

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Центральноукраїнський національний технічний університет

Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, С.О. Магопець, О.В. Бевз,  
Є.Ю. Штомпель.

**ШЕСТЕРЕННИЙ НАСОС ТИПУ НШ**  
**(КОНСТРУКЦІЯ, ПРИНЦИП РОБОТИ ТА ТЕХНІЧНІ**  
**ХАРАКТЕРИСТИКИ)**

**Монографія**

Кропивницький - 2026

Рекомендовано до друку Вченою Радою  
Центральноукраїнського національного  
технічного університету  
(Протокол 7 від 16.03.2026 року.)

Ю. В. Кулешков. Шестеренний насос типу НШ: монографія / Ю. В. Кулешков, Т. В. Руденко, М. В. Красота, С. О. Магопець, О. В. Бевз, Є. Ю. Штомпель; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. — Кропивницький : ЦНТУ, 2026. — 164 с.

Рецензенти:

*Панченко Анатолій Іванович* - Доктор технічних наук, професор [Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного](#), завідувач кафедри мехатронних систем тракторів та сільськогосподарських машин (м. Мелітополь).

*Сагура Євген Олександрович* - Головний конструктор АТ "Гідросила" (м. Кропивницький)

*Кириченко Андрій Миколайович* - Проректор з науково-педагогічної роботи Центральноукраїнського національного технічного університету

В даній монографії викладено результати комплексного теоретичного, аналітичного та експериментального дослідження шестеренних насосів як базового елементу об'ємного гідроприводу. Робота присвячена актуальній науково-технічній проблемі підвищення технічного рівня шестеренного насоса за питомими показниками надійності та довговічності.

Встановлено основні напрямки розвитку шестеренного насоса за робочим тиском, потужністю, зменшення габаритів та металоємності. Представлено математичні моделі, що описують механізм формування тиску в шестеренному насосі, встановлено синергетичний ефект підвищення тиску, коефіцієнта подачі й об'ємного ККД за рахунок зростання внутрішнього гідроопору. Комплексно досліджено гідродинамічні процеси у шестеренному насосі, зокрема утворення та способи усунення відсіченої порожнини. Представлено методики та обладнання дослідження характеристики шестеренних насосів. На основі функціонального аналізу та ранжування елементів конструкції сформовано методологію підвищення технічного рівня шестеренного насоса.

Наведено аналіз сучасних промислових зразків шестеренних насосів провідних українських виробників.

Монографія призначена для інженерів і техніків, що займаються проектуванням, виготовленням та експлуатацією шестеренних насосів.

© Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, С.О. Магопець, О.В. Бевз, Є.Ю. Штомпель  
© ЦНТУ. м. Кропивницький, пр. Університетський, 8. 2026 р

## Зміст

Перелік умовних позначень та скорочень.....	6
<b>ВСТУП</b> .....	7
<b>Розділ 1 Сучасний стан і перспективи розвитку технічного рівня об'ємного гідроприводу</b> .....	9
1.1 Порівняльна характеристика об'ємного гідроприводу в загальній системі приводів .....	9
1.1.1 Питомі характеристики об'ємного гідроприводу .....	9
1.1.2 Динамічні характеристики об'ємного гідроприводу .....	11
1.1.3 Можливості компонування агрегатів об'ємного гідроприводу .....	13
1.1.4 Безступінчасте регулювання вихідної ланки об'ємного гідроприводу .....	14
1.1.5 Рівень технічної досконалості об'ємного гідроприводу .....	14
1.2 Недоліки об'ємного гідроприводу .....	15
1.3 Тенденції розвитку об'ємного гідроприводу .....	16
1.4 Поширеність шестеренних насосів в гідравлічних системах .....	17
1.5 Порівняльний аналіз технічного рівня шестеренних насосів відносно інших типів об'ємних насосів .....	19
Висновки по розділу 1 .....	24
<b>Розділ 2. Конструкція, функціонування та основні показники шестеренного насоса.</b>	<b>26</b>
2.1 Конструкція і принципи функціонування шестеренного насоса .....	26
2.1.1 Конструкція шестеренного насоса .....	26
2.1.2 Принципи функціонування шестеренного насоса .....	28
2.1.3 Втрати робочої рідини через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса та конструктивні способи їх запобігання .....	28
2.1.4 Гідродинамічні процеси в затиснутій порожнині шестеренного насоса .....	30
2.1.5 Конструктивні і функціональні особливості шестеренного насоса .....	31
2.1.6 Недоліки шестеренного насоса, що підлягають усуненню в процесі вдосконалення конструкції шестеренного насоса .....	32
2.2 Основні показники роботи шестеренного насоса .....	33
2.2.1 Основні поняття та визначення щодо енергетичних показників роботи шестеренного насоса .....	33
2.2.2 Основні геометричні параметри шестеренного насосу .....	33
2.2.3 Параметри, що характеризують робочий процес подачі шестеренного насоса .....	34
2.2.4 Енергетичні показники, що характеризують робочий процес шестеренного насоса .....	38
2.2.5 Ергономічні показники, що характеризують робочий процес шестеренного насоса .....	43
Висновки по розділу 2 .....	45
<b>Розділ 3 Моделювання роботи шестеренного насосу</b> .....	<b>46</b>
Висновки по розділу 3 .....	53
<b>Розділ 4 Фізична та математична моделі підвищення тиску робочої рідини у шестеренному насосі</b> .....	<b>53</b>
4.1 Розмірковування щодо феномену підвищення тиску РР в шестеренному насосі .....	54
4.2 Теоретичні передумови підвищення тиску робочої рідини в шестеренному насосі .....	54
4.3 Фізична та математична модель підвищення тиску робочої рідини в шестеренному насосі .....	55
4.4 Аналіз впливу гідравлічного опору внутрішнім втратам на підвищення тиску на виході насоса .....	58
Висновки по розділу 4 .....	62

<b>Розділ 5 Аналіз теоретичних і експериментальних досліджень щодо усунення негативного впливу компресії робочої рідини у відсіченій порожнині насосу .....</b>	<b>63</b>
5.1 Загальні поняття про відсічену порожнину, що утворюється в процесі роботи шестеренного насоса.....	63
5.2 Вплив стиснення робочої рідини у відсіченій порожнині на працездатність шестеренних насосів .....	70
5.3 Аналіз відомих теоретичних досліджень процесів, що відбуваються у відсіченій порожнині шестеренного насоса .....	71
5.4 Аналіз існуючих способів усунення негативного впливу компресії РР у відсіченій порожнині насоса на його працездатність .....	73
5.4.1 Способи розвантаження відсіченої порожнини шестеренного насоса за допомогою спеціальних комунікацій.....	73
5.4.2 Розвантаження відсіченої порожнини шляхом формування скосу на вершині веденої шестерні .....	79
5.4.3 Розвантаження відсіченої порожнини шляхом зменшення товщини зуба .....	80
5.5 Аналіз існуючих способів усунення компресії робочої рідини в відсіченій порожнині .....	80
5.5.1 Усунення компресії робочої рідини у відсіченій порожнині шляхом зменшення коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення.....	80
5.5.2 Усунення компресії робочої рідини шестеренного насоса акумулюванням енергії рідини, що витискається з відсіченої порожнини.....	85
5.5.3 Усунення компресії робочої рідини шляхом підбирання відповідних параметрів зубчастого зачеплення.....	86
Висновки по розділу 5 .....	88
<b>Розділ 6 Аналіз відомих методів підвищення подачі шестеренних насосів .....</b>	<b>88</b>
6.1 Галузь застосування насосів об'ємного типу.....	89
6.2 Аналіз теоретичних робіт, присвячених підвищенню подачі шестеренних насосів.....	89
6.3 Аналіз конструктивних рішень підвищення подачі шестеренних насосів.....	98
6.4 Аналіз методів розрахунку зубчастого зачеплення шестеренних насосів .....	103
6.4.1 Аналіз методів оцінки досконалості конструктивних рішень підвищення подачі шестеренних насосів.....	104
6.4.2 Розрахунок геометричних параметрів зачеплення шестеренного насоса за методикою Є.М. Юдіна .....	105
6.4.3 Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса за стандартною методикою .....	106
6.4.4 Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса в узагальнюючих параметрах за методикою Е.Б. Вулгакова .....	107
6.5 Критерії оцінювання раціональних параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса по подачі .....	107
Висновки по розділу 6 .....	111
<b>Розділ 7 Методологія підвищення технічного рівня шестеренного насоса.....</b>	<b>112</b>
7.1 Теоретичні основи функціонально-вартісного аналізу .....	112
7.2 Поняття ранжування технічної системи та її елементів.....	114
7.3 Ранжування функцій шестеренного насоса .....	115
7.4 Ранжування деталей шестеренного насоса.....	117
7.5 Ранжування елементів ведучої шестерні шестеренного насоса .....	118
7.5.1 Основні елементи ведучої шестерні та їх роль у забезпеченні виконання головної корисної функції шестеренного насоса .....	118
7.5.2 Ранжування елементів ведучої шестерні шестеренного насоса.....	119
7.5 Програма вдосконалення шестеренного насоса.....	120
7.6 Методи та підходи розвантаження підшипників шестеренного насоса .....	123

7.7 Основні напрямки підвищення ефективності роботи підшипників ковзання шестеренного насоса.....	127
<b>Розділ 8 Випробовування шестеренного насоса.....</b>	<b>130</b>
8.1 Обладнання для експериментального випробування шестеренного насоса .....	130
8.2 Методика проведення випробовування шестеренного насоса за основними показниками його технічного стану .....	134
8.3 Методика обробки первинної інформації, що була отримана в результаті дослідження шестеренного насоса за основними технічними параметрами.....	139
Висновки по розділу 8 .....	140
<b>Розділ 9 Методика статистичної обробки даних експериментальних досліджень .....</b>	<b>141</b>
9.1 Визначення параметрів описової статистики .....	141
9.1.1 Визначення точкових характеристик емпіричного розподілу .....	141
9.1.2 Інтервальні характеристики середнього значення вибірки .....	142
9.1.3 Абсолютна і відносна похибка експерименту .....	144
9.2 Визначення мінімально необхідної кількості експериментів .....	147
Висновки по розділу 9 .....	148
<b>Розділ 10 Шестеренні насоси, що випускає промисловість України .....</b>	<b>149</b>
10.1 Шестеренні насоси виробництва АТ «Гідросила» (м. Кропивницький) .....	149
10.1.1 Насоси шестеренні серії «К» .....	149
10.1.2 Шестеренні насоси серії «Т» .....	151
10.1.3 Шестеренні насоси серії «MASTER».....	153
10.1.4 Шестеренні насоси серії «ANTEY» .....	154
10.2 Шестеренні насоси виробництва Вінницького заводу тракторних агрегатів (ВЗТА) (м. Вінниця).....	156
10.2.1 Шестеренні насоси конструктивного виконання «Д».....	156
10.2.2 Шестеренні насоси конструктивного виконання «КП» .....	157
10.2.3 Насос оливний НМШ 25П.....	158
Висновки по розділу 10 .....	159
Список використаних джерел науково-технічної інформації.....	160

## Перелік умовних позначень та скорочень

НШ – насос шестеренний  
ОГП – об'ємний гідропривід  
ККД – коефіцієнт корисної дії  
КП – коефіцієнт подачі  
ВП – відсічена порожнина  
КПЗЗ – коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення  
МЗЗ – міжзубова западина  
ОРК – об'єм робочої камери  
ДВЗ – двигун внутрішнього згорання  
ТС – технічна система  
КРР – компресія робочої рідини  
МЗП – міжзубовий простір  
РОН – робочий об'єм насоса  
КВОВШ – коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень  
ФВА – функціонально – вартісний аналіз  
ТРВЗ – теорія розв'язання винахідницьких задач  
РР – робоча рідина

## ВСТУП

Сучасний етап розвитку машинобудування, транспортних, сільськогосподарських і промислових технологій характеризується зростанням вимог до енергоефективності, компактності, надійності та керованості технічних систем. В цих умовах особливого значення набуває об'ємний гідравлічний привід, який завдяки своїм унікальним властивостям став одним із базових елементів силових систем машин різного призначення. Його високі питомі енергетичні та динамічні характеристики, здатність передавати значні потужності за відносно малих габаритів, можливість безступінчастого регулювання швидкості та зусилля, а також легкість реалізації як лінійних, так і обертальних рухів зумовили надзвичайно широку сферу застосування.

Разом з тим, попри високий рівень технічної досконалості, об'ємний гідропривід має низку обмежень, пов'язаних із втратами енергії, витоками робочої рідини, підвищеними навантаженнями на спряжені поверхні та залежністю ефективності від якості виготовлення деталей. Ці недоліки особливо проявляються в шестеренних насосах, які є найпоширенішим типом гідромашин в складі гідравлічних приводів завдяки простоті конструкції, технологічності та надійності.

Шестеренний насос, попри зовнішню конструктивну простоту, є складною гідромеханічною системою, в якій взаємодіють процеси нагнітання, втрат, тертя, гідродинамічних пульсацій і локальних підвищень тиску у відсіченій порожнині. Саме ці явища визначають його реальні енергетичні показники, граничний тиск, коефіцієнти корисної дії та ресурс. В зв'язку з цим постає необхідність не лише описати окремі елементи конструкції, а й сформулювати цілісне фізичне уявлення про робочі процеси, які відбуваються в насосі.

В першому розділі монографії виконано аналіз технічних переваг об'ємного гідравлічного приводу в порівнянні з іншими видами приводів, розкрито його унікальні функціональні можливості та наведено сучасні тенденції розвитку. Показано, що саме поєднання високої питомої потужності, гнучкості компоновки та керованості робить гідропривід незамінним в багатьох галузях техніки. Окрему увагу приділено поширеності шестеренного насоса як ключового джерела енергії в гідросистемі.

Другий розділ присвячений системному аналізу науково-технічних джерел, що стосуються будови, принципу дії та конструктивних особливостей шестеренних насосів. Узагальнено відомості про втрати робочої рідини через зазори в спряженнях, методи їх компенсації, а також гідродинамічні процеси у відсіченій порожнині. Виділено основні енергетичні показники та параметри функціонування насоса, що формують основу для подальшого теоретичного і експериментального аналізу.

В третьому розділі розглянуто особливості конструкції та функціонування шестеренного насоса, які зумовлюють його високий рівень питомої потужності порівняно з іншими об'ємними насосами. Запропоновано підхід віртуального моделювання окремих етапів робочого процесу з використанням спрощених фізичних аналогів, що дозволяє глибше зрозуміти складні внутрішні процеси та сформулювати напрями подальшого вдосконалення конструкції.

Четвертий розділ присвячений дослідженню умов підвищення тиску робочої рідини в шестеренному насосі. Запропоновано фізичну модель, згідно з якою тиск, що розвиває насос, визначається внутрішнім гідравлічним опором на шляху витоків через зазори в спряженнях деталей. Отримано аналітичні залежності, що описують цей процес, і сформульовано напрями підвищення тиску шляхом збільшення внутрішнього гідравлічного опору.

П'ятий розділ висвітлює проблему компресії робочої рідини у відсіченій порожнині. Проаналізовано її вплив на функціональні параметри насоса та розглянуто способи усунення як наслідків компресії, так і самої компресії.

В шостому розділі наведено аналіз існуючих методів розрахунку робочого об'єму та подачі шестеренного насоса. Показано, що геометричні параметри зубчастого зачеплення

визначають величину робочого об'єму, однак відсутність універсального критерію ефективності стримує подальше вдосконалення конструкції.

Сьомий розділ містить методологію підвищення технічного рівня шестеренного насоса на основі функціонального аналізу з ранжуванням його елементів. Також показано, що в сучасних конструкціях через зростання робочих тисків доводиться значно збільшувати опорні поверхні підшипників ковзання, внаслідок чого їхні габарити не менше ніж удвічі перевищують розміри зубчастих вінців, які виконують основну корисну функцію в технічній системі «шестеренний насос». Це свідчить про істотний резерв підвищення технічного рівня насосів: навіть незначне зменшення габаритів підшипникових вузлів здатне забезпечити виражений синергетичний ефект і привести до суттєвого зростання питомих характеристик та енергоефективності шестеренних насосів.

У восьмому розділі розроблено та обґрунтовано методичне забезпечення експериментального визначення основних технічних характеристик шестеренного насоса зокрема: номінального і максимального тиску, робочого об'єму, коефіцієнта подачі, загального та механічного коефіцієнтів корисної дії, а також потужності, що розвиває насос. Наведено опис складу експериментального обладнання, стендів, вимірювальних приладів і допоміжного оснащення, що дозволяє відтворити реальні фізичні процеси, які відбуваються під час роботи насоса.

Дев'ятий розділ містить методику обробки первинних експериментальних даних, яка дозволяє оцінити похибки вимірювань і визначити межі достовірності отриманих результатів. Це забезпечує валідність експериментального підтвердження теоретичних положень, сформульованих у попередніх розділах, і дає змогу використовувати результати для порівняльної оцінки різних конструктивних рішень.

Десятий розділ присвячено огляду промислових зразків українських виробників шестеренних насосів, зокрема підприємств АТ «Гідросила» м. Кропивницький та ТОВ «Вінницький агрегатний завод» м. Вінниця.

Таким чином, у монографії сформовано цілісну концепцію підвищення технічного рівня шестеренних насосів на основі поєднання фізичного моделювання, системного аналізу та експериментального підтвердження. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні нових та модернізації існуючих гідравлічних машин, а також у навчальному процесі при підготовці фахівців з гідроприводів і машинобудування.

## **Розділ 1 Сучасний стан і перспективи розвитку технічного рівня об'ємного гідроприводу**

*Розділ присвячений аналізу технічних переваг об'ємного гідравлічного приводу механізмів машин в порівнянні з іншими видами приводів. В розділі відмічені високі питомі енергетичні та динамічні характеристики об'ємного гідравлічного приводу, його неперевершені можливості раціонального компоновання агрегатів і вузлів в машинах.*

*Високий рівень технічної досконалості об'ємного гідроприводу дозволяє реалізовувати його унікальні можливості щодо легкого здійснення як обертального, так і лінійного руху елементів машин, а також безступінчастого регулювання вихідної ланки об'ємного гідроприводу. При цьому, поряд з перевагами були відмічені і недоліки, що притаманні об'ємному гідроприводу, а також тенденції подальшого його розвитку.*

*Наведені відомості, щодо поширеності шестеренних насосів у гідравлічних системах приводів.*

### **1.1 Порівняльна характеристика об'ємного гідроприводу в загальній системі приводів**

Об'ємний гідропривід (ОГП) отримав широкого поширення в найрізноманітніших галузях техніки, де використовуються великі зусилля при малих габаритах і високих питомих характеристиках виконавчих механізмів. ОГП має цілу низку переваг, які вигідно відрізняють його від інших видів приводів [1 - 3].

На сучасному етапі розвитку техніки при переході від механізації до автоматизації технологічних процесів до слідкуючих і саморегульованих систем ці завдання все частіше вирішуються шляхом застосування ОГП і гідропередач. ОГП успішно використовують на транспортних, гірничих, будівельних, дорожніх, залізничних, меліоративних і сільськогосподарських машинах, на суднах, літальних і підводних апаратах, у верстатах і на підйомно-транспортному обладнанні, на автоматичних лініях машинобудівних, металургійних, хімічних та інших підприємствах. ОГП переважно застосовують на виробництвах з підвищеним рівнем запиленості та температури. Це пояснюється рядом істотних переваг ОГП в порівнянні з іншими типами приводів, такими як механічний, пневматичний і електропривід.

До переваг ОГП слід віднести низьку вагу і об'єм, що припадають на одиницю переданої потужності, простоту здійснення безперервного (безступінчастого) регулювання вихідної швидкості, високий ступень редукації, забезпечення плавності, рівномірності і стійкості руху вихідної ланки, високу надійність, значний термін служби, високий ККД, простоту управління і технічного обслуговування, а також універсальність застосування.

