

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

На правах рукопису

ЧАПЛІНСЬКИЙ СЕРГІЙ СТАНІСЛАВОВИЧ

УДК 622.242.6:004 (043)3

**МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КЛАПАНІВ ТРИПОРШНЕВИХ
БУРОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЇХ
ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

**Науковий керівник:
кандидат технічних наук
Одосій З. М.**



Івано-Франківськ – 2004

252

Зміст

	с.
ВСТУП	4
Розділ 1. СТАН ПИТАННЯ ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ БУРОВИХ НАСОСІВ	10
1.1. Короткий огляд розвитку поршневих бурових насосів	10
1.2. Поршневі бурові насоси. Класифікація, умови роботи та вимоги, які до них ставляться.....	12
1.3. Конструкції клапанних вузлів. Умови роботи та вимоги, які до них ставляться	21
1.4. Аналіз досліджень впливу конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса та його складових на характеристики їх роботи	26
1.5. Аналіз існуючих методик розрахунку та математичних моделей опису роботи клапанних вузлів	32
1.6. Постановка задач досліджень	41
Висновки	43
Розділ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТРИПОРШНЕВОГО БУРОВОГО НАСОСА	44
2.1. Фізичні процеси, які протікають в гідравлічній частині трипоршневого бурового насоса. Вплив роботи клапанів на коефіцієнт подачі та ККД насоса...	44
2.2. Математична модель сумісної роботи вхідного і вихідного клапанів трипоршневого бурового насоса	50
2.3. Алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів трипоршневого бурового насоса	59
Висновки	72
Розділ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	74
3.1. Мета та завдання експериментальних досліджень	74
3.2. Стендовий експеримент	79
3.2.1. Будова установки та методика проведення стендового експеримента для дослідження коефіцієнта витрати клапана	79
3.2.2. Результати експеримента	83

	3
3.2.3. Статистична обробка результатів експеримента.....	88
3.3. Комп'ютерний експеримент	91
3.3.1. Методика проведення експеримента	91
3.3.2. Результати експеримента	99
3.4. Перевірка адекватності результатів комп'ютерного експеримента до стендового	104
Висновки	106
Розділ 4. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ПРОХОДЯТЬ ПІД ЧАС РОБОТИ КЛАПАННОГО ВУЗЛА	108
4.1. Визначення коефіцієнта витрати клапана бурового насоса за допомо- гою вичислювальної гідрогазодинаміки	108
4.2. Дослідження напружено-деформованого стану клапанного вузла	117
4.3. Алгоритм моделювання сумісної роботи вхідного та вихідного клапа- нів поршневого бурового насоса	125
Висновки	127
Розділ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ СУМІСНОЇ РОБОТИ КЛАПАНІВ БУРОВОГО НАСОСА	129
5.1. Розв'язок рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів три- поршневого бурового насоса	129
5.2. Порівняння результатів розв'язання рівнянь математичної моделі з натурним експериментом	137
5.3. Вплив конструктивно-кінематичних параметрів трипоршневого буро- вого насоса та його складових на характеристики їх роботи. Рекомендації що- до оптимізації цих параметрів	140
5.4. Вплив нелінійності коефіцієнта витрати клапана на характеристики його роботи	157
Висновки	162
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	164
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	167
ДОДАТКИ	181

ВСТУП

До 80 – 90-х років 20 століття на Україні свердловини на нафту та газ бурили глибиною до 3000 – 3500 м, які експлуатуються і в даний час. Але запаси нафти і газу на цих глибинах вичерпуються. Досліджено, що великі родовища нафти і газу залягають на глибинах 7000 – 8000 м. Для їх розробки необхідно бурити свердловини на ці глибини.

Сьогодні розвиток нафтогазової промисловості на Україні вимагає використання сучасного бурового обладнання, яке б відповідало світовим стандартам щодо продуктивності, робочих характеристик, якості, надійності, довговічності та зручності його експлуатації. При цьому його вартість має бути невисокою. На даний час в Україні серійно не виготовляються потужні бурові насоси, тому підприємства вимушені використовувати обладнання, яке експлуатується десятки років, є морально та фізично застарілим. Нове обладнання імпортується з: Росії, США, Канади та інших країн. Насоси невеликої потужності виготовлялись на калуському заводі “Карпатнафтомаш”, які використовують в основному для геологорозвідувального буріння.

У перспективі на Україні планується серійний випуск потужних бурових насосів, але виникла проблема розробки їх нових надійних конструкцій. Для якісного та швидкого проектування нових бурових насосів та підвищення ефективності експлуатації існуючих слід використовувати прогресивні досягнення в галузях комп’ютерних технологій, систем автоматизованого проектування (САПР), вичислювальної гідродинаміки, які дають широкі можливості для дослідження роботи клапанних вузлів та процесів, які проходять в гідравлічних частинах бурових насосів під час їх роботи. Основними вузлами гідравлічної частини є клапанні вузли та циліндропоршневі пари, до яких ставляться високі вимоги щодо довговічності та ефективності роботи. Робота клапанних вузлів поршневого бурового насоса визначає основні характеристики його роботи, а її оптимізація призводить до покращення умов роботи насоса в цілому та показників процесу буріння.

Для ефективного застосування комп’ютерних технологій при проектуванні нових конструкцій бурових насосів та підвищення ефективності експлуатації існуючих

нуючих необхідно розробити достовірну модель сумісної роботи клапанів та алгоритм її вирішення, які б повніше враховували сукупність фізичних явищ та процесів, які проходять в гідравлічній частині під час роботи бурового насоса.

Актуальність теми. У сучасних процесах буріння глибоких свердловин на нафту та газ широко використовують трипоршневі бурові насоси односторонньої дії. Маючи цілий ряд техніко-економічних переваг (в порівнянні з двопоршневими насосами двосторонньої дії), вони мають і ряд недоліків, в першу чергу пов'язаних з швидким виходом з ладу поршневих та клапанних груп – найважливіших вузлів гідравлічної частини бурового насоса.

Зростання за останні роки глибини буріння свердловин на Україні та за кордоном вимагає використання більш потужних бурових насосів. Тому виникла необхідність у швидкому та якісному проектуванні нових конструкцій потужних бурових насосів та моделюванні сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів з врахуванням особливостей фізичних процесів, які проходять в буровому насосі під час його роботи, з мінімальною кількістю натурних експериментів.

На даний час кількість публікацій, присвячених розробці конструкцій, дослідженню довговічності та процесів роботи клапанних вузлів і гідравлічних частин трипоршневих бурових насосів, в цілому є обмеженою. Результати цих досліджень носять суперечливий характер. Не в достатній мірі досліджені процеси та явища, які відбуваються під час роботи клапанних вузлів, зокрема: процеси, які проходять в щілині клапанного вузла під час проходження через нього бурового розчину на різних стадіях відкривання клапана; наявність стуку; запізнення посадки тарілки; зворотні перетоки; взаємодія вхідного та вихідного клапанів за цикл їх роботи; вплив характеристик бурового розчину на роботу гідравлічної частини та її складових. Тому з'ясування цих особливостей становить науковий та практичний інтерес, а моделювання сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса з максимально можливим врахуванням реальних умов роботи дозволить більш якісно проектувати нові конструкції насосних агрегатів із забезпеченням підвищених вимог до продуктивності, довговічності, надійності та якості їх роботи.

Оскільки на даний час в Україні назріла настійна потреба у серійному виробництві потужних поршневих бурових насосів, то питання ефективного конструювання, виготовлення та експлуатації даних насосів є досить актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами:

Дисертаційна робота виконана в рамках науково-дослідної держбюджетної теми “Розробка нових технологій подовження ресурсу та підвищення ефективності роботи нафтогазового обладнання” державна реєстрація №0104U004087 на 2004-2006р. Міністерства освіти і науки України.

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – наукове обґрунтування підвищення ефективності проектування та експлуатації трипоршневих бурових насосів шляхом моделювання сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів без проведення високозатратних натурних експериментів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

1. Дослідити процеси та явища, які проходять в гідравлічній частині бурового насоса під час його роботи, і їх вплив на умови, характеристики роботи клапанів, насоса в цілому та його коефіцієнт подачі.

2. Створити математичну модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового насоса, яка б якомога реальніше описувала динамічні процеси їх роботи.

3. Розробити алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів з використанням критеріїв нормальної їх роботи, який дозволяв би проводити розрахунки клапанних вузлів та визначати характеристики роботи насоса без проведення натурних експериментів.

4. Розробити методики комп'ютерного моделювання для проведення розрахунків клапанного вузла на міцність та дослідження коефіцієнта витрати клапана.

5. Дослідити залежність коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом $\mu = f(h)$ за допомогою як стендового, так і комп'ютерного експериментів. Перевірити адекватність результатів комп'ютерного експеримента до стендового з метою використання першого для подальших досліджень залежності $\mu = f(h)$. Встановити емпіричні формули для опису даного коефіцієнта і

розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса за розробленим алгоритмом.

6. Порівняти результати, отримані при дослідженнях роботи клапанного вузла за розробленою моделлю, з результатами, отриманими під час проведення натурного експеримента на реальному насосі.

7. Дослідити вплив конструктивних і кінематичних параметрів бурового насоса та його клапанних вузлів на характеристики їх роботи та дати загальні рекомендації щодо їх вибору.

8. Дослідити вплив нелінійної залежності коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки h на характеристики його роботи.

Об'єкт дослідження: трипоршневий буровий насос УНБТ-950.

Предмет дослідження: робота клапанного вузла.

Методи дослідження. При розробці математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса використано закони теоретичної механіки, фізики, механіки твердого тіла, гідравліки, гідродинаміки та вичислювальної гідрогазодинаміки.

Для визначення гідродинамічних характеристик клапанного вузла бурового насоса використовувався:

а) стендовий експеримент;

б) комп'ютерне моделювання руху розчину в гідравлічній частині бурового насоса за допомогою вичислювальної гідрогазодинаміки.

Теоретичні дослідження сумісної роботи клапанних вузлів поршневого бурового насоса здійснені на базі системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які описують зазначене явище.

Для розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь використовувались чисельні методи (метод Адамса).

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Удосконалено математичну модель роботи клапанного вузла за рахунок врахування: стискання бурового розчину та наявності в ньому домішок газу; дії підпірного відцентрового насоса; залежності величини гідродинамічної сили від

висоти підйому тарілки над сідлом; нелінійної залежності коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки над сідлом h , що зроблено вперше.

2. Досліджена залежність коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому його тарілки над сідлом h і встановлено суттєвий її вплив на показники роботи клапана і насоса в цілому. Неврахування μ , як змінної величини при зміні h , значно впливає на точність результатів розв'язання рівнянь математичної моделі роботи клапана (траєкторію руху тарілки клапана) і призводить до помилок при конструюванні бурових насосів та вибору необґрунтованих режимів їх роботи.

3. Вперше змодельована сумісна робота вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса та розроблено алгоритм моделювання, що дозволяє проектувати нові та досліджувати існуючі конструкції бурового насоса без проведення складних, високозатратних натурних експериментів.

Практичне значення одержаних результатів. Моделювання сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового насоса з використанням сучасних комп'ютерних технологій дозволяє зменшити кількість експериментальних досліджень при проектуванні нових конструкцій бурових насосів. Його використання також дозволяє конструкторам з високою точністю і в найкоротші терміни проектувати ефективні вузли гідравлічних частин, оцінювати вагомість впливу різних факторів на роботу насоса. На основі аналізу результатів досліджень подаються рекомендації щодо оптимізації конструкції насоса за конкретними параметрами при забезпеченні необхідних технічних характеристик.

Запропонована модель з алгоритмом її вирішення дозволяє конструкторам визначити з підвищеною точністю характеристики нових поршневих бурових насосів ще на стадії проектування, зокрема, значення коефіцієнта подачі насоса.

На основі алгоритму розв'язання рівнянь математичної моделі можливо створити рекомендації для корекції режимів роботи насоса при бурінні за різних умов (глибина, порода, розчин) для досягнення максимальної ефективності.

Крім того, використання запропонованої математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса та алгоритму її вирішення дозволяє експлуатаційникам: оптимізувати режими роботи бурового насоса для досягнення максималь-

ної ефективності; покращити умови роботи клапанних вузлів за рахунок оптимізації експлуатаційних параметрів роботи пружини, а при автоматизації процесу буріння керувати роботою насоса.

Результати досліджень пройшли практичну перевірку в Прикарпатському управлінні бурових робіт (додаток А).

Особистий внесок здобувача:

- виконано експериментальні дослідження коефіцієнта витрати клапана при прямих протіканнях та зворотніх перетоках рідини на вдосконаленій автором експериментальній установці УДК-1М та за допомогою сучасних комп'ютерних технологій і встановлені закономірності зміни коефіцієнта витрати клапана при зміні висоти підйому його тарілки над сідлом [1];
- вдосконалено математичну модель роботи вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса [2, 3];
- розроблено алгоритм моделювання сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса з використанням комп'ютерних технологій [4, 5];
- розроблено алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі роботи клапанів бурового насоса [6];
- досліджено вплив конструктивних параметрів клапанів бурового насоса на характеристики їх роботи та коефіцієнт подачі [7];
- розроблена методика та проведено розрахунок клапанного вузла на міцність [8].

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертації доповідались на: науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ (2002, 2003 рр); Міжнародній науково-технічній конференції “Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні”, м. Харків (2003 р).

Публікації. На тему дисертаційної роботи опубліковано 8 наукових робіт, з них 6 статей у фахових виданнях України (1 одноосібно) та 2 тези.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел, який містить 165 найменувань, та 4-х додатків. Загальний обсяг роботи 181 стор. комп'ютерного набору, в тому числі 70 рисунків, 20 таблиць.

Розділ 1

СТАН ПИТАННЯ ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СУЧАСНИХ БУРОВИХ НАСОСІВ

1.1. Короткий огляд розвитку поршневих бурових насосів

Історія розвитку поршневих насосів бере початок з часів до нашої ери. За єгипетськими письменами пожежний насос з Олександрії, створений приблизно 200 років до н.е. Ктцебіусом, є першим прототипом поршневого насоса. Конструкція цього насоса містила такі елементи: втулку, плунжер, клапани, ексцентриковий привод, які є в складі і в сучасних конструкціях поршневих насосів [9 – 11].

Історія розвитку поршневих бурових насосів почалась на початку ХХ століття в США, а інтенсивний їх розвиток – в 30 - і роки ХХ століття. Поштовхом цього розвитку були наступні причини висвітлені в [12, 13]. В цей час для буріння починають використовуватися двопоршневі бурові насоси двосторонньої дії з дизельним приводом, що дозволило відмовитись від парового приводу, при цьому зменшилась їх маса і значно підвищилась потужність.

У 40-х роках американські фірми “National”, “Gardner-Denver”, “Oilwell” почали випускати трипоршневі бурові насоси двосторонньої дії – “триплекс”. Ці насоси в порівнянні з двопоршневими насосами двосторонньої дії – “дуплекс” мали переваги за коефіцієнтом нерівномірності подачі і використовувались у нафтовій галузі до появи якісних і ефективних компенсаторів. Після освоєння випуску діафрагмових компенсаторів, які забезпечували високу рівномірність подачі розчину, насоси “триплекс” втратили свої переваги над “дуплекс” і їх використання стало обмеженим. Але після 25-річної перерви в практиці буріння знову з’являються трипоршневі бурові насоси. Їх поява була зумовлена рядом причин [14]:

по-перше, швидкий прогрес технології буріння, ріст глибини буріння і збільшення при цьому необхідної подачі бурового розчину в свердловину і тиску, вимагали потужніших бурових насосів. Для збільшення потужностей виготовля-

ли масивні гідравлічні частини, що значно збільшувало габарити, вагу, а відповідно і вартість насоса;

по-друге, маса потужного насоса “дуплекс” досягала 30000 кг і більше, що ускладнювало транспортування, монтаж та ремонт. На відміну від них насоси “триплекс” при таких самих робочих характеристиках мали компактну конструкцію і були на 30 – 40 % легші [14, 15].

Для вирішення цих проблем американські конструктори фірм-виробників повернулися до ідеї багатоциліндрових поршневих насосів, але вже односторонньої дії. Так, в 1960 році фірмою “Gardner-Denver” були випущені шестициліндрові насоси PO-7 та PV-9 [14], а в 1967 році – трипоршневий насос односторонньої дії PZ-9 [16, 17] потужністю 1000 к.с. Тоді ж фірма “Continental-Emsco” випустила дослідні зразки трипоршневих бурових насосів односторонньої дії F-1300 потужністю 1300 к. с. Використання багатоциліндрових (п’яти, шести поршневих) бурових насосів не дало очікуваних переваг, оскільки значно підвищувалась їх маса на одиницю потужності, хоча зменшувався коефіцієнт нерівномірності подачі [13].

З 1980 року об’єм буріння в США різко збільшився, що вимагало використання нових сучасних бурових установок і, відповідно, нових потужних насосів. У цей час фірми-виробники почали випускати більше насосів “триплекс”, ніж “дуплекс” [18].

Конструктивні відмінності бурових насосів одного і того ж класу зумовлені підходами фірм-виробників до вирішення пріоритетів при конструюванні бурових насосів: зменшити габарити та масу, забезпечити вищу довговічність деталей бурового насоса, полегшити обслуговування.

На даний час у закордонній практиці буріння відбувається інтенсивна заміна насосів “дуплекс” двосторонньої дії насосами “триплекс” односторонньої дії.

Вдосконалення бурових насосів здійснюється за рахунок підвищення їх технічних характеристик (потужності, продуктивності, меж регулювання), зменшення маси і габаритів, покращення транспортабельності, монтажно- та ремонтно-придатності, а також підвищення надійності та довговічності його складових, зок-

рема деталей гідравлічної частини.

1.2. Поршневі бурові насоси. Класифікація, умови роботи та вимоги, які до них ставляться

Під час буріння свердловини необхідно очищати вибій від вибуреної породи, підводити енергію до гідравлічного вибійного двигуна, долота, охолоджувати породоруйнівний інструмент [19 – 21]. Для виконання цих робіт бурова установка комплектується гідравлічною системою, яка складається з бурових насосів, нагнітального трубопроводу, обладнання для очищення бурового розчину тощо. В цій системі бурові насоси – це гідравлічні машини, призначені для перетворення механічної енергії приводу в гідравлічну енергію потоку бурового розчину і подачі його в свердловину під заданим тиском. Буровий розчин, поданий в свердловину під тиском, допомагає руйнувати гірські породи, використовується для закріплення стінок свердловини, закупорювання тріщин у породах, а також для запобігання викидів газу, нафти чи води [45, 187]. Маса бурової установки в значній мірі залежить від маси насосної групи, а експлуатаційні витрати на насос складають суттєву частину витрат на буріння.

Вимогам буріння найбільш повно задовольняють поршневі бурові насоси: їх подача не залежить від створюваного напору; вони забезпечують необхідну нерівномірність подачі; можуть перекачувати в'язкі розчини з певним вмістом твердої і газової фаз; характеризуються самовсмоктуванням [23, 24].

Умови буріння вимагають виготовлення поршневих бурових насосів різних конструкцій з різними принципами роботи. Їх класифікацію проводять за наступними показниками [25 – 29]:

- за типом виштовхувача: поршневий, плунжерний;
- за розміщенням циліндрів: горизонтальний, вертикальний, кутовий;
- за способом дії: односторонньої і двосторонньої дії;
- за схемою гідроблоку: з прямоточним і непрямоточним гідроблоком;

- за способом регулювання подачі: нерегульовані, з ступеневим регулюванням (зміною втулок циліндра, зміною частоти ходів поршня за хвилину, зміною довжини ходу виштовхувача), безступеневим (зміною частоти ходів поршня за хвилину, зміною довжини ходу виштовхувача);
- за типом приводу: від електричного двигуна, від двигуна внутрішнього згорання, гідроприводні;
- за кількістю виштовхувачів;
- за швидкохідністю;
- за величиною створюваного тиску і діаметрів поршнів.

Як відомо [20, 30, 31], умови роботи бурових насосів надзвичайно важкі. Вони перекачують в'язкі бурові глинисто-водяні розчини з доповненням важких домішок бариту та гематиту, частинки якого мають твердість, близьку до твердості загартованих сталевих деталей насоса. Крім того, буровий розчин містить частинки вибуреної породи, які посилюють ударно-абразивне та гідро-абразивне зношування контактуючих з ними поверхонь деталей гідравлічної частини. Під час проведення процесу буріння буровий розчин зазнає ряд змін. Спостерігається зміна вмісту газової фази, тобто він насичується газами під час процесу буріння свердловин, зміна густини через наповнення абразивними частинками вибуреної твердої породи (до 2%). Крім того, бурові розчини часто містять і інші домішки, наприклад: солі, каустичну соду, кислоти та нафтопродукти, які агресивно діють особливо на гумові вироби. Температура перекачуваного бурового розчину складає 273 – 353 К. Густина бурових розчинів складає 800 – 2500 кг/м³ [14, 32, 33] і її вибір залежить від умов буріння та глибини свердловини.

Потужність сучасних бурових насосів досягає 1500 кВт і більше, тиск нагнітання 40 МПа, їх подача – 0.08 м³/с [20].

Бурові насоси працюють в різних кліматичних умовах при температурах від 223 до 323 К, час їх безперервної роботи складає від 30 хвилин до 100 годин [34]. При роботі насосів виникають ситуації режиму короткочасного перевантаження. Це зумовлено руйнуванням стінок свердловини, забрудненням промивних каналів долота, збільшенням густини та в'язкості бурового розчину [20, 31, 35].

Вимоги, які ставляться до бурових насосів, головним чином залежать від параметрів свердловини, характеристик породи, методів буріння, типу і параметрів породоруйнівного інструменту.

Підвищення швидкостей процесу буріння вимагає збільшення подачі бурового розчину в свердловину. Слід відмітити, що: на початку процесу буріння свердловини необхідна більша подача бурового розчину, а в міру зменшення діаметра свердловини – менша; при збільшенні глибини буріння розчин необхідно подавати під більшим тиском для подолання як місцевих, так і загальних гідравлічних опорів. Досліджено [22], що характер зміни витрати розчину та тиску по глибині буріння є нерівномірним.

Автори [36] дослідили, що за нормальних умов роботи насоса розчин повинен рухатись не відриваючись від поршня. Відставання розчину від поршня зумовлює виникнення простору, який заповнений насиченими парами розчину. Наступне збільшення тиску викликає миттєве заповнення цього простору розчином і удар розчину, що негативно впливає на роботу деталей насоса. Ймовірність гідравлічного удару зменшується при збільшенні тиску нагнітання і діаметра нагнітального трубопроводу, а також при зменшенні довжини нагнітального трубопроводу і частоти ходів поршня. Для усунення виникнення такого явища використовуються пневмокомпенсатори [37].

Як показує зарубіжна практика [15, 38], слід дотримуватись схеми буріння, при якій використовується один буровий насос необхідної потужності. Другий насос використовується як резервний. При такій схемі один насос працює, а інший – проходить технічне обслуговування. Така схема має переваги перед схемою, в якій використовуються два одночасно працюючих насоси меншої потужності. Вона забезпечує неперервність процесу буріння, підвищує надійність бурової установки і знижує вартість проходки одного метра свердловини.

Згідно досліджень голландських вчених [16], збільшення тиску на стояку з 20 до 35 МПа призводить до зменшення вартості буріння на 25%.

З приведеного вище, можна зробити висновок, що бурові насоси експлуатуються у важких умовах, а його деталі піддаються значним навантаженням різ-

- ного роду. Тому до бурових насосів ставлять ряд вимог [13, 20, 26, 31, 34, 39 - 42]:
- вони повинні мати високу експлуатаційну надійність і довговічність, яка повинна поєднуватись з безпекою їх експлуатації, економічністю, екологічністю та естетикою;
 - вузли та деталі, які контактують з буровим розчином, повинні бути стандартизованими і достатньо зносостійкими. Їх заміна повинна проводитись швидко та зручно;
 - маса, габарити і вартість бурових насосів повинні бути мінімальними;
 - вони повинні бути високопродуктивними та ефективними в експлуатації, мати високий ККД і можливість працювати при короткочасних перевантаженнях;
 - мають бути зручними для транспортування та монтажу;
 - потужність насоса повинна бути достатня для промивання свердловини заданої глибини;
 - привод насоса повинен бути універсальним (дизельний, електричний);
 - приводна частина повинна бути захищена від попадання в неї бурового розчину, пилу та бруду, легкодоступна для огляду і технічного обслуговування;
 - повинні бути пристосовані для перекачування корозійно-активних бурових розчинів різної густини та в'язкості з домішками мастила і вмістом абразивних частинок;
 - самовсмоктування та стійка їх робота на в'язких бурових розчинах;
 - незалежність подачі від тиску нагнітання;
 - подача насоса повинна бути регульована в межах, необхідних для ефективного промивання свердловини;
 - повинні забезпечувати низьку нерівномірність подачі розчину, оскільки нерівномірність потоку може призвести до порушення нормального процесу буріння, порушити стан стінок свердловини. Крім того, пульсуючий потік розчину може викликати гідравлічні удари, вібрацію бурової колони, створить аварійну ситуацію і зменшить термін служби циркуляційної системи.

На даний час широко використовуються дво- і трипоршневі бурові насоси з горизонтальним розміщенням осей циліндрів, оскільки вони найбільш повно від-

повідують вимогам технології буріння, дозволяють перекачувати забруднені бурові розчини, характеризуються кращими умовами всмоктування та ремонтоздатності в порівнянні з насосами з вертикальним та кутовим розміщенням осей циліндрів [20, 31].

Аналізуючи [14, 16, 26, 40], можна зробити висновок, що використання трипоршневих бурових насосів односторонньої дії для буріння глибоких свердловин є більш доцільним у порівнянні з двопоршневими двосторонньої дії, зважаючи на те, що:

- вони дозволяють подавати більшу кількість бурового розчину в свердловину за одиницю часу, мають більшу потужність та подають розчин під більш високим тиском, що суттєво важливо при збільшенні глибин буріння;
- конструктивна схема насосів “триплекс” в порівнянні з насосами “дуплекс” забезпечує меншу металомісткість (маса їх менша в середньому на 30 – 40%), зменшення номенклатури і сумарної маси швидкозношуваних змінних деталей, покращення умов праці та зменшення часу на заміну деталей та транспортування і монтажування на робочому місці [14, 20, 41];
- завдяки меншій масі здешевлюється їх транспортування [24];
- механічний ККД двопоршневих бурових насосів складає 0.82 – 0.83, а об’ємний – 0.9. У трипоршневих бурових насосів механічний ККД – 0.9, а об’ємний при роботі з підпірним насосом 0.97 – 0.99 [90, 151];
- в них зменшена нерівномірність подачі більше ніж у 2 рази в порівнянні з двопоршневими, а нерівномірність тиску у 5 разів [14, 15], що дозволило підвищити їх швидкохідність і зменшити об’єм та масу пневмокомпенсаторів [1, 24, 26];
- при потужності до 140 кВт їх можна використовувати без пневмокомпенсаторів;
- в них є можливість охолодження робочої поверхні циліндрової втулки в зоні її контакту з поршнем [24, 26, 41];
- в них реалізується схема гідравлічної коробки “клапан над клапаном”, що зменшує шкідливий об’єм і підвищується коефіцієнт подачі, а відповідно і ККД насоса [26];
- вони більш швидкохідні і в них використовується менший діаметр клапана [14,

41].

Трипоршневі бурові насоси використовуються разом з підпірними відцентровими насосами, які забезпечують [14, 41, 45]: збільшення коефіцієнта наповнення насоса при збільшенні частоти ходів поршня; збільшення гідравлічної потужності і тиску нагнітання; зменшення вібрації вхідних трубопроводів; зменшення зношування деталей насоса; більш рівномірну подачу розчину; можливість перекачувати розчини з домішками нерозчинених газів.

Сьогодні трипоршневі бурові насоси випускають багато фірм, зокрема: “Уралмаш” (Росія), “Барикада” (Росія), Bethlehem Supply Company (США), Cardwell mfg. Co. Inc (США), Snyder (США), SALJ of America (США) “National” (США), “Gardner-Denver” (США), “Oilwell” (США), “Armco-National” (США), “Continental-Emsco” (США), “Wirth” (Німеччина), “Ideco-Dresser” (США), “Supply-Division” (США), “Wilson” (США), “Skytop Brewster” (США), “OPI Pump” (США), “Industrialexport-import” (Румунія) [15, 16, 41, 46].

Насоси характеризуються наступними параметрами: потужність насоса N , кВт; максимальна подача Q , м³/с; максимальний тиск нагнітання P , МПа; n – частота ходів поршня, хв⁻¹; коефіцієнт подачі η_o і загальний ККД η [126, 165]. Необхідні характеристики насоса забезпечуються зміною конструктивних параметрів: довжиною ходу поршня S , мм; частотою ходів поршня n , хв⁻¹; діаметром поршня d_n , мм.

Конструкції та характеристики насосів, які випускаються в країнах СНД, регламентовані нормативними документами, зокрема [47]. Взаємозамінність стандартних змінних деталей (клапанів, поршнів, штоків) зарубіжних насосів забезпечується відповідністю їх приєднувальних розмірів стандартами API [48]. Нормативним документом, що регламентує приєднувальні розміри деталей в насосах, які випускаються в країнах СНД є [49].

Незважаючи на характеристики різних марок трипоршневих бурових насосів односторонньої дії, які випускають різні фірми, принципова конструктивна схема їх механічної частини суттєво не відрізняється. Відмінність спостерігається лише в конструкціях гідравлічних частин, яка зумовлює умовний поділ насосів

“триплекс” на 3 типи [13, 41]:

1) конструкція прямої гідравлічної частини – клапани розміщені один над другим на одній осі (рис. 1.1);

2) конструкція L-подібної гідравлічної частини з розміщенням вхідного клапана на осі руху поршня (рис. 1.2);

3) конструкція L-подібної гідравлічної частини з розміщенням вхідного клапана нижче осі руху поршня (рис. 1.3).

Кожна з конструкцій має свої переваги і недоліки. Тому вибір типу гідравлічної частини фірми-виробники здійснюють на основі конкретно поставленої мети і потреб споживачів.

Для умов руху бурового розчину в гідравлічній частині бурового насоса найкращою є тип 1. При цьому рух потоку бурового розчину проходить в одному

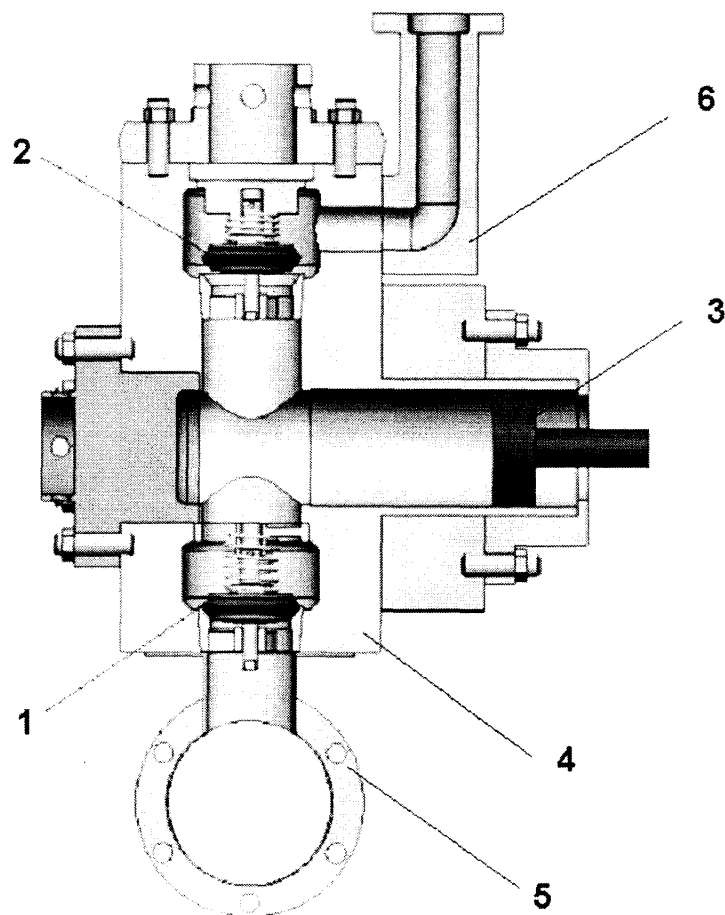


Рис. 1.1. Конструкція прямої гідравлічної частини насоса “триплекс” (тип 1):

1 – вхідний клапан; 2 – вихідний клапан; 3 – поршень; 4 – гідравлічна коробка;

5 – вхідний трубопровід; 6 – вихідний трубопровід

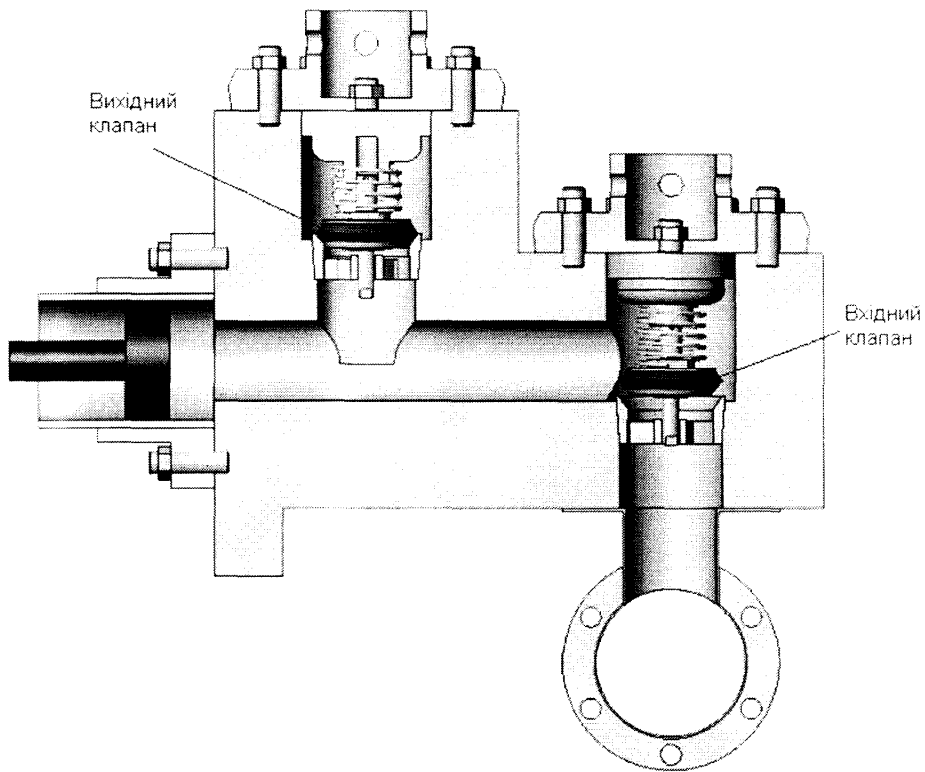


Рис. 1.2. Конструкція L-подібної гідравлічної частини насоса “триплекс” з розміщенням вхідного клапана на осі руху поршня (тип 2)

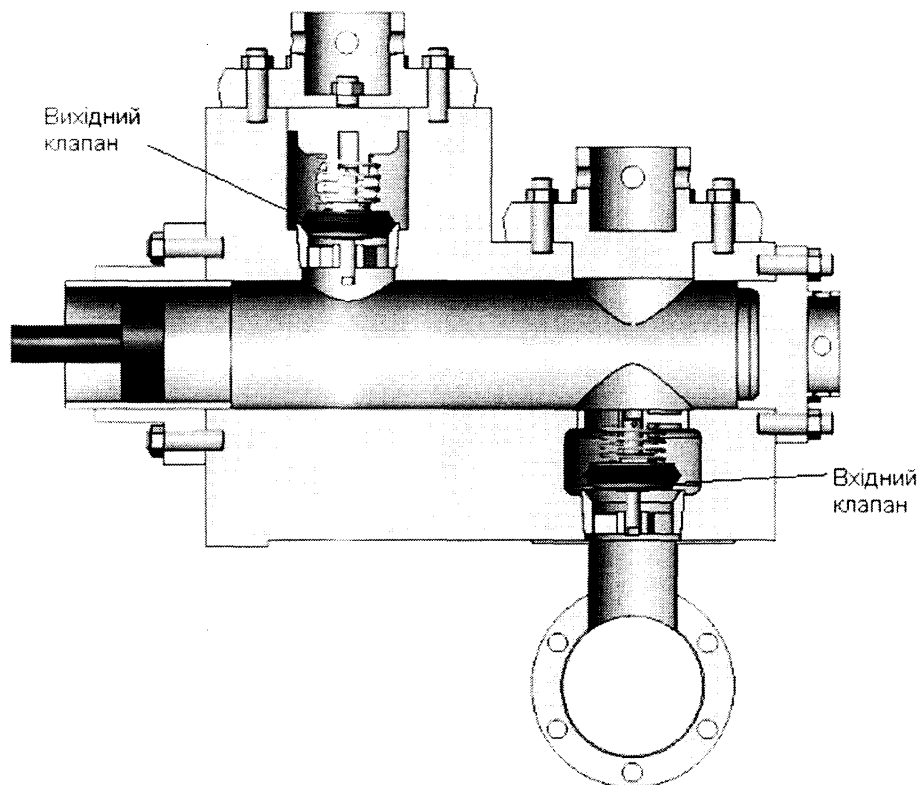


Рис. 1.3. Конструкція L-подібної гідравлічної частини насоса “триплекс” з розміщенням вхідного клапана нижче осі руху поршня (тип 3)

напрямку з найменшим гідравлічним опором. Така конструкція має добру ремонтоздатність циліндропоршневої пари, мінімальний шкідливий об'єм гідравлічної частини. Але така конструкція гідравлічної частини утруднює доступ до вхідного клапана при його заміні [13, 14, 16, 40, 41].

Для забезпечення кращого доступу до вхідного клапана при ремонті випускають насоси з гідравлічними частинами типу 2. При цьому, поряд із збільшенням гідравлічних втрат, утруднюється заміна циліндрових втулок та поршнів, які потрібно при такій конструкції знімати “назад”, тобто в сторону механічної частини [41].

Щоб забезпечити заміну циліндрових втулок та поршнів “вперед” фірми - виробники випускають насоси з гідравлічними частинами, в яких вхідний клапанний вузол розміщений нижче осі руху поршня (тип 3), що поряд з покращенням ремонтоздатності призводить до збільшення об'єму конструкції, і, крім того, вони є нетехнологічними при виготовленні [13, 14, 40].

Основні конструктивні схеми гідравлічних частин бурових насосів різних фірм-виробників приведено в [16] і з доповненнями представлено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

Конструктивні схеми гідравлічних частин

Фірма-виробник	Тип гідравлічної частини	Напрямок заміни	
		поршня	циліндрової втулки
“Уралмаш” (Росія)	1	вперед	вперед
“Баррикады” (Росія)	2	назад	назад
“National” (США)	3	назад	назад
“Gardner-Denver” (США)	1	вперед	вперед, назад
“Oilwell” (США)	3	назад	назад
“Continental-Emsco” (США)	1	вперед	вперед
“Wirth” (Німеччина)	3	вперед, назад	назад
“Ideco-Dresser” (США)	1	вперед, назад	назад
“Skytop Brewster” (США)	1	вперед	вперед
“OPI Pump” (США)	3	назад	назад
“Industrial export-import” (Румунія)	1	вперед	вперед

На сьогодні при конструюванні бурових насосів досягнуто компроміс таким чином, що при L-подібній гідравлічній частині з розміщенням вхідного клапана нижче осі руху поршня він знімається “вперед”, а циліндрова втулка – “назад”.

Отже, при виборі типу гідравлічної частини бурового насоса слід враховувати: подачу (продуктивність), ККД, ступінь ремонтоздатності, надійність і довговічність швидкозношуваних вузлів бурового насоса.

1.3. Конструкції клапанних вузлів. Умови роботи та вимоги, які до них ставляться

Основною частиною бурового насоса, яка визначає ефективність, надійність і довговічність його в цілому, є гідравлічна частина. При її проектуванні виникає набагато більше складностей, ніж при проектуванні механічної частини. В механічній частині при бурінні на показники ефективності бурового насоса впливають тільки відмова її механізмів до капітального ремонту і ККД.

Гідравлічна частина включає в себе основні складові, які визначають ефективність роботи бурового насоса: гідравлічна коробка, циліндропоршнева пара, клапанний вузол.

Конструкція гідравлічної частини впливає на траєкторію руху бурового розчину і коефіцієнт подачі насоса. Підвищення швидкохідності нових потужних бурових насосів, робочого тиску та інтенсивності процесу буріння ставлять все вищі вимоги до елементів гідравлічної частини.

Розглянемо та проведемо аналіз основних конструкцій клапанних вузлів, які серійно випускаються і використовуються в сучасних бурових насосах, а також тенденцію їх розвитку.

У поршневому буровому насосі використовуються самодіючі клапани односторонньої дії, які пропускають розчин тільки в одному напрямку і призначені для періодичного з'єднання насосної камери з вхідним та вихідним трубопроводами у відповідності з законом руху поршня, запобігання попадання розчину з вихідного колектора в робочу камеру насоса. Їх називають самодіючими тому, що вони працюють під дією потоку розчину, який і визначає траєкторію руху тарілки.

Відомо багато конструкцій самодіючих клапанних вузлів (обертові, піді-

ймальні, відкидні, з ковзаючим запірним елементом, приводні, з плоскою і конічною робочою поверхнею, з різним характером ущільнення) [24, 26, 50, 51]. Проте, за винятком підіймальних, вони не знайшли широкого використання в бурових насосах через складності конструкцій, нетехнологічність їх виготовлення та невисоку надійність у зв'язку з специфічними умовами роботи трипоршневих бурових насосів.

На даний час широке використання знайшли підіймальні тарілчаті клапани з еластичним ущільненням, які спрацьовують під дією власної маси та дії пружини [16, 44, 50]. Робоча поверхня тарілки і манжета мають конусну форму (рис.1.4), що покращує показники роботи клапана за рахунок зменшення опору руху бурового розчину.

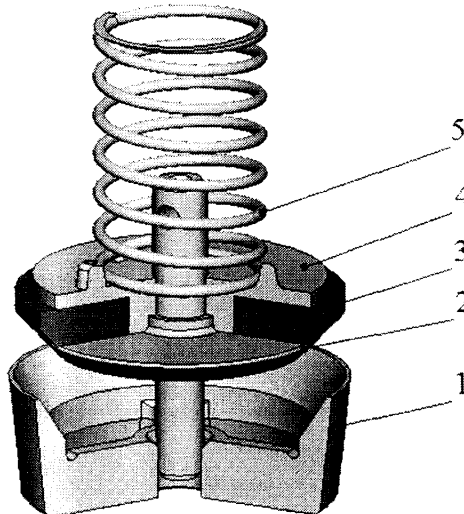


Рис. 1.4. Конструкція клапанного вузла бурового насоса:
1 – сідло; 2 – тарілка; 3 – манжета; 4 – гайка; 5 – пружина

Типові конструкції клапанних вузлів [16, 18, 52], які використовуються на даний час та етапи їх розвитку [36] подано в додатку Б.

Таким чином, всі клапанні вузли відрізняються між собою конструктивним виконанням, матеріалами та видом зміцнення деталей, вибір яких зумовлено як умовами роботи, так і технологічними можливостями виробництва.

Дослідженню причин низької довговічності клапанного вузла та причин виходу з ладу присвячені роботи Бабаєва С. Г. [53 – 57], Мкртичяна Я. С. [58 – 62],

Айрапетова Л.С. [63 – 65], Браславського Б. І., Ловчева С. В. [41], Райхеля А. Я. [66], Гянджунцева П. А. та інших. Відомо, що 50% часу, який витрачається на ремонт бурового насоса, складає заміна швидкозношуваних деталей (клапанних вузлів та циліндропоршневих пар). Термін служби клапанів при роботі бурових насосів на розчинах з високою густиною і значним вмістом абразиву інколи складає 20 – 30 годин [40, 67, 68].

Деталі клапанного вузла піддаються значним динамічним навантаженням, впливу високої температури, робочі поверхні клапанного вузла зазнають значних питомих тисків і дії турбулентних потоків, піддаються абразивно-ударному та гідро-абразивному зношуванню [61, 69], кавітації [53, 58, 60, 61, 69], вібрації [70 – 75]. Ці фактори та значні перепади тиску на клапані призводять до погіршення умов роботи та руйнування його робочих поверхонь та ущільнення [38, 55, 68].

Вплив геометрії робочих поверхонь клапанного вузла (кута конусності) на його довговічність залежить від виду зношування [61, 63, 76].

Досліджено, що значний вплив на довговічність клапанних вузлів має якість очищення бурового розчину, концентрація та фракції абразиву в ньому. За даними [30] при видаленні з бурового розчину 100 % частинок розміром більше 0.3 мм, 80% – частинок розміром від 0.3 до 0.1 мм, та 35% – частинок розміром 0.06 мм пристроями гідроциклонної очистки довговічність клапанів збільшується в 2.52 рази. Американські спеціалісти вважають, що при збільшенні концентрації піску з 1 до 4% кількість відмов бурового насоса при роботі на високих тисках збільшується в 4 рази.

В основному надійність та довговічність клапанного вузла визначається якістю та терміном служби ущільнення (манжети) [26, 31, 40, 68, 77 – 80, 89]. Руйнування ущільнення зумовлено попаданням в нього абразиву, а також у результаті накопичення абразиву в місцях контакту з іншими деталями. Після руйнування манжети проходить швидке руйнування робочих поверхонь деталей клапана.

За дослідженнями [61, 78, 81] довговічність манжети визначається в основному втомною міцністю гуми, тому що вона в процесі роботи клапана несе багатократні циклічні навантаження. У зв'язку з цим, манжета повинна бути достат-

ньо міцною, нафтостійкою, повинна володіти: мінімальним накопиченням залишкових деформацій стиску [67], високою твердістю для запобігання її втисканню в зазор між тарілкою і сідлом, високою стійкістю до циклічних навантажень та гідроабразивної ерозії [68]; форма та розміри манжети повинні бути такими, щоб виключати концентратори напружень в місцях контакту її з деталями клапана, а також для рівномірного розподілу напружень. При роботі клапанного вузла в манжеті не повинно виникати значних напружень стиску та розтягу.

Велика кількість відмов клапанних вузлів викликана помилками та неточностями при конструюванні і виготовленні, недотриманні: технічних вимог, що ставляться до них; рекомендованих режимів експлуатації. Виготовлення конусних робочих поверхонь тарілки і сідла з відхиленнями, більшими від допустимих, ведуть до швидкого руйнування манжети через втискання її в зазор між тарілкою і сідлом та наступним защемленням її між робочими поверхнями. Це відбувається при більшій конусності сідла, ніж тарілки. Збільшений зазор в напрямних клапана (також може виникати при спрацюванні [24, 55]) спричиняє перекося деталей клапана під час роботи насоса, що є причиною швидкого зношування ущільнень та робочих поверхонь деталей клапана [54, 56, 81].

Герметизуюча здатність, а саме повнота прилягання робочих поверхонь тарілки та сідла, а також щільність спряження цих поверхонь впливають на ККД насоса, термін служби та експлуатаційну надійність клапана [24, 34, 56]. Задовільне прилягання робочих поверхонь тарілки та сідла можливе при мінімальному відхиленні форми та конусності цих поверхонь. Від задовільності прилягання робочих поверхонь деталей клапанного вузла залежить його контактна міцність і довговічність. При неспівпадінні конусності робочих поверхонь, контакт між тарілкою та сідлом проходить не по поверхні, а по лінії, що викликає збільшення контактних напружень.

На даний час в бурових насосах широко використовуються клапани типу КСК (додаток Б). Дослідженням довговічності клапанів цього типу присвячено роботи [79, 82]. Особливістю такої конструкції є наявність каплеподібної манжети. При закриванні клапана тарілка сідає на сідло спочатку манжетою, а далі при

збільшенні тиску на поверхню тарілки вона сідає на горизонтальну і конічну опорні поверхні сідла, деформуючи манжету. В залежності від величини зазору між конусними поверхнями деталей клапанного вузла може проходити защемлення манжети і в результаті багатоциклових навантажень її втомне руйнування [34]. При незначних зазорах защемлення в таких конструкціях не відбувається. За нормальних умов роботи термін служби клапана складає 500-600 годин [79, 82].

На довговічність клапанного вузла відчутно впливають технологічні фактори, які проявляють себе під час виготовлення його окремих деталей, а саме: вибір матеріалів деталей клапанного вузла, методу отримання заготовок, методів їх обробки, поверхневе зміцнення їх робочих поверхонь тощо [83, 84]. Поверхневі шари робочих поверхонь деталей клапанного вузла сприймають найбільші навантаження, тому їх слід зміцнювати термообробкою, хіміко-термічною обробкою, поверхнево пластичним деформуванням, наплавкою чи напиленням зносостійкими матеріалами в залежності від поставлених задач і умов роботи [57, 83].

Підвищення довговічності і надійності деталей клапанного вузла можна забезпечити правильним вибором режимів роботи бурового насоса, конструктивними параметрами клапанного вузла.

З огляду на особливості конструкцій та роботи клапанного вузла до нього ставляться ряд вимог, які необхідно забезпечити під час проектування, виготовлення, експлуатації і ремонту [11, 20, 24]:

- висока надійність та довговічність деталей (тарілки, сідла, ущільнення);
- простота конструкції та герметичність в закритому стані;
- своєчасне закривання та відкривання клапана при його роботі;
- мінімальний опір проходженню розчину при відкритому клапані;
- мінімальна маса складових клапанного вузла для кращого керування потоком розчину;
- напрямні в клапані не повинні защемлюватись;
- швидкість та зручність заміни його деталей в польових умовах.

Вимоги, які ставляться до клапанного вузла бурового насоса, є суперечливими між собою, в більшості випадків покращення одних вимог веде за собою по-

гіршення інших. Тому задоволення цих вимог повинно вибиратися оптимальним за певними критеріями, враховуючи конкретні умови роботи клапанного вузла і бурового насоса в цілому.

На даний час намічені наступні напрямки покращення конструкцій клапанів [38, 84]:

- 1) підвищення багаточислової об'ємної міцності та зносостійкості поверхневих шарів деталей клапана в місцях їх контакту, зменшення маси тарілки;
- 2) зменшення гідравлічного опору елементів проточної частини сідла та тарілки, покращення умов підведення бурового розчину на ділянці між тарілкою та сідлом на вході в клапанну щілину, а також стабілізація потоку в щілині;
- 3) збільшення ресурсу роботи еластичного ущільнення;
- 4) оптимізація пружинного навантаження.

1.4. Аналіз досліджень впливу конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса та його складових на характеристики їх роботи

Дослідження впливу конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса та його складових на характеристики їх роботи представляє великий інтерес як для дослідників, так і для конструкторів. Цим дослідженням присвячено ряд робіт [16, 38, 41, 45, 63, 73, 78, 85, 86 – 92].

Згідно досліджень, представлених в [41, 85], відзначено, що:

- запізнення закриття і відкриття клапанів збільшується при збільшенні кутової швидкості обертання кривошипа ω , що веде до зменшення коефіцієнта подачі η_o і погіршення умов роботи насоса в цілому;

- необхідно більш точно визначати значення коефіцієнта подачі η_o і відповідно ККД насоса в залежності від ω і діаметра поршня d_n .

У роботі [89] відзначено, що:

- кути запізнення, які зумовлені стисканням і розширенням розчину, знижу-

ють коефіцієнт подачі насоса η_o ;

- при збільшенні кутової швидкості обертання кривошипа ω збільшуються: максимальна висота підйому тарілки h_{max} , швидкість її посадки на сідло h' , кут запізнення посадки φ_{zn} і перепад тиску на тарілці ΔP . Тому слід обмежувати ω умовами відсутності кавітації і зворотніх перетоків (стуку);

- при збільшенні тиску нагнітання P і величини шкідливого об'єму гідравлічної частини $V_{шк}$ значно зростають кути запізнення відкриття вхідного та вихідного клапанів внаслідок стискання розчину, а кути запізнення посадки тарілок клапанів змінюються не суттєво;

- висота підйому тарілки не залежить від величини робочого тиску;

- зменшення маси тарілки (допустиме за умовою забезпечення необхідної міцності) не впливає на нормальну роботу бурового насоса, а тільки при значному збільшенні маси виникають зворотні перетоки і спостерігається робота клапана з стуком. Збільшення маси тарілки досліджуваного вихідного клапана в 2 рази призводить до незначного збільшення кутів запізнення закривання клапана і швидкості посадки тарілки. При подальшому збільшенні маси тарілки виникають стуки. Стук вхідного клапана появляється при збільшенні маси у 8 раз, хоча кути закривання і максимальна величина висоти підйому тарілки майже не змінюються. Досліджено, що при значному збільшенні маси тарілки виникає кавітація;

- жорсткість пружини клапана слід вибирати по можливості мінімальною, оскільки при її збільшенні чи зменшенні майже не змінюється траєкторія руху тарілок вхідного та вихідного клапанів і кути запізнення закривання та відкривання, але значно змінюється перепад тиску ΔP на кожній з них;

- зменшення сили попереднього підтиснення пружини F_0 до значення меншого від оптимального веде до різкого збільшення кутів запізнення посадки тарілок та відкривання клапанів, збільшення максимальних висот їх підйому, швидкості їх посадки і перепаду тиску на вхідному клапані.

При збільшенні ω , d_n і в'язкості розчину максимальна висота підйому тарілки h_{max} також збільшується [45, 78]. При незадовільній роботі насоса крива

руху тарілки значно змінюється і має явно виражений коливальний характер, при цьому h_{max} зростає, хоча на початку і в кінці характер кривої майже не змінюється. Згідно досліджень, проведених в інституті ім. Баумана, швидкість посадки тарілки кінцевого клапана $h'_{noc} = (50 - 300) \text{ мм/с}$, а при більших її значеннях виникають стуки. Зміна цієї швидкості визначається за формулою: $h'_{noc} = 0.0067 \cdot n^2$ [45]. При роботі насоса клапани закриваються із запізненням, що негативно впливає на коефіцієнт подачі насоса. Чим більші кути запізнення закривання клапанів, тим коефіцієнт подачі η_o нижчий. Крім того, кути запізнення закривання та відкривання клапана впливають на його довговічність.

У роботі [78] приведено дійсні діаграми руху тарілок, з яких видно, що тарілка піднімається на початку свого ходу на граничну висоту $h_{гран} > h_{max}$. Відкриття одного клапана проходить з додатковим запізненням після закриття іншого. Піднімання тарілки на граничну висоту $h_{гран}$ зумовлено відкриттям із запізненням і внаслідок її інерційності вона рухається з можливим відривом від потоку. Відзначено, що жорсткість пружини не суттєво впливає на висоту $h_{гран}$, а сила попереднього підтиснення пружини має значний вплив і висота $h_{гран}$ може збільшитись майже у 2 рази в порівнянні з h_{max} . Стук клапанів присутній при будь-яких режимах роботи насоса, тому границя умови роботи без стуку, як така, відсутня. Для запобігання руйнування клапана слід обмежувати швидкість посадки тарілки на сідло h'_{noc} .

У результаті експериментальних досліджень [90, 93] доведено, що наявність шкідливого об'єму $V_{шк}$ в гідравлічній частині призводить до появи значних кутів запізнення відкривання і посадки тарілки, що веде до зменшення коефіцієнта подачі η_o . Негативна дія шкідливого об'єму $V_{шк}$ збільшується зі збільшенням швидкохідності насоса. Для покращення умов роботи насоса рекомендовано використовувати підпірний насос.

Згідно досліджень Краусса [86]:

- клапани відкриваються і закриваються із запізненням, причому один клапан

відкривається відразу після закриття іншого;

- стук вихідного клапана завжди сильніший від стуку вхідного;
- при нормальній роботі $h'_{noc} = (100 - 120) \text{ мм/с}$, а при $h'_{noc} = 130 \text{ мм/с}$ починається сильний стук;
- тиск нагнітання не впливає на величину висоти h_{max} і стуки вихідного клапана;
- для зменшення висоти зависання тарілки над сідлом h_0 слід використовувати менш жорстку пружину з більшою силою її попереднього підтиснення;
- максимальна висота підйому тарілки над сідлом h_{max} залежить від характеристик пружини, геометрії тарілки, її маси і подачі насоса Q .

У результаті досліджень, приведених в роботі [86], встановлено:

- тиск нагнітання P не впливає на траєкторію руху тарілки, тому автор проводить свої дослідження при невеликих тисках;
- клапани краще працюють з пружиною меншої жорсткості і при більшій силі її попереднього підтиснення, ніж з пружинами великої жорсткості і невеликою силою попереднього підтиснення;
- для експлуатації насоса з великими значеннями частоти ходів поршня n слід збільшувати і жорсткість, і силу попереднього підтиснення пружини.

У роботі [87] при дослідженні клапанів поршневих бурових насосів У8-6М і УНБТ-800 відзначено, що коефіцієнт подачі η_o зі зменшенням жорсткості пружини теж зменшується. Оптимальне значення жорсткості пружини веде до зменшення швидкості руху розчину в щілині клапана і відповідно до зменшення зношування його деталей.

У роботі [38] для трипоршневого бурового насоса з діаметром поршня $d_n = 140 \text{ мм}$, довжиною ходу 300 мм і частоті ходів $n = 120 \text{ хв}^{-1}$ рекомендується максимальна висота підйому тарілки $h_{max} = 15 \text{ мм}$.

У роботі [16] відзначено, що правильний вибір пружини клапана має велике значення для забезпечення нормальної роботи насоса. Згідно досліджень, проведених фірмою TRW Mission, при оптимальних значеннях параметрів пружини висота підйому тарілки, при збільшенні кутової швидкості кривошипа ω , зростає.

Максимальна висота підйому тарілки вихідного клапана h_{max} менша ніж вхідного. Зменшення сили попереднього підтиснення пружини F_0 нижче оптимального вже при незначних значеннях ω викликає стуки клапана і при збільшенні ω робота насоса стає недопустимою. В результаті досліджень виявлено вплив розмірів клапана, його форми, маси, характеристик пружини на кут запізнення посадки тарілки. Крім того, показано, що при підвищенні ω необхідно збільшувати жорсткість пружини, а з підвищенням потужності насоса необхідно використовувати підпір на вхідній лінії. Тиск підпору слід збільшувати для підвищення коефіцієнта подачі насоса η_o .

У [88] рекомендовані максимальна: висота підйому тарілки 15.3 мм, швидкість посадки тарілки на сідло 0.43 м/с.

Масу насоса визначають такі його параметри, як діаметр поршня d_n , довжина його ходу S , кутова швидкість обертання кривошипа ω , тиск нагнітання насоса P , шкідливий об'єм $V_{шк}$. Від цих параметрів залежить також розмір (номер) клапана, його параметри і характеристики пружини. Тому основна задача при проектуванні нових насосів – це поєднання цих параметрів так, щоб забезпечити мінімальну масу насоса (максимальну швидкохідність) при нормальній роботі клапанів.

У [63] досліджено, що при збільшенні діаметра тарілки і кута конусності тарілки β , кути запізнення закривання клапана відчутно збільшуються. Від кутів запізнення закривання і відкривання клапанів залежить нормальна робота насоса, коефіцієнт подачі, границя виникнення стуку. Запізнення відкриття клапана більше ніж запізнення його закриття іноді в декілька раз. Кут запізнення закривання клапанів досліджували на стендових випробуваннях насоса НБ-45-320-600. Встановлено, що запізнення закриття залежить від конструктивних параметрів: діаметра тарілки клапана $d_{кл}$, кута робочих поверхонь деталей клапанного вузла β і не залежить від висоти підйому тарілки h , діаметра поршня d_n , характеристик пружини, тиску на виході насоса P . Тобто, для кожного типу клапана даний кут є постійним. Згідно досліджень найменше значення кута запізнення посадки спостері-

гається при куті опорних поверхонь деталей клапанного вузла $\beta = (15 - 30)^\circ$ і при збільшенні діаметру тарілки він збільшується. Оптимальним є кут $\beta = (15 - 30)^\circ$, оскільки при такому куті найменший гідравлічний опір проходженню розчину і мінімальні кути запізнення посадки тарілки, тобто максимальний гідравлічний ККД насоса. У клапані з плоскою тарілкою виникають великі втрати при зміні напрямку потоку розчину при вході і виході з щілини клапана, а при збільшенні кута конусності більше 30° зменшується сама щілина, що також призводить до збільшення опору клапана. Це приводить до вибору оптимального кута $\beta = (15 - 30)^\circ$.

У роботі [91] автор визначав швидкість розчину в щілині клапана $v_{щ}$, подав графіки залежності h, h' від часу. Досліджено, що під час роботи клапанного вузла існує момент, коли $v_{щ} > 0$, хоча поршень уже починає хід всмоктування (змінює напрямок руху). При подальшому русі поршня швидкість розчину в щілині змінює знак ($v_{щ} < 0$), що є негативним, оскільки починаються зворотні перетоки.

У роботі [92] досліджено, що збільшення коефіцієнта подачі насоса при збільшенні величини підпору проходить внаслідок кращого заповнення циліндра. Об'єктом досліджень були вибрані клапани $\varnothing 5-95$ мм, які досліджувались при різних значеннях тиску нагнітання P , подачі Q , частоти ходів поршня n і довжини ходу поршня S . При цьому відзначено, що найкраще працюють конічні тарілчасті клапани зі сферичною формою профілю манжети. При моделюванні роботи клапана з врахуванням його маси отримували нестабільні результати розв'язку, тому автором досліджувалась робота клапанних вузлів без врахування маси тарілки. Відзначено, що ймовірно маса тарілки під час роботи насоса компенсується якоюсь гідродинамічною складовою, яку ще необхідно визначати.

При миттєвому збільшенні подачі розчину, який проходить через клапан, в силу інерційності тарілки, клапан відкривається із запізненням, тому що тиск перед тарілкою різко збільшується [73]. Після цього клапан різко відкривається і перед клапаном відбувається різке зниження тиску, тому тарілка може рухатись в зворотному напрямку. Для виключення попадання тарілки в резонансний режим слід уникати режимів, при яких власна частота тарілки буде рівною частоті збу-

джуючих ефектів та частоті пульсації розчину в гідравлічній частині. При резонансі виникають значні коливання тиску в усій гідравлічній частині.

Оскільки більшість досліджень, які подані вище, проводились або на реально працюючих бурових насосах певних конструкцій, або за допомогою математичних моделей, в яких не враховувались багато важливих факторів, то використовувати результати таких досліджень для нових конструкцій не завжди виправдано. Такі дослідження можуть бути використані хіба що, для порівняння характеру зміни певних параметрів. Слід відмітити, що проведені попередні дослідження містять цінну інформацію для майбутніх досліджень, оскільки роботи проведені на високому технічному рівні, а отримані результати дозволяють краще зрозуміти процеси та особливості роботи бурових насосів, і, зокрема, його клапанних вузлів.

