar{V} = 0, \quad (5.2)$$

де \bar{V} – швидкість; ∇ – оператор Гамільтона; t – час; \bar{F} – головний вектор масових сил, що припадають на одиницю маси робочої рідини і мають розмірність прискорення; ρ_c – густина робочої рідини; p – тиск робочої рідини; $v_{\text{eff}} = v_t + v_T$, а v_t , v_T – відповідно молекулярна і турбулентна (вихрова) кінематичні в'язкості робочої рідини.

Для замикання математичної моделі використовують модифіковану двошарову “ k - ω ” модель турбулентності переносу зсувних напруг Ментера, яка дає задовільні результати для розрахунків обмежених стінками потоків та враховує вплив структури турбулентності з боку шарів рідини, розташованих вище за течією, а також нечутлива до граничних умов у зовнішньому потоці [38, 40],

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega \Omega F_2)}, \quad (5.3)$$

де $a_1 = 0,31$ – емпіричний коефіцієнт; k – кінетична енергія турбулентності; ω – питома (в одиниці об'єму) швидкість дисипації; Ω – абсолютна величина завихреності; F_2 – змішувальна функція:

$$F_2 = \tan h \left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2,$$

де y – відстань від стінки; β^* – константа, яка рівняється 0,075.

Зміна в часі й просторі кінетичної енергії турбулентності й питомої швидкості її дисипації описуються рівняннями переносу характеристик турбулентності:

$$\begin{cases} \frac{\partial k}{\partial t} + V_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{k1} v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + V_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \Omega^2 - \beta \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{\omega 1} v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{cases}, (5.4)$$

де $P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial V_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right)$ – генеративний турбулентний член;

$$F_1 = \tan h \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right]^4 \right\} - \text{емпірична функція};$$

$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right)$ – додатна частина перехресних дифузійних членів.

Математичне моделювання течії робочої рідини у насосі проводять при таких значеннях констант моделі турбулентності: $\sigma_{k1} = 0,85$; $\sigma_{k2} = 1$; $\sigma_{\omega 1} = 0,5$; $\sigma_{\omega 2} = 0,856$; $\alpha_1 = 5/9$; $\alpha_2 = 0,44$; $\beta_1 = 3/40$; $\beta_2 = 0,0828$, обумовлених рівнянням $\varphi = \varphi_1 F_1 + \varphi_2 (1 - F_1)$.

Зазначимо, що при дослідженнях рівняння (5.1) – (5.4) розглядаються разом з початковими та граничними умовами, тобто розв'язується класична задача гідродинаміки. Початковими умовами зазвичай є розподіл проекцій швидкостей в зоні течії у початковий момент часу t_0 , а граничними умовами – значення шуканих функцій у точках границі в усі моменти часу. Відзначимо, що розв'язання такої задачі натрапляє на математичні труднощі і вона вирішена тільки для видів течій, які мають найпростіші граничні умови [9]. При розв'язанні (5.1) і (5.2) приймаються ряд припущень, що накладаються на розподіл фізичних величин, безперервність функцій, існування похідних тощо, і виключають ті фізичні явища, які не враховані цією математичною моделлю. Приймають також, що значення температури й в'язкості робочої рідини дорівнюють їх середнім значенням.

5.1. Моделювання течії робочої рідини у проточній частині лабіринтно-гвинтового насоса

При математичному моделюванні задають розміри робочих органів насоса, параметри робочої рідини, тиск на його вході та частоту обертання гвинта. Як приклад розглядали насос, робочі органи якого мають такі розміри: втулка з номінальною внутрішньою розточкою діаметра – 62 мм, кроком нарізки одного гвинта – 112 мм, кількістю заходів – 10, нарізка ліва; гвинт із зовнішнім діаметром 61 мм, кроком нарізки одного гвинта – 112 мм, кількістю заходів – 10, довжина гвинта – 112 мм, нарізка ліва; канавки втулки та гвинта мають напівкруглу форму радіусом 4,5 мм; радіальний зазор між втулкою та гвинтом – 0,5 мм; гідравлічний радіус – 2,25 мм. Робоча рідина має густину – $\rho_{\text{р}} = 920 \text{ кг/м}^3$, кінематичну в'язкість – $\nu_t = 25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, температуру – $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, вміст повітря – 0,8 %. Тиск на вході в насос дорівнює атмосферному. Гвинт обертається з частотою – 2900 об/хв. Розташування насоса вертикальне.

Для простоти задання й програмної реалізації приймають “жорсткі” граничні умови, а саме: на твердих стінках швидкість робочої рідини, внаслідок її прилипання, дорівнює нулю; у вхідному і вихідному перерізі проточної частини насоса статичний тиск дорівнює нулю.

Рішення гідродинамічної задачі проводимо у програмному комплексі з відкритим вихідним кодом OpenFOAM (OpenCFD Ltd).

За результати математичного моделювання лабіринтно-гвинтового насоса, який має наведені в прикладі розміри робочих органів, отримані розподіл тиску вздовж насоса та лінії течії робочої рідини в гвинтових канавках у різні проміжки часу, найбільш типові з яких наведені на рис. 5.1–5.4.

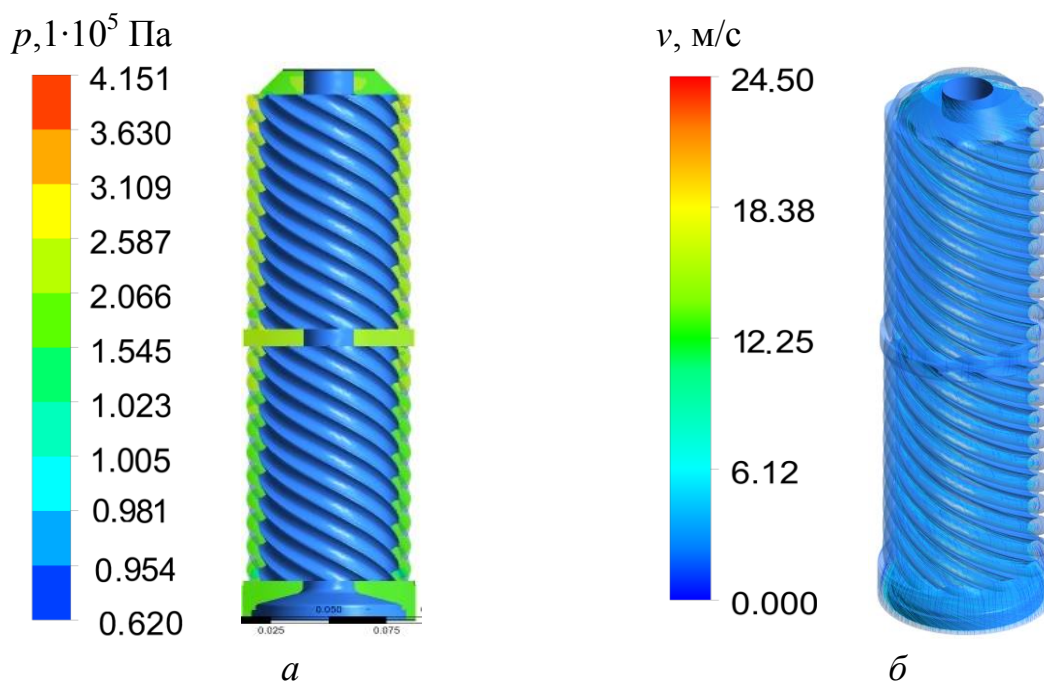


Рис. 5.1. Розподіл тиску вздовж насоса (а), лінії течії робочої рідини в гвинтових канавках (б), при $t = 0,00138889$ с; середня швидкість робочої рідини – 2,58 м/с

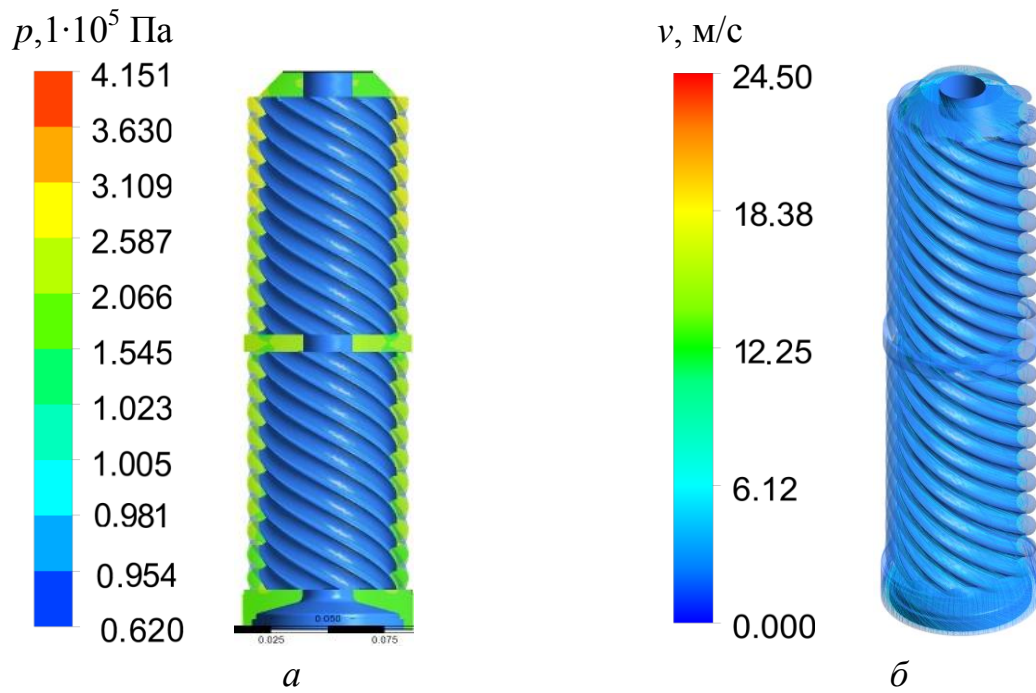


Рис. 5.2. Розподіл тиску вздовж насоса (а), лінії течії робочої рідини в гвинтових канавках (б), при $t = 0,00243056$ с; середня швидкість робочої рідини – 3,31 м/с

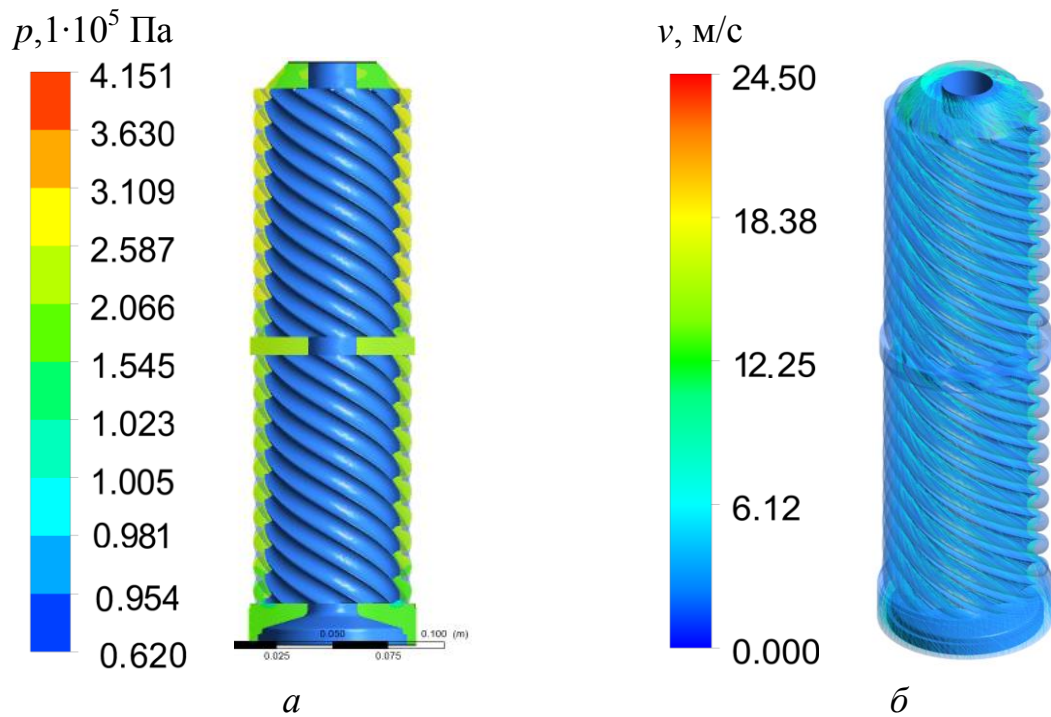


Рис. 5.3. Розподіл тиску вздовж насоса (а), лінії течії робочої рідини в гвинтових канавках (б), при $t = 0,00486111$ с; середня швидкість робочої рідини – 5,27 м/с

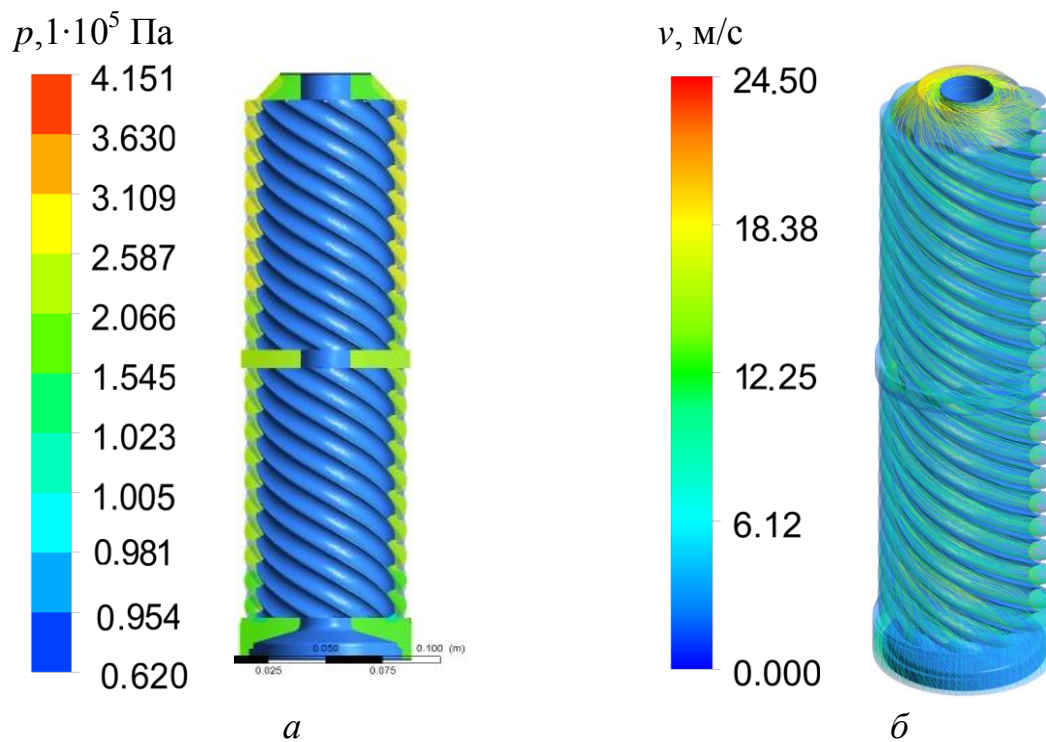


Рис. 5.4. Розподіл тиску вздовж насоса (а), лінії течії робочої рідини в гвинтових канавках (б), при $t = 0,04166670$ с; середня швидкість робочої рідини – 8,53 м/с

Розподіл тиску вздовж насоса та лінії течії робочої рідини в гвинтових канавках зображені на рис. 5.1–5.3, ілюструють початок роботи насоса, а на рис. 5.4 – усталений режим, який встановлюється в насосі за два обороти гвинта. Середня швидкість робочої рідини в гвинтовій канавці на початку роботи насоса становить 2,58 м/с, а в усталеному режимі – 8,53 м/с.