Крім того, в ОГП простіше здійснити захист від перевантажень, а також демпфірування автоколивань. Цінними якостями гідравлічної системи є простота управління як окремими параметрами, зокрема тиском, так і швидкістю руху – шляхом зміни об'єму рідини, що подається до виконавчої ланки. Також, в ОГП легко здійснюється реверсування руху робочого органу. Крім того, останнім часом розвивається імпульсна техніка, що дозволяє реалізувати цілий ряд переваг, які недоступні гідромашинам, заснованим на подачі стаціонарних потоків робочої рідини (РР). Також, гідравлічні системи дозволяють здійснити встановлення виконавчого механізму в будь-яке проміжне положення в заданому діапазоні.

Використання ОГП стає свого роду візитною карткою високого технічного рівня машин.

#### **1.1.1 Питомі характеристики об'ємного гідроприводу**

Вузли та агрегати ОГП, а також ОГП в цілому мають меншу масу та габарити в порівнянні з механічним та електричним приводами, що пояснюється відсутністю або скороченням важко навантажених валів, редукторів, муфт, фрикціонів, канатів, генераторів з електроапаратурою тощо, що забезпечує – дуже високі питомі показники, навіть у порівнянні з електроприводом.

При оцінці машини велике значення мають її масові характеристики, якими є: питома маса машини, під якою розуміють масу  $m$ , що доводиться на одиницю корисної потужності  $N$ , і зазвичай виражається в кг/кВт [3]:

$$G_{mN} = \frac{m}{N}; \quad (1.1)$$

- або масу  $m$  на одиницю розвинуеного моменту  $M$ , що виражається в кг/(Н м):

$$G_{mM} = \frac{m}{M}, \quad (1.2)$$

де  $m$ ,  $N$  і  $M$  - відповідно маса машини, а також її потужність і крутний момент на валу.

Іноді, для оцінки ступеня досконалості машин застосовують і зворотні питомі показники - потужність, що доводиться на масу машини:

$$G_N = \frac{N}{m}. \quad (1.3)$$

Відомо, що ОГП, поступаючись електричним приводам у компактності та масі апаратури управління, значно перевершують останні за конструктивними можливостями отримання малогабаритних і потужних виконавчих механізмів.

Габарити сучасного гідромотора становлять 12...20% габаритів електродвигуна при рівній з ним потужності [1, 4, 5].

Маса гідравлічних насосів менша маси електричних генераторів при однакових значеннях потужності в 2,5...10 разів, а маса гідромоторів менша в 2...8 разів [6, 7] (рис. 1.1, 1.2).

Рисунок 1.1 – Порівняльна маса гідравлічних насосів та електричних машин - генераторів [9]

Коефіцієнт, що характеризує величину переданої потужності на одиницю маси для ОГП, становить 0,152...0,162 кВт/кг [1, 8]. Цей же коефіцієнт для редукторів серії РМ дорівнює 0,056...0,072 кВт/кг [8], тобто в 2,2...2,8 рази менше.

Слід зауважити, що при тиску 28 МПа і вище вага трубопроводів з рідиною в гідравлічних системах стає меншою за вагу електричних кабелів для передачі тієї ж потужності [9].

Рисунок 1.2 – Порівняльна маса гідравлічних моторів і електричних двигунів постійного струму [9]

Слід зазначити, що наведені значення маси та габаритів гідравлічних агрегатів не є граничними. Так, Кропивницьким АТ «Гідросила» розроблено сімейство металозберігаючих насосів серії «Master», які мають унікальні питомі показники [10].

Для гідромашин загального застосування, розрахованих на тиск понад 20 МПа, питома маса зазвичай становить 0,6 кг/кВт (1,67 кВт/кг); для авіаційних насосів і гідромоторів, що працюють при високих швидкостях (2500...4000 об/хв), ця маса ще менша і становить 0,33 кг/кВт (3,03 кВт/кг) [9].

Питома маса сучасних шестеренних насосів, що використовуються в промисловості, на дорожніх і будівельних машинах, на промислових і сільськогосподарських тракторах і сільськогосподарських машинах становить від 0,8 кг/кВт (1,25 кВт/кг), і до 0,12 кг/кВт (8,33 кВт/кг) для насосів серії «Master» при частоті обертання 40 об/с, номінальному тиску РР 20 МПа і об'ємі робочої камери 32 см<sup>3</sup> [10].

Крім того, для багатьох випадків застосування, зокрема, в гірничих машинах, ракетній та авіаційній техніці та інших випадках, для яких об'ємний фактор має надзвичайно велике значення, гідромашини оцінюються, також, за питомою потужністю, що доводиться на одиницю об'єму, цей показник називають енергоємністю. Найбільш високою енергоємністю володіють високооборотні аксіально-поршневі гідромашини, розраховані для роботи при тисках 70 МПа і вище. Їх енергоємність сягає 6,7 кВт/дм<sup>3</sup> і вище. Енергоємність же сучасних шестеренних насосів сягає рівня 29,05 кВт/дм<sup>3</sup> при частоті обертання 40 об/с, номінальному тиску РР 20 МПа і об'ємі робочої камери 32 см<sup>3</sup> [10].

### 1.1.2 Динамічні характеристики об'ємного гідроприводу

ОГП притаманні високі динамічні якості, що полягають у швидкій зміні напрямку руху (реверсуванні) незалежно від кількості таких перемикачів і характеру руху (зворотно-поступальний або обертальний).

Динамічні якості гідромотора оцінюються здатністю надавати інерційному (масовому) навантаженню великого прискорення і визначаються відношенням моменту, що розвиває гідромотор, до моменту інерції обертючих його частин. За величиною цього відношення аксіально-поршневі гідромотори, більш ніж на порядок, перевершують електродвигуни тієї ж потужності, що в багатьох випадках є вирішальним фактором для характеристики гідросистеми.

Завдяки можливості отримання в заданому обмеженому просторі великих крутних моментів і зусиль, а також тому, що гідравлічні агрегати мають меншу інерцію, ніж електричні, вони вигідно відрізняються від останніх, високою прийомистістю і малим часом

запізнювання при відпрацюванні командних сигналів, що особливо важливо для швидкодіючих слідкуючих механізмів, зокрема для приводів управління літаком.

Гідродвигуни обертальної дії характеризуються високим відношенням крутного моменту на вихідному валу до моменту інерції ротора, величина якого визначає динамічні властивості двигуна. Практика показує, що на електродвигун доводиться в середньому не менше 50% загального моменту інерції, що підводиться ним до механізму, тоді як інерційна маса гідравлічного двигуна обертальної дії не перевищує 5%.

Переваги гідродвигунів за цим показником перед електродвигунами обумовлені тим, що питома сила їх практично не обмежена, і при тиску рідини 30 МПа вона в 20...25 разів більша, ніж у електродвигуна. Це в багатьох випадках є вирішальним фактором для характеристики гідросистеми, і зокрема, для систем стеження.

Зазначені переваги в рівній мірі стосуються також і приводів прямолінійного зворотно-поступального і поворотного рухів.

Для якісної оцінки гідродвигунів за цим параметром можна вказати, наприклад, що момент інерції ротора пластинчастого гідромотора ( $N=2,5$  кВт при  $n=1000$  об/хв при тиску 6,5 МПа) дорівнює  $2 \cdot 10^{-6}$  Н/с<sup>2</sup>.

У зв'язку з малою величиною відношення обертального моменту гідромотора до моменту інерції його рухомих частин може бути отримано незначний час реверсу і розгін до максимальних обертів, тобто висока швидкодія приводу і відповідно малий час запізнювання при відпрацюванні командних сигналів, що особливо важливо для швидкодіючих слідкуючих механізмів. Слід зауважити, що для розгону електродвигуна середньої потужності потрібен час від однієї до декількох секунд залежно від його розмірів і будови. Реверс гідродвигуна без махових мас відбувається миттєво, а затримка обумовлена лише стискуванням РР і, зазвичай, становить всього кілька мілісекунд. Так, наприклад, час розгону гідравлічного двигуна середньої потужності (5...75 кВт) не перевищує 0,1 сек. Випробування показують, що при реверсі роторного гідравлічного двигуна потужністю 5 кВт час реверсування і набору швидкості до 2500 об/хв протилежного напрямку обертання становить 0,03...0,04 с. Що стосується гідравлічного приводу прямолінійного руху, то час спрацьовування його в десятки, а в окремих випадках і в сотні разів менший часу спрацьовування аналогічного приводу з електродвигуном. Час, необхідний для реверсування повзуна гідрофікованого поперечного стругального верстата (хід повзуна 650 мм, швидкість робочого ходу 45 м/с, швидкість зворотного ходу 60 м/с, потужність приводного електродвигуна 6 кВт, максимальний тиск рідини 6 МПа), доведено до 0,05...0,06 с.

Поряд із зазначеними перевагами, гідравлічні двигуни обертальної дії відрізняються вищим відношенням крутного моменту на вихідному валу до моменту інерції ротора порівняно з електричними двигунами однакової потужності.

Мала інерційність ОГП забезпечує неперевершені динамічні властивості, збільшує довговічність машини, і дозволяє здійснювати включення, і реверсування робочих рухів за частки секунди. Час робочого циклу при цьому скорочується і підвищується продуктивність машини. Завдяки цьому ОГП відрізняється можливістю часто повторюваного реверсування з безударним, досить плавним розгоном і гальмуванням, а також високою швидкістю спрацьовування.

Гідравлічні двигуни відрізняються від електричних, жорсткістю характеристик під навантаженням, що, зокрема, підтверджується кривими (рис. 1.3) зміни падіння обертів вихідних валів двигунів під навантаженням при різних швидкостях їх обертання [11]. Гідравлічний мотор на відміну від електричного допускає також необмежену за часом роботу при максимально можливих низьких швидкостях, зберігаючи при цьому постійність заданих характеристик, залежності кутової швидкості від навантаження. Вся підведена енергія перетворюється в гідравлічному двигуні в корисну роботу, за винятком невеликої частки енергії, що втрачається в результаті внутрішніх втрат рідини і тертя.

Рисунок 1.3 – Графік стійкості оборотів вихідних валів гідромотора та електродвигуна постійного струму [11]

ОГП дозволяє отримувати високу частоту реверсування, яка для гідромотора обертального типу може бути доведена до 500 реверсів на хвилину. Кількість ходів гідравлічного 10-тонного преса з гідродвигуном прямолінійного руху досягає 400 ходів на хвилину. Кількість реверсувань ОГП прямолінійного руху з відносно невеликою масою і ходом досягає 1000 реверсів на хвилину. В цьому випадку ОГП можна порівняти лише з пневматичним інструментом ударної дії, що допускає до 1500...1700 реверсувань на хвилину.

При розрахунках швидкодії гідросистем високого тиску і особливо з великою протяжністю нагнітальних трубопроводів необхідно враховувати пружність системи, обумовлену стисненням рідини і деформацією трубопроводів і агрегатів.

Високою швидкістю спрацьовування відрізняються, також, і насоси. Наприклад, в кращих зразках насосів час досягнення регульованим насосом максимальної подачі від нульового значення не перевищує 0,04 с, а час зниження подачі від номінального значення до нульового - не більше 0,02 с [8, 9]. У важкому машинобудуванні застосовують регульовані насоси потужністю 2000 кВт, що виконують до 60 реверсувань на хвилину. З огляду на це, гідравлічний привід більше ніж інший тип приводів придатний для роботи в умовах великих прискорень.

Високий модуль пружності РР і герметичність гідроагрегатів забезпечують гідросистемі механічну жорсткість по відношенню до навантаження (мінімальну податливість або просідання виходу під навантаженням), а також допускають необмежену за часом роботу при мінімальних швидкостях, зберігаючи при цьому сталість заданих характеристик залежності швидкості від навантаження.

### **1.1.3 Можливості компонування агрегатів об'ємного гідроприводу**

ОГП допускає найширші можливості компонувальних рішень: насос можна встановлювати безпосередньо на приводному двигуні, а гідромотори – безпосередньо на робочому органі машини, елементи управління – на пульті оператора-машиніста, що істотно спрощує і робить більш досконалою компоновку машин з ОГП. Це пояснюється тим, що окремі вузли, навіть у тому випадку, коли вони розміщені на взаємно переміщуваних частинах машини, з'єднують між собою гнучкими гідролініями, які залежно від зручності розташування вузлів можна згинати в різних напрямках. Використання поворотних з'єднань і гнучких рукавів високого тиску спільно з гідролініями дозволяє створювати більш досконалу компоновку вузлів ОГП на машинах.

ОГП дає можливість передачі в будь-яку точку машини великих зусиль при незначних зусиллях управління і отримання руху робочих органів в потрібному напрямку по відношенню до рами машини без застосування складних механічних передач.

Можливість розгалуження гідравлічної енергії від одного джерела до декількох робочих механізмів. У ряді машин (екскаватори, крани, навантажувачі та ін.) робочі операції складаються з ряду рухів робочих органів, часто суміщених за часом, ОГП дозволяє простими засобами здійснити будь-які комбінації цих рухів, причому для поєднання рухів у більшості випадків встановлюють кілька насосів. Застосування секційних насосів ще більше спрощує конструкцію ОГП.

#### **1.1.4 Безступінчасте регулювання вихідної ланки об'ємного гідроприводу**

Перевагою ОГП є також можливість простого здійснення безступінчастого регулювання в широкому діапазоні вихідної швидкості, в поєднанні з простим керуванням, плавністю, рівномірністю і стійкістю руху при змінному навантаженні.

Безступінчасте регулювання швидкості робочих рухів дозволяє підвищити коефіцієнт використання приводного двигуна, спростити автоматизацію приводу, поліпшити умови роботи машиніста. При цьому зростає зручність управління, що скорочує витрати енергії машиніста незалежно від потужності приводу.

Слід відмітити можливість здійснення великих передаточних величин між ведучою і веденою ланками при обертальному русі шляхом відповідного підбору робочих об'ємів насоса і гідромотора. При використанні в якості веденої ланки високомоментного гідромотора величина передаточного числа може досягати 2000 і більше [12].

Діапазон регулювання ОГП обертальної дії або передаточне число, під яким розуміється відношення мінімальної частоти обертання валу гідромотора до максимальної, становить у багатьох випадках 1:1000. Нижня межа частоти обертання, більшості двигунів з малим крутним моментом (3...20 Н м) становить 8...16 об/хв і 2...3 об/хв., у двигунів з великим крутним моментом (понад 100 Н м).

ОГП дозволяє без додаткових пристроїв перетворювати обертальний рух приводу в поступальний рух веденої ланки, використовуючи в якості веденої ланки гідроциліндр. Підбором відповідного діаметра гідроциліндра і тиску РР можна створювати практично будь-які зусилля на виконавчому рівні гідросистеми.

#### **1.1.5 Рівень технічної досконалості об'ємного гідроприводу**

ОГП відрізняється високим ККД і надійністю роботи при зміні зовнішніх умов в широких межах.

Високий, навіть за сучасними мірками, загальний ККД ОГП часто лежить в межах до 0,87 для насосів, 0,8 для гідромоторів і 0,9 для гідроциліндрів.

Гідромотори і насоси на номінальному режимі роботи мають високі показники ККД, так коефіцієнт подачі (КП) насоса може досягати значення  $\eta_v = 0,96...0,98$ , механічний ККД досягає  $\eta_{мех} = 0,88...0,90$  і загальний ККД – до  $\eta_{заг} = 0,87$ .

Гідравлічні приводи та обладнання відрізняються високою довговічністю (термін служби насосів і гідромоторів, на даний час, становить від 5000 до 10000 годин роботи під навантаженням) [12].

При застосуванні ОГП конструктивно просто вирішується завдання захисту двигуна і металоконструкцій від перевантажень. Надійний захист від перевантажень приводного двигуна, металоконструкцій і робочих органів машин при пікових навантаженнях забезпечується запобіжним гідроклапаном, що перепускає частину рідини на зливання.

Високий модуль пружності РР і герметичність гідроагрегатів забезпечують гідросистемі механічну жорсткість по відношенню до навантаження (мінімальну податливість виходу під навантаженням), а також допускають необмежену в часі роботу при мінімальних швидкостях, зберігаючи при цьому постійність заданих характеристик. Крім того, гідросистема забезпечує високу позиційну точність реверсування. Так, у силового органу металорізального верстата точність реверсування при застосуванні ОГП може бути доведена до 0,01 мм.

Застосування стандартизованих і уніфікованих вузлів (насосів, гідромоторів, гідроциліндрів, гідроклапанів, гідророзподільників, фільтрів, арматури тощо) дозволяє знизити собівартість приводу і полегшити його експлуатацію та ремонт. Крім цього, спрощується процес конструювання, тобто проектування зводиться до підбору гідрообладнання та складання схеми і з задалегідь відомими властивостями.

Використання ОГП дозволяє істотно підвищити ККД і продуктивність всієї машини в цілому.

Про високий рівень досконалості ряду експлуатаційних властивостей машин, укомплектованих гідросистемами, свідчить те, що в промислово розвинених європейських країнах продукція гідравлічних і пневматичних елементів і систем у 1980-90-х роках збільшилася в два рази, а в 1995 році весь обсяг випущених гідравлічних і пневматичних елементів і систем склав 36 % у ФРН, 13 % в Японії і 12 % у США.

Темпи зростання гідравлічних елементів і систем в Німеччині в 1995-1997 рр. склали більше 2% на рік.

Крім цього, ОГП може працювати в будь-яких кліматичних умовах, гідравлічні системи мають хороші комутаційні якості.

Однак, гідравлічні системи поступаються електричним в плані зручності транспортування енергії, а також швидкості передачі командних імпульсів.

Застосування мінеральних олів, як робочих рідин, забезпечує змащення самих елементів ОГП і підвищує їх експлуатаційні якості.

Застосування ОГП спрощує, як правило, вирішення багатьох технічних завдань, зокрема значно спрощує автоматизацію виробничих процесів і підвищує якість машин, дозволяє значно зменшити їх вагу і габарити. Остання перевага особливо важлива для сухопутних, водних і повітряних транспортних машин, установок гірничорудної та вугільної промисловості, будівельних і дорожніх машин, тракторів і сільськогосподарських машин тощо.

Важливу роль гідравлічні приводи відіграють також у технічному прогресі різних машин стаціонарного типу. Так, наприклад, у металообробних верстатах вирішуються питання автоматизації технологічних процесів і, зокрема, автоматизації операцій обробки деталей за шаблонами та програмними пристроями. Зазначені переваги ОГП дозволяють широко застосовувати їх у найрізноманітніших галузях машинобудування. Щоб оцінити застосування гідравлічних пристроїв у сучасних машинах, слід зазначити, що іноді в одній машині налічується по кілька сотень одиниць гідравлічних агрегатів, при цьому довжина трубопроводів сягає сотень метрів, прикладами можуть служити літаки, водні судна, машини вугільної та металургійної промисловості.

В деяких випадках використання ОГП дозволило не тільки замінити електричні та механічні системи, але й створити принципово нові машини, агрегати та механізовані робочі органи машин. Практика застосування гідравлічних пристроїв у різних галузях промисловості та в машинобудуванні довела їх прогресивну роль у розвитку сучасного машинобудування [1, 2, 13].

В зв'язку з широким застосуванням ОГП і гідросистем різко підвищуються вимоги до надійності гідравлічних агрегатів і пристроїв, основним з яких є насос, надійна робота якого прямо впливає на надійність машин в цілому.

## **1.2 Недоліки об'ємного гідроприводу**

До загальних недоліків ОГП слід віднести наступне:

– залежність характеристик ОГП від в'язкості РР, яка змінюється від температури, так, в автоматичних гідравлічних системах нестабільність в'язкості порушує роботу автоматичних пристроїв;

– розчинність повітря в рідині, що також порушує роботу ОГП і особливо автоматичних пристроїв;

– внутрішні та зовнішні втрати РР, які знижують ККД системи.