1.5. Аналіз існуючих методик розрахунку та математичних моделей опису роботи клапанних вузлів

Вдосконалення конструкції складових гідравлічної частини та покращення показників роботи поршневих бурових насосів є найважливішою проблемою насособудування. Для визначення технічних характеристик нових конструкцій бурових насосів проводиться цілий ряд складних експериментів, що вимагає значних затрат часу та коштів. Одним із шляхів зменшення витрат на проектування та дослідження поршневих бурових насосів є моделювання роботи клапанів поршневого бурового насоса і на його основі дослідження техніко-економічних показників, таких як: ККД та коефіцієнт подачі насоса при різних режимах роботи [94]. Ці показники в значній мірі залежать від ефективності роботи клапанних вузлів. Тому для вивчення особливостей та покращення характеристик роботи клапанних вузлів необхідно вдосконалити існуючі математичні моделі опису їх роботи.

На даний час відома велика кількість різних математичних моделей роботи самодіючих клапанних вузлів поршневих насосів [65, 86, 89, 90, 92, 93, 95 – 98] (див. додаток В). Але вони не в повній мірі відображають сукупність фізичних

процесів, які проходять у клапанному вузлі поршневого насоса під час його роботи. Ці моделі потребують значної кількості експериментальних даних та містять ряд суттєвих припущень. Для використання цих моделей при створенні нової конструкції клапана чи інших елементів гідравлічної частини необхідно проводити цілий ряд складних експериментів, які не завжди чітко і однозначно відображають реальні процеси роботи насоса.

У [9, 11, 20, 23 – 25, 30, 31, 36, 39, 40, 45, 51, 78, 99 – 108] приводяться методики розрахунку роботи клапанів, в яких ще на початку виведення формул математичної моделі опису руху тарілки закладені неточності, зокрема: постійність коефіцієнта витрати клапана μ , що не в повній мірі відображає реальний фізичний зміст даного коефіцієнта та не відповідає результатам проведених експериментальних досліджень [31, 87, 109 – 112]; часто не враховується: гідродинамічна сила (окрім [20]); сила тертя (окрім [100, 107]); стискання розчину та домішок повітря; наявність зворотніх перетоків; сумісна дія вхідного та вихідного клапанів; наявність підпору, приведена маса розчину до тарілки. Згідно даних методик початкова швидкість руху тарілки рівна максимальній величині, що суперечить дійсності. Тому такі задачі за спрощеною математичною моделлю вирішуються аналітично, але результати їх розв'язання не адекватні до результатів експеримента [44, 50]. Дані методики в основному базуються на теорії і математичній моделі роботи клапана запропонованій Бергом [95].

Автори [20, 23, 24, 31, 39, 45, 51, 78, 99, 102, 105, 106] за критерій нормальної роботи клапанів поршневих насосів рекомендують використовувати критерій відсутності стуку, запропонований проф. Куколевським І. І. ще в 1906 році. Нормальна робота клапанів описується емпіричною залежністю:

$$n \cdot h_{max} \leq C, \quad (1.1)$$

де C – коефіцієнт, який знаходиться з експериментальних досліджень. За проф. Куколевським І. І. $C = 650$ [106];

n – частота ходів поршня, хв^{-1} ;

h_{max} – максимальна висота підйому тарілки, мм.

Всі подальші дослідження нормальної роботи клапанів базувалися на вико-

ристанні даного критерію, але значення C отримувалось різне [85]. Так, за Клейном $C = 400 - 800$ (1907 рік) [78, 86], Рідлером $C = 400 - 500$ (1913 рік) [78], Крауссом $C = 950 - 1150$ (1935 рік) [78], Карапетяном Г.Б. $C = 800 - 1000$ (1960 рік), в [20, 23, 87] $C = 800 - 1000$, в [45] $C = 700 - 1000$, за даними ВНІнафтомашу [31, 39] $C = 1200 - 1300$, за [43] $C = 1350$. Мінімальні значення C слід використовувати для води, а максимальні – для більш в'язких рідин (бурих розчинів).

Використовують і інші емпіричні залежності визначення умови роботи клапанів без стуку. Берг пропонує використовувати умову $h_0 \leq 0.004 \cdot d_{кл}$ [24, 30, 36,

86]. За Швелером $C = 750 \cdot \sqrt{\frac{G_{кл} + R_{max}}{G_{кл}}}$ ($G_{кл}, R_{max}$ – вага тарілки і сила пружини

відповідно), за даними ВНДГідромаша [26, 78, 102, 113] $C = \frac{4000}{\sqrt{m_{fc}}}$, де $m_{fc} = \frac{M}{f_c}$,

де M – маса рухомих частин клапанного вузла, f_c – площа прохідного отвору сідла [78] (даний критерій C можна використовувати для води, але при використанні в'язких розчинів спостерігається збільшення значення даного критерію в 1.2 – 2 рази і при цьому стуків не виникає. Це зумовлено відмінностями конструкцій клапанів і пом'якшенням посадки тарілки на сідло при наявності гумового ущільнення [26]).

У своїх дослідженнях [26] автор прийшла до висновку, що для насосів НБ120/40, НБ25/16, НБ63/40, НБ320/63 можна забезпечити $n \cdot h_{max} = 3000$ при задовільній роботі клапанів.

За [9] стуку не виникає при швидкості посадки клапана $h'_{noc} = 0.08 - 0.13$ м/с для тихохідних насосів, і $h'_{noc} = 0.2$ м/с для швидкохідних.

Підвищення даного критерію C за останні роки викликано більш детальними дослідженнями посадки тарілки на сідло, а саме: встановлено наявність демпфуючого шару розчину між тарілкою та сідлом в момент її посадки. Тому Айрапетов Л. С. [40, 41] пропонує ввести додатковий коефіцієнт K_c , який характеризує наявність цього шару розчину

$$K_c = \frac{f_{n.кл}}{f_{кл}}, \quad (1.2)$$

де $f_{n.кл}$ – площа опорної і ущільнюючої поверхонь тарілки;

$f_{кл}$ – площа верхньої поверхні тарілки.

Автор стверджує, що якщо забезпечується умова: $K_c \geq 0.5$ – для роботи на воді та $K_c \geq 0.4$ – для роботи на в'язких розчинах, стуки клапана не виникають.

Критерій відсутності стуку, запропонований Айрапетовим, перевірявся на конструкціях клапанів за умов їх роботи, які були і в попередніх дослідників. Перевірка підтвердила чисельні значення коефіцієнтів C попередніх дослідників, результати яких апроксимуються прямою залежністю:

$$n \cdot h_{max} \leq 117 + 1906 \cdot K_c. \quad (1.3)$$

Цю умову автор використовує, як умову відсутності стуку клапана при $K_c \leq 0.4$.

У сучасних потужних бурових насосах використовуються клапанні вузли, в яких, зазвичай, $K_c \geq 0.5$, тому небезпеки виникнення стуку не виникає. Виникнення явища стуку більш ймовірно в насосах невеликої потужності, в яких значення K_c невелике [40, 41].

Причина отримання різних числових значень C зумовлена відмінністю: методик дослідження виникнення стуку; конструкцій клапанів, гідравлічних частин, режимів роботи та умов проведення експериментів; визначення появи стуку на слух. Тому даний критерій може бути використаний тільки для дослідних конструкцій насосів та певних умов їх роботи.

Оцінка виникнення стуку клапана – це суб'єктивний критерій, оскільки не стук клапана призводить до його виходу з ладу, а сила удару тарілки об сідло. При незначній силі удару напруження, які при цьому виникають, менші допустимих, що не призводить до виникнення пластичних деформацій і руйнування деталей клапанного вузла (виникають пружні деформації). Отже, критерієм нормальної роботи клапана повинен бути критерій допустимої швидкості посадки тарілки на сідло, при якій нормальні і дотичні напруження (еквівалентні напруження), які виникають при посадці тарілки на сідло, менші допустимих.

Одним з критеріїв нормальної роботи поршневого насоса, який використо-

вугється і в даній роботі, запропонований Зайцевим В.І. [86], є критерій відсутності зворотніх перетоків: $v_{щ} > 0$ ($\Delta P > 0$, $Q_n < Q_k$), де $v_{щ}$ – швидкість розчину в щілині клапана, ΔP – перепад тиску на тарілці, Q_n – подача розчину зумовлена рухом поршня, Q_k – подача розчину зумовлена рухом тарілки (поправка Вестфалія). При цьому в момент посадки тарілки на сідло клапана між їх робочими поверхнями наявний шар розчину. В цьому випадку відбувається демпфування посадки тарілки на сідло. Даний критерій відображає кількісну сторону процесу, що проходить при посадці тарілки на сідло. При дотриманні умови $v_{щ} > 0$ ($\Delta P > 0$, $Q_n < Q_k$): подача розчину зумовлена рухом тарілки Q_k (поправка Вестфалія) більша за подачу розчину зумовлену рухом поршня Q_n . У результаті чого надлишок розчину (різниця між цими подачами, тобто $Q_{щ} = Q_k - Q_n$) немає іншого виходу, аніж через щілину, тобто цей надлишок розчину витісняється в нагнітальну лінію і при цьому величина $v_{щ}$ додатня, що свідчить про відсутність зворотніх перетоків. При невиконанні цієї умови проходять зворотні перетоки розчину з об'єму над клапаном в об'єм під клапан, що зменшує дійсну подачу насоса, а відповідно і коефіцієнт його подачі.

На основі аналізу критеріїв нормальної роботи клапанів і насоса можна зробити висновок, що при моделюванні сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса слід використовувати наступні критерії нормальної роботи:

- критерій нормальної роботи гідравлічної частини бурового насоса: відсутність зворотніх перетоків в щілині клапана ($v_{щ} > 0$ ($\Delta P > 0$, $Q_n < Q_k$));
- критерій нормальної роботи клапанного вузла: критерій відсутності стуку, запропонований Айрапетовим ($n \cdot h_{max} \leq 117 + 1906 \cdot K_c$ при $K_c \leq 0.4$, якщо $K_c \geq 0.4$ стуку не виникає) або критерій допустимої швидкості посадки тарілки на сідло клапана (перевірка умови за допустимими напруженнями, які виникають при посадці тарілки на сідло).

На основі критерію $n \cdot h_{max} \leq C$ базуються ряд методик розрахунку клапанів поршневих насосів [20, 23 – 25, 31, 40, 87, 99, 105, 106]. В цих методиках після вибору величини максимальної висоти підйому тарілки h_{max} за критерієм відсут-

ності стуку підбираються конструктивні параметри клапанного вузла такі, як: діаметр тарілки, пружини та її характеристики за розрахунковими формулами елементарної теорії руху клапана, запропонованої Бергом [95] та розрахунковими формулами з курсу “Деталі машин”. При цьому коефіцієнт витрати клапана визначається експериментально чи з графіка залежності коефіцієнта витрати від безрозмірного параметру A , який характеризує відношення площі щілини клапана до площі сідла $A = \frac{f_{ш}}{f_c}$. Даний параметр приймають рівним 0.2 – 0.3, що відповідає

коефіцієнту витрати $\mu = 0.83 - 0.7$ або приймають при розрахунках коефіцієнт витрати клапана постійним [9, 20, 30, 103, 104, 114, 115], рівним 0.8 – 0.9 [73, 78, 99], 0.75 – 0.8 [74], 0.7 [89], 0.57 [101, 116, 117], 0.52 – 0.56 [102]. Значення μ вибирають для h_{max} .

Розглянуті методики є наближеними і не можуть бути використані при проектуванні нових конструкцій і дослідженні роботи клапанів високопродуктивних поршневих бурових насосів, до яких ставляться підвищені вимоги, тому що вони не враховують згаданих вище факторів і те, що насправді $\mu=f(h)$.

Коефіцієнт витрати клапана – це відношення дійсної витрати розчину через щілину до теоретичної, або визначається як $\mu = \varepsilon \cdot \varphi$, де ε – коефіцієнт стиску струменя потоку, φ – коефіцієнт швидкості [117 – 121]. Також, $\mu = \frac{l}{\sqrt{\xi}}$ [73, 99, 104, 105, 109, 112, 116, 117], де ξ – коефіцієнт місцевого опору клапанного вузла, який залежить від конструкції клапанного вузла, висоти підйому тарілки, умов роботи насоса, параметрів розчину та визначається експериментально. Коефіцієнт місцевого опору клапанного вузла – це відношення втраченого напору до швидкісного напору [10, 73, 122]. Місцеві втрати енергії зумовлені доданням потоку розчину, так званих, місцевих гідравлічних опорів, тобто місцевих змін форми та розмірів русла (поворотом, звуженням та розширенням струменя), які викликають деформації потоку. При цьому змінюється швидкість руху і, зазвичай, виникають крупні вихори. Ці вихори утворюються в гідравлічній частині у місці відриву по-

току від стінок і являють собою області, в яких частинки розчину рухаються в основному по замкнених кривих [10]. Коефіцієнт опору визначається в результаті експеримента чи за емпіричними формулами [103, 122, 123]. На практиці дослідження ξ проводяться рідко, тому значення цих коефіцієнтів наближено визначають за емпіричними формулами. За дослідженнями [30] значення перепаду тиску ΔP збільшується зі збільшенням маси рухомих частин клапана, сили пружини і площі щілини клапана. Важливим і мало дослідженим питанням розрахунку клапанів є визначення μ і ξ , як змінних величин.

У [10, 122] досліджено, що для насадок значення коефіцієнта витрати $\mu < 1$, а для дифузора (конусної розширюючої насадки) яким, на думку автора, можна вважати за певних умов щілину клапана, його значення може бути $\mu > 1$ ($\mu = 1 - 2.4$ – при розрахунку за мінімальною площею дифузора). При цьому у вузькому місці утворюється значне розрідження розчину, тому його розхід значно збільшується і спостерігається підсмоктування розчину.

У [10, 117] встановлено, що коефіцієнт витрати μ залежить від числа Рейнольдса Re . Критичне число Рейнольдса для щілини клапана $Re_{кр} = 260$. Місцеві опори сприяють турбулізації потоку, тому критичне значення $Re_{кр}$ різне для різних конструкцій клапанних вузлів. Оскільки в досліджуваних клапанах рух розчину турбулентний, то Re не суттєво впливає на μ . Автором подається залежність $\xi = f(Re)$ і відзначено, що для приблизних розрахунків можна приймати $\xi = 2 - 3$.

Хоча автори [23, 31, 40, 51, 73, 78, 89, 90, 101, 102, 105, 106, 109, 116, 124] подають результати досліджень коефіцієнта витрати клапана, як змінної величини зі зміною висоти підйому тарілки, який залежить від конструкції гідравлічної частини, умов роботи насоса, параметрів розчину, але при розрахунках роботи клапана використовують значення цього коефіцієнта як постійної величини. В цих дослідженнях $\mu < 1$. За даними МВТУ ім. Баумана [45] для клапанів діаметром 112 та 130 мм може бути $\mu > 1$, причому значення μ спочатку зростає, а потім зменшується.

Розбіжність результатів експериментальних досліджень $\mu = f(h)$, проведе-

ними нами (див. розділ 3) і представленими в роботах [99, 111], очевидно зумовлена проведенням експериментів на різних конструкціях клапанів та при використанні неоднакових умов роботи цих клапанів.

Більшість вчених, які досліджували роботу самодіючих клапанів, отримували залежності $\mu = f(h)$ чи $\xi = f(h)$ для певних конструкцій клапанів при проведенні натурного повномасштабного експеримента. Результати досліджень пропонуються використовувати для клапанів подібних конструкцій. Вони намагалися отримати універсальні емпіричні залежності для визначення даних коефіцієнтів. Так, в роботах [9, 30, 45, 86, 99, 102, 105, 111, 122, 123, 124] приведено емпіричні формули та графіки, що можуть бути використані при дослідженні роботи геометрично подібних клапанів. Встановлено, що на значення μ та ξ впливають і реологічні властивості бурового розчину. Згідно досліджень [30, 121] коефіцієнт витрати клапана μ при однаковому значенні висоти підйому тарілки h для води більший, ніж для глинистих розчинів, а коефіцієнт опору ξ – навпаки. При збільшенні густини ρ , в'язкості ν та динамічних напружень зсуву τ бурового розчину коефіцієнт витрати клапана μ зменшується. При цих дослідженнях залежність коефіцієнта μ визначалася не від висоти h , а від безрозмірного параметра A . Далі робився висновок про можливість використання даного параметра для конструктивно подібних клапанів, хоча окрім діаметра тарілки більше ніяких конструктивних параметрів клапанного вузла не подано. Емпіричні формули, які подано авторами цих праць, також є сумнівними, оскільки на коефіцієнт μ , крім геометрії тарілки, впливають ще й інші параметри: конструкція гідравлічної частини, геометрія хрестовини сідла, домішки газів в буровому розчині тощо. В [121] відзначено, що при досягненні певного значення A або h , вигляд графіків залежності μ від цих параметрів стає пологим і μ змінюється незначно, при цьому $\mu < 1$ на всьому діапазоні зміни A .

Також не можна приймати даний коефіцієнт, як постійну величину, оскільки тоді він не буде достовірно характеризувати умови роботи клапана.

У роботі [86] відзначено, що на μ значно впливає конструкція клапана, осо-

бливо при малих значеннях h . Посилаючись на роботи Берга, Клейна, Лінднера, Баха, Ретушера автор відзначає, що коефіцієнт μ може бути більшим 1 [86, С. 31 – 34]. На графіку залежності $\mu = f(h)$ спочатку μ різко збільшується, а при досягненні максимального значення починає полого спадати. Графіки, що подані автором, носять частковий характер, тому їх не можна використовувати для розрахунків роботи бурового насоса з різними конструкціями клапанів. У цій роботі також відзначено, що ξ і μ залежать від в'язкості розчину.

Згідно [125] μ описується емпіричною величиною, яку необхідно визначати експериментально для кожного типу клапана та умов його роботи.

Результати досліджень, які проводились для деяких конструкцій клапанів, подано в роботах [86, 99, 111]. Отримані результати свідчать про складний характер даного коефіцієнта, а розбіжності в результатах [99, табл. 12] свідчать про некоректність проведених досліджень.

Характерним для всіх досліджень є те, що при малих підйомах тарілки клапана μ також малий, тому що при русі розчину через вузьку щілину виникає великий гідравлічний опір. При збільшенні висоти підйому тарілки коефіцієнт опору щілини зменшується, що веде до збільшення коефіцієнта витрати. При великих значеннях підйому тарілки над сідлом потік розчину відривається від конічної робочої поверхні сідла, що зумовлює стискання перерізу потоку та веде до зменшення коефіцієнта витрати клапана.

У результаті своїх досліджень (Краусс, Ліндер, Лутц, Шренк, Попов, Караєв) [86, 99, 111, 117] прийшли до висновку, що для малих висот підйому тарілки коефіцієнти μ та ξ сильно залежать від конструкції пари сідло-тарілка, режиму руху розчину, розмірів клапанної коробки і отримати універсальну залежність $\mu = f(h)$ для різних конструкцій клапанних вузлів неможливо.

На основі аналізу проведеного огляду можна зробити висновок, що для кожної нової конструкції клапанного вузла та гідравлічної частини насоса слід проводити експерименти, які б найкраще відповідали умовам роботи клапанів та насосів.

На основі проведеного аналізу існуючих математичних моделей опису ро-

боти клапанних вузлів можна зробити висновок, що в переважній більшості вони описують роботу одного клапана, містять припущення про постійність коефіцієнта витрати клапана μ ; не враховують гідродинамічну силу, силу тертя, стискання розчину та домішок повітря, можливість зворотніх перетоків, сумісну дію вхідного та вихідного клапанів, вплив підпору, приведену масу розчину до тарілки.

1.6. Постановка задач досліджень

Оскільки на даний час існує велика кількість різних конструкцій поршневих бурових насосів та клапанних вузлів (див. вище), то для їх правильного вибору та ефективної експлуатації необхідно встановити вплив конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса та його складових на характеристики їх роботи та вибирати оптимальні параметри для конкретних умов.

Для вибору існуючих конструкцій клапанних вузлів при заданих умовах їх експлуатації (максимальний тиск нагнітання), а також при проектуванні нових конструкцій необхідно проводити розрахунки на міцність.

Оскільки коефіцієнт витрати клапана описується нелінійною залежністю, тому його необхідно визначати для кожної нової конструкції клапана, насоса та умов його роботи за допомогою стендових або комп'ютерних експериментів.

Останнім часом спостерігається тенденція збільшення кількості буріння глибоких свердловин на нафту та газ. У зв'язку з цим виникає необхідність використання нових потужних, високопродуктивних бурових насосів, які на даний час в Україні не виготовляють. Для задоволення цієї потреби необхідно якісно та швидко, з мінімальними затратами, проектувати нові конструкції бурових насосів та запускати їх у виробництво. Виходячи з цього, постало завдання змоделювати сумісну роботу клапанів поршневого бурового насоса з використанням сучасних комп'ютерних технологій для більш якісного проектування цих насосів і зменшення кількості експериментальних досліджень при цьому.

Для виконання поставленого завдання необхідно вирішити ряд задач:

1. Дослідити процеси та явища, які проходять в гідравлічній частині бурового насоса під час його роботи, і їх вплив на умови, характеристики роботи клапанів, насоса в цілому та його коефіцієнт подачі.

2. Створити математичну модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового насоса, яка б якомога реальніше описувала динамічні процеси їх роботи.

3. Розробити алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів з використанням критеріїв нормальної їх роботи, який дозволяв би проводити розрахунки клапанних вузлів та визначати характеристики роботи насоса без проведення натурних експериментів.

4. Розробити методики комп'ютерного моделювання для проведення розрахунків клапанного вузла на міцність та дослідження коефіцієнта витрати клапана.

5. Дослідити залежність коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом $\mu = f(h)$ за допомогою як стендового, так і комп'ютерного експериментів. Перевірити адекватність результатів комп'ютерного експеримента до стендового з метою використання першого для подальших досліджень залежності $\mu = f(h)$. Встановити емпіричні формули для опису даного коефіцієнта і розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса за розробленим алгоритмом.

6. Порівняти результати, отримані при дослідженнях роботи клапанного вузла за розробленою моделлю, з результатами, отриманими під час проведення натурного експеримента на реальному насосі.

7. Дослідити вплив конструктивних і кінематичних параметрів бурового насоса та його клапанних вузлів на характеристики їх роботи та дати загальні рекомендації щодо їх вибору.

8. Дослідити вплив нелінійної залежності коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки h на характеристики його роботи.

Вирішення цих задач приведено нижче.

Висновки

1. Встановлено, що конструкція прямої гідравлічної частини поршневого бурового насоса є найбільш досконалою (насос УНБТ-950).
2. Проведено критичний аналіз вимог, які ставляться до насоса та його клапанних вузлів, розглянуто тенденції розвитку конструкцій клапанних вузлів. Встановлено, що на якість роботи бурового насоса в цілому найбільший вплив чинить робота гідравлічної частини, насамперед її клапанних вузлів. Найбільш досконалою конструкцією клапанного вузла, яка використовується на даний час в країнах СНД, є конструкція клапанів типу КСК.
3. Висвітлені фактори, які впливають на якість роботи насоса і призводять до виходу з ладу клапанів, серед яких: сумісна дія ударно-абразивного та гідроабразивного зношування, кавітація, корозія, неточності виготовлення деталей і недотримання технічних вимог, заземлення частинок вибуреної породи тощо. Намічені шляхи для зменшення або можливості виключення дії цих негативних явищ.
4. Приведено напрямки покращення конструкцій клапанних вузлів.
5. Оскільки з кожним роком спостерігається тенденція зростання глибин буріння свердловин на нафту та газ, що вимагає використання нових потужних бурових насосів, необхідно розробити алгоритм моделювання сумісної роботи клапанних вузлів для їх дослідження при різних умовах експлуатації насоса.
6. У результаті проведеного аналізу існуючих методик розрахунку роботи клапанних вузлів встановлено, що авторами в більшості випадків не враховано: сумісну дію вхідного та вихідного клапанів, стискання бурового розчину, підпір на лінії всмоктування, коефіцієнт витрати клапана та гідродинамічну силу, як змінних по висоті підйому тарілки над сідлом, приведену масу розчину до тарілки.
7. Сформульовано постановку задач досліджень.

Розділ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТРИПОРШНЕВОГО БУРОВОГО НАСОСА

2.1. Фізичні процеси, які протікають в гідравлічній частині трипоршневого бурового насоса. Вплив роботи клапанів на коефіцієнт подачі та ККД насоса

Основні фізичні процеси, які протікають у гідравлічній частині бурового насоса під час його роботи, і основні закони їх моделювання відомі вже давно [95]. Через відмінності в конструкціях елементів гідравлічних частин бурового насоса, умов їх роботи, вони протікають по-різному.

Для опису фізичної моделі сумісної роботи вхідного і вихідного клапанів бурового насоса розглянемо більш детально процеси та явища, які проходять в його гідравлічній частині.

Оскільки буровий розчин – рідина, то траєкторія його руху описується законами гідравліки та гідродинаміки.

Основними характеристиками бурового розчину є: густина, ρ ; в'язкість, ν ; швидкість руху бурового розчину, v_p ; коефіцієнт стискання, K ; домішки газів і твердих включень (в %), які містяться в буровому розчині.

У попередніх розділах відзначено, що бурові розчини, які використовуються в процесі буріння, мають різні значення ρ , ν , містять різноманітні домішки газової фази та твердої породи, які залежать від умов буріння.

Рух рідини описується відомими законами та характеристиками:

- рівняннями нерозривності потоку (постійності витрати);
- рівняннями Бернуллі, Нав'є Стокса, Вейсбаха.
- критерієм Рейнольдса (Re).

Рух бурового розчину в гідравлічній частині бурового насоса можна вважати нерівномірним і турбулентним, тобто зміна швидкості потоку проходить від одного перерізу до іншого [86, 89].

На характеристики руху потоку бурового розчину впливає простір, в якому

він поширюється, тобто форма та конструктивні розміри гідравлічної частини бурового насоса і клапанного вузла. Найбільший вплив на опір руху потоку бурового розчину чинять: тип гідравлічної частини; шорсткість її поверхонь; прохідний діаметр клапана $d_{кл}$; кут конусної частини тарілки та сідла β ; висота підйому тарілки h ; конструкція хрестовини сідла. В процесі руху розчину виникають сили тертя між ним та стінками гідравлічної частини, рухомими частинами клапана.

Принцип і цикл роботи вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса подібні між собою. Робота вхідного та вихідного клапана взаємопов'язана. Розглянемо процес роботи клапанів на прикладі вихідного клапана.

Вихідний клапан відкривається під дією тиску бурового розчину на нижню поверхню тарілки, а закривається під дією тиску стовпа розчину, який знаходиться над тарілкою, під дією ваги тарілки і пружини, сили пружини та зусилля попередньо створеного стисненням пружини. На початку ходу нагнітання вихідний клапан відкривається з запізненням, зумовленим його інерційністю, стисканням бурового розчину та запізненням посадки тарілки вхідного клапана. В процесі роботи насоса на клапані створюється позитивний перепад тиску, необхідний для його відкривання і руху тарілки (надання їй імпульсу руху). В міру збільшення кута повороту кривошипа змінюється перепад тиску на тарілці клапана ΔP , що зумовлює її рух. Частина цього перепаду тиску витрачається на подолання дії ваги рухомих частин клапанного вузла, сил тертя, гідродинамічної сили та сили пружини.

До моменту відкриття вихідного клапана в циліндрі поршневого насоса повинен створитися тиск, який є більшим від тиску нагнітання на величину дещо більшу від необхідного ΔP . Для створення величини такого тиску кривошип повинен повернутися на деякий кут φ і відповідно поршень повинен пройти деяку відстань S , що зумовлює запізнення відкриття вихідного клапана. При подальшому збільшенні кута повороту кривошипа змінюється ΔP і тарілка рухається за певним законом.

Після відкриття вихідного клапана поршень рухається нерівномірно, тобто збільшується його швидкість, а відповідно і збільшується кількість розчину, який

проходить через клапанний вузол. Таким чином, висота підйому тарілки збільшується до тих пір, поки швидкість поршня не досягне максимального значення. Після цього швидкість руху поршня починає зменшуватись і тарілка, після деякого додаткового піднімання, починає опускатись на сідло.

Коли поршень доходить до крайнього положення ($\varphi = 180^\circ$), тарілка ще висить над сідлом, тобто клапан закривається з запізненням. Це пояснюється інерційністю тарілки клапана і тим, що потрібен деякий час на витіснення об'єму розчину, який знаходиться між спряженими робочими поверхнями тарілки та сідла. Внаслідок цього, при роботі поршневого насоса виникають кути запізнення відкривання та закривання клапанних вузлів, які суттєво впливають на коефіцієнт подачі та інші показники бурового насоса. Ці кути запізнення залежать від багатьох факторів та фізичних процесів, які протікають в гідравлічній частині під час роботи насоса. Кути запізнення відкривання та закривання клапанних вузлів пов'язані між собою, тобто поки не закриється вхідний клапан, не може відкритися вихідний.

Наявність і величина цих кутів впливає на коефіцієнт подачі бурового насоса. Згідно [94]:

$$\eta_o = \frac{|\cos \varphi_{3.3}| + \cos \varphi_{3.6}}{2},$$

де $\varphi_{3.3}$, $\varphi_{3.6}$ – кути запізнення закривання та відкривання вихідного клапана, що відраховані від заданої мертвої точки руху поршня.

Слід відмітити, що на траєкторію руху тарілки, яка рухається під дією потоку розчину, впливають масово-інерційні характеристики рухомих частин клапанного вузла.

На рух розчину, а відповідно і тарілки, впливають параметри конструкції і технічні характеристики приводної частини, які визначають закон та послідовність руху складових гідравлічної частини такі, як: r (радіус кривошипа), ω (кутова швидкість обертання кривошипа), l (довжина шатуна), φ (кут повороту кривошипа). Ці параметри визначають величину фактичної подачі насоса. Крім перелічених вище факторів на рух тарілок клапанів впливають втрати на стискання

розчину та його втрати через ущільнення гідравлічної частини.

Під час роботи клапанного вузла спостерігається явище гістерезису [73, 116], тобто тиск, при якому клапан починає відкриватися, не рівний тиску, при якому клапан закривається. Стабільність функціонування клапана підвищується при зменшенні величини гістерезису, тому при проектуванні її намагаються зменшити.

Таким чином, можна зробити висновок, що на рух тарілки впливають як конструктивні розміри деталей гідравлічної частини бурового насоса, механічної частини, так і властивості бурового розчину та умови буріння.

Відомо [44], що робота клапанних вузлів значно впливає на коефіцієнт подачі, ККД, коефіцієнт динамічності, удари та шуми в гідравлічній та механічній частинах, що і визначають ефективність використання бурових насосів.

За [20, 29, 32, 37, 89, 99] коефіцієнт корисної дії насоса визначається

$$\eta_n = \frac{N_k}{N},$$

де N_k – корисна потужність насоса, кВт:

$$N_k = P_n \cdot Q_d,$$

де $P_n = P_{вих} - P_{вх}$ – тиск, який створює насос;

$P_{вих}, P_{вх}$ – тиск на виході з насоса і на вході в насос відповідно;

Q_d – дійсна подача насоса;

N – потужність насоса, кВт.

$$\eta_n = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_m,$$

де η_o – коефіцієнт подачі (об'ємний ККД), який враховує утічки через ущільнення, зазори, неточності виготовлення, запізнення посадки і відкривання вихідного клапана при нагнітанні;

η_z – гідравлічний ККД, який відображає втрати потужності в гідравлічній робці, у вхідному і вихідному трубопроводах та клапанах [27]:

$$\eta_z = \frac{P}{P_i},$$

де P – манометричний тиск в нагнітальному трубопроводі;

P_i – індикаторний тиск в циліндрі;

η_M – механічний ККД, що відображає втрати потужності в кінематичних ланках насоса від двигуна до поршня. Він зумовлений тертям в підшипниках, кривошипно-шатунному механізмі, циліндропоршневій парі, зубчастих передачах.

Згідно [20, 29, 32, 40] при проектних розрахунках використовують значення $\eta_M = 0.8 - 0.9$ та $\eta_z = 0.97 - 0.98$.

Дійсна подача насоса Q_o завжди менша теоретичної Q_m внаслідок несвоєчасного закриття клапанів, стискання розчину та її втрати через ущільнення.

Коефіцієнт подачі насоса без врахування стискання розчину [10, 27, 29, 37]:

$$\eta_o = \frac{Q_o}{Q_m}.$$

На коефіцієнт подачі впливають [27, 29, 36]: втрати через ущільнення поршня; запізнення закриття і відкриття клапанів; виділення газів внаслідок різкого зниження тиску в період всмоктування; частота подвійних ходів поршня n ; тиск нагнітання (його збільшення викликає зменшення η_o через збільшення втрат); втрати в клапані внаслідок його негерметичності; підсмоктування повітря через ущільнення сальника; відставання розчину від торцевої поверхні поршня.

Згідно [27, 32, 99, 102, 126, 127] коефіцієнт подачі насоса:

$$\eta_o = \eta' \cdot \eta'',$$

де η' – коефіцієнт наповнення гідравлічної частини, який відображає втрати подачі в період всмоктування, що зумовлені проходженням процесу всмоктування, наявністю нерозчиненого повітря в буровому розчині та запізненням закривання вхідного клапана;

η'' – коефіцієнт втрат, $\eta'' = 0.95 - 0.98$ [20, 102]. Він визначається з індикаторної діаграми, але для нового насоса його можна приймати рівним 1.

На ККД насоса значно впливає дійсне значення коефіцієнта подачі. Згідно досліджень [27, 126, 128] при збільшенні ρ і ν бурового розчину коефіцієнт подачі насоса зменшується, що зумовлено зменшенням коефіцієнта наповнення його

гідравлічної частини, зменшенням коефіцієнта витрати клапана μ , негативною роботою клапанів (погіршується всмоктуюча здатність насоса при збільшенні ρ). Проведено аналіз паспортних даних ККД насосів без врахування дійсного значення коефіцієнта подачі насоса і даних з врахуванням коефіцієнта подачі, причому паспортні дані ККД значно завищені.

На практиці значення коефіцієнта подачі насоса приймають орієнтовно у широких межах $\eta_o = 0.8 - 0.9$ [128], що може призвести до суттєвих неточностей визначення дійсної подачі насоса. Достовірніше значення коефіцієнта подачі дозволить точніше оцінювати технологічні процеси і оптимально коректувати режими роботи буріння.

Складність процесів, які проходять під час роботи бурових насосів, обумовлює труднощі при визначенні дійсної подачі бурового насоса. Тому її визначають експериментально чи наближено за формулою: $\eta_o \cdot Q_m$. В [127] досліджено залежність коефіцієнтів подачі насосів У8-3, У8-4, У8-7 від зміни характеристик глинистого розчину (густини, в'язкості) і тиску нагнітання. При цьому відзначено, що на значення коефіцієнта наповнення гідравлічної частини бурового насоса η' значний вплив має шкідливий об'єм гідравлічної частини $V_{шк}$. В результаті досліджень встановлено, що η' має більше значення при роботі на воді, аніж при роботі на глинистих розчинах. Встановлено, що при збільшенні вмісту газової фази спостерігається значне зменшення коефіцієнта наповнення і при цьому збільшується ступінь впливу тиску нагнітання на даний коефіцієнт. Відзначено, що при збільшенні $V_{шк}$ і вмісту газу в буровому розчині відбувається різке зменшення коефіцієнта наповнення, при цьому для підвищення коефіцієнта η'' слід експлуатувати бурові насоси з необхідним підпором.

У [94] встановлено, що на значення коефіцієнта подачі насоса найбільший позитивний вплив має підпір, а негативний вплив – домішки газу і шкідливий об'єм гідравлічної частини. Критерієм оцінки досконалості гідравлічної частини бурового насоса, оптимальності умов його роботи автор використовує коефіцієнт подачі насоса, оскільки він визначає фактичну подачу розчину, яка подається в

свердловину насосом.

Отже, можна зробити висновок, що при проектуванні нових конструкцій бурових насосів необхідно у фізичній моделі роботи клапанів бурового насоса враховувати сукупну дію явищ і процесів, розглянутих вище, для опису яких необхідно створити математичну модель. Вона дозволила б конструкторам ще на стадії проектування підбирати необхідні конструктивні параметри бурового насоса і його складових для забезпечення необхідних характеристик роботи насоса без попереднього його виготовлення та проведення складних, ресурсомістких експериментальних досліджень.

2.2. Математична модель сумісної роботи вхідного і вихідного клапанів трипоршневого бурового насоса

Опишемо математично фізичні процеси, які протікають в гідравлічній частині поршневого бурового насоса під час його роботи.

Основні припущення в математичній моделі: тиск бурового розчину на виході з насоса і на вході є постійним; розривів потоку розчину немає; втрати через ущільнення клапанних вузлів та циліндропоршневої пари відсутні. Ці припущення можна зробити, якщо використовується нове обладнання, а на вхідному і вихідному трубопроводах встановлюється пневмокомпенсатори (достатньо великих розмірів).

Розрахункова схема роботи клапана показана на рис. 2.1.

Математична модель опису сумісної роботи клапанів бурового насоса включає в себе систему рівнянь, які описують взаємопов'язаний рух вхідного, вихідного клапанів та поршня.

Основне рівняння, яке характеризує рух тарілки, є рівняння нерозривності потоку з поправкою Вестфалія:

$$Q_n \pm Q_k = Q_{цл}, \quad (2.1)$$

де Q_n , Q_k , $Q_{цл}$ – подача розчину у перерізах гідравлічної коробки А-А, Б-Б, В-В

відповідно (рис. 2.1).

При русі тарілки вверх у формулі (2.1) слід використовувати знак “-”, вниз – знак “+”.

Подача розчину під тарілкою Q_n визначається згідно закону нерозривності потоку і рівна подачі, зумовленій рухом поршня:

$$Q_n = f_n \cdot v_n \quad (2.2)$$

де f_n – площа торцевої поверхні поршня бурового насоса, m^2 ;

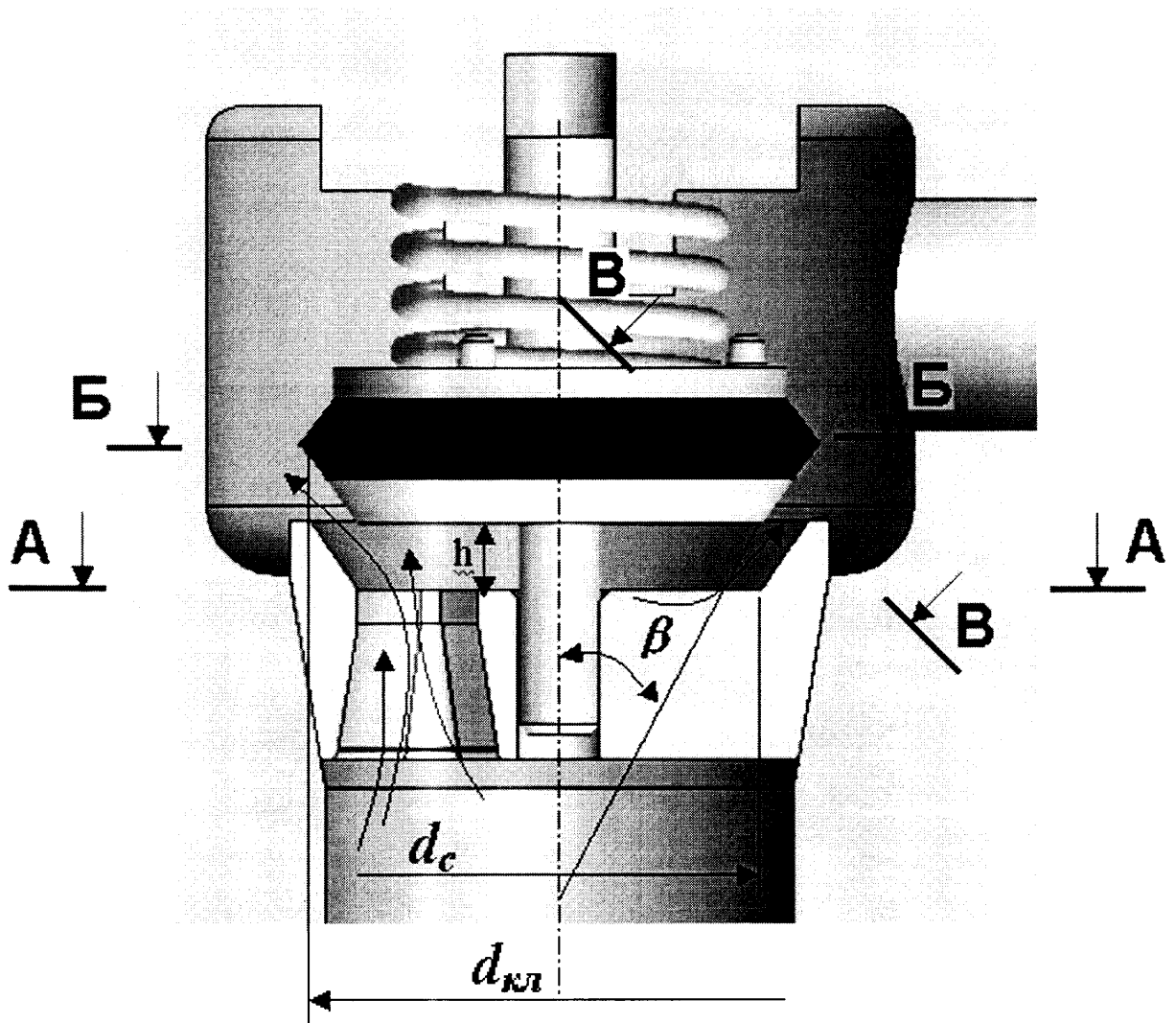


Рис. 2.1. Розрахункова схема роботи клапана

v_n – швидкість руху поршня з врахуванням обмеженості довжини шатуна [129]
з достатньою точністю описується виразом:

$$v_n \approx \omega \cdot r \cdot (\sin(\omega \cdot t) \pm \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)), \quad (2.3)$$

де ω – кутова швидкість обертання кривошипа, с^{-1} ;

$\omega = \text{const}$ при конкретному значенні частоти ходів поршня [44];

r – радіус кривошипа, м;

t – час руху поршня, с;

$\lambda = \frac{r}{l}$ – характеристика приводу насоса, відношення радіуса кривошипа r до

довжини шатуна l . Даний коефіцієнт вказує на врахування обмеженості довжини шатуна і згідно [129] λ суттєво впливає на динаміку і кінематику руху розчину. При збільшенні λ пульсації швидкості розчину збільшуються.

Таким чином, виходячи з (2.2) та (2.3), отримуємо:

$$Q_n = f_n \cdot \omega \cdot r \cdot (\sin(\omega \cdot t) \pm \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)). \quad (2.4)$$

У формулі (2.4) знак “–” використовується при русі поршня вперед (хід нагнітання), а знак “+” – при русі поршня назад (хід всмоктування).

Для спрощення використання формули (2.4) при розв’язанні математичної моделі для необхідної зміни знаку з “–” на “+” при повороті кривошипа на 180° використовується функція $\text{signum}(\sin(\omega \cdot t))$, яка змінюється з +1 (при зміні $\sin(\omega \cdot t)$ від 0° до 180°) на –1 (при зміні $\sin(\omega \cdot t)$ від 180° до 360°).

Таким чином, (2.4) можна записати у вигляді:

$$Q_n = f_n \cdot \omega \cdot r \cdot (\sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)).$$

Подача Q_k , яка зумовлена рухом тарілки (поправка Вестфалю) визначається за формулою:

$$Q_k = f_{kl} \cdot h', \quad (2.5)$$

де f_{kl} – площа тарілки в перерізі Б – Б, м^2 :

$$f_{kl} = \frac{\pi \cdot d_{kl}^2}{4}, \quad (2.6)$$

де d_{kl} – діаметр тарілки, м;

h' – швидкість руху тарілки під час роботи насоса, м/с:

$$h' = \omega \cdot \frac{dh}{d\varphi} = \frac{dh}{dt}, \quad (2.7)$$

де $\varphi = \omega \cdot t$ – кут повороту кривошипа.

Отже,

$$Q_k = \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \cdot h' \quad (2.8)$$

Подача розчину в щілині клапана визначається за формулою:

$$Q_{щ} = f_{щ} \cdot \mu \cdot v_{щ} = f_{щ} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (2.9)$$

де $f_{щ}$ – площа щілини в перерізі В – В (рис. 2.1), м²;

$v_{щ}$ – швидкість розчину в щілині клапана, м/с;

ΔP – перепад тиску на тарілці, Па;

ρ – густина бурового розчину, кг/м³;

μ – коефіцієнт витрати клапанного вузла, представляється у вигляді залежності $\mu = f(h)$ і визначається експериментально (див. розділ 3).

Площа щілини клапана $f_{щ}$ визначається як бокова поверхня зрізаного конуса з більшою основою, рівною діаметру клапана $d_{кл}$ (переріз В-В, рис. 2.1) [44, 74, 117]:

$$f_{щ} = \pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h\right), \quad (2.10)$$

де h – висота підйому тарілки над сідлом, м;

β – кут між віссю та твірною конусної поверхні тарілки (рис. 2.1).

Отже, враховуючи (2.10),

$$Q_{щ} = \pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h\right) \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}. \quad (2.11)$$

Таким чином, використовуючи (2.4), (2.8) та (2.11) рівняння (2.1) матиме кінцевий вигляд:

$$\begin{aligned} f_n \cdot \omega \cdot r \cdot [\sin(\omega \cdot t) \pm \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)] \pm \frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \cdot h' = \\ = \pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h\right) \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Для визначення перепаду тиску ΔP , що входить в рівняння (2.12), використано принцип Даламбера.

Згідно цього принципу:

$$\text{signum}(v_{\text{ш}}) \cdot \Delta P \cdot f_{\text{еф}} = G + F_{\text{пр}} + F_{\text{зідр}} + F_m + m \cdot h'', \quad (2.13)$$

де $\text{signum}(v_{\text{ш}})$ – функція, що вказує на напрям дії перепаду тиску ΔP (при прямих протіканнях розчину в щілині клапана $v_{\text{ш}} > 0$ дана функція додатня, а при зворотніх $v_{\text{ш}} < 0$ – від’ємна);

$f_{\text{еф}}$ – ефективна площа клапана на яку діє перепад тиску, визначається згідно [44], м²:

$$f_{\text{еф}} = \frac{\pi}{8} \cdot \left[d_{\text{кл}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{d_{\text{кл}}} \cdot h \right)^2 + d_c^2 \right], \quad (2.14)$$

де d_c – діаметр прохідного отвору сідла, м;

G – вага рухомих частин клапанного вузла в розчині визначається з врахуванням Архімедової сили, Н:

$$\begin{aligned} G &= m_{\text{д}} \cdot g - \rho \cdot g \cdot V_{\text{д}} = \rho_{\text{м}} \cdot V_{\text{д}} \cdot g - \rho \cdot g \cdot V_{\text{д}} = \frac{m_{\text{д}} \cdot g}{\rho_{\text{м}}} \cdot (\rho_{\text{м}} - \rho) = \\ &= m_{\text{д}} \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\text{м}}} \right), \end{aligned} \quad (2.15)$$

де $g = 9.81$ – прискорення вільного падіння, м/с²;

$\rho, \rho_{\text{м}}$ – густина бурового розчину та матеріалу тарілки і пружини відповідно, кг/м³;

$V_{\text{д}}$ – об’єм деталей клапанного вузла;

$m_{\text{д}}$ – маса рухомих частин клапана та пружини, кг:

$$m_{\text{д}} = m_{\text{ту}} + 1/3 \cdot m_{\text{пруж}},$$

де $m_{\text{ту}}$ – маса тарілки та ущільнення, кг;

$m_{\text{пруж}}$ – маса пружини, кг;

$$G = \left(m_{\text{ту}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{пруж}} \right) \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\text{м}}} \right); \quad (2.16)$$

F_{np} – сила пружини, Н:

$$F_{np} = F_0 + c_n \cdot h, \quad (2.17)$$

де F_0 – сила попереднього підтиснення пружини, $F_0 = c_n \cdot l_0$;

c_n – коефіцієнт жорсткості пружини, Н/м;

l_0 – переміщення пружини при попередньому підтисненні, м;

$F_{зідр}$ – гідродинамічна сила, Н.

Згідно досліджень [20, 73, 114] дією цієї сили не слід нехтувати, оскільки вона діє, як додаткова пружина, в сторону закривання клапана. Ця сила може досягати значень рівних силі пружини і практично не залежить від ΔP .

Дана сила теоретично визначається згідно закону збереження кількості руху [73, 89]:

$$F_{зідр} = \pm \rho \cdot Q_n \cdot (v_c - v_{щ} \cdot \cos \beta), \quad (2.18)$$

де v_c – швидкість руху розчину в сідлі клапана, м/с (рис. 2.1, переріз А-А), яка визначається згідно закону нерозривності потоку

$$v_c = \frac{Q_n}{f_c}, \quad (2.19)$$

де f_c – площа прохідного отвору сідла з врахуванням площі хрестовини, м²;

$v_{щ}$ – швидкість руху розчину в щілині клапана (рис. 2.1, переріз В-В), яка визначається згідно закону нерозривності потоку

$$v_{щ} = \frac{Q_{щ}}{f_{щ}}. \quad (2.20)$$

Підставивши (2.1), (2.19), (2.20) у формулу (2.18), отримуємо:

$$F_{зідр} = \pm \rho \cdot Q_n \cdot \left(\frac{Q_n}{f_c} - \frac{(Q_n \pm Q_{\kappa})}{f_{щ}} \cdot \cos \beta \right). \quad (2.21)$$

У формулі (2.21) знак “+” перед правою частиною відповідає прямим протіканням розчину, а знак “-” – зворотнім перетокам. Для необхідної зміни знаку використовуємо функцію *signum* ($v_{щ}$).

Після підстановки формул (2.4), (2.8), (2.10) в (2.21) отримуємо рівняння для визначення гідродинамічної сили у вигляді:

$$\begin{aligned}
 F_{зідр} = & \text{signum}(v_{ц}) \cdot \rho \cdot [f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{\sin(\omega \cdot t) - \\
 & - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)\}] \times \\
 & \times \left\{ \frac{[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{\sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)\}]}{f_c} \right. \\
 & \left. \frac{\{[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{\sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)\}\} \pm [\frac{\pi \cdot d_{кл}^2}{4} \cdot h']\}}{\pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot (1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{кл}} \cdot h)} \times \right. \\
 & \left. \times \cos \beta \right\}.
 \end{aligned} \tag{2.22}$$

F_m – сила в'язкого тертя, яка визначається за виразом [131, 161]:

$$F_m = \text{signum}(h') \cdot C \cdot \frac{\rho}{2} \cdot f_{кл} \cdot v_c^2, \tag{2.23}$$

де C – коефіцієнт в'язкого тертя;

$\text{signum}(h')$ – вказує на напрям дії сили тертя.

Зазначимо, що дією сили в'язкого тертя можна знехтувати, оскільки вона дуже мала в порівнянні з іншими складовими силами [89, 130].

m – маса рухомих частин клапана з врахуванням маси пружини та приєднуваної маси розчину до тарілки [73, 89, 132]

$$m = m_{ту} + 1/3 \cdot m_{пруж} + m_{пр}, \tag{2.24}$$

де $m_{пр}$ – приєднана маса розчину до тарілки клапана.

Для диска, який рухається перпендикулярно його площині $m_{пр} = \frac{8}{3} \cdot \rho \cdot (\frac{d_{кл}}{2})^3$ [133].

Слід відзначити, що приєднувану масу можна визначити і іншими методами, наприклад, методом електрогідродинамічних аналогій [134] чи вимірювання власних коливань тарілки [130]. Результати цих досліджень свідчать про суттєве значення цієї складової маси (значення приєднуваної маси іноді може бути рівним

масі тарілки) і необхідно її враховувати в математичній моделі роботи гідравлічної частини поршневого бурового насоса. Визначення цієї маси за згаданими методиками вимагає проведення додаткових експериментальних досліджень. У роботі [100] на відміну від цих досліджень, в результаті чисельного розв'язання рівнянь математичної моделі роботи клапанного вузла за методом Ейлера з кроком 0.0001 отримано результати, на основі яких автор робить висновок при можливість не враховувати приєднувану масу при наближених розрахунках.

Прискорення руху тарілки клапана h'' визначається як друга похідна переміщення клапана по часу

$$h'' = \frac{d^2 h}{dt^2}.$$

Таким чином, після знаходження ΔP з (2.13) – (2.24) та підстановки у (2.12), отримуємо диференціальне рівняння руху тарілки – математичну модель роботи клапана у вигляді:

$$\begin{aligned} & \text{signum}(v_{\text{цл}}) \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{8} \cdot \left[d_{\text{кл}}^2 \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{d_{\text{кл}}} \cdot h\right)^2 + d_c^2 \right] \cdot \{ f_n \cdot \omega \cdot r \cdot [\sin(\omega \cdot t) - \\ & \quad - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t)] \pm \\ & \quad \pm \frac{\pi \cdot d_{\text{кл}}^2}{4} \cdot h' \}^2 / \{ 2 \cdot [\pi \cdot h \cdot d_{\text{кл}} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{\text{кл}}} \cdot h\right) \cdot \mu]^2 \} = \\ & = (m_{\text{м}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{пруж}}) \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\text{м}}}\right) + F_0 + c_n \cdot h + \\ & + \text{signum}(v_{\text{цл}}) \cdot \rho \cdot [f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{ \sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t) \}] \times \\ & \quad \times \frac{[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{ \sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t) \}]}{f_c} - \\ & \quad \frac{[f_n \cdot \omega \cdot r \cdot \{ \sin(\omega \cdot t) - \text{signum}(\sin(\omega \cdot t)) \cdot \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t) \}] \pm [\frac{\pi \cdot d_{\text{кл}}^2}{4} \cdot h']}{\pi \cdot h \cdot d_{\text{кл}} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2 \cdot d_{\text{кл}}} \cdot h\right)} \times \\ & \quad \times \cos \beta \} + \\ & + \text{signum}(h') \cdot C \cdot \frac{\rho \cdot V_c^2}{2} \cdot f_{\text{кл}} + (m_{\text{м}} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{пруж}} + \frac{8}{3} \cdot \rho \cdot \left(\frac{d_{\text{кл}}}{2}\right)^3) \cdot h''. \end{aligned} \tag{2.25}$$

Отримане рівняння (2.25) аналогічне як для вхідного, так і вихідного клапанів. Воно є нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку і може бути вирішене з необхідною точністю чисельним методом (наприклад, методом Адамса). Аналогічним методом розв'язував рівняння автор роботи [132].

В отриманому рівнянні всі параметри є константами, окрім залежності $\mu = f(h)$ та h, h', h'' .

У результаті розв'язання даного рівняння отримуємо залежності $h = f(t), h' = f(t), h'' = f(t)$.

Проте для розв'язання даного рівняння необхідно мати тільки емпіричну залежність коефіцієнта витрати від висоти підйому тарілки $\mu = f(h)$, яка є важливою характеристикою конструкції клапанного вузла, гідравлічної частини бурового насоса та умов його роботи. Вона визначається в результаті експериментів.

Для опису роботи гідравлічної частини бурового насоса в цілому необхідно розглядати роботу як вхідного, так і вихідного клапанних вузлів.

Таким чином, загальні системи рівнянь, які описують сумісну роботу обидвох клапанних вузлів та поршня (гідравлічну частину в цілому) бурового насоса матимуть вигляд:

- для вихідного клапана

$$\begin{cases} Q_n \pm Q_{квих} = f_{ц_{вих}} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{вих}}{\rho}}, \\ \text{signum}(v_{ц}) \cdot \Delta P_{вих} \cdot f_{efвих} = G_{вих} + F_{првих} + F_{гидрвих} + F_{твих} + m_{вих} \cdot h''_{вих}, \end{cases} \quad (2.26)$$

- для вхідного клапана (з врахуванням підпору на лінії всмоктування $P_{нідн}$)

$$\begin{cases} Q_n \pm Q_{квх} = f_{ц_{вх}} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{вх}}{\rho}}, \\ \text{signum}(v_{ц}) \cdot (\Delta P_{вх} + P_{нідн}) \cdot f_{efвх} = G_{вх} + F_{првх} + F_{гидрвх} + F_{твх} + m_{вх} \cdot h''_{вх}. \end{cases} \quad (2.27)$$

У рівняннях (2.26), (2.27) індекси “вих” та “вх” вказують на приналежність параметрів вихідному та вхідному клапанам відповідно.

Специфіка роботи клапанів поршневого бурового насоса зумовлює специфіку розв'язання рівнянь математичної моделі, а саме: спочатку розв'язується рівняння (2.26), а на основі його результатів розв'язується рівняння (2.27) з враху-

ванням часу на падіння тиску або навпаки з врахуванням часу на стискання бурового розчину.

2.3. Алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів трипоршневого бурового насоса

У створеній нами математичній моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса (див. розділ 2.2), в порівнянні з попередніми моделями, додатково враховано фактори: сумісної дії вхідного та вихідного клапанів; стискання бурового розчину; функціональної залежності коефіцієнта витрати клапана та гідродинамічної сили від висоти підйому тарілки; підпору на лінії всмоктування, приведеної маси розчину до тарілки.

Для розв'язання даної системи рівнянь (2.26), (2.27) необхідно мати функціональні залежності коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом при прямому протіканні рідини $\mu_1 = f(h)$ та можливого зворотньому протіканню $\mu_2 = f(h)$ із-за запізнення закривання клапана. Через складність гідравлічних процесів ці залежності мають емпіричний характер і визначаються в результаті експериментів (див. розділ 3).

Математична модель сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса описує взаємопов'язаний рух вхідного і вихідного клапанів відповідно до закону руху поршня при використанні відповідних конструктивно-кінематичних параметрів насоса та умов роботи.

Оскільки рух тарілок вхідного та вихідного клапанів пов'язаний між собою та носить складний циклічний характер за певними траєкторіями, його можна розбити на окремі ділянки (проміжки часу), які визначаються характерними точками. Тому для опису циклу руху тарілок потрібно шукати послідовні розв'язки рівнянь математичної моделі руху тарілки на окремих ділянках, на які розбито цикл роботи клапанів. Аналогічний метод чисельного вирішення на ЕОМ, щодо розбиття на етапи роботи, відзначено в [107].

Розглянемо алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса для отримання залежностей висоти підйому h і швидкості руху тарілок h' в залежності від часу t (кута повороту кривошипа φ), визначення кутів запізнення посадки тарілки (закривання) φ_{zn} та підйому (відкривання) φ_{zv} вхідного та вихідного клапанів, висоти зависання тарілок клапанів над сідлом h_0 .

Початкові умови для чисельного вирішення рівнянь математичної моделі вибираються з наступних міркувань.

При роботі поршневого насоса кути запізнення закривання та відкривання клапанів негативно впливають на його коефіцієнт подачі, а відповідно і на ККД насоса. Кут запізнення відкривання вихідного клапана φ_{zvvix} складається з кута запізнення посадки тарілки вхідного клапана φ_{zvx} та кута δ_{cm} , який зумовлений стисканням розчину, пружними деформаціями гідравлічної частини насоса та ущільнень – δ_{cm} ($\varphi_{zvvix} = \varphi_{zvx} + \delta_{cm}$). Аналогічно кут запізнення відкривання вхідного клапана φ_{zvx} складається з кута запізнення посадки тарілки вихідного клапана φ_{zvvix} та кута, який зумовлений падінням тиску розчину δ_p ($\varphi_{zvx} = \varphi_{zvvix} + \delta_p$). Причому $\delta_p = \delta_{cm}$. Тому, початковими умовами для розв'язання рівняння (2.26) є $h(\varphi_{zvvix}) = 0, h'(\varphi_{zvvix}) = 0$, а для розв'язання рівняння (2.27) є $h(\varphi_{zvx}) = 0, h'(\varphi_{zvx}) = 0$.

На рис. 2.2 показано типову траєкторію руху тарілок клапанів поршневого насоса із нанесенням згаданих кутів запізнення.

Розчинам в процесі роботи властива стискуваність, тобто під дією тиску змінювати свій об'єм. Коефіцієнт стискання $K_{cm.p}$ чи обернена йому величина $E_{cm.p}$ (модуль пружності) характеризує стискуваність розчинів.

Відомо з [73, 89, 94, 115, 135 – 138], що коефіцієнт стискання розчину визначається за формулою:

$$K_{cm.p} = \frac{1}{E_{cm.p}} = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dP}, \quad (2.28)$$

в'язкість бурового розчину. Так, згідно [74] в'язкість розчину з вмістом нерозчиненого повітря визначається за емпіричною формулою: $\nu_{\text{сум}} = (1 + 0,015 \cdot B) \cdot \nu_{\text{роз}}$, де B – вміст повітря у відсотках, $\nu_{\text{роз}}$ – в'язкість розчину без домішок повітря.

Зазначимо також, що розчинене повітря (газ) практично не впливає на коефіцієнт стискування [74, 112]. Але за певних умов (різкому падінні тиску) розчинене повітря виділяється з розчину у вигляді бульбашок і призводить до зміни значення коефіцієнта стискування. Загалом, механізми виділення та розчинення повітря в робочому розчині є досить складними.

Згідно [112, 116] коефіцієнт стискування залежить від швидкості зміни тиску в розчині, причому при повільних процесах його величина значно вища ніж при швидкоплинних. При повільній зміні тиску розчину процес можна вважати ізотермічним (показник адіабати $n = 1$), а при швидкій зміні тиску – адіабатним ($n = 1.4 - 1.6$) [112, 116, 135].

Модуль пружності повітря при ізотермічному процесі приблизно рівний значенню абсолютного тиску розчину P [73, 135]. Якщо процес адіабатний, тоді модуль пружності повітря $E_{\text{нов}} = n \cdot P$ [135].

Коефіцієнт стискування $K_{\text{ст}}$ певної конструкції поршневого насоса залежить від характеристик розчину, конструкції та габаритних розмірів гідравлічної частини і визначається за допомогою індикаторної діаграми зміни тиску в гідравлічній частині насоса при експериментальних дослідженнях. З допустимою точністю можна записати:

$$K_{\text{ст}} = K_{\text{ст.р}} + K_{\text{ст.ст}}, \quad (2.30)$$

де $K_{\text{ст.р}}$ – коефіцієнт стискування бурового розчину;

$K_{\text{ст.ст}}$ – коефіцієнт стискування стінок гідравлічної частини насоса.