Як видно з отриманих результатів, після виходу насоса на усталений режим роботи на його виході спостерігається пульсація витрати, рис. 5.5. За результатами розрахунку нерівномірність подачі лабіринтно-гвинтового насоса становить 0,037.

Отримані за результатами математичного моделювання лінії течії в проточній частині лабіринтно-гвинтового насоса та розподіл тиску по його довжині в різні проміжки часу дозволяють встановити вплив геометричних параметрів його робочих органів та частоти обертання гвинта на вихідні характеристики, обґрунтовано проводити їх вибір.

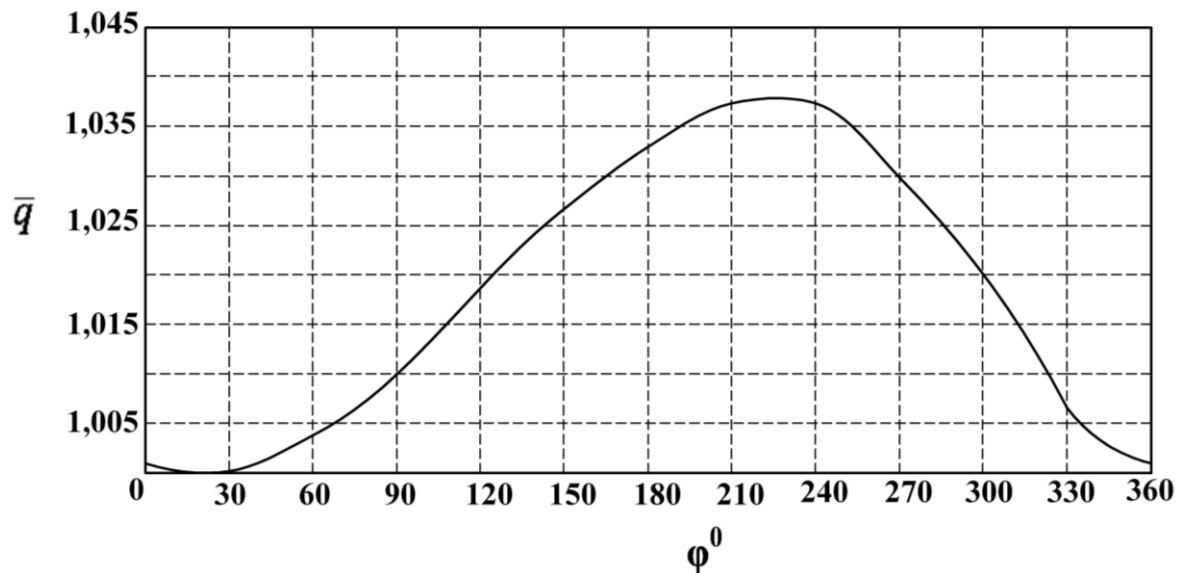


Рис. 5.5. Пульсація відносної витрати ($\bar{q}(\varphi) = q(\varphi)/q_{\min}$) на виході лабіринтно-гвинтового насоса за один оборот гвинта в усталеному режимі

Запитання для самоконтролю

1. Які припущення приймалися при розрахунку течії робочої рідини в лабіринтно-гвинтовому насосі?
2. Яку використовували модель турбулентності?
3. Як задавались початкові та граничні умови при математичному моделюванні течії робочої рідини у лабіринтно-гвинтовому насосі?
4. Як моделюють течію робочої рідини у проточній частині лабіринтно-гвинтового насоса?
5. Які параметри лабіринтно-гвинтового насоса встановлюють за результатами моделювання ліній течії та розподілу тиску по його довжині?

6. НАДІЙНІСТЬ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА

Забезпечення надійності та довговічності лабіринтно-гвинтового насоса є складним завданням, яке потребує комплексного вирішення на всіх етапах його життєвого циклу, на основі якісного і кількісного аналізу причин відмов, аналізу впливу зовнішніх (експлуатаційних) та внутрішніх (проектно-виробничих) факторів на працездатність, протікання у ньому фізичних процесів. Оскільки зовнішні і внутрішні фактори, які впливають на працездатність та відмови насоса, є випадковими, основою теорії надійності, крім теорії гідронасосів, є теорія випадкових процесів і теорія ймовірності. Надійність та довговічність лабіринтно-гвинтового насоса закладається на етапі проектування, забезпечується в процесі виробництва та підтримується на заданому рівні під час експлуатації. При цьому етап проектування є визначальним у забезпеченні надійності.

Особливість розрахунку надійності лабіринтно-гвинтового насоса обумовлена його робочим процесом. Крім того, в насосах внаслідок нерівномірності витрати та стискання робочої рідини має місце коливання витрати, тиску і рухомих елементів. Поєднанням цих факторів призводить до складних гідромеханічних процесів, які необхідно враховувати при проектуванні та розрахунку надійності таких насосів. Оскільки відмови у лабіринтно-гвинтових насосів відбуваються під дією великої кількості факторів конструктивного, виробничого та експлуатаційного характеру, то проблема підвищення їх надійності повинна розв'язуватися комплексно на всіх стадіях життєвого циклу.

Більшість методів прогнозування надійності і характеристик лабіринтно-гвинтового насоса потребують інформації про його працездатність, яку можна отримати після тривалої його експлуатації, що знижує цінність отриманих відомостей. Це пояснюється тим, що конструкція насоса і технологія його виготовлення безперервно удосконалюються та змінюються. Крім того, багато важливих факторів, які впливають на його надійність, взагалі не виділяються та не аналізуються. Тому в прогнозуванні надійності, крім методів статистичного аналізу, використовують й евристичні методи, зокрема, метод експертних оцінок, який базується на здатності експерта (висококваліфікованого фахівця у цій галузі) давати корисну інформацію в умовах кількісної невизначеності. Одним з цих методів є метод експертних оцінок.

Метод експертних оцінок доцільно використовувати для вирішення таких завдань:

- 1) прогнозування перспектив розвитку, обґрунтування розроблення нових схем та покращення параметрів насоса;

2) визначення показників надійності в умовах, коли використання інших методів неможливе через відсутність апріорної інформації;

3) ранжування випадкових величин у порядку значимості (показників надійності, факторів, які визначають надійність, тощо).

У загальному випадку прогнозування стану насоса у довільний момент часу можна здійснити розв'язанням стохастичного рівняння вигляду $V(t) - a = 0$, де $V(t)$ – випадковий вектор параметрів; a – область його допустимих значень. Зазначимо, що розв'язання цього рівняння пов'язане з великими труднощами.

Однак працездатність насоса можна охарактеризувати одним чи декількома узагальненими параметрами. Внаслідок цього загальне стохастичне рівняння у n -вимірному просторі може бути зведено до рівняння вигляду $y(t) - a(t) = 0$ (де $y(t)$ – випадкова функція зміни в часі визначального параметра; $a(t)$ – часткові допустимі значення випадкової функції в різні моменти часу), яке описує одновимірний випадковий процес. Випадкову функцію $y(t)$ можна отримати на основі обробки стохастичних даних, отриманих від заводу, ремонтних підприємств та закладів, у яких експлуатується насос. У деяких випадках функцію $y(t)$ можна апроксимувати лінійною залежністю, тоді для двостороннього обмеження рівняння прогнозу можна подати у вигляді $y_0 + y_1(t) - a = 0$; $y_0 + y_2(t) - b = 0$, де y_0 – випадкове початкове значення параметра; y_1 і y_2 – випадкові швидкості зміни параметра.

Час працездатного стану насоса визначається мінімальним часом, отриманим зі співвідношення $t_1 = (a_1 - y_0)/y_1$; $t_2 = (b_1 - y_0)/y_2$. Аналогічно можна прогнозувати працездатний стан при будь-якому законі апроксимації випадкового процесу $y(t)$.

Модель прогнозування, яка розглядалась, дійсно, не повністю описує динаміку функціонування та потребує різномірної статистичної інформації.

Деякою мірою вказаний недолік можна усунути, якщо використати марківський процес з кусково-лінійною апроксимацією. Марківський процес визначається двовимірною щільністю ймовірності

$f(y_0, y_1, t_0, t_1) = f(y_0, t_0)P\left(\frac{y_1, t_1}{y_0, t_0}\right)$, де $f(y_0, t_0)$ – одновимірна щільність ймовірності; $P\left(\frac{y_1, t_1}{y_0, t_0}\right)$ – щільність ймовірності переходу y_0 в стан y_1 .

Таким чином, використовуючи марківське співвідношення, прогнозування стану лабіринтно-гвинтового насоса можна здійснити тільки за одним

його параметром, і задача зводиться до визначення ймовірності того, що в деякий момент часу $t > t_0$ параметр стану насоса знаходиться у заданих межах $a < y < b$.

Для кількісної оцінки надійності насосів широкого поширення набув метод структурних схем, який використовують по відношенню до раптових відмов насосів та їх елементів. Рекомендується такий порядок розрахунку:

- 1) сформулювати поняття відмови приводу;
- 2) побудувати структурну схему надійності, на якій вказати часові інтервали роботи кожного елемента або вузла. Усі однотипні елементи з однако-вим часом роботи й показниками надійності об'єднати в групи;
- 3) скласти таблицю надійності, у якій введено такі позначення: n – кількість елементів i -го типу у блоці; k – кількість типів елементів;
- 4) на основі таблиці надійності розрахувати кількісні характеристики надійності блоків, зробити їх порівняння та аналіз;
- 5) розрахувати кількісні характеристики надійності всієї системи. Визначити сумарну інтенсивність відмов, середній час безвідмовної роботи та ймовірність без безвідмовної роботи за час t .

6.1. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом експертних оцінок

Розглянемо його на конкретному прикладі. Залучимо п'ять–сім провідних фахівців виробництва (експертів), які на першому етапі визначили фактори, які на їх думку, найбільш суттєво впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса. Це: 1 – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; 2 – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; 3 – зношення торцевого ущільнення; 4 – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта.

На другому етапі, експерти, незалежно один від одного, присвоїли кожному фактору ранг від 1 до 0 за ступенем зменшення його впливу на явище, яке розглядається (табл. 6.2). Зазначимо, що дійсне значення рангу кожного фактора знаходиться всередині діапазону оцінок та узагальнена думка експертів є цілком достовірною.

На третьому етапі розраховували середньоарифметичну вагу, середню відносну вагу і середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій. Для розрахунку використовували формули з роботи [35].

Середньоарифметичну вагу фактора розраховували за залежністю:

$$\bar{\varphi}_{i,j} = \frac{1}{m} \sum_1^m \tilde{\varphi}_{i,j}, \quad (6.1)$$

де m – кількість експертів.

Середню відносну вагу фактора розраховували за формулою

$$\bar{\varphi}_{0i,j} = \bar{\varphi}_{i,j} / \sum_1^n \bar{\varphi}_{i,j}, \quad (6.2)$$

де n – кількість факторів.

Середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій розраховували за такими формулами:

$$\tilde{\sigma}_i = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_1^m [\tilde{\varphi}_{i,j} - \bar{\varphi}_{i,j}]}, \quad (6.3)$$

$$\tilde{\nu}_i = \tilde{\sigma}_i / \bar{\varphi}_{i,j}. \quad (6.4)$$

Результати розрахунку наведено в табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Вага, середньоарифметична вага, середня відносна вага і середньоквадратичне відхилення факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтового насоса та коефіцієнт варіацій

Номер експерта, j	Номер фактора, i			
	1	2	3	4
1	1,0	0,9	0,8	0,4
2	1,0	0,8	0,9	0,5
3	0,8	1,0	0,9	0,5
4	0,9	0,7	0,8	1,0
5	0,8	0,5	1,0	0,6
Розраховані параметри				
$\bar{\varphi}_{i,j}$	0,9	0,78	0,88	0,6
$\bar{\varphi}_{0i,j}$	0,285	0,247	0,278	0,190
$\tilde{\sigma}_i$	0,089	0,172	0,075	0,210
$\tilde{\nu}_i$ 100%	9,89	22,05	8,52	35,0

На четвертому етапі визначали ранги характеристик факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтових насосів, суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів. Для визначення рангів заповнювали табл. 6.2. У її лівому верхньому куті записані ваги характеристик, взятих з табл. 6.1. Якщо у вагах в послідовностях, що ранжуються, k експертів вказали однакову вагу, то рангом є середнє значення натурального ряду чисел. Якщо вага зустрічалась один раз, то ранг є наступним членом натурального ряду чисел.