В порівнянні з механічними, електричними, пневматичними та іншими приводами ОГП має такі недоліки:

- значно меншу швидкість передачі сигналу в порівнянні з електроприводом;
- істотний вплив температури на технічні характеристики;
- істотний вплив в'язкості та забрудненості РР на ефективність роботи гідроагрегатів;
- можливість порушення роботи через утворення внутрішніх і зовнішніх втрат рідини;
- наявність втрат енергії по довжині трубопроводів та в місцевих опорах;
- гідравлічні системи поступаються електричним щодо зручності транспортування енергії, а також щодо швидкості передачі командних імпульсів.

Ці недоліки значною мірою можуть бути усунені шляхом поліпшення конструкції гідроагрегатів, ущільнень, повітряного та зливного фільтрів тощо.

За останні роки завдяки теоретичним дослідженням і експериментальним роботам ряду наукових організацій і заводів істотно зросли основні параметри шестеренних насосів, проте термін їх служби, як правило, значно менший терміну служби машини, в системах якої вони застосовуються. Особливо недостатня надійність роботи гідросистеми при роботі шестеренних насосів на високих тисках.

Зростання тиску, супроводжується, як правило, збільшенням маси основних деталей, зокрема, корпусу і кришки, зниженням КП, а також збільшенням звукового тиску та вібрацій.

### **1.3 Тенденції розвитку об'ємного гідроприводу**

Метою цього розділу є встановлення основоположних тенденцій розвитку ОГП загалом і об'ємних насосів зокрема.

Перш за все, слід зазначити безперервне підвищення тиску РР в гідромашинах. Так, на даний час досягнуті наступні граничні («пікові») значення тиску [8]:

- в аксіально-поршневих насосах і гідромоторах - до 48 МПа;
- в пластинчатих насосах - до 21 МПа;
- в героторних гідромоторах - до 30 МПа;
- у шестеренних насосах і гідромоторах – до 32 МПа;
- у радіально-поршневих гідромоторах – до 45 МПа;
- у радіально-поршневих насосах – до 70 МПа.

Дослідження показали, що вартість виготовлення ОГП однакової потужності зі зростанням тиску знижується, але тільки до тиску 30...40 МПа [8]. Перехід на більш високі тиски в ОГП дозволяє зменшити їх масу і габарити, а також знизити вплив газоповітряної складової РР.

Поширення регульованих насосів і гідромоторів викликане прагненням розробників до підвищення ККД ОГП, забезпеченням енергозбереження у виробничому процесі, реалізацією можливостей електрогідроавтоматики для «безлюдної» технології або дистанційного керування ОГП.

Прагнення до зниження габаритів і металоємності ОГП при одночасному зростанні їх питомої потужності також є стратегічним напрямком у розвитку ОГП.

З вищевикладеного випливає, що основний напрямок подальшого розвитку ОГП спрямований на підвищення робочого тиску, підвищення ступеня управління елементами ОГП і зростання питомих показників ОГП.

В даний час аксіально-поршневі насоси займають лідируюче положення за технічним рівнем серед інших типів об'ємних насосів, зокрема за тиском, що створює насос, можливістю управління подачею, надійністю. Однак, їм притаманний і ряд недоліків. До недоліків слід віднести наявність зворотно-поступального руху, високу складність виготовлення, а звідси і високу собівартість, високі вимоги до чистоти РР, не найвищі питомі показники, зниження технічних показників КП і загального ККД при зменшенні подачі насоса в процесі регулювання.

Цих недоліків позбавлений шестеренний насос. Простота у виготовленні, низька собівартість, простота експлуатації, нечутливість до забруднення РР, наявність тільки

обертального руху всього двох рухомих деталей, дозволило їм отримати широкого розповсюдження у всіх галузях машинобудування. Однією з найважливіших причин, через які шестеренні насоси не знайшли більш широкого поширення, є відсутність ефективної конструкції шестеренних насосів з регульованою подачею. Однак і в цій галузі ведуться успішні дослідження, які покликані усунути і цей недолік.

Таким чином, той фізичний принцип, який закладений в основу шестеренних насосів, має великі потенційні можливості, що дозволяє з успіхом його вдосконалювати, як по тиску, що розвиває насос, так і по подачі, і по створенню працездатної конструкції шестеренного насоса з регульованою подачею.

#### 1.4 Поширеність шестеренних насосів в гідравлічних системах

Найбільшого поширення насоси типу НШ отримали в тракторному, сільгоспмашинобудуванні, в будівельній, дорожній, видобувній, транспортній та авіаційній техніці, а також у верстатобудівній промисловості. Це пояснюється рядом високих взаємообумовлених показників, якими відрізняються шестеренні насоси.

На рис. 1.4 і 1.5 представлені поздовжній та поперечний розрізи шестеренного насоса.

Шестеренний насос (рис. 1.4, 1.5), конструктивно складається з корпусу 1, в циліндричних розточках 2 якого розміщені втулки 3, що виконують роль підшипників ковзання. У втулках обертаються ведуча 4 і ведена шестерня 5. Корпус закривається кришкою 6. Шестерні 4 і 5 сполучені між собою і утворюють разом з корпусом 1 і втулками 3 камеру всмоктування 7 і камеру нагнітання 8.

Розглянемо принцип роботи шестереного насоса. При обертанні ведучої шестерні 4, ведена шестерня 5, що знаходиться з нею в зубчатому зачепленні, теж буде обертатися, але в протилежну сторону. В камері всмоктування 7, зуб 9 ведучої шестерні 4 і зуб 10 веденої шестерні 5 рухаються в протилежні сторони, збільшуючи об'єм камери всмоктування 7, що, власне, і створює в ній розрідження. Під впливом розрідження, РР всмоктується через вхідний отвір 11 в насос і заповнює міжзубові западини шестерень насоса.

При обертанні шестерень РР переноситься з камери всмоктування 7 в камеру нагнітання 8 в міжзубових западинах. Процес нагнітання РР в шестеренному насосі складається з двох фаз. В першій фазі об'єм камери нагнітання 8 зменшується завдяки взаємному зближенню зубців 12 і 13. В другій фазі відбувається витіснення РР з міжзубових западин. Цей процес триває до моменту вступу в зачеплення другої пари зубів.

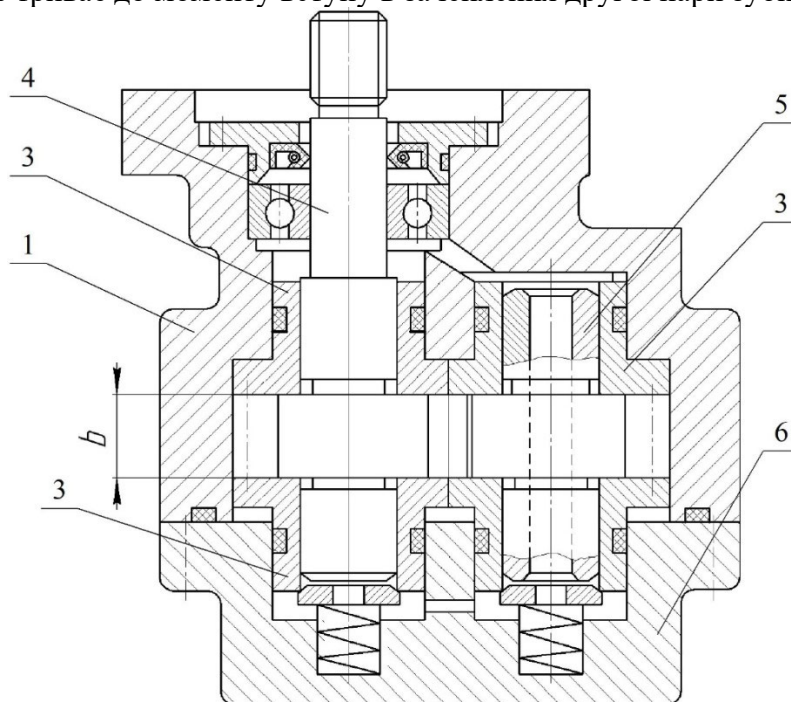


Рисунок 1.4 – Поздовжній переріз шестеренного насоса

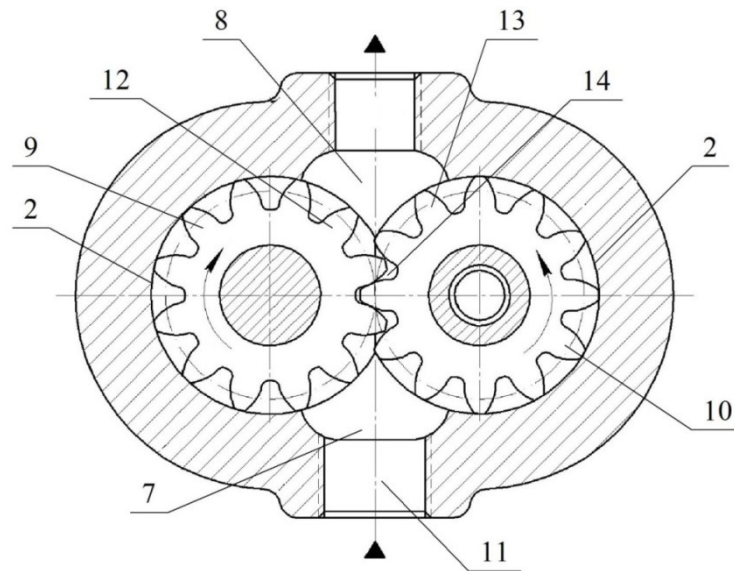


Рисунок 1.5 – Поперечний переріз шестеренного насоса зовнішнього зачеплення  
 1 – корпус насоса; 2 - циліндричні розточки корпусу; 3 – втулки; 4 – шестерня ведуча;  
 5 – шестерня ведена; 6 – кришка насоса; 7 – камера всмоктування; 8 – камера нагнітання; 9 –  
 зуб ведучої шестерні; 10 – зуб веденої шестерні; 11 – вхідний отвір; 12, 13 – зуби ведучої та  
 веденої шестерень.

Однією з важливих умов працездатності зубчастого зачеплення є умова, що полягає в наявності коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення (КПЗЗ). А тому, момент вступу в зачеплення другої пари зубів шестерень відповідає моменту початку двопарного зачеплення, що супроводжується утворенням відсіченої порожнини (ВП) 14.

При цьому, якщо в насосі використовуються традиційні зубчасті зачеплення з однаковою кількістю зубів, то момент утворення ВП 14 збігається з його максимальним значенням. При симетричному розташуванні точок зачеплення першої і другої пар зубів відносно полюса - ВП досягає свого мінімального значення. Процес переходу від максимального до мінімального значення супроводжується зменшенням об'єму ВП, що викликає компресію РР. Компресія РР в ВП викликає цілий ряд негативних наслідків в роботі шестеренного насоса. Після досягнення об'ємом ВП мінімального значення починається процес його збільшення. При цьому, тиск РР в ньому зменшується до величини нижче атмосферного, що отримало назву декомпресії РР і може супроводжуватися кавітацією.

З вищевикладеного бачимо, що шестеренні насоси відрізняються простотою конструкції. Видима конструктивна простота досягається завдяки тому, що багато деталей шестеренного насоса виконують ряд суміщених функцій.

Так, ведуча шестерня, крім того, що передає обертальний рух веденій шестерні, ще і переносить РР в міжзубовому зачепленні (МЗЗ) і утворює своїми евольвентними поверхнями робочі камери насоса, в яких утримується РР. Крім того, зуби ведучої і веденої шестерень витісняють РР з МЗЗ сполученої шестерні.

Корпус насоса не тільки виконує традиційні для корпусу функції, а ще є частиною робочої камери, що утримує РР в МЗЗ по периферії, і також елементом, що ущільнює вершини зубів шестерень.

Втулки, крім того, що виконують роль підшипників ковзання, також є частиною робочої камери, що утримує РР в МЗЗ по торцях, і елементом, що ущільнює торці шестерень.

Шестеренні насоси в ряді галузей машинобудування є домінуючими. Так, наприклад, на вітчизняних тракторах сільськогосподарського та промислового призначення тягового класу від 6 до 150 кН тяги для навісних систем застосовуються лише шестеренні типи насосів.

Аналіз характеристик гідравлічних систем 132 моделей тракторів відомих зарубіжних фірм світу [14] показав, що шестеренні насоси складають 64 %, поршневі - 27 % і пластинчасті та ін. - 9 %.

Застосовуваність насосів у будівельних і дорожніх машинах характеризують такі дані [15]: шестеренні - 60 %, плунжерні - 22 %, пластинчасті - 18 %.

За даними міжнародної виставки сільськогосподарського обладнання, машини з ОГП представлені 14 країнами. На 34 типах машин і знарядь сільськогосподарського та загального призначення: тракторах, навантажувачах, екскаваторах, автомобілях, літаках сільськогосподарського призначення, застосовані насоси [15]: шестеренні - 75 %, пластинчасті до 15 %, поршневі до 10 %.

З табл. 1.1, в якій наведено дані про застосування типів насосів у гідросистемах зарубіжних тракторів, випливає, що понад 45 % моделей тракторів оснащуються насосами шестеренного типу [16].

Такий розподіл за типами насосів існує вже протягом останніх 45 років і помітних тенденцій до його зміни немає.

Таблиця 1.1 – Дані про застосування типів насосів у гідросистемах зарубіжних тракторів [17]

Рік	Тип насоса, %		
	Шестеренний	Поршковий	Пластинчатий
1990	≈45–55	≈30–40 %	≈10–15 %
2024	≈ 45	≈35–40	≈10–15

Разом з тим, факти застосування поршкових регульованих насосів на тракторах фірм Massey-Ferguson, John Deere, Ford, а також результати робіт фірми Dowty по створенню і впровадженню порівняно недорогих регульованих насосів серії «Vardis» дають підставу припустити, що найближчим часом можливе збільшення інтенсивності поширення в ОГП тракторів регульованих насосів. Однак, провідне становище зберігається за шестеренними насосами, які за допомогою секційної компоновки в достатній мірі задовольняють сучасним і перспективним вимогам ступінчатого живлення розгалуженої мережі споживачів гідравлічної енергії [17].

### 1.5 Порівняльний аналіз технічного рівня шестеренних насосів відносно інших типів об'ємних насосів

До критеріїв оцінки технічного рівня насосів слід віднести їх основні технічні характеристики:

1. Тиск, що створює насос.
2. Подача насоса, яка визначається об'ємом робочої камери (ОРК) насоса і максимальною частотою обертання приводу насоса.
3. Загальний ККД насоса, який визначається КП, гідравлічним і механічним ККД насоса.
4. Надійність насоса. До основних показників надійності слід віднести безвідмовність і технічний ресурс насоса.
5. Вартість виготовлення насоса, яка вступає в протиріччя з якістю його виробництва, функціональними можливостями і довговічністю.
6. Вартість експлуатації, яка включає: вартість витраченої енергії при роботі насоса, яка визначається його загальним ККД, а також конструктивною можливістю регулювання, що по суті визначає ККД ОГП в цілому; вартість витрат на підтримку в справному стані, яка визначається надійністю насоса; вартість використаної РР і витрати на її охолодження, очищення і заміну внаслідок старіння, при цьому відомо, що при підвищенні чистоти РР на один клас витрати на її очищення зростають удвічі [18]; вартість утилізації РР і насоса в кінці його життєвого циклу.

7. Універсальність насоса: можливість використання в усіх галузях техніки, зокрема в несприятливих умовах роботи; можливість регулювання та реверсування, що дає можливість забезпечити рекуперацію енергії.

Поршневі насоси на даний час займають одне з провідних місць серед об'ємних насосів [19], але, незважаючи на, здавалося б, таке становище, поршневим насосам притаманний ряд недоліків [18, 19], зазначених у п. 1.2, які стримують їх поширення і звільняють нішу для об'ємних машин, заснованих на інших принципах роботи.

Нижче наведено порівняння технічних характеристик насосів різних типів.

З рис. 1.6 бачимо, що найбільший тиск для всіх діапазонів ОРК розвивають поршневі насоси. Характерною особливістю шестеренних насосів є незалежність робочого тиску від ОРК насоса, на відміну від насосів інших типів, в яких із зростанням ОРК здатність до створення високого тиску зменшується. При цьому, тиск, що розвивається шестеренними насосами з великим ОРК, практично досягає рівня поршневих насосів [19].

Рисунок 1.6 – Залежність робочого тиску, що розвивається насосом від ОРК

Порівняльна характеристика максимально допустимої частоти обертання насоса представлена на рис. 1.7. Аналізуючи залежності, представлені на рис. 1.7, бачимо, що в діапазоні ОРК до  $80 \text{ см}^3$  шестеренні насоси поза конкуренцією, внаслідок того, що для перекачування РР використовується тільки один обертальний рух. При збільшенні ОРК, насоси за максимально допустимою частотою обертання розподіляються в такій послідовності: гвинтові, шестеренні, пластинчасті і поршневі [19]. Слід зазначити тенденцію до збільшення швидкохідності шестеренних насосів: частота обертання деяких зразків досягає до  $100 \text{ с}^{-1}$ .

Рисунок 1.7 – Залежність частоти обертання від ОРК насоса

Залежність КП від тиску нагнітання можна вважати одним з найістотніших показників якості насоса, що визначають його технічний рівень, як гідромашини. З рис. 1.8 бачимо, що технічний рівень шестеренних насосів практично не поступається поршневым, в той час як КП пластинчастих і гвинтових насосів різко знижується і при підвищенні тиску до 18 МПа стає нижчим 80%. Крім того, швидкість падіння КП цих насосів набагато перевершує цей показник для шестеренних насосів.

Рисунок 1.8 – Залежність КП від тиску нагнітання насоса

Не менш важливою характеристикою є залежність КП насоса від частоти обертання. Як бачимо з рис. 1.9, зростання КП від частоти обертання шестеренних насосів значно випереджає пластинчасті та гвинтові і мало в чому поступається поршневым насосам. При цьому швидкість зростання цього показника для шестеренних насосів вища, ніж у поршневым [19].

Рисунок 1.9 – Залежність КП насоса від частоти його обертання

У цьому ж ряду за важливістю стоїть залежність загального ККД насоса від тиску, що розвиває насос. Як бачимо з рис. 1.10, загальний ККД шестеренних насосів до тиску 10,0 МПа перевершують всі інші насоси. З ростом тиску вище цієї точки вперед виходять поршневі насоси, проте їх перевагу не можна назвати істотною. Звертає на себе увагу той факт, що гвинтові і пластинчасті насоси при наближенні до позначки 20 МПа практично стають непрацездатними: загальний ККД нижче 70 % і велика швидкість його зниження з ростом тиску виключає ці насоси з розряду конкуруючих, в той час як шестеренні насоси мають ККД на рівні 87 %.

Рисунок 1.10 – Залежність загального ККД насоса від тиску, що ним створюється.

Здатність насосів всмоктувати РР визначається його герметичністю і багато в чому визначає КП насоса. Кращою всмоктуючою здатністю володіють поршневі насоси, а далі шестеренні, пластинчасті і гвинтові [19].

Важливими показниками, що характеризують загальний технічний рівень технічної системи, є її питомі характеристики. Одним з таких показників є питома потужність – тобто потужність, що доводиться на одиницю маси насоса. За цим показником об'ємні насоси, напевне, є лідерами серед усіх відомих енергетичних машин, а серед них – шестеренні насоси, у яких цей показник досягає більше 8 кВт на 1 кг маси (маса насоса НШ 32 М-4 становить всього 4 кг при номінальній потужності 33,3 кВт [10]). Це свідчить про те, що фізичні принципи, закладені в основу конструкції шестеренних насосів, є кращими в порівнянні з іншими типами насосів. Підтвердженням цьому є вихід на передові позиції за питомими показниками і за ККД, які є одними з найважливіших показників, що визначають технічний рівень насоса.

Рівень звукового тиску залежить від пульсації тиску РР та досконалості механічної частини насосів. Зменшення шуму насосів відбувається в такому порядку: поршневі, шестерні, пластинчасті та гвинтові насоси [19].

Крім технічних характеристик важливим показником є собівартість виробництва насоса, що визначає, якими витратами досягнуто той чи інший технічний рівень насоса. Об'єктивною оцінкою технічного рівня досконалості конструкцій насосів є витрати виробництва на одиницю переданої потужності. Дані по кожній конструкції зведені в табл. 1.2.