Оскільки при проектуванні нової конструкції насоса $K_{\text{ст.ст}}$ невідомий, причому модуль пружності металу на порядок вищий, ніж модуль пружності розчину, то можна прийняти з допустимою похибкою:

$$K_{\text{ст}} = K_{\text{ст.р}}. \quad (2.31)$$

Коефіцієнт стискання $K_{ст.р}$ для бурових розчинів визначається експериментально [119, 120] (див. табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Коефіцієнти стискання бурових розчинів, мм²/Н

Густина розчину ρ , кг/м ³	Тиск P , МПа					
	3	12	24	36	48	60
Глинистий розчин						
1060	0.000456913	0.00045	0.000442	0.000434	0.000426	0.000419
1154	0.000444109	0.000434	0.000422	0.000411	0.000401	0.000391
1270	0.000431648	0.000423	0.000413	0.000404	0.000395	0.000387
1345	0.000426658	0.000415	0.000402	0.000389	0.000378	0.000368
1543	0.000395179	0.000386	0.000375	0.000365	0.000356	0.000348
1655	0.000375432	0.000366	0.000355	0.000344	0.000339	0.000326
1800	0.000343725	0.000338	0.000331	0.000324	0.000318	0.000312
1950	0.000331455	0.000324	0.000315	0.000307	0.0003	0.000293
Цементно-глинистий розчин						
1460	0.000378587	0.000369	0.000355	0.000343	0.000332	-
1740	0.000321234	0.000318	0.000303	0.000289	0.000277	0.000267
Цементний розчин						
1800	0.000307541	0.000295	0.00028	0.000268	0.000257	0.000247

Примітка. Для води $K_{ст.р} = 0.000475$ мм²/Н

Вважаємо, що кількість нерозчиненого повітря в буровому розчині є постійна величина, тобто не змінюється в процесі експлуатації бурового насоса, оскільки процеси виділення та поглинання повітря проходять досить повільно [146]. При цьому вважаємо також, що бульбашки в розчині розміщені в об'ємі рівномірно, допустима зміна температури і тиску не суттєво впливають на коефіцієнт стискання розчину.

Зміна об'єму суміші розчину і повітря визначається за формулою [73, 74, 135, 136]:

$$dV_{сум} = -(dV_{роз} + dV_{нов}) = -\left(\frac{V_{роз}}{n \cdot E_{ст.р}} + \frac{V_{нов}}{n \cdot E_{нов}}\right) \cdot dP, \quad (2.32)$$

де $V_{роз}$ – об’єм розчину в об’ємі порожнини гідравлічної частини V ;

$V_{нов}$ – об’єм нерозчиненого повітря в об’ємі порожнини гідравлічної частини

V . Якщо $V_{нов}$ незначний, то можна вважати $V_{роз} = V$ [136].

Знак “–“ у формулі (2.32) вказує, що розчин у процесі роботи зменшується в об’ємі.

Крім того, зміна об’єму суміші зумовлена ще й втратами розчину, який витискається із зони високого тиску через ущільнення в спряженні поршня та втулки. При ламінарному русі розчину в щілині ця втрата об’єму визначається згідно [139, 140] за формулою:

$$dV_{ym} = \left[\frac{\pi \cdot d_{щ} \cdot \delta^3}{12 \cdot \nu \cdot l} \cdot (p - p_0) - \frac{\pi \cdot d_n \cdot v_n \cdot \delta}{2} \right] \cdot dt,$$

де $d_{щ}$ – середній діаметр щілини, $d_{щ} = d_n$;

δ – радіальний зазор між поршнем та втулкою;

ν – коефіцієнт динамічної в’язкості;

p – тиск рідини в гідравлічній частині;

p_0 – тиск за поршнем;

l – довжина щілини;

d_n – діаметр поршня;

v_n – швидкість руху поршня;

dt – зміна часу, с.

Результати, отримані після проведення підрахунків за цією формулою, можуть відрізнитися від дійсних через неконцентричність зазору.

У новому насосі радіальний зазор незначний, тому в подальших розрахунках втрати розчину, які зумовлені втратами спряження поршня та втулки, враховувати не будемо.

Час, який необхідний на стискання розчину, для досягнення тиску більшого від тиску на виході з гідравлічної частини на величину перепаду тиску ΔP на тарілці клапана можна визначити з наступних міркувань.

Оскільки тиск на виході з поршневого насоса $P_{вих}$ відомий, то можна прийняти (при ході нагнітання), що тиск під клапаном змінюється від 0 до величини $P_{вих} + \Delta P$ і для наближеного розв'язання в процесі стискання розчину можна прийняти $dP = P_{вих}$ (оскільки $P_{вих} \gg \Delta P$).

Тоді:

$$\begin{aligned} dV_{сум} &= -\left(\frac{V_{роз}}{n \cdot E_{см.р}} + \frac{V_{нов}}{n \cdot P_{вих}}\right) \cdot P_{вих} = -\left(\frac{V_{роз}}{n \cdot E_{см.р}} \cdot dP + \frac{V_{нов}}{n}\right) = \\ &= -\left(\frac{K_{см.р}}{n} \cdot V_{роз} \cdot P_{вих} + \frac{V_{нов}}{n}\right). \end{aligned} \quad (2.33)$$

З іншого боку, зміну об'єму $dV_{сум}$ в часі (при зміні кута повороту кривошипа), можна записати:

$$dV_{сум} = f_n \cdot r \cdot (\sin(\omega \cdot t_{см}) - \lambda \cdot \sin(\omega \cdot t_{см}) \cdot \cos(\omega \cdot t_{см})) \quad (2.34)$$

$$\text{або} \quad dV_{сум} = f_n \cdot r \cdot (\sin \delta_{см} - \lambda \cdot \sin \delta_{см} \cdot \cos \delta_{см}). \quad (2.35)$$

Оскільки кут стискання незначний, то можна записати:

$$\sin \delta_{см} - \lambda \cdot \sin \delta_{см} \cdot \cos \delta_{см} = \sin \delta_{см} \cdot (1 - \lambda).$$

$$\text{Отже,} \quad dV_{сум} = f_n \cdot r \cdot \sin \delta_{см} \cdot (1 - \lambda). \quad (2.36)$$

Використовуючи залежності (2.33) – (2.36), знаходимо час стискання розчину $t_{см}$ або кут стискання $\delta_{см}$:

$$t_{см} = \arcsin\left[\left(\frac{K_{см.р}}{n} \cdot V_{роз} \cdot P_{вих} + \frac{V_{нов}}{n}\right) / (f_n \cdot r \cdot (1 - \lambda))\right] / \omega, \quad (2.37)$$

$$\delta_{см} = \arcsin\left[\left(\frac{K_{см.р}}{n} \cdot V_{роз} \cdot P_{вих} + \frac{V_{нов}}{n}\right) / (f_n \cdot r \cdot (1 - \lambda))\right]. \quad (2.38)$$

Оскільки $V = V_{кор} + V_{шк}$, то очевидно, що шкідливий об'єм $V_{шк}$ негативно впливає на час стискання бурового розчину, отже слід намагатися конструювати гідравлічну частину насоса з мінімальним шкідливим об'ємом.

Кожній ділянці руху тарілки відповідає певний етап розв'язання рівнянь математичної моделі. Результати розв'язання на попередньому етапі є початковими умовами для розв'язання на наступних етапах.

Алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса показано на рис. 2.3, а пояснення до нього подано в табл. 2.2.

Загальні системи рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса представлені виразами (2.26) та (2.27).

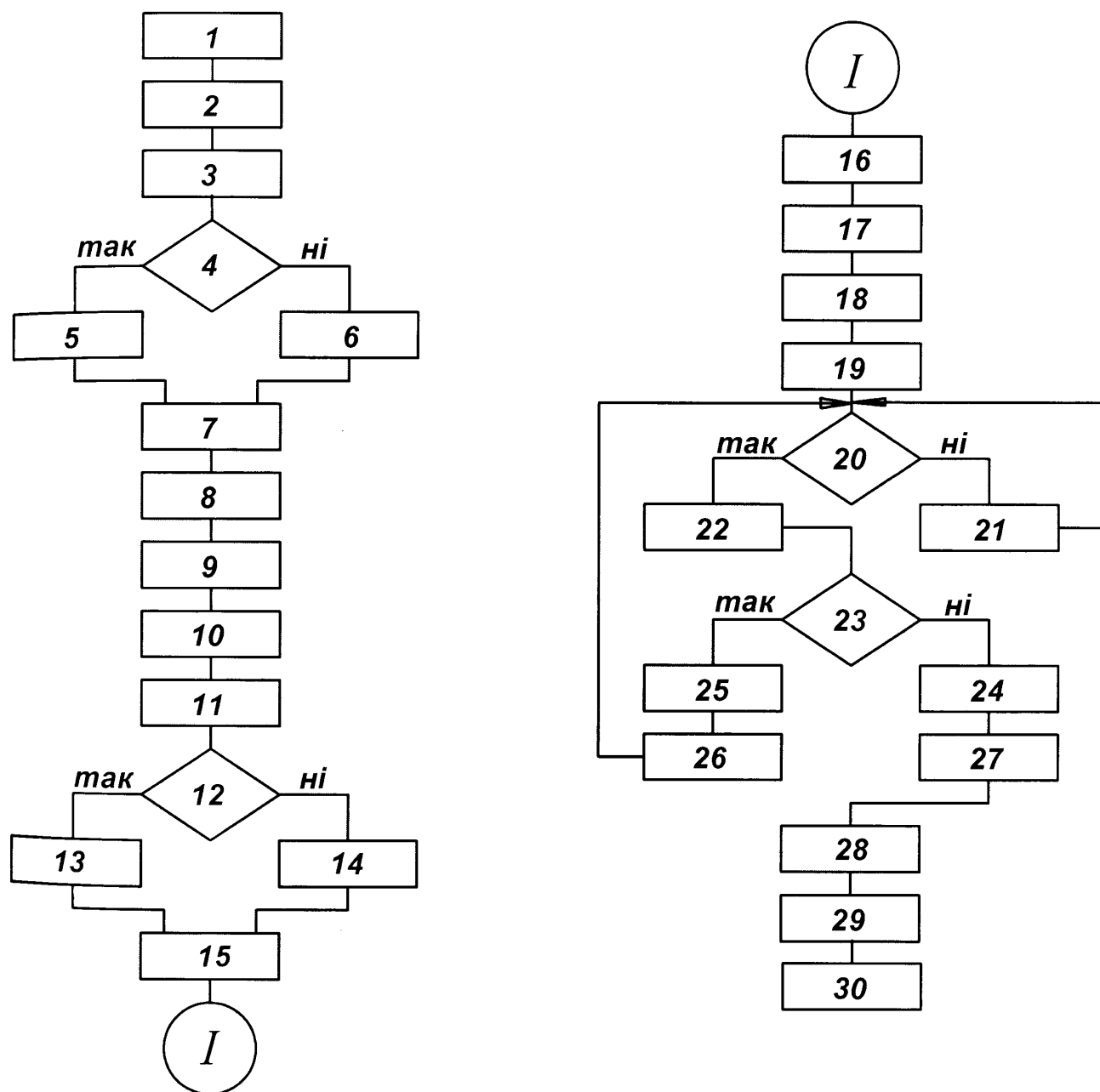


Рис. 2.3. Алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса

Пояснення до алгоритму розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса

№ п/п	Пояснення до пунктів
1	Ввід даних, що характеризують конструкцію вихідного клапана, гідравлічну частину, буровий розчин та умови роботи бурового насоса, а також емпіричні залежності коефіцієнта витрати клапана при прямому протіканні $\mu_1 = f(h)$ та зворотніх перетоках $\mu_2 = f(h)$
2	Ввід наближених початкових умов для чисельного розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вихідного клапана: $\varphi_0 = \delta_{cm}(t_0 = t_{cm}), h = 0, h' = 0$
3	Розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вихідного клапана на проміжку від $\varphi_0(t_0)$ до моменту посадки тарілки на сідло
4	Перевірка умови наявності зворотніх перетоків на кожному наступному кроці чисельного розв'язання при зміні φ від 180° до моменту посадки тарілки на сідло
5	Розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вихідного клапана при зворотніх перетоках: $\mu_2 = f(h), v_{щ} < 0$
6	Розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вихідного клапана при прямому протіканні: $\mu_1 = f(h), v_{щ} > 0$
7	Формування результатів розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вихідного клапана
8	Визначення на основі результатів розв'язку: кута (часу) запізнення посадки тарілки вихідного клапана на сідло, максимальної висоти підйому тарілки h_{max} , висоти зависання h_0 та швидкості посадки $h'_{нос}$
9	Ввід даних, що характеризують конструкцію вхідного клапана, гідравлічну частину, буровий розчин та умови роботи бурового насоса, а також емпіричні залежності коефіцієнта витрати клапана при прямому протіканні $\mu_1 = f(h)$ та зворотніх перетоках $\mu_2 = f(h)$
10	Визначення кута запізнення відкривання вхідного клапана: $\varphi_{зввх} = \varphi_{зпввх} + \delta_p$
11	Розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вхідного клапана на проміжку від $\varphi_{зввх}$ до моменту посадки тарілки на сідло. Початкові умови: $\varphi_0 = \varphi_{зпввх} + \delta_p(t_0 = t_{зпввх} + t_p), h = 0, h' = 0$
12	Перевірка умови наявності зворотніх перетоків на кожному наступному кроці чисельного розв'язання при зміні φ від 360° до моменту посадки тарілки на сідло
13	Розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вхідного клапана при зворотніх перетоках: $\mu_2 = f(h), v_{щ} < 0$

№ п/п	Пояснення до пунктів
14	Розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вхідного клапана при прямому протіканні: $\mu_1 = f(h)$, $v_{ш} > 0$
15	Формування результатів розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вхідного клапана
16	Визначення на основі результатів розв'язання: кута (часу) запізнення посадки тарілки вхідного клапана на сідло $\varphi_{зневх}$, максимальної висоти підйому тарілки h_{max} , висоти зависання h_0 та швидкості посадки h'_{noc}
17	Визначення уточнених початкових умов для чисельного розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вихідного клапана: $\varphi_0 = \varphi_{зввих} = \varphi_{зневх} + \delta_{см}$ ($t_0 = t_{зввих} = t_{зневх} + t_{см}$), $h = 0, h' = 0$ та уточнене розв'язання рівнянь математичної моделі руху тарілки вихідного клапана згідно п.п. 3-8
18	Формування уточнених результатів розв'язання рівнянь математичної моделі роботи гідравлічної частини поршневого бурового насоса
19	Визначення критерію $n \cdot h_{max} = 117 + 1906 \cdot K_c$ при $K_c \leq 0.4$ (або нормальних та дотичних напружень, що виникають при посадці тарілки на сідло, як для вхідного, так і вихідного клапана за допомогою методу кінцевих елементів)
20	Перевірка критерію $n \cdot h_{max} \leq 117 + 1906 \cdot K_c$ при $K_c \leq 0.4$ (або умови за допустимими нормальними та дотичними напруженнями)
21	Робота клапанів за критерієм $n \cdot h_{max}$ (або умовою допустимих напружень в момент посадки тарілки на сідло) незадовільна. Корекція режимів роботи насоса, характеристик пружин для виконання умови нормальної роботи клапанів (виконання п.п. 1 – 20) та оптимізація за згаданими критеріями
22	Робота клапанів за критерієм $n \cdot h_{max}$ (або за умовою допустимих нормальних та дотичних напружень) задовільна
23	Перевірка наявності зворотніх перетоків під час роботи насоса
24	Робота насоса за умовою наявності зворотніх перетоків задовільна
25	Робота насоса за умовою наявності зворотніх перетоків незадовільна
26	Корекція режимів роботи насоса, характеристик пружин для виконання умови відсутності зворотніх перетоків (виконання п.п. 1 – 25)
27	Визначення значення коефіцієнта подачі бурового насоса
28	Корекція режимів роботи насоса, характеристик пружин для забезпечення якомога більшого значення коефіцієнта подачі (виконання п.п. 1 – 27) при дотриманні нормальної роботи клапанних вузлів і насоса в цілому
29	Результати розрахунку
30	Висновок

Особливістю розв'язання даних систем є те, що для початку розв'язання системи (2.26), необхідно мати розв'язок системи (2.27) або навпаки. Ця необхідність викликана тим, що рух вихідного клапана починається після того, як закриється вхідний і пройде час, необхідний на стискання розчину до тиску, що спричиняє відкриття вихідного клапана.

Першим етапом є розв'язання рівнянь математичної моделі роботи вихідного клапана (розв'язання рівняння (2.26)). На цьому етапі знаходимо наближену траєкторію руху тарілки вихідного клапана на проміжку часу від моменту, що відповідає куту повороту кривошипа δ_{cm} (оскільки ще невідомий кут запізнення відкривання вихідного клапана $\varphi_{зввих}$) до моменту посадки тарілки на сідло. Початкові умови: $t_0 = t_{cm}$ ($\varphi_0 = \delta_{cm}$), $h = 0, h' = 0$.

У результаті спрощення системи рівнянь (2.26) отримуємо нелінійне диференціальне рівняння другого порядку.

Використовуючи початкові умови, застосовуючи метод Адамса для чисельного розв'язання, отримуємо розв'язок системи (2.26), з якого визначаємо: траєкторію руху тарілки вихідного клапана $h_{вих} = f(\varphi)$ на проміжку від $\varphi = \delta_{cm}$ до посадки тарілки на сідло; кут (час) запізнення посадки тарілки вихідного клапана $\varphi_{зпвих}$; максимальну висоту підйому тарілки вихідного клапана h_{max} та висоту записання $h_{0вих}$, що відповідає куту повороту кривошипа на 180° (поршень знаходиться в крайній мертвій точці); швидкість тарілки в момент посадки на сідло $h'_{посвих}$.

За критерій нормальної роботи гідравлічної частини поршневого бурового насоса використовуємо умову відсутності зворотніх перетоків в щілині клапана (див. розділ 1.5), тобто $v_{щ} > 0$ ($\Delta P > 0, Q_n < Q_k$).

Ця умова перевіряється на кожному наступному кроці чисельного розв'язання математичної моделі при зміні φ від 180° до моменту посадки тарілки на сідло.

Якщо дана умова виконується, то в щілині клапана проходять прямі

протікання розчину. При цьому $F_{зідр}$ діє в сторону закривання клапана, як додаткова пружина, і в рівнянні (2.26) використовується емпірична залежність $\mu_1 = f(h)$ при прямих протіканнях, отримана в результаті експериментальних досліджень [77].

Якщо в системі (2.26) починає виконуватись умова $v_{ш} < 0$ ($\Delta P < 0, Q_n > Q_k$), тобто починаються зворотні перетоки, то протягом їх дії гідродинамічна сила діє в протилежному напрямку, створюючи опір посадці тарілки на сідло, перепад тиску ΔP має від'ємне значення та діє в сторону закриття клапана, коефіцієнт витрати клапана визначається за емпіричною залежністю для зворотніх перетоків $\mu_2 = f(h)$.

Для перевірки даної умови при чисельному розв'язанні (2.26) і (2.27) використовується функція $signum(v_{ш})$, що вказує на наявність чи відсутність зворотніх перетоків.

На другому етапі визначаємо величину кута (час) запізнення відкривання вхідного клапана, який складається з кута запізнення посадки тарілки вхідного клапана $\varphi_{зпвх}$ (визначений на першому етапі) та кута (часу), необхідного для створення розрідження в гідравлічній частині δ_p та подолання статичних сил:

$$\varphi_{звх} = \varphi_{зпвх} + \delta_p.$$

Отже, отримуємо початкові умови для розв'язання рівняння руху тарілки вхідного клапана (2.27): $t_0 = t_{зпвх} + t_p$ ($\varphi_0 = \varphi_{зпвх} + \delta_p$), $h = 0, h' = 0$.

Аналогічним до першого етапу (розв'язання рівняння руху для тарілки вхідного клапана) є етап розв'язання і вхідного клапана при використанні відповідних його характеристик з врахуванням підпору на вхідній лінії.

У результаті розв'язання (2.27) отримуємо: траєкторію руху тарілки вхідного клапана $h_{вх} = f(\varphi)$ на проміжку від $\varphi_{звх}$ до моменту посадки тарілки на сідло ($360^\circ + \varphi_{зпвх}$); кут (час) запізнення посадки тарілки вхідного клапана $\varphi_{зпвх}$; максимальну висоту підйому тарілки вхідного клапана h_{max} та висоту зависання $h_{0вх}$, що відповідає куту повороту кривошипа на 360° (поршень знаходиться в крайній

мертвій точці); швидкість тарілки в момент посадки на сідло $h'_{носех}$.

При цьому перевіряється умова наявності зворотніх перетоків на кожному наступному кроці чисельного розв'язання рівнянь математичної моделі роботи клапанного вузла при зміні φ від 360° до моменту посадки тарілки на сідло.

Після цього проводимо уточнений (повторний) розрахунок руху тарілки вихідного клапана згідно першого етапу, при цьому вже визначено величину кута (час) запізнення його відкривання: $\varphi_{зввих} = \varphi_{звх} + \delta_{ст}$. Початкові умови: $\varphi_0 = \varphi_{зввих} = \varphi_{звх} + \delta_{ст}$ ($t_0 = t_{зввих}$), $h = 0, h' = 0$.

На третьому етапі, отримавши характеристики руху тарілки ($h = f(\varphi), h' = f(\varphi), h'_{нос}$), перевіряється умова $n \cdot h_{max} \leq 117 + 1906 \cdot K_c$ при $K_c \leq 0.4$ [41, 54] (або за допомогою методу кінцевих елементів знаходимо нормальні та дотичні контактні напруження, які виникають в деталях клапанного вузла в момент посадки тарілки на сідло). Якщо виконується умова $n \cdot h_{max} \leq 117 + 1906 \cdot K_c$ при $K_c \leq 0.4$ (або визначені напруження, які виникають в деталях клапанного вузла менші допустимих), тоді вважаємо, що робота клапанного вузла є задовільною. Якщо не виконується умова $n \cdot h_{max} \leq 117 + 1906 \cdot K_c$ (або напруження, які виникають в деталях клапанного вузла, більші за допустимі), необхідно проводити корекцію режиму роботи насоса, характеристик пружин для забезпечення умови нормальної роботи клапанів.

На наступному етапі, об'єднавши отримані розв'язки згідно попередніх етапів, отримуємо траєкторії руху тарілок клапанів у залежності від кута повороту кривошипа (часу). При цьому отримуються результати про задовільність роботи поршневого насоса та його клапанних вузлів, тобто перевіряється наявність зворотніх перетоків та умова $n \cdot h_{max} \leq 117 + 1906 \cdot K_c$ (або напруження, які виникають в клапанному вузлі в момент посадки тарілки на сідло).

Після цього визначається дійсний коефіцієнт подачі насоса для вибраного режиму його роботи за формулою [94]:

$$\eta = \frac{\cos \varphi_{зввих} + |\cos \varphi_{зпвих}|}{2}, \quad (2.39)$$

де $\varphi_{зпвих}$, $\varphi_{зввих}$ – кути повороту кривошипного валу, які відповідають моментам закриття та відкриття вихідного клапана відповідно.

У результаті виконаної роботи отримуємо розрахунок сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса.

Для забезпечення максимальної ефективності використання бурового насоса проводиться корекція режимів роботи насоса, характеристик пружин для забезпечення якомога більшого значення коефіцієнта подачі при дотриманні нормальної роботи клапанних вузлів і насоса в цілому.

Використання запропонованого алгоритму розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса дозволить конструкторам після визначення коефіцієнта витрати клапана для проектованої конструкції клапанного вузла та гідравлічної частини насоса ще на стадії проектування поршневих насосів визначати реальні значення коефіцієнта подачі насоса, які раніше визначались тільки експериментально, підбирати характеристики пружин, прогнозувати характеристики роботи насоса з точки зору нормальної роботи клапанів та якомога більшого коефіцієнта подачі насоса, проводити оптимізацію конструкції та режимів роботи насоса за згаданими вище критеріями нормальної роботи.

Висновки

1. Запропоновано фізичну модель сумісної роботи клапанів бурового поршневого насоса, яка більш повно відображає сукупну дію процесів та явищ, що проходять в гідравлічній частині під час роботи трипоршневого бурового насоса.
2. Вдосконалено математичну модель роботи клапанного вузла за рахунок врахування: сумісної дії вхідного та вихідного клапанів, стискання бурового розчину та наявності в ньому домішок повітря; дії підпірного відцентрового насоса; змінної величини гідродинамічної сили від висоти підйому тарілки над сідлом; нелінійності коефіцієнта витрати клапана.

3. Розроблено математичну модель сумісної роботи вхідного і вихідного клапанів поршневого бурового насоса, яка описує взаємопов'язану роботу обидвох клапанів і найбільш повно відображає реальні умови роботи гідравлічної частини насоса. Рівняння опису роботи клапанних вузлів, які в неї входять, є нелінійними диференціальними рівняннями другого порядку, можуть бути вирішені чисельними методами.
4. Для розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса необхідно мати тільки один експериментальний фактор, що характеризує конструкцію клапана, а саме функціональну залежність коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки.
5. Розроблено алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів, який дозволяє визначати траєкторію руху тарілок клапанів та характеристики роботи нового поршневого насоса на стадії проектування та проводити оптимізацію конструкції за критеріями нормальної роботи клапанів, а також вибирати ефективні режими роботи існуючих поршневих насосів для забезпечення максимального коефіцієнта подачі насоса при дотриманні нормальних умов роботи клапана.
6. На основі розробленого алгоритму можна реалізувати програму для: моделювання роботи бурового насоса; конструювання гідравлічної частини з використанням ЕОМ; визначення ефективних режимів його роботи за конкретних умов.

Розділ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1. Мета та завдання експериментальних досліджень

Моделювання сумісної роботи клапанів та підвищення точності їх розрахунків з врахуванням нелінійної зміни коефіцієнтів на сьогодні є актуальною проблемою.

На даний час конструювання деталей гідравлічної частини бурового насоса і, зокрема, клапанного вузла проходить за наступною схемою:

- спочатку виготовляються спроектовані конструкції вузлів гідравлічної частини насоса з врахуванням досвіду попередніх досліджень;
- далі проводиться ряд натурних експериментів для даної конструкції і досліджуваного клапанного вузла для визначення дослідних параметрів, які впливають на показники роботи бурового насоса в цілому. Знімаються осцилограми руху тарілок, індикаторні діаграми зміни тиску в гідравлічній частині бурового насоса;
- на основі проведених досліджень робляться висновки про доцільність використання нових конструкцій та надаються рекомендації щодо вдосконалення даних конструкцій деталей гідравлічної частини бурового насоса.

Такі дослідження вимагають від конструкторів та виробників значних затрат коштів та часу, і це зумовлює потребу використовувати спрощені методики розрахунку і математичні моделі роботи клапанів бурового насоса [14, 21, 31, 40, 78, 99], проводити натурні експериментальні дослідження.

При дослідженні нових конструкцій клапанів та гідравлічних частин бурових насосів за допомогою математичного моделювання (див. розділ 2) необхідно ще на стадії проектування визначити експериментально лише коефіцієнт витрати клапана, якомога точніше та з меншою собівартістю досліджень. Тільки отримавши значення величини даного коефіцієнта, можливо розв'язати систему рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса та визначити характеристики його роботи.

Коефіцієнт витрати клапана μ залежить від великої кількості факторів (див. розділ 1.5), а саме: геометрії деталей клапанного вузла (геометрія сідла, ущільнення, ребер, кута нахилу, діаметра тарілки тощо), геометрії гідравлічної частини (віддаль між стінками, віддаль від тарілки до вихідного трубопроводу, шорсткості поверхонь), параметрів розчину (густина, в'язкість), параметрів руху розчину (швидкості, числа Рейнольдса), має складний характер, є змінним по висоті підйому тарілки h і значно залежить від умов роботи насоса. Тому, з огляду на сказане, його слід визначати експериментально для конкретної конструкції клапанного вузла на повнорозмірній моделі гідрблока з відтворенням реальних умов роботи насоса.

Відомо [141, 142], що досліджувати будь-які гідродинамічні явища можна трьома способами: 1) теоретично; 2) за допомогою натурних (стендових) експериментів; 3) чисельно (за допомогою комп'ютерних експериментів). Найкращим варіантом, з точки зору достовірності отриманих результатів, є поєднання цих трьох способів.

На сьогодні теоретичне вирішення важливих прикладних задач гідрогазодинаміки практично неможливе [141 – 145, 151 – 153].

Слід відмітити, що, незважаючи на ряд переваг, стендовим експериментам характерні і принципові недоліки. Вони не можуть подати достатнього кількісного розподілу параметра в досліджуваній області. У кращому випадку дослідник отримує якісну картину розподілу одного – двох параметрів. Отримання кількісних характеристик параметрів можливо лише в обмеженій кількості точок, в яких встановлені датчики, при цьому прилади можуть своєю наявністю в потоці внести негативний вплив на точність результатів експеримента. В деяких випадках проведення натурального експеримента є неможливим або дуже утрудненим (не говорячи вже про вартість досліджень). Проведення стендового експеримента вимагає використання натурального обладнання, складної апаратури, значних затрат коштів та часу, але при цьому отримуються найбільш достовірні результати.

Комп'ютерний експеримент може проводитись у довільних просторових чи часових діапазонах, для будь-яких тисків і температур, дозволяє отримувати роз-

поділ всіх параметрів у всій розрахунковій області і в кожній окремо вибраній точці досліджуваної області, а також якісно і кількісно простежувати еволюцію досліджуваного явища (якщо процес нестационарний). Чисельне комп'ютерне моделювання мінімізує кількість необхідних натурних експериментальних досліджень, які є, зазвичай, надто дорогі, а також дозволяє отримувати результати цих досліджень в необхідній формі. Воно дозволяє зменшити витрати на метод проб та помилок при проведенні експериментальних робіт. Це дає можливість провести оптимізацію проектного виробу розрахунковими методами, використовуючи натурний експеримент на заключному етапі. При цьому корекція можливих помилок переноситься на заключну стадію.

У [143, 144] відмічено переваги комп'ютерного експеримента над натурним: можна довільно задавати такі властивості рідин, як густина, в'язкість; можна проводити двомірні дослідження, що практично неможливо при натурному експерименті; дослідник не обмежений у виборі параметрів руху рідини; дослідник, який проводить дослідження за допомогою чисельних методів, може перевірити, як впливають на результати прийняті в моделі допущення і спрощення, що неможливо зробити ні експериментатору при проведенні натурального (стендового) експеримента, ні теоретику; дослідження, які можуть бути проведені з використанням рівнянь Ейлера і Нав'є-Стокса чисельними методами, неможливо провести за допомогою натурального експеримента; можна отримати анімований процес роботи виробу, який дозволяє краще зрозуміти досліджуваний процес чи явище.

Ці переваги зробили комп'ютерне моделювання на сьогодні основним інструментом при дослідженні складних нелінійних і нестационарних процесів динаміки рідини і газу. Наука, яка присвячена чисельним експериментам в динаміці рідин та газів, сформувалася у дисципліну – вчислювальна гідрогазодинаміка (в англійській транскрипції Computational Fluid Dynamics або CFD).

Вчислювальна гідрогазодинаміка – розділ науки, призначений для моделювання руху рідин та газів, а також тепломасопереносу в різноманітних об'єктах та системах. Вона базується на чисельному розв'язанні рівнянь Нав'є-Стокса [135, 141 – 145, 148 – 153], які повністю описують динаміку руху рідин. Для опису

конкретного руху потоку рідини враховуються додаткові фактори та ефекти, наприклад, турбулентність, хімічні реакції, горіння та інші. Ці рівняння і описані математично додаткові фактори, а також початкові та граничні умови для їх вирішення складають математичну модель руху потоку рідини, яка вирішується чисельними методами.

Звичайно, чисельне моделювання, яке має ряд переваг, має і недоліки, наприклад: складність розробки універсальних програм, які б використовувались для дослідження різного роду явищ в межах єдиного підходу; труднощі або неможливість коректної постановки деяких типів граничних умов; високі вимоги до ЕОМ щодо їх продуктивності.

Використання чисельних методів в гідродинаміці все більше зростає, проте натурний експеримент на сьогодні залишається критерієм істини [131, 144 – 148].

Найбільш часто інженерні розрахунки проводяться для турбулентних потоків рідини. Особливості моделювання турбулентного руху розглянуто в [135, 142 – 145, 148, 151 – 153, 162, 163, 165]. Відомо, що нестационарні рівняння Нав'є-Стокса в повній мірі описують турбулентний рух. Тому їх розв'язок мав би дати реальну картину руху турбулентного потоку. Однак часовий і просторовий масштаби турбулентності настільки малі, що необхідна кількість вузлів сітки і крок за часом, які необхідні для опису процесу такі, що не дозволяють вирішувати ці задачі на сучасних ЕОМ [142, 150]. Вважається, що для моделювання турбулентності необхідна сітка зі щільністю 10^5 вузлів на 1 см^3 .

Отже, використання в інженерній практиці повних рівнянь Нав'є-Стокса для розрахунку турбулентних потоків призвело б до великих затрат часу та коштів. Тому для практичних цілей, як правило, достатньо знати усереднені характеристики руху, що можуть бути отримані шляхом усереднення рівнянь за деяким малим інтервалом часу. У результаті цього повні рівняння Нав'є-Стокса перетворюються на рівняння, в яких отримуються так звані “рейнольдсові напруження” і середні значення параметрів руху потоку рідини. В отриманих таким чином усереднених за часом рівняннях необхідно встановити зв'язок між напруженнями Рейнольдса і усередненими параметрами руху. Для цього на сьогодні використо-

вугється досить багато моделей турбулентності і одна з найбільш розповсюджених – “k-ε” модель турбулентності [135, 142, 143, 145, 148, 150, 151]. Отже, на сьогодні основний напрямок чисельних методів моделювання турбулентності полягає у вирішенні усереднених рівнянь Нав’є-Стокса.

При поєднанні натурного та комп’ютерного експериментів, дослідження проводяться за допомогою комп’ютерного експеримента, а натурний – використовується для дослідження адекватності, відпрацювання і уточнення комп’ютерного. Цей шлях є найбільш доцільним та оптимальним, і при ньому досягаються найкращі результати.

У даній роботі для дослідження коефіцієнта витрати клапана використовується поєднання комп’ютерного та стендового експериментів. Після проведення комп’ютерного експеримента необхідно перевірити його адекватність до стендового. При задовільній адекватності дана методика проведення комп’ютерного експеримента використовується для подальших досліджень коефіцієнтів витрати клапанів інших конструкцій. При незадовільній адекватності необхідно провести аналіз та уточнення математичної моделі руху бурового розчину. Після чого необхідно перевірити і відпрацювати методику проведення комп’ютерного експеримента.

Мета експериментальних досліджень: стендові та комп’ютерні дослідження для визначення функціональної залежності коефіцієнта витрати клапана μ від величини висоти підйому тарілки h з наступною перевіркою адекватності комп’ютерного експеримента до стендового.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- для проведення експериментальних досліджень коефіцієнта витрати клапана μ необхідно розробити та відпрацювати методики проведення стендового та комп’ютерного експериментів, які б найреальніше відображали умови роботи гідравлічної частини бурового насоса;

- дослідити та визначити функціональну залежність коефіцієнта витрати клапанів №5 та №9 (приєднувальні розміри яких відповідають вимогам стандарту АРІ [48]) за допомогою стендового експеримента;

- дослідити та визначити функціональну залежність коефіцієнта витрати клапанів №5 та №9 за допомогою комп'ютерного експеримента;
- перевірити адекватність комп'ютерного експеримента до стендового;
- описати функціональну залежність коефіцієнта витрати клапана $\mu = f(h)$ емпірично для використання її при розв'язанні математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса (див. розділ 2).

3.2. Стендовий експеримент

3.2.1. Будова установки та методика проведення стендового експеримента для дослідження коефіцієнта витрати клапана

Для вирішення поставлених задач експериментальних досліджень використовувалась модернізована установка УДК-1М, яка знаходиться на кафедрі нафтогазового обладнання ІФНТУНГ. Установка дозволяє досліджувати коефіцієнт витрати клапана як при прямому протіканні, так і при зворотньому перетоку розчину в щілині клапанних вузлів різних конструкцій. Хоча зворотні перетоки складають незначний проміжок часу від загального циклу руху тарілки, проте вони значно впливають на характер посадки і кут запізнення посадки тарілки на сідло.

Схема установки показана на рис.3.1, а загальний вигляд установки – на рис. 3.2. Технічна характеристика приведена в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Технічна характеристика установки УДК – 1М

Назва та параметри обладнання	Тип, характеристика
Водяний лічильник	ВТ-100
Відцентровий насос	6КМ-12
Подача, м ³ /с	0.045
Напір, м. вод. ст	20
Електродвигун відцентрового насосу	A2-61-4M201
Потужність, кВт	13
Частота обертання вала, хв ⁻¹	1500

Принцип роботи установки наступний: при дослідженні прямого протікання у клапані, для вільно плаваючої підпружиненої тарілки, рідина (у даному випадку вода), яка знаходиться в резервуарі 1 за допомогою відцентрового насоса 6 подається через пневмокомпенсатор 4 до клапанної коробки 3. При цьому засувки 10, 11 та 15 закриті, а засувки 9, 13 та 14 повністю відкриті. Подача рідини регулюється за допомогою засувки 12. Після проходження через клапанну коробку 3, далі рідина проходить через пневмокомпенсатор 5, водяний лічильник 8 (ВТ-100) до зливного трубопроводу і знову в резервуар 1.

У процесі дослідження заміряється: висота підйому тарілки h за допомогою індуктивного датчика переміщень розташованого в клапанній коробці, а також візуально за допомогою мірної лінійки; тиск над та під тарілкою за допомогою манометрів на пульті 18 (або тензометричних датчиків тиску 20); подача відцентрового насоса Q за допомогою водяного лічильника 8. Конструкція даної установки передбачає можливість досліджувати різні конструкції клапанів шляхом заміни перехідної втулки 24. Передбачено також можливість змінювати жорсткість та силу попереднього підтиснення пружини 27. Зміна сили підтиснення пружини здійснюється обертанням перехідної втулки 23 і переміщенням її в осьовому напрямку.

При дослідженні зворотніх перетоків використовується клапанна коробка 2. Рідина подається із резервуару 1 за допомогою відцентрового насоса 6 через пневмокомпенсатор 4. При цьому засувки 10 та 15 відкриті, а засувки 9, 11 та 14 повністю закриті. Подача рідини заміряється за допомогою водяного лічильника 8. Під час експеримента тиск над та під тарілкою вимірюється за допомогою манометрів (або тензометричних датчиків тиску). Тарілка 25 у даному випадку жорстко закріплена на заданій висоті відносно сідла 21 за допомогою штифта 22. Висота підйому тарілки 25 регулюється шляхом обертання перехідної втулки 23 і переміщенням її в осьовому напрямку.

Для впевненості у достовірності результатів і виключення випадкових помилок експериментальні дослідження повторювались по декілька раз, а значення вимірювальної величини приймалося середнім арифметичним.

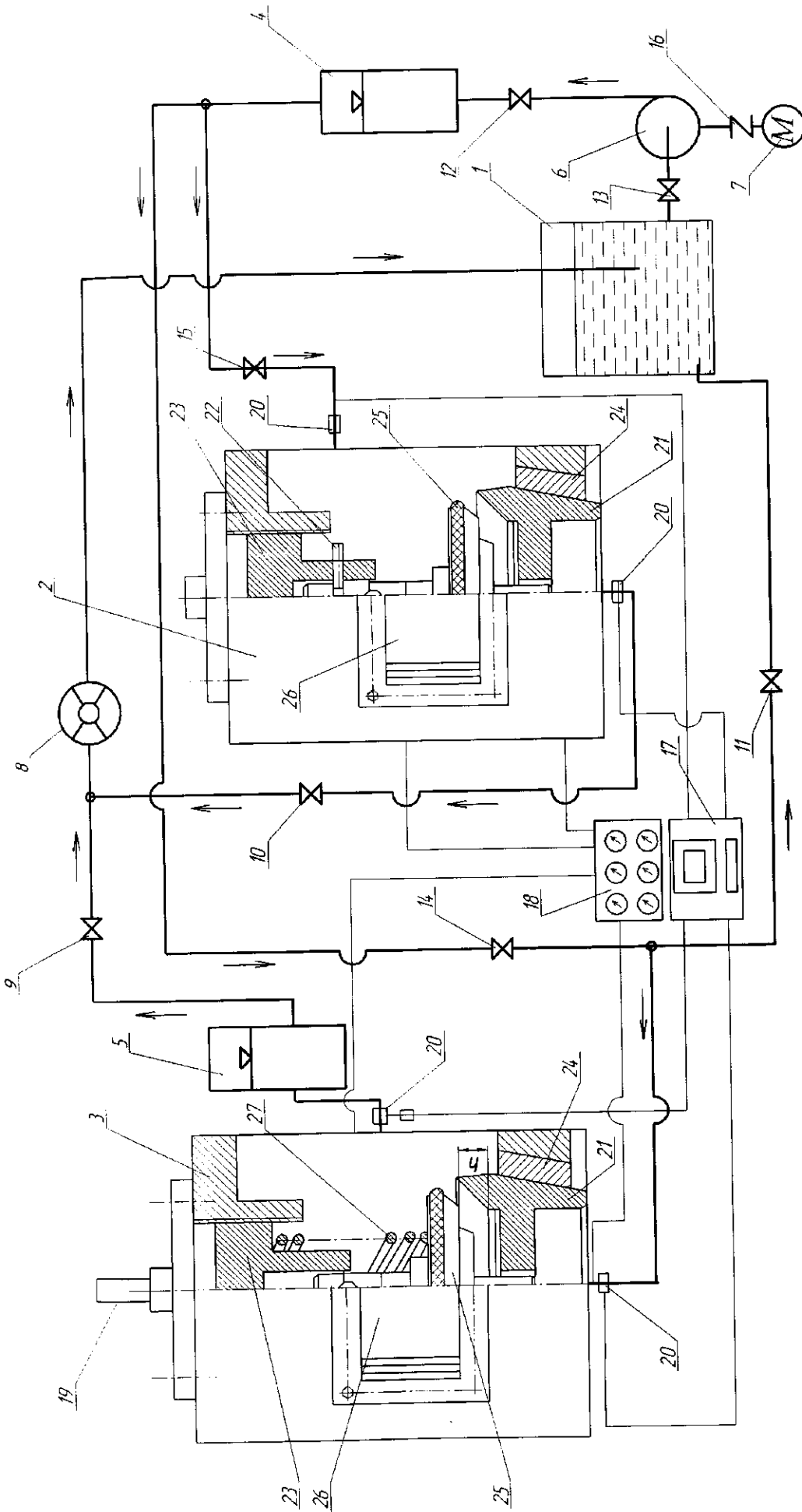


Рис. 3.1. Принципова схема установки УДК-1М:

1 – резервуар з рідиною, 2 – клапанна коробка для дослідження зворотніх перетоків, 3 – клапанна коробка для дослідження прямого протікання, 4, 5 – пневмокомпенсатори, 6 – відцентровий насос, 7 – електродвигун, 8 – водяний лічильник, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15 – засувки, 16 – муфта, 17 – пульт приладів (манометри, аналого - цифровий перетворювач, комп'ютер, підсилювач), 18 – пульта приладів (манометри), 19 – індуктивний датчик переміщення, 20 – тензометричний датчик тиску, 21 – сидло, 22 – штифт, 23 – напрямна втулка, 24 – перехідна втулка, 25 – тарілка клапана, 26 – оглядове вікно, 27 – пружина

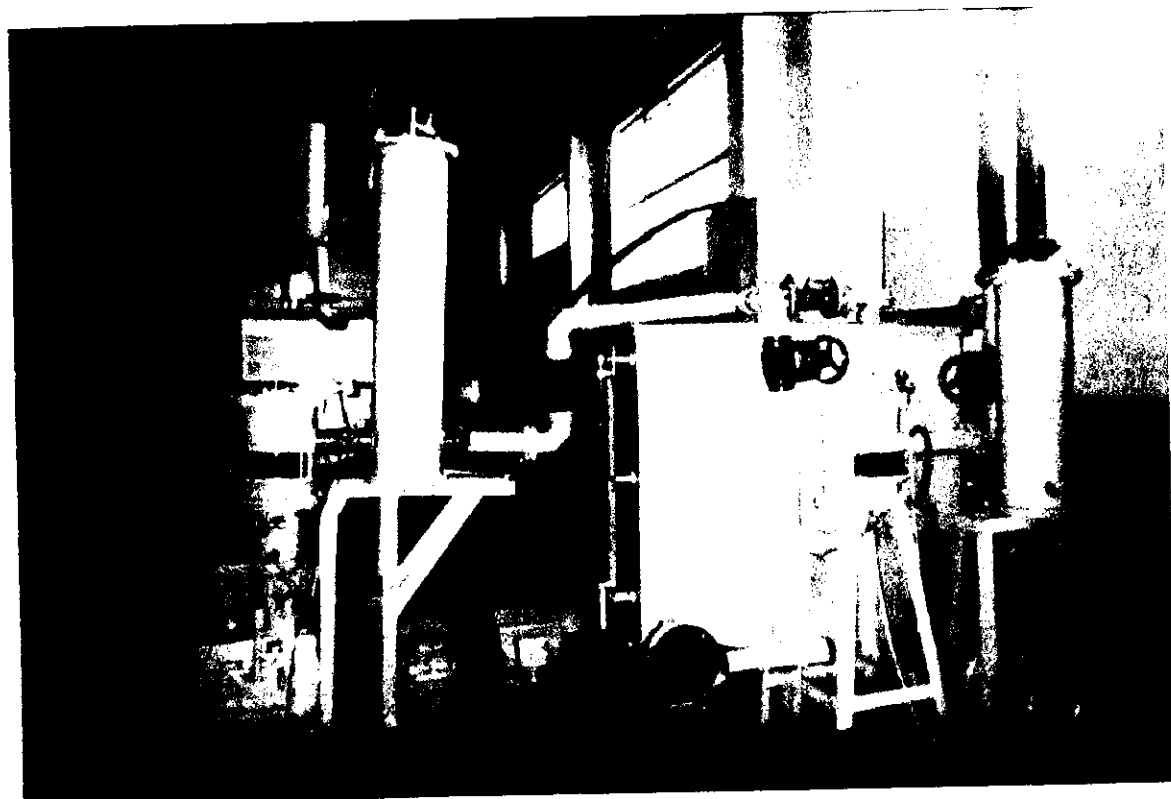
*a**b*

Рис. 3.2. Загальний вигляд установки УДК-1М:

a – вид спереди; *b* – вид збоку

Прилади, які використовувались в експериментальній установці (манометри, лічильник, датчики), пройшли перевірку в Державному центрі стандартизації і метрології, м. Івано-Франківськ. Похибки приладів у межах допустимого.

3.2.2. Результати експеримента

Дані, отримані в результаті стендового експеримента, подано в табл. 3.2 та 3.3 для клапана №9 та табл. 3.4 і 3.5 для клапана №5.

Таблиця 3.2

Результати досліджень коефіцієнта витрати клапана №9 від висоти підйому тарілки при стендовому експерименті (прямі протікання)

Подача відцентрового насоса Q , м ³ /с	Перепад тиску на тарілці ΔP , Па	Площа щілини клапана $f_{щ}$, м ²	Висота підйому тарілки h , м	Коефіцієнт витрати клапана μ
0	0	0	0	0
0.001643889	9257.1429	0.000415589	0.00121429	0.9192952
0.003841753	12214.286	0.000684454	0.002	1.1356273
0.006252681	15214.286	0.001026596	0.003	1.104144
0.008479706	17357.143	0.00136868	0.004	1.0515372
0.01089195	19285.714	0.001710708	0.005	1.0251725
0.012951193	21214.286	0.002052678	0.006	0.9686342
0.015193893	23357.143	0.002394591	0.007	0.9283525
0.017354653	24420	0.002736447	0.008	0.9074885
0.019305158	25800	0.003102657	0.009	0.866193
0.02138622	27214.286	0.003419987	0.01	0.8476101
0.023131021	28928.571	0.003761671	0.011	0.808417
0.024367807	29357.143	0.004103299	0.012	0.7750173
0.025764749	29785.714	0.004444869	0.013	0.7510139
0.026751578	30000	0.004786382	0.014	0.72155
0.028458853	30857.143	0.005127838	0.015	0.7064644

Таблиця 3.3

Результати досліджень коефіцієнта витрати клапана №9 від висоти підйому тарілки при стендовому експерименті (зворотні перетоки)

Подача відцентрового насоса Q , м ³ /с	Перепад тиску на тарілці ΔP , Па	Площа щілини клапана $f_{щ}$, м ²	Висота підйому тарілки h , м	Коефіцієнт витрати клапана μ
0	0	0	0	0
0.00911577	50000	0.000342256	0.001	2.66343774
0.00952381	26750	0.000684454	0.002	1.902344832
0.012953368	27500	0.001026596	0.003	1.701381804
0.009090909	9625	0.00136868	0.004	1.513874585
0.015698587	20750	0.001710708	0.005	1.424494305
0.011904762	10375	0.002052678	0.006	1.273183141
0.021186441	25250	0.002394591	0.007	1.245033409
0.01305483	8750	0.002736447	0.008	1.140421043
0.016260163	11000	0.003078245	0.009	1.126186483
0.013175231	6875	0.003419987	0.01	1.038920766

Таблиця 3.4

Результати досліджень коефіцієнта витрати клапана №5 від висоти підйому тарілки при стендовому експерименті (прямі протікання)

Подача відцентрового насоса Q , м ³ /с	Перепад тиску ΔP , Па	Площа щілини $f_{щ}$, м ²	Висота підйому тарілки h , м	Коефіцієнт витрати клапана μ
0	0	0	0	0
0.001197	14250	0.0002356	0.00125	0.9526
0.00125	7100	0.0003769	0.002	0.88
0.001509	4650	0.0006125	0.00325	0.806
0.002178	5800	0.0008	0.00425	0.8
0.003743	14000	0.0009422	0.005	0.75
0.005012	23250	0.0011306	0.006	0.65
0.006512	26850	0.0013189	0.007	0.673
0.007728	28950	0.001507	0.008	0.674
0.01	32400	0.001695	0.009	0.732
0.0111111	35250	0.001884	0.01	0.702
0.0125	37500	0.0020722	0.011	0.697
0.014285	39900	0.0022605	0.012	0.7074
0.014925	42000	0.00235466	0.0125	0.691
0.0166666	45000	0.0263702	0.014	0.666
0.01754386	45000	0.00282523	0.015	0.663
0.02	50100	0.03013	0.016	0.6545
0.02254306	57000	0.0033427	0.01775	0.6316

Результати досліджень коефіцієнта витрати клапана №5 від висоти підйому тарілки при стендовому експерименті (зворотні перетоки)

Подача відцентрового насоса Q , м ³ /с	Перепад тиску ΔP , Па	Площа щілини $f_{щ}$, м ²	Висота підйому тарілки h , м	Коефіцієнт витрати клапана μ
0	0	0	0	0
0.001219512	33123.6	0.0002827	0.0015	0.53
0.0017	47315	0.00047117	0.0025	0.3709
0.0019	61654.21	0.00065961	0.0035	0.2594
0.00238	60850.937	0.00084803	0.0045	0.2544
0.002083	43137.3	0.0010344	0.0055	0.2168
0.0033	117366.2	0.001318989	0.007	0.1633

Коефіцієнт витрати клапана визначався за формулою:

$$\mu = \frac{Q}{f_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}}, \quad (3.1)$$

де Q – подача розчину в щілині клапана (подача відцентрового насоса), м³/с;

$\Delta P = P_1 - P_2$ – перепад тиску на тарілці, Па;

де P_1, P_2 – тиск під та над тарілкою відповідно, Па;

ρ – густина води ($\rho = 1000$ кг/м³);

$f_{щ}$ – площа щілини між конічною поверхнею сідла і тарілки:

$$f_{щ} = \pi \cdot h \cdot d_{кл} \cdot \sin \beta \cdot \left(1 - \frac{\sin 2\beta}{2d_{кл}} \cdot h\right), \quad (3.2)$$

де h – висота підйому тарілки над сідлом, м;

$d_{кл}$ – середній діаметр клапана ($d_{кл} = 0.1695$ м для клапана №9 та $d_{кл} = 0.12$ м для клапана №5);

β – кут конусності робочої поверхні тарілки ($\beta = 40^\circ$ для клапана №9 та $\beta = 30^\circ$ для клапана №5).

За результатами експериментальних даних побудовано графіки залежності коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки при прямих протіканнях (рис. 3.3) та зворотніх перетоках (рис. 3.4) для клапана №9 і при прямих протікан-

нях (рис. 3.5) та зворотніх перетоках (рис. 3.6) для клапана №5. Отримані результати з достатньою точністю апроксимуються емпіричними залежностями (3.3) – (3.6), які можуть використовуватись при розв'язанні рівнянь математичної моделі руху тарілки (див. розділ 2). Для апроксимації використовувалась програма TableCurve2D. Найкращі результати (максимальний коефіцієнт достовірності апроксимації) спостерігалися при апроксимації дослідних даних поліномами. Вибір необхідної апроксимованої функції здійснювався за коефіцієнтом достовірності апроксимації і за виглядом рівняння.

Для клапана №9 при:

- прямих протіканнях рідини (величина достовірності апроксимації 0.98)

$$\mu = -0.00419942 - 704.03517 \cdot h + 3179.4153 \cdot h^{1.5} - 20788.515 \cdot h^{2.5} + 49.042128 \cdot h^{0.5}; \quad (3.3)$$

- при зворотніх перетоках рідини (величина достовірності апроксимації 0.95)

$$\mu = 0.0076213104 - 7670.6653 \cdot h + 88005.705 \cdot h^{1.5} - 346970.31 \cdot h^2 + 243.59175 \cdot h^{0.5}. \quad (3.4)$$

Для клапана №5 при:

- прямих протіканнях рідини (величина достовірності апроксимації 0.92)

$$\mu = \frac{(0.017497297 + 345.52019 \cdot h + 341390.51 \cdot h^2 + 78139.3 \cdot h^3)}{1 - 632.56608 \cdot h + 619740.95 \cdot h^2 - 39967.542 \cdot h^3}; \quad (3.5)$$

- при зворотніх перетоках рідини (величина достовірності апроксимації 0.93)

$$\mu = \frac{(0.00021275786 + 126.21481 \cdot h + 71050.618 \cdot h^2 - 5123236.2 \cdot h^3)}{1 - 1253.6269 \cdot h + 726372.81 \cdot h^2 - 37229170 \cdot h^3}. \quad (3.6)$$

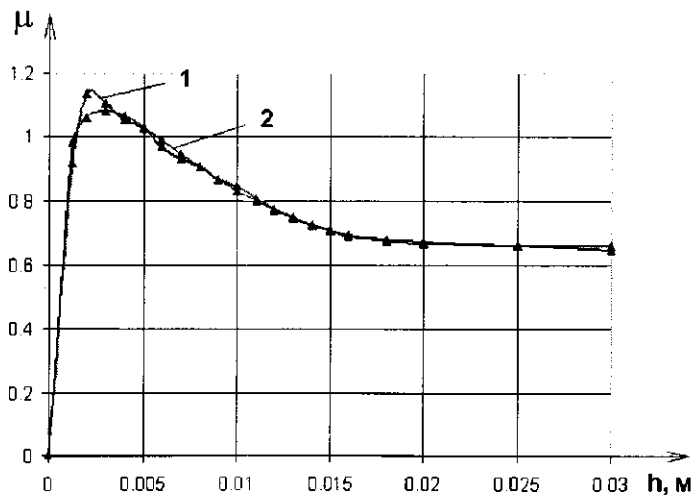


Рис. 3.3. Залежність μ від h при прямих протіканнях рідини для клапана №9:

1 – експериментальна залежність; 2 – емпірична залежність

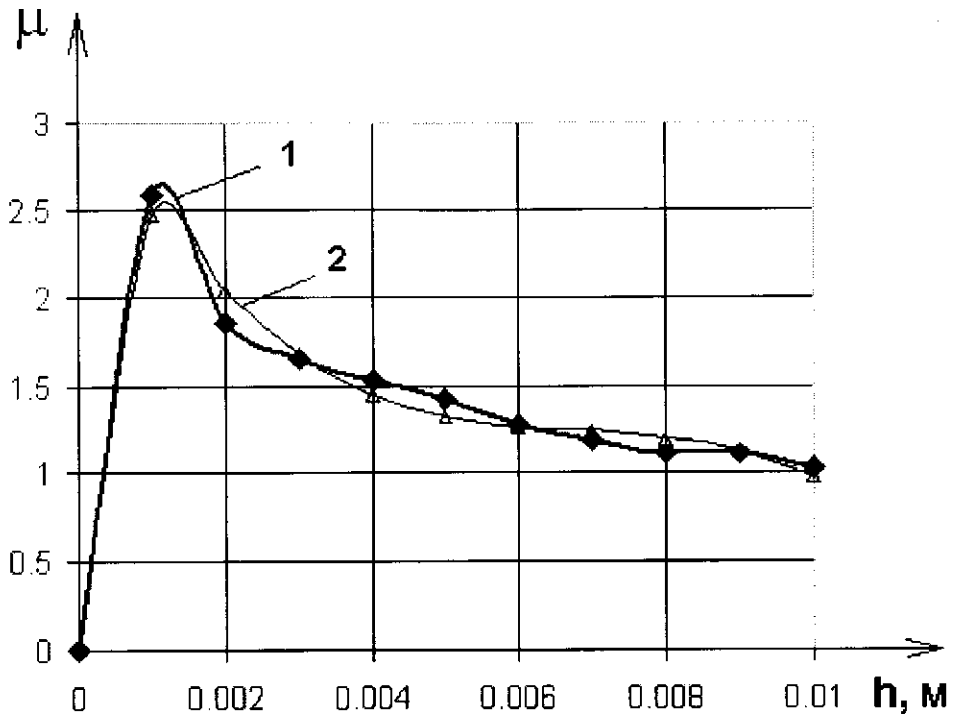


Рис. 3.4. Залежність μ від h при зворотніх перетоках рідини для клапана №9:
1 – експериментальна залежність; 2 – емпірична залежність

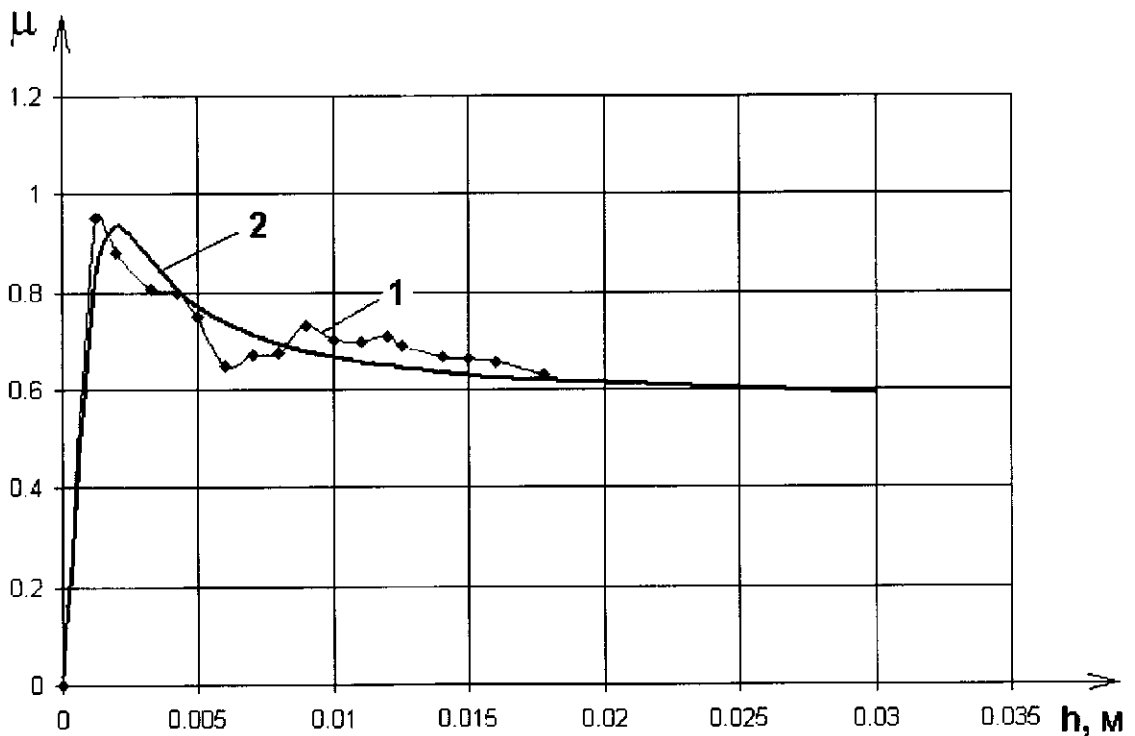


Рис. 3.5. Залежність μ від h при прямих протіканнях рідини для клапана №5:
1 – експериментальна залежність; 2 – емпірична залежність

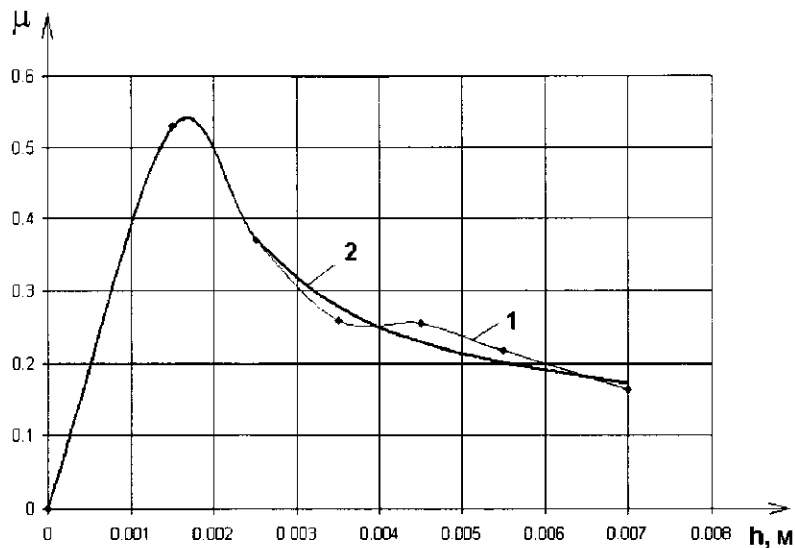


Рис. 3.6. Залежність μ від h при зворотніх перетоках рідини для клапана №5:

1 – експериментальна залежність; 2 – емпірична залежність

Оскільки, під час проведення експериментальних досліджень коефіцієнта витрати клапана при зворотніх перетоках рідини в щілині клапана неможливо без математичного моделювання точно визначити момент початку зворотніх перетоків (значення подачі рідини в щілині клапана і висоту підйому тарілки) і тарілка жорстко закріплювалась над сідлом, тому такі дослідження проводились при різних значеннях подачі. При цьому похибка при визначенні μ не перевищувала 7% при різних значеннях подачі рідини та висоти підйому тарілки над сідлом.

3.2.3. Статистична обробка результатів експеримента

Для отриманих експериментальних даних проведено статистичну обробку отриманих результатів згідно стандартної методики [146, 154 – 156, 163].

Результати приведені в табл. 3.6 – 3.9, де S_j – стандартне відхилення окремої вибірки; ε_j – відносна похибка дослідів, %. При цьому виконувалась перевірка експериментальних даних за критерієм однорідності дисперсії, тобто за критерієм Кохрена ($G < G_{кр}$). В усіх випадках дана умова виконується, що свідчить про однорідність дисперсій. Сумарна відносна похибка визначення значення коефіцієнта витрати клапана за (3.1) склала менше 5%, що є в межах допустимого.