Таблиця 6.2 – Ранги характеристик факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтових насосів, та суми рангів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показників зв'язку рангів

	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$	$i = 4$
	1,0 (1+2) $\frac{1}{2}=1,5$	1 ,0 1 ,0	1,0 1,0	1,0 1,0
	0,9 3,0	0 ,9 2 ,0	0,9 (2+3) $\frac{1}{2}=2,5$	0,9 0
	0,8 (4+5) $\frac{1}{2}=4,5$	0 ,8 3 ,0	0,8 (4+5) $\frac{1}{2}=4,5$	0,8 0
	0,7 –	0 ,7 4 ,0	0,7 –	0,7 0
	0,6 –	0 ,6 0	0,6 –	0,6 5,0
	0,5 –	0, 5 6, 0	0,5 –	0,5 (6+7) $\frac{1}{2}=6,5$
	0,4 –	0, 4 –	0,4 –	0,4 8,0
Розраховані параметри				
\tilde{s}_i	9,0	1 6,0	8,0	20,5
\tilde{d}_i	- 4,375	2 ,625	- 5,375	7,12 5
\tilde{T}_i	12	0	12	6

Суми рангів характеристик факторів, які впливають на надійність лабіринтно-гвинтових насосів, відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення та показник зв'язку рангів розраховували за такими формулами [35]:

– сума рангів та середня сума рангів

$$\tilde{s}_i = \sum_1^m \tilde{\rho}_j, \quad \bar{s} = \sum_1^n \tilde{s}_i / n, \quad (6.5)$$

де $\tilde{\rho}_j$ – ранг характеристики фактора який впливає на надійність лабіринтно-гвинтового насоса;

– відхилення суми рангів від середньоарифметичного значення

$$\tilde{d}_i = \tilde{s}_i - \bar{s}; \quad (6.6)$$

– показник зв'язку рангів

$$\tilde{T}_i = \sum_1^{\tilde{L}} (\tilde{t}_i^3 - \tilde{t}_i), \quad (6.7)$$

де \tilde{L} – кількість груп рангів; \tilde{t}_i – кількість зв'язаних рангів у \tilde{l} -ій групі.

Результати розрахунку наведено в табл. 6.2.

Зазначимо, що середньоквадратичне відхилення фактора та коефіцієнт варіацій є непрямими показниками узгодженості думки експертів про цей фактор. Чим менше коефіцієнт варіації, тим більш узгоджена оцінка експертів. Остаточні висновки щодо узгодженості думки експертів формулювали, використовуючи коефіцієнт конкордації (узгодженості) [35]:

$$\tilde{W} = \frac{12 \sum_1^n \tilde{d}_i^2}{m^2(n^3 - n) - m \sum_1^n \tilde{T}_i}. \quad (6.8)$$

Розрахований за формулою (6.8) коефіцієнт конкордації склав 0,9394. Таким чином думка експертів є узгодженою, $\tilde{W} \approx 1$. Значення коефіцієнта конкордації підпорядковуються χ^2 -розподілу. Розраховували квантиль χ_{cp}^2 -розподілу за залежністю:

$$\chi_{\text{cp}}^2 = \frac{12 \sum_1^n \tilde{d}_i^2}{n m (n+1) - \frac{1}{m-1} \sum_1^n \tilde{T}_i}. \quad (6.9)$$

Розраховували степінь вільності $\tilde{\nu} = m - 1 = 5 - 1 = 4$ та задавались рівнем довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$. За таблицями з роботи [5] знаходили значення кванти-

ля $\chi^2(\tilde{\gamma}, \tilde{\nu})$ -розподілу. Для $\chi^2(0,95,4) = 9,49$, а розрахований за формулою (3.19) – 13,71. $\chi_{\text{сп}}^2 > \chi^2(\tilde{\gamma}, \tilde{\nu})$, тобто оцінки експертів є узгодженими при заданому рівні довіри $\tilde{\gamma} = 0,95$.

Ранжування факторів за даними з табл. 6.1 дозволило встановити, що параметрами, які визначають надійність лабіринтно-гвинтового насоса, є: $\bar{\varphi}(1) = 0,9$ – зношення виступів нарізок втулки та гвинта; $\bar{\varphi}(2) = 0,88$ – зношення торцевого ущільнення; $\bar{\varphi}(3) = 0,78$ – зношення гвинтової канавки втулки та гвинта; $\bar{\varphi}(4) = 0,6$ – запарафування гвинтової канавки втулки та гвинта. Таким чином при проектуванні лабіринтно-гвинтового насоса необхідно в першу чергу забезпечити зменшення зношення виступів нарізок втулки та гвинта.

6.2. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом марківської апроксимації

Уже було встановлено, що визначальним параметром, який характеризує працездатність лабіринтно-гвинтового насоса, є зношення виступів нарізок втулки та гвинта. За даними досліджень, проведеними в [10] лабіринтно-гвинтових насосів з 18 різними робочими органами, встановлені відносні значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта $\bar{\delta}$. Величини $\bar{\delta}$ визначались за формулою $\bar{\delta} = \Delta\delta/R_r$, де $\Delta\delta$ – приріст діаметрального зазору між нарізками гвинта та втулки; R_r – гідравлічний радіус гвинтової канавки. Результати експериментальних значень (точки) δ залежно від часу експлуатації t зображено на рис. 6.1.

Ймовірність знаходження відносного значення зношення виступів нарізок втулки та гвинта в момент часу t в i -му стані (рівні квантування) \tilde{P}_i (ймовірність безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса) визначається рівняннями марківського процесу [35]

$$\tilde{P}_i = -\tilde{\nu}_i \tilde{P}_i(t) + \tilde{\nu}_{i-1} \tilde{P}_{i-1}(t), \quad i = 0, 1, 2, \quad (6.10)$$

де $\tilde{\nu}_i$ – коефіцієнти.

Система рівнянь (6.10) розв'язується за допомогою перетворень Лапласа:

$$\tilde{P}_0(t) = \tilde{P}_0 e^{-\tilde{\nu}_0 t}; \quad \tilde{P}_1(t) = \frac{\tilde{\nu}_0 \tilde{P}_0}{\tilde{\nu}_1 - \tilde{\nu}_0} e^{-\tilde{\nu}_0 t} + \left(\tilde{P}_1 - \frac{\tilde{\nu}_0 \tilde{P}_0}{\tilde{\nu}_1 - \tilde{\nu}_0} \right) e^{-\tilde{\nu}_1 t};$$

$$\begin{aligned} \tilde{P}_2(t) &= \frac{\tilde{\nu}_0 \tilde{\nu}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{\nu}_1 - \tilde{\nu}_0)(\tilde{\nu}_2 - \tilde{\nu}_0)} e^{-\tilde{\nu}_0 t} + \left[\frac{\tilde{\nu}_1 \tilde{P}_1}{\tilde{\nu}_2 - \tilde{\nu}_1} - \frac{\tilde{\nu}_0 \tilde{\nu}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{\nu}_1 - \tilde{\nu}_0)(\tilde{\nu}_2 - \tilde{\nu}_1)} \right] e^{-\tilde{\nu}_1 t} + \\ &+ \left[\tilde{P}_2 + \frac{\tilde{\nu}_1 \tilde{P}_1}{\tilde{\nu}_2 - \tilde{\nu}_1} + \frac{\tilde{\nu}_0 \tilde{\nu}_1 \tilde{P}_0}{(\tilde{\nu}_1 - \tilde{\nu}_0)(\tilde{\nu}_2 - \tilde{\nu}_0)} \right] e^{-\tilde{\nu}_2 t}; \\ \tilde{P}_3(t) &= 1 - \sum_0^2 \tilde{P}_i(t). \end{aligned} \quad (6.11)$$

З урахуванням системи рівнянь (6.11) ймовірність безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса визначалась за такою залежністю:

$$\tilde{P}(t) = 1 - \tilde{P}_3(t). \quad (6.12)$$

Щільність цієї ймовірності:

$$f(t) = \tilde{P}(t) \sum \tilde{\nu}_i. \quad (6.13)$$

Математичне очікування:

$$\tilde{m}_{\bar{\delta}}(t) = \tilde{P}(t) \sum \bar{\delta}_i. \quad (6.14)$$

Дисперсія:

$$\tilde{\sigma}_{\bar{\delta}}^2(t) = \tilde{P}(t) \sum \delta_i^2 - \tilde{m}_{\bar{\delta}}(t)^2. \quad (6.15)$$

Оскільки на початку експлуатації $\bar{\delta} = 0$, то як початкові значення ймовірностей станів при $t = 0$ приймали $P_0 = 1, P_1 = P_2 = P_3 = 0$. Зазначимо, що на рис. 6.1 границі поля допусків δ_{\max} і δ_{\min} задані технічними умовами.

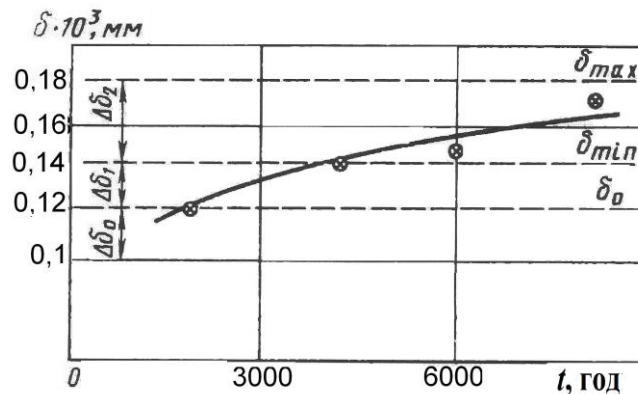


Рис. 6.1. Зміна відносного зазору між нарізками гвинта та втулки лабіринтно-гвинтового насоса

На трьох рівнях робили квантування поля зношування:

$$\begin{aligned} t_0 &= 2000 \text{ год}; \quad \Delta\delta_0 = \delta(t_0) - \delta_0(0) = 0,019 \cdot 10^{-3} \text{ мм}; \\ t_1 &= 2500 \text{ год}; \quad \Delta\delta_1 = \delta(t_1) - \delta(t_0) = 0,037 \cdot 10^{-3} \text{ мм}; \\ t_2 &= 10\,000 \text{ год}; \quad \Delta\delta_2 = \delta(t_2) - \delta_0(t_1) = 0,076 \cdot 10^{-3} \text{ мм}. \end{aligned}$$

Визначали інтервали квантування в часі: $t_0^* = 2000$ год; $t_1^* = 2500$ год; $t_2^* = 10\ 000$ год. Розраховували інтенсивності переходів за рівнями квантування – коефіцієнти рівнянь ймовірності працездатного стану насоса:

$$\tilde{\nu}_0 = 1/t_0^* = 1/2000 = 0,5 \cdot 10^{-3}; \quad \tilde{\nu}_1 = 1/t_1^* = 1/2500 = 0,4 \cdot 10^{-3};$$

$$\tilde{\nu}_2 = 1/t_2^* = 1/10\ 000 = 0,09 \cdot 10^{-3}.$$

Задавалися часом t та за системою рівнянь (6.11) знаходили значення $\tilde{P}_i(t)$ та за формулою (6.12) $\tilde{P}(t)$. Результати розрахунків наведено на рис. 6.2.

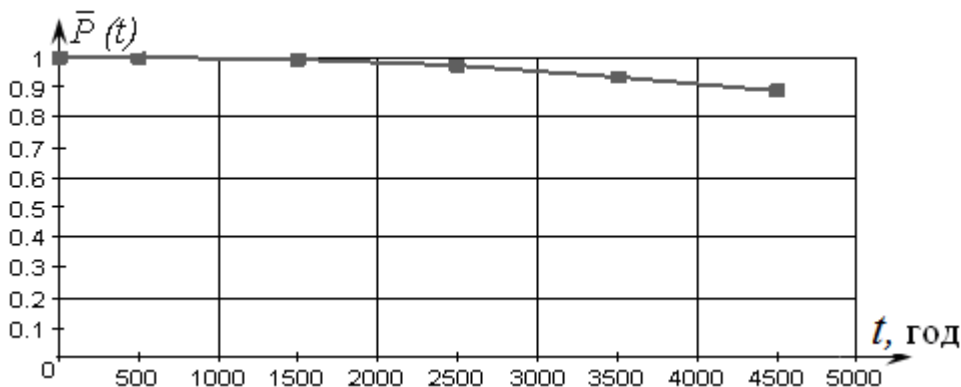


Рис. 6.2. Залежність ймовірності безвідмовної роботи насоса від часу

Ймовірності безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса для 4500 годин роботи становить 0,891, при цьому математичне очікування розраховане за формулою (6.14) становить $0,12 \cdot 10^{-3}$ мм, а дисперсія – $0,0011 \cdot 10^{-6}$ мм². Таким чином ймовірність безвідмовної роботи насоса розрахована із задовільною точністю.

6.3. Розрахунок надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом структурних схем

При розрахунку надійності насоса доцільно подавати його як систему елементів, для яких можна визначити показники надійності. Поділ насоса на елементи і вплив відмови елементів на його надійність визначаються структурними схемами надійності. Метод структурних схем використовують для розрахунку надійності як ймовірності раптової відмови за умов, що всі елементи системи є одновідмовними (тобто в елементах не може бути різних відмов одночасно) і відмови елементів незалежні.

Основою структурної схеми є умовне зображення послідовних і паралельних з'єднань елементів, які виражають безвідмовність їх функціонування. Послідовним з'єднанням можна вважати таке з'єднання елементів у системі,

при якому відмова хоча б одного елемента призводить до відмови усієї системи. Паралельне з'єднання – це таке з'єднання елементів у системі, при якому відмова системи трапляється тільки тоді, коли відмовляють всі елементи системи.