Про складність машини можна судити за вартістю різних типів гідромашин, однакового типорозміру. Ці дані свідчать про те, що завдяки простоті конструкції, відносна вартість шестеренних насосів істотно нижча за насоси інших типів: шестеренні – 1, регульовані аксіально-поршневі – 23,3, нерегульовані аксіально-поршневі – 14,4 [19]; пластинчаті – 4,9, пластинчаті регульовані – 30,0 [21]; нерегульовані радіально-поршневі – 74,0, регульовані радіально-поршневі 94,0 [19].

Таблиця 1.2 – Середня питома вартість насоса в розрахунку на одиницю потужності, що передається [19]

Тип насоса	Витрати виробництва на 1 кВт потужності, що передається, грн.
Шестеренні	2...6
Поршневі	2...6
Пластинчаті	3...25
Гвинтові	5...40

Слід також зазначити, що не останнє місце займають габаритні розміри насосів, що в умовах обмеженого простору стає основним параметром застосовуваності гідромашини, наприклад, в авіаційній і гірничій техніці. Найважливішою характеристикою є здатність насоса працювати в важких умовах запиленості, підвищеної температури. Ось тому в авіаційній і гірничій техніці на дорожньо-будівельних і сільськогосподарських машинах шестеренні насоси отримали значного поширення.

Результати порівняння гідромашин найчастіше носять суб'єктивний характер, внаслідок численності параметрів оцінки насосів, багато з яких не представляють інтересу для споживачів, а частина параметрів відома не для всіх порівнюваних гідромашин. Має значення також неоднаковість умов і завдань випробувань гідромашин, що проводяться незалежно одна від одної. Спираючись на ці міркування, була запропонована залежність для оцінки технічного рівня (досконалості) об'ємних гідромашин без урахування його принципу дії:

$$C = \frac{P \cdot q \cdot n \cdot \eta_v \cdot \eta_{мех}}{m}, \quad (1.4)$$

де  $P$  – тиск, що створює насос, Па;

$q$  – ОРК насоса, м<sup>3</sup>/об;

$n$  – частота обертання насоса, об/с;

$\eta_v$  – КП насоса;

$\eta_{мех}$  – механічний ККД насоса;

$m$  – маса насоса, кг.

Результат обчислень за формулою (1.4) дозволяє визначити питому потужність, що розвиває насос, яка визначає його технічний рівень.

Вихідні дані для розрахунку показника  $C$  (1.4) для регульованих аксіально-поршневих насосів НАР, НАС, НА4М і НАД, регульованих пластинчастих насосів Г12–5М і регульованих радіально-поршневих насосів взяті з [19, 20]. Технічні параметри шестеренних насосів були взяті з ГСТУ 3-25-180-97 [21].

Аналіз результатів розрахунків за формулою (1.4) показує, що шестеренні насоси за питомою потужністю практично на порядок перевершують інші типи насосів. Таку істотну різницю можна пояснити тим, що корпус і кришка шестеренних насосів виготовляються з легких алюмінієвих сплавів. Однак, збільшивши масу шестеренних насосів в 3 рази (співвідношення густини заліза до алюмінію, якраз і становить 3:1) отримаємо результати, наведені в табл. 1.3. З табл. 1.3 бачимо, що, незважаючи на збільшення маси шестеренних насосів в 3 рази, їх питомі показники, як мінімум, в 3,6 рази перевершують відповідні показники насосів, заснованих на інших принципах роботи. Навіть збільшивши масу шестеренних насосів ще в 2 рази, адже порівняння в табл. 1.3 йде з регульованими насосами, отримаємо, що питомі показники шестеренного насоса в 1,8 рази перевершують питомі показники інших типів насосів.

Порівняльний аналіз технічного рівня сучасних конструкцій шестеренних насосів у порівнянні з об'ємними насосами інших принципів дії (поршневі, лопатеві, гвинтові) дозволяє стверджувати, що шестеренні насоси за основними технічними параметрами поступаються тільки поршневим і перевершують інші.

При цьому сучасні конструкції шестеренних насосів:

– поступаються, поки що, сучасним поршневим насосам за тиском і всмоктувальною здатністю;

– гвинтовим насосам за рівнем шуму;

– практично не поступаються поршневим насосам за КП від розвиненого тиску, при цьому, із зростанням частоти обертання, перешкод для зростання якої у шестеренних насосів в найближчому майбутньому немає, КП шестеренних насосів продовжує зростати, в той час, як у інших типів насосів швидкість зростання КП починає знижуватися;

– практично не поступаються поршневим насосам за ККД від тиску, що розвиває насос;

– перевершують всі об'ємні типи насосів за подачею, за частотою обертання, за питомими показниками на одиницю потужності, за питомими витратами, що доводяться на одиницю потужності.

Таблиця 1.3 – Результати визначення питомої потужності насосів, конструкція яких базується на різних принципах роботи при корекції (збільшенні) маси шестеренного насоса в 3 рази

Технічні параметри насосів							
Тиск $P$ , МПа	Подача, $Q$ м <sup>3</sup> /с	ОРК $q$ , см <sup>3</sup> /об	Частота обертання $n$ , с <sup>-1</sup>	КП, $\eta_v$	Механічний ККД $\eta_{мех}$	Маса $m$ , кг	$C$ , кВт/кг
Насос пластинчатий Г12-54АМ							
6,3	$9,6 \cdot 10^{-4}$	38,4	25	0,85	0,856	30	0,336
Насос аксіально-поршневий НАР 40/200							
20	$9,41 \cdot 10^{-4}$	40	25	0,93	0,935	62	0,659
Насос радіально-поршневий НРР 125А/200							
20	$16,6 \cdot 10^{-4}$	125	16	0,85	0,9	726	0,055
Насос шестеренний НШ -32							
16	$9,63 \cdot 10^{-4}$	32	32	0,92	0,897	15	2,37

У конструкції технічної системи «шестеренний насос» закладений величезний технічний потенціал. Реалізація цього потенціалу дозволить різко підвищити основні технічні характеристики шестеренного насоса, що дасть можливість вивести його на провідні позиції серед об'ємних насосів і сприяти подальшому розвитку ОГП в цілому.

Сучасний етап розвитку технічної системи «шестеренний насос» відповідає етапу, що передусе якісному стрибку в підвищенні основних технічних характеристик:

- тиску, що розвиває шестеренний насос в 2 рази;
- коефіцієнта подачі до рівня  $\sim 100$  %;
- частоти обертання не менше ніж у 2...3 рази;
- питомих показників не менше ніж у 2...3 рази;
- надійності на 25...30 %;
- створенні конструкції багатопотокового шестеренного насоса;
- створенні конструкції регульованого шестеренного насоса;
- зниженні шуму, що розвиває шестеренний насос, не менше ніж на 20 %.

### Висновки по розділу 1

Аналіз сучасного стану і перспектив розвитку технічного рівня об'ємного гідроприводу дозволив сформулювати наступні висновки.

1. Порівняльний аналіз об'ємного гідроприводу у загальній системі приводів дає можливість стверджувати, що об'ємний гідропривід володіє цілою низкою переваг, які не можуть бути забезпечені іншими видами приводів, а саме:

- високі питомі характеристики об'ємного гідроприводу, що є одним з показників його технічної досконалості;
- високі енергетичні та динамічні характеристики об'ємного гідроприводу, гідропривід володіє певною еластичністю приводу робочих органів машин;
- гідропривід володіє високими можливостями, щодо раціональних компоувальних рішень агрегатів об'ємного гідроприводу;
- високий рівень технічної досконалості об'ємного гідроприводу дозволяє реалізувати його унікальні можливості щодо легкого здійснення, як обертального, так і лінійного руху елементів машин гідропривід, на відміну від інших систем приводів;
- системи гідроприводів володіють можливістю здійснення безступінчастого

регулювання вихідної ланки об'ємного гідроприводу шляхом використання насосів і гідромоторів з регульованою подачею:

- високий рівень технічної досконалості об'ємного гідроприводу дозволяє використовувати гідропривід у провідних галузях техніки, зокрема в авіації та ракетобудування;

2. Поряд з тим об'ємний гідропривід володіє певними недоліками. До загальних недоліків об'ємного гідроприводу слід віднести високу залежність його технічних характеристик від стану РР, яка доволі чутлива до зміни температури, розчинність повітря в рідині, тощо. Гідравлічні системи поступаються електричним щодо зручності транспортування енергії, а також за швидкістю передачі командних імпульсів. Ці недоліки гідромеханізмів значною мірою можуть бути усунуті шляхом поліпшення конструкції гідроагрегатів, ущільнень, повітряного і зливного фільтрів, тощо. До недоліків слід також віднести недостатню надійність гідроприводу, особливо при роботі на високих тисках.

3. Стратегічним напрямком у розвитку об'ємного гідроприводу є прагнення до зниження його габаритів і металоємності при одночасному зростанні їх питомої потужності, що безпосередньо пов'язане із збільшенням тиску РР, що може забезпечити насос. Не менш важливим напрямком розвитку об'ємного гідроприводу є підвищення рівня його управління, зокрема спроможність керування подачею насоса і гідромоторів.

4. Поряд з іншими об'ємними насосами (поршневими, лопатевими, гвинтовими) найбільше розповсюдження знайшли шестеренні насоси. Простота виготовлення, низька собівартість, простота експлуатації, нечутливість до забруднення РР, наявність лише обертального руху всього двох рухомих деталей дозволило їм знайти широкого розповсюдження у всіх галузях машинобудування.

Шестеренні насоси перевершують усі об'ємні типи насосів за подачею, за частотою обертання, за питомими показниками на одиницю потужності, за питомими витратами виробництва і експлуатації, що доводяться на одиницю потужності;

Порівняльний аналіз технічного рівня сучасних конструкцій шестеренних насосів у порівнянні з об'ємними насосами інших принципів дії (поршневі, лопатеві, гвинтові) дозволяє стверджувати, що шестеренні насоси за основними технічними параметрами поступаються тільки поршневим і перевершують інші.

У конструкції технічної системи «шестеренний насос» закладено величезний технічний потенціал. Реалізація цього потенціалу дозволить різко підвищити основні технічні характеристики шестеренного насоса, що дозволить вивести шестеренний насос на провідні позиції серед об'ємних насосів і сприяти подальшому розвитку об'ємному гідроприводу в цілому.

Таким чином, той фізичний принцип, який закладений в основу шестеренних насосів, має великі потенційні можливості, що дозволяє з успіхом його вдосконалювати, як по тиску, що розвивається, так і по подачі і створенню працездатної конструкції

## Розділ 2. Конструкція, функціонування та основні показники шестеренного насоса

*У даному розділі виконано комплексний аналіз науково-технічних джерел, присвячених конструктивним особливостям та принципам функціонування шестеренного насоса із застосуванням системного підходу.*

*Наведені відомості про втрати РР через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса та методи їх запобігання, висвітлені гідродинамічні процеси в затиснутій порожнині шестеренного насоса.*

*Певна увага приділена недолікам шестеренного насоса, що дає змогу побачити ті напрямки удосконалення конструктивних параметрів і технології виготовлення шестеренного насоса, що сприяють подальшому підвищенню його технічного рівня.*

*Велика увага в розділі присвячена визначенням, що характеризують основні параметри функціонування шестеренного насоса, зокрема енергетичним показникам його роботи.*

### 2.1 Конструкція і принципи функціонування шестеренного насоса

#### 2.1.1 Конструкція шестеренного насоса

Робочими елементами в шестеренному насосі є дві циліндричні шестерні, що знаходяться в зачепленні. Залежно від виду зачеплення шестерень розрізняють насоси із зовнішнім та внутрішнім зачепленнями.

Поширений тип шестеренного насоса із зовнішнім зачепленням (рис. 2.1) до складу якого входять: корпус 1, в розточках колодязів якого 2, вставлені втулки 3 в яких обертається пара найчастіше однакових прямозубих циліндричних шестерень 4 і 5 з евольвентним профілем. Шестерні 4 і 5 встановлюють в циліндричних розточках корпусу 2 насоса з мінімальними радіальними зазорами між верхівками зубів і стінками розточок корпусу 2. Одна з шестерень, що з'єднується з приводним валом, є ведучою 4, а інша веденою 5. Робочу камеру утворюють міжзубові западини, стінки колодязів корпусу 2 і бокові втулки 4, 5. По обидва боки області зачеплення в корпусі є порожнина всмоктування 11 і порожнина нагнітання 8 з'єднання з всмоктуючим і напірним трубопроводами, тиски в яких відповідно рівні  $p_1$  і  $p_2$ :  $p_1 < p_2$ .

РР, що перекачується, в порожнині всмоктування 11, заповнює западини між зубами і переноситься в порожнину нагнітання 8. В порожнині нагнітання 8 відбувається взаємне витискання РР із міжзубових западин набігаючим зубом взаємно з'єднаної шестерні.

До особливостей конструктивних рішень шестеренного насоса слід віднести наступні.

З метою зменшення втрат РР через торцеві зазори, в конструкціях шестеренних насосів високого тиску передбачається гідравлічна компенсація торцевих зазорів, яка здійснюється підтисканням втулок 3.

Окрім того, конструкцією шестеренних насосів забезпечується компенсація і радіальних зазорів, шляхом підтискання тиском РР з камери нагнітання 8 в напрямку камери всмоктування 11 всього вузла, що качає робочу рідину. І здійснюється це оптимальним підбиранням відповідних посадок у відповідних з'єднаннях деталей шестеренного насоса.

Іншою особливістю конструкції шестеренних насосів є багатофункціональність деталей насоса.

На рис. 2.1 та 2.2 представлені відповідно поздовжній та поперечні розрізи шестеренного насоса типу НШ.

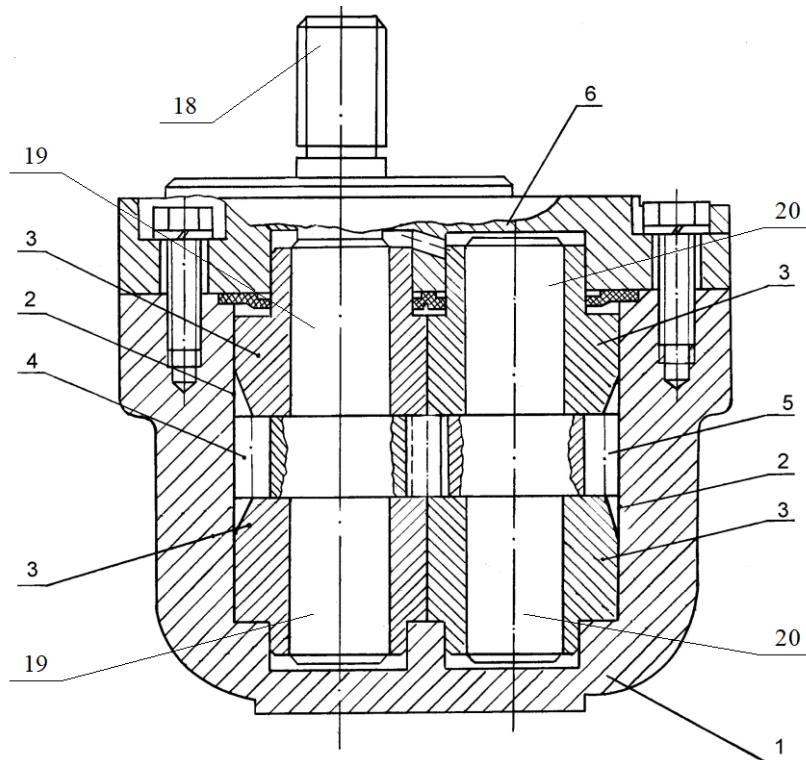


Рисунок 2.1 – Поздовжній переріз шестеренного насоса типу НШ

1 – корпус насоса; 2- циліндричні розточки корпусу насоса; 3 – втулки; 4 - ведуча шестерня; 5 - ведена шестерня; 6 - кришка насоса; 18 – шліци на ведучій шестерні; 19 – цапфи ведучої шестерні; 20 – цапфи веденої шестерні

Рисунок 2.2 – Поперечний переріз шестеренного насоса типу НШ

1 – корпус насоса; 2- циліндричні розточки корпусу насоса; 4 - ведуча шестерня; 5 - ведена шестерні; 7 – камера всмоктування; 8 - камеру нагнітання; 9 – зуб ведучої шестерні, що знаходиться в камері всмоктування, 10 - зуб веденої, що знаходиться в камері всмоктування шестерні; 11 – вхідний патрубок шестеренного насоса; 12, 14 і 15 – зуби ведучої шестерні, що знаходиться в камері нагнітання; 13, 16 - зуби веденої шестерні, що знаходиться в камері нагнітання; 17 відсічена порожнина.

Шестеренний насос (рис. 2.1, 2.2), конструктивно складається з корпусу 1, циліндричних розточках 2 якого розміщені втулки 3, що виконують роль підшипників ковзання. У втулках обертаються ведуча 4 і ведена шестерня 5. Корпус закривається кришкою 6. Шестерні 4 і 5 постійно знаходяться між собою у зубчастому зачепленні і утворюють спільно з стінками корпусу 1 і втулками 3 камеру всмоктування 7 і камеру нагнітання 8.

### 2.1.2 Принципи функціонування шестеренного насоса

Розглянемо принцип роботи шестеренного насоса. При обертанні ведучої шестерні 4, ведена шестерня 5, що знаходиться з нею в зубчастому зачепленні, теж буде обертатися, але в протилежний бік. У камері всмоктування 7, зуб 9 ведучої шестерні 4 і зуб 10 веденої шестерні 5 рухаються в протилежні сторони збільшуючи об'єм камери всмоктування 7, що, власне, і створює в ній розрідження, тобто тиск нижчий за атмосферний. Саме зниження тиску нижче атмосферного є тим фактором, який приводить до всмоктування РР з резервуару через вхідний патрубок в порожнину всмоктування 11 і заповнення міжзубових западин обох шестерень насоса.

На етапі всмоктування існує загроза неповного заповнювання камери всмоктування РР. Це може статися внаслідок:

- недостатньої герметичності камери всмоктування;
- великої частоти обертання шестерень, внаслідок чого робоча рідина не встигає заповнити між зубові западини;
- підвищеної в'язкості РР, тощо.

Далі при обертанні шестерні переносять РР в своїх западинах вздовж циліндричних розточок колодязів 2 корпусу 1, які герметизують западини шестерень по зовнішній окружності шестерень, з камери всмоктування 11 до камери нагнітання 8.

Процес нагнітання РР в шестеренному насосі умовно можна поділити на дві фази. У першій фазі об'єм камери нагнітання 8 зменшується завдяки взаємному зближенню зубів 12 і 13 (рис. 2.2) У другій фазі в камері нагнітання зуб 14 ведучої шестерні 4 входить в зачеплення з зубом 16 веденої шестерні 5 (рис. 2.2). Оскільки міжзубові западини заповнені робочою рідиною, то зуб 16 веденої шестерні 5, що заходить в міжзубову западину утворену зубами 14 і 15 ведучої шестерні 4 витискає РР в камеру нагнітання. Це є ключовим фактором значного підвищення тиску РР. Сучасні шестеренні насоси спроможні розвинути тиск до 32,0 МПа [22]. При цьому, між зубами утворюється щільний контакт, внаслідок чого зворотне перенесення рідини з камери нагнітання 8 в камеру всмоктування 11 незначне. Цей процес триває до моменту вступу в зачеплення другої пари зубів.

Важливим етапом в роботі шестеренного насоса є процес підвищення тиску РР. На цьому етапі роботи шестеренного насоса зазначений процес відбувається поетапно: коли зуби шестерень перетинають границі отвору камери всмоктування 11 відбувається швидке збільшення тиску РР. Швидкість збільшення тиску РР відповідає швидкості розповсюдження звукових хвиль, що становить 1300...1500 м/с. Збільшення тиску відбувається внаслідок його розповсюдження з камери нагнітання 8, головним чином, вздовж стінок корпусу. Цей напрямок розповсюдження тиску пояснюється тим, що при підтисканні всього вузла, що качає в бік камери всмоктування, утворюються вздовж стінок корпусу серповидні зазори.