Таблиця 3.6

Результати статистичної обробки експериментів при прямих протіканнях
рідини в щілині клапана №9

Вимірювана величина	S_i	$\varepsilon_i, \%$	Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$	Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$
Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$			Перепад тиску $\Delta P, \text{ Па}$			Висота підйому тарілки $h, \text{ м}$		
0.001643889	5.30E-06	0.81	9257.1429	46.285	0.52	0.00121429	6.07E-06	0.54
0.003841753	4.00E-06	0.768	12214.286	85.5	0.69	0.002	1.47E-05	3.152
0.006252681	6.70E-06	1.254	15214.286	106.5	2.15	0.003	2.24E-05	2.145
0.008479706	9.40E-06	2.356	17357.143	156.21	3.1	0.004	3.65E-05	0.659
0.01089195	1.50E-05	0.892	19285.714	212.14	0.981	0.005	5.61E-05	2.125
0.012951193	3.21E-05	0.901	21214.286	254.57	3.64	0.006	0.000072	1.369
0.015193893	5.32E-05	2.369	23357.143	303.64	3.89	0.007	9.49E-05	3.158
0.017354653	7.55E-05	3.180	24420	268.62	2.15	0.008	9.02E-05	4.08
0.019305158	9.13E-05	2.159	25800	361.2	2.987	0.009	0.000127	2.120
0.02138622	2.41E-04	1.896	27214.286	353.78	2.158	0.01	0.00013	0.916
0.023131021	4.55E-04	2.014	28928.571	347.14	1.98	0.011	0.000133	2.185
0.024367807	4.89E-04	0.895	29357.143	616.5	3.187	0.012	0.000254	2.097
0.025764749	5.57E-04	0.369	29785.714	565.92	2.05	0.013	0.000253	3.136
0.026751578	5.96E-04	2.743	30000	630	0.971	0.014	0.000298	3.002
0.028458853	6.00E-04	4.136	30857.143	771.42	1.13	0.015	0.00038	4.09
Похибка експеримента $S=0.00032$			Похибка експеримента $S=398.9835$			Похибка експеримента $S = 0.000171$		

Примітка. Позначення типу 6.00E-04 означає $6 \cdot 10^{-4}$.

Таблиця 3.7

Результати статистичної обробки експериментів при зворотніх перетоках рідини
в щілині клапана №9

Вимірювана величина	S_i	$\varepsilon_i, \%$	Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$	Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$
Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$			Перепад тиску $\Delta P, \text{ Па}$			Висота підйому тарілки $h, \text{ м}$		
0.00911577	0.000032	0.85	50000	250	1.051	0.001	0.000005	0.965
0.00952381	0.000041	0.965	26750	160.5	2.123	0.002	0.0000138	0.896
0.012953368	0.00015	2.167	27500	192.5	3.658	0.003	0.000045	1.984
0.009090909	0.000181	3.5698	9625	96.25	3.068	0.004	0.000048	1.268
0.015698587	0.000032	2.356	20750	186.75	3.94	0.005	0.000055	2.548
0.011904762	0.000052	3.215	10375	124.5	2.156	0.006	0.00015	3.987
0.021186441	0.000311	4.256	25250	328.25	0.697	0.007	0.000126	1.245
0.01305483	0.000095	0.892	8750	87.5	0.987	0.008	0.0000904	3.045
0.016260163	0.00011	0.987	11000	154	2.156	0.009	0.000216	2.189
0.013175231	0.000269	1.268	6875	89.375	3.156	0.01	0.00023	2.569
Похибка експеримента $S=0.00013$			Похибка експеримента $S=148.7872$			Похибка експеримента $S = 0.000101$		

Таблиця 3.8

результати статистичної обробки експериментів при прямих протіканнях рідини
в щілині клапана №5

Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$	Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$	Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$
Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$			Перепад тиску $\Delta P, \text{ Па}$			Висота підйому тарілки $h, \text{ м}$		
0.001197	5.99E-06	0.698	14250	71.25	0.926	0.00125	6.25E-06	2.159
0.00125	8.75E-06	0.987	15000	90	1.569	0.002	1.47E-05	1.896
0.001509	1.06E-05	1.26	17250	120.75	2.365	0.00325	2.28E-05	2.014
0.002178	1.96E-05	2.136	19200	192	4.569	0.00425	3.83E-05	0.895
0.003743	4.12E-05	2.569	21450	193.05	0.568	0.005	5.83E-05	3.698
0.005012	6.01E-05	0.963	23250	279	3.265	0.006	7.44E-05	2.547
0.006512	8.47E-05	1.365	26850	349.05	0.698	0.007	9.23E-05	1.789
0.007728	8.5E-05	2.658	28950	289.5	2.325	0.008	9.13E-05	3.068
0.01	0.00014	2.068	32400	453.6	1.236	0.009	0.000127	3.94
0.0111111	0.000144	2.056	35250	458.25	2.556	0.01	0.000133	2.156
0.0125	0.00015	0.987	37500	487.5	3.258	0.011	0.000132	0.697
0.014285	0.0003	1.269	39900	837.9	2.568	0.012	0.000252	0.987
0.014925	0.000284	3.265	42000	924	0.958	0.0125	0.000238	2.156
0.0166666	0.00035	4.003	45000	945	2.356	0.014	0.000294	3.156
0.01754386	0.000439	4.368	45000	1035	1.236	0.015	0.000375	3.597
0.02	5.99E-06	4.036	50100	71.25	3.315	0.016	6.25E-06	4.032
0.02254306	8.75E-06	3.658	57000	90	3.698	0.01775	1.47E-05	3.25
Похибка експеримента $S=0.000183$			Похибка експеримента $S=518.5987$			Похибка експеримента $S=0.000158$		

Таблиця 3.9

результати статистичної обробки експериментів при зворотніх перетоках рідини
в щілині клапана №5

Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$	Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$	Вимірювана величина	S_j	$\varepsilon_j, \%$
Подача $Q, \text{ м}^3/\text{с}$			Перепад тиску $\Delta P, \text{ Па}$			Висота підйому тарілки $h, \text{ м}$		
0.001219512	9.7561E-06	0.896	33123.6	165.618	2.658	0.0015	0.0000075	0.987
0.0017	0.00001173	2.984	47315	326.473	2.068	0.0025	0.00001725	2.125
0.0019	0.00003264	1.268	61654.21	924.813	2.056	0.0035	0.0000525	0.25
0.00238	0.00002856	2.48	60850.937	730.211	0.987	0.0045	0.000054	2.136
0.002083	1.8747E-05	3.987	43137.3	905.883	1.269	0.0055	0.0000605	3.269
0.0033	0.00008275	4.245	117366.2	2934.15	3.265	0.007	0.000175	4.265
Похибка експеримента $S=2.34E-05$			Похибка експеримента $S=802.6571$			Похибка експеримента $S=4.87E-05$		

3.3. Комп'ютерний експеримент

3.3.1. Методика проведення експеримента

Отримання дослідних даних, необхідних для визначення коефіцієнта витрати клапана шляхом стендового експеримента, вимагає значних затрат коштів та часу. Якщо визначати μ тільки в залежності від конструкції клапанного вузла і при цьому не враховувати вплив особливостей конструкції гідравлічної частини і характеристик бурового розчину, то можна, без сумніву, стверджувати, що цей шлях є найбільш точним та економним. Але на значення μ суттєвий вплив мають і геометричні розміри гідравлічної частини, і характеристики бурового розчину, і геометрія клапанного вузла. Тому відтворити дійсні умови роботи клапанного вузла при стендовому експерименті не завжди можливо. При проектуванні нових насосів відпрацьовується геометрія гідравлічної частини, а не тільки клапанного вузла, що вимагає проведення великої кількості натурних (стендових) експериментів, наприклад, при зміні віддалі між стінками гідроблоку, його конфігурації, діаметрі клапана тощо.

На даний час конструкторами або не завжди враховуються усі чинники, або процес проектування ведеться роками і на нього витрачаються значні кошти. Тому потрібно використовувати сучасні методи проектування та дослідження, щоб залишатися конкурентноздатними на ринку насособудування.

З швидким розвитком комп'ютерної техніки та систем CAD/CAE стало можливим швидко та якісно проектувати та досліджувати умови роботи машин та механізмів, а також досліджувати параметри руху розчинів в будь-яких конструкціях за допомогою вичислювальної гідрогазодинаміки [141, 142, 157].

Основними програмними продуктами, які призначені для дослідження параметрів руху рідини в конструкціях і базуються на чисельному розв'язанні рівнянь Нав'є-Стокса є CosmosFloWorks, FlowVision, Fluent, StarCD, CFX.

У наших дослідженнях для проведення комп'ютерного моделювання руху рідини використовувалась програма CosmosFloWorks2004PE, яка інтегрована в

систему 3D моделювання SolidWorks і базується на методі кінцевих об'ємів. Дана програма призначена для вирішення рівнянь Нав'є - Стокса, які включають закони збереження маси, імпульсу і рівнянь стану, для стискуваних рідин при стаціонарному та нестационарному рухах рідини із врахуванням її в'язкості та теплопровідності. Турбулентні процеси враховуються за допомогою стандартної k-ε моделі турбулентності, яка використовується для широкого діапазону турбулентних течій.

Одна з основних особливостей даної програми є те, що вона розрахована на використання інженерами, які володіють тільки базовими знаннями в області гідродинаміки.

Робота в CosmosFloWorks включає в себе наступні етапи:

- створення області розрахунку ("геометрії" в якій рухається досліджувана рідина);
- вибір математичної моделі (для ламінарного чи турбулентного руху);
- задання граничних та початкових умов (приведено нижче);
- задання параметрів методу розрахунку і фізичних параметрів (рідина, складових досліджуваної конструкції);
- задання початкової розрахункової сітки;
- задання критеріїв адаптації розрахункової сітки;
- визначення пріоритетних цілей розрахунку;
- автоматична генерація сітки;
- запуск варіанта на розрахунок (існує можливість пакетного розрахунку, тобто запуску декількох розрахунків, які будуть відбуватися по черзі);
- аналіз отриманих результатів.

Створення геометрії об'єкта, в якому рухається потік рідини (клапанної коробки установки УДК-1М), відбувається засобами SolidWorks. Її можливо імпортувати за допомогою стандартних загальноприйнятих форматів (STEP, IGES, Parasolid та інших) з інших CAD систем. Це дозволяє користувачу використовувати довільну (зручну для нього) CAD систему для створення розрахункової

області, потім зберегти модель у підтримуваному SolidWorks форматі і пізніше використовувати її при створенні нового розрахункового варіанта.

На сьогодні SolidWorks2004 є однією з найбільш поширених CAD систем середнього рівня (офіційних користувачів більше 250000), яка використовується для тривимірного проектування об'єктів. Широкі можливості параметризації, які реалізовані в даній програмі, дають можливість в лічені хвилини повністю змінити геометричні розміри елементів гідравлічної частини, наприклад, діаметр клапана, кут нахилу конусних поверхонь деталей клапана, віддалі між стінками гідравлічної частини чи діаметр клапанної коробки від мінімального до максимального значення. За допомогою SolidWorks методами булевих операцій (витягування, вирізання, приклеювання, обертання) створюється необхідна повнорозмірна модель досліджуваного об'єкта.

На рис. 3.7 показана модель клапанної коробки установки УДК – 1М для дослідження прямого протікання рідини, а на рис. 3.8 – для дослідження зворотніх перетоків.

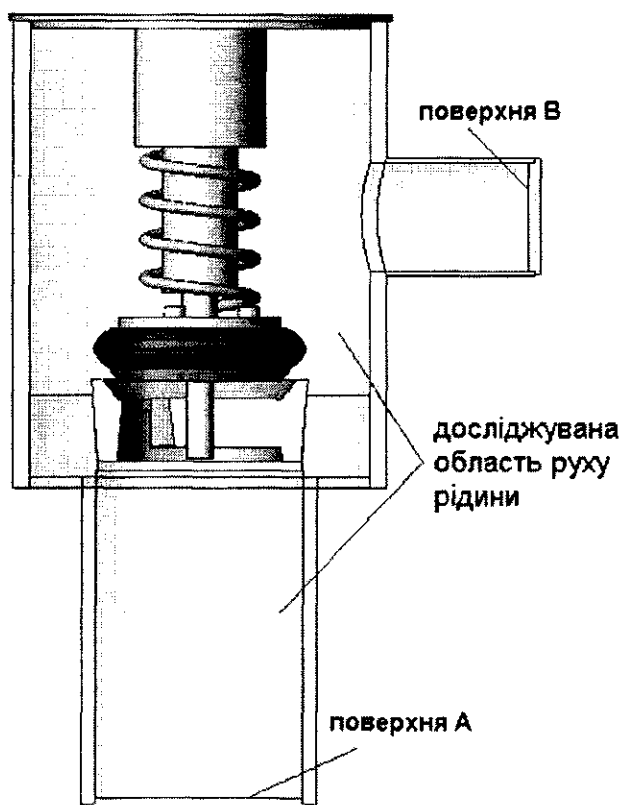


Рис. 3.7. Твердотіла модель клапанної коробки установки УДК – 1М для дослідження коефіцієнта витрати клапана при прямих протіканнях

Головною особливістю системи SolidWorks2004, яка і стала вирішальною при пошуку альтернативного методу в порівнянні з стендовим експериментом при моделюванні параметрів потоку рідини в гідравлічній частині, є інтеграція даної системи з програмними продуктами Cosmos (Golden Partner компанії SolidWorks Corp.), а саме CosmosWorks2004 та CosmosFloWorks2004.

CosmosWorks2004 – це програмний продукт, призначений для проведення експрес аналізу деталей на міцність методом кінцевих елементів і орієнтований на інженерів та конструкторів.

Поєднання таких програм в єдине ціле дозволяє конструкторам розробляти новітні конструкції обладнання та його складових, а також їх розраховувати в найкоротші терміни з високою якістю.

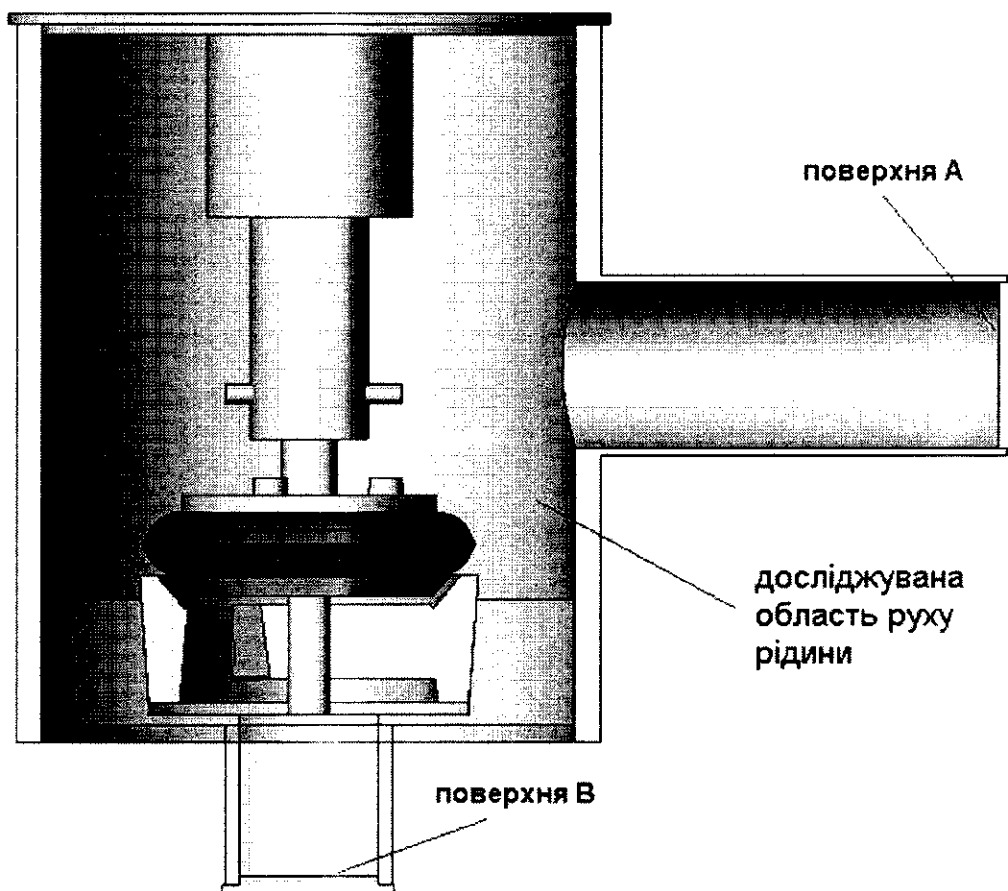


Рис. 3.8. Твердотіла модель клапанної коробки установки УДК – 1М для дослідження коефіцієнта витрати клапана при зворотніх перетоках

При підготовці розрахункової моделі можуть використовуватись наступні

типи граничних умов [158]: масова чи об'ємна витрата рідини, швидкість руху рідини, температура, тиск та параметри турбулентності. Для цих граничних умов можна задавати напрямок руху рідини, параметри завихрення і профіль швидкості потоку. Розрахункова модель може містити об'ємні та поверхневі джерела тепла.

Основними вимогами, що ставляться до розрахункової сітки є:

1) сітка повинна генеруватися автоматично за заданими критеріями, оскільки із системою моделювання руху потоку рідини часто працюють користувачі, які не є спеціалістами у вчислювальній гідродинаміці;

2) необхідна адаптація сітки, оскільки в практичних задачах, зазвичай, спостерігається різниця між об'ємними і часовими масштабами, складна і довільна геометрія об'єктів в розрахунковій області і велика сукупність фізико-механічних процесів та явищ, які необхідно враховувати при моделюванні поведінки досліджуваного об'єкта.

CosmosFloWorks використовує розрахункову сітку, яка адаптується до рішення, границь розрахункової області і генерується автоматично. Це означає, що спочатку користувач створює початкову розрахункову сітку, а потім задає критерії подрібнення сітки, у відповідності з якими CosmosFloWorks розбиває елементарні об'єми початкової сітки до потрібного ступеня.

Важливим моментом у проектуванні нових виробів на підприємствах є оперативність отримання результатів інженерного аналізу, точність результатів якого залежить від якості розрахункової сітки.

Оскільки CosmosFloWorks генерує розрахункову сітку автоматично, то користувач не витрачає час на трудомісткий процес генерації сітки, а може зосередитись на коректній постановці задачі і на аналізі отриманих результатів.

Після створення геометрії руху рідини досліджувану область розбиваємо на сітку кінцевих об'ємів. Завдяки можливостям CosmosFloWorks подрібнюємо сітку в необхідних місцях для більш якісних та достовірних розрахунків, а також для зменшення необхідної потужності комп'ютера. На рис.3.9 показано сітку після розбиття області розрахунку без подрібнення (рис.3.9, а) та з подрібненням (рис.3.9, б).

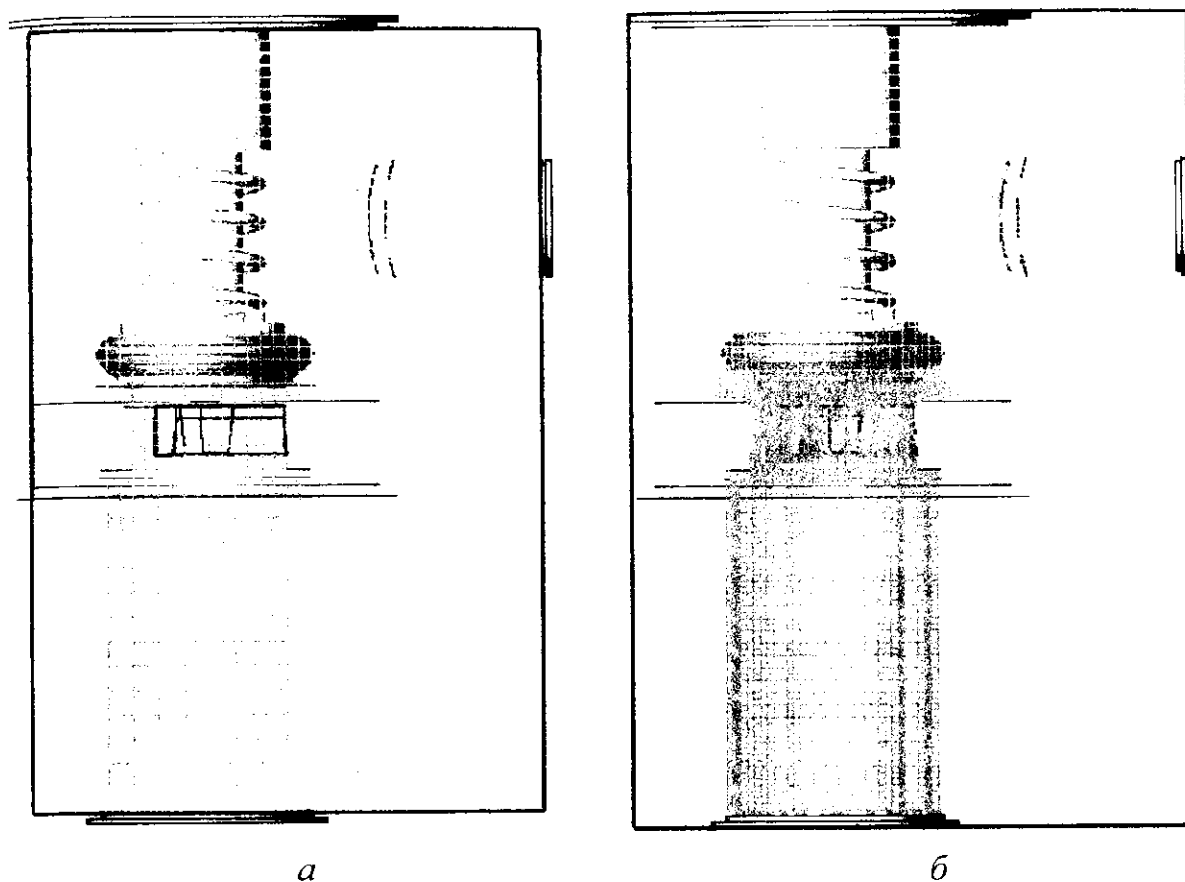


Рис. 3.9. Розбиття області розрахунку на сітку кінцевих об'ємів:

a – розбиття без подрібнення; *б* – розбиття з подрібненням

Для більш точного розрахунку параметрів руху рідини в щілині клапанного вузла подрібнення сітки задавалось в області між кінчними робочими поверхнями сідла та тарілки. Ця локальна область є найменшою, особливо при невеликих підйомах тарілки над сідлом. Для подрібнення сітки в цій області задавались критерії подрібнення початкової сітки таким чином, щоб кількість кінцевих об'ємів у перерізі щілини була не менше 5 – 7. Таке розбиття сітки, як стверджують виробники програми, дає найбільш точні результати і призводить до зменшення необхідної потужності комп'ютерної техніки.

Після розбиття досліджуваної області на сітку кінцевих об'ємів задаються граничні умови на вході (поверхня А, рис. 3.7, 3.8) та на виході рідини (поверхня В, рис. 3.7, 3.8): можна задавати витрату, швидкість руху рідини та тиск як на вході, так і на виході (поверхні А, В), також вибирати опції розрахунку такі, як критерії сходимості, цілі, параметри рідини (густина, в'язкість, модель неньюто-

нівської рідини). “Цілі розрахунку” – це параметри, які необхідно визначити в процесі розрахунку. Тобто, якщо вибрати “ціллю розрахунку” тиск, то після його визначення розрахунок припиняється, не дивлячись на те, що можливо швидкість руху рідини чи інший параметр визначений в грубшому наближенні. Слід відзначити, що програма має базу даних характеристик рідин, яку можна поповнювати і з якої вибирається необхідна рідина для досліджень.

Слід відзначити, що глинисті розчини, які використовуються при бурінні, внаслідок структурності не підчиняються загальним гідравлічним законам для ньютонівських рідин, тому для них повинна застосовуватись теорія пластичного руху Бінгама. Таким розчинам притаманний крім ламінарного і турбулентного руху, ще й структурний (пластичний) режим руху. Існують і інші теорії та моделі неньютонівських рідин [22, 124, 147, 150]. При проведенні комп’ютерного експеримента за допомогою CosmosFloWorks можливо моделювати рух таких розчинів.

Аналіз отриманих результатів здійснюється за допомогою постпроцесора програми і може виконуватись як під час розрахунку, так і по його закінченні. Постпроцесор володіє широкими можливостями візуалізації скалярних і векторних змінних на різних геометричних об’єктах, а також дозволяє проводити обробку результатів розрахунку.

Адекватність використовуваних чисельних методів підтверджується виробниками даної програми на великій кількості прикладів і при високій точності розрахунку. Для більшості задач похибка не перевищує 10%.

При розрахунку проходить автоматичне визначення областей та зон ламінарного чи турбулентного руху потоку і при цьому використовується та чи інша математична модель.

У результаті розрахунку моделі руху рідини (вирішення рівнянь Нав’є-Стокса) отримуються шукані параметри: швидкість руху рідини, загальний та динамічний тиск в гідравлічній частині тощо.

У даній програмі існує так званий інженерний калькулятор, який дозволяє на основі результатів розрахунку обчислювати перепад тиску, число Рейнольдса, коефіцієнти місцевого та лобового опору тощо.

При проведенні розрахунків задавалася об'ємна витрата на поверхні А, а на виході (поверхня В) задавався тиск. Початкові умови подано в табл. 3.10 та 3.11.

Результати розрахунків представляються за допомогою різноманітних можливостей програми (див. розділ 4).

Після створення комп'ютерної моделі та розрахунку параметрів руху рідини в гідравлічній частині установки визначається перепад тиску ΔP при різних значеннях висоти підйому тарілки h та подачі Q . Аналогічно, як в п. 3.2.3, визначається коефіцієнт витрати клапана μ за формулами (3.1) та (3.2). Значення тисків P_1 та P_2 визначаються з комп'ютерного моделювання, як інтегральні значення загального тиску в перерізах, що відповідають аналогічним місцям встановлення манометрів в експериментальній установці (рис. 3.10).

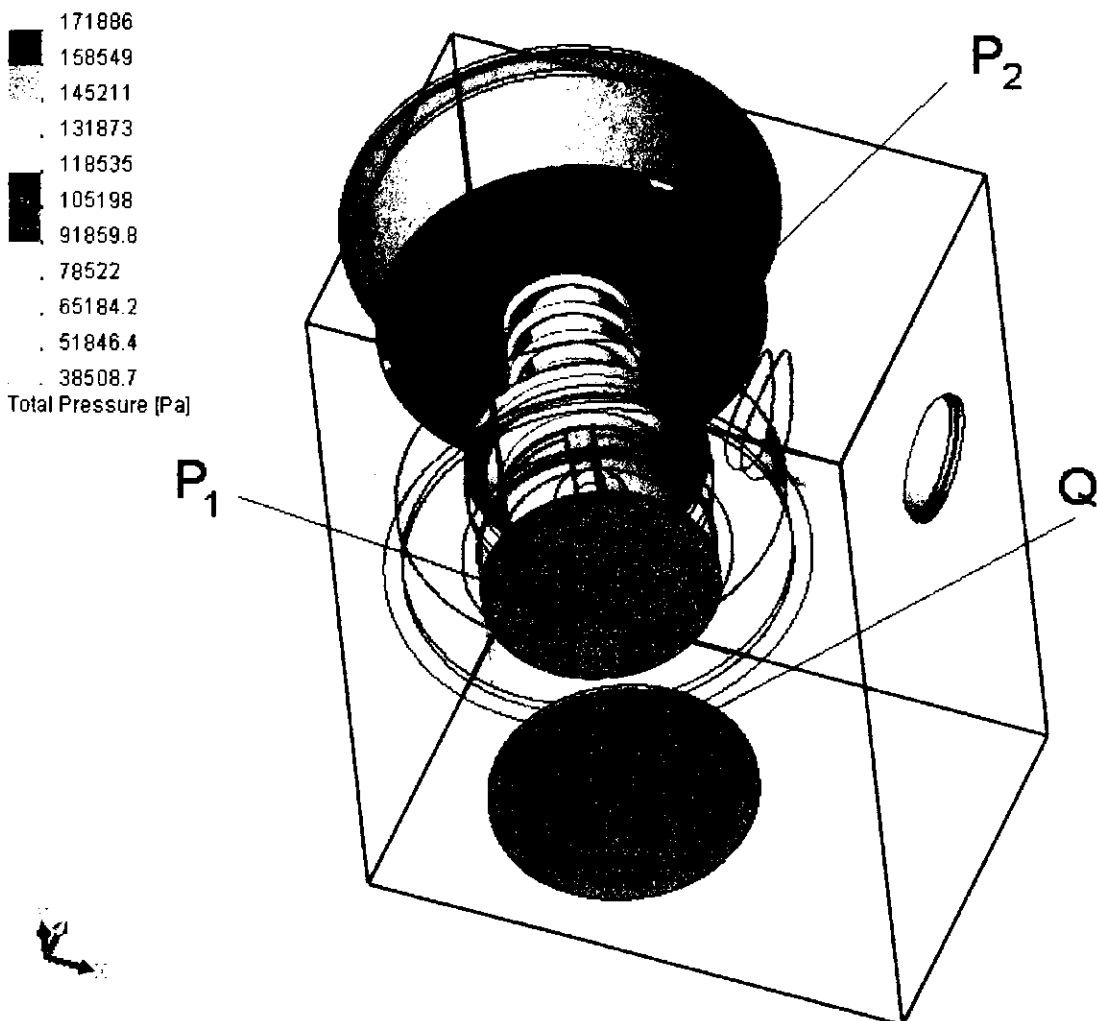


Рис. 3.10. Схема для визначення перепаду тиску на тарілці

3.3.2. Результати експеримента

Дані, отримані в результаті комп'ютерного експеримента (комп'ютерного моделювання руху потоку рідини), подано в табл. 3.10 та 3.11.

Таблиця 3.10

Результати досліджень залежності коефіцієнта витрати клапана №5 від висоти підйому тарілки при комп'ютерному експерименті

№ п/п	Висота підйому тарілки h , м	Початкові умови на поверхні А, (подача Q , м ³ /с)	Початкові умови на поверхні В, (тиск P , Па)	Перепад тиску на тарілці ΔP , Па (при врахуванні поправки)*	Коефіцієнт витрати клапана μ , розрахований за формулою (3.1)
при прямих протіканнях					
1	0	-	-	-	0
2	0.00125	0.001197	101325	14921.98	0.93
3	0.002	0.00125	101325	7247.392	0.871
4	0.00325	0.001509	101325	4636.915	0.809
5	0.00425	0.002178	101325	5924.385	0.79
6	0.005	0.003743	101325	14331.29	0.742
7	0.006	0.005012	101325	24138.87	0.638
8	0.007	0.006512	101325	28846.27	0.65
9	0.008	0.007728	101325	30171.39	0.66
10	0.009	0.01	101325	33451.72	0.721
11	0.01	0.0111111	101325	35492.55	0.70
12	0.011	0.0125	101325	39460.22	0.679
13	0.012	0.014285	101325	39608.72	0.71
14	0.0125	0.014925	101325	42254.43	0.6895
15	0.014	0.0166666	101325	45990.38	0.659
16	0.015	0.01754386	101325	45633.74	0.65
17	0.016	0.02	101325	53270.68	0.643
18	0.01775	0.02254306	101325	56396.33	0.635
при зворотніх перетоках					
1	0	-	-	-	0
2	0.0015	0.0012	130000	34631.8	0.51
3	0.0025	0.0017	130000	42792.65	0.39
4	0.0035	0.0015	130000	38249.47	0.26
5	0.0045	0.0019	130000	36844.45	0.261
6	0.0055	0.0038	130000	136380.4	0.222
7	0.007	0.003	130000	109065.8	0.154

Результати досліджень залежності коефіцієнта витрати клапана №9 від висоти підйому тарілки при комп'ютерному експерименті

№ п/п	Висота підйому тарілки h , м	Початкові умови на поверхні А, (подача Q , м ³ /с)	Початкові умови на поверхні В, (тиск P , Па)	Перепад тиску на тарілці ΔP , Па (при врахуванні поправки)*	Коефіцієнт витрати клапана μ , розрахований за формулою (3.1)
при прямих протіканнях					
1	0	0	101325	0	0
2	0.001214	0.0016439	101325	9499.371	0.907718571
3	0.002	0.003841753	101325	11689.7004	1.160828826
4	0.003	0.006252	101325	14934.65712	1.11431191
5	0.004	0.0084797	101325	17182.79027	1.056857893
6	0.005	0.01089195	101325	18634.13527	1.042942144
7	0.006	0.012951	101325	20688.72769	0.980845558
8	0.007	0.015193	101325	24973.60332	0.897752511
9	0.008	0.017354	101325	26642.69809	0.86877739
10	0.00907	0.019305	101325	24490.99319	0.889172736
11	0.01	0.021386	101325	25721.58961	0.871848881
12	0.011	0.023131	101325	26678.659	0.841814804
13	0.012	0.024367	101325	27298.4928	0.80368266
14	0.013	0.0257647	101325	28181.82767	0.77208757
15	0.014	0.0267515	101325	27846.70034	0.748926023
16	0.015	0.0284588	101325	29738.14767	0.719631802
при зворотніх перетоках					
1	0	-	-	0	0
2	0.001	0.00833	121300	40000	2.721129338
3	0.002	0.00952	121300	29000	1.826326348
4	0.003	0.0129	121300	28000	1.679175641
5	0.004	0.00909	121300	9489	1.524532237
6	0.005	0.0157	121300	22762	1.360202733
7	0.006	0.0119	121300	10172	1.285310347
8	0.007	0.0211	121300	26000	1.221938861
9	0.008	0.013	121300	8424	1.157396571
10	0.009	0.01626	121300	9903	1.186913093
11	0.01	0.013175	121300	7000	1.029584885

* Оскільки під час проведення комп'ютерного експеримента по визначенню μ не враховується сила пружини і вага клапана, то при визначенні перепаду тиску ΔP їх необхідно враховувати.

Графічні залежності отриманих коефіцієнтів витрати клапанів №5 і №9 від висоти підйому тарілки над сідлом h в результаті комп'ютерного експеримента та апроксимованих показано на рис. 3.11 – 3.14.

Для апроксимації отриманих результатів використовувалась програма TableCurve2D5.0 (фірми SPSS), яка призначена для підбору емпіричних залежностей.

Збільшення коефіцієнта витрати клапана μ до певного значення висоти h , а потім його зменшення зумовлено тим, що спочатку при збільшенні щілини клапана зменшується коефіцієнт місцевого опору $\xi = \frac{l}{\sqrt{\mu}}$, а в подальшому, при збільшенні h , відбувається відривання потоку розчину від стінок сідла та тарілки і значне обтискання потоку, що призводить до збільшення коефіцієнта місцевого опору ξ .

Після апроксимації результатів досліджень отримуємо наступні емпіричні залежності.

Для клапана №5 при:

- прямих протіканнях рідини (величина достовірності апроксимації 0.958)

$$\mu = \frac{(0.00053 + 4685.278 \cdot h + 1820674 \cdot h^2 + 2896.808 \cdot h^3 + 2.538 \cdot 10^{10} \cdot h^4 + 0.44207 \cdot h^5)}{(1 + 3263.473 \cdot h + 2796023 \cdot h^2 - 1555.16 \cdot h^3 + 4.2186438 \cdot 10^{10} \cdot h^4 - 0.24771 \cdot h^5)}; \quad (3.7)$$

- при зворотніх перетоках рідини (величина достовірності апроксимації 0.98)

$$\mu = \frac{(-5.44496 \cdot 10^{-5} + 7.687422 \cdot h^{0.5})}{(1 - 48.867055 \cdot h^{0.5} + 983.4152 \cdot h)} \quad (3.8)$$

Для клапана №9 при:

- прямих протіканнях рідини (величина достовірності апроксимації 0.99)

$$\mu = \frac{(-0.00143 - 0.14662 \cdot h^{0.5} + 318.6378 \cdot h)}{(1 - 40.6585 \cdot h^{0.5} + 685.819 \cdot h)}; \quad (3.9)$$

- при зворотніх перетоках рідини (величина достовірності апроксимації 0.952)

$$\mu = \frac{(0.00116 + 4265.188 \cdot h + 2656120 \cdot h^2 - 5819.86 \cdot h^3)}{(1 - 1278.48 \cdot h + 2843435.7 \cdot h^2 + 11272.255 \cdot h^3 + 100.35794 \cdot h^4)} \quad (3.10)$$

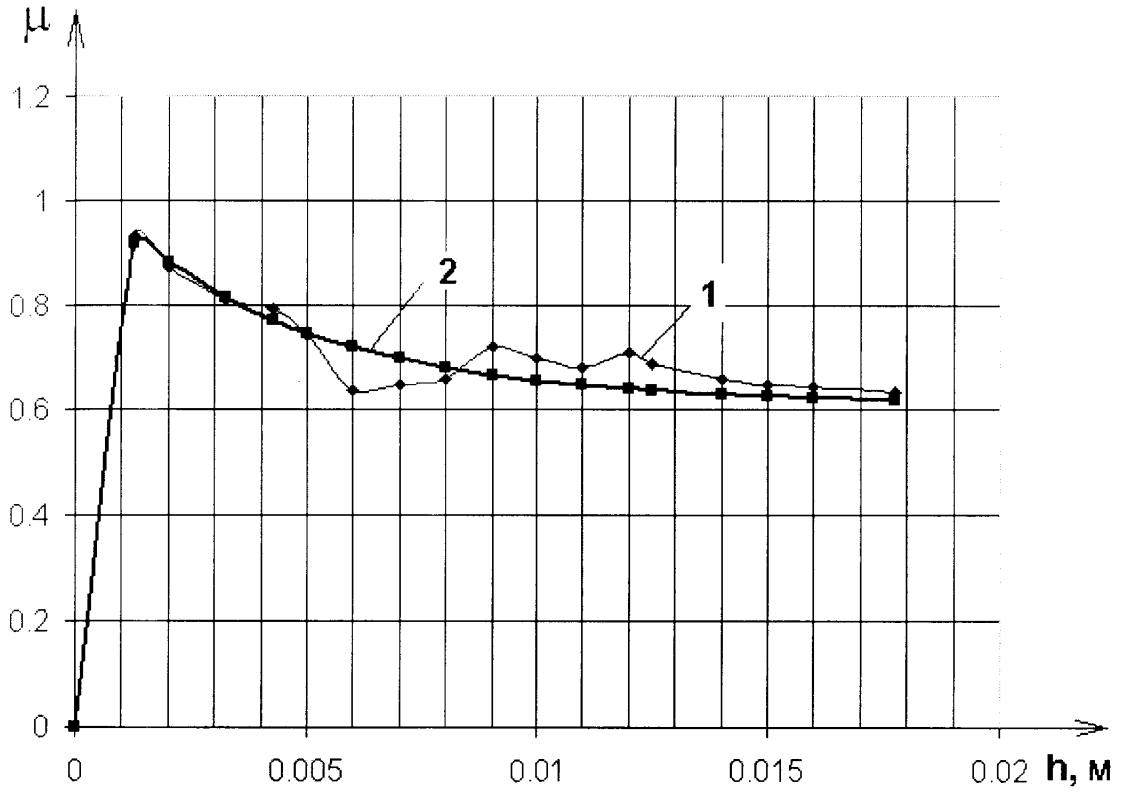


Рис. 3.11. Залежність μ від h при прямих протіканнях рідини для клапана №5:
1 – комп'ютерний експеримент; 2 – апроксимована залежність

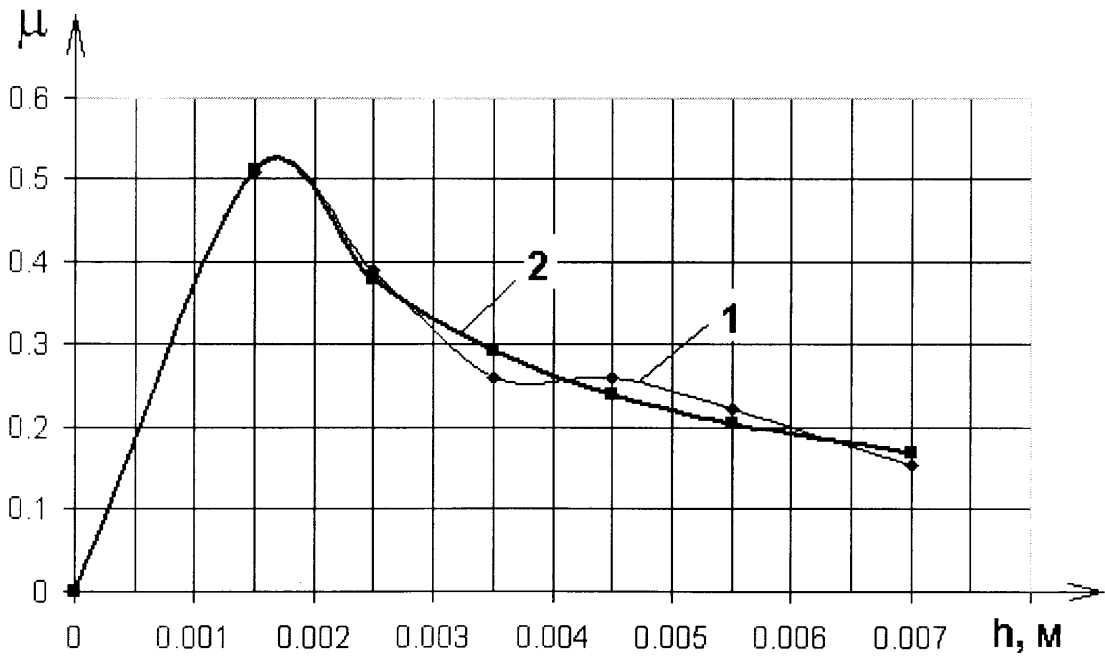


Рис. 3.12. Залежність μ від h при зворотніх перетоках рідини для клапана №5:
1 – комп'ютерний експеримент; 2 – апроксимована залежність

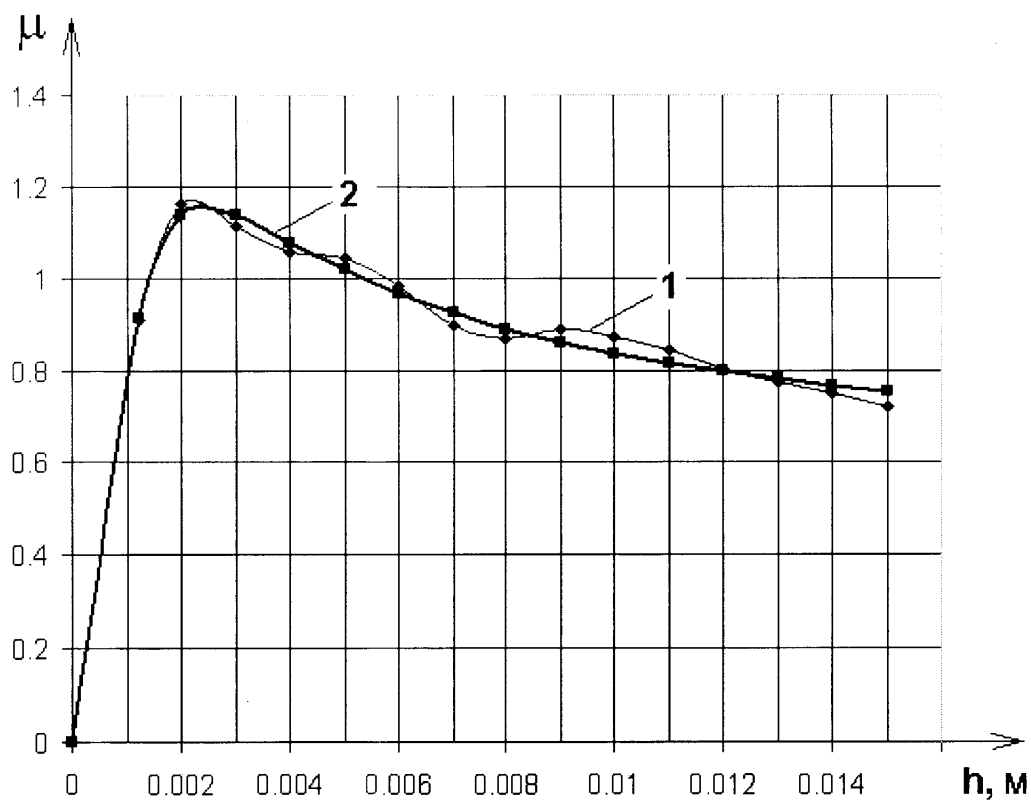


Рис. 3.13. Залежність μ від h при прямих протіканнях рідини для клапана №9:
1 – комп'ютерний експеримент; 2 – апроксимована залежність

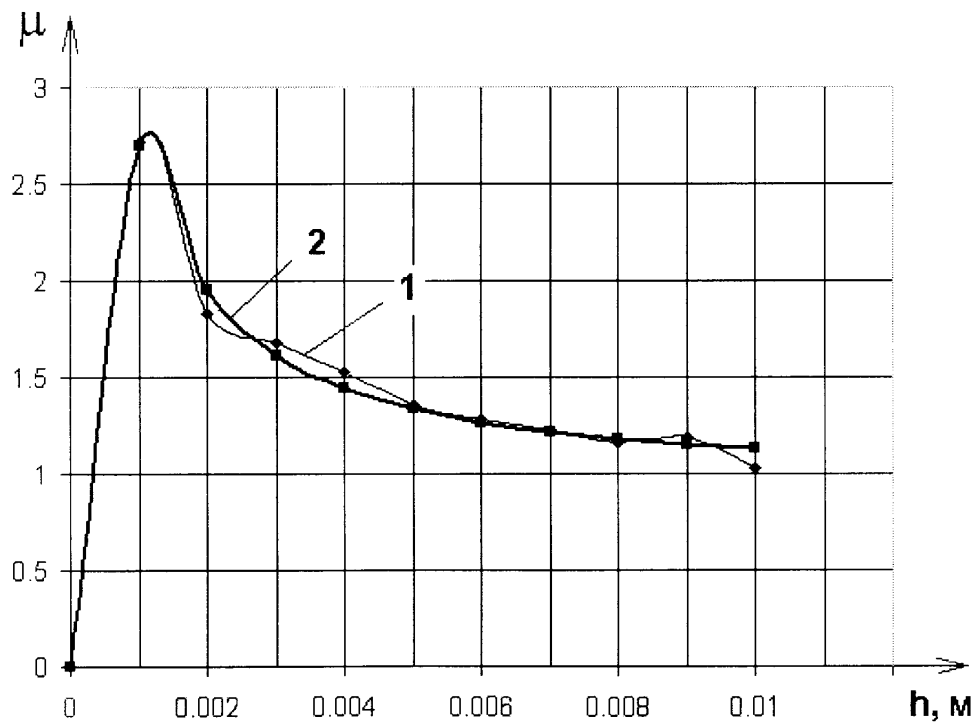


Рис. 3.14. Залежність μ від h при зворотніх перетоках рідини для клапана №9:
1 – комп'ютерний експеримент; 2 – апроксимована залежність

3.4. Перевірка адекватності результатів комп'ютерного експеримента до стендового

Для перевірки адекватності комп'ютерного експеримента до стендового співставили отримані результати двох методів досліджень.

У табл. 3.12 зведено результати дослідження коефіцієнта витрати клапана μ двома методами та розраховані за відповідними апроксимованими залежностями.

Таблиця 3.12

Результати досліджень

№	Висота підйому тарілки h , м	Значення коефіцієнта витрати клапана μ , отриманого в результаті стендового експеримента	Значення коефіцієнта витрати клапана μ , отриманого за відповідною емпіричною залежністю (3.3)-(3.6)	Значення коефіцієнта витрати клапана μ , отриманого в результаті комп'ютерного моделювання (похибка, %)		Значення коефіцієнта витрати клапана μ отриманого за відповідною емпіричною залежністю (3.7) – (3.10) (похибка по відношенню до стендового експеримента, %)	
1	2	3	4	5		6	
Клапан №5, прями протікання							
1	0	0	0.01785	0	(0)	0.000536	(0)
2	0.00125	0.9526	0.83475	0.93	(2.37)	0.917578	(3.67)
3	0.002	0.88	0.9373	0.871	(1.02)	0.880008	(0.001)
4	0.00325	0.806	0.86523	0.809	(0.37)	0.813375	(0.92)
5	0.00425	0.8	0.80592	0.79	(1.25)	0.771811	(3.52)
6	0.005	0.75	0.77216	0.742	(1.06)	0.746621	(0.45)
7	0.006	0.65	0.73808	0.638	(1.84)	0.71937	(7.912)
8	0.007	0.673	0.71274	0.65	(3.41)	0.697877	(3.69)
9	0.008	0.674	0.69334	0.66	(2.07)	0.680878	(1.02)
10	0.009	0.732	0.67808	0.721	(1.50)	0.667387	(8.82)
11	0.01	0.702	0.6658	0.701	(0.28)	0.65663	(6.46)
12	0.011	0.697	0.65573	0.679	(2.58)	0.648004	(7.03)
13	0.012	0.7074	0.64734	0.71	(0.36)	0.641041	(9.3)
14	0.0125	0.691	0.64365	0.6895	(0.21)	0.638067	(7.66)
15	0.014	0.666	0.63418	0.659	(1.05)	0.630747	(5.29)
16	0.015	0.663	0.62894	0.65	(1.96)	0.626923	(5.44)
17	0.016	0.6545	0.62437	0.643	(1.75)	0.623745	(4.69)
18	0.01775	0.6316	0.61766	0.635	(0.53)	0.61937	(1.94)

1	2	3	4	5	6		
Клапан №5, зворотні перетоки							
1	0	0	0.000212758	0	(0)	5.44E-05	(0)
2	0.0015	0.53	0.528623842	0.51	(3.77)	0.511027	(3.58)
3	0.0025	0.3709	0.372666845	0.39	(4.89)	0.378568	(2.07)
4	0.0035	0.2594	0.279158882	0.26	(0.23)	0.273203	(5.32)
5	0.0045	0.2544	0.230718907	0.261	(2.52)	0.240135	(5.60)
6	0.0055	0.2168	0.201470251	0.222	(2.34)	0.204711	(5.57)
7	0.007	0.1633	0.173315557	0.154	(5.49)	0.169448	(3.76)
Клапан №9, прямі протікання							
1	0	0	0.004199429	0	(0)	0.00143	(0)
2	0.00121	0.9192952	0.983270297	0.9077	(1.26)	0.91429	(0.54)
3	0.002	1.1356273	1.061617657	1.1608	(2.17)	1.13727	(0.14)
4	0.003	1.104144	1.082026577	1.1143	(0.91)	1.139622	(3.21)
5	0.004	1.0515372	1.064655427	1.0568	(0.50)	1.078549	(2.57)
6	0.005	1.0251725	1.030770658	1.0429	(1.70)	1.017559	(0.74)
7	0.006	0.9686342	0.99006538	0.9808	(1.24)	0.966178	(0.25)
8	0.007	0.9283525	0.947550669	0.8977	(3.29)	0.924039	(0.46)
9	0.008	0.9074885	0.905984483	0.8687	(4.26)	0.889337	(2.00)
10	0.009	0.866193	0.86691528	0.8891	(2.58)	0.86041	(0.67)
11	0.01	0.8476101	0.831191821	0.8718	(2.78)	0.835971	(1.37)
12	0.011	0.808417	0.799235808	0.8418	(3.97)	0.815058	(0.82)
13	0.012	0.7750173	0.771197885	0.8036	(3.57)	0.79695	(2.83)
14	0.013	0.7510139	0.747051662	0.7720	(2.73)	0.781108	(4.01)
15	0.014	0.72155	0.72665278	0.7489	(3.65)	0.76712	(6.32)
16	0.015	0.7064644	0.70977726	0.7196	(1.83)	0.754667	(6.82)
Клапан №9, зворотні перетоки							
1	0	0	0.007621	0	(0)	0.00116	(0)
2	0.001	2.66343774	2.476018	2.7211	(2.12)	2.698844	(1.33)
3	0.002	1.90234483	2.043633	1.8263	(3.99)	1.951328	(2.57)
4	0.003	1.70138180	1.675775	1.6791	(1.30)	1.612847	(5.20)
5	0.004	1.51387458	1.443408	1.5245	(0.69)	1.439267	(4.93)
6	0.005	1.42449430	1.31929	1.3602	(4.51)	1.335405	(6.25)
7	0.006	1.27318314	1.26259	1.2853	(0.94)	1.266639	(0.51)
8	0.007	1.24503340	1.233366	1.2219	(1.85)	1.217855	(2.18)
9	0.008	1.14042104	1.195464	1.1573	(1.46)	1.181488	(3.60)
10	0.009	1.12618648	1.116769	1.1869	(5.11)	1.153348	(2.41)
11	0.01	1.03892076	0.968817	1.02958	(0.89)	1.130935	(8.81)

Вважаємо, що комп'ютерний експеримент адекватний стендовому експерименту, оскільки максимальна похибка отриманих результатів не перевищує 5.5 % (при порівнянні стендового і комп'ютерного експериментів) та 9% (при застосуванні апроксимованого виразу).

Середнє значення похибок:

- для клапана №5 при прямих протіканнях та зворотніх перетоках відповідно 1.32% та 2.78% (при порівнянні стендового і комп'ютерного експериментів) і відповідно 3.92% та 4.32% при апроксимації;
- для клапана №9 при прямих протіканнях та зворотніх перетоках відповідно 2.279% та 2.083% (при порівнянні стендового і комп'ютерного експериментів) і відповідно 2.048% та 3.44% при апроксимації.

Отже, подальші дослідження коефіцієнта витрати для інших конструкцій і типорозмірів клапанів та гідравлічних частин бурових насосів, можна проводити з достатньою точністю за допомогою вичислювальної гідрогазодинаміки за запропонованою вище методикою.

Висновки

1. Отримано експериментальні функціональні залежності коефіцієнта витрати клапанів №5 та №9 при прямих протіканнях та зворотніх перетоках за допомогою стендового та комп'ютерного експериментів за розробленими методиками.
2. На основі експериментальних даних підібрані емпіричні залежності коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки h . Апроксимація результатів проведена з достатньою для інженерних розрахунків точністю.
3. Проведено статистичну обробку отриманих результатів стендового експеримента і визначено, що їх відносна похибка складає менше 5%, а похибка визначення коефіцієнта витрати – менше 5%.
4. Отримані результати у повній мірі характеризують особливості конструкції самодіючих клапанів та умов їх роботи і можуть бути використані при розв'язуванні

рівнянь математичної моделі сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурових насосів відповідних конструкцій (2.26) – (2.27).

5. Встановлено адекватність отриманих результатів комп'ютерного моделювання до стендового експеримента, оскільки максимальна похибка отриманих результатів не перевищує 5.5%, а середнє значення похибки – 4.4%.

6. Запропонована методика проведення комп'ютерного експеримента по визначенню коефіцієнта витрати клапана $\mu = f(h)$ може бути використана для дослідження клапанів інших конструкцій та типорозмірів і рекомендується для вирішення подібних задач без проведення натурних експериментальних досліджень.

Розділ 4

**КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ПРОХОДЯТЬ ПІД
ЧАС РОБОТИ КЛАПАННОГО ВУЗЛА****4.1. Визначення коефіцієнта витрати клапана бурового насоса за
допомогою вичислювальної гідрогазодинаміки**

Для вирішення математичної моделі сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса УНБТ-950 (див. розділ 2) необхідно визначити коефіцієнт витрати клапана №7 при прямих протіканнях та зворотніх перетоках. Для цієї мети скористаємось комп'ютерним моделюванням.

Методика визначення коефіцієнта витрати клапана бурового насоса УНБТ-950 аналогічна методиці комп'ютерного моделювання процесів (комп'ютерний експеримент), які проходять в гідравлічній частині установки УДК-1М (див. розділ 3.3.1)

Як відзначено в розділі 2, коефіцієнт витрати клапана залежить не тільки від його конструктивних параметрів і форми деталей, але й від геометрії і типу гідравлічної частини насоса, в якому він використовується. Тому його дослідження і визначення слід проводити на повнорозмірній віртуальній моделі гідравлічної частини бурового насоса УНБТ-950. Для створення такої повнорозмірної комп'ютерної твердотілої моделі гідравлічної частини насоса УНБТ-950 використано програму SolidWorks (рис. 4.1, а).

Після створення моделі об'єму, в якому рухається розчин, досліджувану область гідравлічної частини розбито на сітку кінцевих об'ємів з подібненням в щілині клапана (рис. 4.1, б). Створена модель є параметризованою, тобто дозволяє змінювати геометрію гідравлічної частини та визначати, як її зміна буде впливати на коефіцієнт витрати клапана μ .

Після розбиття області руху розчину на сітку кінцевих об'ємів задаються граничні умови на вході та на виході розчину в досліджуваній області. Вибираються опції розрахунку такі, як критерії сходимості, цілі, параметри розчину.

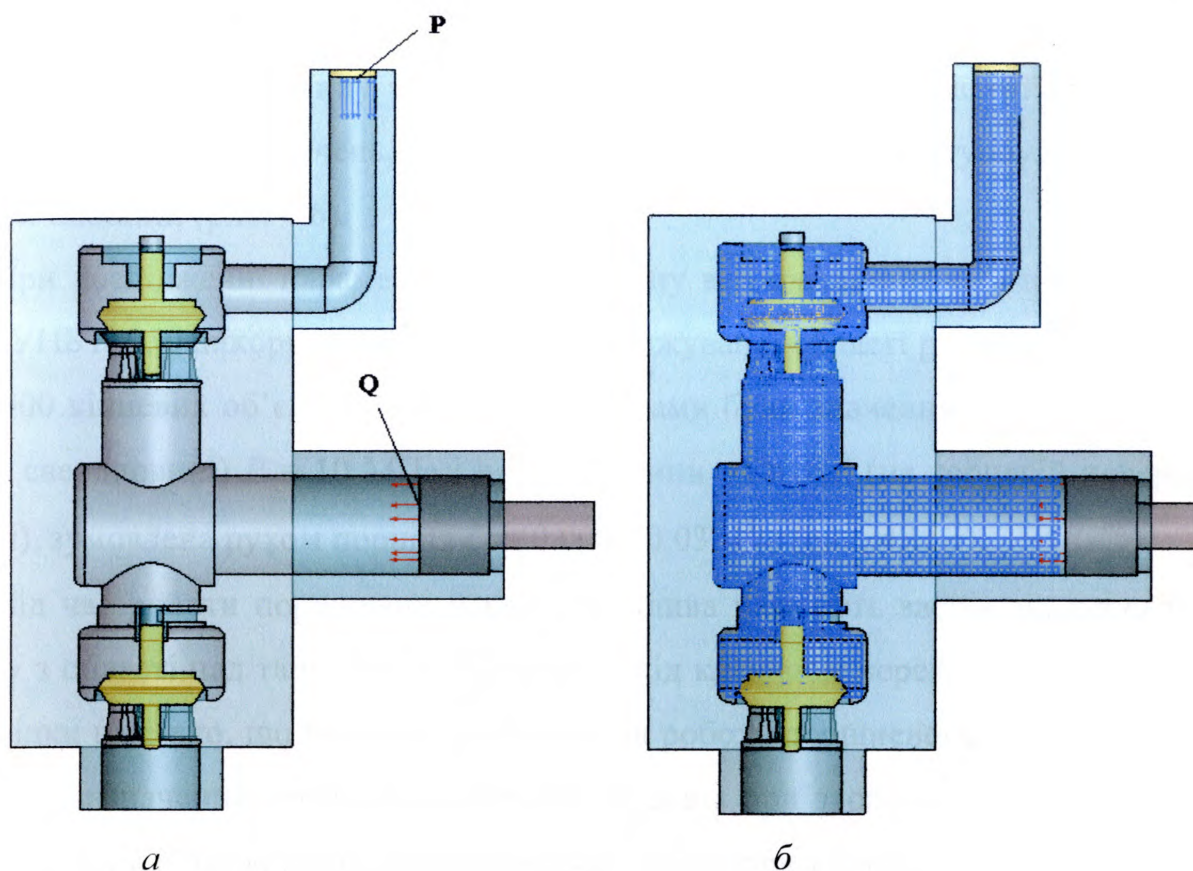


Рис. 4.1. Комп'ютерна повнорозмірна модель гідравлічної частини поршневого бурового насоса УНБТ – 950:

a – модель гідравлічної частини створена за допомогою програми Solid-Works; *б* – сітка кінцевих об'ємів після розбиття області руху розчину

У результаті розв'язання рівнянь моделі руху розчину (рівнянь Нав'є-Стокса) отримано шукані параметри такі, як швидкість руху розчину і тиск в гідравлічній частині.

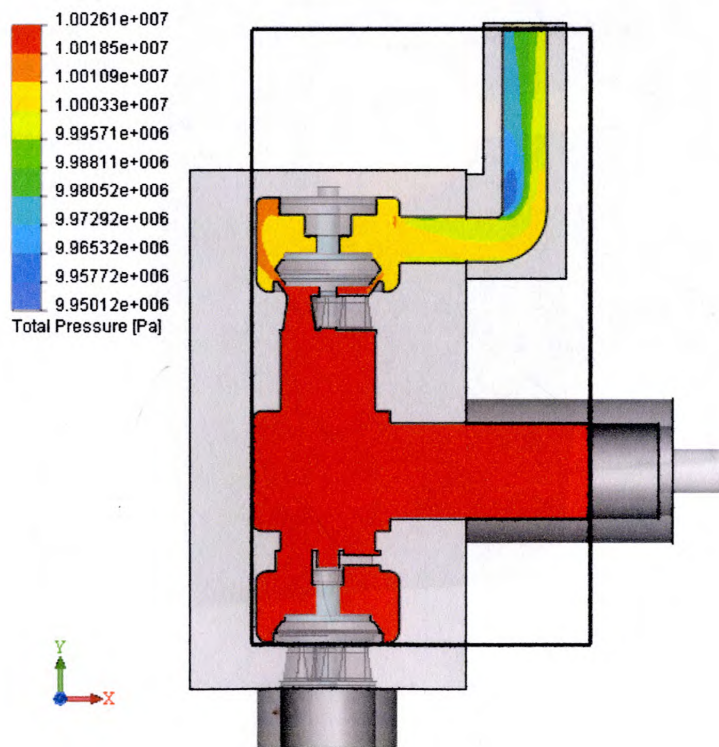
Результати розрахунків (параметри руху розчину) представляються за допомогою різноманітних можливостей програми. Зокрема (для висоти підйому тарілки над сідлом $h = 15$ мм і подачі $Q = 0.019$ м³/с), відображаються на вибраній площині у вигляді тонової заливки – певному кольору відповідає певне значення тиску чи швидкості руху розчину (рис. 4.2); дається карта розподілу тиску на верхній поверхні тарілки (рис. 4.3); представляються у вигляді ізоліній та ізоповерхонь загального тиску, в яких однакові характеристики потоку розчину (рис. 4.4). Зміну досліджуваного параметра можна відобразити вздовж прямої, кривої або в

конкретній точці, а також у вигляді таблиць та графіків. Існує можливість створення анімацій руху розчину та відображення траєкторії руху частинок розчину (рис. 4.5) і твердих включень, а також розподіл інтенсивності турбулентності у вибраній площині (рис. 4.6).