Тип з'єднання елементів у структурній схемі залежить від впливу окремих елементів на працездатність всієї системи і не завжди збігається з монтажним з'єднанням.

Для підтвердження результатів розрахунку надійності методом марківської апроксимації ймовірність безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса розраховували за допомогою методу структурних схем. При цьому приймали, що всі елементи одновідмовні, їх відмови незалежні, однотипні елементи мають однакову надійність, їх параметри відповідають – номінальним, а параметри оточуючого середовища – технічним вимогам. Приймали, що під час експлуатації інтенсивність відмов $\tilde{\lambda}$ не залежить від часу – ймовірність безвідмовної роботи описується експоненціальним законом [35]

$$\tilde{P}(t) = \exp(-\tilde{\lambda}t). \quad (6.16)$$

Розрахунок ймовірності безвідмовної роботи за залежністю (6.16) правомірний для невідновних елементів та пристроїв. Для відновних пристроїв результати розрахунку ймовірності безвідмовної роботи за залежністю (6.16) дещо менші, однак з огляду на невизначеність часу відновлення у подальших розрахунках використовували формулу (6.16). Ймовірність безвідмовної роботи будь-якого пристрою, структурна схема якого містить k паралельних ланцюгів, кожний з яких складається з n елементів, визначали за формулою [35]:

$$\tilde{P}(t) = 1 - \prod_1^k \left[1 - \prod_1^n P_i(t) \right], \quad (6.17)$$

де $P_i(t)$ – ймовірність безвідмовної роботи i -го елемента.

За конструктивною схемою лабіринтно-гвинтового насоса побудували його структурну схему, рис. 6.3.

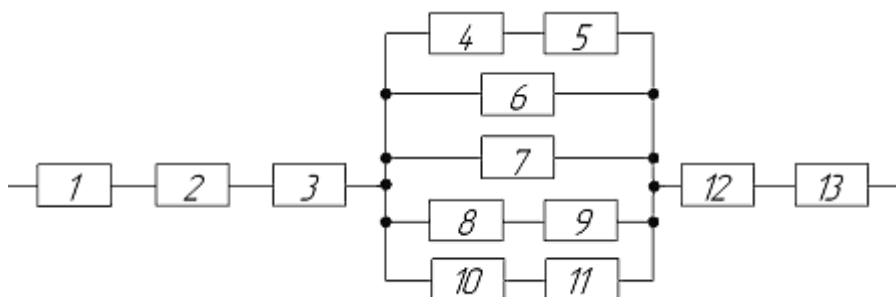


Рис. 6.3. Структурна схема для розрахунку надійності лабіринтно-гвинтового насоса: 1, 13 – трубопровід; 2, 12 – муфта; 3 – ротор; 4, 8 – торцеве ущільнення; 5, 9 – пружина; 6, 7 – підшипник; 10 – гвинт; 11 – втулка

За структурною схемою з використанням формул (6.16) та (6.17) отримали аналітичну залежність для розрахунку ймовірності безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса

$$\tilde{P}(t) = \tilde{P}_{1-3} \left[1 - \prod_1^5 \left(1 - \prod_4^{11} \tilde{P}_i(t) \right) \right] \tilde{P}_{12-13}. \quad (6.18)$$

Результати розрахунків наведені в табл. 6.3. При 10 000 годин роботи насоса мінімальне значення ймовірності безвідмовної роботи становить 0,984.

За результатами розрахунків ймовірності безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса встановлено, що він є високонадійним елементом. Аналіз розрахунків показав, що ймовірність безвідмовної роботи насоса значною мірою залежить від надійності торцевих ущільнень. Однак потрібно зазначити, що розрахунок надійності з використанням методу структурних схем дає трохи завищені показники надійності. Точність розрахунку ймовірності безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса характеризується дисперсією G_p , розрахунок якої проводили за методикою з роботи [35]. Розрахункове значення G_p для 10 000 год. склало $0,031 \cdot 10^{-2}$.

Час безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса розраховували за формулою:

$$T = 1/\Lambda, \quad (6.19)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов насоса.

За результатами розрахунків він становить $1,46 \cdot 10^6$ год. Таким чином розрахунковим шляхом доведено, що надійність лабіринтно-гвинтового насоса є достатньо високою.

Таблиця 6.3 – Ймовірність безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса

Елемент насоса	$\tilde{\lambda} \cdot 10^{-6}, 1/\text{Год} [35]$			$\tilde{P} (4500)$		
	$\tilde{\lambda}_{\min}$	$\tilde{\lambda}_{\text{сер}}$	$\tilde{\lambda}_{\max}$	min.	сер.	max.
Трубопровід, $\tilde{\lambda}_{1(13)}$	0,18	0,324	0,7	–	–	–
Муфта, $\tilde{\lambda}_{2(12)}$	0,001	0,025	0,049	–	–	–

Ротор, $\tilde{\lambda}_3$	0,2	0,2	0,2	–	–	–
Торцеве ущільнення, $\tilde{\lambda}_{4(8)}$	0,23	0,7	1,12	–	–	–
Пружина, $\tilde{\lambda}_{5(9)}$	0,004	0,112	0,221	–	–	–
Підшипник, $\tilde{\lambda}_{6(7)}$	0,04	0,5	0,875	–	–	–
Вузол гвинт-втулка, $\tilde{\lambda}_{10-11}$	0,02	0,05	0,098	–	–	–
Насос	–	–	–	0,993	0,996	0,997

Запитання для самоконтролю

1. За якою залежністю розраховують середньоарифметичну вагу фактора?
2. Який порядок прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом експертних оцінок?
3. За якою залежністю розраховують коефіцієнт конкордації?
4. У чому сутність методу марківської апроксимації?
5. Як визначають інтервали квантування в часі при розрахунку надійності лабіринтно-гвинтового насоса методом марківської апроксимації?
6. Як будують структурну схему лабіринтно-гвинтового насоса?
7. Які припущення приймають при розрахунку надійності методом структурних схем?
8. За якою формулою розраховували час безвідмовної роботи лабіринтно-гвинтового насоса?

7. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВОГО НАСОСА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЙОГО ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ

7.1. Обґрунтування вибору методу оптимізації

Розробка математичної моделі дозволяє спроектувати лабіринтно-гвинтовий насос з раціональними конструктивними параметрами. Задачі оптимізації з багатьма параметрами і критеріями математично коректно поставити важко [34], тому що розробник, який має добре уявлення про допустимий інтервал зміни кожного параметра, не знає можливості всіх критеріїв. Для цього необхідні попередні розрахунки. Дослідники подібних задач вказують на те, що пошук оптимального розв'язання означає одночасно і пошук правильної постановки задачі. При проектуванні лабіринтно-гвинтового насоса необхідно виконати низку суперечливих вимог, тобто розв'язати багатокритеріальну задачу

$$\begin{aligned} \Phi(X) &= [\Phi_1(X), \dots, \Phi_h(X)] \rightarrow \max, X \in D, \\ D &: h_j(X) \geq 0, (j=1, \dots, m), \end{aligned} \quad (7.1)$$

де X – шукане рішення (вектор шуканих параметрів насоса); $\Phi_i(X)$ ($i=1, \dots, k$) – критерії якості розв'язків (рішень) X ; $h_j(X)$ ($j=1, \dots, m$) – обмеження, які установлюють допустиму область D можливих змін рішень X .

Розв'язання $X_{i \max} = \operatorname{arg} \max \Phi(X), X \in G$ є локальним оптимумом за i -м критерієм без урахування інших. Розв'язання $X^0 \in G$ є ефективним (Парето-оптимальним), якщо не існує розв'язання $X \in G$, для якого $\Phi_i(X) \geq \Phi_i(X^0)$, де $i=1, \dots, m$ та жоден критерій не кращий, ніж при $X = X^0$. Сукупність усіх можливих ефективних розв'язань утворює множину Парето (область компромісів) P , яка є формальним розв'язком (7.1) та визначається тільки вихідними даними насоса.

Більшість математичних методів оптимізації дозволяє знайти оптимальне розв'язання однієї функції – одного критерію. Як відзначено в роботі [34], велика кількість розв'язання оптимізаційних задач, в яких багатокритеріальну задачу зводять до однокритеріальної, призводить до неточних розв'язків. У роботі [31] та інших розглянуто методи багатокритеріальної оптимізації.

У методах лінійного програмування з багатьма критеріями якості не враховується, що особа, яка приймає рішення, в міру знайомства з областю допустимих розв'язків, може дати нову інформацію як про вагу критеріїв, так і про їх уточнені значення.

У методі оптимізації, в основі якого лежить діалог особи, яка приймає рішення, – ЕОМ, розв'язок задачі оптимізації базується на послідовному уточненні кращого розв'язку шляхом переходу від однієї альтернативи $X_L^0 \in D$ до наступної $X_{L+1}^0 \in D$, з урахуванням інформації I_L від особи, яка приймає рішення. В цьому процесі відбуваються паралельно два види адаптації ЕОМ до розв'язків, яким особа, що приймає рішення, віддає перевагу, та особи, яка приймає рішення щодо задачі, що розв'язується. Недоліком цього методу є можливість виникнення, у процесі діалогу особи, яка приймає рішення, – ЕОМ, складних питань.

У статті [31] наведено порівняльний аналіз великої кількості методів оптимізації, які містять діалогові процедури особи, яка приймає рішення, – ЕОМ, що дозволяє провести вибір найбільш ефективного методу оптимізації, використовуючи такі критерії: зручність використання діалогу між особою, яка приймає рішення, та ЕОМ; легкість опанування логікою методу; довіри особи, яка приймає рішення до кінцевого розв'язку як найкращого; швидкість збігання процесу; час розрахунку; корисність для особи, яка приймає рішення, інформації, що отримана в процесі розв'язання задачі. Ці методи оптимізації базуються на використанні чотирьох основних процедур організації діалогу між особою, яка приймає рішення, та ЕОМ, що названі параметричними методами. Вони найбільш прості з адаптивних діалогових методів багатокритеріальної оптимізації, однак, при нелінійних функціях критеріїв в особи, яка приймає рішення, виникають труднощі при визначенні ваги критеріїв, що дещо знижує цінність цих методів.

Процедури, які використовують повідомлення особи, яка приймає рішення, про порівняння важливості критеріїв, застосовуються в адаптивних сіткових методах [34], що знайшли широке застосування в розв'язанні задач багатокритеріальної оптимізації гідросистем та їх елементів, а також процедур з використанням комбінованих форм подання додаткової інформації.

Задачі багатокритеріальної оптимізації у статті [23] поділені на три класи. При розв'язанні задач першого класу на кожному кроці діалогу, особа, яка приймає рішення, повідомляє порівнювальні значення критеріїв, указує свої вагові уявлення про важливість критеріїв. Далі шукають розв'язок, при якому функціонал, отриманий агрегуванням багатьох критеріїв в один, мінімізується. Адаптивність процедури полягає в швидкому отриманні розв'язку на попередніх кроках діалогу. Процедури цього класу задач найбільш прості. Однак при нелінійних функціях критеріїв в особи, яка приймає рішення, виникають труднощі при визначенні та коректуванні ваги критеріїв. Одним із суттєвих недоліків розв'язання задач цього класу є припущення, що якість розв'язання можна оцінювати одним критерієм.

При розв'язанні задач другого класу особа, яка приймає рішення, установлює деякі рівні критеріїв. Всі вони передбачають діалог особи, яка приймає рішення, з ЕОМ, в ході якого ця особа може уточнити алгоритм, додавши обмеження, здійснити їх корегування або перевести критерії в обмеження з одночасним уточненням їх граничних значень. До цього класу належить і метод послідовних поступок.

Третій клас задач становить комбінація задач першого та другого класу.

На підставі проведеного порівняльного аналізу методів багатокритеріальної оптимізації, для оптимізації лабіринтно-гвинтового насоса вибрано метод дослідження простору параметрів. Характерною його відмінністю є систематичний перегляд багатовимірних областей, в яких як пробні точки використовуються точки рівномірно розподілених послідовностей (ЛП_τ– послідовностей) [34]. Для зменшення трудомісткості процесу оптимізації, по можливості, критерії необхідно подавати звичайними рівняннями. А перед початком діалогу в процесі оптимізації необхідно отримати таблицю досліджень, яка містить частину пробних точок.

7.2. Багатокритеріальна оптимізація параметрів лабіринтно-гвинтового насоса

Метою оптимізації є визначення конструктивних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса, які, при відомих вихідних параметрах: частоти обертання гвинта, тиску на вході в насос, навантаження гідравлічної системи на його виході, забезпечать максимальне значення потужності на його виході та ККД.

Зауважимо, що значення частоти обертання вала електродвигунів –

частота обертання гвинта, є дискретною величиною, яку вибирають з розмірного ряду ДСТУ. Тому основну увагу при проведенні оптимізації приділяли вибору конструктивних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса, робочих параметрів на його вході і виході, які забезпечать раціональне значення його вихідних характеристик та ККД. Частоту обертання гвинта n вибирали з розмірного ряду та вважали постійною.

Оптимізація проводилась методом дослідження простору параметрів [34]. Розглядали лабіринтно-гвинтовий насос, схема якого наведена в п. 2.1. Для цього використовували розроблену методику розрахунку його характеристик, наведених у розділі 3. Оптимізацію виконували за допомогою розробленої програми, яка здійснює складання таблиць досліджень, перевірку виконання функціональних та критеріальних обмежень, вибір оптимальної точки.

Вважали, що діаметри трубопроводів на вході і виході з насоса – стандартні та рівні між собою. Коефіцієнт нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса $\delta_{с.н} = 0$. Попередньо задавалися типом робочої рідини та її газовмістом. За базову модель брали насос з напівкруглими гвинтовими канавками. Розглядали канавки напівкруглої форми на вході і виході яких виконані фаски а також канавки у формі еліпсу який забезпечує діодність.