### 2.1.3 Втрати робочої рідини через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса та конструктивні способи їх запобігання

Збільшення тиску є причиною втрат РР через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса, а саме [23 - 29]:

- окружні втрати через радіальні зазори у з'єднаннях верхівок зубів і стінками колодязів корпусу, схема яких представлена на рис. 2.3;
- торцеві радіальні втрати через зазори у з'єднаннях торців шестерень і втулок в напрямку від периферії до отворів втулок, що забезпечує гідродинамічне змащування важко навантажених підшипників ковзання і в зворотному радіальному напрямку від отворів втулок до периферії шестерень в перехідній зоні під впливом підвищеного тиску, що створюють підшипники ковзання, як показано на рис. 2.4;
- торцеві втрати через міжвісьовий торцевий зазор у поєднаннях торців шестерень і торців втулок в напрямку від камери нагнітання до камери всмоктування поперек зубів шестерень, як показано на рис. 2.5;

– торцеві втрати в перехідній зоні через торцевий зазор у поєднаннях торців шестерень і торів втулок в напрямку від перехідної зони до камери всмоктування поперек зубів шестерень, як показано на рис. 2.6.

Рисунок 2.3 – Схема окружних втрат РР через радіальний зазор

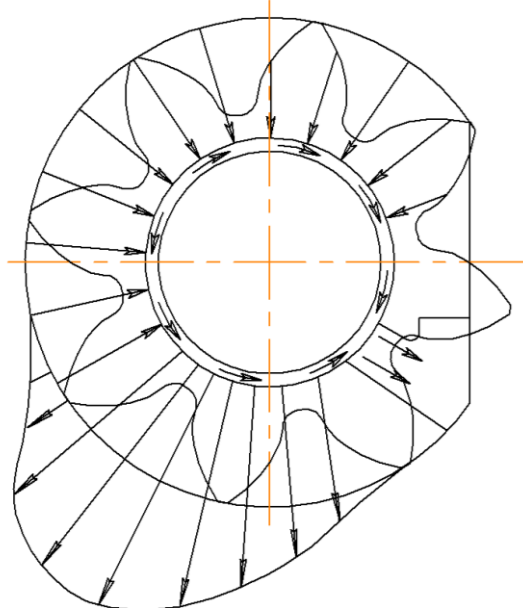


Рисунок 2.4 – Схема торцевих радіальноспрямованих втрат РР

Рисунок 2.5 – Схема торцевих втрат через міжвісьовий торцевий зазор між торцями шестерень і втулок

Рисунок 2.6 – Схема торцевих втрат в перехідній зоні через торцевий зазор у з'єднаннях торців шестерень і торців втулок

#### **2.1.4 Гідродинамічні процеси в затиснутій порожнині шестеренного насоса**

Однією з важливих умов працездатності зубчастого зачеплення є умова, яка полягає в тому, що коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення повинен бути  $\varepsilon > 1$ . А тому, момент вступу в зачеплення другої пари зубів шестерень відповідає моменту початку двопарного зачеплення, що супроводжується утворенням відсіченої порожнини 17 (рис. 2.2).

При цьому, якщо в насосі використовуються традиційне зубчасте зачеплення з однаковою кількістю зубів, то момент утворення відсіченої порожнини збігається з його

максимальним значенням. При подальшому обертанні шестерень настає момент, коли точки зачеплення першої та другої пари зубів розташовуються на лінії зачеплення симетрично відносно полюса зачеплення. В цей момент об'єм відсіченої порожнини досягає свого мінімального значення. Процес переходу від максимального до мінімального значення об'єму відсіченої порожнини супроводжується зменшенням її об'єму що викликає компресію РР.

Компресія РР у ВП викликає низку негативних наслідків у роботі шестеренного насоса, а саме:

- збільшення навантаження на деталі насоса, зокрема на цапфи шестерень і підшипники ковзання;
- підвищення пульсації подачі і тиску РР;
- збільшення шуму, що випромінює насос під час своєї роботи, тощо.

Після досягнення об'єму відсіченої порожнини мінімального значення, починається його збільшення. При цьому, тиск РР у ньому зменшуватиметься до величини нижче атмосферного, що отримало назву декомпресії РР і досить часто супроводжується кавітацією.

Методам запобігання негативних наслідків гідродинамічних процесів в ВП присвячений окремий розділ цієї монографії.

### **2.1.5 Конструктивні і функціональні особливості шестеренного насоса**

З вищевикладеного бачимо, що шестеренні насоси відрізняються максимальною простотою конструкції, надзвичайною компактністю водночас з високими технічними характеристиками подачі і тиску до 32 МПа при високому показнику загального ККД  $\eta_{заг} = 0,85...0,90$ .

Видима конструктивна простота досягається завдяки тому, що багато деталей шестеренного насоса виконують ряд сумішених функцій.

Так ведуча вал-шестерня 4 (див. рис. 2.1, 2.2) виконує наступні функції:

- шліцьова частина 18 ведучої шестерні 4 передає крутний момент від зовнішнього приводу шестеренного насоса (електродвигун або ДВЗ);
- цапфи шестерень 19 і 20 орієнтують їх відносно корпусу 1 за допомогою втулок 3;
- цапфи шестерень 19 і 20 сприймають навантаження від зубчастих вінців шестерень 4 і 5 і передають його на втулки 3;
- цапфи шестерень 19 і 20 при своєму обертанні захоплюють частину РР і утворюють разом з втулками 3 шар РР, який утримує цапфи від контакту з втулками, що і забезпечує функціонування гідродинамічних підшипників ковзання;
- зуби шестерень насоса 14 і 16 при подальшому обертанні шестерень 4 і 5 сходяться і утворюють зубчасте зачеплення, передаючи тим самим крутний момент від зубчастого вінця ведучої 4 до веденої шестерні 5;
- ведуча 4 і ведена 5 шестерні утворюють своїми евольвентними поверхнями міжзубові западини, які є робочими камерами насоса, в яких РР переноситься з камери всмоктування 11 до камери нагнітання 8;
- зуби шестерень насоса 9 і 10, що знаходяться в області камери всмоктування 7 при обертанні шестерень 4 і 5 виходять із зачеплення і розходяться і, тим самим, збільшують об'єм камери всмоктування 11, при цьому, тиск в камері всмоктування стає нижчим за атмосферний, внаслідок чого робоча рідина під дією атмосферного тиску заповнює камеру всмоктування насоса і, зокрема міжзубові западини шестерень;
- ведуча 4 і ведена 5 шестерні переносять робочу рідину в між зубових западинах понад стінками корпусу 2 з камери всмоктування 7 в камеру нагнітання 8;
- зуби шестерень насоса 12 і 13, що знаходяться області камери нагнітання 8 при обертанні шестерень 4 і 5 сходяться і тим самим зменшують об'єм камери нагнітання 8, а далі почергово витискають РР з западин шестерень, тим самим багатократно в 100...320 разів збільшують тиск РР в порівнянні з атмосферним тиском;

– зуби 14 і 16 шестерень 4 і 5, що знаходяться в зачепленні герметично відокремлюють камеру нагнітання 8 від камери всмоктування 7 рухомою лінією контакту евольвентних профілів зубів шестерень;

– при подальшому обертанні вступає в зачеплення друга пара зубів 14 і 16 шестерень 4 і 5, а перша пара внаслідок того, що коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення більше одиниці  $\varepsilon > 1$ , з зубчастого зачеплення ще не вийшла; при цьому утворюється так звана затиснута порожнина 17, в якій відбувається компресія РР, що є однією з негативних сторін роботи шестеренного насоса.

Втулки шестерень насоса 3:

– втулки 3 утворюють разом з цапфами шестерень, 19 і 20, що обертаються, гідродинамічні підшипники ковзання;

– втулки 3 орієнтують шестерні 4 і 5 в просторі відносно інших деталей шестеренного насоса, зокрема відносно корпусу 1 і кришки насоса 6;

– втулки 3 виконують роль елементів, що ущільнюють, торців шестерень 4 і 5 насоса, при цьому завдяки спеціальному механізму заведення високого тиску відбувається самопідтискання торців втулок до торців шестерень;

– спеціальні виточки на втулках 3 призначені для заведення високого тиску за горизонтальну вісь, що сприяє розвантаженню важко навантажених підшипників ковзання шестеренного насоса.

– на втулках 3 також передбачені канавки для відведення частини РР з ВП 17, що дає змогу уникнути у ній компресії.

– змащування рухомих елементів підшипників ковзання, зазвичай проводиться РР, що перекачується, зокрема оливою. Для надходження змащувальної рідини до зон тертя конструкцією насоса передбачаються спеціальні канали у втулках насоса.

Корпус насоса 1:

– корпус насоса 1 виконує роль корпусної деталі, що об'єднує всі елементи і деталі насоса в одне ціле;

– корпус насоса 1 в конструкціях шестеренних насосів типу НШ-К, ШН-М, НШ-Т, крім того, що виконує традиційні для корпусу функції, ще є частиною робочої камери, що утримує своїми розточками 2 РР в міжзубових западинах по периферії шестерень 4 і 5 тобто ущільнює верхівки зубців шестерень.

Кришка насоса:

– є своєрідним елементом, що доповнює корпус насоса, закриває корпус за допомогою силових болтів;

– кришка насоса при затягуванні болтів з відповідним зусиллям підвищує жорсткість корпусу, перешкоджаючи його розширенню під тиском РР у відповідній зоні корпусу;

– в кришці розташований каркасний ущільнювач, що ущільнює шийку ведучої шестерні.

### **2.1.6 Недоліки шестеренного насоса, що підлягають усуненню в процесі вдосконалення конструкції шестеренного насоса**

До недоліків шестеренного насоса слід віднести наступні.

1. Внаслідок різниці тисків в камерах всмоктування і нагнітання ( $p_1 < p_2$ ) шестерні піддаються впливу гідравлічних сил, які суттєво навантажують опори цапф – підшипники ковзання шестерень. Це позначається на зношуванні, як цапф шестерень, так і робочих поверхонь підшипників ковзання.

2. Внаслідок різниці тисків в камері всмоктування і в камері нагнітання ( $p_1 < p_2$ ) відбувається втрата РР через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса. Ці негативні процеси є причиною зниження об'ємного і, звісно, загального ККД шестеренного насоса

3. Утворення затиснутої порожнини призводить до компресії РР тобто підвищення тиску зазвичай в 1,5 рази вище номінального. А це викликає ряд негативних явищ: підвищується зношування деталей насоса, збільшується пульсація тиску і подачі РР, збільшується звукове випромінювання.

4. Якщо на першому етапі існування затиснутої порожнини відбувається компресія РР, то на другому етапі виникає не менша проблема - різке падіння тиску до рівня нижче атмосферного, що викликає кавітацію РР. Результатом цього є підвищене зношування як втулок, так і шестерень.

5. Пульсацію подачі і тиску теж слід віднести до недоліків шестеренного насоса, що є причиною нерівномірного тиску і подачі і збільшення звукового випромінювання.

6. Нагрівання РР веде до її підсиленої деструкції і старіння.

## 2.2 Основні показники роботи шестеренного насоса

### 2.2.1 Основні поняття та визначення щодо енергетичних показників роботи шестеренного насоса

**Гідравлічними машинами** називають машини, які передають рідину, що протікає через них, механічну енергію (насос) або отримують від рідини частину енергії і передають її робочому органу машини для корисного її використання (гідравлічний двигун).

У сучасній техніці застосовується багато різновидів гідромашин. Найбільшого застосування отримали об'ємні та гідродинамічні (лопатеві) насоси та гідродвигуни.

**Об'ємною** називають гідромашину, робочий процес якої ґрунтується на поперемінному заповненні робочої камери рідиною та її витісненні з робочої камери. Під робочою камерою об'ємної гідромашини розуміють обмежений простір усередині машини, що періодично змінює свій об'єм і поперемінно сполучається з входом і виходом рідини в насосі.

Об'ємна гідромашина може мати одну або декілька робочих камер. Відповідно, гідромашини створюють потік РР під тиском або використовують його. У цьому сенсі гідромашини поділяють на об'ємні насоси і гідродвигуни.

У об'ємному насосі переміщення рідини здійснюється шляхом її витискання з робочих камер витискувачами, тобто робочими елементами насоса. Витискувачами можуть бути поршні, плунжера, шестерні, гвинти, пластини, тощо.

За принципом дії (точніше, за характером процесу витискання РР в насосі) об'ємні насоси поділяють на **поршневі та плунжерні, шестеренні, гвинтові, пластинчаті**.

У **поршковому (плунжерному)** насосі рідина витісняється з нерухомих камер в результаті зворотно-поступального руху витискувачів (поршнів, плунжерів, діафрагм).

У **шестеренному, гвинтовому, пластинчастому насосі** рідина витісняється з робочих камер, що переміщуються в результаті обертального або обертально-поступального руху витискувачів (шестерень, гвинтів, пластин).

Робота насоса характеризується його **подачею, напором, (тиском, що створює насос), потужністю, що споживається, ККД та частотою обертання**.

**Подачею насоса  $Q_n$**  називають витрату РР через напірний (вихідний) патрубок.

Під **тиском**, в загальному випадку, будемо розуміти один із інтенсивних термодинамічних параметрів, серед яких є також температура, хімічний потенціал, концентрація, щільність, мольні та питомі величини.

### 2.2.2 Основні геометричні параметри шестеренного насосу

Шестерні шестеренного насоса являють собою рухомі робочі елементи насоса, а тому їх геометричні параметри визначають його робочий об'єм. Добуток об'єму робочої камери насоса на частоту обертання визначає один з основних параметрів шестеренного насоса – його подачу (див. залежність (2)) Зубчасте зачеплення шестеренного насоса характеризується такими параметрами:

$z$  - число зубів шестерень;

$m$  - модуль зачеплення, мм;

$b$  - ширина зуба, мм;

$R_w$  - радіус початкового кола, мм;

$R_a$  - радіус кола виступів зубів, мм;

$t_b$  - крок по основному колу, мм;

$R_b$  - радіус основного кола, мм.

Ці параметри шестерень визначають один з основних параметрів шестеренного насоса – його робочий об'єм  $V_0$  – ідеальний (без урахування втрат РР та стискання РР).

### 2.2.3 Параметри, що характеризують робочий процес подачі шестеренного насоса

Нижче наведені визначення параметрів, що характеризують робочий процес шестеренного насоса. Оскільки будь-яке явище в природі має нескінчену кількість граней, то іноді, для більш точного розуміння, наводяться декілька визначень параметру, що розглядається.

Оскільки шестеренний насос представляє собою машину по перетворенню механічної енергії обертання в гідравлічну енергію потоку РР під тиском, то одним з першочергових параметрів є його потужність:

**Потужність насоса** – це енергія, що підводиться до насоса від двигуна за одиницю часу [30 - 32].

Розрізняють також **корисну потужність** [30, 31] або ж **гідравлічну потужність насоса** [32]. На наш погляд більше підходить визначення **гідравлічна потужність насоса**.

**Гідравлічна потужність насоса** – це енергія, отримана РР, що пройшла через насос за одиницю часу, вимірюється у Вт.

**Гідравлічна потужність насоса** – це та, яка передається РР і визначається залежністю

$$N_z = p \cdot Q \quad \text{або} \quad N_z = L_z \cdot Q_m, \quad (2.1) Q - \text{подача насоса, м}^3/\text{с};$$

$Q_m$  - масова подача насоса кг/с;

$L_z$  - гідравлічна питома робота насоса, Дж/кг.

**Подача насоса** (іноді застаріле об'ємна подача насоса) – це відношення об'єму РР, що подається, до часу за який вона подається. Подача в системі СІ вимірюється в м<sup>3</sup>/с. Подачу шестеренного насоса визначають як:

$$Q = V_0 \cdot n, \quad (2.2)$$

де  $n$  - частота обертання шестеренного насоса, об/с;

$V_0$  - робочий об'єм шестеренного насоса, м<sup>3</sup>.

**Масова подача насоса** - відношення маси рідкого середовища, що подається до часу.

Основним параметром, що визначає розмір об'ємного насоса (об'ємного гідродвигуна), є його **робочий об'єм**  $V_0$ . Це об'єм РР, який насос здатен перемістити з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання за один оберт приводного валу.

**Номинальна подача насоса** – об'ємна подача, на яку замовляється насос, при номінальній частоті обертання шестеренного насоса.

**Робочий об'єм насоса** – це різниця найбільшого та найменшого значень замкнутого об'єму насоса за один оберт насоса [31]. Робочий об'єм шестеренного насоса визначають з параметрів зубчастого зачеплення шестерень насоса.

**Робочий об'єм ідеальний**  $V_0$  (без урахування витрат РР та стискання РР) визначають з геометричних співвідношень шестерень насоса

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \left( R_a^2 - R_w^2 - \frac{t_b^2}{12} \right), \quad V_0 = 0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left( D_a^2 - D_w^2 - \frac{t_b^2}{3} \right), \quad (2.3)$$

де  $b$  - ширина шестерень насоса, м;

$R_a, (D_a)$  - зовнішній радіус (діаметр) верхівок зубів шестерень. м;

$R_w, (D_w)$  - радіус (діаметр) початкового кола, м;

$t_b$  - крок зубчастого зачеплення по основному колу, м.

**Ідеальна (теоретична) подача насоса** - сума подачі та об'ємних втрат насоса [31].

**Ідеальною подачею**  $Q_{id}$  об'ємного насоса називають подачу при відсутності не повного заповнення об'єму робочої камери на стадії всмоктування відсутності стискання РР та за відсутності втрат через зазори.

Тоді **ідеальну подачу** можна визначити, як добуток робочого об'єму насоса  $V_0$  на частоту його робочих циклів  $n$  (2.2).

**Дійсна подача насоса** - ефективна (корисна) подача, що виробляється насосом через його вихідний поперечний переріз, усереднений за часом, в умовах експлуатації.

Середня за часом ідеальна подача може бути визначена відповідно до виразу (2.2) або

$$Q_{id} = V_k \cdot z \cdot k \cdot n \quad (2.4)$$

де  $n$  - частота обертання привідного валу;

$V_k$  - об'єм кожної робочої камери за один цикл;

$z$  - кількість робочих камер у насосі;

$k$  - кратність дії насоса, тобто число подач з кожної камери за один оберт валу.

А, отже, робочий об'єм насоса може бути визначений відповідно до виразу

$$V_0 = V_k \cdot z \cdot k \quad (2.5)$$

Найчастіше  $k = 1$ , але у деяких конструкціях  $k = 2$  і, навіть більше.

Номинальну подачу шестеренного насоса визначають відповідно до виразу (2.2).

Для випадку шестеренного насоса маємо, що його робочий об'єм визначається виразом (2.3).

Зазвичай номінальний робочий об'єм шестеренного насоса вказують в його паспорті в  $\text{см}^3$ . Стандартизований робочий об'єм шестеренного насоса вибирають з наступного ряду: 10  $\text{см}^3$ , 16  $\text{см}^3$ , 20  $\text{см}^3$ , 32  $\text{см}^3$ , 50  $\text{см}^3$ , 63  $\text{см}^3$ , 125  $\text{см}^3$ , 200  $\text{см}^3$ , 400  $\text{см}^3$ .

**Дійсна подача насоса**  $Q_d$  менша ідеальної подачі внаслідок втрат через зазори в з'єднаннях деталей при перетіканні з порожнини нагнітання до порожнини всмоктування, а при великих тисках — ще й за рахунок стискання рідини.

Відношення дійсної подачі до ідеальної називається **коефіцієнтом подачі**:

$$\eta_V = \frac{Q_d}{Q_{id}} \quad \eta_V = \frac{Q_{id} - q_{ввт} - q_{ст} - q_{нап}}{Q_{id}}, \quad (2.6)$$

де  $q_{ввт}$  - втрати РР через зазори в насосі;

$q_{ст}$  - зменшення об'єму РР внаслідок її стискання.