При дослідженні параметрів руху розчину в гідравлічній частині бурового насоса УНБТ–950 використано розбиття досліджуваної області руху рідини (води) на 150000 кінцевих об'ємів. Граничними умовами були значення тиску на виході (тиск у свердловині) $P = 10$ МПа і подача рідини на вході (на торцевій поверхні поршня), зумовлена рухом поршня $Q = 0.001 - 0.03$ м³/с (рис. 4.1, а).

Під час роботи поршневого насосів можлива наявність зворотніх перетоків розчину з області над тарілкою в порожнину під клапаном через запізнення посадки тарілки на сідло, що негативно впливає на роботу поршневого насоса та його ККД. Для визначення коефіцієнта витрати клапана при зворотніх перетоках значення подачі на поршні в початкових умовах задавалося з протилежним знаком.

Провівши розрахунки параметрів руху розчину за допомогою комп'ютерного моделювання, визначили перепад тиску на тарілці ΔP при різних значеннях висоти підйому h та подачі Q .



a

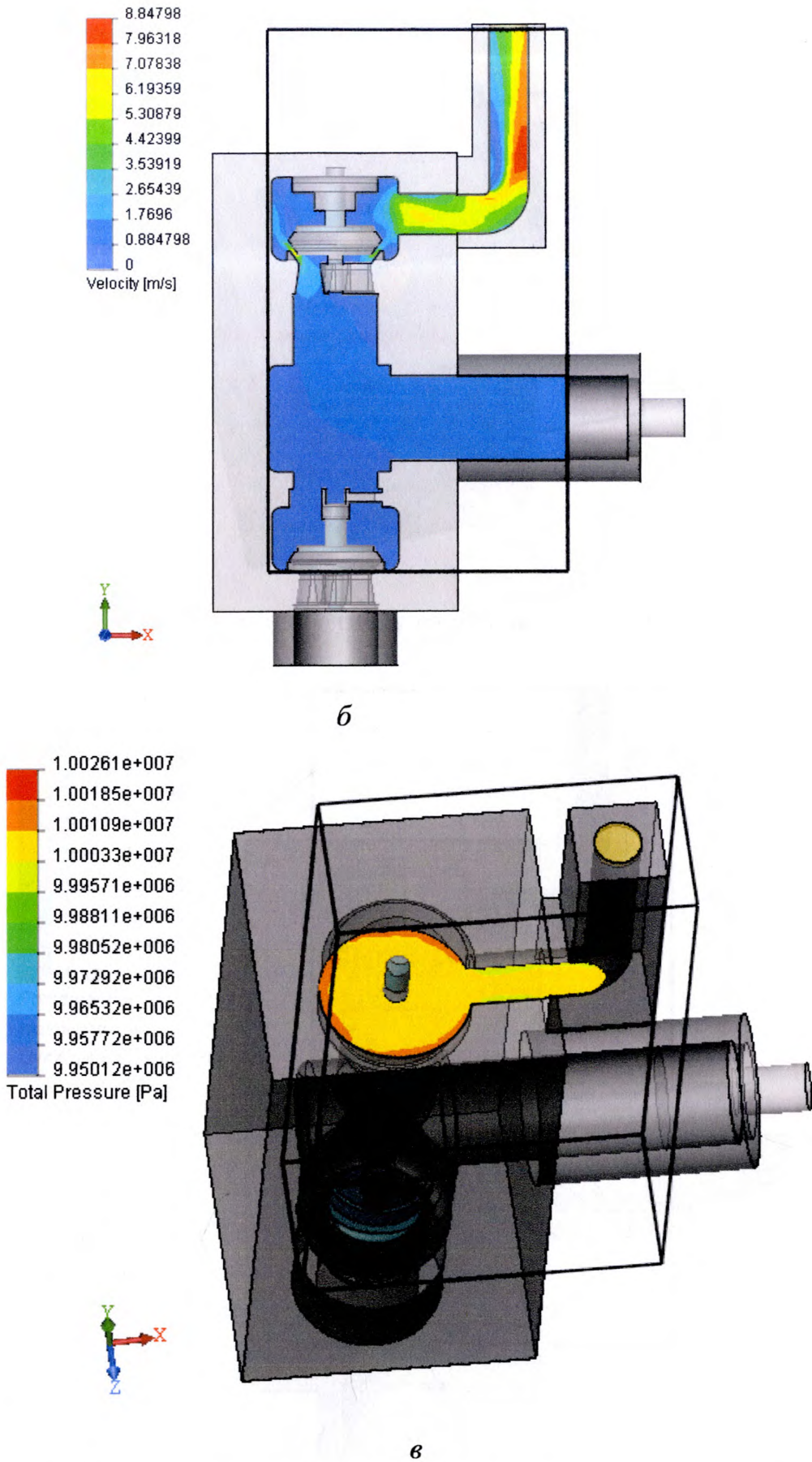


Рис. 4.2. Карта розподілу тиску (а), швидкості руху розчину (б) в площині X0Y та тиску в площині X0Z (в)

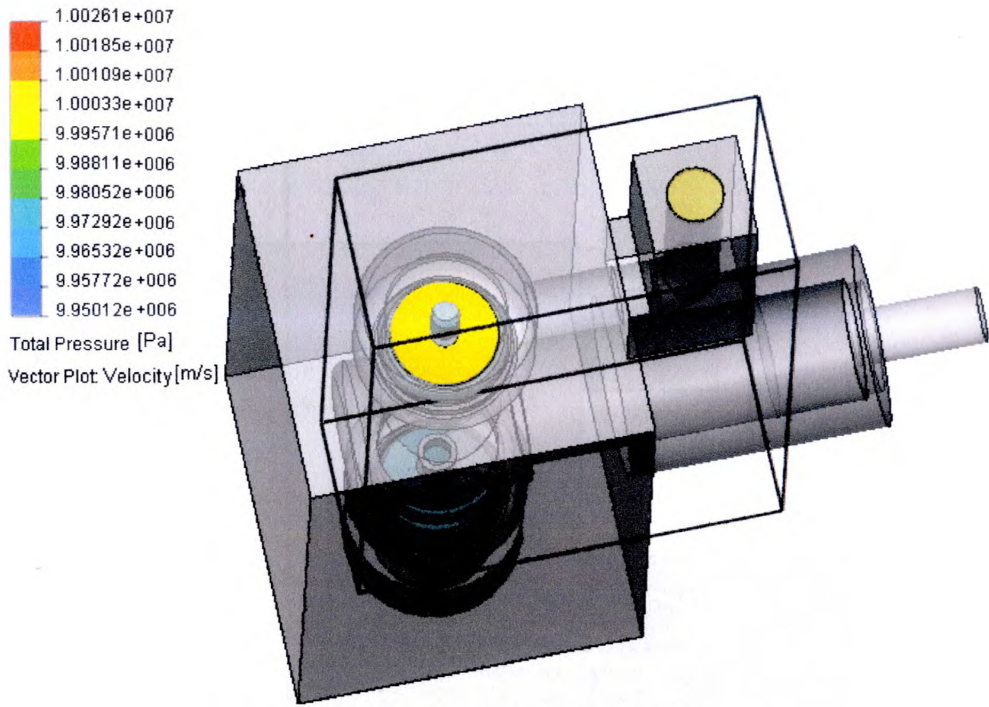


Рис. 4.3. Карта розподілу тиску на верхній площині тарілки

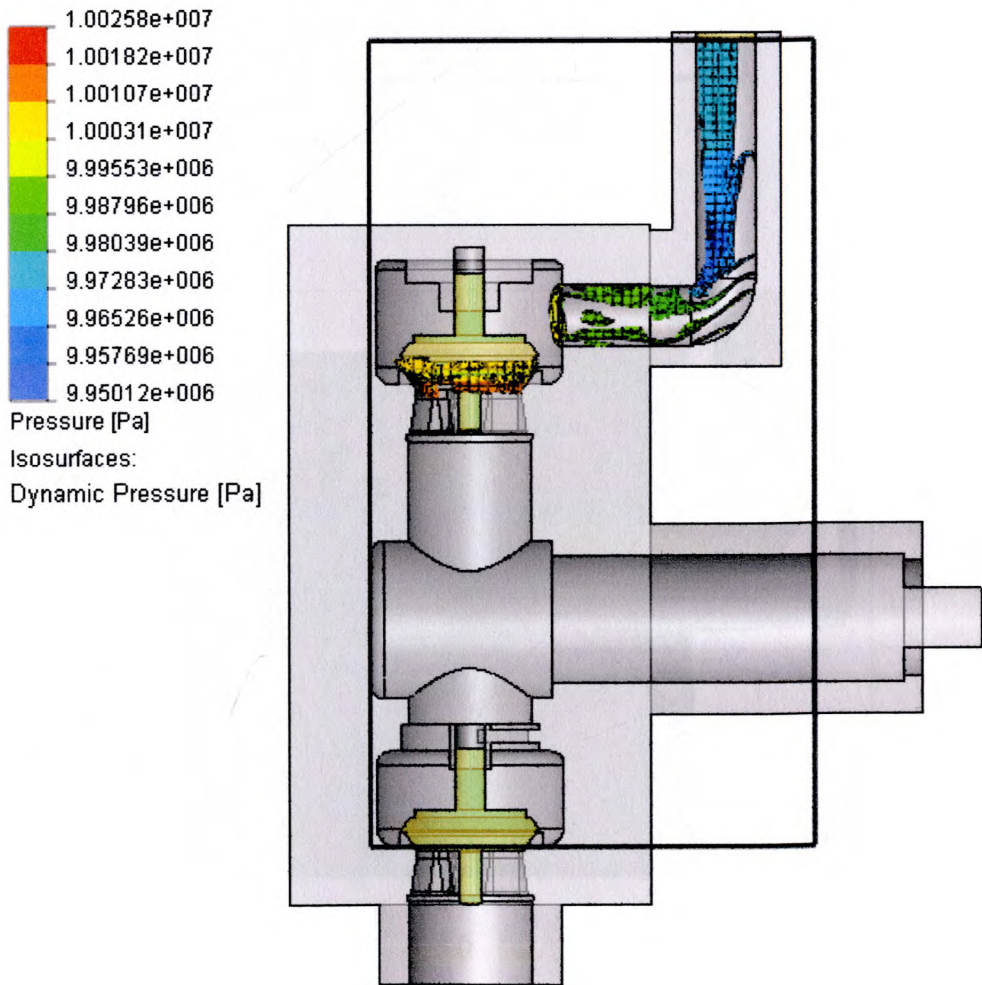
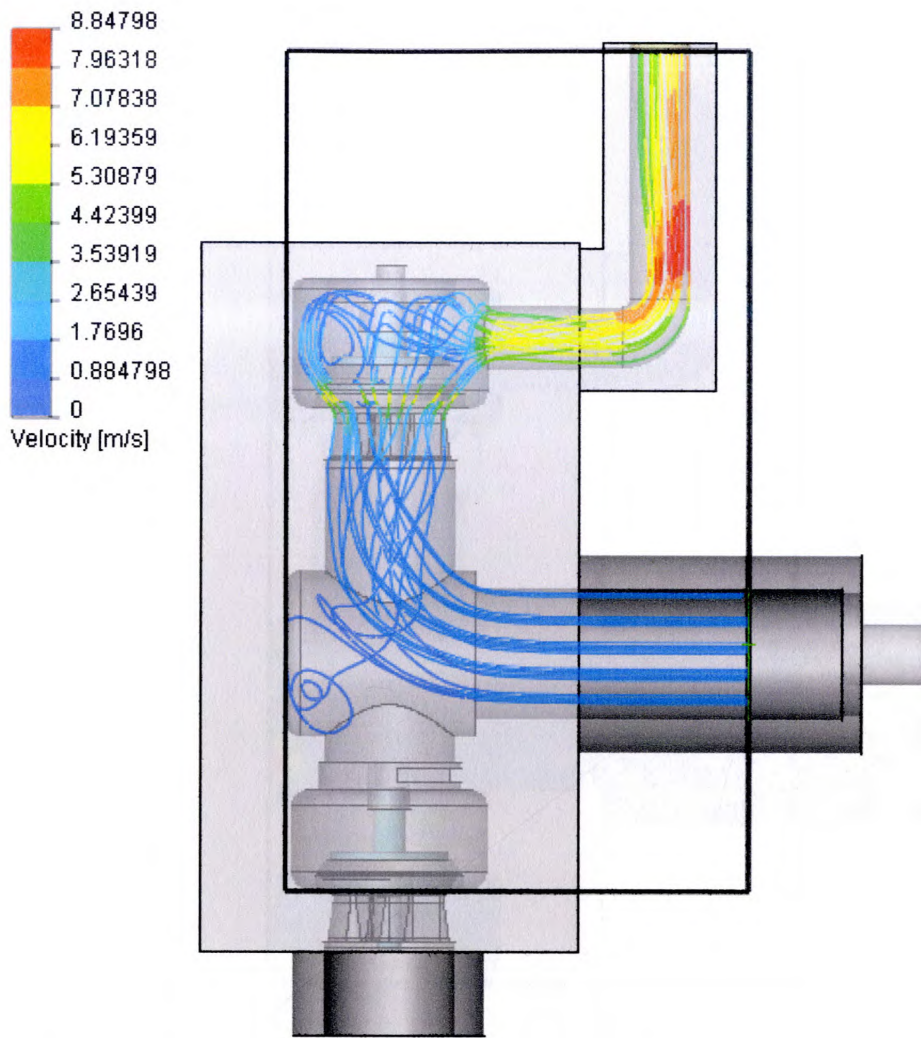
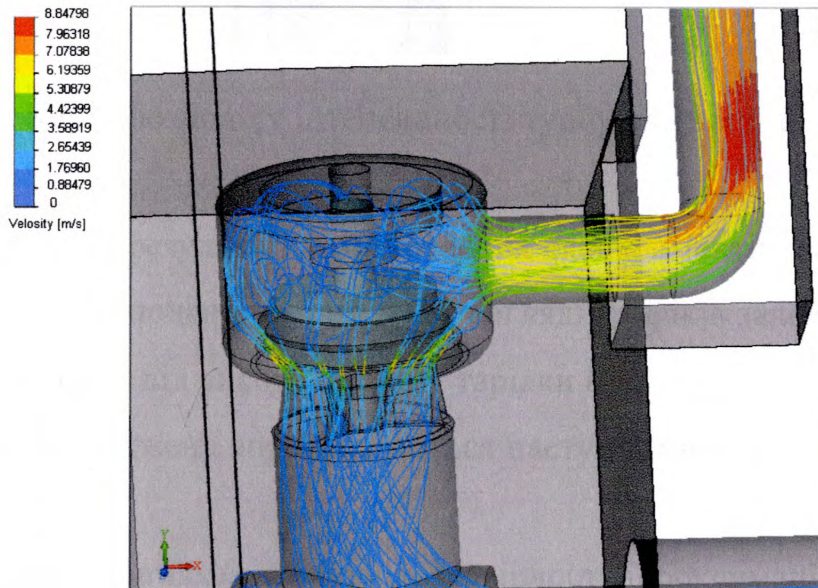


Рис. 4.4. Ізоповерхні загального тиску



а



б

Рис. 4.5. Траекторії руху частинок розчину в гідравлічній частині бурового насоса

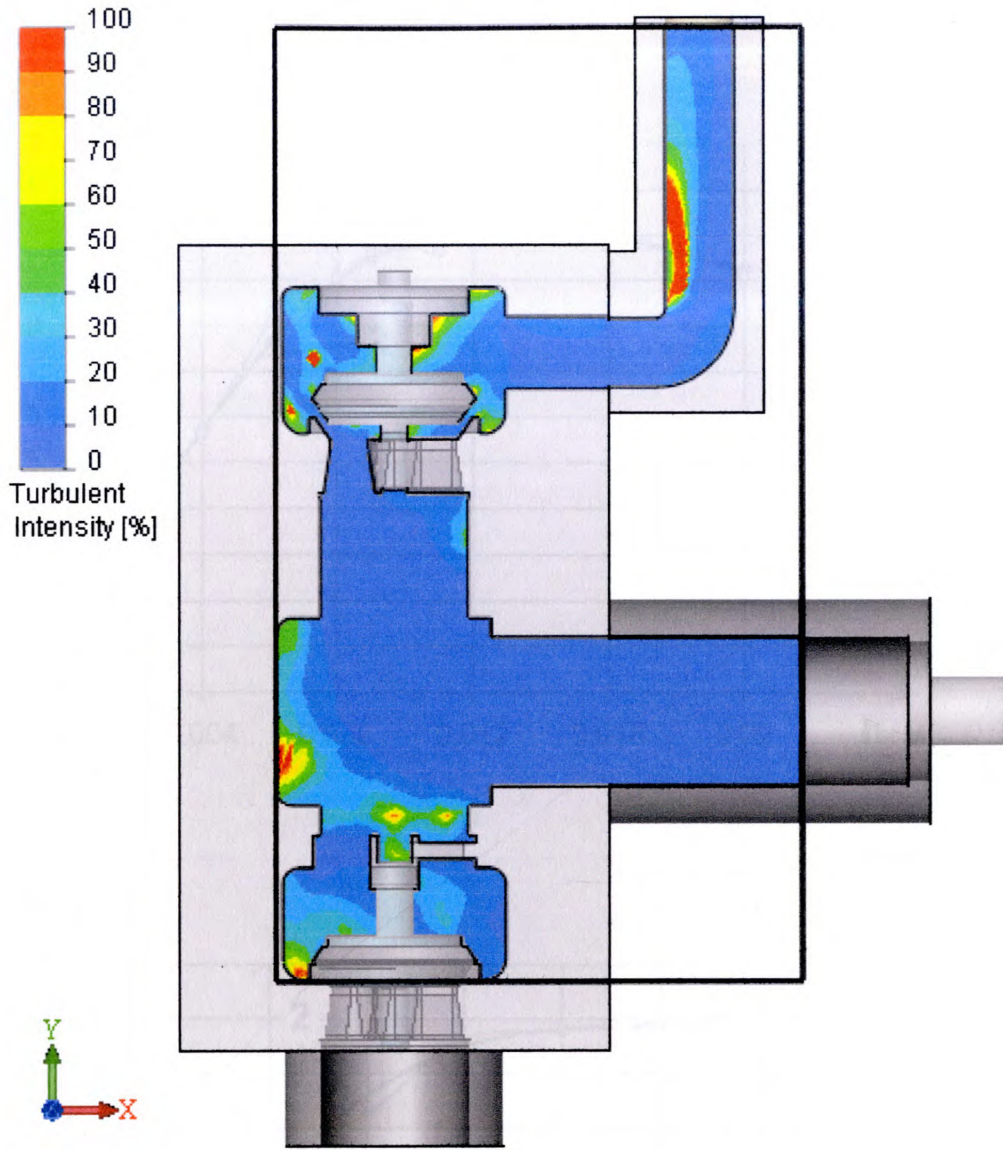


Рис. 4.6. Карта розподілу інтенсивності турбулентності в площині X0Y

Дані, отримані в результаті комп'ютерних експериментів, оброблені з використанням (3.1) і (3.2), подано на: рис. 4.7 у вигляді графіків залежностей коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки h та табл. 4.1.

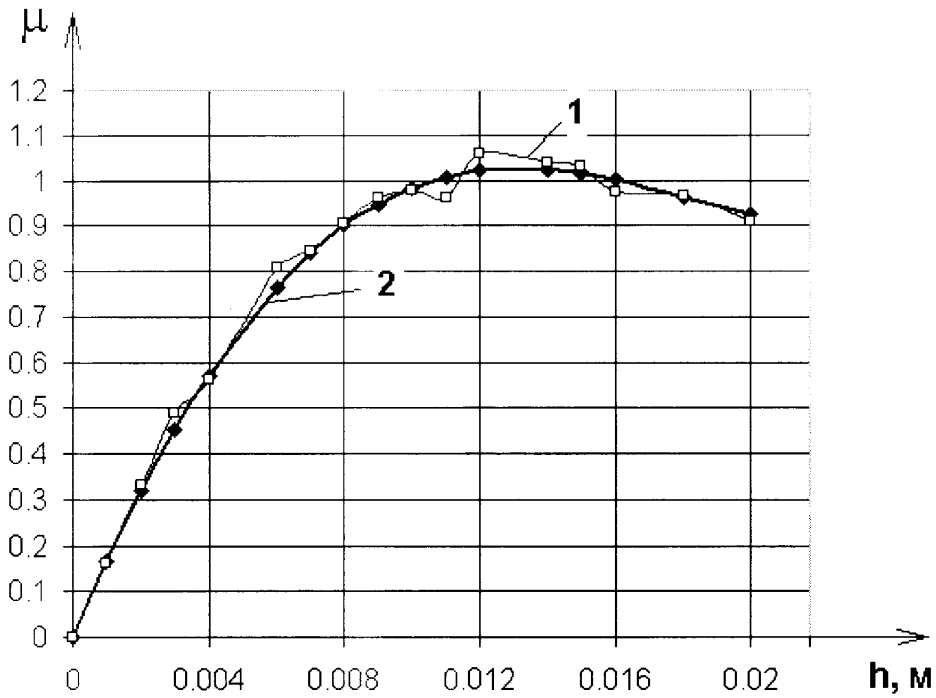
Результати досліджень апроксимуються наступними емпіричними залежностями:

- при прямих протіканнях (величина достовірності апроксимації 0.98)

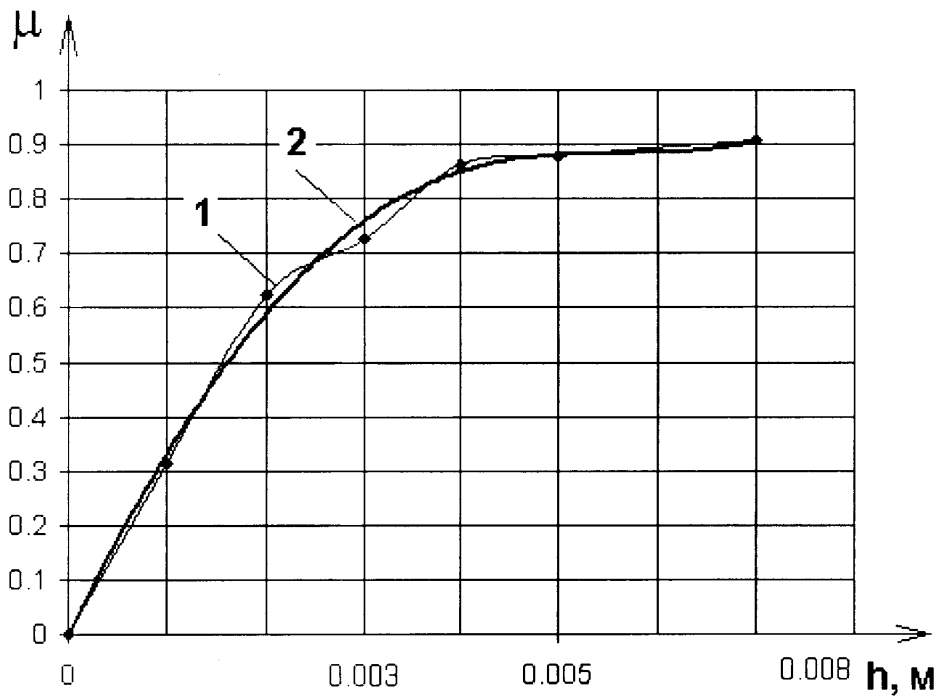
$$\mu = 4 \cdot 10^6 \cdot h^4 + 3582.4 \cdot h^3 - 8113.9 \cdot h^2 + 175.03 \cdot h; \quad (4.1)$$

- при зворотніх перетоках (величина достовірності апроксимації 0.98)

$$\mu = -10^8 \cdot h^4 + 5 \cdot 10^6 \cdot h^3 - 71685 \cdot h^2 + 423.66 \cdot h. \quad (4.2)$$



a



б

Рис. 4.7. Залежності коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом:

a – при прямих протіканнях; *б* – при зворотніх перетоках;

1 – експериментальна залежність; 2 – апроксимована залежність

Таблиця 4.1

Результати комп'ютерного моделювання при визначенні $\mu = f(h)$

№	Подача розчину Q , м ³ /с	Перепад тиску на тарілці ΔP , Па	Площа щілини клапана $f_{щ}$, м ²	Висота підйому тарілки над сідлом h , м	Коефіцієнт витрати клапана μ , отриманий комп'ютерним моделюванням	Коефіцієнт витрати μ , визначений за відповідною емпіричною залежністю (4.1), (4.2)
Прямі протікання						
1	0	0	0	0	0	0
2	0.0004	40980	0.000270272	0.001	0.163477201	0.166924
3	0.003	138860	0.000540507	0.002	0.333055391	0.317697
4	0.005	79320	0.000810703	0.003	0.489668085	0.452486
5	0.0065	57200	0.001080861	0.004	0.562251171	0.571551
6	0.01	29202.4	0.001621063	0.006	0.807189791	0.764037
7	0.0105	21700	0.001891107	0.007	0.842807261	0.838462
8	0.012	18770	0.002161113	0.008	0.906267953	0.899169
9	0.0135	16700	0.002431081	0.009	0.960862291	0.9469
10	0.0156	17500	0.00270101	0.01	0.976257377	0.982492
11	0.017	17700	0.002970902	0.011	0.961742898	1.00688
12	0.0175	13050	0.003240755	0.012	1.056991669	1.021093
13	0.018	10520	0.003780348	0.014	1.038049082	1.02359
14	0.019	10400	0.004050087	0.015	1.028626244	1.014413
15	0.02	11320	0.004319788	0.016	0.973037032	1.000139
16	0.021	10000	0.004859076	0.018	0.966386041	0.962433
17	0.023	11000	0.005398211	0.02	0.908378097	0.923699
Зворотні перетоки						
1	0	0	0	0	0	0
2	0.01	-	0.000270272	0.001	0.3137	0.3469
3	0.009	300660	0.000540507	0.002	0.6211	0.599
4	0.008	104750	0.000810703	0.003	0.7279	0.752
5	0.007	28150	0.001080861	0.004	0.8631	0.8421
6	0.006	12740	0.001350981	0.005	0.8798	0.8887
7	0.005	4240	0.001891107	0.007	0.9079	0.9028

4.2. Дослідження напружено-деформованого стану клапанного вузла

Процес роботи самодіючих клапанів поршневих бурових насосів є циклічним. Навантаження деталей клапанного вузла змінюється в процесі роботи насоса. Найбільшого статичного навантаження клапанний вузол зазнає у закритому стані. В цей час на опорних робочих поверхнях тарілки і сідла створюються значні зусилля і виникають напруження, які можуть призвести до їх руйнування. В цей момент на верхню поверхню тарілки діє максимальний тиск нагнітання (для бурового насоса УНБТ-950 максимальний тиск, при якому він працює, складає $P_{max} = 32\text{МПа}$).

При проектуванні клапанів виникають труднощі з прийняттям конструкторських рішень, оскільки з одного боку він повинен бути легким для зменшення інерційності під час руху, а з іншого – досить міцним.

Для розрахунку конструкції тарілки, зокрема її товщини, на даний час рекомендують використовувати стандартну методику [34, 40, 99], за якою тарілку розраховують як круглу пластину, закріплену на торці і рівномірно навантажену тиском нагнітання. Розрахунок товщини тарілки $\delta_{кл}$ проводять за формулою:

$$\delta_{кл} = d_0 \cdot \sqrt{\frac{0.31 \cdot P}{[\sigma_3]}}, \quad (4.3)$$

де d_0 – діаметр сідла клапана, мм;

P – максимальний тиск нагнітання, МПа;

$[\sigma_3]$ – допустиме напруження згину пластини, МПа.

У випадку, коли тарілка сідає на хрестовину сідла, товщину тарілки можна зменшувати у 1.5 – 2 рази [34] в порівнянні з розрахованою за формулою (4.3).

Для запобігання виникнення вм'ятин та залишкових деформацій під час експлуатації клапана опорну робочу поверхню сідла слід перевіряти на допустимий питомий тиск (питоме навантаження), який для загартованих сталевих поверхонь складає приблизно 80 МПа [40, 91]. Умовою нормальної роботи клапана за критерієм виникнення вм'ятин на опорній робочій поверхні є:

$$P_{\text{пит}} = \frac{P \cdot \pi \cdot d_{\text{кл}}^2}{4 \cdot S_{\text{оп.нов}}} \leq 80, \quad (4.4)$$

де $S_{\text{оп.нов}}$ – площа опорної робочої поверхні, мм²;

$d_{\text{кл}}$ – діаметр зовнішньої поверхні тарілки, мм.

На даний час в основному використовують конструкції клапанів з посадкою тарілки на хрестовину сідла та на опорну конічну поверхню. При цьому тарілка в перерізі може мати не однакову товщину, тому стандартна методика визначення її товщини є неточною і призводить до збільшення маси тарілки.

Згідно стандартної методики для досліджуваного клапана №7:

$$1) \text{ питоме навантаження: } P_{\text{пит}} = \frac{32 \cdot \pi \cdot 150^2}{4 \cdot 9780} = 58.6 \text{ МПа} \leq 80 \text{ МПа}. \text{ Отже, умова (4.4) виконується;}$$

ва (4.4) виконується;

2) товщина тарілки клапана з врахуванням циклічного пульсуючого характеру навантаження:

$$\delta_{\text{кл}} = 116 \cdot \sqrt{\frac{0.31 \cdot 32 \cdot 10^6}{6.2 \cdot 10^8 \cdot 0.7}} = 17.53 \text{ мм} \approx 18 \text{ мм}.$$

У випадку, коли тарілка сідає на опорну поверхню і на хрестовину сідла одночасно, товщину її можна зменшити в 1.5 рази, тобто до 12 мм.

У буровому насосі УНБТ-950 використовується клапанний вузол №7, в якому тарілка має товщину 13.5 мм > 12 мм. Згідно з розрахунком за стандартною методикою товщина тарілки мала б забезпечувати достатню її міцність та нормальну роботу клапанного вузла. Проте, в конструкціях тарілки та сідла наявні концентратори напружень (радіуси заокруглення, фаски, різні переходи, зварні з'єднання), на практиці інколи мають місце зминання робочих поверхонь деталей клапана, розтріскування, відколи тощо. Тому при проектуванні клапанного вузла і розрахунку його складових на міцність необхідно визначати напружено-деформований стан клапанного вузла при навантаженні максимальним тиском, розподіл еквівалентних напружень і переміщень внаслідок пружних і пластичних деформацій для виявлення небезпечних зон. Це дасть змогу приймати необхідні конструктивні рішення по покращенню конструкції клапанного вузла з метою за-

безпечення його нормальної роботи.

За стандартною методикою визначається тільки допустима мінімальна товщина тарілки. Але конструкції сідла можуть бути різними, що також впливає на напружено-деформований стан цілого клапанного вузла, а це не відображається в стандартній методиці, тому неможливо визначити напруження, які виникають в сідлі. Така методика призводить до неточностей розрахунків міцності і довговічності клапанного вузла.

Отже, постало завдання визначити дійсні еквівалентні напруження, які виникають в клапані насоса та переглянути доцільність використання стандартної методики розрахунку.

Альтернативним методом розрахунку еквівалентних напружень, що виникають в клапані, та товщини тарілки є метод кінцевих елементів, який набув широкого застосування в техніці. Цим методом, крім розрахунку напружень та переміщень, які виникають при робочому навантаженні, можна отримати розподіл коефіцієнта запасу міцності по тілу деталей клапанного вузла.

Дослідження напруженого стану проводились для серійного клапана КСК №7 бурового насоса УНБТ-950. Для цього використовувались програмні продукти SolidWorks (для створення геометричної моделі) та CosmosWorks (для розрахунку на міцність методом кінцевих елементів).

Оскільки ресурс манжети в клапані типу КСК вищий від ресурсу контактних робочих поверхонь деталей клапанного вузла [61, 79, 82], то розрахунок на міцність проводимо для тарілки і сідла.

Геометрична модель клапанного вузла і її розбиття на сітку кінцевих елементів з прикладанням навантаження та обмежень показано на рис. 4.8.

Закріплення задавалося по зовнішній конічній поверхні сідла, а по верхній плоскій поверхні тарілки прикладався тиск 32 МПа. Сітка кінцевих елементів створювалась автоматично з елементів тетраїдної форми розміром 5 мм, а в місцях концентрації напружень вона подрібнювалась в 2 рази. Автоматичне розбиття на сітку кінцевих елементів з можливістю її подрібнення в місцях концентрації напружень є однією з переваг CosmosWorks, в порівнянні з аналогічними програ-

мами, оскільки конструктор не витрачає час на створення сітки в ручному режимі, а може більше уваги приділити отриманим результатам та прийняттю конструктивних рішень.

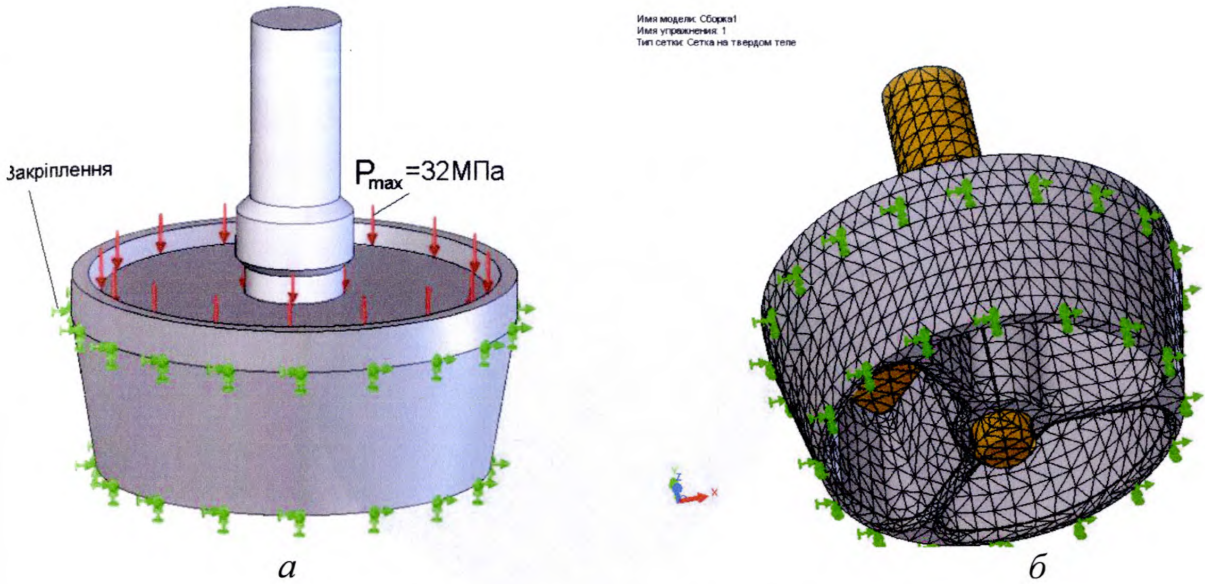


Рис. 4.8. Клапанний вузол №7:

a – геометрична модель клапана та прикладені навантаження і закріплення;

б – розбиття геометричної моделі на сітку кінцевих елементів

У результаті розрахунку отримано еквівалентні напруження за критерієм VonMisesa (рис.4.9), переміщення внаслідок деформацій (рис.4.10), розподіл

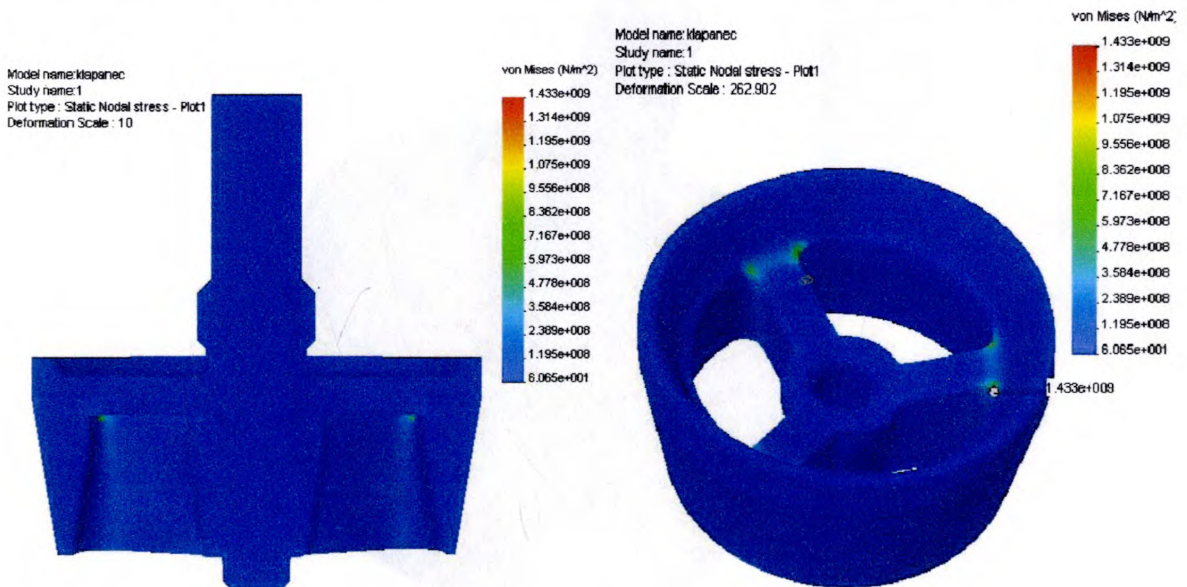


Рис. 4.9. Розподіл еквівалентних напружень

коефіцієнта запасу міцності (рис. 4.11). Слід відзначити, що програма Cosmos-Works має широкі можливості відображення отриманих результатів в будь - яких перерізах, у вигляді анімацій, ізоліній, ізоповерхонь тощо.

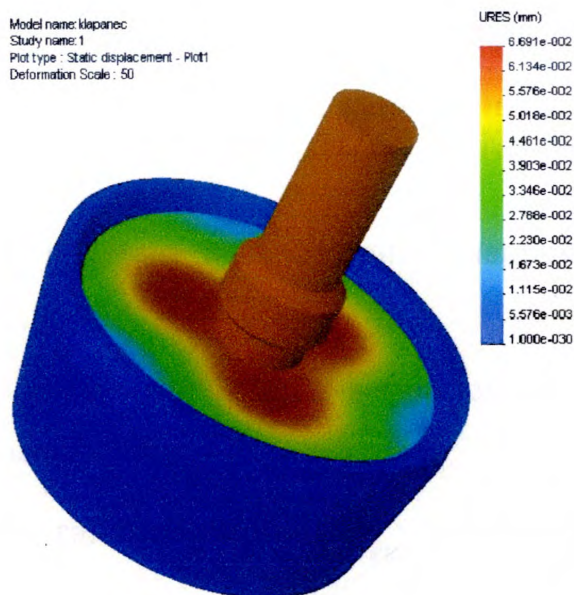


Рис. 4.10. Розподіл переміщень по тілу деталей клапанного вузла

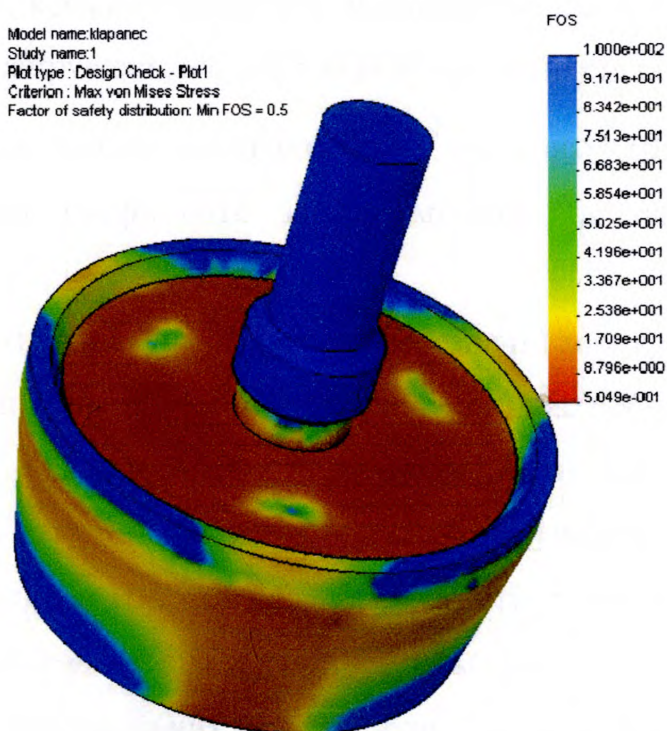


Рис. 4.11. Розподіл коефіцієнта запасу міцності по тілу деталей клапанного вузла

Допустиме напруження плинності $[\sigma_m]_{\text{дон}}$ матеріалу клапана визначалося з врахуванням циклічного пульсуючого характеру навантаження [76], якому піддається тарілка під час роботи за формулою:

$$[\sigma_m]_{\text{дон}} = [\sigma_m] \cdot \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{\delta}}},$$

де $[\sigma_m]$ – границя плинності при розтязі менш міцного матеріалу пари клапан-сідло, МПа;

N_{δ} – базова кількість циклів навантаження, (наприклад, $10 \cdot 10^7$ для сталі з твердістю $HRC = 50 \dots 60$).

У результаті досліджень напружено-деформованого стану серійного клапанного вузла КСК виявлено, що:

- максимальні еквівалентні напруження ($\sigma_{\text{екв}} = 1.433 \cdot 10^9 \text{ Па}$) виникають не в тілі тарілки, а на хрестовині сідла (в концентраторі напружень), тому потрібно внести зміни в конструкцію клапана. Стандартна методика розрахунку тарілки не показала б такий результат;
- мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності складає 0.5 в місці максимальної концентрації напружень, а саме в куті хрестовини сідла (рис. 4.9);
- максимальний прогин тарілки складає $6.7 \cdot 10^{-2} \text{ мм}$ (рис. 4.10);
- мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності в тарілці більше 2.5 (рис.4.11).

Отже, в результаті розрахунку виявлені небезпечні місця, в яких виникають еквівалентні напруження більші границі плинності під час роботи клапанного вузла при максимальних тисках нагнітання. Зважаючи на отримані результати, можна зробити висновок, що стандартна методика розрахунку призводить до отримання недостовірних результатів, що може спричинити поломку клапанів під час роботи, зменшення їх довговічності та надійності насоса.

Для зменшення максимальних еквівалентних напружень, які виникають в деталях клапанного вузла під час роботи бурового насоса, було розраховано і

проаналізовано конструкції з різними конструктивними рішеннями. Зокрема, виконання радіуса заокруглення між конусною і нижньою плоскою поверхнею тарілки, кільцевої виточки між конічною поверхнею і верхньою плоскою поверхнею хрестовини сідла, радіуса заокруглення ребер, а також поєднання таких рішень.

У результаті досліджень виявлено, що при виконанні радіуса заокруглення на тарілці рівним $R = 10\text{ мм}$ (рис. 4.12), замість “гострого” кута, еквівалентні напруження, які виникають при роботі клапана, є найменшими, тобто такий клапанний вузол є найбільш міцним. При цьому максимальні еквівалентні напруження виникають не на сідлі, як у серійного клапанного вузла, а на тарілці і складають $4.083 \cdot 10^8$ Па (рис.4.13), а максимальне переміщення складає $6.93 \cdot 10^{-2}$ мм (рис.4.14, а).

Слід відзначити, що загалом коефіцієнт запасу міцності деталей клапана є більшим 3 (рис. 4.14, б), окрім області, в якій виникають максимальні еквівалентні напруження (рис. 4.13), і в цій області він рівний 1.77, а також в куті хрестовини сідла, в якому він рівний 2.5.

Таким чином, виконання радіуса заокруглення на тарілці $R = 10\text{ мм}$ призвело до зменшення максимальних еквівалентних напружень, які виникають в деталях під час роботи клапанного вузла, майже у 3 рази.

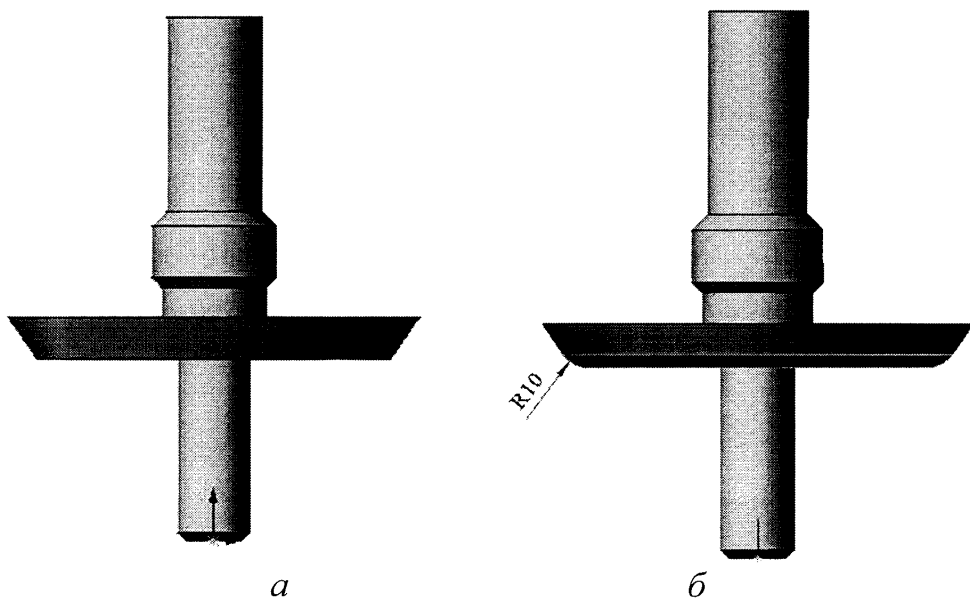


Рис. 4.12. Конструкції тарілки клапана:

а – серійного; б – вдосконаленого

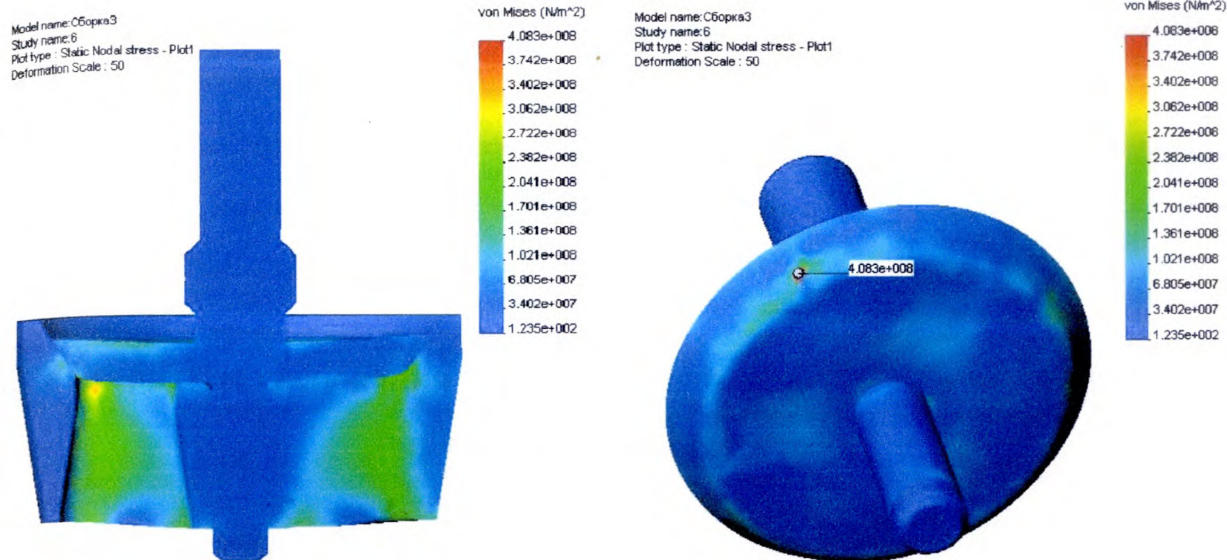


Рис. 4.13. Напружено-деформований стан вдосконаленого клапанного вузла

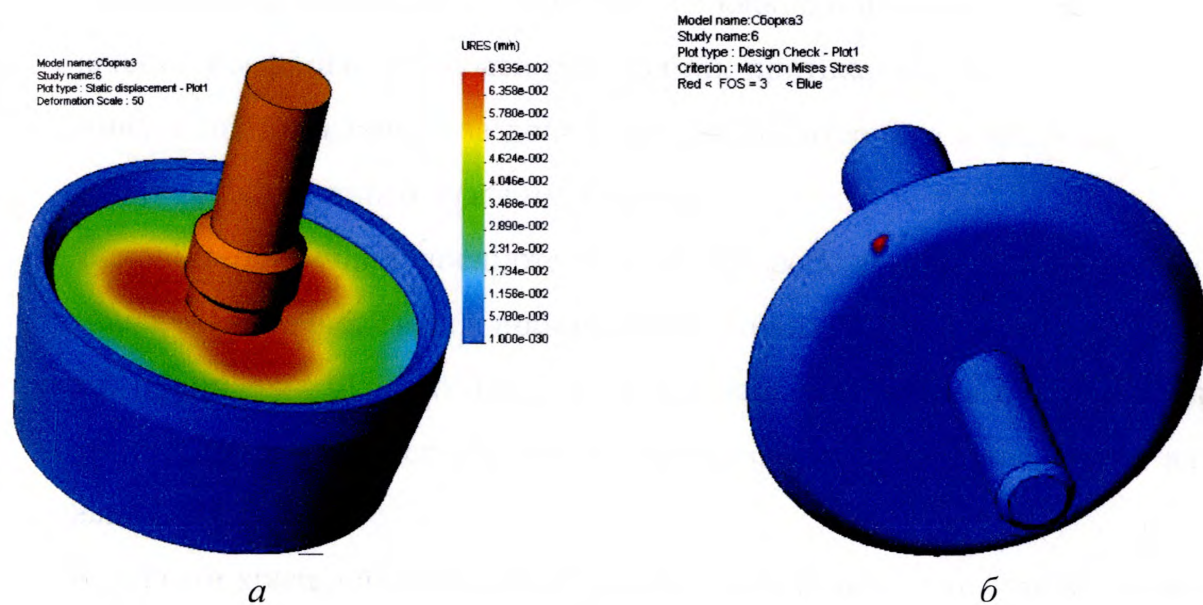


Рис. 4.14. Переміщення в результаті пружних деформацій в деталях вдосконаленого клапанного вузла (*a*) та розподіл коефіцієнта запасу міцності (*б*)

Запропонована нами методика розрахунку клапанного вузла на міцність дозволяє, крім визначення мінімальної товщини тарілки, отримати розподіл еквівалентних напружень по тілу деталей клапанного вузла, виявити вплив концентраторів напружень та небезпечні місця. Використання даної методики розрахунку напружено-деформованого стану клапана, на відміну від стандартної методики,

дозволяє ще на перших стадіях проектування відпрацювати конструкцію клапанного вузла щодо її міцності та надійності роботи в найкоротші терміни.

Для розрахунку клапанного вузла при врахуванні динамічності прикладеного зусилля слід використовувати коефіцієнт динамічності.

4.3. Алгоритм моделювання сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса

Моделювання сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів поршневого бурового насоса включає в себе (рис. 4.15): математичну модель сумісної роботи клапанів з алгоритмом її вирішення, тобто математичні моделі роботи вхідного та вихідного клапанів; критерії нормальної роботи клапанного вузла і насоса; методику визначення коефіцієнта витрати при прямих протіканнях та зворотніх перетоках розчину в щілині клапана за допомогою комп'ютерного моделювання; методику розрахунку клапанного вузла на міцність.

На основі теоретичних досліджень сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса (див. вище) для проектування нових та розрахунку існуючих конструкцій поршневих бурових насосів та їх клапанних вузлів без проведення високозатратних натурних експериментів слід використовувати наступний алгоритм моделювання:

1. Визначити критерій нормальної роботи клапанного вузла бурового насоса (один з критеріїв відсутності стуку (див. розділ 1.5) або допустиму швидкість посадки тарілки на сідло, використовуючи програмний комплекс ANSYS чи інший пакет міцнісного аналізу.

2. Визначити коефіцієнт витрати клапана поршневого бурового насоса при прямих та зворотніх перетоках, використовуючи SolidWorks – CosmosFloWorks (див. розділ 3.3 і 4.1).

3. Розв'язати рівняння математичної моделі сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів за допомогою алгоритму, запропонованого в розділі 2.3, при

зміні дослідних параметрів (в залежності від мети проектування, тобто чи потрібно спроектувати новий насос чи тільки клапанний вузол), які характеризують конструкцію насоса і клапана.

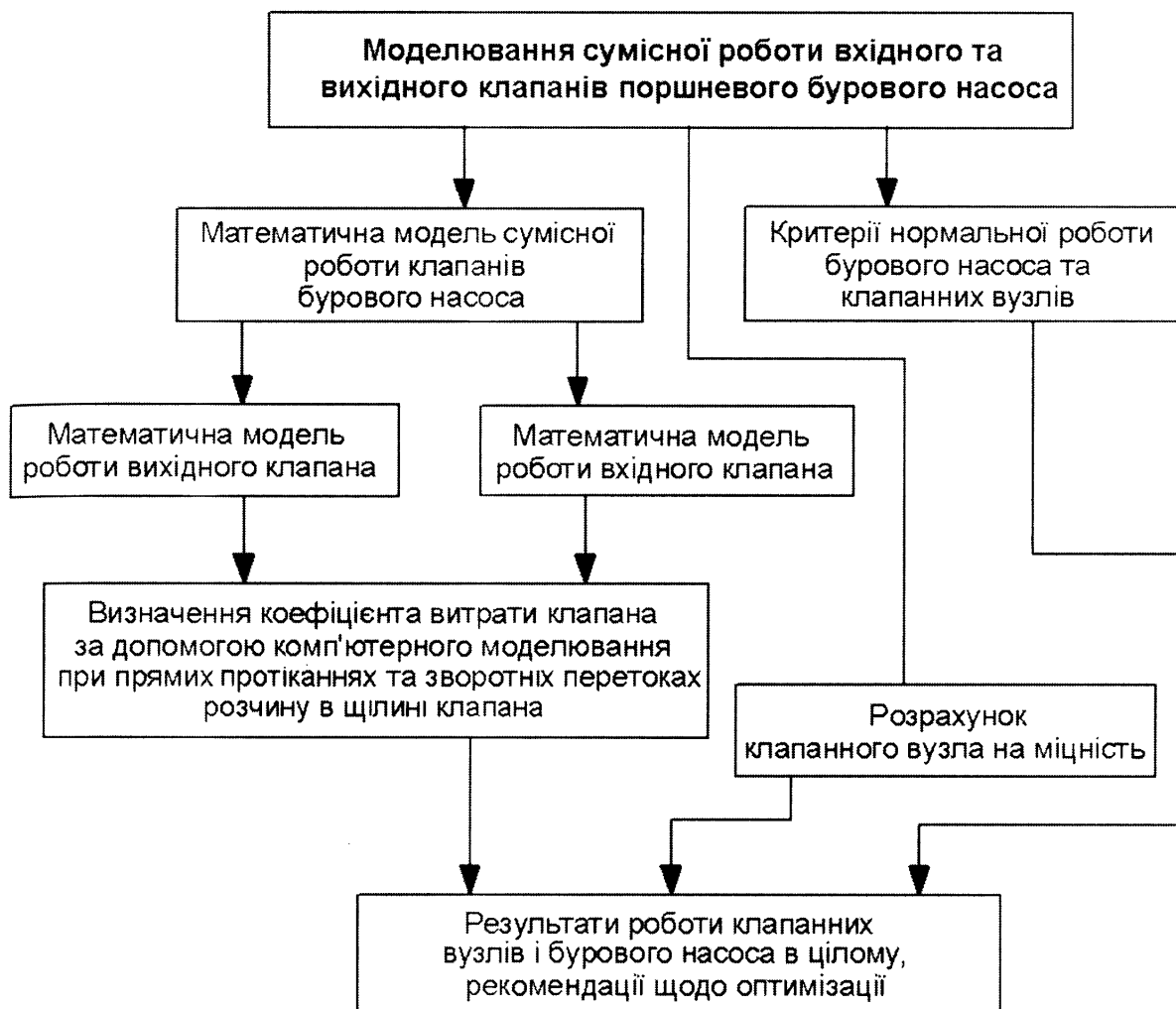


Рис. 4.15. Структура процесу моделювання сумісної роботи клапанів бурового насоса

4. З результатів розв'язку вибрати оптимальні параметри в залежності від максимального значення коефіцієнта подачі насоса та допустимої швидкості посадки тарілки на сідло (або забезпеченні критерію відсутності стуку, який вибрано на першому етапі), а не від максимальної висоти підйому тарілки клапана, як рекомендувалося раніше (див. розділ 2). Попередньо вибирають конструктивні параметри бурового насоса та його складових, при яких дійсна швидкість посадки менша допустимої (або при яких не виникає стуку), а далі з цих результатів виби-

рають результати, при яких є максимальний коефіцієнт подачі.

5. Провести розрахунок деталей клапанного вузла та насоса на міцність, наприклад за допомогою SolidWorks-CosmosWorks методом кінцевих елементів.

6. Для конкретної конструкції насоса і клапанного вузла при оптимізації їх роботи слід змінювати тільки параметри клапанного вузла такі, як: коефіцієнт жорсткості пружини, силу попереднього підтиснення пружини та масу тарілки. Наступні етапи проектування не змінюються.

Висновки

1. Отримано залежність коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки h для клапанного вузла №7 бурового насоса УНБТ-950 при прямих протіканнях та зворотніх перетоках розчину в щілині клапана.

2. Залежності коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки h , отримані експериментально, описані емпіричними виразами $\mu = f(h)$.

3. Отримані емпіричні вирази $\mu = f(h)$ замикають систему рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса і таким чином враховується нелінійність залежності коефіцієнта витрати клапана і її вплив на характеристики руху тарілки та коефіцієнт подачі насоса.

4. Розглянуто можливості візуалізації отриманих результатів при комп'ютерному експерименті.

5. Досліджено напружено-деформований стан деталей серійного клапана КСК при статичному навантаженні максимальним тиском нагнітання. При цьому виявлені місця концентрації максимальних напружень, в яких еквівалентні напруження більші границі плинності матеріалу. Використання запропонованих конструкторських рішень (радіус заокруглення $R = 10\text{мм}$ кута тарілки) призводить до зменшення максимальних еквівалентних напружень у клапані приблизно в 3 рази, при цьому забезпечується його нормальна робота.

6. Встановлено, що стандартна методика розрахунку товщини тарілки не відображає реальної картини навантаження, розподілу напружень та призводить до

неточностей при конструюванні.

7. Розроблену методику розрахунку деталей клапанного вузла на міцність можна рекомендувати для визначення напружено-деформованого стану та прийняття конструкторських рішень при дослідженні клапанів подібних конструкцій.

8. Моделювання сумісної роботи клапанів бурового насоса за запропонованим алгоритмом дозволить відмовитись від проведення високозатратних натурних експериментів і ефективно проектувати нові та досліджувати існуючі конструкції бурових насосів з високою точністю в найкоротші терміни.

Розділ 5

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ СУМІСНОЇ РОБОТИ КЛАПАНІВ
БУРОВОГО НАСОСА5.1. Розв'язок рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів
трипоршневого бурового насоса

Необхідна точність визначення конструктивно-кінематичних параметрів гідравлічної частини бурового насоса та її складових в значній мірі визначає форму і зміст вихідної математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса. До останнього часу в багатьох випадках помилки у визначенні максимальної висоти підйому тарілки, швидкості посадки тарілки на сідло тощо, вважалися допустимими в межах $\pm 10-15\%$ від максимальних значень відповідних параметрів. З кожним роком ростуть вимоги до точності розрахунків, які дають можливість обґрунтовано проводити зменшення габаритів, маси, підвищення запасу міцності деталей гідравлічної частини.

Після розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса (2.26) і (2.27) з використанням отриманих емпіричних залежностей коефіцієнта витрати клапанного вузла від висоти підйому тарілки при прямих протіканнях (4.1) та при зворотніх перетоках (4.2) за запропонованим алгоритмом її розв'язання (див. розділ 2) отримано цикл роботи клапанів одного циліндра насоса при різних режимах роботи, а саме: взаємопов'язані між собою траєкторії руху тарілок вхідного і вихідного клапанів та поршня; швидкості руху тарілок в залежності від часу t (кута повороту кривошипа φ) (рис. 5.1 – 5.10); кути запізнення закривання φ_{zn} та відкривання φ_{zv} клапанних вузлів; максимальні висоти підйому тарілок над сідлом h_{max} ; висоти зависання тарілок над сідлами h_0 ; коефіцієнти подачі насоса η_o .

Для чисельного вирішення рівнянь (2.26) і (2.27) використано програмний продукт Maple 9.