Вибирали варійовані параметри лабіринтно-гвинтового насоса:

$x_1 = R_r$ – гідравлічний радіус гвинтової канавки, м;

$x_2 = \delta$ – радіальний зазор, м;

$x_3 = s_{гв}$ – крок гвинтової канавки, м;

$x_4 = l_{гв}$ – довжина гвинта, м;

$x_5 = d_{гв}$ – зовнішній діаметр втулки, м;

$x_6 = \alpha$ – кут нарізок по відношенню до осі гвинта;

$x_7 = z$ – кількість нарізок.

Приймалися такі параметричні обмеження:

$$\begin{aligned} 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq x_1 \leq 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & \quad 0,075 \text{ м} \leq x_5 \leq 0,08 \text{ м}; \\ 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq x_2 \leq 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & \quad 50^{\circ} \leq x_6 \leq 85^{\circ}; \\ 0,07 \text{ м} \leq x_3 \leq 0,072 \text{ м}; & \quad 6 \leq x_7 \leq 12. \\ 0,1 \text{ м} \leq x_4 \leq 0,145 \text{ м}; & \end{aligned} \tag{7.2}$$

Обмеження (7.2) виділяли у просторі параметрів D, n -вимірному просторі, паралелепіпед $\Pi = \{ X / (7.2) \}$, де X точка (вектор), яка відповідає набору параметрів (x_1, \dots, x_9) . У подальшому розглядали точки X , параметри яких задовольняють обмеженням (7.2).

Функціональні обмеження. Як функціональні обмеження приймали вирази, що визначають його працездатність та взаємозв'язки параметрів між собою. А саме:

– функція обмеження коефіцієнта діодності, формула (3.29)

$$D = \zeta_{\text{пр}} / \zeta_{\text{зв}} \geq 1; \quad (7.3)$$

– функція обмеження критерію кавітації, формула (4.1),

$$\sigma = \frac{2(p_{\text{вих}} - p_{\text{п}})}{\rho_{\text{с}} v_{\text{ср}}^2} \geq \sigma_{\text{кр}}, \quad (7.4)$$

де $\sigma_{\text{кр}}$ – критичне значення критерію кавітації;

– функція обмеження швидкості робочої рідини у гвинтовій канавці

$$v_{\text{ср.вих}} = \frac{q_{\text{ср}}}{4\pi R_{\text{г}}^2} \leq v_{\text{ср.вих кр}}, \quad (7.5)$$

де $v_{\text{ср.вих кр}}$ – критичне значення швидкості робочої рідини у гвинтовій канавці;

– функція обмеження ККД

$$\eta \geq 0,2. \quad (7.6)$$

Сформулювали критерії якості лабіринтно-гвинтового насоса, значення яких бажано збільшити.

1. Питомий напір, формула (3.39)

$$\tilde{H} = \frac{H}{z l_{\text{в}} / R_{\text{г}}} \rightarrow \max, \quad (7.7)$$

де напір H розраховується за формулою (3.12).

2. Питома витрата, формула (3.40)

$$\tilde{q} = \frac{q_{\text{ср}}}{z l_{\text{в}} / R_{\text{г}}} \rightarrow \max, \quad (7.8)$$

де витрата $q_{\text{ср}}$ розраховується за формулою (3.1).

3. Питомий ККД, формула (3.40)

$$\tilde{\eta} = \frac{\eta}{z l_{\text{в}} / R_{\text{г}}} \rightarrow \max, \quad (7.9)$$

де ККД η розраховується за формулою (3.14).

Критеріальні обмеження. Їх вибирали на етапі попереднього дослідження лабіринтно-гвинтового насоса, виходячи з фізики процесів, що відбуваються в ньому та забезпечення максимальних значень усіх критеріїв якості і не пустоти множини допустимих точок в просторі параметрів D . Приймали,

що питомий ККД $0 < \tilde{\eta}$. Таким чином, виключали з розгляду область непрацездатності лабіринтно-гвинтового насоса.

Псевдокритерії. Оскільки значення питомої потужності \tilde{P} залежить від витрати, напору лабіринтно-гвинтового насоса та є важливим параметром, що забезпечує бажану якість його характеристик, розглядали його не як функціональне обмеження, а як псевдокритерій, який бажано мати найбільшим у вибраному варіанті.

Задавали вихідні дані:

$$\begin{aligned} R_r &= 2,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & d_b &= 0,075 \text{ м}; \\ \delta &= 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; & \alpha &= 70^0; \\ s_{гв} &= 0,072 \text{ м}; & z &= 10; \\ l_{гв} &= 0,112 \text{ м}; & n &= 2900 \text{ об/хв}; \\ v_t &= 30 \text{ сСт}; & \rho_c &= 1000 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Знаходження оптимальних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса проводили в три етапи відповідно до алгоритму методу дослідження простору параметрів. Розв'язували задачу знаходження оптимальних параметрів насоса при заданих функціональних та критеріальних обмеженнях. Задача розв'язувалася за допомогою розробленої програми в пакеті прикладних програм Mathcad. У результаті розв'язання оптимізаційної задачі отримали таблицю досліджень. За результатами розрахунків було взято $N = 1024$ пробних точок. Функціональним обмеженням задовольняли $N' = 235$ точок, що свідчить про ефективність відбору ($\gamma = \frac{N'}{N} = 0,23$) [34]. Знаходили точки, в яких задовольняються критеріальні обмеження. Згідно з рекомендаціями [34], для отримання оптимальних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса покращували значення оптимальної точки, отриманої на першому етапі. За початкові брали значення параметрів точки, які максимально відповідали критеріям якості, отримали таблицю досліджень (табл. 7.1).

У виборці із таблиці досліджень параметрів лабіринтно-гвинтового насоса (табл. 7.1) наведені точки, в яких критерії якості мають мінімальне, максимальне та середнє значення, і варійовані параметри – мінімальні та максимальні значення. Оптимальні параметри лабіринтно-гвинтових насосів в табл. 7.1–7.3 виділено.

Таблиця 7.1 – Вибірка із таблиці досліджень параметрів лабіринтно-гвинтового насоса що серійно випускається на ПАТ “ХЕМЗ-ІРЕС” (м. Харків).

Номер	Параметри лабіринтно-гвинтового насоса	Критерії якості
-------	--	-----------------

ТОЧКИ	$x_1 \cdot 10^{-3}$, М	$x_2 \cdot 10^{-4}$, М	x_3 , М	x_4 , М	x_5 , М	x_6 , °	x_7	\tilde{H}	\tilde{q}	$\tilde{\eta}$	η
1	1,77	6,18	0,07	0,129	0,071	80,15	6,53	0,096	0,129	0,062	20,44
2	1,15	8,05	0,071	0,105	0,074	80,08	10,03	0,083	0,183	0,057	22,54
3	1,40	9,63	0,071	0,116	0,075	83,22	10,48	0,075	0,184	0,056	24,73
4	2,02	8,94	0,07	0,132	0,08	70,71	6,04	0,125	0,164	0,091	26,86
5	1,74	7,41	0,07	0,128	0,074	51,81	11,22	0,06	0,144	0,054	29,54
6	1,02	5,64	0,07	0,110	0,08	67,57	7,37	0,12	0,162	0,094	30,13
7	1,63	7,90	0,072	0,134	0,075	54,96	9,84	0,068	0,144	0,067	33,53
8	1,04	8,54	0,071	0,110	0,072	58,10	9,77	0,078	0,176	0,097	38,56
9	1,24	9,58	0,07	0,121	0,079	61,28	10,51	0,078	0,183	0,085	39,89

Таблиця 7.2 – Вибірка із таблиці досліджень параметрів удосконаленого лабіринтно-гвинтового насоса з фасками [11]

Номер точки	Параметри лабіринтно-гвинтового насоса							Критерії якості			
	$x_1 \cdot 10^{-3}$, М	$x_2 \cdot 10^{-4}$, М	x_3 , М	x_4 , М	x_5 , М	x_6 , °	x_7	\tilde{H}	\tilde{q}	$\tilde{\eta}$	η
1	0,95	7,05	0,071	0,102	0,075	70,65	10,38	0,087	0,216	0,052	21,01
2	2,47	6,51	0,072	0,140	0,070	83,29	6,13	0,095	0,143	0,068	24,47
3	2,43	5,68	0,070	0,136	0,071	76,93	10,52	0,057	0,140	0,043	24,57
4	1,15	8,05	0,071	0,105	0,074	80,08	10,03	0,085	0,217	0,067	26,78
5	2,02	8,94	0,070	0,132	0,080	70,71	6,04	0,129	0,194	0,108	31,91
6	1,02	5,64	0,070	0,11	0,080	67,57	7,37	0,124	0,193	0,111	35,82
7	1,63	7,90	0,072	0,134	0,075	54,96	9,84	0,070	0,171	0,080	39,80
8	1,77	5,30	0,071	0,127	0,074	64,42	6,18	0,113	0,154	0,132	41,02
9	1,04	8,54	0,071	0,110	0,072	58,10	9,77	0,080	0,209	0,115	46,16
10	1,24	9,58	0,070	0,121	0,079	61,28	10,51	0,080	0,218	0,101	47,41

Таблиця 7.3 – Вибірка із таблиці досліджень параметрів удосконаленого лабіринтно-гвинтового насоса з канавками, що утворюють резисторний діод [12]

Номер точки	Параметри лабіринтно-гвинтового насоса							Критерії якості			
	$x_1 \cdot 10^{-3}$, М	$x_2 \cdot 10^{-4}$, М	x_3 , М	x_4 , М	x_5 , М	x_6 , °	x_7	\tilde{H}	\tilde{q}	$\tilde{\eta}$	η
1	1,65	7,5	0,071	0,123	0,075	67,50	9,00	0,084	0,188	0,048	20,053
2	2,43	7,31	0,072	0,11	0,074	73,79	10,27	0,080	0,203	0,053	23,18
3	1,37	7,57	0,071	0,12	0,074	77,00	8,90	0,085	0,190	0,066	26,98
4	1,40	9,63	0,071	0,116	0,075	83,22	10,48	0,078	0,223	0,068	30,02
5	1,74	7,41	0,070	0,128	0,074	51,81	11,22	0,062	0,175	0,065	35,87
6	1,02	5,64	0,070	0,110	0,080	67,57	7,37	0,125	0,197	0,114	36,60

7	1,63	7,90	0,072	0,134	0,075	54,96	9,83	0,071	0,175	0,082	40,71
8	1,77	5,30	0,071	0,127	0,074	64,42	6,18	0,114	0,157	0,135	41,97
9	1,04	8,54	0,071	0,110	0,072	58,10	9,77	0,081	0,214	0,118	47,18
10	1,24	9,58	0,070	0,121	0,079	61,28	10,51	0,081	0,223	0,104	48,44

Отримані в результаті розв'язання оптимізаційної задачі значення оптимальних параметрів лабіринтно-гвинтових насосів дозволяють вже на попередньому етапі проектування проводити раціональний вибір їх конструкції та параметрів, завдяки чому зменшується час на проектування. За результатами вирішення оптимізаційної задачі встановлено, що удосконалені конструкції лабіринтно-гвинтового насоса мають кращі робочі характеристики та ККД. Зауважимо, що отримані значення діаметра гвинта, діаметра привідного вала насоса необхідно вибирати з ряду, що рекомендується.

Проведений кореляційний аналіз між критеріями оптимізації для призначеного діапазону зміни параметрів дозволив встановити відсутність лінійного зв'язку між парами критеріїв та парами – критерій і параметр (добуток параметрів). Це дозволяє стверджувати, що вибрані критерії оптимізації є незалежними, і їх використання для оптимізації лабіринтно-гвинтового насоса є цілком правомірним.

Таким чином, розроблена методика багатокритеріальної оптимізації лабіринтно-гвинтового насоса дозволяє визначити його робочі і конструктивні параметри, підвищити показники технічного рівня та розширити діапазон ефективного використання.

7.3. Оцінка показників технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса

Оцінку технічного рівня виконують порівнянням сукупності показників якості лабіринтно-гвинтового насоса, що проектується (з удосконаленими робочими органами), з відповідною сукупністю показників аналога [4]. Важливим показником, який визначає доцільність виробництва і впровадження в промисловість лабіринтно-гвинтового насоса, що розробляється, є економічний ефект. Тому, перед тим як проводити оцінку технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса, виконують розрахунок економічної ефективності від його впровадження у виробництво.

Метою розрахунку є визначення госпрозрахункового економічного ефекту [36]:

$$E_{\text{гн}} = \sum_{i=1}^t (P_t - B_t - \Pi_{\text{пр}t}) \alpha_t, \quad (7.10)$$

де t – період випуску і реалізації виробу, приймали $t = 5$ років; B_t – вартісна оцінка витрат на виробництво лабіринтно-гвинтового насоса в t -му періоді, грн; P_t – вартісна оцінка результатів виробництва в t -му періоді, грн; $\Pi_{\text{пр}t}$ – податок на прибуток в t -му періоді, грн.; α_t – коефіцієнт дисконтування результатів, який враховує фактор часу (табл. 7.4):

$$\alpha_t = \frac{1}{(1 + E_{\text{пр}})^{t-1}}, \quad (7.11)$$

де $E_{\text{пр}}$ – коефіцієнт приведення результатів і витрат, зіставлений з урахуванням фактора часу, $E_{\text{пр}} = 0,1$; t – кількість років, що відокремлюють результати цього року від кінця розрахункового періоду.

Таблиця 7.4 – Коефіцієнт дисконтування витрат

Коефіцієнт дисконтування витрат	Значення коефіцієнта за роками				
	1	2	3	4	5
α_t	1,61	1,464	1,331	1,21	1,1

Величину вартісної оцінки результатів виробництва в t -му періоді P_t визначали за формулою [36]

$$P_t = \Pi_{\text{од}} N_{\text{ф}}, \quad (7.12)$$

де $\Pi_{\text{од}}$ – ціна одиниці виробу, що проектується, грн; $N_{\text{ф}}$ – фактичний річний обсяг продажу, шт., з урахуванням ступеня ризику $\beta = 5\%$, який визначали за формулою:

$$N_{\text{ф}} = N_{\text{річ}} (1 - \beta/100), \quad (7.13)$$

де $N_{\text{річ}}$ – річний об'єм випуску виробів, шт.