$q_{нап}$  - зменшення об'єму РР внаслідок неповного заповнення об'єму робочої камери.

З виразу (2.6) можемо виділити залежність для дійсної подачі

$$Q_d = Q_{id} - q_{ввт} - q_{ст} - q_{нап} \quad (2.7)$$

З виразу (2.6) можемо представити **коефіцієнт подачі**  $\eta_V$  також у вигляді;

$$\eta_V = 1 - \eta_{ввт} - \eta_{нап} - \eta_{ст}, \quad (2.8)$$

де  $\eta_{ввт} = \frac{q_{ввт}}{Q_{id}}$  - коефіцієнт втрат РР, через зазори в з'єднаннях деталей насоса;

$\eta_{ст} = \frac{q_{ст}}{Q_{id}}$  - коефіцієнт, що враховує стискання РР під дією тиску;

$\eta_{нап} = \frac{q_{нап}}{Q_{id}}$  - коефіцієнт наповнення, що характеризує відносний об'єм РР в обсязі

насосних камер, і який визначається дією факторів, що призводять до руху РР на вході в насос, зокрема розрядженням та дією відцентрових сил в камері всмоктування та опором всмоктувальної системи, що оцінюється експериментально або розрахунковим шляхом;

Наведемо приклад розрахунку **коефіцієнту подачі**. Нехай для прикладу маємо:

- коефіцієнт втрат РР через зазори в з'єднаннях деталей насоса  $\eta_{ввт} = 0,05$ ;

- коефіцієнт, що враховує стискання РР під дією тиску  $\eta_{cm} = 0,01$ ;

- коефіцієнт наповнення, що характеризує відносний об'єм РР  $\eta_{nan} = 0,05$

Тоді, у відповідності із залежністю для визначення **коефіцієнту подачі** (8), маємо

$$\eta_V = 1 - 0,05 - 0,05 - 0,01, \quad \eta_V = 0,89$$

При цьому, коефіцієнт об'ємних втрат РР  $\eta_{об}$  і коефіцієнт наповнення визначити доволі складно. Оскільки при цьому необхідно врахувати велику кількість факторів, то коефіцієнт, що враховує стискання РР під дією тиску  $\eta_{cm}$  можна визначити з залежності відносного зменшення об'єму РР під дією тиску [33]

$$\Delta p = -\frac{\Delta V}{V_0} E \quad (2.9)$$

де  $\Delta p$  - зміна (збільшення) тиску, Па;

$\Delta V$  - зміна (зменшення) об'єму, м<sup>3</sup>;

$\frac{\Delta V}{V_0}$  - відносна зміна об'єму;

$E$  - об'ємний модуль пружності РР, Па.

З залежності (2.9) можемо знайти зміну (зменшення) відносного об'єму  $\frac{\Delta V}{V_0}$

$$\frac{\Delta V}{V_0} = -\frac{\Delta p}{E} \quad (2.10)$$

Знак «мінус» свідчить про те, що із збільшенням тиску  $\Delta p$  відносний об'єм  $\frac{\Delta V}{V_0}$  зменшується, і навпаки, із збільшенням відносного об'єму тиск зменшується.

Тобто, коефіцієнт, що враховує стискання РР під дією тиску  $\eta_{cm}$  можна знайти з наступної залежності

$$\eta_{cm} = \frac{\Delta p}{E}, \quad (2.11)$$

В таблиці наведені результати розрахунків коефіцієнта стискання РР  $\eta_{cm}$  для заданого тиску  $p$  для РР, об'ємний модуль пружності якої становить  $E = 1300$  МПа відповідно до (2.11).

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку коефіцієнта стискання  $\eta_{cm}$  від тиску РР

Тиск РР $p$ , МПа	Коефіцієнт стискання $\eta_{cm}$	Коефіцієнт стискання $\eta_{cm}$ , %%
10,0	0,077	0,77
14,0	0,0107	1,07
16,0	0,0123	1,23
20,0	0,0153	1,53
25,0	0,0192	1,92
32,0	0,0246	2,46
40,0	0,0308	3,08
42,0	0,0323	3,23
45,0	0,0346	3,46

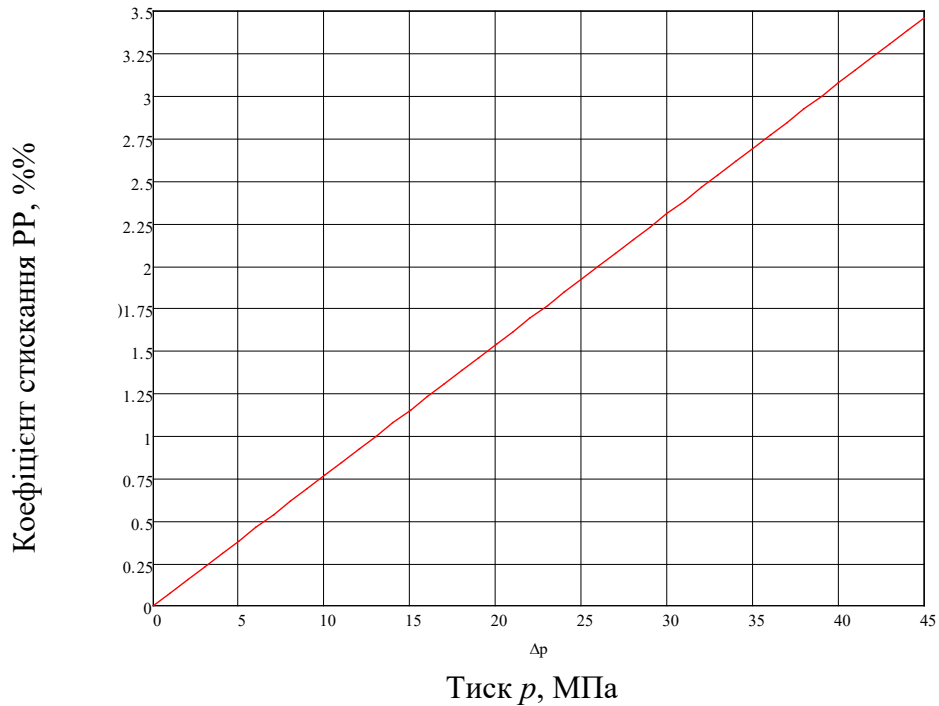


Рисунок 2.7 – Графічна залежність коефіцієнта стискання PR від тиску, %

З наведених даних бачимо, що при максимальному тиску, що може розвивати шестеренний насос 42 МПа коефіцієнт стискання дорівнює **всього 3,23 %**.

**Абсолютні об'ємні втрати насоса** – різниця між ідеальним та дійсним значенням подачі насоса.

$$\Delta Q_{абс} = Q_{ід} - Q_{д} \quad (2.12)$$

З залежності (2.6), маємо **абсолютні об'ємні втрати насоса**

$$\Delta Q_{абс} = q_{вит} + q_{ст} + q_{нап} \quad (2.13)$$

де  $q_{вит}$  - втрати PR через зазори в насосі;

$q_{ст}$  - зменшення об'єму PR внаслідок її стискання.

$q_{нап}$  - зменшення об'єму PR внаслідок неповного заповнення об'єму робочої камери.

**Коефіцієнт наповнення** - відношення дійсної подачі, яка фактично всмоктується, до ідеальної подачі, тобто визначає яка частина об'єму робочої камери заповнюється в процесі всмоктування.

$$\eta_{нап} = \frac{Q_{двсм}}{Q_{ід}} \cdot \eta_{нап} = \frac{Q_{ід} - q_{нап}}{Q_{ід}} \quad (2.14)$$

де  $Q_{двсм}$  - дійсна подача, яка фактично всмоктується,

$q_{нап}$  - зменшення об'єму PR внаслідок неповного заповнення об'єму робочої камери.

З урахуванням залежностей (2.2) і (2.3) маємо:

$$\eta_{нап} = \frac{Q_{двсм}}{V_0 \cdot n} \quad (2.15)$$

$$\eta_{нап} = \frac{Q_{двсм}}{0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left( D_a^2 - D_w^2 - \frac{t_b^2}{3} \right) \cdot n} \quad (2.16)$$

або

$$\eta_{\text{нап}} = \frac{V_{\text{двсм}}}{V_0} = \frac{V_{\text{двсм}}}{0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left( D_a^2 - D_w^2 - \frac{t_b^2}{3} \right) \cdot n}, \quad (2.17)$$

де  $V_{\text{двсм}}$  - дійсний об'єм робочої камери, заповнений РР в процесі всмоктування.

**Коефіцієнт нагнітання** - відношення дійсної подачі на виході з насоса до подачі, що всмоктується, тобто визначає яка частина РР, що потрапила до насоса була доставлена до виходу з насоса.

**Коефіцієнт нагнітання** визначає на скільки дійсна подача на виході з насоса відрізняється від подачі, що всмоктується. Причиною цієї різниці є втрати РР через зазори в з'єднаннях деталей насоса і стискання РР під дією тиску, що створює насос в процесі нагнітання:

$$\eta_{\text{наг}} = \frac{Q_{\text{днаг}}}{Q_{\text{двсм}}}. \quad (2.18)$$

$$\eta_{\text{наг}} = \frac{Q_{\text{двсм}} - q_{\text{вит}} - q_{\text{ст}}}{Q_{\text{двсм}}}. \quad (2.19)$$

де  $Q_{\text{днаг}}$  - дійсна подача, яка фактично нагнітається, тобто подача на виході з насоса;

$Q_{\text{двсм}}$  - дійсна подача, яка фактично всмоктується,

$q_{\text{вит}}$  - втрати РР через зазори в насосі;

$q_{\text{ст}}$  - зменшення об'єму РР внаслідок її стискання.

Враховуючи поняття **дійсної подачі** і вираз для її визначення (2.6) залежність **коефіцієнту нагнітання** можемо записати у іншій формі

$$\eta_{\text{наг}} = \frac{Q_d}{Q_{\text{двсм}}}. \quad (2.20)$$

$$\eta_{\text{наг}} = \frac{Q_{\text{ід}} - q_{\text{вит}} - q_{\text{ст}} - q_{\text{нап}}}{Q_{\text{двсм}}}. \quad (2.21)$$

Оскільки в формулу (2.1) поряд з подачею входить не менш важливий параметр – тиск, то наведемо визначення цієї важливої технічної характеристики шестеренного насоса.

Під **тиском що створює насос** розуміють підвищення тиску РР на виході насоса, внаслідок перетворення механічної енергії в енергію потоку РР. Тиск в системі СІ вимірюється в Па =Н/м<sup>2</sup>.

Розрізняють:

– тиск на вході в насос, Па;

– тиск на виході із насоса, Па

– тиск насоса, Па – величина, що визначається із залежності [31]

$$P = P_k + P_n \quad (2.22)$$

де  $P_k$  і  $P_n$  - відповідно тиск на виході і на вході в насос, Па.

**Граничний тиск насоса** - найбільший тиск на виході із насоса, на який розрахована його конструкція.

#### 2.2.4 Енергетичні показники, що характеризують робочий процес шестеренного насоса

У насосі, як і у будь-якій гідравлічній машині, у процесі перетворення енергії на її робочих органах відбуваються втрати енергії та потужності.

Потужність приводу насоса від двигуна  $N_0$  більша за гідравлічну потужність насосу  $N_2$  на значення втрат потужності в насосі.

Необхідну потужність приводу шестеренного насоса можна визначити у відповідності до наступного виразу

$$N_{\partial} = \frac{N_z}{\eta_{заг}}, \quad (2.23)$$

де  $N_z$  - гідравлічна потужність, яку отримує споживач на виході з насоса, Вт;

$\eta_{заг}$  - загальний ККД шестеренного насоса..

З іншого боку ці втрати оцінюються за допомогою загального ККД насоса  $\eta_{заг}$ , який дорівнює відношенню гідравлічної потужності насоса  $N_z$  до споживаної ним потужності двигуна  $N_{\partial}$ :

$$\eta_{заг} = \frac{N_z}{N_{\partial}} \quad (2.24)$$

Загальний ККД шестеренного насоса  $\eta_{заг}$  характеризує втрати енергії (потужності) в шестеренному насосі.

В зв'язку з цим розрізняють наступні види втрат потужностей на виході з насоса: гідравлічні, об'ємні та механічні [31].

**Гідравлічні втрати.** У проточній частині насоса тече реальна в'язка рідина, рух якої супроводжується втратами енергії. До гідравлічних втрат відносяться:

– втрати енергії, що виникають внаслідок тертя між окремими частинками рідини, що рухається;

– втрати енергії на тертя між частинками рідини та стінками проточної частини насоса;

– втрати, спричинені зміною швидкості за величиною та напрямом, а також втрати вихороутворення.

**Гідравлічний ККД насоса** - відношення гідравлічної потужності насоса до суми гідравлічної потужності та потужності, витраченої на подолання гідравлічних опорів у насосі.

**Гідравлічний ККД насоса  $\eta_z$**  - відношення суми гідравлічної потужності та потужності витраченої з витоками РР  $N_z + N_{вум}$  до суми потужностей гідравлічної, витраченої з витоками РР і потужністю по подоланню гідравлічних опорів течії РР в насосі. Гідравлічний ККД насоса  $\eta_z$  визначають у відповідності до залежності

$$\eta_z = \frac{N_z + N_{вум}}{N_z + N_{вум} + N_{zo}}, \quad (2.25)$$

де  $N_z$  - потужність гідравлічна, Вт;

$N_{вум}$  - потужність, що витрачена з витоками РР, Вт;

$N_{zo}$  - потужність по подоланню гідравлічних опорів течії РР в насосі, Вт.

**Гідравлічний ККД шестеренного насоса** зазвичай приймають за  $\eta_z = 1,0$ . Це пояснюється тим, що протяжність шляху руху РР в шестеренному насосі незначна, а тому й втрати потужності в цьому випадку невеликі, що є причиною складності їх вимірювання. Більш того, авторам невідомі публікації, які присвячені дослідженню цих втрат потужності в шестеренному насосі. Іншими словами в залежності (2.25) потужність по подоланню гідравлічного опорів течії РР в насосі  $N_{zo} \approx 0$  Вт.

Підставивши в вираз (2.25) значення  $N_{zo} \approx 0$  - отримаємо, що  $\eta_z \approx 1$ .

Втрати потужності в шестеренному насосі поділяють на **об'ємні та гідромеханічні**.

**Об'ємні втрати.** У середині шестеренного насоса мають місце три групи об'ємних втрат:

– частина рідини, що переноситься у міжзубових западинах з камери всмоктування до камери нагнітання знову повертається до його входу через зазори в з'єднаннях деталей;

– частина РР йде на «внутрішні потреби» насоса: втрати через зазори між втулками і цапфами шестерень, які разом утворюють гідродинамічні підшипники ковзання;

– недозаповнення міжзубових западин шестерень в камері всмоктування;

– стискання РР на шляху від камери всмоктування до камери нагнітання.

**Об'ємні втрати**, обумовлені внутрішніми втратами рідини в насосі та стисканням РР, оцінюються за допомогою **коефіцієнта об'ємних втрат**  $\eta_{об}$ .

**Коефіцієнт об'ємних втрат** визначається як відношення дійсної подачі до подачі, яка дійсно всмоктується у відповідності із залежністю

$$\eta_{об} = \frac{Q_{\delta}}{Q_{двсм}} \cdot \eta_{об} = \frac{Q_{i\delta} - q_{ввт} - q_{ст} - q_{нап}}{Q_{i\delta} - q_{нап}} \quad (2.26)$$

Із (2.26), можемо записати

$$\eta_{об} = \frac{Q_{\delta}}{Q_{\delta} + q_{ввт} + q_{ст}} \quad (2.27)$$

З залежності для визначення дійсної подачі (2.7), маємо

$$\eta_{об} = \frac{Q_{i\delta} - q_{ввт} - q_{ст} - q_{нап}}{Q_{i\delta} - q_{нап} - q_{ввт} - q_{ст} + q_{ввт} + q_{ст}} \quad (2.28)$$

Поділивши чисельник і знаменник виразу (2.28) на  $Q_{i\delta}$ , отримаємо

$$\eta_{об} = \frac{1 - \eta_{ввт} - \eta_{ст} - \eta_{нап}}{1 - \eta_{нап} - \eta_{ввт} - \eta_{ст} + \eta_{ввт} + \eta_{ст}} \quad (2.29)$$

$$\eta_{об} = \frac{1 - \eta_{ввт} - \eta_{ст} - \eta_{нап}}{1 - \eta_{нап}}$$

де  $\eta_{ввт} = \frac{q_{ввт}}{Q_{i\delta}}$  - коефіцієнт втрат РР, через зазори в з'єднаннях деталей насоса;

$\eta_{ст} = \frac{q_{ст}}{Q_{i\delta}}$  - коефіцієнт, що враховує стискання РР під дією тиску;

$\eta_{нап} = \frac{q_{нап}}{Q_{i\delta}}$  - коефіцієнт наповнення, що характеризує відносний об'єм робочої камери.

Наразі ставиться питання, як співвідносяться між собою **коефіцієнт об'ємних втрат** насоса  $\eta_{об}$  і **коефіцієнт подачі**  $\eta_V$ .

Із залежностей (2.6) і (2.26) можемо записати:

$$Q_{\delta} = \eta_V \cdot Q_{i\delta} \quad \text{і} \quad Q_{\delta} = \eta_{об} \cdot Q_{двсм} \quad (2.30)$$

Прирівнявши праві частини отриманих виразів, отримаємо

$$\eta_V \cdot Q_{i\delta} = \eta_{об} \cdot Q_{двсм} \quad (2.31)$$

З виразу (2.31), маємо:

$$\eta_V = \eta_{об} \cdot \frac{Q_{двсм}}{Q_{i\delta}} \quad (2.32)$$

$$\eta_{об} = \eta_V \cdot \frac{Q_{i\delta}}{Q_{двсм}} \quad (2.33)$$

**Коефіцієнт об'ємних втрат** відрізняється від **коефіцієнту подачі**, тим що формула для визначення **коефіцієнту об'ємних втрат** представляє собою відношення дійсної подачі до **дійсної подачі після процесу всмоктування**, в той час, як формула для визначення **коефіцієнту подачі** представляє собою відношення дійсної подачі до **ідеальної подачі**.

Наведемо приклад розрахунку **коефіцієнту подачі** і **коефіцієнту об'ємних втрат**. Нехай для прикладу маємо:

- коефіцієнт втрат РР, через зазори в з'єднаннях деталей насоса  $\eta_{ввт} = 0,05$ ;
- коефіцієнт, що враховує стискання РР під дією тиску  $\eta_{ст} = 0,01$ ;
- коефіцієнт наповнення, що характеризує відносний об'єм робочої камери  $\eta_{нап} = 0,05$ .

Тоді, у відповідності із залежністю для визначення **коефіцієнту подачі** (2.8), маємо

$$\eta_V = 1 - 0,05 - 0,05 - 0,01 = 0,89,$$

У відповідності із залежністю для визначення коефіцієнту об'ємних втрат (2.28), маємо

$$\eta_{об} = \frac{1 - 0,05 - 0,05 - 0,01}{1 - 0,05} = \frac{0,89}{0,95} = 0,937$$

**Міркування щодо необхідності введення поняття об'ємних втрат, які оцінюються за допомогою коефіцієнта об'ємних втрат  $\eta_{об}$ .**

В підрозділі 2.2.3 було введено поняття коефіцієнта подачі  $\eta_V$ , як відношення дійсної подачі до ідеальної і описано залежністю (2.6).

З іншого боку в підрозділі 2.2.4 вводиться доволі схоже поняття об'ємних втрат, яке оцінюється за допомогою коефіцієнта об'ємних втрат  $\eta_{об}$ .

**Коефіцієнт об'ємних втрат  $\eta_{об}$** , відрізняється від коефіцієнта подачі тим, що не враховує втрати РР на стадії всмоктування, а обумовлений лише внутрішніми втратами рідини в насосі та стисканням РР на шляху від камери всмоктування до камери нагнітання.