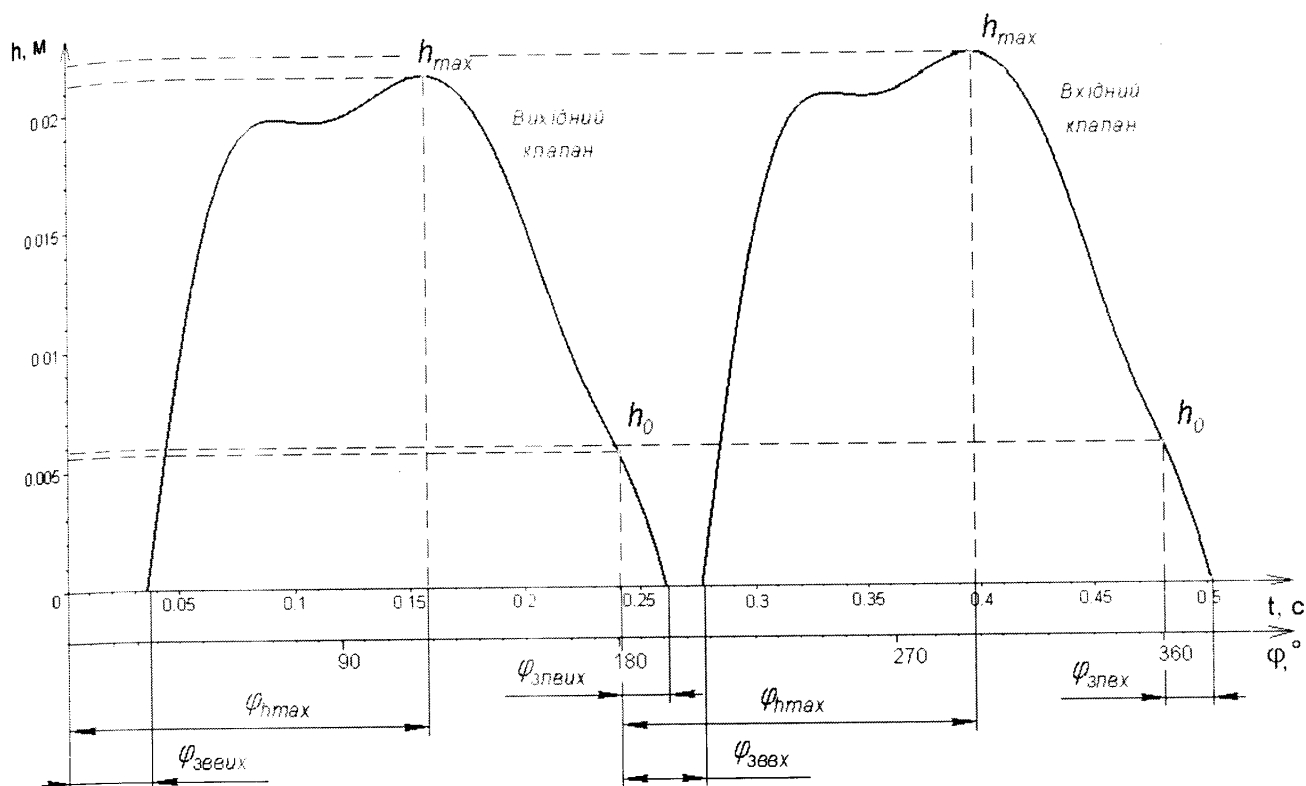


Рис. 5.1. Траєкторії руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 13.08 \text{ c}^{-1}$)

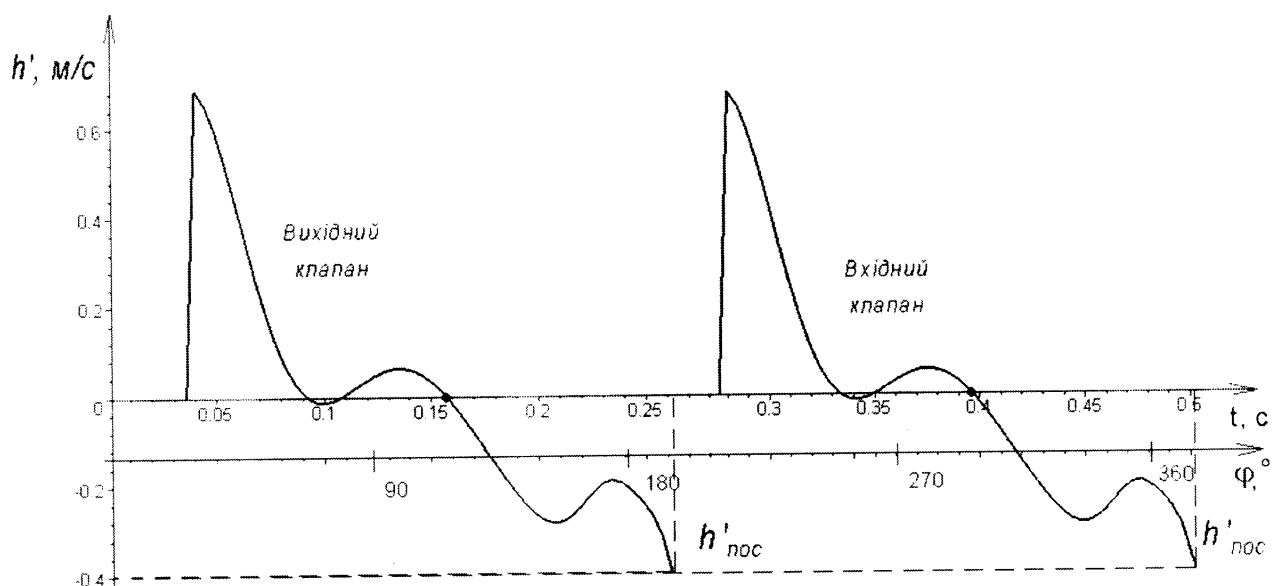


Рис. 5.2. Швидкості руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 13.08 \text{ c}^{-1}$)

Отримано:

- для вихідного клапана:

$$h_{max} = 0.0214 \text{ м}, h_0 = 0.00578 \text{ м},$$

$$\varphi_{зввих} = 27.5^\circ, \varphi_{h_{max}} = 117.2^\circ,$$

$$\varphi_{зпвих} = 15.9^\circ, h'_{нос} = 0.3978 \text{ м/с};$$

- для вхідного клапана:

$$h_{max} = 0.022 \text{ м}, h_0 = 0.0058 \text{ м},$$

$$\varphi_{зввх} = 26.69^\circ, \varphi_{h_{max}} = 296.857^\circ,$$

$$\varphi_{зпвх} = 16.112^\circ, h'_{нос} = 0.403 \text{ м/с}.$$

Час проходження зворотніх перетоків незначний і відповідає куту повороту кривошипа менше 1 градуса. Коефіцієнт подачі насоса $\eta = 0.92618$.

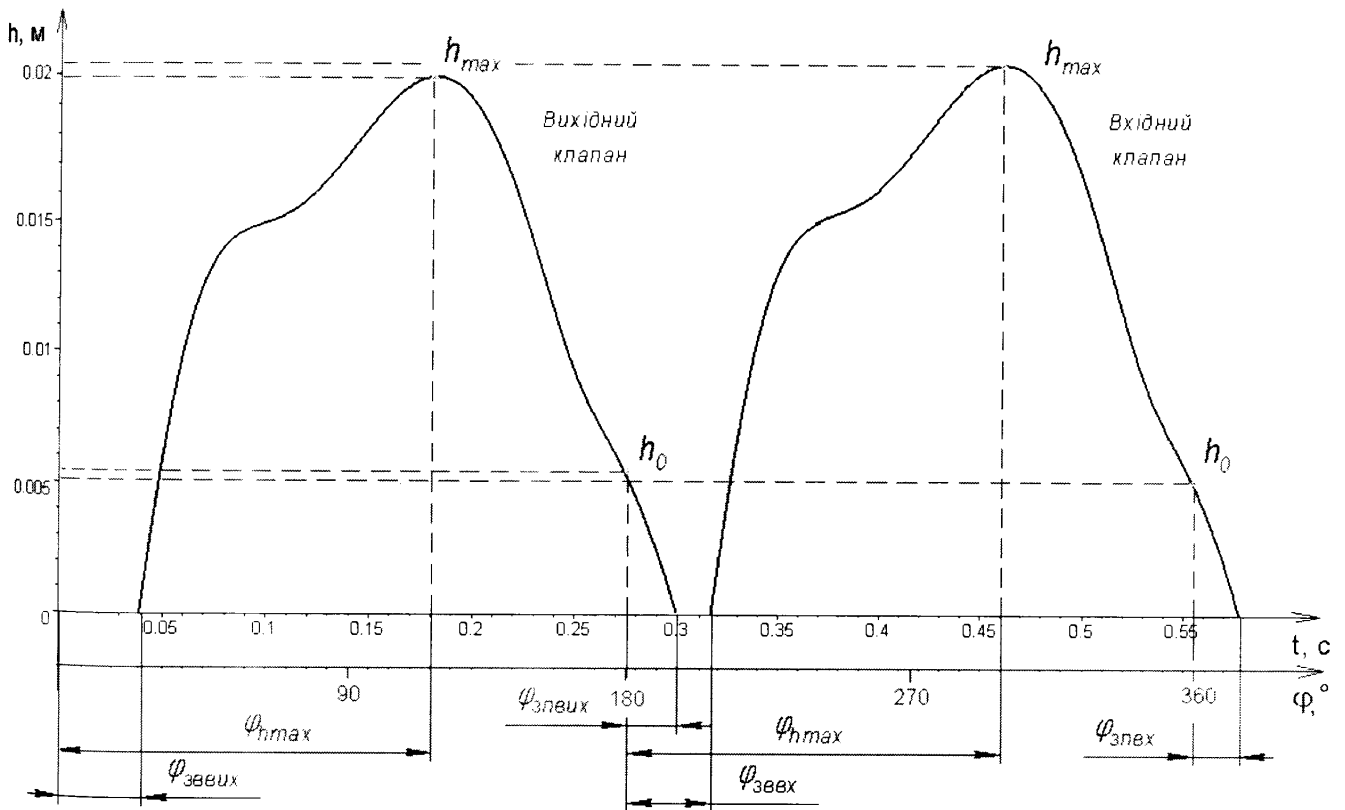


Рис. 5.3. Траєкторії руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 11.3 \text{ с}^{-1}$)

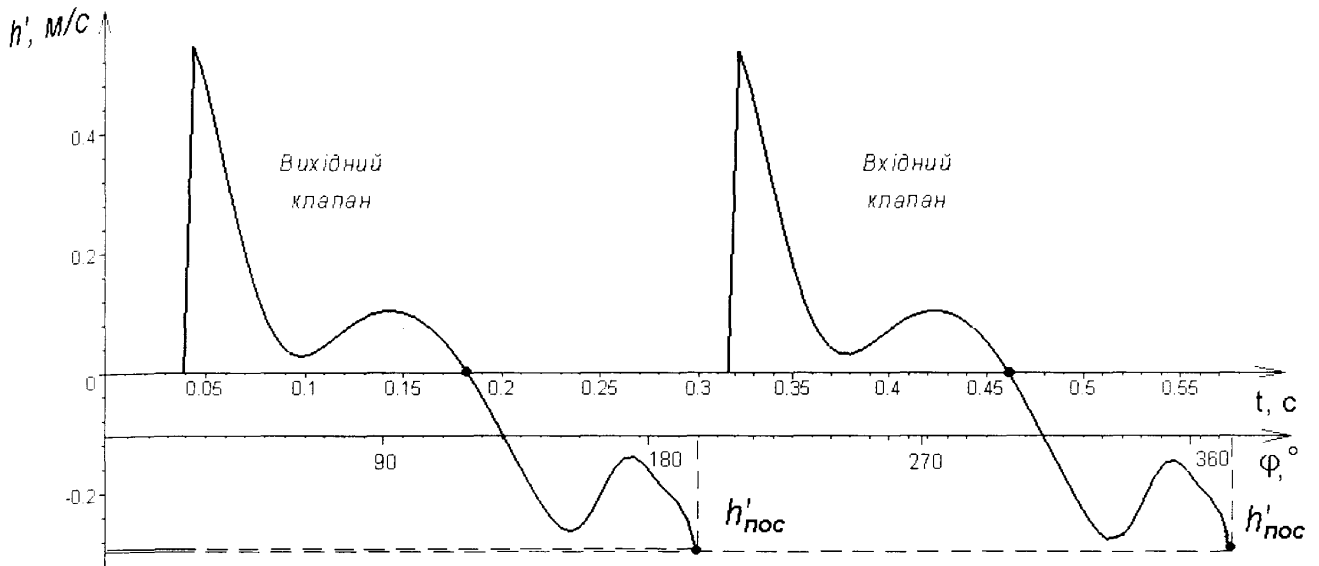


Рис. 5.4. Швидкості руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 11.3 \text{ c}^{-1}$)

Отримано:

- для вихідного клапана:

$$h_{max} = 0.0195 \text{ м},$$

$$h_0 = 0.00531 \text{ м},$$

$$\varphi_{зввих} = 25.14^\circ, \varphi_{h_{max}} = 110.55^\circ,$$

$$\varphi_{зпвих} = 13.96^\circ,$$

$$h'_{пос} = 0.3021 \text{ м/с};$$

- для вхідного клапана:

$$h_{max} = 0.0212 \text{ м},$$

$$h_0 = 0.0051 \text{ м},$$

$$\varphi_{зввх} = 24.98^\circ, \varphi_{h_{max}} = 299.13^\circ,$$

$$\varphi_{зпвх} = 14.168^\circ,$$

$$h'_{пос} = 0.307 \text{ м/с}.$$

Час проходження зворотніх перетоків незначний і відповідає куту повороту кривошипа менше 1 градуса. Коефіцієнт подачі насоса $\eta = 0.9378$.

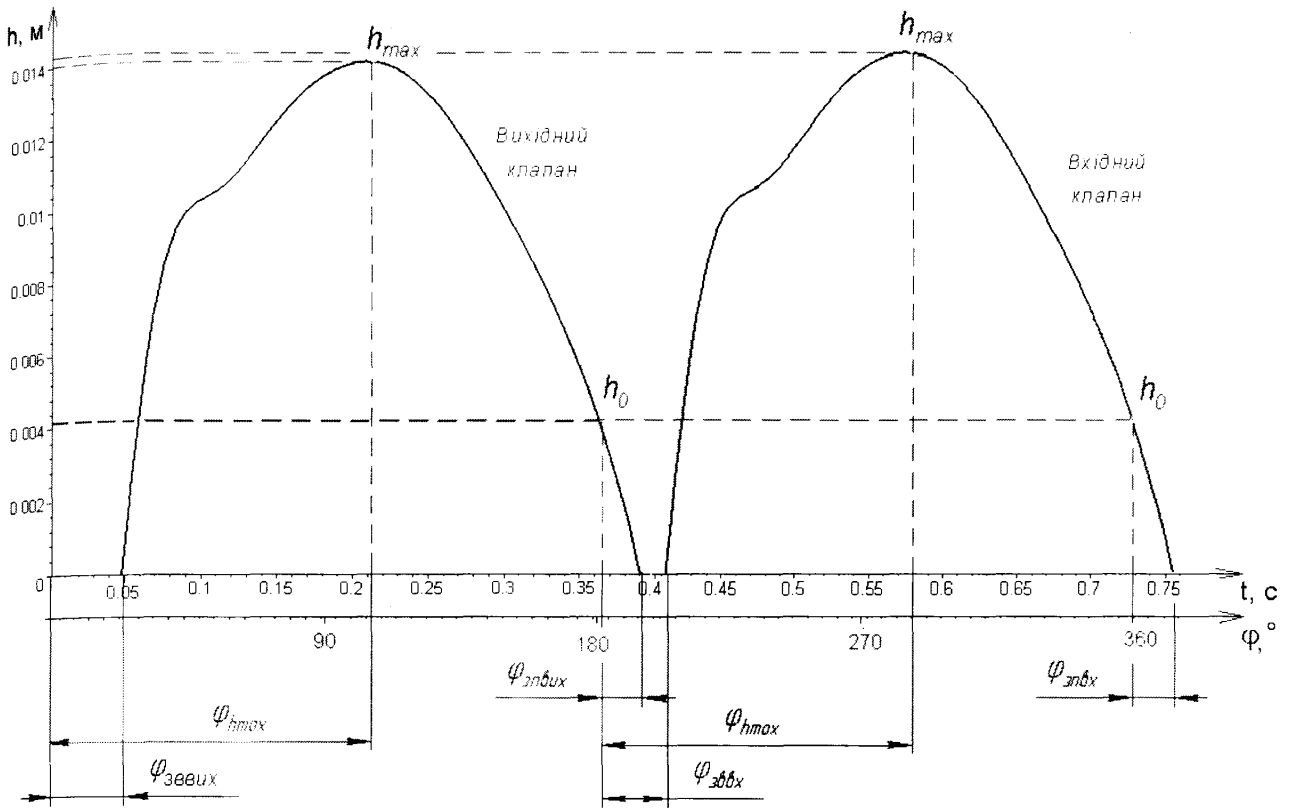


Рис. 5.5. Траєкторії руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 8.614 \text{ c}^{-1}$)

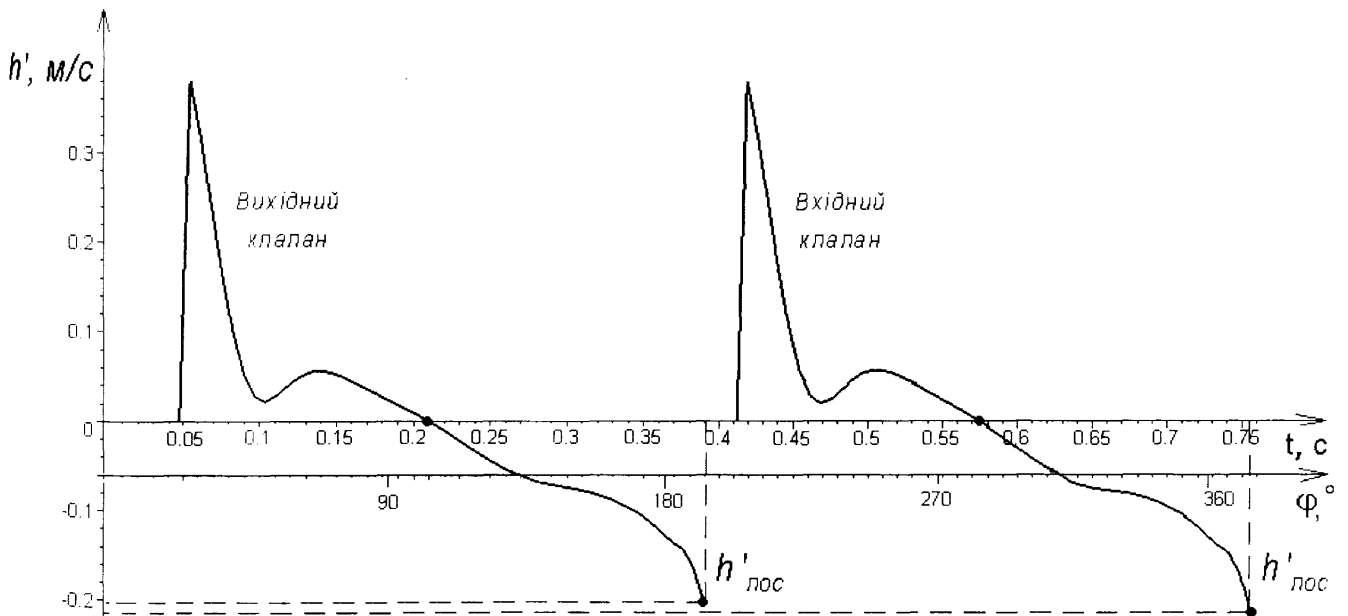


Рис. 5.6. Швидкості руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 8.614 \text{ c}^{-1}$)

Отримано:

- для вихідного клапана:

$$h_{max} = 0.01405 \text{ м}, h_0 = 0.0044 \text{ м},$$

$$\varphi_{зввих} = 23.606^\circ, \varphi_{h_{max}} = 104.34^\circ,$$

$$\varphi_{зпвих} = 12.84^\circ, h'_{нос} = 0.207 \text{ м/с};$$

- для вхідного клапана:

$$h_{max} = 0.01441 \text{ м}, h_0 = 0.0045 \text{ м},$$

$$\varphi_{зввх} = 23.49^\circ, \varphi_{h_{max}} = 286.265^\circ,$$

$$\varphi_{зпвх} = 12.69^\circ, h'_{нос} = 0.21 \text{ м/с}.$$

Час проходження зворотніх перетоків незначний і відповідає куту повороту кривошипа менше 1 градуса. Коефіцієнт подачі насоса $\eta = 0.946$.

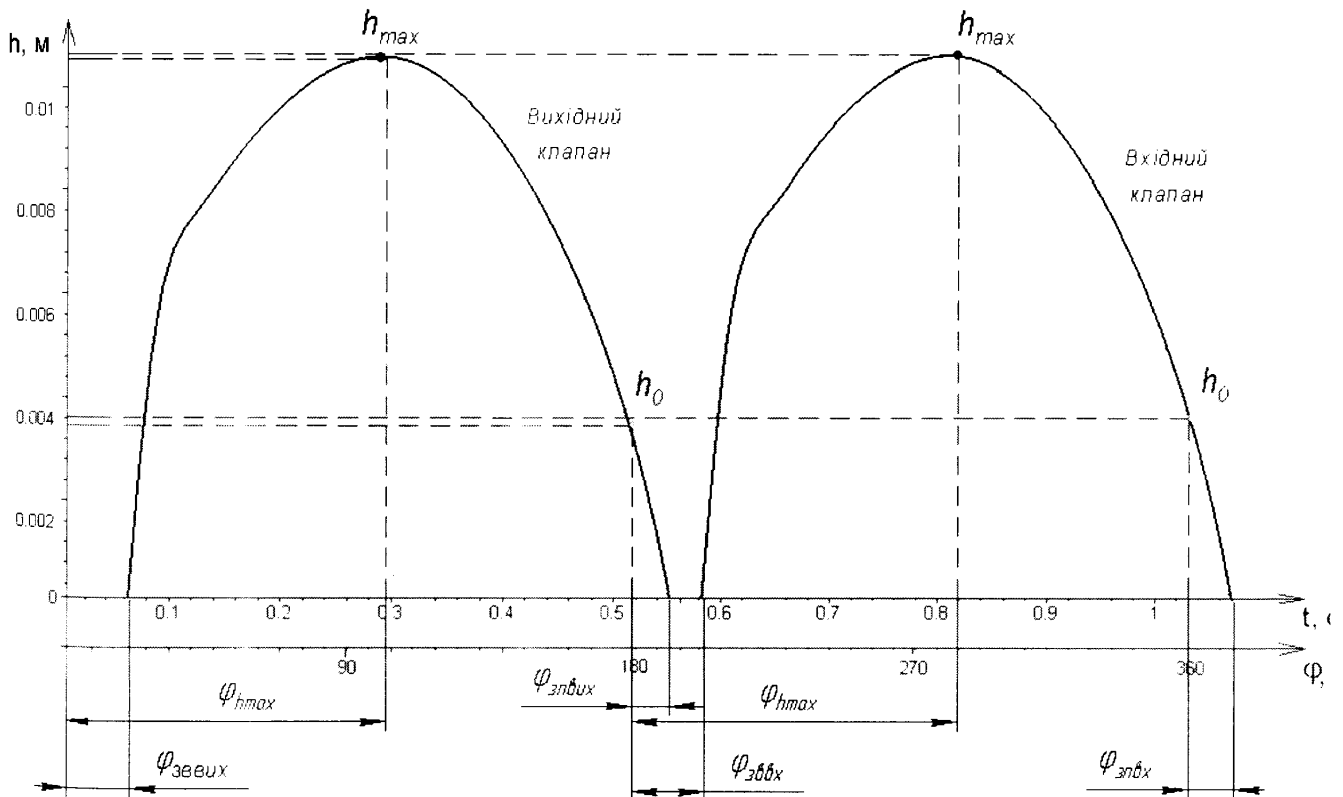


Рис. 5.7. Траєкторії руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 6.05 \text{ с}^{-1}$)

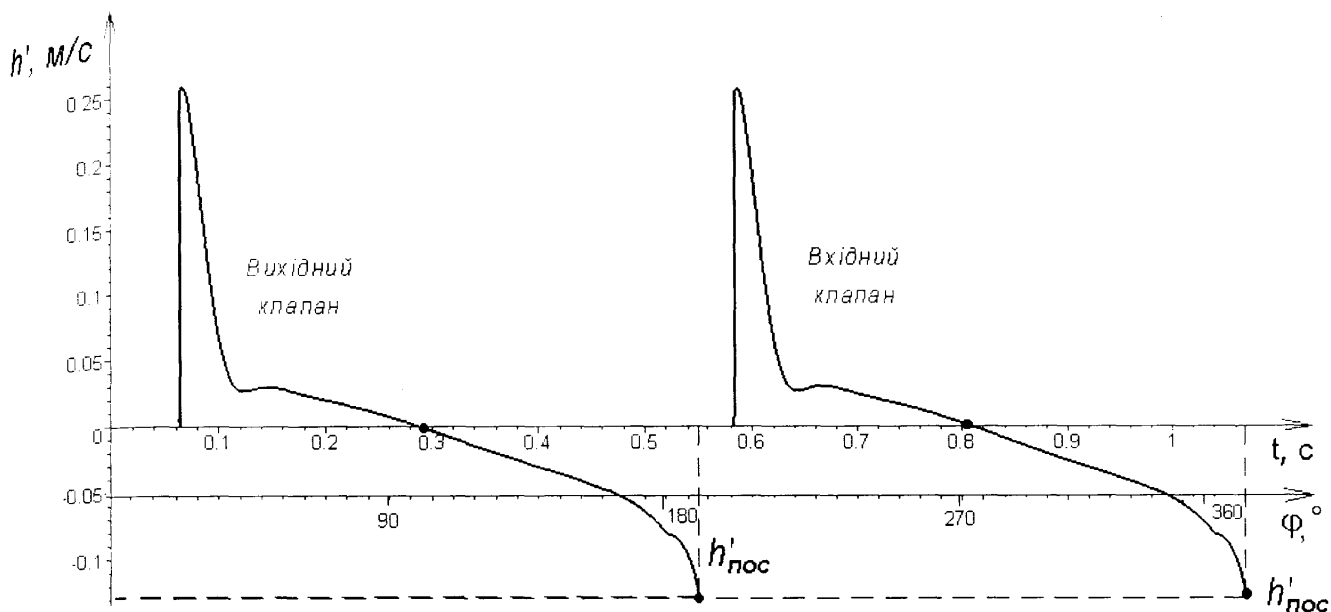


Рис. 5.8. Швидкості руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 6.05 \text{ c}^{-1}$)

Отримано:

- для вихідного клапана:

$$h_{max} = 0.01133 \text{ м},$$

$$h_0 = 0.0039 \text{ м},$$

$$\varphi_{зввих} = 22.01^\circ,$$

$$\varphi_{h_{max}} = 103.994^\circ, \varphi_{зпвих} = 12.80^\circ,$$

$$h'_{пос} = 0.1265 \text{ м/с};$$

- для вхідного клапана:

$$h_{max} = 0.0115 \text{ м},$$

$$h_0 = 0.0041 \text{ м},$$

$$\varphi_{зввх} = 21.854^\circ,$$

$$\varphi_{h_{max}} = 280.925^\circ, \varphi_{зпвх} = 13.02^\circ,$$

$$h'_{пос} = 0.128 \text{ м/с}.$$

Час проходження зворотніх перетоків незначний і відповідає куту повороту кривошипа менше 1 градуса. Коефіцієнт подачі насоса $\eta = 0.9545$.

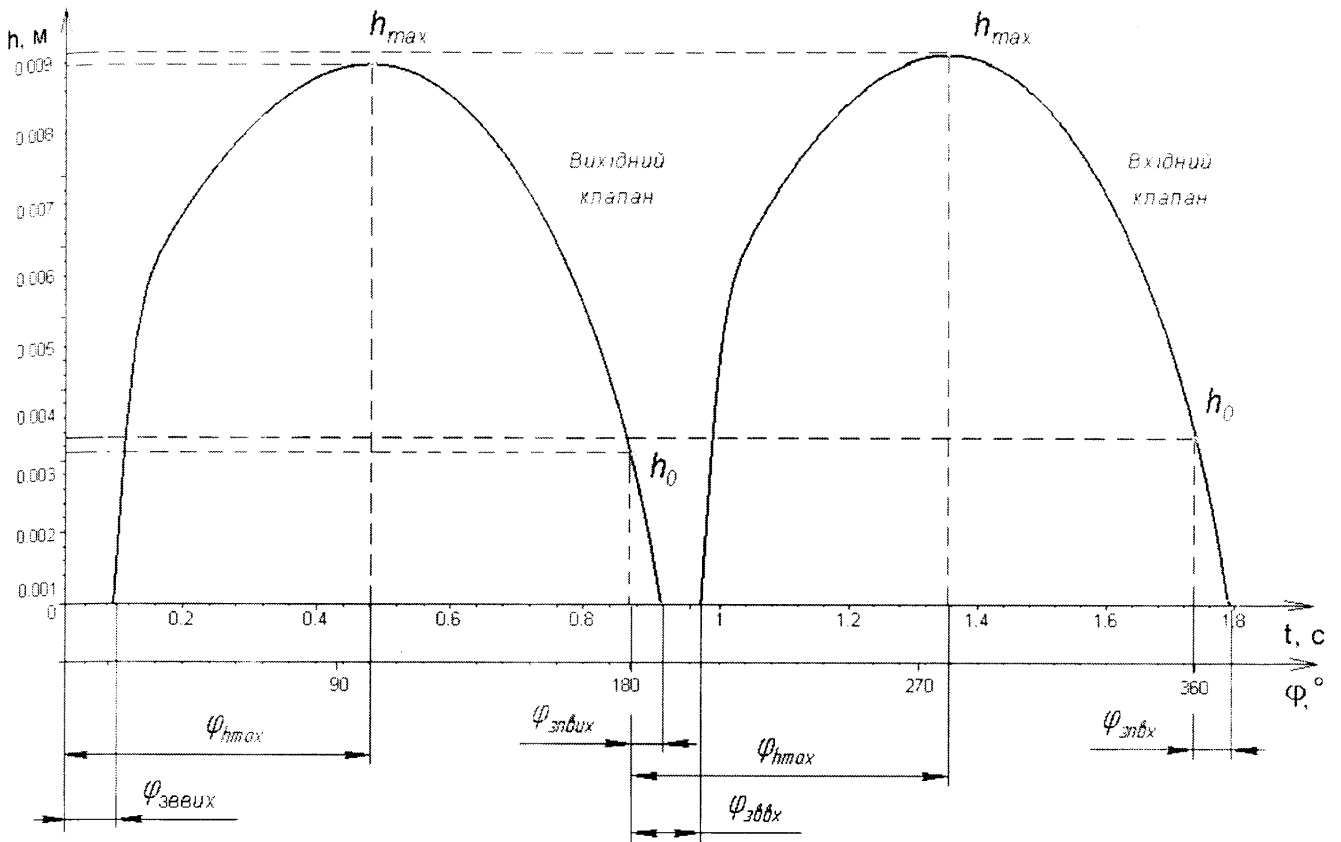


Рис. 5.9. Траєкторії руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 3.6 \text{ c}^{-1}$)

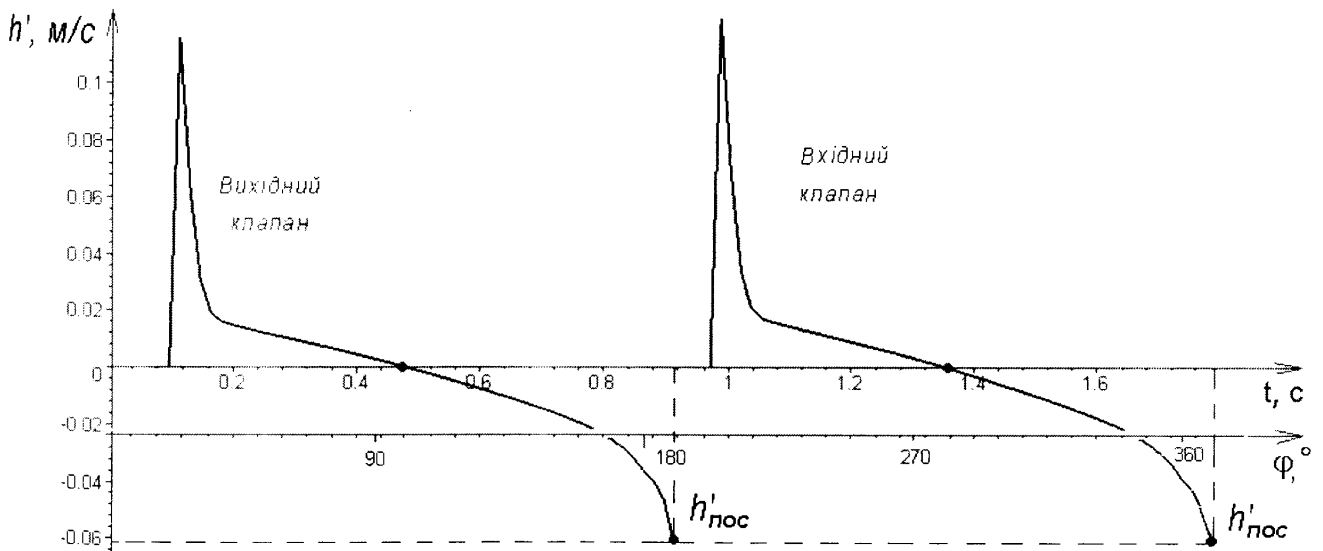


Рис. 5.10. Швидкості руху тарілок клапанів №7 поршневого бурового насоса УНБТ-950 (кутова швидкість обертання кривошипа $\omega = 3.6 \text{ c}^{-1}$)

Отримано:

- для вихідного клапана:

$$h_{max} = 0.009 \text{ м}, h_0 = 0.00342 \text{ м}, \varphi_{зввих} = 20.108^\circ, \varphi_{h_{max}} = 99.01^\circ, \varphi_{зпвих} = 11.95^\circ, \\ h'_{нос} = 0.0625 \text{ м/с};$$

- для вхідного клапана:

$$h_{max} = 0.0095 \text{ м}, h_0 = 0.0035 \text{ м}, \varphi_{зввих} = 20.075^\circ, \varphi_{h_{max}} = 279.497^\circ, \varphi_{зпвих} = 12.121^\circ, \\ h'_{нос} = 0.063 \text{ м/с};$$

Час проходження зворотніх перетоків незначний і відповідає куту повороту кривошипа менше 1 градуса. Коефіцієнт подачі насоса $\eta = 0.9634$.

Результати дослідження свідчать про незначимість проходження зворотніх перетоків і їх вплив на коефіцієнт подачі насоса η_0 . Ці результати підтверджуються дослідженнями, проведеними на заводі “Уралмаш” та на кафедрі нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу [44], а саме з приведеними індикаторними діаграмами зміни тиску розчину в гідравлічній частині насоса та осцилограмами руху тарілок клапанів, які були зняті з реально працюючих бурових насосів УНБТ-950 та на установці УДК-1М (додаток Д). Аналізуючи індикаторні діаграми зміни тиску розчину в гідравлічній частині насоса та осцилограми руху тарілок клапанів, спостерігаємо, що до моменту закриття клапанів перепад тиску на їх тарілках є додатнім (різке зменшення тиску розчину в гідравлічній частині бурового насоса відбувається вже після закриття клапанів). Це свідчить про відсутність зворотніх перетоків, хоча такий процес можливий.

5.2. Порівняння результатів розв’язання рівнянь математичної моделі з натурним експериментом

Для перевірки адекватності отриманих результатів і точності розв’язку рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса необхідно порівняти отримані результати з експериментальними даними, отрима-

ними на працюючому буровому насосі.

Експериментальні дані досліджень роботи бурового насоса УНБТ-950 при встановлених на ньому клапанах №7 проведені на заводі “Уралмаш” і в роботі [123], див. табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Характеристики руху тарілки вихідного клапана при натурному експерименті

Параметр	Кутова швидкість обертання кривошипа ω , с^{-1}				
	3.6	6.05	8.614	11.3	13.08
Максимальна висота підйому тарілки над сідлом h_{max} , м	0.0088	0.0116	0.0146	0.0187	0.0226
Висота зависання тарілки над сідлом h_0 , м	0.0035	0.004	0.0046	0.0055	0.006
Кут повороту кривошипа, що відповідає моменту відкриття клапана $\varphi_{зввих}$, град	20.00	21.7	23.77	25.60	28.4
Кут повороту кривошипа, що відповідає максимальній висоті підйому тарілки φ_{hmax} , град	100.67	105.00	103.00	105.33	115.9
Кут повороту кривошипа, що відповідає моменту закриття клапана $\varphi_{зпвих}$, град	12.57	13.40	13.43	14.23	16.27
Коефіцієнт жорсткості пружини c_n , Н/м	2083	2083	2083	2083	6660
Сила попереднього підтиснення пружини F_0 , Н	78	78	78	78	19.7

Отримані результати досліджень за допомогою комп'ютерного моделювання зведені табл. 5.2, в якій подано також похибку визначення параметрів в порівнянні з натурним експериментом.

Паспортні дані бурового насоса УНБТ-950 та клапана №7, які використовувались при дослідженнях:

- характеристика кривошипно-шатунного механізму $\lambda = \frac{r}{l} = 0.126$;
- радіус кривошипа $r = 0.145\text{ м}$;
- довжина шатуна $l = 1.15\text{ м}$;
- діаметр поршня $d_n = 0.14\text{ м}$;
- об'єм камери гідравлічної частини $V = 0.015\text{ м}^3$;

- вміст газу в розчині 2%;
- коефіцієнт жорсткості пружини $c_n = 2083 \text{ Н/м}$ (та 6600 Н/м при $\omega = 13.08 \text{ с}^{-1}$);
- сила попереднього підтиснення пружини $F_0 = 78 \text{ Н}$ (та 19.7 Н при $\omega = 13.08 \text{ с}^{-1}$);
- тиск підпору $P_{\text{підп}} = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$;
- тиск на виході насоса $P = 10 \text{ МПа}$;
- густина перекачуваного розчину $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- діаметр тарілки $d_{\text{кл}} = 0.15 \text{ м}$;
- діаметр прохідного отвору сідла $d_c = 0.116 \text{ м}$;
- площа прохідного отвору сідла: 0.0072 м^2 ;
- маса тарілки $m = 3.7 \text{ кг}$;
- маса пружини $m_{\text{пр}} = 0.3 \text{ кг}$;
- кут конусності робочої поверхні тарілки $\beta = 35^\circ$.

Таблиця 5.2

Характеристики руху тарілки вихідного клапана, отримані в результаті розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса (комп'ютерне моделювання)

Параметр	Кутова швидкість обертання кривошипа $\omega, \text{ с}^{-1}$				
	3.6	6.05	8.614	11.3	13.08
Максимальна висота підйому тарілки над сідлом h_{max} , м (похибка %)	0.009 (2.22)	0.01133 (2.38)	0.01405 (3.76)	0.0195 (4.01)	0.0214 (5.0)
Висота зависання тарілки над сідлом h_0 , м (похибка %)	0.00342 (2.29)	0.0039 (2.5)	0.0044 (4.35)	0.00531 (3.45)	0.00578 (3.67)
Кут повороту кривошипа, що відповідає моменту відкриття клапана $\varphi_{\text{зввих}}$, град (похибка %)	20.108 (0.52)	22.1 (1.84)	23.606 (0.01)	25.14 (1.79)	27.5 (3.16)
Кут повороту кривошипа, що відповідає максимальній висоті підйому тарілки. $\varphi_{h\text{max}}$, град (похибка %)	99.01 (1.6)	103.994 (0.9)	104.34 (1.3)	110.55 (4.95)	117.2 (1.1)
Кут повороту кривошипа, що відповідає моменту закриття клапана $\varphi_{\text{зпвих}}$, град (похибка %)	11.95 (4.93)	12.80 (4.47)	12.84 (4.6)	13.96 (1.9)	15.9 (2.3)
Швидкість посадки тарілки h' , м/с	0.0625	0.1265	0.207	0.3021	0.3978

Аналізуючи табл. 5.2, спостерігаємо добре співпадіння результатів отриманих за допомогою математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса з натурними експериментами (максимальна похибка не перевищує 5%). Отже, розроблену математичну модель сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса з алгоритмом її вирішення можна використовувати для дослідження параметрів роботи бурового насоса при різних режимах його експлуатації, а коефіцієнт подачі бурового насоса можна визначати без проведення високозатратних реальних натурних експериментів.

5.3. Вплив конструктивно-кінематичних параметрів трипоршневого бурового насоса та його складових на характеристики їх роботи. Рекомендації щодо оптимізації цих параметрів

При проектуванні нових конструкцій поршневих бурових насосів важливо ще на початковій стадії дослідити вплив його конструктивно-кінематичних параметрів (розмірів камери гідравлічної частини, радіуса і кутової швидкості обертання кривошипа, довжини шатуна, діаметра поршня), конструктивних параметрів клапанів (геометричних розмірів, маси тарілки, жорсткості та сили попереднього підтиснення пружини), тиску нагнітання, характеристик бурового розчину на роботу клапанів та коефіцієнт подачі насоса для покращення умов його роботи, зменшення маси та підвищення швидкохідності.

Конструктивні параметри клапанів – є тими факторами, за допомогою яких можна змінювати ефективність та надійність роботи існуючих конструкцій насосів.

Тому при проектуванні нових конструкцій поршневих бурових насосів важливо вибрати оптимальні конструктивні та кінематичні параметри його складових з метою зменшення його металомісткості та підвищення ефективності роботи. Для цього використовується комп'ютерне моделювання сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса (див. розділ 2).

Оскільки результати досліджень отримані за розробленою моделлю сумісної роботи клапанів трипоршневого бурового насоса і алгоритмом її вирішення адекватні до натурального експеримента, то використаємо її для дослідження впливу конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса та його складових на характеристики роботи клапанів і гідравлічної частини.

Дослідження проводились для вхідного і вихідного клапанів. У роботі результати досліджень подано тільки для вихідного клапана.

При дослідженнях кожний досліджуваний параметр насоса та його складових змінювався в заданому інтервалі, решта параметрів при цих дослідженнях залишалися незмінними і мали значення, приведені в розділі 5.2 стор. 138-139, окрім кутової швидкості обертання кривошипа $\omega = 8.9c^{-1}$.

Результати досліджень подано в табл. 5.3 та на рис. 5.11 – 5.21, на яких показані траєкторії руху тарілки вихідного клапана.

Аналізуючи результати досліджень, можна зробити наступні висновки про вплив досліджуваних параметрів на роботу клапанного вузла і насоса в цілому.

1. Вплив діаметра поршня d_n , який змінювався з 0.14 м до 0.18 м (рис.5.11):

- оскільки діаметр поршня впливає на величину подачі насоса, то при його збільшенні спостерігається збільшення максимальної висоти підйому тарілки h_{max} з 14.57 мм до 28.2 мм, тобто майже у 2 рази. Таке збільшення h_{max} призводить до значного підвищення критерію $n \cdot h_{max} \leq 1300$. В дослідженнях використано проміжне значення $n = 85 \text{ хв}^{-1}$, то даний критерій змінюється з 1241 до 2397 і свідчить про незадовільну умову роботи клапана і виникнення стуку при збільшенні діаметра поршня, починаючи з 0.14 м. Таким чином, для зменшення максимальної висоти підйому тарілки h_{max} , а відповідно і критерію $n \cdot h_{max}$, при роботі насоса з поршнем діаметром більшим, ніж 0.14 м слід збільшувати силу попереднього підтиснення пружини F_0 або підбирати пружину з більшою жорсткістю c_n ;

- при збільшенні d_n висота зависання тарілки над сідлом h_0 зростає незначно, а саме з 4.06 мм до 4.853 мм, тобто приблизно на 20%;

Характеристики роботи вихідного клапана, розраховані за математичною моделлю

Параметр	Максимальна висота підйому тарілки h_{max} , м	Висота зависання тарілки h_0 , м	Швидкість посадки тарілки на сідло $h'_{нос}$, м/с	Кут зазіпнення відкривання клапана $\varphi_{зд}$, градус	Кут, що відповідає h_{max} , $\varphi_{h_{max}}$, градус	Кут зазіпнення закривання клапана $\varphi_{зп}$, градус	Коефіцієнт подачі насоса η_0
1	2	3	4	5	6	7	8
Діаметр поршня d_n , м							
0.14	0.01457	0.0040644	-0.212060556	23.81386495	104.03528	12.91480499	0.945739
0.15	0.01754	0.0042609	-0.23634588	21.8302261	108.4901351	12.05504735	0.953118
0.16	0.02277	0.0045644	-0.260854764	20.25912293	111.1811753	11.69230558	0.958693
0.17	0.026019	0.0047734	-0.285277679	18.78592687	102.43046	11.3246501	0.963629
0.18	0.028194	0.0048539	-0.309458171	17.57228664	92.98682968	10.95525473	0.967556
Маса тарілки m , кг							
2	0.01541	0.0042437	-0.217799446	24.1264538	105.5575112	12.75660177	0.94398
3	0.014888	0.0041351	-0.217704851	23.92248065	104.7720371	12.75537793	0.94470
4	0.014445	0.003945	-0.212019328	23.76950079	103.6718457	12.41445007	0.94589
5	0.014071	0.0038557	-0.217583014	23.59612362	102.5588856	12.75341979	0.94585
6	0.013757	0.00377	-0.211908545	23.59612362	101.8781721	12.41306306	0.94650
Кутлова швидкість ω , с ⁻¹							
3.6	0.009	0.003421	-6.20E-02	20.10788601	99.00719063	11.95934861	0.96342
6.05	0.011325	0.0039549	-0.126559533	22.01162469	103.9935102	12.80945152	0.95454
8.9	0.01457	0.00406	-0.207054256	23.65567232	104.6318075	12.93239665	0.94659
11.3	0.0195	0.0053119	-0.302108476	25.14927027	110.539714	13.95845618	0.93786
13.08	0.021344	0.0057855	-0.397788661	27.4690809	117.2857056	15.90085275	0.92618

Продовження табл. 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8
Вміст газу (повітря) в розчині, %							
2	0.01457	0.0040643	-0.21206141	23.82049408	104.0387801	12.91485802	0.94571
4	0.014717	0.0040354	-0.213246826	32.97225927	104.6900542	12.48807214	0.90763
6	0.015923	0.0040542	-0.214524331	42.70687773	65.36701957	12.56594909	0.85544
8	0.020476	0.0040167	-0.215962748	53.51235521	77.91796666	12.65239291	0.78518
10	0.025939	0.0040097	-0.217710038	66.49524604	91.69653634	12.75625604	0.68707
Тиск нагнітання P , МПа							
8	0.014566	0.0039825	-0.212006549	23.3941902	104.4952129	12.91144759	0.94721
16	0.014582	0.0040363	-0.217814319	25.10246531	104.0409729	12.76245784	0.94042
24	0.014605	0.0040676	-0.219448727	26.82246888	103.6203986	12.94880669	0.93321
32	0.014634	0.0040489	-0.219672685	28.55318103	103.5636553	12.96265238	0.92586
40	0.014667	0.0040097	-0.218354439	30.29511171	103.8608319	12.79361372	0.91930
Коефіцієнт жорсткості пружини $C_{пр}$, Н/м							
1000	0.015793	0.0041559	-0.217707939	23.9479773	107.5026215	12.75553091	0.94461
2500	0.014224	0.0040329	-0.212023327	23.76950079	103.6718457	12.41445007	0.94589
4000	0.013302	0.0039307	-0.211932781	23.61652093	102.5698186	12.41322624	0.94643
5500	0.012674	0.0037553	-0.211895795	23.48903772	102.1609167	12.41220637	0.94688
7000	0.012197	0.0036783	-0.206187954	23.38195181	101.7625194	12.07056461	0.94788

I	2	3	4	5	6	7	8
Сила попереднього під- тиснення пружини F_0, H							
0	0.023381	0.0055426	-0.256947665	26.85459465	113.896322	15.08939574	0.9288
50	0.016604	0.0044276	-0.226821135	24.5344001	108.217321	13.29495728	0.94145
100	0.013328	0.0037411	-0.208329638	23.28506457	103.3535364	12.20144602	0.94798
150	0.011829	0.0032511	-0.195889377	22.52016527	101.526602	11.46696523	0.95189
200	0.010878	0.0029788	-0.189486941	21.98473575	100.8772667	11.09069902	0.95430
Радіус кривошипа $r, \text{м}$							
0.1	0.010642	0.0034441	-0.164675084	30.37160164	101.3992942	14.00081859	0.91652
0.145	0.01457	0.0040612	-0.219663967	23.82049408	104.2071998	12.87408112	0.94483
0.19	0.022403	0.0044949	-0.262882385	20.2494342	111.1039898	11.74621161	0.95862
0.235	0.027876	0.004765	-0.30375432	17.78135912	94.55476106	10.96787047	0.96698
0.28	0.030065	0.0049173	-0.336551135	16.00679274	82.72421653	10.19336404	0.97272
λ							
0.1	0.014531	0.0039662	-0.217032977	23.29373343	102.5556005	12.35227263	0.94767
0.15	0.014616	0.0040585	-0.21407454	24.28708266	105.5946197	12.88798771	0.94315
0.2	0.014743	0.0041177	-0.206325551	25.40995483	108.4248039	13.17429171	0.93847
0.25	0.01491	0.0041514	-0.198090466	26.60625734	111.2634589	13.45969532	0.93332
0.3	0.015114	0.0042488	-0.192679401	27.97185756	113.6669838	13.9909055	0.92654
0.35	0.015354	0.004338	-0.189444355	29.55723885	115.9086946	14.7618446	0.91858
Об'єм гідравлічної час- тини $V, \text{м}^3$							
0.01	0.014565	0.0039886	-0.217619692	23.11066753	104.346647	12.75050705	0.94754
0.015	0.01457	0.0039934	-0.212061213	23.81896428	104.0379724	12.91484578	0.94572
0.02	0.014576	0.003998	-0.217764639	24.53185043	104.075891	12.75903415	0.94251
0.025	0.014584	0.0040132	-0.217828543	25.24524652	103.779874	12.76331453	0.93989
0.03	0.014593	0.0040175	-0.217900389	25.9601724	103.8260158	12.76760408	0.93718

Примітка. Знак “-” в значенні швидкості посадки тарілки на сидло вказує на напрям її руху.

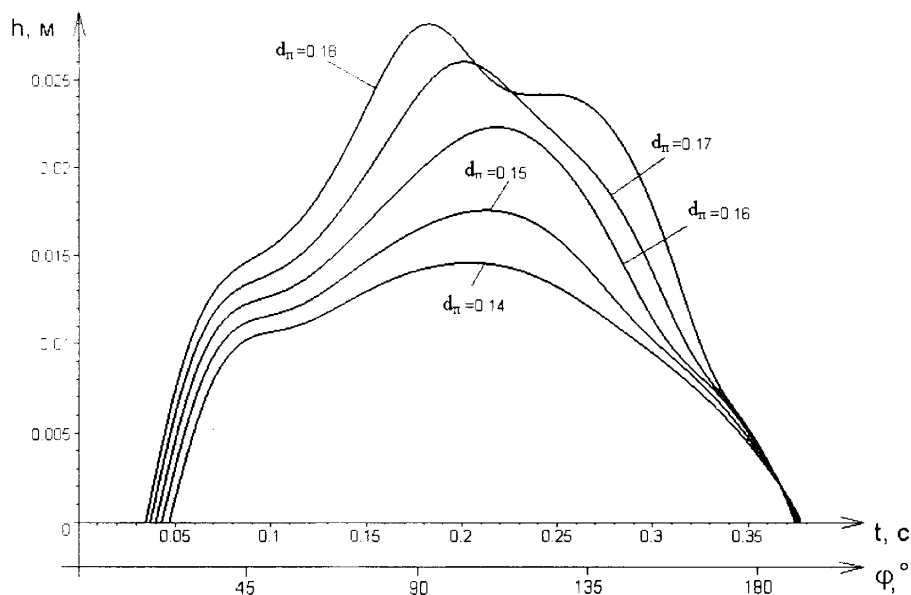


Рис. 5.11. Вплив зміни діаметра поршня на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

- швидкість посадки тарілки на сідло h'_{noc} при збільшенні діаметра поршня d_n зростає майже на 50% і досягає значення $h'_{noc} = 0.31$ м/с при максимальному діаметрі поршня (рис. 5.12). Згідно з [88] дана швидкість є допустимою, оскільки менша 0.43 м/с;

- при збільшенні d_n кут повороту кривошипа, що відповідає максимальній висоті підйому тарілки φ_{hmax} , спочатку збільшується до 111.18° при $d_n = 0.16$ м, а далі різко зменшується до 92.98° при $d_n = 0.18$ м, що свідчить про наявність недосліджених перехідних процесів;

- коефіцієнт подачі насоса η_o при збільшенні діаметра поршня d_n змінюється незначно, а саме від 0.945 до 0.967.

Таким чином, з однієї сторони при збільшенні d_n погіршуються умови роботи клапана, а саме збільшується максимальна висота підйому тарілки h_{max} і швидкість посадки h'_{noc} , але в той же час підвищується коефіцієнт подачі насоса. Така особливість пояснюється зменшенням кутів запізнення відкриття та закриття клапана, а саме:

- кут запізнення відкриття клапана зменшується майже на 26%, а кут запізнення закривання – на 11.7% при збільшенні діаметра поршня d_n .

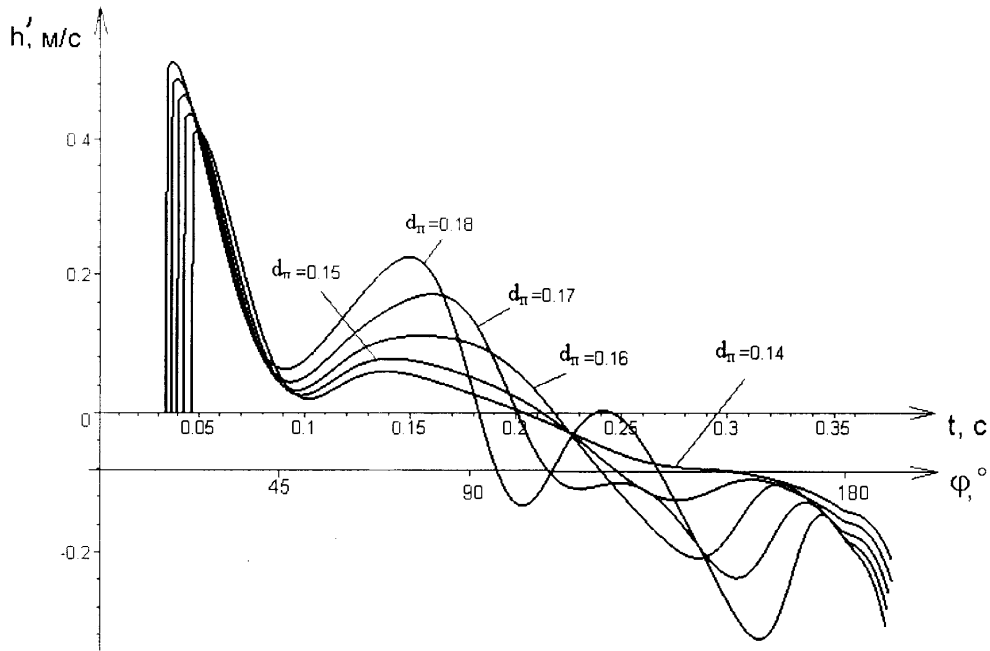


Рис. 5.12. Вплив зміни діаметра поршня на швидкість руху тарілки вихідного клапана

2. Вплив вмісту нерозчинених газів (повітря) в буровому розчині.

Досліджено, що суттєвий вплив на роботу клапанів і насоса в цілому чинить вміст нерозчинених газів в розчині (див. рис. 5.13):

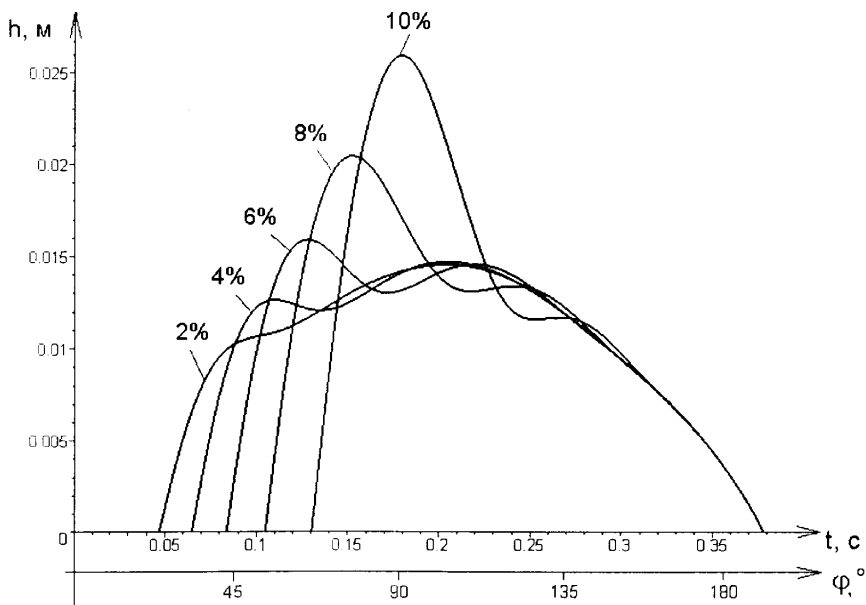


Рис. 5.13. Вплив зміни вмісту нерозчиненого газу в розчині на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

- при зміні вмісту нерозчиненого газу з 2% до 10% максимальна висота підйому тарілки h_{max} зростає з 14.57 мм до 25.9 мм, тобто майже у 2 рази. Крім того, максимальна висота підйому тарілки h_{max} при вмісті домішок нерозчиненого газу в розчині більше 5% спостерігається при значно меншому куті повороту кривошипа від 90° (при нормальній роботі насоса цей кут більший за 90°) див. табл. 5.3;

- при збільшенні вмісту нерозчиненого газу в розчині висота зависання тарілки над сідлом h_0 , швидкість посадки h'_{noc} та кут запізнення закривання клапана майже не змінюються;

- при збільшенні вмісту нерозчиненого газу значно збільшується кут запізнення відкривання клапана, а саме приблизно у 3 рази, що відповідно призводить до суттєвого зменшення коефіцієнта подачі η_o , а саме з 0.945 до 0.68, тобто на 28% (рис.5.14).

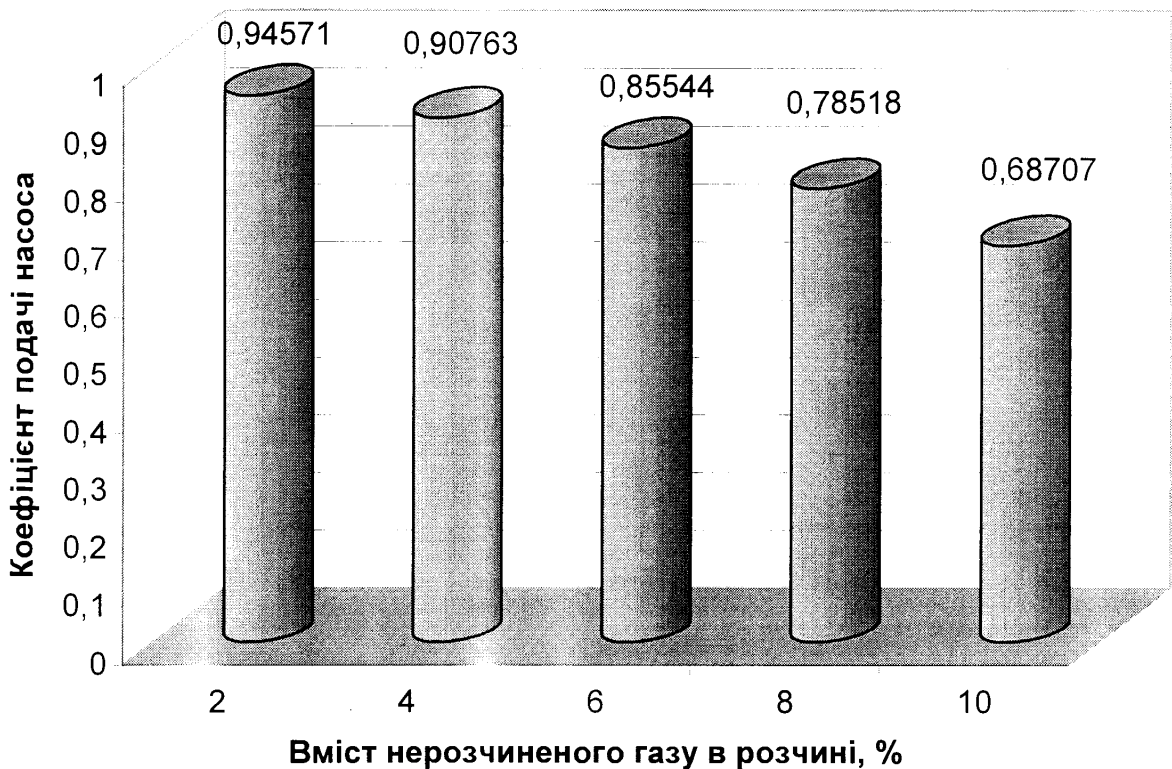


Рис. 5.14. Вплив вмісту нерозчиненого газу в розчині на коефіцієнт подачі насоса

З огляду на результати отриманих досліджень, з бурового розчину перед подачею до насоса потрібно якнайкраще видаляти домішки нерозчиненого газу і

не нехтувати використанням очисних пристроїв, що при бурінні свердловин часто практикується.

3. Вплив конструктивного параметра насоса λ , який змінювався з 0.1 до 0.35:

- при збільшенні λ максимальна висота підйому тарілки h_{max} збільшується на 5.7%, при цьому висота зависання тарілки над сідлом h_0 збільшується на 9.4% (рис. 5.15);

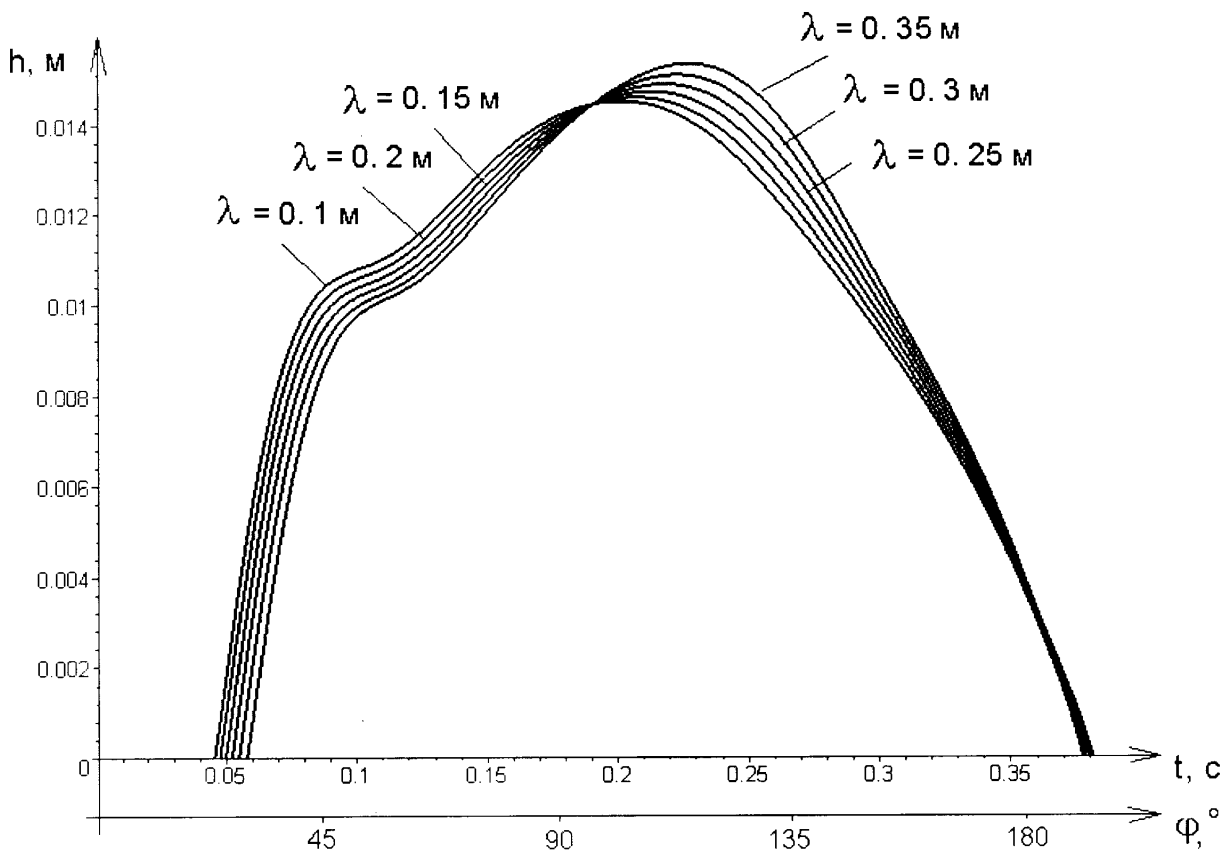


Рис. 5.15. Вплив зміни λ на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

- при збільшенні λ швидкість посадки тарілки на сідло h'_{noc} зменшується приблизно на 13 %, а саме з 0.217 м/с до 0.187 м/с;
- збільшення λ у вказаному інтервалі призводить до зменшення коефіцієнта подачі η_0 з 0.948 до 0.918. Це зумовлено збільшенням кутів запізнення відкриття на 27% і закривання клапана на 19.5%;
- при збільшенні λ кут $\varphi_{h_{max}}$ збільшується на 13%.