Величину вартісної оцінки витрат на виробництво виробу в t -му періоді B_t визначали за формулою

$$B_t = C_{\text{повн}} N_{\text{річ}}, \quad (7.14)$$

де $C_{\text{повн}}$ – повна собівартість одиниці виробу, грн.

Величину податку на прибуток $\Pi_{\text{пр}t}$ розраховували за формулою [36]

$$\Pi_{\text{пр}t} = \frac{(P_t - B_t) \% \Pi_{\text{пр}t}}{100}, \quad (7.15)$$

де $\% \Pi_{\text{пр}t}$ – затверджений відсоток податку на прибуток, $\% \Pi_{\text{пр}t} = 25\%$.

Розрахунок величини госпрозрахункового економічного ефекту проводили для лабіринтно-гвинтового насоса (табл. 7.5). З табл. 7.5 видно що при реалізації одного лабіринтно-гвинтового насоса величина госпрозрахункового

економічного ефекту $E_{гн}$, що залишається у розпорядженні підприємства, становить 82 530 грн за 5 років. Таким чином виробництво розробленого лабіринтно-гвинтового насоса є цілком економічно обґрунтованим.

Таблиця 7.5. – Результати розрахунку величини госпрозрахункового економічного ефекту при реалізації лабіринтно-гвинтового насоса

Виріб	Показник, грн								
	$C_{од}$, грн	$N_{річ}$, шт.	$N_{ф}$, шт.	$C_{повн}$, грн	B_t , грн	P_t , грн	$P_{прт}$, грн	$E_{гн}$, грн	$\Sigma E_{гн}$, грн
Насос	102180	5	5	78600	393000	510900	35370	82530	554189

Оцінку технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса проводять за такими основними показниками [33]: класифікаційні (для лабіринтно-гвинтових насосів-аналогів); оціночні, згідно з якими оцінюють технічний рівень і якість, а саме призначення; конструктивні; надійності; економічного використання матеріалу; економічного використання енергії; ергономічні. Зауважимо, що згідно з [33] допускається використання додаткових показників. До класифікаційних показників належать: діаметр умовного проходу; значення номінального та максимального тиску; номінальні витрата та потужність; номінальний крутний момент; номінальна товщина фільтрації та інші. До оціночних показників належать: рівень тиску та діапазон його регулювання; точність підтримування заданих значень тиску та потужності; час зміни тиску при ступінчастій зміні витрати від номінальної до мінімальної та навпаки; час переключення; зона нечутливості; гістерезис; нелінійність; статична неточність та інші. Зауважимо, що для лабіринтно-гвинтового насоса такі показники технічного рівня, як діаметр умовного проходу, витрата, номінальний та максимальний тиск вибираються стандартизовані та визначаються залежно від потужності гідросистеми, необхідної для забезпечення її функціонування.

При розрахунку показників технічного рівня приймали, що тиск на вході в лабіринтно-гвинтовий насос, параметри робочої рідини, надійність для варіантів аналогу, проекту та еталона, однакові.

Ступінь відповідності параметрів оцінюваного лабіринтно-гвинтового насоса-еталону розраховували за формулою [36]:

$$I_i = P_i / P_i^e, \quad (7.16)$$

де I_i – параметричний індекс i -го параметра; P_i та P_i^e – відповідно, значення i -го параметра, який характеризує споживчі властивості оцінюваного лабіринтно-гвинтового насоса і лабіринтно-гвинтового насоса-еталона.

Показник уніфікації, який характеризує ступінь насиченості пристрою стандартизованими та уніфікованими деталями – коефіцієнт використання, визначали на підставі даних конструкторської документації за формулою [4]:

$$K_{\text{пр}} = \frac{\Pi_{\text{д}} - \Pi_{\text{д}0}}{\Pi_{\text{д}}} \cdot 100, \quad (7.17)$$

де $\Pi_{\text{д}}$ – загальна кількість деталей, шт.; $\Pi_{\text{д}0}$ – кількість оригінальних деталей, шт.

Зведений індекс показників технічного рівня розраховували за формулою:

$$I_i = \sum_{i=1}^n B_i I_i, \quad (7.18)$$

де I_i – величина параметричного індексу i -го параметра; B_i – величина вагомості i -го параметра.

Рівень показників технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса визначали за формулою:

$$K = I_i / I_{oi}, \quad (7.19)$$

де I_{oi} – зведений індекс показників технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса-аналога.

Визначення технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса. Якісну оцінку технічного рівня проводили порівнянням сукупності показників якості вдосконалених лабіринтно-гвинтових насосів з відповідною сукупністю показників аналога, в якості якого використовували конструкцію лабіринтно-гвинтового насоса, що серійно випускається на ПАТ “ХЕМЗ-ІРЕС” (м. Харків).

Для оцінки технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса використовували наступні основні класифікаційні та оціночні показники: гідравлічний радіус, діаметр гвинта, зазор між гвинтом та втулкою насоса, довжину гвинта, кут нарізок гвинта, подачу і напір лабіринтно-гвинтового насоса, його ККД та вагу. Параметри, що є постійними для всіх конструкцій насосу, що розглядається наведені в таблиці 7.6.

Враховуючи умови експлуатації лабіринтно-гвинтового насоса, була проведена оцінка його технічного рівня при роботі на газорідинній суміші з 20% повітря, яка за своїми властивостями наближена до умов його реальної роботи (табл. 7.8).

Таблиця 7.6 – Параметри, що є постійними для всіх конструкцій лабіринтно-гвинтових насосів, що розглядаються

Найменування параметру	Величина показника
------------------------	--------------------

Гідравлічний радіус $R_r \cdot 10^4$, м	2,25
Діаметр гвинта $d_r \cdot 10^3$, м	65
Зазор між гвинтом та втулкою $\delta \cdot 10^4$, м	0,5
Довжина гвинта l_r , м	0,112
Подача ЛГН q , м ³ /доб	80

Ступінь відповідності параметрів оцінюваних лабіринтно-гвинтових насосів до лабіринтно-гвинтового насоса-еталону розраховували за формулою (7.16). Показник уніфікації визначали на підставі даних конструкторської документації за формулою (7.17), а зведений індекс показників технічного рівня – за (7.18). Рівень показників технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса визначали за формулою (7.19). Результати розрахунків наведені у таблицях 7.7–7.9.

Таблиця 7.7 – Оцінка показників технічного рівня удосконаленого лабіринтно-гвинтового насоса з фасками [11]

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	аналог	проект	еталон	аналог	проект		аналог	проект
1. Кут нарізок гвинта α , °	70	70	70	1,0	1,0	0,05	0,05	0,05
2. Напір H , м	62,8	72,2	72,2	0,87	1,0	0,15	0,13	0,15
3. ККД, %	29,4	34,1	43,0	0,67	0,79	0,25	0,17	0,2
4. Вага m , кг	52	51	51	0,98	1,0	0,05	0,043	0,05
5. Однакові показники	–	–	–	–	–	0,5	0,5	0,5
Комплексний показник	–	–	–	–	–	–	0,893	0,95

Таблиця 7.8 – Оцінка показників технічного рівня удосконаленого лабіринтно-гвинтового насоса з фасками [11], при 20%-му газовмісті робочої рідини

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами	Відносний показник технічного рівня виробу	Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня
----------------------------------	--	--	---------------------------	--

	аналог	проект	еталон	аналог	проект		аналог	проект
1. Кут нарізок гвинта $\alpha, ^\circ$	70	70	70	1,0	1,0	0,05	0,05	0,05
2. Напір $H, \text{ м}$	62,8	69,7	69,7	0,9	1,0	0,15	0,14	0,15
3. ККД, %	29,4	33,9	43,0	0,67	0,78	0,25	0,17	0,19
4. Вага $m, \text{ кг}$	52	50,7	50,7	0,98	1,0	0,05	0,05	0,05
5. Однакові показники	–	–	–	–	–	0,5	0,5	0,5
Комплексний показник	–	–	–	–	–	–	0,894	0,94

Зведений індекс показника технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса з вдосконаленими робочими органами коливається у діапазоні від 0,94 до 0,97 у залежності від умов експлуатації і, за класифікацією [4], відповідає вищій категорії якості. Конкурентоспроможність лабіринтно-гвинтового насоса з вдосконаленою конструкцією робочих органів, розрахована за залежністю (7.19), становить 1,06 ... 1,07 для лабіринтно-гвинтового насоса з фасками, та 1,09 для лабіринтно-гвинтового насоса з діодним виконанням канавок тобто за показниками технічного рівня перевищує лабіринтно-гвинтовий насос-аналог.

Таблиця 7.9 – Оцінка показників технічного рівня удосконаленого лабіринтно-гвинтового насоса з канавками, що утворюють резисторний діод [12]

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	аналог	проект	еталон	аналог	проект		аналог	проект
1. Кут нарізок гвинта $\alpha, ^\circ$	70	85	85	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
2. Напір $H, \text{ м}$	62,8	73,5	73,5	0,85	1,0	0,15	0,13	0,15
3. ККД, %	29,4	38,2	43,0	0,67	0,89	0,25	0,17	0,22
4. Вага $m, \text{ кг}$	52	50,5	50,5	0,97	1,0	0,05	0,048	0,05
5. Однакові показники	–	–	–	–	–	0,5	0,5	0,5
Комплексний показник	–	–	–	–	–	–	0,89	0,97

Застосування вдосконалених робочих органів лабіринтно-гвинтового насоса дозволяє підвищити його технічний рівень на 6,4 % при застосування робочих органів з фасками на вході і виході з них та на 9 % при формі каналок, що утворюють резисторний діод. Причому при 20 %-му газовмісті робочої рідини технічний рівень лабіринтно-гвинтового насоса з фасками на вході і виході з робочих органів, у порівнянні з лабіринтно-гвинтовим насосом-аналогом, є більшим. Відмітимо, що показник уніфікації розрахований за формулою (7.17) для лабіринтно-гвинтового насоса з робочими органами з фасками на вході і виході з них та лабіринтно-гвинтового насоса-аналога – однаковий.

Запитання для самоконтролю

1. Перелічіть методи багатокритеріальної оптимізації.
2. Що є характерною відмінністю методу дослідження простору параметрів?
3. Перелічіть варійовані параметри лабіринтно-гвинтового насоса, які вибирали при його оптимізації.
4. За якими критеріями проводили оптимізацію лабіринтно-гвинтового насоса?
5. Які функціональні обмеження приймали при оптимізації лабіринтно-гвинтового насоса?
6. Які критеріальні обмеження та псевдокритерії приймали при оптимізації лабіринтно-гвинтового насоса?
7. Який алгоритм проведення оптимізації лабіринтно-гвинтового насоса?
8. Який показник визначає доцільність виробництва і впровадження в промисловість лабіринтно-гвинтового насоса?
9. Який порядок розрахунку величини госпрозрахункового економічного ефекту лабіринтно-гвинтового насоса?
10. За якими показниками проводили оцінку технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса?
11. За якою формулою розраховували зведений індекс показників технічного рівня?
12. Як визначали зведений індекс показника технічного рівня лабіринтно-гвинтового насоса?