Зрозуміло, що коефіцієнт подачі  $\eta_V$  характеризує функціональність шестеренного насоса з точки зору втрат РР в процесі його роботи.

Необхідність введення коефіцієнту об'ємних втрат полягає в тому, що це поняття передреє такому важливому показнику як об'ємний ККД насоса  $\eta_Q$ , що характеризує шестеренний насос з точки зору втрат енергії (потужності) з об'ємними втратами. А оскільки частина рідини, що характеризується коефіцієнтом наповнення  $\eta_{нап}$  (2.14)...(2.17) не набуває гідравлічної енергії, в результаті робочого процесу насоса, то зрозуміло, що коефіцієнт подачі в цьому випадку використовувати не можливо. А тому, й було введено поняття об'ємних втрат, яке характеризується коефіцієнтом об'ємних втрат.

**Об'ємний ККД насоса  $\eta_Q$**  - відношення гідравлічної потужності насоса до суми гідравлічної потужності та потужності втраченої з втратами РР і її стисканням під дією тиску, що створює насос [31, 32]

$$\eta_Q = \frac{N_z}{N_z + N_{вум} + N_{см}} \quad (2.34)$$

де  $N_z$  - потужність гідравлічна, Вт;

$N_{вум}$  - потужність, що втрачена з втратами РР, Вт;

$N_{см}$  - потужність, що втрачена внаслідок стискання РР, Вт;

В окремих джерелах об'ємний ККД насоса називають коефіцієнтом гідравлічної дії насоса - відношення гідравлічної потужності до потужності насоса [16].

**Об'ємний ККД насоса** - з урахуванням співвідношення (2.1) можемо записати, що об'ємний ККД насоса становить

$$\eta_Q = \frac{p \cdot Q_d}{p \cdot Q_d + p \cdot q_{вум} + p \cdot q_{см}}, \quad (2.35)$$

або після скорочення

$$\eta_Q = \frac{Q_d}{Q_d + q_{вум} + q_{см}}, \quad (2.36)$$

де  $Q_d$  - дійсна подача шестеренного насоса, м<sup>3</sup>/с;

$q_{вум}$  - об'ємні втрати РР, м<sup>3</sup>/с.

$q_{см}$  - об'ємні втрати РР, внаслідок її стискання, м<sup>3</sup>/с.

Порівнюючи отриманий вираз (2.36) з виразом (2.27) можна помітити їх ідентичність, що є підтвердженням правильності наших міркувань.

Окрім об'ємних втрат, які оцінюються за допомогою коефіцієнта об'ємних втрат -  $\eta_{об}$  розрізняють також гідромеханічні втрати.

**Гідромеханічними втратами** є втрати енергії на тертя при русі робочих елементів в насосі і в приводному механізмі – **механічні втрати**. Крім того, мають місце втрати енергії рідини, що витрачається на подолання потоком РР **гідрравлічних опорів** всередині насоса. Ці втрати оцінюються за допомогою гідромеханічного ККД  $\eta_{zm}$  [31, 32].

При визначені **гідрравлічного ККД** шестеренного насоса було відмічено, що втрати енергії за рахунок гідравлічних втрат незначні, і тому **гідрравлічний ККД** шестеренного насоса приймається рівним  $\eta_r = 1$ . Крім того, окремо слід виділити втрати енергії за рахунок подолання гідравлічних опорів течії РР і механічні втрати доволі складно. А тому в подальшому можемо вважати, що

$$\eta_{zm} = \eta_{mex}, \quad (2.37)$$

де  $\eta_{zm}$  - гідромеханічний ККД;

$\eta_{mex}$  - механічний ККД.

**Механічні втрати** – це частина енергії, переданої двигуном шестерням насоса, що витрачається на подолання механічного тертя в підшипниках і сальниках і тертя РР по зовнішні поверхні шестерень [31, 32].

Загальна потужність тертя усередині насоса

$$N_{втр\ мех} = N_{втр\ n} + N_{втр\ уц} + N_{втр\ ш} \quad (2.38)$$

де  $N_{втр\ мех}$  - механічні втрати, Вт;

$N_{втр\ n}$  - механічні втрати у підшипниках;

$N_{втр\ уц}$  - механічні втрати в ущільненнях;

$N_{втр\ ш}$  - механічні втрати на шестернях.

Ступінь впливу механічних втрат у насосі оцінюється величиною механічного ККД [31, 32].

**Механічний ККД насоса** - величина, що виражає відносну частку механічних втрат у насосі.

**Механічний ККД насоса**  $\eta_{mex}$  відношення потужності, яка була передана насосом РР до потужності приводного двигуна

$$\eta_{mex} = \frac{N_2 + N_{вит} + N_{ст}}{N_{дв}} \quad (2.39)$$

де  $N_2$  - потужність гідравлічна, Вт;

$N_{вит}$  - потужність, що втрачена з втратами РР, Вт;

$N_{дв}$  - потужність двигуна приводу насоса, Вт.

$N_{ст}$  - потужність, що втрачена внаслідок стискання РР, Вт;

**Гідромеханічний ККД насоса**  $\eta_{zmex}$  відношення потужності, яка була передана насосом РР до потужності приводного двигуна

$$\eta_{zmex} = \frac{N_2 + N_{вит} + N_{zo}}{N_{дв}} \quad (2.40)$$

$N_2$  - потужність гідравлічна, Вт;

$N_{вит}$  - потужність, що втрачена з втратами РР, Вт;

$N_{zo}$  - потужність по подоланню гідравлічного опору течії РР в насосі, Вт.

$N_{дв}$  - потужність двигуна приводу насоса, Вт.

Тоді, **загальний коефіцієнт гідравлічної дії насоса**  $\eta_{заг}$  - це відношення гідравлічної потужності насоса до приводної потужності і може бути визначений, як добуток його складових

$$\eta_{заг} = \frac{N_z}{N_{\partialв}} \quad \eta_{заг} = \eta_Q \cdot \eta_{змех}, \quad (2.41)$$

де  $\eta_Q$  - об'ємний ККД насоса;

$\eta_{змех}$  - гідромеханічний ККД насоса.

Або з урахуванням залежностей (34) і (39), маємо

$$\eta_{заг} = \frac{N_z}{N_z + N_{вум} + N_{см}} \cdot \frac{N_z + N_{вум} + N_{см}}{N_{\partialв}}$$

Після скорочення, отримаємо

$$\eta_{заг} = \frac{N_z}{N_{\partialв}} = \eta_Q \cdot \eta_{змех}$$

Це свідчить про правильність наших викладок.

### 2.2.5 Ергономічні показники, що характеризують робочий процес шестеренного насоса

До ергономічних показників насосів та установок належать такі:

зовнішні протікання, тобто витрати рідини, що виходить з насоса у зовнішнє середовище (наприклад, через сальники) при номінальному режимі та певному (заданому) тиску на вході;

**Рівень звукового тиску** - загальний рівень звукового тиску в дБ при пороговому значенні, виміряному на відстані 1 м від зовнішнього контуру насоса (установки) у заданих точках за номінального режиму роботи насоса (установки);

**Рівень вібрації** - загальний рівень вібрації в дБ за ефективним (середньоквадратичним) значенням коливальної швидкості або прискорення, виміряний на опорній поверхні насоса (установки) у напрямку, перпендикулярному до неї, в точках, де вібрація максимальна.

При виборі показників надійності (напрацювання на відмову, ресурс, ймовірність безвідмовної роботи тощо) необхідно встановити експлуатаційні допуски на робочі параметри, оскільки чим більший допуск, тим вища надійність насоса.

### Міркування щодо втрат енергії гідравлічним агрегатом

Задекларовані міркування стосуються ККД насосного агрегату під яким будемо розуміти привідний двигун, трансмісію приводу насоса, насос, з'єднувальні трубопроводи та виконавчий двигун, зазвичай це гідромотор або гідроциліндр.

Гідравлічний ККД насосного агрегату можемо записати у вигляді:

$$\eta_{га} = \frac{N_{зм} + N_{трнм} + N_n + N_{трб}}{N_{\partial}} \quad (2.42)$$

де  $N_{зм}$  - потужність, що розвиває гідромотор, Вт;

$N_{трнм}$  - потужність, що втрачена в трансмісії приводу насоса, Вт;

$N_n$  - потужність, що втрачена в насосі, Вт;

$N_{трб}$  - потужність, що втрачена при русі РР в трубопроводі, Вт.

Визначимо втрати енергії в гідромоторі. По аналогії з насосом маємо наступне.

**Об'ємний ККД гідромотора**  $\eta_{Q_{гт}}$  - відношення гідравлічної потужності гідромотора до суми гідравлічної потужності гідромотора та потужності втраченої з витіканням РР і її стисканням під дією тиску, що створює насос [31, 32]

$$\eta_Q = \frac{N_{згм}}{N_{згм} + N_{вум згм} + N_{роз згм}} \quad (2.43)$$

де  $N_{згм}$  - потужність гідравлічна гідромотору, Вт;

$N_{вит\ гм}$  - потужність, що втрачена з витіканнями РР в гідромоторі, Вт:

$N_{роз\ гм}$  - потужність, що втрачена внаслідок розширення РР і падіння тиску до атмосферного, Вт:

В залежності (2.43) нас цікавить потужність, що втрачена внаслідок розширення РР і падіння тиску до атмосферного  $N_{роз\ гм}$ .

При використанні в якості гідромотора гідроциліндра, після того, як РР виконала свої функції по переміщенню поршня, відкривається запобіжний клапан і тиск РР знижується до атмосферного. Втрати енергії РР залежать від вихідного тиску і становлять не більше 2,5% при максимальному вихідному тиску 32 МПа (див. рис. 2.7).

Цим самим підкреслюються незначні втрати енергії на даному етапі робочого процесу гідроагрегата в порівнянні з іншими типами приводів, зокрема пневматичним і механічним, втрата енергії в яких на порядок більша.

До речі, доволі часто, фірми, що виробляють шестеренні насоси в рекламних цілях в технічних характеристиках наводять значення коефіцієнта подачі в межах  $\eta_V = 98...99\%$ . Але це неможливо. Дійсно, відома залежність зростання тиску від відносного зменшення об'єму РР [33] представлена залежністю

$$\Delta p = -\frac{\Delta V}{V_0} E \quad (2.44)$$

де  $\Delta p$  - зміна (збільшення) тиску, Па;

$\Delta V$  - зміна (зменшення) об'єму, м<sup>3</sup>;

$\frac{\Delta V}{V_0}$  - відносна зміна об'єму;

$E$  - об'ємний модуль пружності РР, Е, Па.

Знак «мінус» свідчить про те, що із збільшенням тиску  $\Delta p$  відносний об'єм  $\frac{\Delta V}{V_0}$  зменшується і навпаки із збільшенням відносного об'єму тиск зменшується.

На рис. 2.7 представлена залежність зниження відносного об'єму  $\frac{\Delta V}{V_0}$  від збільшення тиску РР.

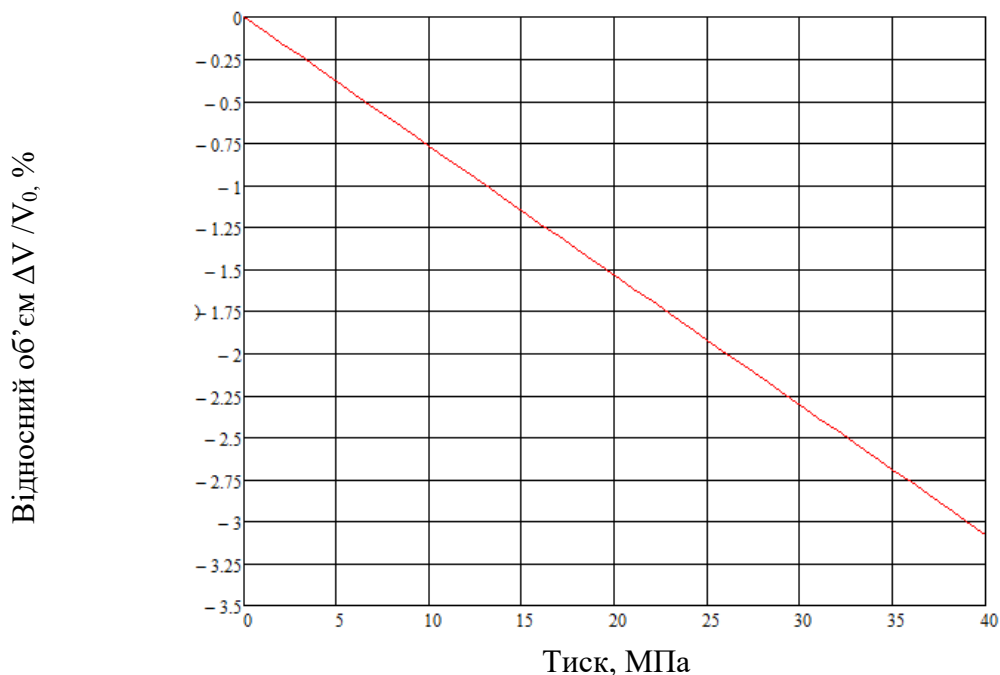


Рисунок 2.7 – Зміна (зменшення) відносного об'єму РР  $\frac{\Delta V}{V_0}$  від тиску, що створює насос  $p$ .

З рис. 2.7 бачимо, що при тиску РР  $p = 25,0$  МПа відносний об'єм РР зменшується  $\frac{\Delta V}{V_0}$  майже на 2%. Тобто при умові, що втрати РР  $q_{em} = 0$ , що неможливо в принципі, коефіцієнт подачі вже становить  $\eta_V = 98\%$ . Тобто, при такому тиску коефіцієнт подачі зменшується на 2% тільки за рахунок стискання РР без урахування втрат РР через щілини зазорів з'єднань деталей шестеренного насоса. А отже, коефіцієнт подачі шестеренного насоса в межах  $\eta_V = 98...99\%$  в сучасних насосах при тиску, що вони розвивають  $p = 25,0$  МПа і, навіть більше, неможливий.

## Висновки по розділу 2

1. Застосування системного підходу дозволило детально висвітлити конструктивні особливості і принципи функціонування шестеренного насоса. Комплексне опрацювання досліджуваної проблематики показало, що високі питомі показники шестеренного насоса пов'язані з багатофункціональністю кожної його деталі, що накладає на них різні, а іноді навіть, протилежні властивості. Це дає змогу усвідомити ці особливості з метою подальшого вдосконалення конструктивних і технологічних параметрів шестеренного насоса.

2. До недоліків будь-якого об'ємного насоса слід віднести втрати РР через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса. Авторами представлені дещо відмінні від існуючих спрямувань цих витоків. Це дає можливість їх запобігання конструктивними способами і, тим самим знизити ці втрати, що є передумовою підвищення основних параметрів об'ємного насоса, таких, як коефіцієнт подачі і об'ємний ККД насоса.

3. Висвітлені гідродинамічні процеси, що відбуваються в затиснутій порожнині шестеренного насоса. Відмічені можливості зниження негативних наслідків цих процесів, що безумовно сприяє підвищенню технічного рівня шестеренного насоса.

4. Відмічені основні недоліки шестеренних насосів, серед яких:

- невірноваженість сил гідравлічного тиску суттєво навантажують опори цапф шестерень – підшипники ковзання шестерень, що позначається на підвищеному зношуванні, як цапф шестерень, так і робочих поверхонь підшипників ковзання;

- внаслідок різниці тисків в камері всмоктування і в камері нагнітання ( $p_1 < p_2$ ) відбувається втрата РР через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса, що є причиною зниження об'ємного і загального ККД шестеренного насоса

- утворення затиснутої порожнини призводить до компресії РР тобто підвищення тиску, зазвичай в 1,5 рази вищого, що пришвидшує зношування деталей насоса, збільшує пульсацію тиску і подачі РР, появу кавітації та збільшує звукове випромінювання.

- пульсація подачі і тиску є причиною нерівномірності тиску і подачі і збільшення звукового випромінювання;

Зосередження уваги дослідників шестеренних насосів на зазначені недоліки допоможе, на нашу думку, подолати їх конструктивними і технологічними методами.

5. Велика увага в розділі приділена визначенням основних термінів щодо основних характеристик функціонування шестеренного насоса, а саме:

- основні геометричні параметри;

- параметри, що характеризують робочий процес подачі;

- основні поняття та визначення щодо енергетичних показників роботи.

Вважаємо за доцільне викладення цього розділу, оскільки існує деякий різнобій в термінології відносно основних конструктивних і функціональних параметрів робочого процесу шестеренного насоса. Отримані результати створюють підґрунтя для подальших досліджень в цьому напрямку та вдосконалення методології дослідження, а також

окреслюють перспективи поглибленого аналізу окремих аспектів проблеми. В якості прикладних рекомендацій слід запропонувати створення державного стандарту, який би однозначно визначив би зазначені параметри.

### Розділ 3 Моделювання роботи шестеренного насосу

*Даний розділ дослідженню особливостей функціонування шестеренного насоса шляхом використання віртуального моделювання. Процеси, що відбуваються під час роботи шестеренного насоса доволі складні і включають декілька етапів. Щоб досконало розібратись в окремих характерних особливостях робочого процесу шестеренного насоса був запропонований підхід віртуального моделювання окремих етапів роботи шестеренного насоса на прикладі найпростішого поршневого насоса. Такий підхід дозволяє дослідити ті особливості, які мають місце в роботі шестеренного насоса, що дасть можливість сформулювати шляхи подальшого удосконалення його конструкції в напрямку підвищення технічного рівня.*

Широке застосування шестеренних насосів (НШ) у гідравлічних системах машин пояснюється простотою та компактністю їх конструкції, високою питомою потужністю серед інших типів об'ємних насосів, високою надійністю, малою трудомісткістю виготовлення, зручністю обслуговування. Проте, досі не до кінця вивчені особливості конструкції та принципу роботи НШ. Це є причиною відсутності подальшого розвитку конструкцій НШ.

Базуючись на теоретичних та пошукових експериментальних дослідженнях, представлених у роботах [34-37], було виявлено ряд особливостей конструкції та функціонування НШ, які на теперішній час не знайшли однозначного пояснення. До таких особливостей слід віднести гідродинамічні процеси, що відбуваються у відсіченій порожнині, пульсацію подачі та тиску РР в НШ.

Метою цього розділу є пояснення окремих аспектів роботи шестеренного насоса, розуміння яких дозволить правильно сформулювати завдання щодо подальшого підвищення його технічного рівня.

Базуючись на інформації, отриманій з науково-технічних джерел, а також на основі власних теоретичних та експериментальних досліджень, було встановлено причинно-наслідкові взаємозв'язки між виявленими особливостями конструкції та принципами роботи НШ.

Використовувався метод уявного експерименту, зокрема встановлення (відстеження) прямих аналогій між роботою найпростішого поршневого насоса та принципами роботи НШ. Це дало можливість по-новому поглянути на зазначені проблеми та вирішити їх на даному етапі розвитку понятійного апарату щодо принципів роботи НШ.

Шестеренний насос відноситься до об'ємних роторних насосів високого тиску, який часто використовують у гідросистемах та гідроприводах. Шестеренний насос має досить високі технічні характеристики: тиск, що розвивається НШ становить  $p=15...32$  МПа при робочому об'ємі  $V_0=1...400$  см<sup>3</sup> і частоті обертання  $n=10...60$  с<sup>-1</sup>. Однак головною особливістю НШ є високий показник питомої потужності, який суттєво вищий, ніж у інших типів насосів. Так, насос НШ-63М, при робочому тиску  $p=20$  МПа, робочому об'ємі  $V_0=63$  см<sup>3</sup>, частоті обертання  $n=40$  с<sup>-1</sup>, габаритних розмірах 187x148x134 мм і масі 4,2 кг, розвиває потужність 47,4 кВт, а питома потужність складає 11,29 кВт/кг, і це не межа.