Отже, для покращення роботи бурового насоса, бажано зменшувати λ , виходячи з конструктивних міркувань, тобто зменшувати радіус кривошипа r або збільшувати довжину шатуна l .

4. Вплив радіуса кривошипа r .

При зміні радіуса кривошипа r з 0.1 до 0.28 м, що приводить до збільшення приводної частини, збільшення маси насоса і погіршення умов транспортування, монтажу і демонтажу відбуваються наступні зміни в роботі насоса (рис. 5.16):

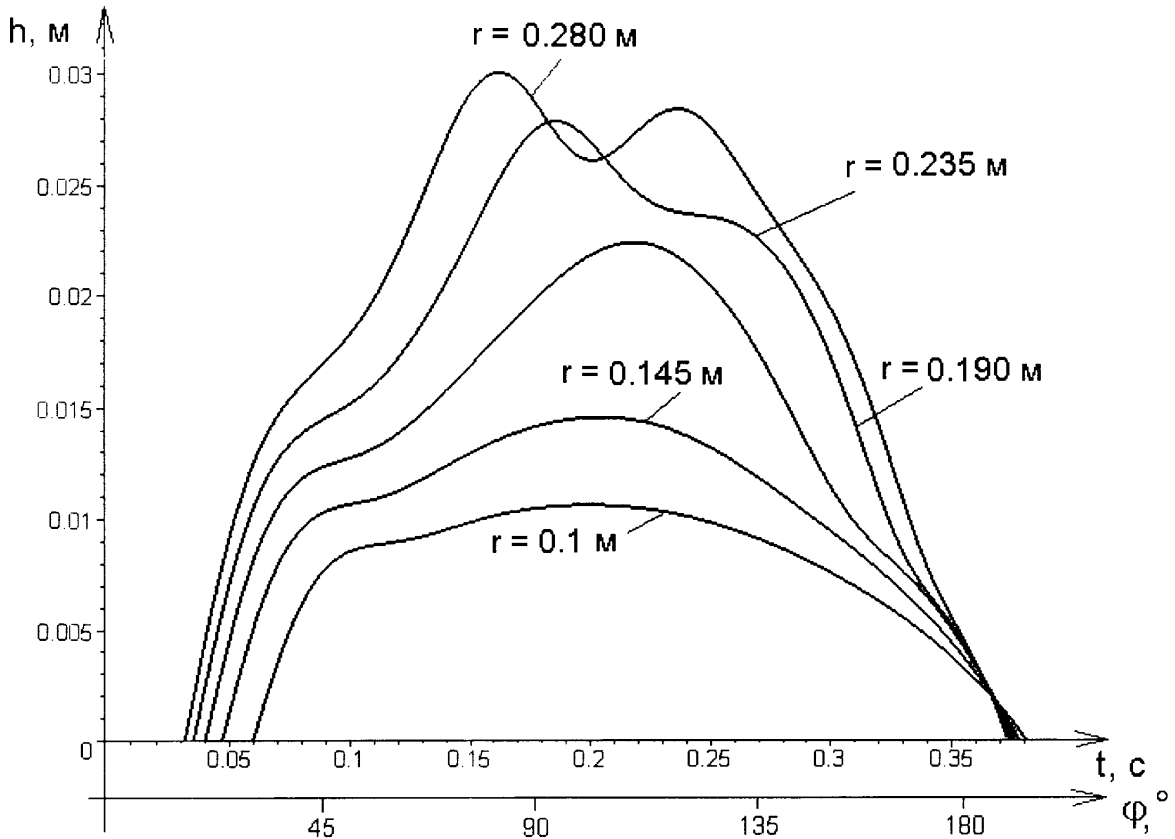


Рис. 5.16. Вплив зміни радіуса кривошипа на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

- при збільшенні радіуса кривошипа r майже у 3 рази зростає максимальна висота підйому тарілки h_{max} (рис.5.16), тобто з 10.6 мм до 30.06 мм, а висота завантаження тарілки h_0 збільшується на 43%, тобто з 3.44 мм до 4.92 мм;

- при збільшенні радіуса кривошипа r майже у 2 рази зростає швидкість посадки тарілки на сідло $h'_{нос}$, а саме з 0.164 м/с до 0.336 м/с;

при збільшенні радіуса кривошипа r значно зменшуються кути запізнення (рис. 5.17), а саме: кут запізнення відкриття клапана зменшується на 47%, а кут запізнення закривання клапана на 27%, що в свою чергу викликає збільшення коефіцієнта подачі η_o з 0.916 до 0.972 (рис. 5. 18).

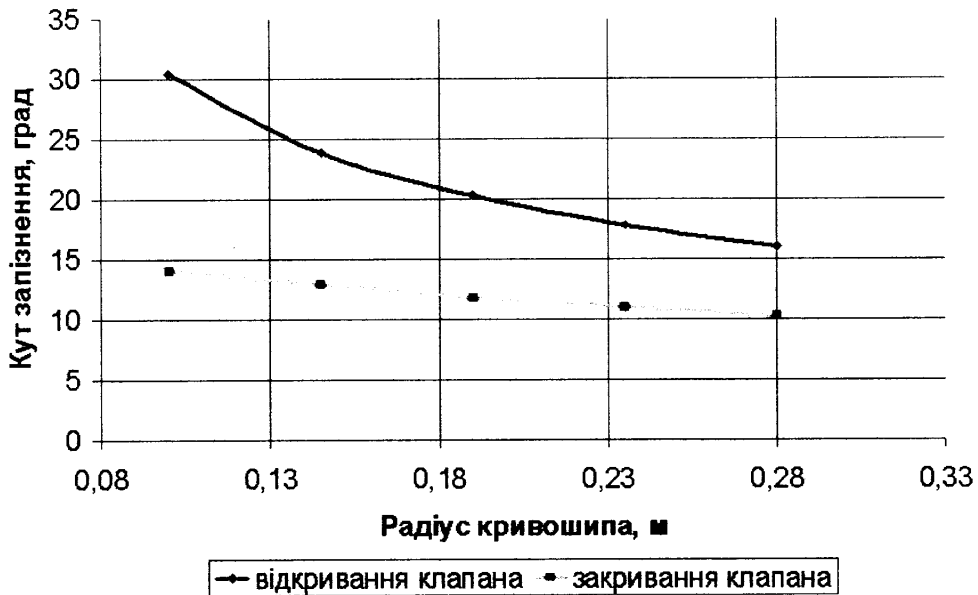


Рис. 5.17. Вплив зміни радіуса кривошипа на кути запізнення відкриття та закривання клапана

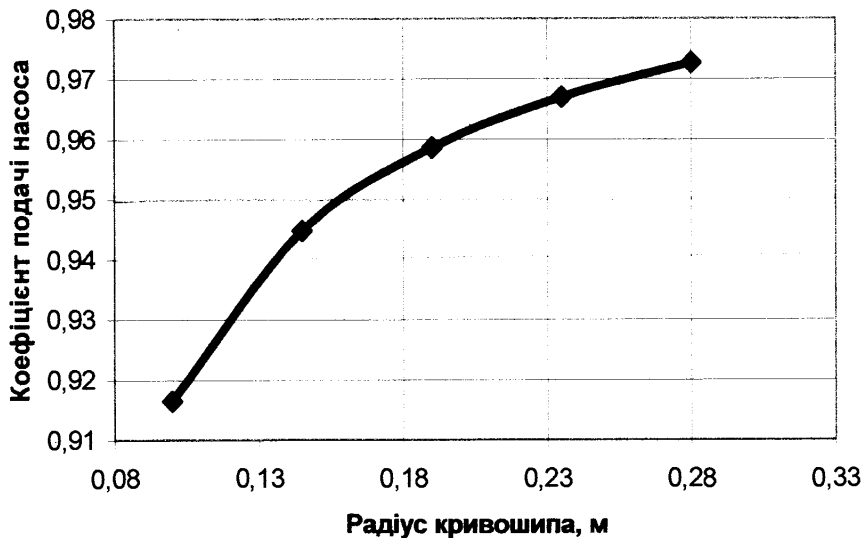


Рис. 5.18. Вплив зміни радіуса кривошипа на коефіцієнт подачі насоса

Досліджено, що при збільшенні радіуса кривошипа r збільшуються h_{max} , h_0 , $h'_{нос}$ і маса приводної частини бурового насоса, але в той же час зростає кое-

фіцієнт подачі насоса η_o . Отже радіус кривошипа r повинен бути оптимальним.

5. Вплив об'єму гідравлічної частини бурового насоса.

Зміна об'єму гідравлічної частини V з 0.01 до 0.03 м³ майже не призводить до зміни досліджуваних показників (рис.5.19), окрім деякого збільшення кута запізнення відкривання клапана, а відповідно зменшення коефіцієнта подачі насоса η_o від 0.95 до 0.93. Тому потрібно намагатися зменшити об'єм гідравлічної частини, що можливо тільки внаслідок зменшення її шкідливого об'єму $V_{шк}$. Це приведе не тільки до збільшення η_o , але й до зменшення маси насоса.

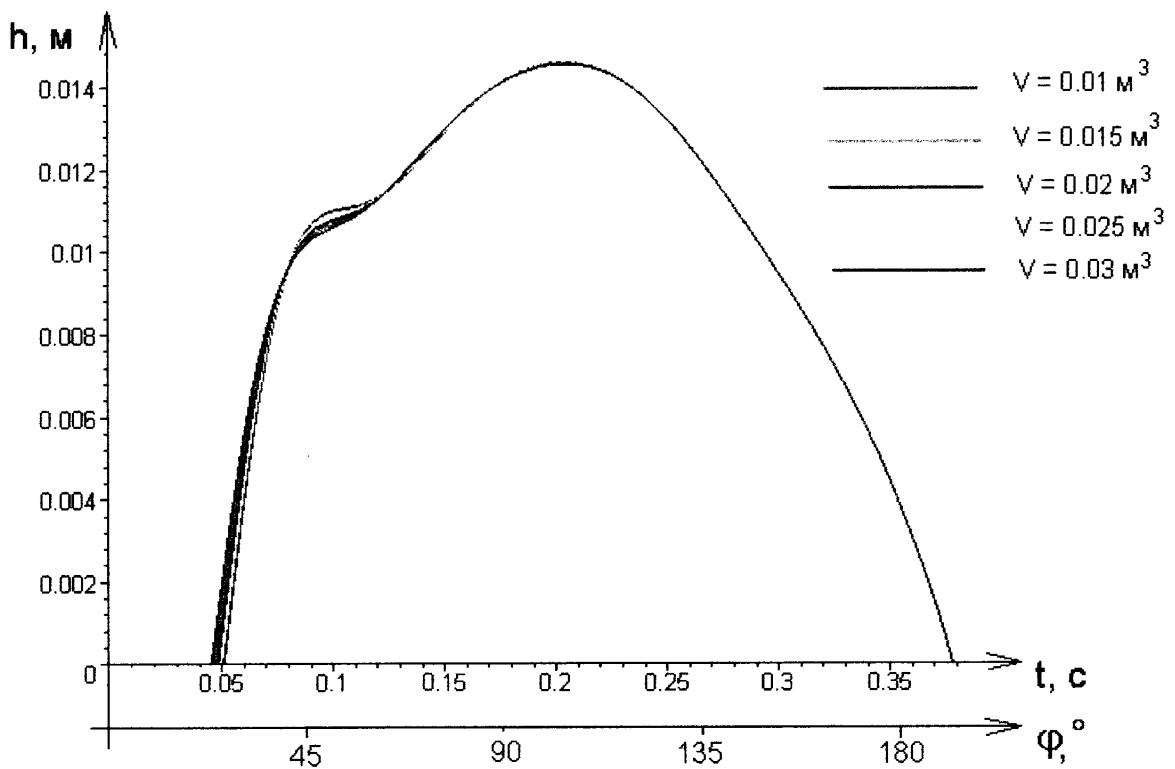


Рис. 5.19. Вплив зміни об'єму гідравлічної частини на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

6. Вплив тиску нагнітання P .

Тиск нагнітання P не суттєво впливає на h_{max} , h_0 , $h'_{нос}$, кут φ_{hmax} та кут запізнення закривання клапана, але значно впливає на кут запізнення відкривання клапана (при збільшенні тиску з 8 до 40 МПа кут запізнення відкривання клапана збільшується на 30%) (рис.5.20) і відповідно на коефіцієнт подачі насоса η_o , який зменшується з 0.947 до 0.91.

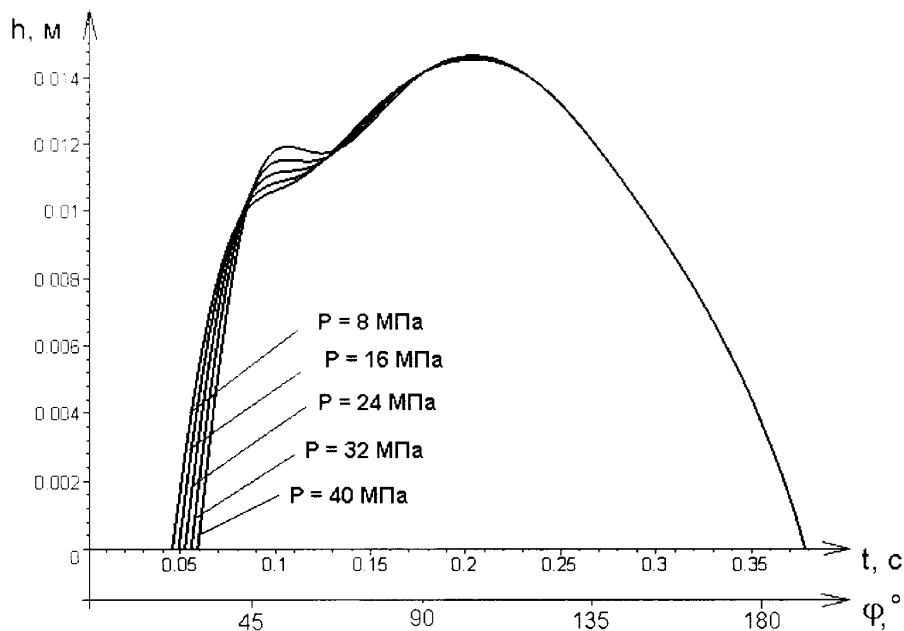


Рис. 5.20. Вплив зміни тиску нагнітання на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

7. Вплив кутової швидкості обертання кривошипа ω .

Вплив на роботу насоса кутової швидкості обертання кривошипа ω досліджувався при її зміні з 3.6 c^{-1} до 13.08 c^{-1} . Досліджено, що:

- при збільшенні ω значно збільшуються h_{max} майже у 2.37 рази та h_0 майже в 1.57 рази (рис.5.21);

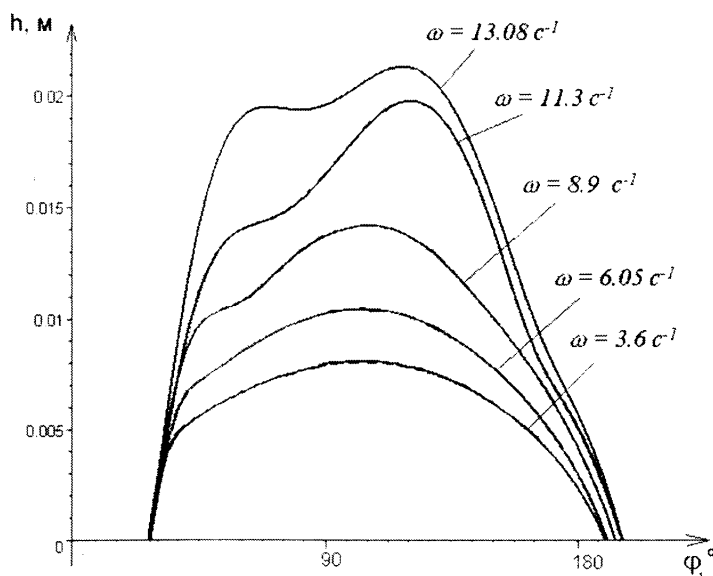


Рис. 5.21. Вплив зміни кутової швидкості обертання кривошипа ω на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

- суттєво збільшується швидкість посадки тарілки на сідло h'_{noc} (рис. 5.22);
- кути запізнення відкриття та закривання клапана збільшуються (рис. 5.23).

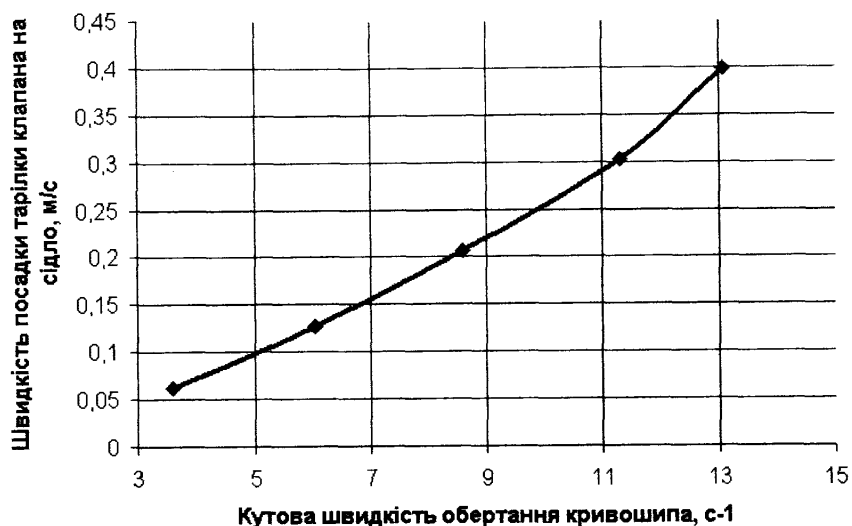


Рис. 5.22. Вплив зміни кутової швидкості обертання кривошипа ω на швидкість посадки тарілки на сідло

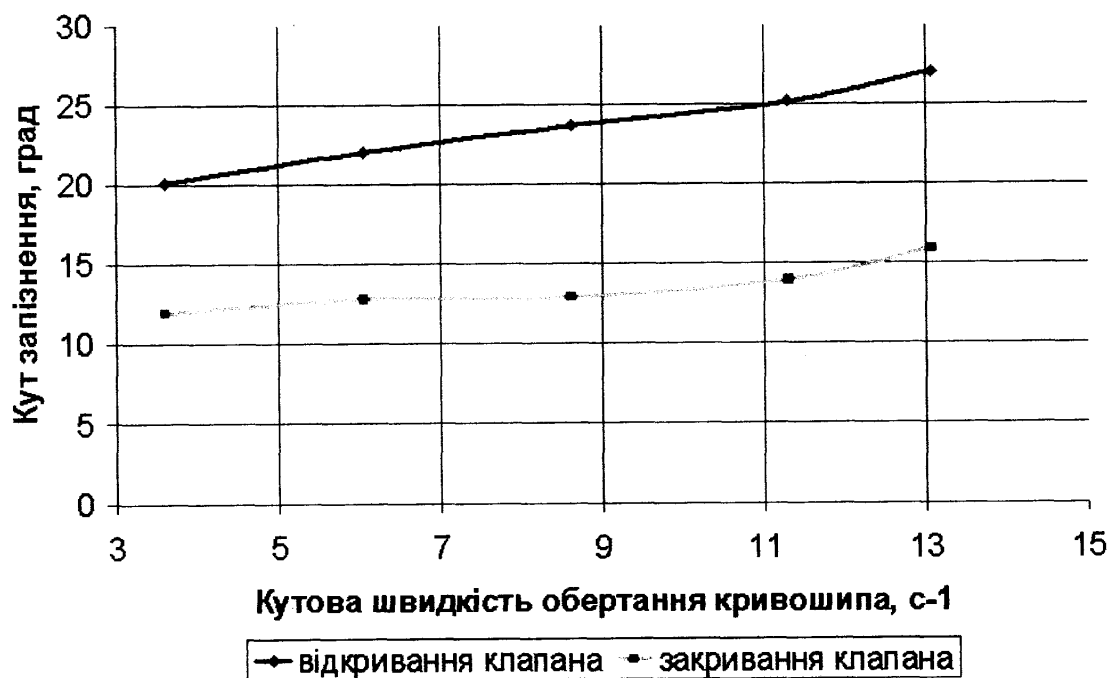


Рис. 5.23. Вплив зміни кутової швидкості обертання кривошипа ω на кути запізнення відкриття та закривання клапана

- значно збільшується кут φ_{hmax} , а саме з 99° при $\omega = 3.6 \text{ с}^{-1}$ до 117.28° при

$\omega = 13.08 \text{ c}^{-1}$, тобто на 18.5%;

- коефіцієнт подачі η_0 зменшується з 0.947 при $\omega = 3.6 \text{ c}^{-1}$ до 0.92 при $\omega = 13.08 \text{ c}^{-1}$, що свідчить про доцільність експлуатації насосів при меншій кутовій швидкості обертання кривошипа ω .

8. Вплив маси тарілки.

Зміна маси тарілки m з 2 кг до 6 кг не значно впливає на кути $\varphi_{h_{max}}$, запізнення відкривання та закривання клапана (рис. 5.24), а отже і на коефіцієнт подачі насоса η_0 . Досліджено, що при зміні маси тарілки у вказаному інтервалі майже не змінюється швидкість посадки тарілки h'_{noc} . Дані результати узгоджуються з дослідженнями [89].

При збільшенні маси тарілки відбувається зменшення h_{max} та h_0 приблизно на 11%.

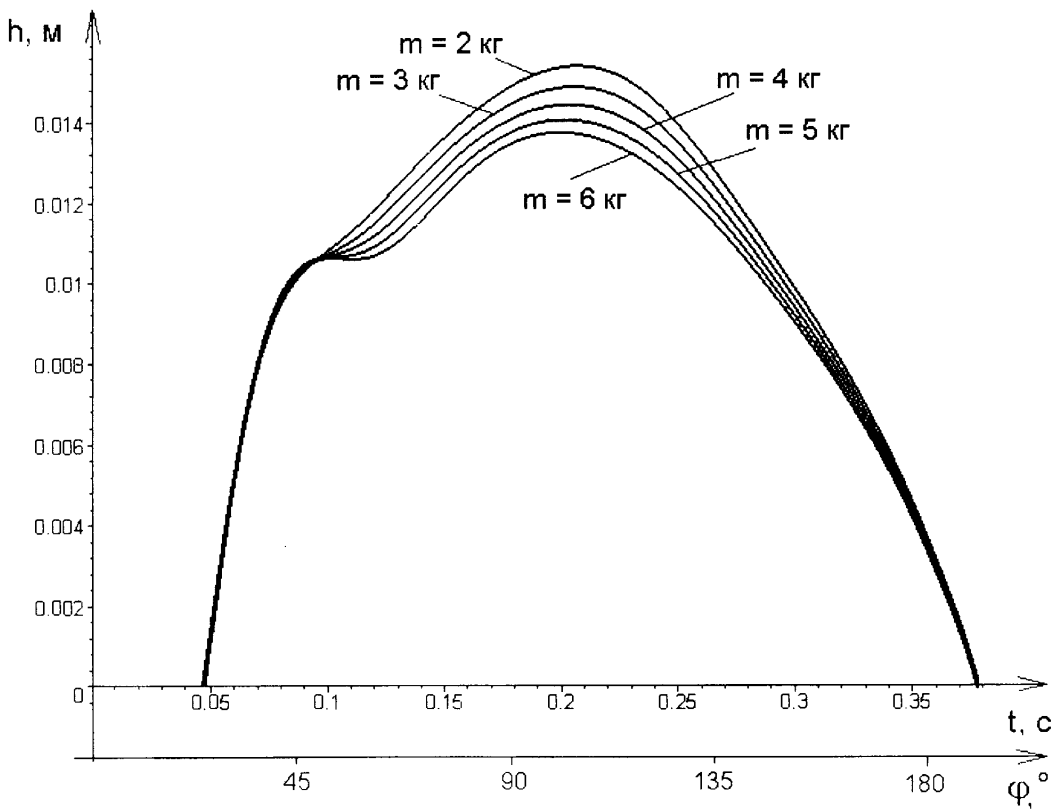


Рис. 5.24. Вплив зміни маси тарілки на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

Результати досліджень свідчать про можливість вибору матеріалу і геометрії

тарілки, виходячи із статичного розрахунку її на міцність (клапан закритий, а зовні на тарілку діє максимальний тиск нагнітання P).

9. Вплив характеристик пружини.

а) при збільшенні коефіцієнта жорсткості пружини c_n з 1000Н/м до 7000Н/м отримано наступні результати (рис. 5.25):

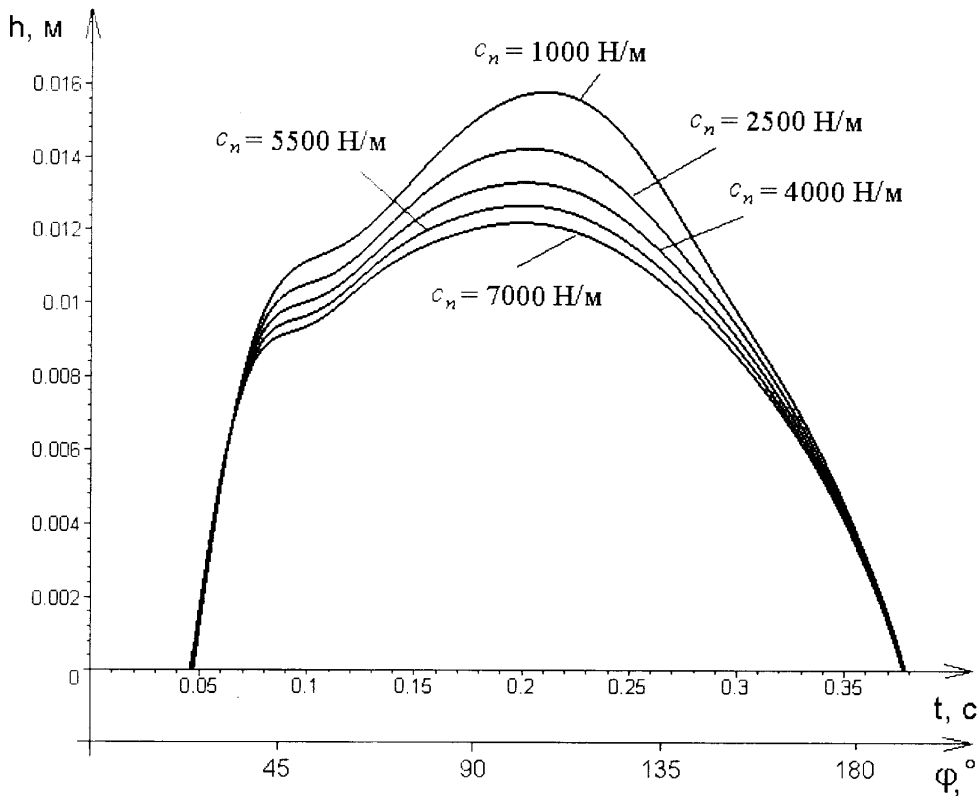


Рис. 5.25. Вплив зміни коефіцієнта жорсткості пружини на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

- максимальна висота підйому тарілки h_{max} зменшується з 15.79 мм до 12.19 мм, тобто на 23% при збільшенні коефіцієнта жорсткості пружини c_n у вказаному інтервалі. Аналогічну закономірність отримано в роботі [88];

- зменшується висота зависання тарілки h_0 , а саме з 4.15 мм до 3.67 мм, тобто на 11.5%;

- швидкість посадки тарілки h'_{noc} та кути запізнення закривання та відкриття клапана майже не змінюються, тому і не змінюється коефіцієнт подачі насоса η_o ;

- кут φ_{hmax} зменшується на 5.6 %.

б) при збільшенні сили попереднього підтиснення пружини F_0 з 0 до 200Н отримано наступні результати (рис. 5.26):

- більше, ніж у два рази зменшується максимальна висота підйому тарілки h_{max} , а саме з 23.38 мм при $F_0 = 0Н$ до 10.87 мм при $F_0 = 200Н$;
- майже у два рази зменшується висота зависання тарілки над сідлом h_0 , а саме з 5.54 мм при $F_0 = 0Н$ до 2.97мм при $F_0 = 200Н$;
- зменшується швидкість посадки тарілки на сідло h'_{noc} на 26%, тобто з 0.256 м/с при $F_0 = 0Н$ до 0.1894 м/с при $F_0 = 200Н$;
- кут $\varphi_{h_{max}}$ зменшується на 13%;
- коефіцієнт подачі насоса η_o збільшується з 0.928 до 0.954. Це зумовлено зменшенням кутів запізнення закривання та відкривання клапанів відповідно на 26% та 18%.

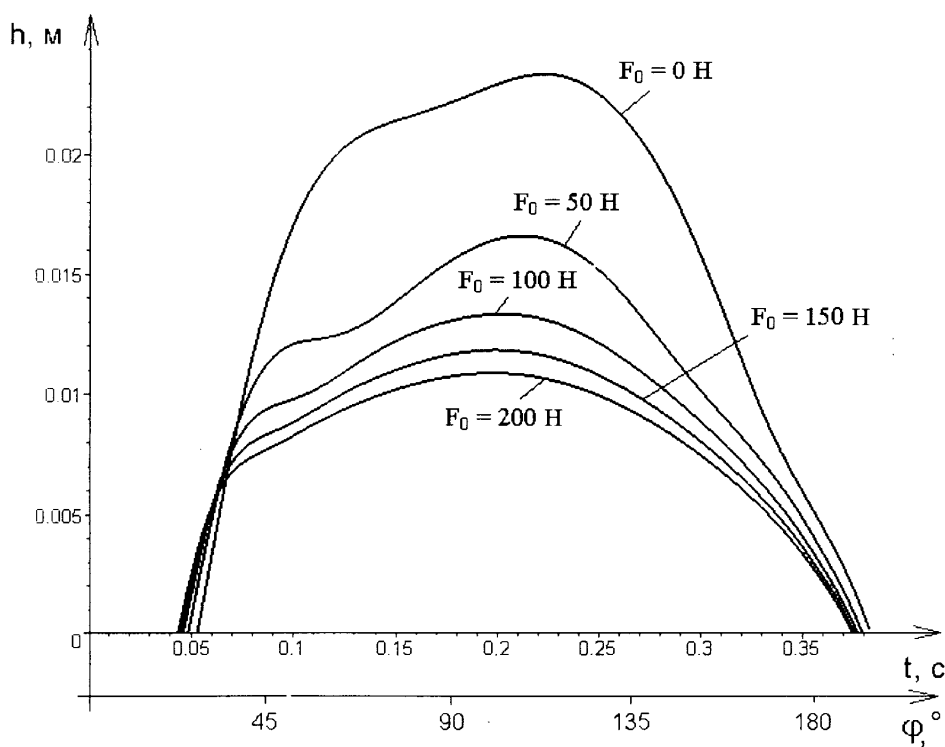


Рис. 5.26. Вплив зміни сили попереднього підтиснення пружини на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

Отже, більш вагомий вплив на роботу клапанів і насоса чинить сила попереднього підтиснення пружини, аніж коефіцієнт її жорсткості. Тому необхідно вибирати менш жорстку пружину і більшу силу її попереднього підтиснення для

забезпечення нормальної роботи клапана та максимального значення коефіцієнта подачі насоса.

5.4. Вплив нелінійності коефіцієнта витрати клапана на характеристики його роботи

Для дослідження впливу нелінійності коефіцієнта витрати клапана на характеристики його роботи та коефіцієнт подачі насоса проведемо порівняння результатів розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів (2.26) – (2.27) поршневого бурового насоса УНБТ-950 зі встановленими клапанними вузлами №7 при використанні коефіцієнта витрати клапана $\mu = const$ та при використанні емпіричної залежності $\mu = f(h)$.

При дослідженнях μ змінювався в інтервалі 0.6-0.8 та використовувалась емпірична залежність $\mu = 4 \cdot 10^6 \cdot h^4 + 3582.4 \cdot h^3 - 8113.9 \cdot h^2 + 175.03 \cdot h$, отримана в результаті експериментальних досліджень для даного клапана і насоса (див. розділ 4.2). Решта параметрів при всіх дослідженнях залишалися незмінними і мали значення, приведені в розділі 5.2 стор. 138-139. Результати досліджень приведені для вихідного клапана.

Після аналізу проведених досліджень отримано результати, приведені в табл. 5.4 та на рис. 5.27 і 5.28.

Таблиця 5.4

Характеристики руху тарілки при різних значеннях коефіцієнта витрати клапана

μ	$h_{max}, м$	$h_0, м$	$h', м/с$	Кут повороту кривошипа, що відповідає h_{max} , град	Кут запізнення відкриття клапана, град	Кут запізнення закривання клапана, град
0.6	0.02563	0.00647	0.2365	107.3412719	25.1980347	13.93393435
0.7	0.02201	0.00496	0.206	106.2136826	23.36222378	12.17855745
0.8	0.01915	0.003941	0.1832	104.9599456	21.95986822	10.74994163
empir	0.01456	0.004038	0.2168	104.2101852	23.82117651	12.70709812

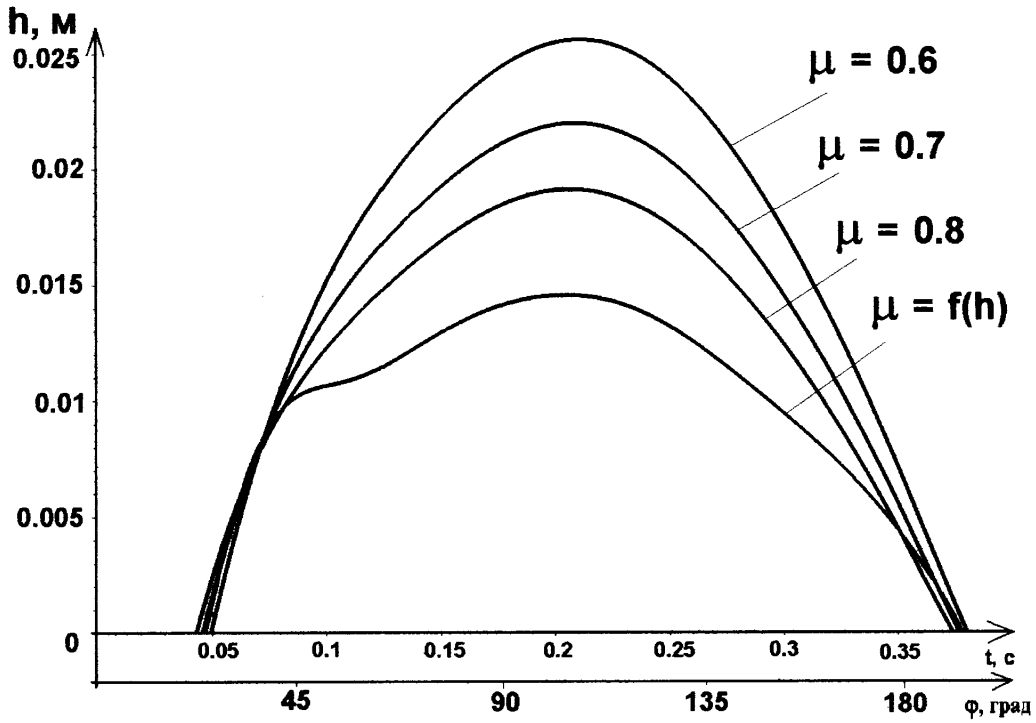


Рис. 5.27. Вплив μ на траєкторію руху тарілки вихідного клапана

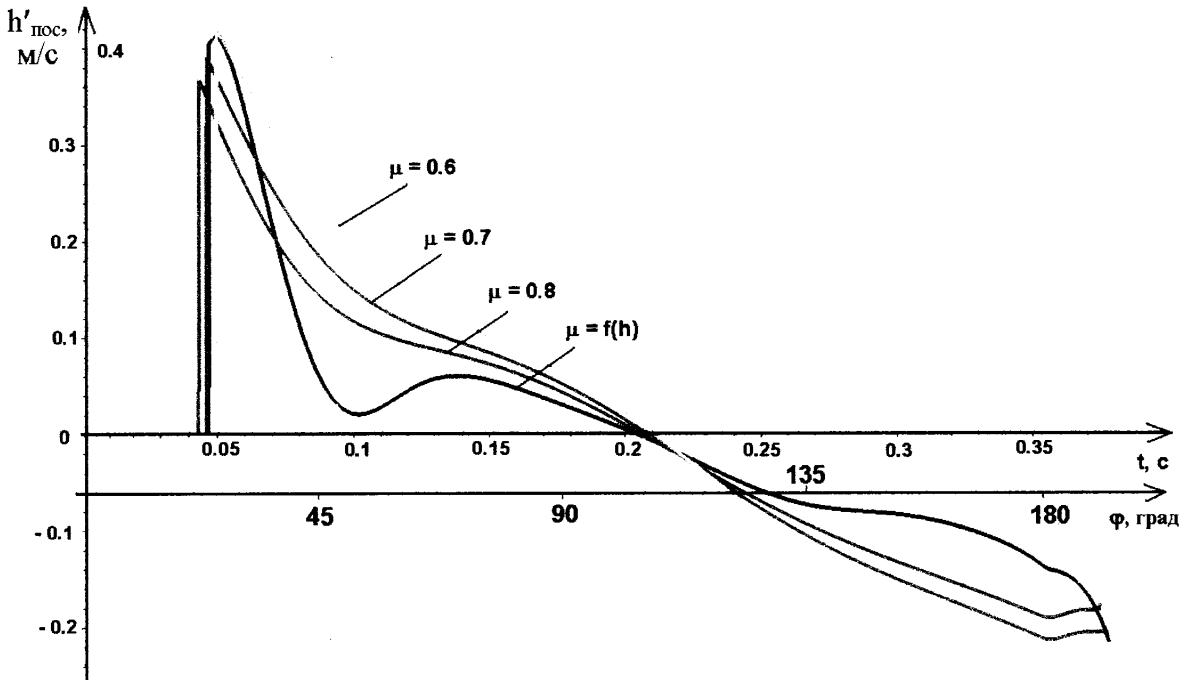


Рис. 5.28. Вплив μ на швидкість руху тарілки вихідного клапана

Для порівняння отриманих результатів представимо їх у вигляді гістограм (рис. 5.29 – 5.34), на яких вказано похибку визначення відповідної величини в порівнянні з результатами, що отримані при використанні емпіричної залежності коефіцієнта витрати клапана $\mu = f(h)$.

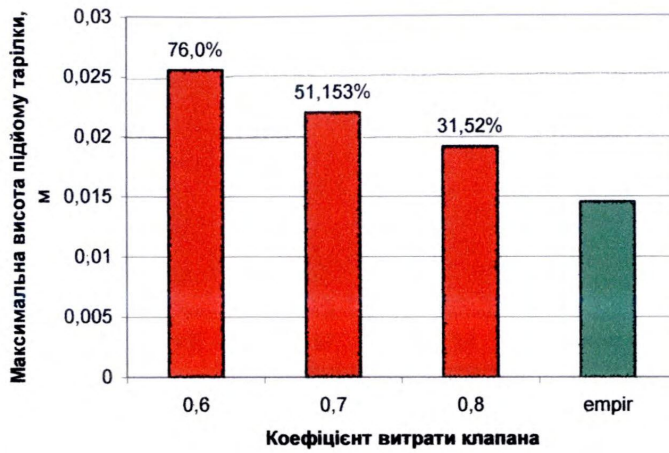


Рис. 5.29. Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину максимальної висоти підйому тарілки

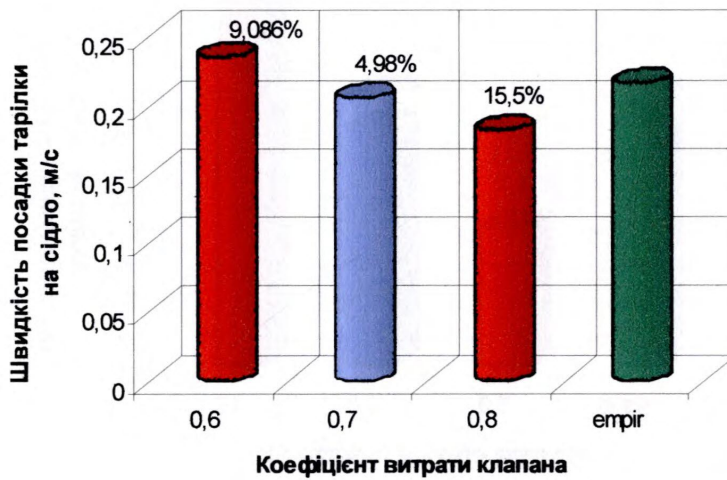


Рис. 5.30. Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину швидкості посадки тарілки

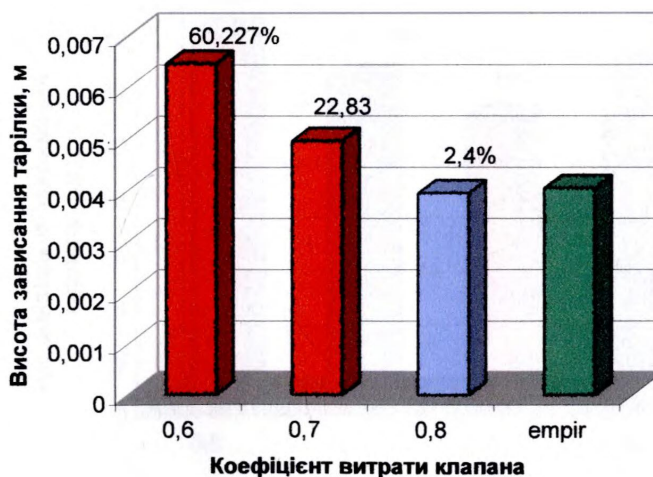


Рис. 5.31. Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину висоти зависання тарілки



Рис. 5.29. Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину максимальної висоти підйому тарілки

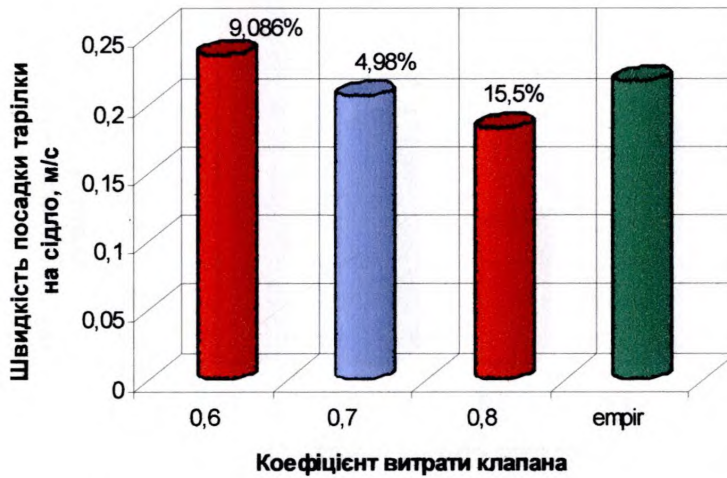


Рис. 5.30. Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину швидкості посадки тарілки

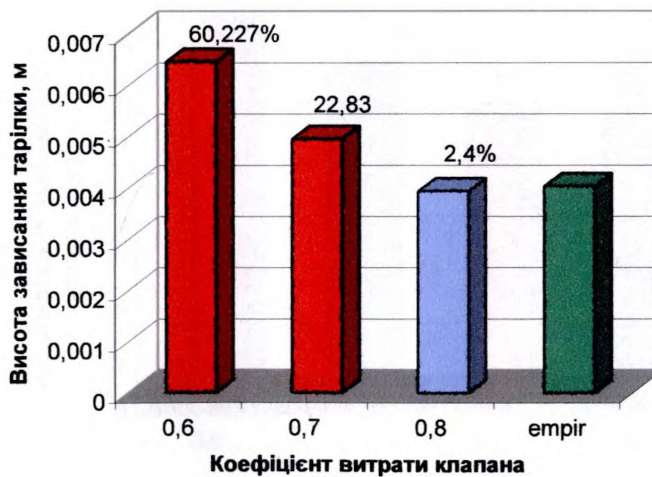


Рис. 5.31. Вплив коефіцієнта витрати клапана на величину висоти зависання тарілки

Аналізуючи результати досліджень впливу коефіцієнта витрати клапана на характеристики його роботи (порівняння проводилося з результатами отриманими при використанні коефіцієнта витрати клапана $\mu = f(h)$), слід відзначити, що:

- найбільш суттєво він впливає на значення максимальної висоти підйому тарілки над сідлом h_{max} , а максимальна похибка визначення цієї величини складає 76% при використанні $\mu = 0.6$ замість $\mu = f(h)$ (рис. 5.29). Тобто, з використанням емпіричної залежності (див. розділ 4) $h_{max} = 14.57 \text{ мм}$, а при використанні коефіцієнта витрати постійним і рівним $\mu = const = 0.6 - h_{max} = 26.63 \text{ мм}$. Така похибка визначення h_{max} призводить до значних неточностей при конструюванні гідравлічної коробки і збільшення її шкідливого об'єму, що впливає на ефективність роботи бурового насоса в цілому і збільшення маси гідравлічної коробки;

- максимальна похибка визначення швидкості посадки тарілки на сідло h'_{noc} складає 15.5% при використанні $\mu = 0.8$ (рис. 5.30);

- максимальна похибка визначення висоти зависання тарілки h_0 складає 60.2% при використанні $\mu = 0.6$ (рис. 5.31);

- похибка визначення кута повороту кривошипа, що відповідає максимальній висоті підйому тарілки, є в межах допустимого, тобто менше 5% при використанні коефіцієнта витрати клапана постійним від 0.6 до 0.8 (рис. 5.32);

- максимальні похибки визначення кутів запізнення відкривання та закривання клапана складають відповідно 7.81% та 15.4% при використанні $\mu = 0.8$ (рис. 5.33 – 5.34).

Отже, використання коефіцієнта витрати $\mu = const$ призводить до значних неточностей в отриманні реального результату розрахунку характеристик роботи клапана і насоса в цілому.

З огляду на отримані результати досліджень і звертаючи увагу, що сучасні бурові установки комплектуються системами технологічного контролю параметрів буріння СГТ-мікро [19], які призначені для контролю, реєстрації та збору необхідної інформації про технологічний процес буріння, а також для оперативної

обробки даної інформації і проведення корекції режимів роботи для запобігання поломок бурового обладнання та підвищення ефективності буріння, можна зробити висновок, що актуальність інтеграції розробленого алгоритму моделювання сумісної роботи клапанів бурового насоса з такою системою технологічного контролю, що дозволить більш ефективно використовувати бурові насоси під час буріння свердловин.

Висновки

1. Отримано розв'язок рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів поршневого бурового насоса УНБТ-950: визначено траєкторії та швидкості руху тарілок в залежності від кута повороту кривошипа (часу).

2. Встановлено адекватність результатів комп'ютерного моделювання до результатів, отриманих на реально працюючому буровому насосі, при цьому максимальна похибка не перевищує 5%, що свідчить про можливість застосування розробленої моделі для дослідження роботи бурового насоса при різних режимах роботи та визначення коефіцієнта подачі без проведення натурних високозатратних експериментів.

3. Визначено значення коефіцієнта подачі η_o бурового насоса УНБТ-950 при використанні серійного клапана №7 при різних режимах роботи насоса, який раніше визначався тільки експериментально або приймався рівним приблизно 0.9.

4. Досліджено вплив конструктивно-кінематичних параметрів бурового насоса та клапана, тиску нагнітання тощо на роботу як самого клапана, так і насоса в цілому. На основі досліджень виявлено фактори, які найбільше впливають на роботу насоса і які слід оптимізувати для забезпечення максимального значення коефіцієнта подачі насоса та мінімальної швидкості посадки тарілки на сідло. Результати досліджень свідчать про співпадіння характеру зміни досліджуваних величин з результатами отриманими іншими вченими.

5. Оскільки в результаті досліджень виникають суперечливі вимоги до конс-

трукції насоса, а саме: при зміні певного параметра покращуються характеристики роботи клапана, але зменшується коефіцієнт подачі насоса, то необхідно вибрати параметри насоса і клапанів як за умовою максимального коефіцієнта подачі, відсутності стуку (допустимої швидкості посадки тарілки), так і за умовою максимальної швидкохідності насоса.

6. Використання розробленої моделі сумісної роботи клапанів дозволяє проводити розрахунки нових конструкцій поршневих бурових насосів односторонньої дії з заданими параметрами технічних характеристик, при цьому знижувати їх масу, габарити, покращувати умови роботи і підвищувати надійність та довговічність складових.

7. Встановлено, що найбільш суттєво значення коефіцієнта витрати клапана впливає на максимальну висоту підйому тарілки над сідлом, висоту зависання тарілки та швидкість посадки тарілки на сідло.

8. При проектуванні нових конструкцій клапанів і гідравлічної частини поршневого бурового насоса необхідно використовувати коефіцієнт витрати клапана як змінну величину $\mu = f(h)$, що підвищить точність і якість розрахунків, а в кінцевому результаті приведе до проектування оптимальної конструкції гідравлічної частини бурового насоса.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті виконання теоретичних і експериментальних досліджень роботи клапанних вузлів та процесів, які проходять в гідравлічній частині трипоршневого бурового насоса, вирішено важливе наукове-практичне завдання по підвищенню ефективності проектування нових конструкцій бурових насосів та виборі оптимальних режимів експлуатації існуючих. При цьому:

1. Досліджено процеси та явища, які проходять в гідравлічній частині бурового насоса під час його роботи, і їх вплив на умови роботи клапанів, насоса в цілому та його коефіцієнт подачі. На основі аналізу проведених досліджень розроблено фізичну модель сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового поршневого насоса, яка більш реально відображає сукупну дію процесів та явищ, що проходять в гідравлічній частині під час роботи трипоршневого бурового насоса.
2. На основі розробленої математичної моделі сумісної роботи вхідного та вихідного клапанів бурового насоса аналітично описані динамічні процеси взаємопов'язаної роботи клапанних вузлів. Рівняння опису роботи клапанних вузлів, які в неї входять, є нелінійними диференціальними рівняннями другого порядку і в даній роботі розв'язані чисельним методом. Дана модель враховує: стискання бурового розчину та наявність в ньому домішок газу; дію підпірного відцентрового насоса; залежність величини гідродинамічної сили від висоти підйому тарілки над сідлом; нелінійну залежність коефіцієнта витрати клапана μ від висоти підйому тарілки над сідлом h , що зроблено вперше. Для її розв'язання необхідно мати тільки один експериментальний параметр, а саме коефіцієнт витрати клапана.
3. Вперше розроблено алгоритм розв'язання рівнянь математичної моделі сумісної роботи клапанів трипоршневого бурового насоса з використанням сучасних комп'ютерних технологій на основі узагальнених експериментальних даних, який дозволяє проводити розрахунки (визначати траєкторію руху тарілок клапанів та характеристики роботи нового поршневого насоса ще на стадії проектування з можливістю проведення оптимізації за критеріями нормальної роботи насоса та його складових, а також вибирати ефективні режими його роботи для забезпечен-

ня максимального коефіцієнта подачі) без проведення натурних експериментів.

4. Вперше розроблена методика проведення комп'ютерного експеримента по визначенню коефіцієнта витрати клапана як змінної величини μ в залежності від висоти підйому тарілки h . Дана методика може бути використана для дослідження різних типів клапанів в конструкціях різних видів насосів замість проведення натурних експериментів.

5. Розроблено методику розрахунку та оцінки напружено-деформованого стану деталей клапанного вузла при заданому максимальному тиску нагнітання, що дає можливість проектувати нові конструкції клапанів, а також удосконалювати і вибирати існуючі. В результаті досліджень напружено-деформованого стану клапана №7 бурового насоса УНБТ-950 за розробленою методикою встановлено місця концентрації максимальних напружень, в яких еквівалентні напруження більші допустимих. Вперше доведено, що виконання радіуса заокруглення між опорними поверхнями тарілки $R \approx 10 \text{ мм}$ призводить до зменшення максимальних еквівалентних напружень в клапані приблизно у 3 рази, при цьому забезпечується його нормальна робота.

6. Досліджена закономірність зміни коефіцієнта витрати клапана від висоти підйому тарілки над сідлом за допомогою стендового і комп'ютерного експериментів. Встановлена адекватність результатів комп'ютерного експеримента до стендового (максимальна похибка отриманих результатів не перевищує 5.5%, а середнє значення похибки – 4.4%), тому перший рекомендовано для подальших досліджень $\mu = f(h)$ за розробленою методикою. Емпірично описані залежності даного коефіцієнта використовуються для розв'язання математичної моделі сумісної роботи клапанів бурового насоса за розробленим алгоритмом.

7. Проведено порівняння результатів, отриманих при дослідженнях роботи клапанного вузла за розробленою моделлю, з результатами, отриманими під час натурного експеримента на буровому насосі УНБТ-950. Розбіжність отриманих результатів складає менше 5%, що свідчить про можливість використання комп'ютерного моделювання з розробленим алгоритмом в подальших дослідженнях для визначення параметрів роботи бурового насосу при різних режимах робо-

ти та визначення його коефіцієнта подачі без проведення натурних експериментів на реальних насосах.

8. Знайшло подальший розвиток дослідження впливу конструктивних (діаметр поршня, довжина шатуна, радіус кривошипа, об'єм порожнини гідравлічної частини) і кінематичних параметрів (кутова швидкість обертання кривошипа) бурового насоса та його складових (маса тарілки, коефіцієнта жорсткості та сили попереднього підтиснення пружини), а також тиску нагнітання, вміст газу в розчині на характеристики їхньої роботи. Подано загальні рекомендації щодо вибору цих параметрів. Визначено значення коефіцієнта подачі η_o бурового насоса УНБТ-950 при використанні серійного клапана №7 при різних режимах роботи насоса, який раніше визначався тільки експериментально або приймався рівним приблизно 0.9, що призводило до неточності визначення дійсної подачі насоса.

9. Досліджено вплив нелінійності коефіцієнта витрати клапана на характеристики його роботи і внаслідок чого вперше встановлено, що значення коефіцієнта витрати клапана суттєво впливає на визначення: максимальної висоти підйому тарілки над сідлом h_{max} (максимальна похибка складає 76%), висоти зависання тарілки h_0 (максимальна похибка складає 60.2%) та швидкості посадки тарілки на сідло h'_{noc} (максимальна похибка – 15.5%). Тому рекомендується при проектуванні насосів враховувати нелінійність даного коефіцієнта.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лівак І.Д., Одосій З. М., Чаплінський С.С. Експериментальні дослідження коефіцієнта витрати клапана поршневого насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №3(8). – С. 13-16.
2. Чаплінський С. С., Лівак І. Д., Одосій З. М. Дослідження фізичних процесів та факторів, що впливають на роботу клапана поршневого бурового насоса // Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу університету. – Івано-Франківськ: Факел. – 2002. – С. 62-63.
3. Чаплінський С.С., Одосій З. М., Лівак І.Д. Математична модель роботи клапанів поршневого бурового насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. - №4(9). – С. 54-59.
4. Одосій З. М., Чаплінський С.С. Математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневих насосів з самодіючими клапанами //Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – №2/10. – С. 26-32.
5. Одосій З. М., Чаплінський С. С. Математичне моделювання роботи гідравлічної частини поршневих насосів з самодіючими клапанами // Тези міжнародної науково-технічної конференції “Інтегровані комп’ютерні технології в машинобудуванні –ІКТМ-2003”. –Харків: Нац. аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”. –2003. – С.72.
6. Чаплінський С.С., Одосій З. М., Процюк В. Р. Алгоритм розв’язання математичної моделі руху тарілок клапанів поршневого бурового насоса // Науковий вісник національного технічного університету нафти і газу. – 2004. – №1(7). – С. 31-36.
7. Чаплінський С.С., Одосій З. М., Лівак І.Д.. Вплив конструктивних параметрів клапанів бурового насоса на характеристики їх роботи та коефіцієнт подачі //Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. –№2(11). – С.15-20.
8. Чаплінський С.С. Розрахунок напружено-деформованого стану клапана поршневого бурового насоса за допомогою методу кінцевих елементів // Вестник дви-

- гателестроения. – 2004. – №1. – С. 72-76.
9. Бадеке К. Насосы: Справочное пособие: Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1979. – 384 с.
 10. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
 11. Бобровский С. А., Соколовский С. М. Гидравлика, насосы и компрессоры. – М.: Недра, 1972. – 296 с.
 12. Ellis Williams. Single Acting Triplex Pumps for Mud Service // American Society of Mechanical Engineers. – 1969.
 13. Горонович Л. Н., Ливак И. Д. Современные буровые трехпоршневые насосы: Обзорная инф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1979. – 52 с. – (Сер. машины и нефтяное оборудование).
 14. Ильский А. Л. и др. Трехцилиндровые насосы простого действия и их применение в буровых установках. – М.: ВНИИОЭНГ, 1972. – 55 с.
 15. Скрыпник С. Г. Анализ параметров и конструктивных особенностей буровых зарубежных установок: Обзорная инф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1980. – 76 с. – (Сер. машины и нефтяное оборудование).
 16. Романов А. З., Малкин И. Б., Рудаковский И. Е. Зарубежные буровые насосы и сменные детали их гидравлической части: Обзорная инф. – М.: ЦИНТИХИМ-НЕФТЕМАШ, 1985. – 44 с. – (Сер. ХМ-3. Нефтепром. машиностр.).
 17. Dale F. Bannan, Devid J. Cornelsen and other. How to Swtretch Your Mud Pump Dollar // Drilling. – 1967. – June.
 18. Composit Catalog, 1980-1981.
 19. Колчерин В. Г., Колесников И. В., Копылов В. С., Баренбойм Ю. Л. Новое поколение буровых установок Волгоградского завода в Западной Сибири. – Сургут: ТУП ХМАО Сургутская типография, 2000. – 319 с.
 20. Северинчик Н. А.. Машины и оборудование для бурения скважин. – М.: Недра, 1986. – 368 с.
 21. Волков А. С, Долгов Б. П. Вращательное бурение разведочных скважин. – М.: Недра, 1988. – 320 с.

22. Шацов Н. И. Бурение нефтяных скважин: Учебн. для техник. нефт. промышл. – М.-Л.: Гостоптехиздат, 1947. – 708 с.
23. Кирсанов А. Н., Зиненко В. П., Кардыш В. Г. Буровые машины и механизмы. – М.: Недра, 1981. – 448 с.
24. Николич А. С. Поршневые буровые насосы. – М.: Недра, 1973. – 224 с.
25. Дудля Н. А. Проектирование буровых машин и механизмов. – К.: Высшая школа, 1990. – 272 с.
26. Ермакова В. И. Исследование и разработка рациональных режимов работы быстроходных буровых насосов: Автореф. дис... к.т.н. – М., 1973. – 32 с.
27. Ларченко Т. Н. Брот Р. А. Объемные гидромашины и гидропривод. – Уфа: Уфимский нефтяной институт, 1980. – 78 с.
28. Лобачев П. В. Насосы и насосные станции. – М.: Стройиздат, 1990. – 320 с.
29. Молчанов А. Г., Чичеров В. Л. Нефтепромысловые машины и механизмы. – М.: Недра, 1983. – 308 с.
30. Ибатулов К. А. Гидравлические машины и механизмы в нефтяной промышленности. – М.: Недра, 1972. – 288 с.
31. Ильский А. Л., Касьянов В. М., Порошин В. Г. Буровые машины, механизмы и сооружения. – М.: Недра, 1967. – 472 с.
32. Аваков В. А. Расчеты бурового оборудования. – М.: Недра, 1973. – 400 с.
33. Булатов А. И., Пеньков А. И., Проселков Ю. М. Справочник по промывке скважин. – М.: Недра, 1984. – 317 с.
34. Лесецкий В. А., Ильский А. Л. Буровые машины и механизмы. – М.: Недра, 1980. – 391 с.
35. Кардыш В. Г., Мурзаков Б. В., Окмянский А. С. Современное состояние, тенденции развития основных параметров и конструктивные особенности зарубежных буровых насосов: Обзорная инф. – М.: ВИЭМС, 1980. – 42 с. – (Техника и технология геолог. разв. работ, орг-я произв).
36. Ибатулов К. А. Грязевые насосы и буровые насосные станции. – Баку: Азнефтеиздат, 1953. – 134 с.
37. Яковлев Н. А. Основы гидравлического расчета насосных установок и гидро-

- приводов. – Л.: ЛПИ, 1982. – 80 с.
38. Николич А. С. Основания модернизации насосного комплекса буровых установок. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1990. – 59 с.
 39. Баграмов Р. А. Буровые машины и комплексы. – М.: Недра, 1988. – 501 с.
 40. Ильский А. Л., Миронов Ю. В., Чернобыльский А. Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
 41. Ловчев С. В. Основные параметры и особенности конструкций современных буровых насосов: Обзорная инф. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1979. – 65с. – (Сер. ХМ-3. Нефтепром. машиностр.).
 42. Матросов В. М. К основам проектирования бурового оборудования. – Томск: Изд. ун-та, 1973. – 63 с.
 43. Копей Б. В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: Підручник. – Івано-Франківськ: Факел, 2001. – 446 с.
 44. Ливак И. Д. Исследование трехпоршневых буровых насосов и усовершенствование конструкций клапанных групп: Дис... канд. техн. наук. – Ивано-Франковск, 1996. – 212 с.
 45. Верзилин О. И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1971. – 255 с.
 46. Даниелян А. А. Основные направления проектирования оборудования для бурения глубоких скважин. – М.: Недра, 1967. – 280 с.
 47. ГОСТ 6031-76. Насосы буровые поршневые. Основные параметры. – М.: Изд-во стандартов, 1976.
 48. API Specification for Rotary drilling Equipment API Spec. 1, 1975, IV.
 49. ОСТ 26-02-1129-75. Насосы поршневые буровые. Конструктивные параметры и присоединительные размеры сменных деталей. – М.: Изд-во стандартов, 1975.
 50. Бучинський М. Я. Раціональне конструювання та рекомендації щодо умов експлуатації клапанів поршневих бурових насосів: Дис... канд. техн. наук – Івано-Франківськ, 1996. – 146 с.