ДОДАТКИ

Додаток 1

Робочі креслення лабіринтно-гвинтового насоса

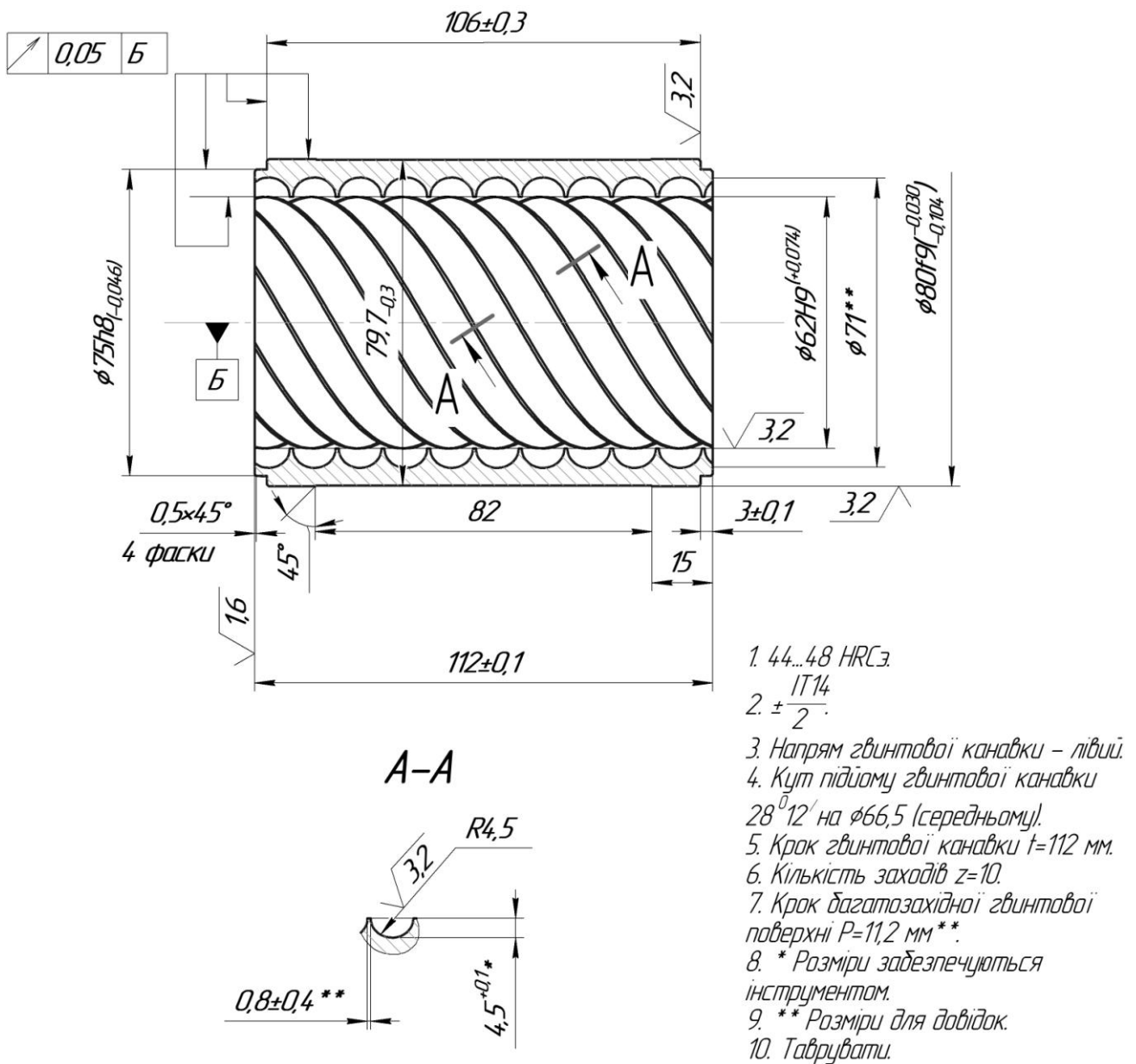
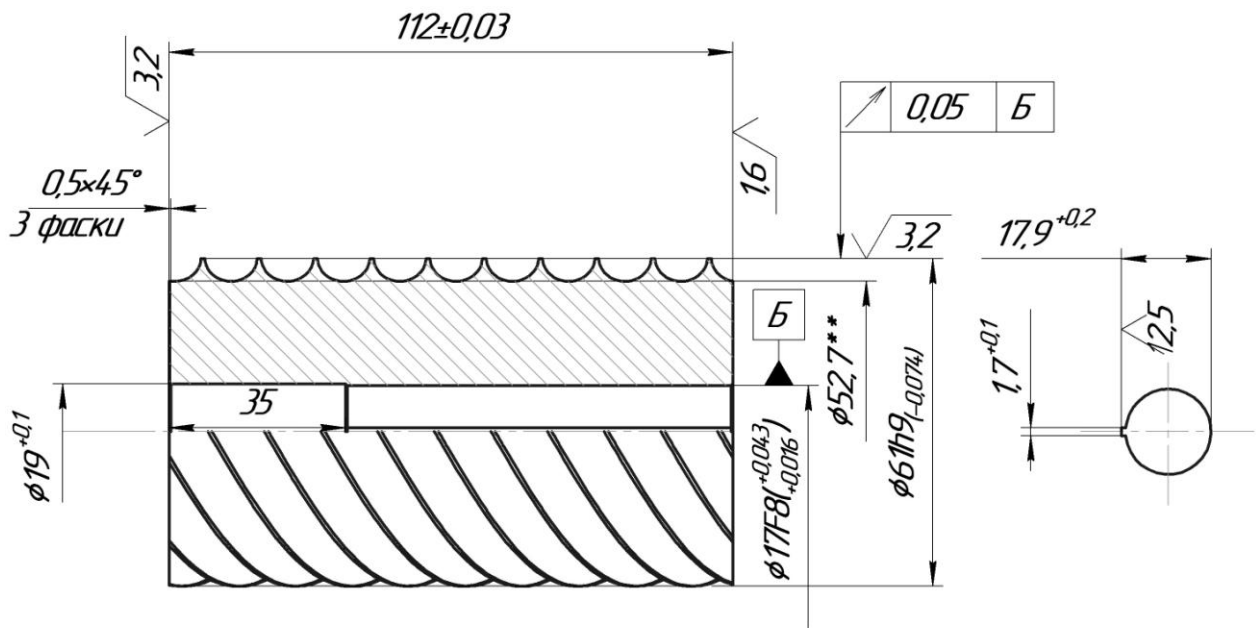
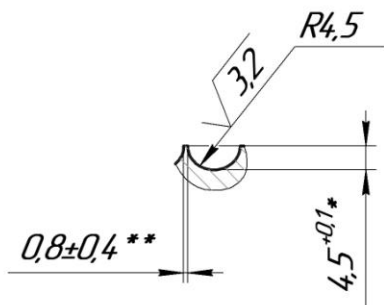


Рис. Д.1.1. Креслення стандартної втулки лабіринтно-гвинтового насоса



A-A



1. 44...48 HRCз.
2. IT14.
3. Напряг гвинтової канавки – лівий.
4. Кут підйому гвинтової канавки $28^{\circ}12'$ на $\phi 66,5$ (середньому).
5. Крок гвинтової канавки $t=112$ мм.
6. Кількість заходів $z=10$.
7. Крок багатозахідної гвинтової поверхні $P=112$ мм**.
8. * Розміри забезпечуються інструментом.
9. ** Розміри для довідок.
10. Таврувати.

Рис. Д.1.2. Креслення стандартного гвинта лабіринтно-гвинтового насоса

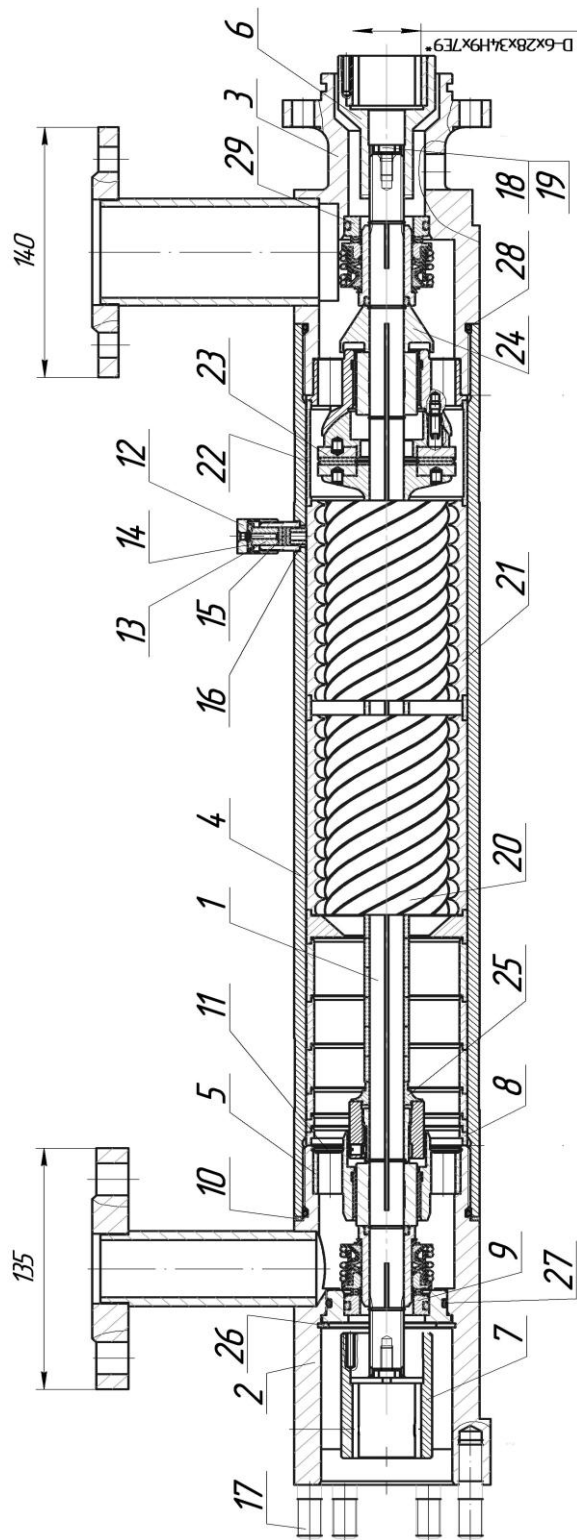


Рис. Д.1.1.3. Креслення лабіринтно-гвинтового насоса

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	При- мітки
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		Ротор насоса	1	
		2		Головка верхня	1	
		3		Головка нижня	1	
		4		Корпус	1	
		5		Підшипник верхній	1	
		6		Муфта	1	
		7		Муфта	1	
				<u>Деталі</u>		
		8		Втулка	1	
		9		Кільце проставне	1	
		10		Кільце упорне	1	
		11		Кільце стопорне	1	
		12		Кришка	1	
		13		Втулка	1	
		14		Кільце	1	
		15		Кільце	3	
		16		Втулка	1	
		17		Шпилька	6	
		18		Гвинт	2	
		19		Шайба	6	

Закінчення специфікації

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	При- мітки
		20		Гвинт	1	
		21		Втулка	1	
		22		Циліндр проміжний	1	
		23		Підшипник РУН	1	
		24		Відбивач нижній	1	
		25		Відбивач верхній	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		26		Кільце пружинне	1	
				A65.30x13 ГОСТ13943-86		
				Кільця ГОСТ 9833-73,		
				ГОСТ 18829-80 з резинової суміші РС-264		
		27		052-058-36-2-3	1	
		28		075-081-36-2-3	2	
				<u>Інші вироби</u>		
		29		Ущільнення торцеве	2	
				релітове УВ25В5		

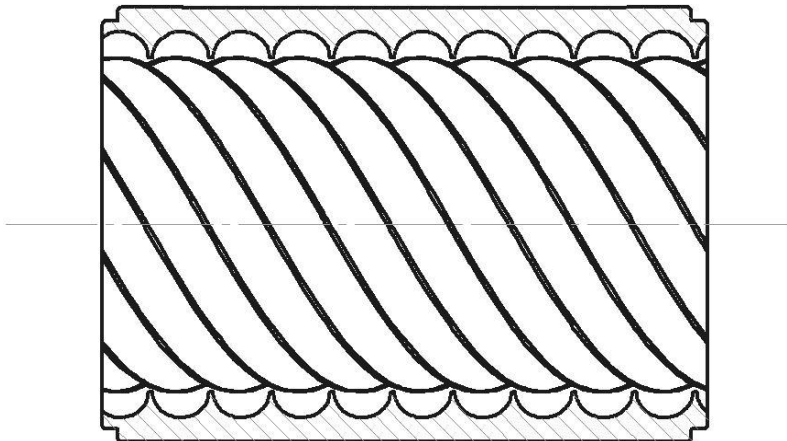


Рис. Д.1.4. Стандартна втулка лабіринтно-гвинтового насоса

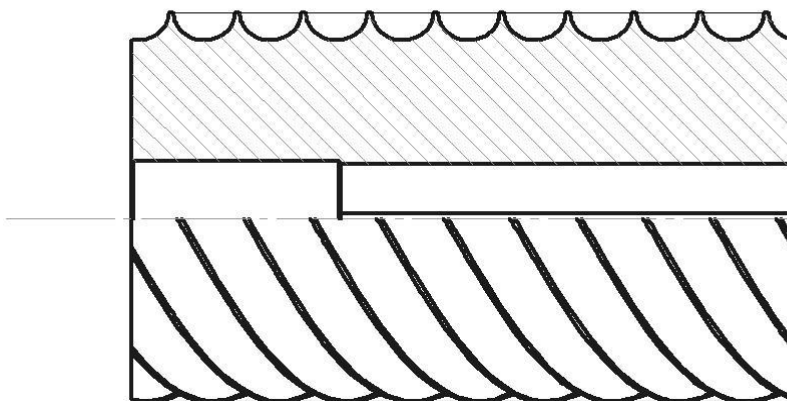


Рис. Д.1.5. Стандартний гвинт лабіринтно-гвинтового насоса

Додаток 2

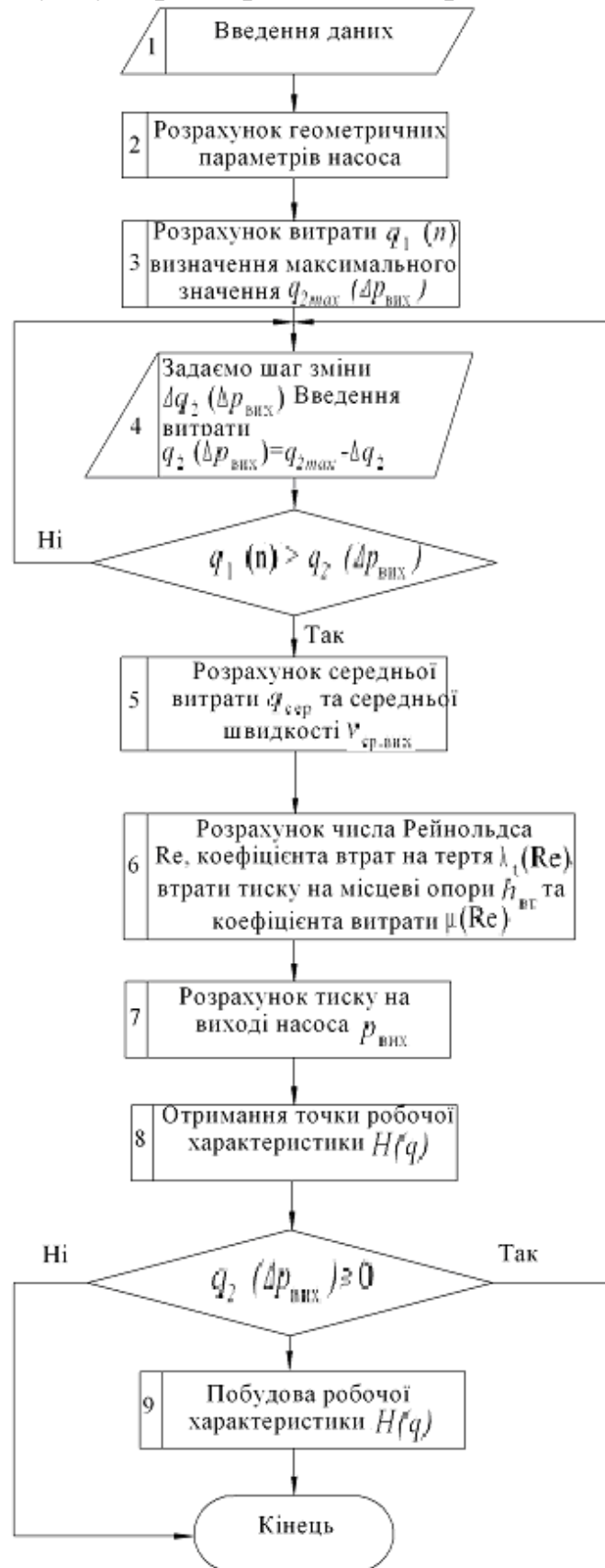
Значення коефіцієнтів витрати, критичного числа Рейнольдса та коефіцієнта корекції для деяких гідравлічних опорів

Таблиця Д.2.1 – Значення μ_c , Re і $\sqrt{Re_k}$ за експериментальними даними

№ з/п	Тип щілини і параметри	μ_c	Re	$\sqrt{Re_k}$
1	Короткі отвори	–	200	–
2	Кільцеві щілини малої довжини *	–	$(3-5) \cdot 10^2$	–
3	Циліндричний кільцевий дросель $l/\delta \approx 10$; $\delta/d \approx 0,02$	0,9	–	16
4	Частково відкриті круглі отвори з гострими кромками	–	30	–
5	Конічний затвор – конічне сідло β	15°	0,86	–
		30°	0,83	
		45°	0,80	
		60°	0,77	
6	Конічний затвор – кромкове сідло β	15°	0,73	–
		30°	0,77	
		45°	0,80	
		60°	0,83	
7	Шліцьові дроселі: трикутні радіальні прямокутні радіальні вікна сегментної форми	0,62	–	24,8
		0,75		30
		0,71		16,4

Додаток 3

Алгоритм розрахунку характеристики лабіринтно-гвинтового насоса



Додаток 4

Програма розрахунку характеристики лабіринтно-гвинтового насоса

Задання вихідних даних

$d := 0.07$	(діаметр гвинта, м)
$s1 := 0.07141$	(крок гвинтової канавки, м)
$\rho := 1000$	(густина робочої рідини, кг/см ³)
$\delta1 := 0.00025$	(зазор між гвинтом та втулкою, м)
$\mu := 0.71$	(коефіцієнт витрат крізь щіль, що утворюється виступами на втулці та западинами гвинта, м)
$z := 10$	(кількість заходів гвинта)
$\lambda_t := 0.04$	(коефіцієнт втрат на тертя)
$n := 2900$	(кількість обертів гвинта, об/хв)
$\zeta_{vX} := 1$	(коефіцієнт місцевого опору на вході в гвинтову канавку)
$\zeta_{viX} := 0.5$	(коефіцієнт місцевого опору на виході з гвинтової канавки)
$\zeta_l := 0.5$	(коефіцієнт місцевого опору при зміні прохідного перерізу)
$\nu_t := 0.3 \cdot 10^{-4}$	(коефіцієнт кінематичної в'язкості, що враховує газозміст)
$l_{k1} := 0.145$	(довжина гвинта, м)
$Ry := 0.0045$	(радіус гвинтової канавки, м)

Розрахунок основних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса

$$R_g := \frac{2 \cdot Ry + 2 \cdot \delta1}{4} = 2.375 \times 10^{-3} \quad (\text{гідралічний радіус, м})$$

$$L_k := \sqrt{(\pi \cdot d)^2 + s^2} = 0.231 \quad (\text{довжина гвинтової лінії, м})$$

$$A_k := 4 \cdot \pi \cdot R_g^2 = 7.088 \times 10^{-5} \quad (\text{площа гвинтового каналу, м}^2)$$

$$k_1 := \frac{l_{k1}}{s_1} = 2.031 \quad (\text{коефіцієнт, який враховує кількість раптових змін перерізу по довжині гвинтової канавки})$$

$$q_1 := A_k \cdot L_k \cdot \frac{n}{60} = 7.921 \times 10^{-4} \quad (\text{витрата обумовлена переміщенням об'єму рідини яка знаходиться в гвинтовій ячійці насоса за один оборот гвинта, м}^3/\text{с})$$

$$q_{2a} := 3.55 \cdot 10^{-4} \quad (\text{витрата обумовлена течією рідини, що знаходиться у гвинтовій канавці насоса, крізь щіль утворену виступами на втулці та западинами гвинта, м}^3/\text{с})$$

$$q_{ser1a} := z \cdot (q_1 - q_{2a}) = 4.371 \times 10^{-3} \quad (\text{середня витрата на виході з насоса, м}^3/\text{с})$$

$$VV := \frac{q_{ser1a}}{z \cdot A_k} = 6.167 \quad (\text{середня швидкість робочої рідини у гвинтовому каналі на виході з насоса, м/с})$$

$$Re_{11} := \frac{4 \cdot VV \cdot R_g}{v_t} = 1.953 \times 10^3 \quad (\text{число Рейнольдса})$$

$$\lambda_{t25} := \frac{64}{Re_{11}} = 0.033 \quad (\text{коефіцієнт втрат на тертя})$$

(максимальний тиск на виході з насоса, Па)

$$P_{vixmaxa} := \frac{q_1^2 \cdot \rho}{\left[\mu^2 \cdot \left(\frac{A_k}{4 \cdot R_g} + \delta_1 \cdot R_g \right)^2 \right] \cdot 2} = 4.793 \times 10^5$$

$$h_{vt125} := \left[\lambda_{t25} \cdot \left(\frac{2 \cdot L_k}{4 \cdot R_g} \right) \cdot k_1 + \zeta_{vx} + \zeta_{vix} + 2 \cdot \zeta_1 \right] \cdot \frac{VV^2}{2 \cdot 9.8} = 7.994$$

(втрати тиску на місцеві опори та тертя в каналі утвореному виступами втулки та западинами гвинта, м)

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Андренко П.Н. Критерии для сравнения характеристик лабиринтно-винтовых насосов / П.Н. Андренко, А.Ю. Лебедев // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці : XVIII між нар. наук.-техн. конф., 21–24 трав. 2013 р. : матеріали конф. – К., 2013. – С. 135.

2. Андренко П.М. Експериментальні дослідження лабиринтно-гвинтового насоса / П.М. Андренко, А.Ю. Лебедев, І.І. Білокінь, Ю.М. та ін. // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2013. – № 2 (40). – С. – 21–30.

3. Білокінь І.І. Вплив газовмісту рідини на характеристики лабиринтно-гвинтового насоса / І.І. Білокінь, Ю.М. Стеценко, В.А. Макогон, В.Ф. та ін. // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2011. – № 2/8 (50). – С. – 32–35.

4. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества ОСТ2 Н06-35-84. – М.: ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с. (Отраслевой стандарт). – Введен 1985-01-01.

5. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности / Б.В. Гнеденко, Ю.К. Беляев, А.Д. Соловьев. – М. : Наука, 1965. – 524 с.

6. Голубев А.И. Лабиринтные насосы для химической промышленности / А.И. Голубев. – М. : Машиностроение, 1961. – 76 с.

7. Голубев А.И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред / А.И. Голубев. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1981. – 112 с.

8. Евтушенко А.А Турбомашини для перекачивания газожидкостных смесей / А.А. Евтушенко, Э.В. Колисниченко, С.В. Сапожников // Вісник СумДУ. – 2004. – № 13 (72). – С. 45–49.

9. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика / Б.Т. Емцев. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.

10. Лабиринтно-винтовой насос : патент RU, №2005916, М. Кл. F 04D3/02 / Анкудинов А.А.; заявитель и патентообладатель ГП “Калужский турбинный завод”. – № 4953086/29; заявл. 04.06.1991; опубл. 15.01.1994.

11. Лабіринтно-гвинтовий насос : патент на корисну модель 68863 Україна, МПК F04D 3/00 / Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедев А.Ю., Макогон В.А.; заявник і патентовласник Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедев А.Ю., Макогон В.А. – № и 2011 12505; заявл. 25.10.2011; опубл. 10.04.2012, Бюл. №7.

12. Лабіринтно-гвинтовий насос : патент на корисну модель 73119 Україна, МПК F04D 3/00 / Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Ле-

бедеєв А.Ю., Макогон В.А.; заявник і патентовласник Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Лебедеєв А.Ю., Макогон В.А. – № у 2012 02788; заявл. 12.03.2012; опубл. 10.09.2012, Бюл. №17.

13. Лебедеєв А.Ю. Прогнозування надійності лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедеєв // Механіка та машинобудування. – Х. : НТУ “ХПІ”, 2012. – № 1. – С. 24–32.

14. Лебедеєв А.Ю. Алгоритм расчета расходной характеристики лабиринтно-винтового насоса / А.Ю. Лебедеєв // Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика : 15-й междунар. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов, 2011г. : сборник докл. – М., 2011. С. 66–69.

15. Лебедеєв А.Ю. Інтегральна методика розрахунку витратної характеристики лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедеєв, П.М. Андренко // Вісник СумДУ. – Суми : СумДУ, 2011. – №4. – С. 20–25.

16. Лебедеєв А.Ю. Вплив геометричних параметрів лабіринтно-гвинтового насоса на його характеристики / А.Ю. Лебедеєв // Сучасні технології в промисловому виробництві : II всеукр. міжвуз. наук.-техн. конф., 2011 р. : матер. конф. – Суми, 2012. – С. 62–63.

17. Лебедеєв А.Ю. Визначення нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедеєв, П.М. Андренко / Промислова гідраліка і пневматика. Вінниця : ВДАУ. – 2012. – № 3 (37). – С. 33–37.

18. Лебедеєв А.Ю. Визначення коефіцієнта втрат на тертя для розрахунку характеристики лабіринтно-гвинтового насоса. / А.Ю. Лебедеєв // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ, 2012. – Вип. 12. – Т. 3. – С. 215–219.

19. Лебедеєв А.Ю. Вплив форми каналу лабіринтно-гвинтового насоса на його характеристики / А.Ю. Лебедеєв // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я : XX міжнар. наук.-прак. конф., 15 – 17 трав. 2012 р. : тези доп. Ч. 1 – Х., 2012. – С. 122.

20. Лебедеєв А.Ю. Методика визначення нерівномірності подачі лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедеєв, П.М. Андренко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці : XVII міжнар. наук.-техн. конф., 17 – 29 квіт. 2012 р. : матеріали конф. – Черкаси, 2012. – С. 80.

21. Лебедеєв А.Ю. Математичне моделювання течії робочої рідини в лабіринтно-гвинтовому насосі / А.Ю. Лебедеєв, Я.І. Мальцев // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАУ, 2013. – Вип. 13, Т. 6. – С. 196–203.

22. Лебедев А.Ю. Визначення критерія кавітації лабіринтно-гвинтового насоса / А.Ю. Лебедев // Вісник НТУ “ХПІ”. Сер. Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2013. – №5. – С. 124–129.

23. Лурье З.Я. Выбор метода многокритериальной оптимизации проектирования объемных гидромашин / З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 2000. – Вып. 89. – С. 155–163.

24. Лурье З.Я. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / З.Я. Лурье, И.М. Федоренко / MOTROL: Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – 2010. – Vol. 12 С. – P. 10–25.

25. Мясковский Е.Г. Исследование лабиринтно-винтового уплотнения для вращающихся валов центробежных химических насосов : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.02.02 машиноведение / Е.Г. Мясковский. – М., 1965. – 18 с.

26. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др. ; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1968. – 628 с.

27. Политехнический словарь / редкол.: А.Ю. Ишлинский (гл. ред.) и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Советская энциклопедия, 1989. – 656 с.

28. Приходько О.А. Технічна аерогідромеханіка : навч. посіб. / О.А. Приходько, Д.О. Сьомін. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2002. – 170 с.

29. Погружной лабиринтно-винтовой насос : патент RU, №2092237, М. Кл. F 04D / Тихонов В.М., Лаптев И.Л.; заявитель и патентообладатель Нижегородский государственный университет. – № 95114660/25; заявл. 14.08.1995; опубл. 10.10.1997.

30. Прокофьев В.Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко, А.В. Осецкая / Известия ВУЗов. Машиностроение. 1968. – № 2. – С. 87–93.

31. Растринин А.Л. Адаптивные методы многокритериальной оптимизации / А.Л. Растринин, Я.Ю. Эйдук // Автоматика и телемеханика. – 1985. – № 1. – С. 5–26.

32. Сапожников С.В. Врахування газової складової середовища, що перекачується, при визначенні конструкції та робочої характеристики динамічного насоса : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 гідравлічні машини і гідропневмоагрегати / С.В. Сапожников. – Суми, 2002. – 206 с.

33. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Номенклатура показателей : ГОСТ 4.37-90. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с. Введен в действие 1990–06–09.
34. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 107 с.
35. Фінкельштейн З.Л. Надійність та експлуатація гідромашин та гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко ; під ред. П.М. Андренка. – Алчевск : Дон.ДТУ, 2013. – 142 с.
36. Яковлев А.И. Социально-экономическая эффективность за умов ринку : навч. посіб. / А.И. Яковлев. – К. : ІСДО, 1994. – 228 с.
37. Bilgen E. The turbulent double screw pump-theory and experiment / E. Bilgen, A. Akgungor // 6th International Conference on Fluid Sealing, BHRA, Cranfield, Bedford, England, 1973. – P. 45–60.
38. Chris Rumsey The Menter Shear Stress Transport turbulence model / Chris Rumsey // NASA Langley Research Center. – 2009.
39. Grabow G. Untersuchungen an einer Labyrinthpumpe / G. Grabow. – Maschinenbautechnik, 1964. – P. 12–15.
40. Menter F.R. A scale-adaptive simulation model for turbulent flow predictions / F.R. Menter, M. Kuntz, R.A. Bender // AIAA Paper. – 2003.

Навчальне видання

АНДРЕНКО Павло Миколайович
ЛЕБЕДЄВ Антон Юрійович

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЕКТУВАННЯ
ЛАБІРИНТНО-ГВИНТОВИХ НАСОСІВ

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск *П.М. Гладкий*
Роботу до видання рекомендував проф. *Г.А. Крутіков*
Редактор *Л.А. Пустовойтова*

План 2014 р. поз. 23

Підп. до друку 14.02.2014 р. Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Riso-друк. Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 4,9. Наклад 50 пр.
Зам №196. Ціна договірна

Видавець і виготовлювач
Видавничий центр НТУ “ХП”.
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.