51. Есьман И. Г. Насосы. – М.: Гостоптехиздат, 1954. – 286 с.
52. Композит-каталог нефтегазового оборудования и услуг: В 3-х т. – М.: Топливо и энергетика, 1993-1994.
53. Бабаев С. Г., Васильев Ю. А. Повышение надежности оборудования применяемого для бурения на нефть и газ. – М.: Машиностроение, 1972. – 160 с.
54. Бабаев С. Г. Надежность и долговечность бурового оборудования. – М.: Недра, 1974. – 184 с.
55. Бабаев С. Г., Степанянц В. Г. Причины низкой долговечности тарелок и седел клапанов буровых насосов // Вестник машиностроения. – 1977. – № 9. – С.11-15.
56. Бабаев С. Г., Райхель А. Я. Исследование влияния точности сопряженных конусов поверхностей клапана на эксплуатационные показатели бурового насоса // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. 1977. – № 9. – С. 16-19.
57. Бабаев С. Г., Алиев К. Т., Акопов Р. А. Повышение долговечности нефтепромыслового оборудования и инструмента термической и химико-термической обработкой: Обзорная инф. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1976. – 38 с. – (Сер. ХМ-9 Технология хим. и нефт. машиностр. и новые материалы).
58. Мкртычян Я. С., Гержа С. П., Шлыков В. И. Методика и некоторые результаты лабораторных испытаний на износ металлических деталей клапанов буровых насосов//Химическое и нефтяное машиностроение. – 1974. – №11. – С.37-39.
59. Мкртычян Я. С. Гидропривод буровых насосов. – М.: ЦНИИТЭнефтегаз, 1964. – 56 с.
60. Мкртычян Я. С. Новые разработки по повышению надежности и долговечности промысловых насосов: Обзорная инф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1984. – 64 с. – (Сер. “Машины и нефт. оборудование”, Вып. 4 (43)).
61. Мкртычян Я. С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. – М.: Недра, 1984. – 207 с.
62. Мкртычян Я. С., Горонович Л. Н., Концур И. Ф. Повышение надежности трехпоршневых буровых насосов: Обзорная инф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1981. – 68 с.

- (Сер. “Машины и нефт. оборудование”, Вып. 3).
63. Айрапетов Л. С. К вопросу о выборе углов рабочих поверхностей клапанов поршневых насосов // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1977. – №5. – С. 9-11.
64. Айрапетов Л. С., Браславский Б. И., Ловчев С. В. Установка для исследования работы клапанов поршневых насосов // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1975. – №5. – С. 7-9.
65. Айрапетов Л.С. Исследование работы клапанов поршневых буровых насосов и разработка методики их расчета: Автореф. дис... к.т.н. – М., 1980. – 24 с.
66. Райхель А. Я., Гянджунцев П. А., Бабаева А. А. Анализ и обоснования рациональных показателей точности клапанов буровых насосов // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1977. – №8. – С.17-22.
67. Бакулин В. М., Бакулина Л. Н, Шипица В. Ф. Повышение долговечности клапанов буровых насосов // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1972. – №10. – С. 7-9.
68. Литвинов В. М. Повышение надежности нефтепромысловых насосов. – М.: Недра, 1978. – 191 с.
69. Гержа С. П. Исследование клапанного узла бурового насоса: Автореф. дис... к.т.н. – М., 1976. – 23 с.
70. Арзуманов Э. С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
71. Арзуманов Э. С., Скрипченко В. Г., Нисман Л. Н. Снижение шума и вибрации в регулирующих органах клапанов для высоких перепадов давлений: Обзорная инф. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1976. – 46 с. – (Сер. ХМ-10. Пром. трубопроводная арматура).
72. Арзуманов Э. С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. – М.: Энергия, 1978. – 304 с.
73. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

74. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1981. – 672 с.
75. Казинер Ю. Я. Снижение кавитации в регулирующей арматуре: Обзорная инф. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1988. – 42 с. – (Сер. ХМ-10. Пром. трубопроводная арматура).
76. Гушин В. В., Шаммасов Н. Х. Определение оптимальных геометрических характеристик конусообразных тарельчатого клапана // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1975. – №4. – С. 7-10.
77. Алексеев Л. Г. Опыт модернизации буровых насосов. – М.: Гостоптехиздат, 1962. – 68 с.
78. Волков А. С., Ермакова В. И. Буровые геологоразведочные насосы. – М.: Недра, 1978. – 205 с.
79. Иоаннесян Г. Р., Гержа С. П., Мкртычян Я. С. Результаты промышленных испытаний новой конструкции клапана для буровых насосов // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1977. – № 9.– С. 19-22.
80. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования / Под ред. Никола А. С. – М.: Машиностроение, 1975. – 295 с.
81. Чижиков Ю. Н. Исследование напряженного состояния эластических деталей уплотнительных устройств бурового насоса: Автореф. дис... к.т.н. – М., 1973. – 22 с.
82. Провоторхов В. С., Пожарнов Г. М., Скрынников О. Г. Некоторые пути повышения долговечности клапанов типа КСК для бурового насоса У8-6М // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1978. – №5. – С. 5-9.
83. Аванесов В. С., Авербук Б. А. Повышение долговечности быстроизнашивающихся деталей нефтяного оборудования: Обзорная инф. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1988. – 40 с. – (Сер. ХМ-9 Техн. хим. и нефт. машиностр. и новые материалы).
84. Коломацкий В. Н., Ловчев С. В., Николич А. С. Сменные узлы и детали нового поколения для буровых насосов // Нефтяное хозяйство. – 1989. – №4. – С.12-15.

85. Антонов А. А. Новое оборудование для бурения и добычи нефти. – М.: ВНИИ-НЕФТЕМАШ, 1977. – 105 с.
86. Зайцев В. И. Исследования работы клапана поршневого насоса: Дис... канд. техн. наук. – М., 1954. – 156 с.
87. Зикстэ Э. Э., Фауст В. А., Ледомский В. И., Мойсейченков Н. Е. Исследование влияния жесткости поджимных пружин на работу клапанного узла буровых насосов // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1977. – №12. – С. 4-7.
88. Кольер С. Л. Трехцилиндровый буровой насос // Нефть, газ и нефтехимия. – 1982. – № 4. – С. 13-18.
89. Кресин В. А. Исследование и разработка расчета клапанных гидромеханизмов привода металлургических машин: Дис... канд. техн. наук. – Днепропетровск, 1969. – 164 с.
90. Синицкий В. М. О динамике клапанов насосов привода гидравлических прессов // Вестник машиностроения. – 1960. – №1. – С. 32-46.
91. Сулига В. И., Косенко-Белинский Ю. А., Славотинский М. В. Определение скорости жидкости в клапанной щели поршневого бурового насоса // Известие вузов. Нефть и газ. – 1971. – №1. – С. 66-70.
92. Талыбзаде Р.Т. Исследование и разработка конструкции плунжерных регулируемых дозирующих насосов высокого давления для испытания фонтанной арматуры, глубинных насосов и насосо - компрессорных труб): Дис... канд. техн. наук. – Баку, 1969. – 164 с.
93. Синицкий В. М. Исследование некоторых вопросов работы клапанов насосов привода гидравлических прессов: Автореф. дис... к.т.н. – М., 1960. – 12 с.
94. Вишняков В. А., Аваков В. А. Определение коэффициента подачи поршневых буровых насосов // Машины и нефтяное оборудование. – 1975. – №3. – С.32-36.
95. Берг Г. Поршневые, крыльчатые и ротационные насосы. - М.: Гостоптехиздат, 1933. – 254 с.
96. Нехай С.М. Проектирование гидроприводов прессов. – М.: Машгиз, 1963.

– 162 с.

97. Погорелов В. И. Некоторые вопросы теории клапана // Научно технический информационный бюллетень ЛНИ. – 1960. – №10. – С. 15-36.
98. Ливинбук И. Х. Методика исследования некоторых процессов работы поршневых насосов // Труды грозненского нефтяного института. – 1958. – С. 12-36.
99. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1983. – 208 с.
100. Галась М. И. Моделирование открытия разделительного клапана. //Математические модели рабочих процессов в гидропневмосистемах. Сб. научн. трудов. – К.: Наукова думка. – 1981. – С. 122-128.
101. Федорец В. О., Педченко М. Н., Пичко А. Ф. Гидропривод и гидропневмоавтоматика станков. – К.: Высшая школа, 1987. – 375 с.
102. Чиняев И. А. Поршневые кривошипные насосы. – Л.: Машиностроение, 1983. – 176 с.
103. Чиняев И. А. Поршневые насосы. – М-Л.: Машиностроение, 1966. – 188 с.
104. Шлипченко З. С. Насосы, компрессоры и вентиляторы. – К.: Техника, 1976. – 365 с.
105. Чичеров Л. Г., Молчанов Г. В., Рабинович А. М. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1987. – 422 с.
106. Елин В. И., Солдатов К. Н., Соколовский С. М. Насосы и компрессоры. – 2-е изд. – М.: Гостоптехиздат, 1960. – 398 с.
107. Иванов М. Е., Коц И. В., Матвеев И. Б. Математическая модель гидропривода возвратно-поступательного действия управляемого клапаном пульсатором // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – К.: Техніка. – 1981. – №17. – С. 49-54.
108. Волоцкий В. М. О выборе параметров управляемых всасывающих клапанов насосов // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – К.: Техніка. – 1982. – №18. – С. 115-120.
109. Иринг Юрай. Проектирование гидравлических и пневматических систем. –

- Л.: Машиностроение, 1983. – 363 с.
110. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
111. Караев М. А., Мамедов А. В. Зависимости для определения гидравлических показателей клапана бурового насоса // Известие вузов. Нефть и газ. – 1980. – №6. – С. 45-47.
112. Цуханова Е. А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. – М.: Наука, 1978. – 246 с.
113. Бритвин Л. Н., Калишевский В. Л. К вопросу о расчете рабочих клапанов поршневых приводных насосов. – М.: ВНИИгидромаш, 1968. – Вып. 38.
114. Маслоковец Н. Д. Исследование гидродинамических сил и расчет осесимметрического насосного клапана: Автореф. дис... к.т.н. – Баку, 1959. – 13 с.
115. Молчанов А. Г. Объемный гидропривод нефтепромысловых машин и механизмов. – М.: Недра, 1989. – 212 с.
116. Федорець В. О., Педченко М. Н., Струтинський В. Б. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика. – К.: Вища школа, 1995. – 463 с.
117. Никитин Г. А., Комаров А. А. Распределительные и регулирующие устройства. – М.: Машиностроение, 1965. – 368 с.
118. Абрамзон Л. С., Колпаков Л. Г. Гидравлика. Истечения жидкостей через отверстия и насадки. Гидравлические струи. Динамическое воздействие струи на преграду. Кавитация. – Уфа: Уфимский нефтяной институт, 1981. – 88 с.
119. Шищенко Р.И., Есьман Б.И., Кондратенко П. И. Гидравлика промысловых жидкостей. – М.: Недра, 1976. – 294 с.
120. Шищенко Р.И., Есьман Б.И. Практическая гидравлика в бурении. – М.: Недра, 1966. – 319 с.
121. Караев М. А. Исследование работы клапанов буровых насосов на глинистых растворах // Известие вузов. Нефть и газ. – 1978. – №11.– С. 61- 65.
122. Вильнер Я. М., Некрасов Б. Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Высшая школа, 1976. – 415 с.

123. Гурьев В. П., Погорелов В. И. Гидравлические объемные передачи. – Л-М.: Машгиз, 1964. – 344 с.
124. Некрасов Б. Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Минск: Высшая школа, 1985. – 370 с.
125. Спрудэ И. К., Тарасьев Ю. И., Мамонтов В. Н. Исследование двух типов предохранительных клапанов в статическом режиме // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1979. – №7. – С. 12-14.
126. Караев М. А. Гидравлические показатели современных буровых насосов двухстороннего действия // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1977. – № 1. – С. 16-18.
127. Караев М. А. Исследование работы нефтепромысловых насосов и насосных установок, используемых в бурении и при транспорте нефти: Автореф. дис... к.т.н. – Баку, 1971. – 32с.
128. Караев М. А., Мдивини А. Г., Каспаров М. А. О коэффициенте подачи бурового насоса У8-7М // РНТС ВНИИОЭНГ Сер. “Машины и нефтяное оборудование”. – 1977. – № 6. – С. 19-21.
129. Косенко-Белинский Ю. А. Теоретический анализ влияния конструктивных параметров поршневых насосов на показатели их работы // Гидравлические машины. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – Харьков: Высшая школа. – 1978. – №12. – С. 92-103.
130. Косенко-Белинский Ю. А., Сулига В. И. О присоединительной массе клапана поршневого насоса // Известие вузов. Нефть и газ. – 1978. – №11. – С.89-92.
131. Емцев Б. Т. Техническая гидромеханика. – М.: Машиностроение, 1987. – 463 с.
132. Бабаян С. А. Исследование работы самодействующих клапанов нефтепромысловых поршневых компрессоров: Автореф. дис... к.т.н. – Баку, 1960. – 16 с.
133. Справочник авиаконструктора. – М.: ЦАГИ. – 1938. –Т. 2. – С. 31.
134. Дядичев К. М., Коваленко А. А., Косенко-Белинский Ю. А., Нгуен Кхак Тхань. Определение присоединительной массы клапана насоса с помощью

- электрогидродинамической аналогии // Гидравлические машины. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – Харьков: Высшая школа. – 1985. – №19. – С. 124-126.
135. Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы. – М.: Машиностроение, 1982. – 239 с.
136. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем: Пер. с фран. – М.: Машиностроение, 1964. – 388 с.
137. Немировский И.А., Снисарь Н. Г. Расчет гидроприводов технологических машин. – К.: Техніка, 1992. – 181 с.
138. Дьячков Б. И. Объемные потери сжатия в рабочей камере гидромотора // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – К.: Техніка. – 1975. – №11. – С. 130-134.
139. Ляшков В. И. Расчет процесса сжатия в плунжерных насосах с учетом утечек через зазор в прецизионной паре // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1979. – №7. – С. 18-19.
140. Никитин Р.А., Ипатов А. М. Утечки через щелевые уплотнения малой длины // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. – К.: Техніка. – 1971. – №6. – С. 81-86.
141. Метод конечных элементов в задачах газонефтепромысловой механики / В. Н. Аликин, И. Е. Литвин, С. М. Щербаков, В. П. Бородавкин / Под ред. В. Н. Аликина. – М.: Недра, 1992. – 288 с.
142. Андерсон Д, Таннехилл Дж., Глетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмін: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 384 с.
143. Пейре Роже, Томас Д. Тейлор. Вычислительные методы в задачах механики жидкости: Пер. с англ. – Л.: Гидрометеиздат, 1986. – 352 с.
144. Роуч П. Вычислительная гидродинамика: Пер. с англ. – М.: Наука, 1988. – 612 с.
145. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. В 2-х томах. М.: Мир. 1991. т. 1 – 504 с, т. 2 – 552 с.

146. Савчук В. П. Обработка результатов измерений. Физическая лаборатория: Учебное пособие для студентов. – Одесса: ОНПУ, 2002. – 54 с.
147. Яхно О. М., Желяк В. І. Гідравліка неньютонівських рідин: Навчальний посібник. – К.: Вища школа, 1995. – 199 с.
148. Колльман В. Методы расчета турбулентных течений: Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 464 с.
149. Альтштуль А. Д., Животовский Л. С., Иванов Л. П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стойиздат, 1987. – 414 с.
150. Маковей Н. Гидравлика бурения: Пер. с рум. – М.: Недра, 1986. – 536 с.
151. Механика турбулентных потоков // Труды конференции. – М.: Машиностроение. – 1980. – 265 с.
152. Госмен А.Д. Численные методы исследования течений вязкой жидкости. – М.: Мир, 1972. – 328 с.
153. Фрост У., Моулден Т. Турбулентность. Принципы и применение. – М.: Мир, 1980. – 537 с.
154. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В.. Планирование экспериментов при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
155. Адлер Ю. П., Горский В. Г., Талалай А. М. Планирование промышленных экспериментов (модели динамики). – М.: Металлургия, 1978. – 112 с.
156. Панчук В. Г. Математична теорія експериментів в інженерній механіці. Конспект лекцій. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 160 с.
157. Система моделирования движения жидкости и газа FlowVision. Руководство пользователя. – М.: ООО «Тесис», 1999-2001. – 204 с.
158. Приложения SolidWorks: Программный продукт CosmosFloWorks [Электронный ресурс] /ООО “Сикор”. – Электрон. дан. – [Россия], 2003. – Режим доступа: [http:// www.sikor.ru](http://www.sikor.ru) – Загл. с экрана.
159. Виноградов Е.В. Экспериментально-теоретическое исследования процесса посадки клапанов поршневых насосов: Дис... канд. техн. наук. – М., 1973. – 150 с.
160. Куколевский И.И. ЭСМ. – Том 12. – М.: Машгиз, 1946. – 123 с.

161. Жабо В.В., Уваров В.В. Гидравлика и насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 328 с.
162. Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н. Гидравлика и гидропривод. – М.: Недра, 1991. – 330 с.
163. Дж. Ламли. Методы расчета турбулентных течений. – М.: Мир, 1984. – 464 с.
164. Румшицкий Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента: Справочное руководство. – М.: Наука, 1971. – 192 с.
165. Ушаков А. М. Гидравлические системы буровых установок. – Л.: Недра, 1988. – 159 с.

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний інженер Прикарпатського УБР

Бабій А.О.

12.08.2004

ВИТЯГ

з протоколу засідання технічної ради
Прикарпатського управління бурових робіт від 12 серпня 2004 р.
по розгляду можливості впровадження результатів досліджень, проведених
аспірантом Чаплінським С.С., спрямованих на підвищення ефективності експлуатації
трипоршневих бурових насосів типу УНБТ-950

Присутні:

1. Головний інженер Прикарпатського УБР Бабій А.О.
2. Головний механік Прикарпатського УБР Жила В. Г.
3. Головний технолог Прикарпатського УБР Новак І. О.
4. Зав. кафедри технології нафтогазового машинобудування, проф. Петрина Ю.Д.
5. Доцент кафедри технології нафтогазового машинобудування, к.т.н. Одосій З.М.

ПОРЯДОК ДЕННИЙ

Розгляд методики моделювання сумісної роботи самодіючих клапанів трипоршневих бурових насосів, розробленої аспірантом Чаплінським С.С., для підвищення ефективності їх експлуатації.

Слухали:

Аспіранта Чаплінського С.С. з доповіддю по виконаній ним роботі.

В своїй доповіді Чаплінський С.С. обґрунтував актуальність теми роботи, задачі досліджень та виклав основні результати та висновки роботи.

Під час обговорення йому були задані запитання, на які аспірант ґрунтовно відповів.

Ухвалили:

1. Робота є актуальною і її результати можуть знайти застосування на підприємствах, які експлуатують та виготовляють поршневі бурові насоси.

2. Розроблена Чаплінським С.С. методика визначення режимів роботи трипоршневого бурового насоса односторонньої дії УНБТ-950, який експлуатується в Прикарпатському УБР, корисна для забезпечення його максимальної ефективності роботи (максимального значення коефіцієнта подачі насоса) та нормальних умов роботи клапанів (відсутності зворотніх перетоків розчину в щілині клапана та стуків) в залежності від умов роботи насоса (параметрів буріння свердловини: глибини буріння, тиску нагнітання, породи, параметрів бурового розчину).

3. Використання отриманих результатів призводить до підвищення довговічності роботи клапанних вузлів, визначення дійсної подачі розчину бурового насоса (раніше приймалося наближене значення), покращення умов роботи бурового інструмента та до більшої економічної ефективності використання бурових насосів.

4. Рекомендувати результати досліджень до проведення промислових випробувань в Прикарпатському управлінні бурових робіт ВАТ "Укрнафта".

Голосування: "за" – одноголосно всі присутні.

Керівник технічної ради



Жила В.Г.

ДОДАТОК Б

Етапи розвитку, конструкції клапанних вузлів та особливості їх виконання

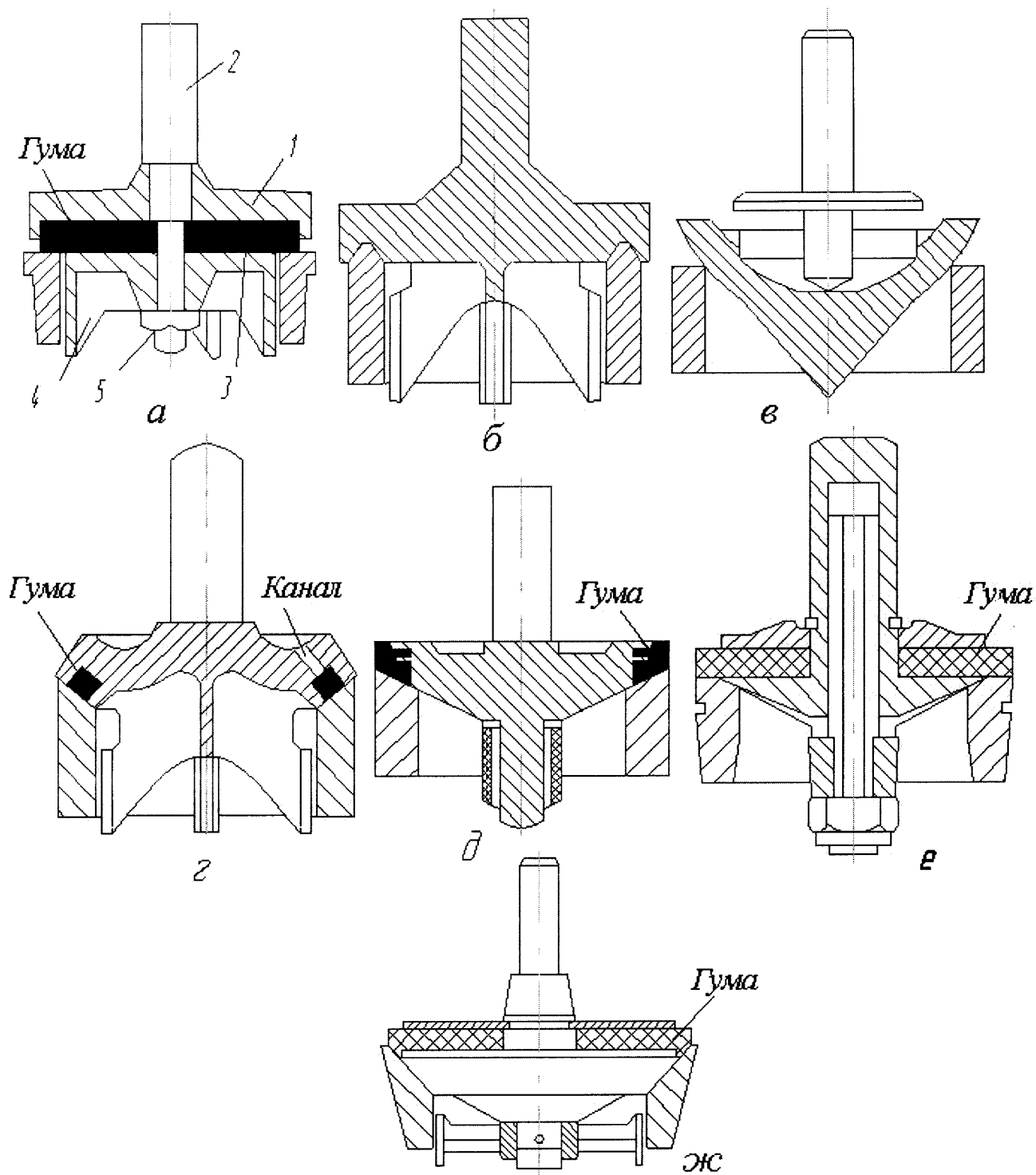


Рис. Б.1. Етапи розвитку конструкцій клапанних вузлів бурового насосів

Зусилля дослідників спрямовані на створення конструкції клапанного вузла з підвищеною довговічністю та зменшеним коефіцієнтом опору руху розчину. Спочатку використовувались плоскі самодіючі клапани з пружинним навантаженням та гумовим (рис.Б.1, а) чи металевим (рис.Б.1, б) ущільненням.

Термін служби таких клапанів був незначний, оскільки гумові ущільнення швидко руйнувалися. Такі конструкції клапанів чинили великий опір руху розчину.

Для усунення цих недоліків почали виготовляти клапани (рис.Б.1, *в*) з металевим ущільненням, але з формою робочої поверхні тарілки близькою до сфери. Цей клапан мав велику масу, і, не зважаючи на мінімальний гідравлічний опір, довговічність його залишалася низькою, особливо при роботі з розчинами, які містили абразив.

Наступним етапом розвитку клапанів було створення конструкції конусного клапана (рис.Б.1, *з, д*). В конструкції клапана (рис. Б.1, *з*) ущільнююча гумова манжета додатково притискалась до сідла за рахунок тиску бурового розчину над тарілкою, що подавався через канал в ній. В клапані (рис. Б.1, *д*) манжета закріплювалась нерухомо на сідлі, а її ущільнююча площа складала приблизно 75% площі ущільнення клапана. При цьому термін служби таких клапанів був в 2 рази більший, ніж з металевим ущільненням.

Подальші спроби конструкторів підвищити довговічність клапанного вузла та покращити умови роботи бурових насосів призвели до створення конструкцій клапанів, показаних на рис. Б.1 *е, ж*. У першому з них, посадка тарілки здійснювалась одночасно на гумове ущільнення та металеві робочі поверхні тарілки і сідла, а в другому – спочатку на гумове ущільнення, а далі в міру підвищення тиску на металеві конусні поверхні тарілки та сідла, що зменшувало силу удару металевих поверхонь клапанного вузла.

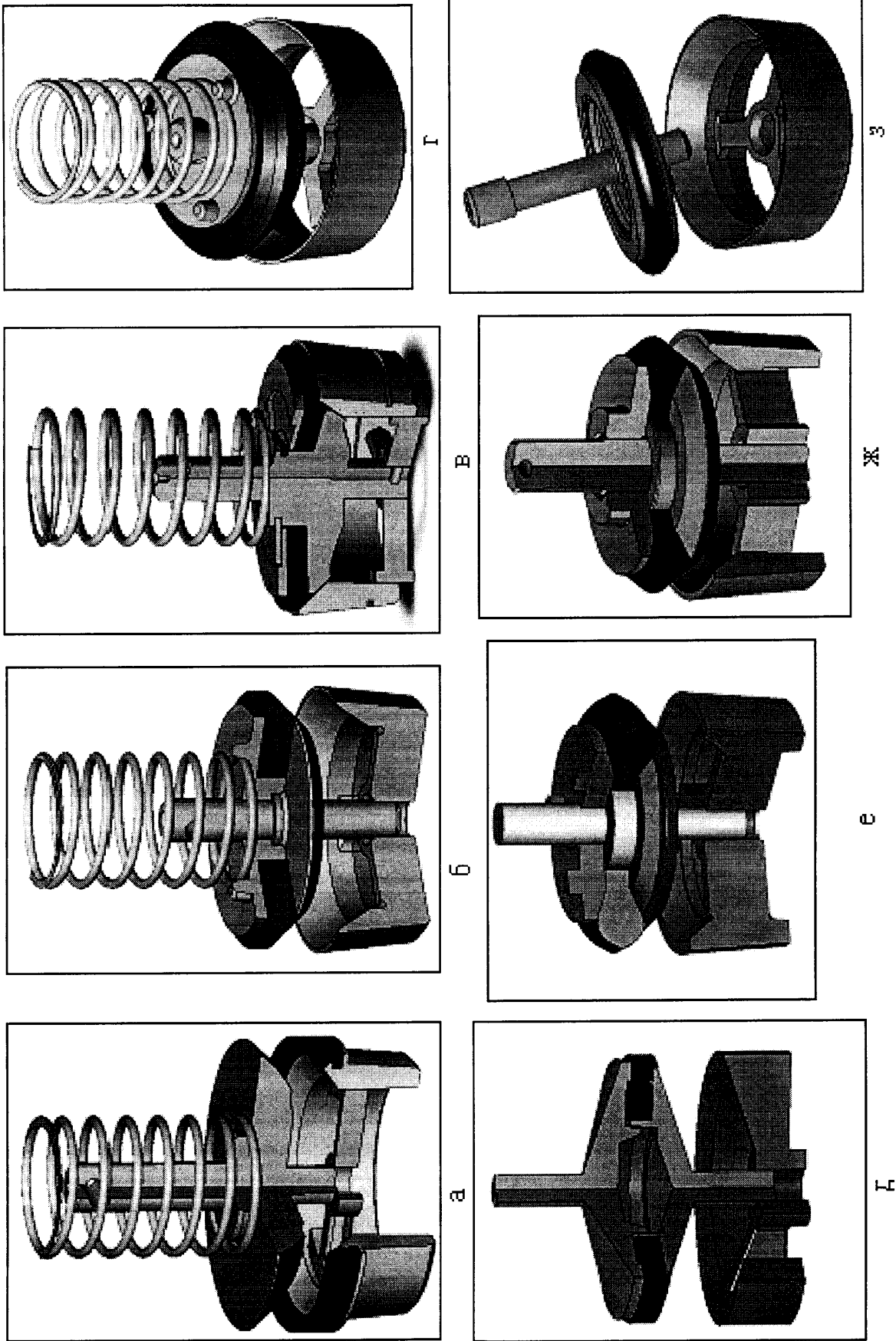


Рис. Б.2. Конструкції клапанних вузлів

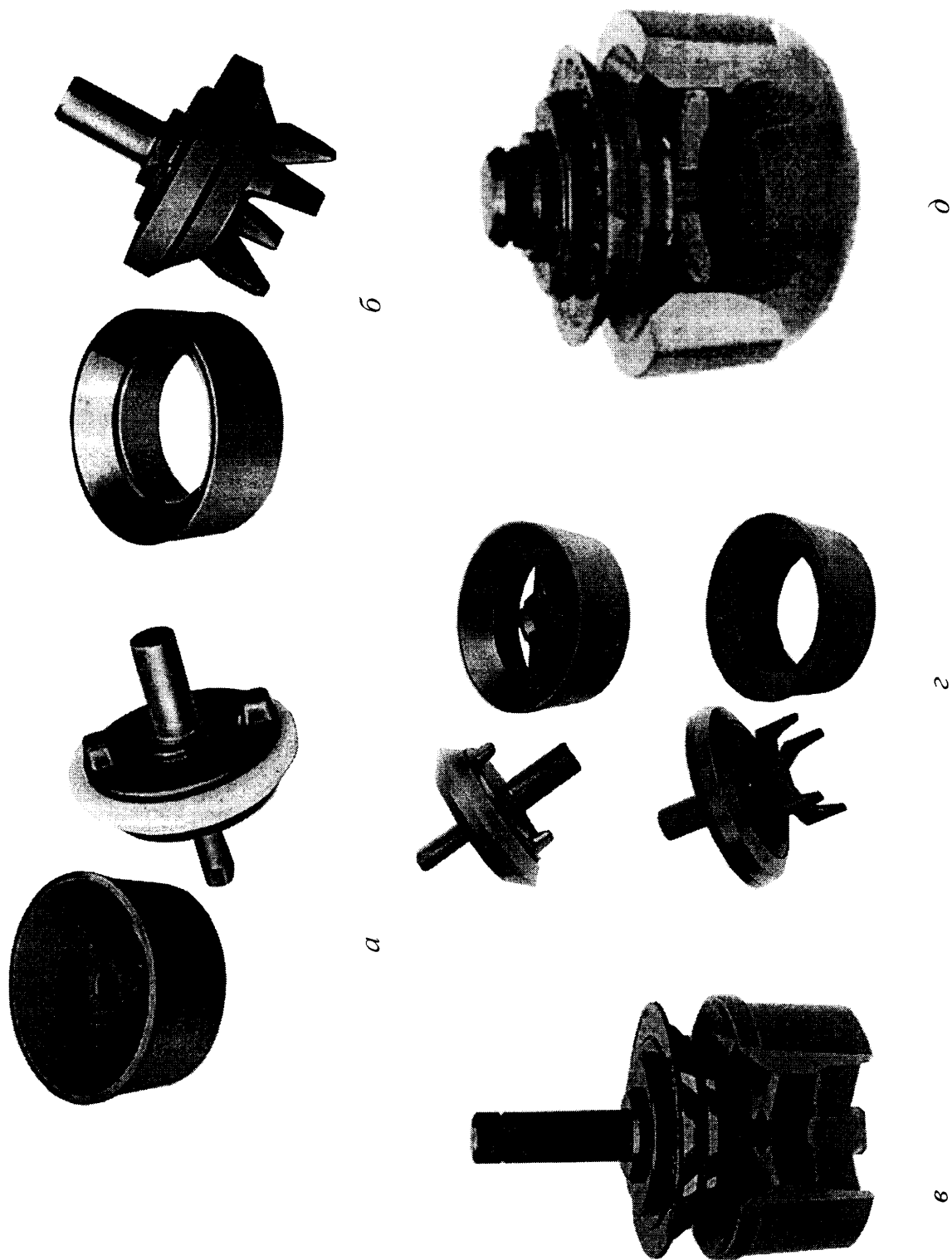


Рис. Б.3. Конструкції клапанних вузлів:

a - FK-1 TRI-WEB; *б* - FK-N; *в* - SUPER SERVICE ; *г* - (верхній - SUPREME, нижній - MASTER II); *д* - SILVER TOP

Типи клапанів бурових насосів та характерні особливості їх виконання

Торгова марка клапана (фірма виробник)	Характерні особливості виконання
1	2
-	Клапан з ущільнюючою манжетою на сідлі (рис.Б.2, <i>a</i>), який характеризується зменшеною масою рухомих частин клапана та покращеними динамічними характеристиками. Але практика експлуатації показала, що такий клапан менш довговічний ніж клапан з ущільнюючою манжетою на тарілці [40]
-	При високих тисках найбільшою довговічністю характеризується клапан показаний на рис. Б.2, <i>в</i> . В ньому використовується ущільнення постійної товщини з гострою ущільнюючою кромкою. Недоліком такої конструкції є виконання прямої хрестовини на тарілці, що збільшує масу рухомих частин і погіршує їх динамічні характеристики
Fluid king Тип FK-1 (Oilwell) Рис. Б.2, <i>б</i>	Змінне гумове ущільнення закріплюється за допомогою різьби. Напрямні хвостовики розміщені з обидвох сторін тарілки. Сідло виконане з трьома радіальними перемичками. Для цього типу характерна підвищена твердість в зоні зношування. Площа контакту металевої поверхні збільшена для підвищення зносостійкості при ударах
Тип FK-A (Oilwell, National)	Деталі клапана цементуються і гартуються. Сідло без прямої втулки та радіальних перемичок. Нижньою прямою служать периферійні виступи кованої тарілки клапана. Прецизійна обробка конусної поверхні сідла. Тарілка має в'язку серцевину після термообробки і високу твердість робочих поверхонь. Ущільнююча манжета кріпиться притискною шайбою і утримується розрізним кільцем О-подібного перерізу
Woolley	Тарілка – одна сталева деталь без притискних шайб, різьби чи стопорних кілець. Її маса на 15% легша від найбільш легких клапанів інших конструкцій. Тарілка приварюється до стержня. Ущільнення клапана при посадці на сідло передає навантаження на тарілку. В тарілці зроблено кільцеву вибірку для зменшення маси. Ущільнення має подвійний посадочний конус і специфічну форму перерізу, яке виключає прокручування на тарілці (характерне для О-подібного ущільнення), а також утруднює попадання твердих частинок в стик контактуючих поверхонь тарілки та сідла. У сідлі з трьома ребрами збільшені прохідні канали. Конструкція створена в результаті тривалих конструкторсько-дослідних робіт. В чисельних випробуваннях відзначено різке збільшення стійкості. Випускається такі клапани розмірами від №5 до №9 за стандартами API
O-Ring (Reed American) Рис. Б.2, <i>з</i>	Тарілка за типом фірми Woolley. Манжета виконана з поліуретану та утримується без використання притискної шайби, стопорного кільця чи різьби. Сідло виконане з трьома радіальними перемичкам. Використовується клапан при високих тисках
Regular (National)	Ущільнення клапана виготовлено з нафтостійкої гуми на основі синтетичного каучуку. Використовується для роботи при невисоких тисках. В розчині допускається невелика кількість твердих включень
Premium (National)	Ущільнення клапана з поліуретану. Використовується для роботи при високих тисках, з високим вмістом абразиву в буровому розчині

Продовження табл. Б.1

1	2
American (Reed American)	Тарілка виготовлена за типом конструкції рис. Б.2, е. Ущільнення з подвійним конусом на прилягаючій до сідла поверхні виконане з поліуретану чи гуми. Кріплення манжети, як у клапана O-Ring. Сідло містить три ребра. Пружина виготовлена з високовуглецевої або нержавіючої сталі. Клапан виготовляється з подвійним посадочним конусом на ущільненні
Green triangular (Continental Emsco)	Покриття деталей фосфатом цинку захищає клапан від корозії. На замовлення можна отримати вироби з хромованою ущільнюючою фаскою сідла клапана. Деталі клапана виготовляються з якісної легованої сталі, обробляються на токарних верстатах з ЧПК, термообробляються. Працюють при неперервній роботі насоса у важких умовах при різних тисках і тисках розчинів
Supreme (TRW Mission) Рис. Б.2, з та Б.3, з (верхній)	Сідло виконане з 4 радіальними ребрами. Площа робочої поверхні клапана на 35% більша ніж у аналогів інших виробників. Ущільнення затискається притисочною гайкою з внутрішньою різьбою і виступами для зручності загвинчування. Поліуретанове ущільнення амортизує енергію удару при контакті тарілки і сідла. При робочій температурі вище 333К використовується ущільнення з високоміцної синтетичної гуми Buna N. Робочі поверхні тарілки можуть бути хромовані – для роботи з корозійними розчинами. Використовується клапан для середнього та високого тисків, і може працювати на будь-яких бурових розчинів. Ромбоподібна форма ущільнення забезпечує високу довговічність клапана. Такі конструкції полегшені, тарілка клапана рухається в напрямних втулках розміщених в сідлі та кришці гідравлічної частини бурового насоса
Service Master (TRW Mission)	Сідло виконане без перемичок, полегшена тарілка з периферійними ребрами в нижній частині. Ущільнення виготовлено з поліуретану. Кріплення ущільнення забезпечується розрізним стопорним кільцем O-подібної форми. Використовується клапан для високих тисків, розчинів з великим вмістом піску та вуглекислоти (цементацийні роботи, гідророзрив тощо)
Super Service (TRW Mission)	Тарілка та сідло клапана піддаються цементациї. Сідло має 4 радіальних ребра для забезпечення підвищеної площі при ударних навантаженнях. Нижній напрямний стержень клапана виконано подовженим. Посадочні поверхні хромуються. Під власною вагою клапан не ущільнюється. Використовуються для насосів типу “дуплекс” при низькому та середньому тисках. Манжета стійка до дії нафти, газу, бурового розчину та хімічних домішок
(Oil States)	Ущільнення виготовляються з еластомерів спеціального складу, вони діють як амортизатори та зменшують зношування. Конструкція клапанів, як у фірм Reed American, TRW Mission
Full opening (SW Oilfield)	Сідло виготовляється без напрямної втулки та перемичок. Тарілка клапана виконана з чотирма периферійними виступами. Ущільнення виготовлено з поліуретану стійкого до підвищеної температури.

Продовження табл. Б.1

1	2
<p>HP (Mc Clathie) Рис. Б.2, д</p>	<p>В сідлі виконано тільки дві радіальних перемички, які мають скошену верхню поверхню та плоский нижній торець з кільцевою частиною (для кращого захоплення при вийманні). Ущільнення, яке виконано з гуми спеціально розробленого складу (Formula H-60) або з особливо зносостійкого поліуретану, закріплене між верхньою та нижньою деталями тарілки клапана. Напрявні хвостовика подовжені. Верхня частина тарілки може багатократно використовуватися. Поверхня хвостової частини має підвищену твердість, а більш м'яка різьбова частина виключає заїдання по нитках різьби. Нижня посадочна поверхня цементується. Матеріал ущільнення стійкий до зношування при підвищеній температурі. Використовується клапана при роботі з будь-якими розчинами, в тому числі з домішками для боротьби з поглинанням</p>
<p>КСК9 Рис. Б.2, е</p>	<p>Ущільнення має каплевидну форму, у клапані наявні комбіновані плоскоконусні опори. Радіальні ребра використовуються в якості плоскої опори. Такі конструктивні рішення забезпечують хороше центрування та стабільність посадки тарілки на сідло клапана</p>
<p>(МІШН ФЛЮІД КІНГ)</p>	<p>При виготовленні клапана використовуються штампування, термообробка, спеціальне зміцнення робочих поверхонь деталей клапана. Фірма виготовляє будь-які розміри клапанів для всіх моделей насосів. Пропонується широкий вибір поліуретанових чи виготовлених з синтетичної гуми манжети у відповідності з заданими робочими параметрами</p>
<p>FK-1 TRI- WEB (МІШН ФЛЮІД КІНГ) Рис. Б.3, а</p>	<p>Підвищена ущільнююча здатність та термін служби в критичній зоні контакту металевих поверхонь. Розраховані на високі тиски</p>
<p>FK-N Рис. Б.3, б</p>	<p>Повністю відкрита конструкція сідла з 4 напрямними периферійними виступами на тарілці забезпечує максимальний розхід розчину при найбільшому тиску. В зв'язку з відсутністю поперечних ребер, в сідлі не накопичується бруд, що в результаті не перешкоджає руху розчину</p>
<p>MASTER II: Рис. Б.3, г (нижній)</p>	<p>Поверхня тарілки клапана та напрямні периферійні виступи піддаються науглецюванню для підвищення терміну служби. Поліуретанове ущільнення дозволяє зменшити витрати на обслуговування. Посадочна поверхня у вигляді конуса забезпечує відмінні гідродинамічні властивості та може витримувати великі навантаження. Відкрита конструкція сідла дозволяє без демонтажу сідла вихідного клапана проводити заміну сідла вхідного клапана</p>
<p>SILVER TOP Рис. Б.3, д</p>	<p>Манжета виготовляється із матеріалу стійкого до дії нафти, газу, бурового розчину та хімічних домішок. Манжета не сильно притискається до сідла клапана. Надійне ущільнення досягається за рахунок тиску розчину, а не маси тарілки</p>

ДОДАТОК В

**Математичні моделі опису роботи
клапанних вузлів**

Математичні моделі опису роботи клапанів

№	Автор	Рівняння руху тарілки клапана	Припущення	Метод розв'язання
1	2	3	4	5
1	Берг Г. [95]	$f_{кл} \cdot \frac{dh}{d\varphi} + \mu \cdot \frac{\pi \cdot d_{кл} \cdot \cos \beta \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot b}}{\omega} \cdot h =$ $= f_{порш} \cdot r \cdot \sin \varphi$ <p>де b – навантаження на клапан,</p> $b = \frac{G + F_{пруж}}{\rho \cdot f_{кл}}$	<p>Постійність навантаження: напору на тарілку при будь-якій висоті її підйому. Це призводить до того, що швидкість руху розчину в щілині клапана також постійна.</p> <p>$\Delta P = \text{const}$, h_{max} відповідає куту повороту кривошипа 90°, $\mu = \text{const}$, довжина шатуна рівна нескінченності, кути запізнення посадки та відкривання рівні між собою, витрата Q визначається за синусоїдальним законом. Не враховано сили інерції і інші сили.</p>	Аналітичне інтегрування
2	Зайцев В. І. [86]	$h'' = \frac{\gamma \cdot f_c \cdot \xi \cdot V_{щ} \cdot V_{щ} + \frac{\gamma}{G} \cdot q \cdot (V_c - V_{кл}) -}{2 \cdot G} - (G + k \cdot \lambda_0) \cdot \frac{q}{G} + C^2 \cdot h$ <p>де $C = \sqrt{\frac{k}{m}}$ – власна частота коливань пружинного клапана.</p> $V_{щ} = \frac{q - f_{кл} \cdot h'}{\Pi \cdot h \cdot \cos \beta}$, де Π – периметр щілини	<p>$\mu = \text{const}$, довжина шатуна рівна нескінченності, $\xi = \text{const}$.</p> <p>Не враховано: нерівномірність розподілу швидкості вздовж перерізу щілини, сумісна дія клапанів та приведена маса розчину.</p>	Чисельне інтегрування при $\xi = \text{const}$

1	2	3	4	5
3	Нехай С.М. [96]	$m \cdot h'' + \eta_1 \cdot h' + k \cdot h = f_{кл} \cdot \Delta P - (G + F_0)$ <p>η_1 – коефіцієнт опору руху тарілки клапана в розчині, F_0 – сила попереднього підтиснення пружини</p> <p>Інший вигляд рівняння:</p> $h'' + 2 \cdot a \cdot h' + b^2 \cdot h = K \cdot V_n + d, \text{ де}$ $2 \cdot a = \frac{\eta_1}{m}, b^2 = \frac{k}{m}, d = -\frac{G + F_0}{m}$ $K = \frac{d_n^4 \cdot f_{кл} \cdot \rho}{32 \cdot m \cdot \mu^2 \cdot d_k^2 \cdot h^2 \cdot \sin^2 \varphi}$	$\mu = \text{const}$, не врахована поправка Вестфала, а замість неї використовується коефіцієнт η_1 , характерна витрата розчину через клапан представлена лінійною залежністю, а не квадратичною. Припускається, що рух клапана підпорядковується закону гармонійного коливального руху матеріальної точки.	Розв'язок не виявлено
4	Виноградов Е.В. [159]	$m \cdot h'' - 3 \cdot \frac{\mu \cdot F_{он}}{\pi \cdot h^3} \cdot (Q - h \cdot F_{сп}) + B = 0$ $F_{сп} = \frac{f_{кл} + f_c}{2}; F_{он} = f_{кл} - f_c$	$\mu = \text{const}$, рух розчину в щілині клапана прийнято ламінарним.	Отримано аналітичне рішення лінеаризованого рівняння
5	Кукольевский И.И. [160]	$h' = \frac{f_n \cdot r \cdot \omega}{\mu \cdot l \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}}$ <p>або $h' = h_{max} \cdot \omega$</p> <p>$h'$ – швидкість закривання клапана. Умова безударної посадки: $h_{max} \cdot n \leq 600 - 650$</p>	Ця умова не завжди справджується, $\mu = \text{const}$.	-

1	2	3	4	5
6	Погорелов В. І. [97]	$h' + a \cdot h = b \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t),$ $a = \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_{\text{кл}}}{f_{\text{кл}}} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \Delta P, \quad b = \frac{f_n \cdot r}{f_{\text{кл}}}$ <p>Розв'язок:</p> $h = \frac{b}{a^2 + \omega^2} \cdot (\omega \cdot e^{-a \cdot t} + a \cdot \sin \omega \cdot t + \omega \cdot \cos \omega \cdot t),$ $h' = \frac{b \cdot \omega^2}{a^2 + \omega^2} \cdot (-a \cdot e^{-a \cdot t} + a \cdot \cos \omega \cdot t + \omega \cdot \sin \omega \cdot t)$ $h'' = \frac{b \cdot \omega^2}{a^2 + \omega^2} \cdot (a^2 \cdot e^{-a \cdot t} - a \cdot \omega \cdot \sin \omega \cdot t + \omega^2 \cdot \cos \omega \cdot t)$ <p>При $\omega \cdot t = 0, h' = 0, h'' = b \cdot \omega^2.$</p> $\Delta P = \frac{m \cdot h'' + G + F_{\text{нр}}}{f_{\text{кл}}}, \quad h_0 = \frac{b \cdot \omega^2}{a^2 + \omega^2}$	<p>Не враховані: стисання розчину, сумісна дія клапанів, дія гідродинамічної сили, не відображена дія початкового імпульсу тиску на клапан.</p> <p>$\mu = \text{const}, h_{\text{max}}$ відповідає куту повороту кривошипа $90^\circ.$</p>	Аналітичне інтегрування
7	Талибадзе Р.Т. [92]	$h'' = \frac{f_{\text{кл}} \cdot q}{G} \cdot \Delta P + \frac{\gamma}{G} \cdot \frac{(f_{\text{кл}} - f_c)}{f_{\text{кл}} \cdot f_c} \cdot q^2 - k \cdot h$ $\Delta P = \gamma \cdot \xi(h) \cdot \frac{ V_{\text{ш}} }{2g} \cdot V_{\text{ш}}$ $\xi = f(h)$	<p>Довжина шатуна рівна нескінченності,</p> <p>$\alpha_{\text{п}} = \text{const}.$</p>	На ЕВМ типу ЭМУ-10

1	2	3	4	5
8	Лівінюк І. Х. [98]	$h'' + \frac{K \cdot \gamma \cdot f_{кл}^2 \cdot h'}{m \cdot \varphi \cdot \Delta P \cdot h} + \frac{K}{m} \cdot h + \frac{1}{m} \cdot (N_0 + G - \frac{K \cdot \gamma \cdot f_{кл}}{\varphi \cdot \Delta P \cdot h} \cdot f_n \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \omega t) = 0$ <p>Після лінеаризації</p> $h'' + a_2 \cdot h' + a_3 \cdot h + a_4 = 0$ <p>K – коефіцієнт, вибирається для кожного періоду роботи насоса</p>	<p>Немає рекомендацій для вибору основних параметрів клапанів, тому знаходження h та h' є не доцільне за цим методом.</p> <p>Підймальна сила, що діє на тарілку клапана лінійно зв'язана зі швидкістю розчину в щілині клапана.</p>	Аналітичне інтегрування
9	Синіцький В. М. [90, 93]	$h'' + 2 \cdot n \cdot h' + K^2 \cdot h = H \cdot \sin(\omega \cdot t), \text{ де}$ $2 \cdot n = \frac{\alpha \cdot k \cdot f_{кл}}{m}, K^2 = \frac{k}{m}, H = \frac{\alpha \cdot k \cdot f_n \cdot r \cdot \omega}{m},$ <p>$h = \alpha \cdot Q$ – лінійна залежність;</p> <p>α – коефіцієнт, який визначається в результаті статичної проливки;</p> <p>k – коефіцієнт жорсткості пружини.</p>	$\mu = const$ <p>Кути запізнення відкривання та посадки рівні між собою. Рівняння не відображає початкових умов, так як при $h = 0$ за умовою статичної проливки $h'' = 0$, що не відповідає дійсності. Не враховані: стиснення розчину, дія гідродинамічної сили та сумісна дія клапанів.</p>	Аналітичне інтегрування

Продовження табл. В.1

1	2	3	4	5
10	Кресин В. А. [89]	<p>Рівняння руху вихідного клапана</p> $m_n \cdot h'' + K_n \cdot h'_n + R_n \cdot \text{sign} h'_n + k_n \cdot h_n + G_n + F_{\text{прн}} - K_{\text{рн}} \cdot P_{\text{зн}} = 0$ $f_n \cdot r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - Q'_n \sqrt{P - P_n} - \frac{r \cdot f_n}{E} \times (\cos \omega \cdot t + 2 \cdot k_v + 1) \cdot \dot{p} - f_n \cdot h'_n = 0$ <p>Рівняння руху вхідного клапана</p> $m_e \cdot h'' + K_e \cdot h'_e + R_e \cdot \text{sign} h'_e + k_e \cdot h_e + G_e + F_{\text{пре}} - K_{\text{ре}} \cdot P_{\text{зв}} = 0$ $- f_n \cdot r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) + Q'_e \sqrt{P_e - P} - \frac{r \cdot f_n}{E} \times (\cos \omega \cdot t + 2 \cdot k_v + 1) \cdot \dot{p} + f_e \cdot h'_e = 0$	<p>$\mu = \text{const}$, рідина – вода, невисока точність дослідження та складність обладнання. не врахована дія компенсатора, подача розчину за синусоїдальним законом, гідродинамічна сила враховується коефіцієнтом k_p.</p> <p>$P_{\text{зн}}$, $P_{\text{зв}}$ – сили тиску розчину на закриті вхідний та вихідний клапани відповідно.</p> <p>P – тиск перед клапаном. k_v – коефіцієнт шкідливого об'єму насосної камери,</p> <p>P_e, P_n – тиск всмоктування і нагнітання відповідно. Q' – “провідність” клапана.</p>	Електронне моделювання роботи клапанів на аналогових вчислювальних машинах
11	Ермакова В. И. [26]	$h = 2 \cdot \frac{f_{\text{кл}} \cdot (P_{\text{нід.клан}} - P_{\text{над.клан}})_{\text{сер}} - F_0}{k} (1 - \cos \omega t)$ $h_{\text{гран}} = 2 \cdot \frac{f_{\text{кл}} \cdot (P_{\text{нід.клан}} - P_{\text{над.клан}})_{\text{сер}} - F_0 - F_c}{k}$ $h_{\text{гран}} \geq h_{\text{max}} \quad F_c = \xi \cdot f_{\text{кл}} = \frac{V_{\text{кр}}^2 \cdot \gamma}{2g}$ <p>– сила опору руху розчину.</p>	<p>Максимальна висота підйому тарілки клапана визначається за теорією Берга, тобто вона буде при повороті кривошипа на 90°, що суперечить експериментам.</p> <p>$V_{\text{кр}}$ – середня швидкість руху тарілки клапана.</p>	Аналітичний

Позначення, які використовуються в табл. В.І:

q – миттева витрата розчину;
 h – висота підйому тарілки;
 h' – швидкість руху тарілки;
 h'' – прискорення руху тарілки;
 φ – кут повороту кривошипа;
 β – кут конусної частини тарілки;
 ρ – густина бурового розчину;
 γ – питома маса бурового розчину;
 G – вага рухомих частин клапанного вузла в розчині;
 m – маса рухомих частин клапанного вузла;
 $f_{ш}$ – площа щілини між тарілкою і сідлом клапана;
 f_n – площа торцевої поверхні поршня;
 $f_{св}$ – площа тарілки клапана;
 f_c – площа перерізу в сідлі клапана;
 μ – коефіцієнт витрати клапана;
 ω – кутова швидкість обертання кривошипа;
 ΔP – перепад тиску на тарілці;
 t – час;
 h_m – максимальна висота підйому тарілки клапана;
 h_0 – висота зависання тарілки клапана;

r – радіус кривошипа;
 g – прискорення вільного падіння;
 $F_{пр}$ – сила пружини;
 $V_{ш}$ – швидкість розчину в щілині клапана;
 δ – кут запізнення закривання клапана;
 ζ – коефіцієнт місцевого опору;
 k – коефіцієнт жорсткості пружини;
 V_c – швидкість розчину в сідлі;
 V_n – швидкість руху поршня;
 $V_{кор}$ – середня миттєва швидкість розчину в клапанній коробці;
 n – частота ходів поршня;
 S – довжина ходу поршня;
 η – коефіцієнт пропорційності сили тертя швидкості переміщення тарілки;
 d_c – діаметр сідла;
 $F_{оп}$ – опорна поверхня клапана;
 Q – подача розчину зумовлена рухом поршня;
 T – сила гідравлічного опору;
 R – сила механічного опору;
 l – довжина кола сідла;
 R_m, R_g – сили тертя клапанів;
 K_m, K_g – коефіцієнти демпфування.

ДОДАТОК Д

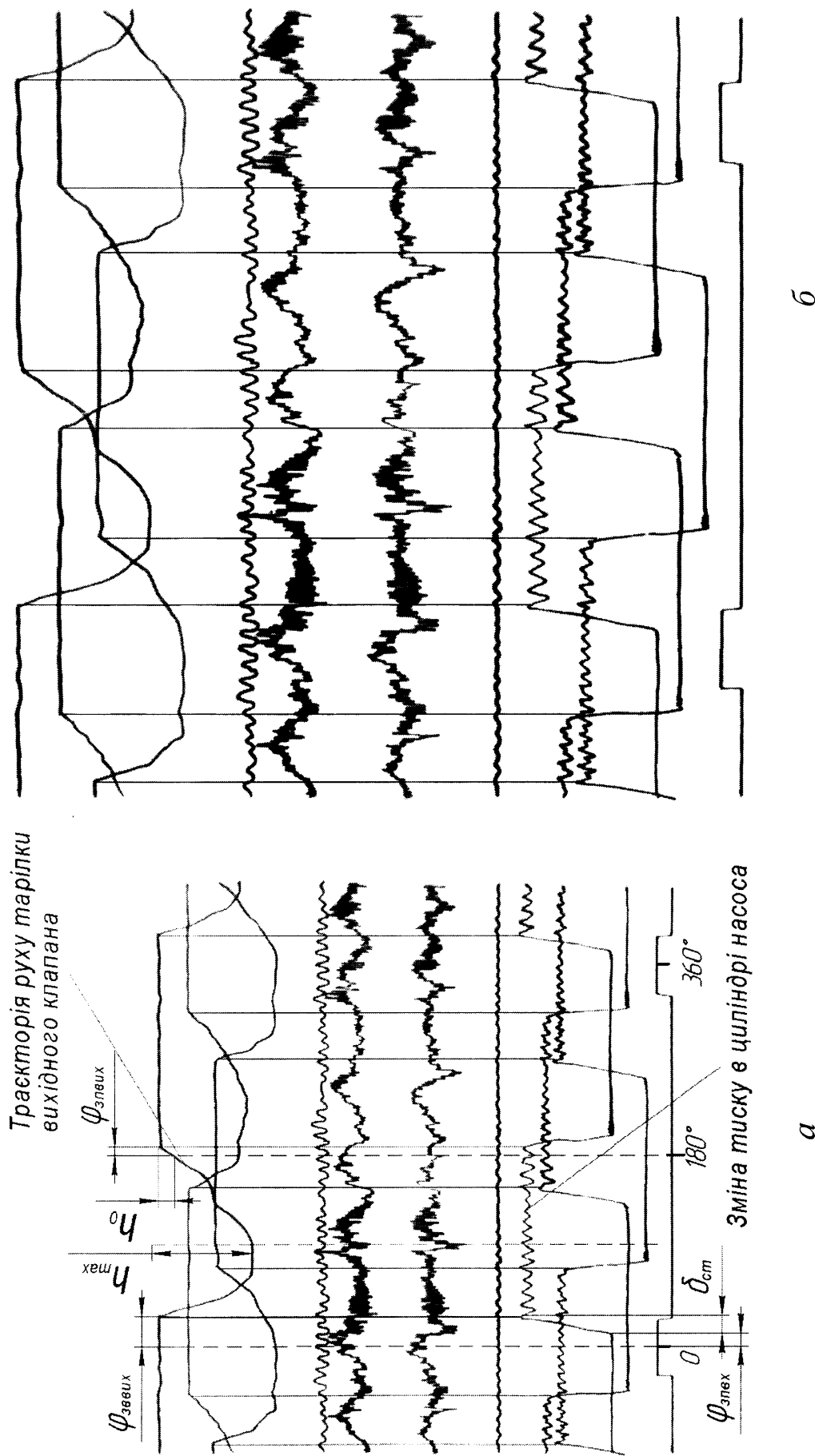
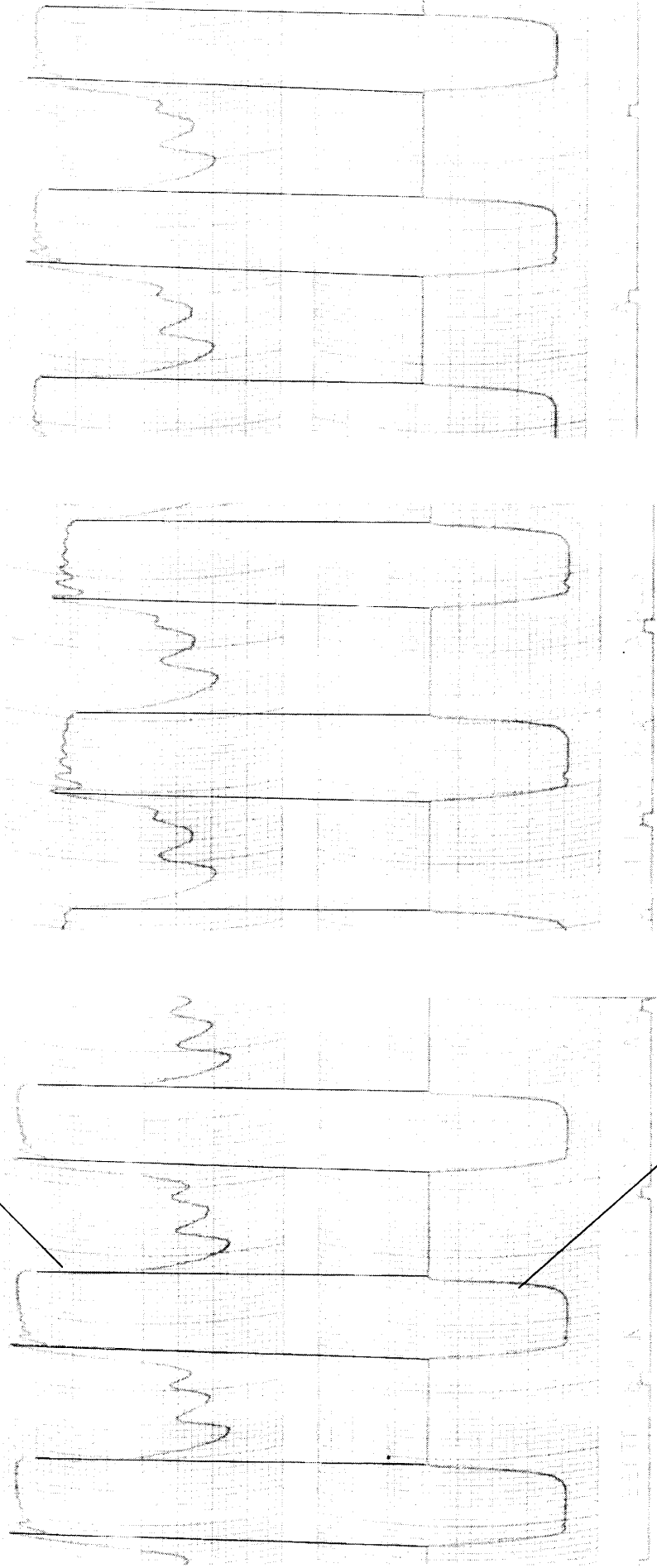


Рис. Д.1. Індикаторні діаграми зміни тиску в гідравлічній частині та осцилограми руху тарілок клапанів отримані при випробуваннях насоса УНБТ-950 та клапанного вузла №7:

- а – при роботі насоса на воді з діаметром поршня 180 мм та тиску нагнітання 15 МПа;
- б – при роботі насоса на воді з діаметром поршня 140 мм та тиску нагнітання 15 МПа

Зміна тиску в циліндрі
насоса



Траєкторія руху
тарілки клапана

а

б

в

Рис. Д.2. Індикаторні діаграми зміни тиску в гідравлічній частині та осцилограми руху тарілок клапанів отримані при стендових випробуваннях клапана №7 на експериментальній установці УДК-1М:

а – тиск на виході 2.7 МПа; б – тиск на виході 1.45 МПа; в – тиск на виході 2.1 МПа