Яким чином це було реалізовано у конструкції НШ? Щоб відповісти це питання необхідно згадати основні закони розвитку технічних систем (ТС) [38, 39].

Технічна система у своєму розвитку прагне ідеальності. Досягши досконалості, система має зникнути, та її функція повинна продовжувати виконуватися. Основні шляхи наближення до ідеалу:

- зниження габаритів, маси, вартості, зниження споживаної енергії без погіршення технічних характеристик ТС, тобто збільшення питомих показників ТС;
- підвищення кількості виконуваних функцій;
- «згортання ТС» до робочого органу;
- перехід у надсистему.

Функціональний аналіз ТС передбачає розгляд об'єкта як комплексу виконуваних ним функцій, при цьому виходять із передумови, які полягають в тому, що у об'єкті корисні функції завжди супроводжуються шкідливими і нейтральними функціями [38, 39]. Функціональний аналіз дозволяє абстрагуватися від конкретної конструктивної будови об'єкта та зосередити увагу на його функціях. Пошук альтернативних варіантів реалізації функцій здійснюється з метою зниження витрати та підвищення рівня виконання функції.

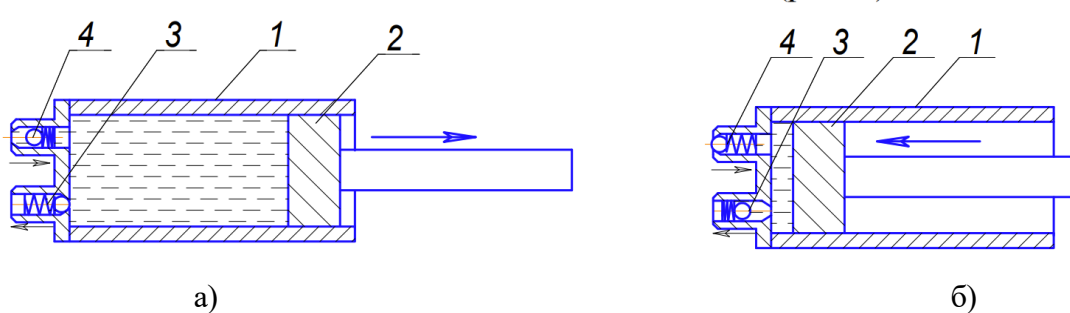
Закон збільшення ідеальності ефективно застосовується до того елемента, який безпосередньо розташований у зоні виникнення конфлікту або породжує небажані явища. При цьому підвищення ступеня ідеальності, зазвичай, здійснюється за рахунок використання незадіяних раніше ресурсів (речовин, полів), що у зоні присутні в робочій зоні ТС [38, 39].

Конструкція НШ є яскравим прикладом підвищення ідеальності за рахунок підвищення кількості виконуваних функцій його елементів. Так, наприклад, ведуча вал-шестерня НШ виконує понад 15 функцій.

А оскільки з основних законів розвитку ТС випливає, що потрібна не сама машина, а та функція, яку вона виконує, то зрозуміло, що стратегічною лінією розвитку ТС є підвищення її питомих характеристик. Зниження маси і об'єму ТС при умові збереження її функціональних показників – прямий шлях до зростання технічного рівня ТС. Під технічним рівнем ТС розумітимемо сукупність досягнутих технічних показників (характеристик) ТС на даний момент часу.

Далі розглянемо особливості роботи НШ. Для кращого розуміння та образності опису особливостей роботи НШ пропонується порівнювати його із принципом роботи поршневого насоса (див. рис. 3.1).

Уявімо найпростіший насос об'ємного типу, який складається з гільзи 1 і поршня 2 всередині неї, який має можливість переміщатися вздовж поздовжньої осі. При цьому гільза може бути поперемінно з'єднана за допомогою клапанів 3 та 4 з трубопроводом низького тиску на такті всмоктування РР та з трубопроводом високого тиску на такті нагнітання РР (рис. 3.1).

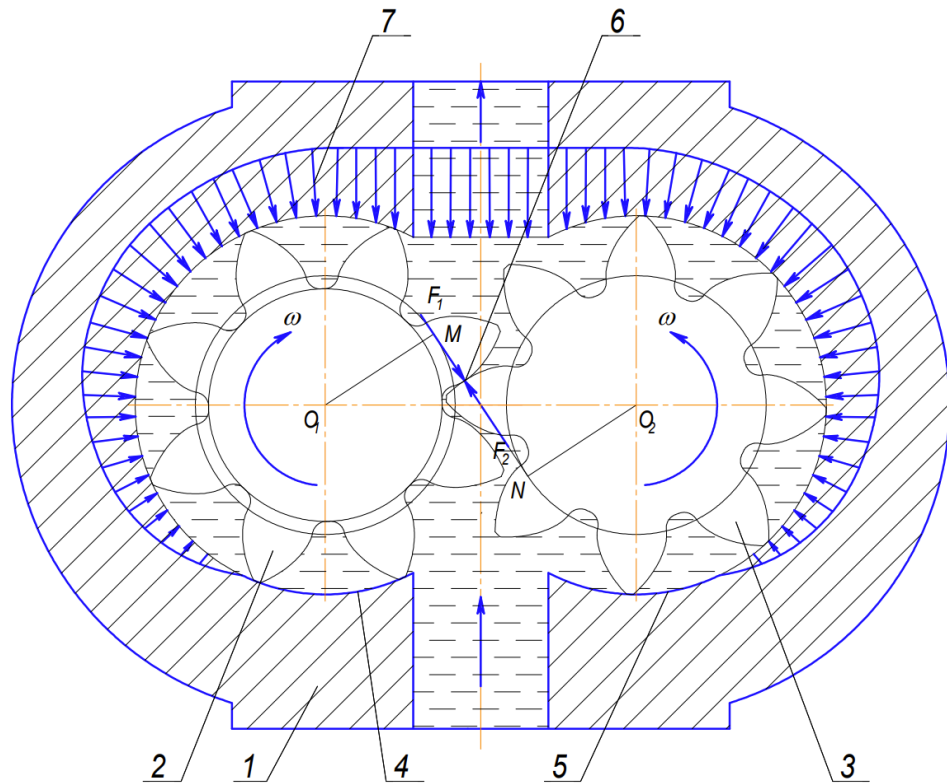


а – такт всмоктування; б – такт нагнітання

1 – гільза насоса; 2 – поршень зі штоком; 3 – впускний клапан; 4 – випускний клапан

Рисунок 3.1 – Найпростіша схема об'ємного насоса

І вже на цій стадії в конструкції НШ є серйозні вдосконалення - це так званий шліцьовий поділ камер високого і низького тиску. І це при тому, що на здійснення цієї найважливішої функції не було задіяно жодного додаткового конструктивного елемента. На рис. 3.2 представлена схема відділення камер високого та низького тиску.



1 – корпус насоса; 2 – ведуча шестерня; 3 – ведена шестерня; 4 – зона ущільнення окружного зазору ведучої шестерні; 5 – зона ущільнення окружного зазору веденої шестерні; 6 – зона ущільнення міжзубового зазору; 7 – зона високого тиску  
 Рисунок 3.2 – Схема шліцьового відділення камер високого та низького тиску в НШ.

З рис. 3.2 бачимо, що під впливом високого тиску РР намагається перетекти в бік камери низького тиску за двома напрямками. Перший напрямок втрат – по дузі кола корпусу між вершинами зубів зони 4 і 5; другий напрямок - через міжзубовий контакт шестерень 6.

Ущільнення пари «вершина зуба – корпус» відбувається завдяки спеціальному підбору зазорів у підшипниках НШ. Вони підбираються таким чином, що високий тиск РР 7 зміщує вузол, що качає, в бік камери низького тиску, внаслідок цього вершини зубів шестерень 2 і 3 притискаються до корпусу 1 в зазначених на схемі зонах 4 і 5 (рис. 3.2), чим і забезпечується ущільнення окружного зазору.

Ущільнення другого напрямку втрат через міжзубовий контакт шестерень досягається за рахунок точного виготовлення евольвентної поверхні зубів, зокрема такого параметра як похибка напрямку зуба. Ущільнення міжзубового контакту досягалося за рахунок передачі крутного моменту від ведучої шестерні насоса в точці 6 (рис. 3.2), в результаті чого виникає зусилля притискання евольвентних профілів ведучої і веденої шестерень.

З вищевикладеного випливає, що ущільнення зазначених сполучень відбувається як би само собою. При цьому бачимо, що зі збільшенням тиску ступінь ущільнення зазначених зазорів зростає, оскільки багато в чому залежить від тиску, що розвивається в НШ.

Аналогічно для ущільнення торцевих зазорів НШ не були задіяні додаткові конструктивні елементи – були використані втулки, в яких розташовані підшипники ковзання під цапфи шестерень. Поряд із цим, втулки своїми торцями за рахунок відповідного заведення тиску забезпечують самопритискання торців шестерень, чим і забезпечують ущільнення торцевих зазорів НШ.

Оскільки в конструкції НШ передбачено, як мінімум, дві шестерні, то однією з можливих моделей, що описують принцип роботи НШ, можна уявити, замінивши зуби шестерень системою пластин  $O_1A$ ,  $O_2B$ ,  $O_1T$  і  $O_2T$  (рис. 3.3). Цей прийом був запропонований Т.М. Баштою [33] і надалі неодноразово використовувався іншими авторами [40, 41].

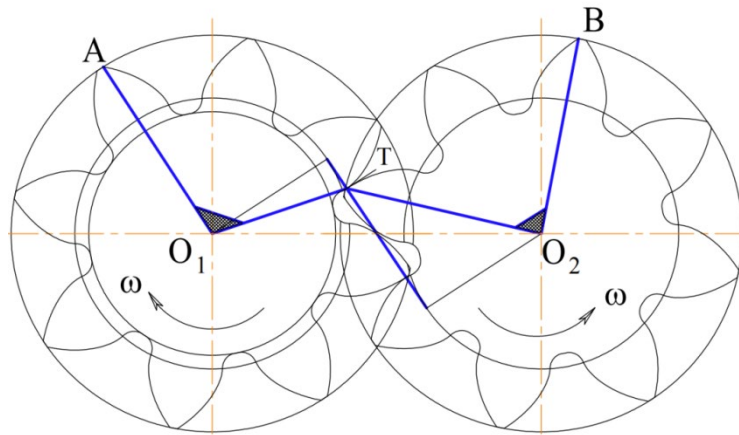
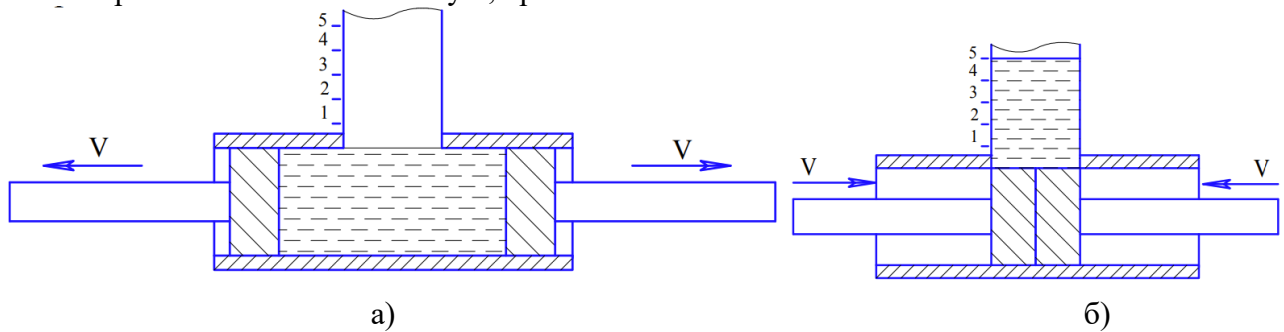


Рисунок 3.3 – Схема процесу подачі РР у НШ за Т.М. Баштою та Леоновим А. Е. [41]

Проводячи аналогію з поршневою схемою насоса, можемо побачити традиційну гільзу, але з двома поршнями, які рухаються у протилежні сторони на такті всмоктування і назустріч один одному на такті нагнітання (рис. 3.4). Така конструкція при такій швидкості руху поршнів забезпечує двократну подачу. При цьому габаритні та масові показники такого насоса зростають не більше ніж у 1,5 рази.



а - такт всмоктування; б - такт нагнітання

Рисунок 3.4 – Схема процесів всмоктування і нагнітання в насосі з двома поршнями, які рухаються в напрямку один від одного на етапі всмоктування і назустріч один одному на етапі нагнітання

Подальшим розвитком цієї схеми є багатощестеренний НШ, який може мати кілька входів та виходів. Питомі показники такого насоса, як правило, значно вищі, ніж у звичайного НШ. На рис. 3.5 представлена схема тришестеренного насоса.

Із законів розвитку ТС відомо, що при цілеспрямованому ускладненні ТС для підвищення будь-якого її параметра з'являються додаткові можливості підвищення технічного рівня ТС [38, 39]. У даному випадку використання схеми НШ з трьома шестернями дозволяє підвищити тиск, що розвивається НШ, практично в 2 рази, підвищити подачу в 2 рази, знизити навантаження на підшипники шестерень, що дає можливість підвищити довговічність насоса і зменшити його питомі габаритні розміри і масу в 1,5 рази.

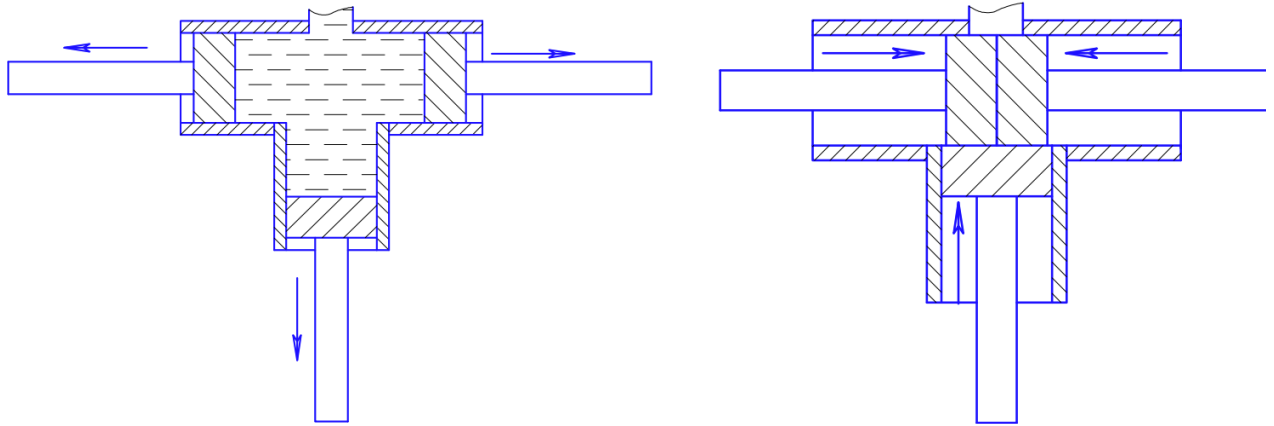
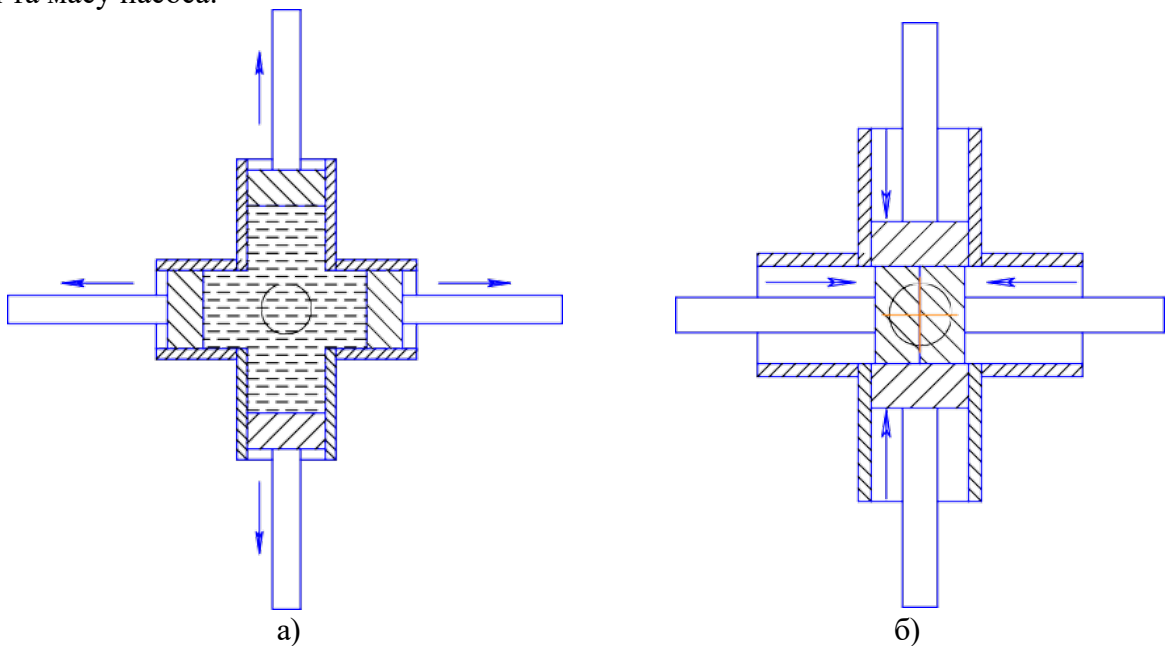


Рисунок 3.5 – Схема процесу всмоктування та подачі РР у схемі НШ із трьома шестернями

Наступним етапом інтенсифікації процесу подачі НШ є схема НШ із чотирма шестернями, представлена на рис. 3.6. З рис 3.6 бачимо, що у процесі перекачування РР, як поршень так і гільза насоса рухаються у осьовому напрямку, на такті всмоктування у протилежні боки, але в такті нагнітання – назустріч один одному. Використання такої схеми дозволить збільшити швидкість подачі РР вдвічі. Зазначимо, що реалізація такої схеми на поршневому насосі не має сенсу, оскільки призведе до різкого збільшення складності та металоємності конструкції.

У випадку ж з НШ, завдяки специфічним особливостям вузла, що качає, така схема з чотирма шестернями цілком «життєздатна». Емерджентність (системна якість) схеми НШ із чотирма шестернями набагато вища за схему НШ із трьома шестернями, оскільки дозволяє майже повністю розвантажити підшипники насоса, що дає змогу суттєво знизити габаритні розміри та масу насоса.

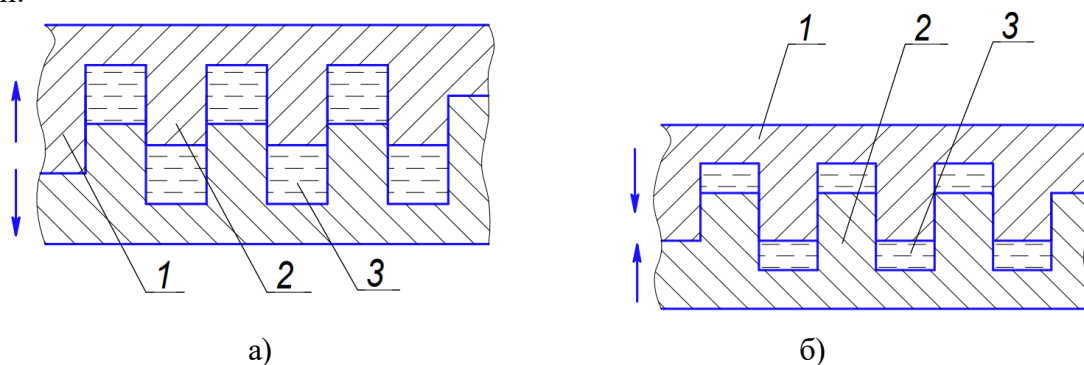


а – такт всмоктування; б - такт нагнітання;

Рисунок 3.6 – Схема процесів всмоктування і подачі РР в схемі НШ з чотирма шестернями

Ще одна особливість конструкції та функціонування НШ полягає у ступені використання ресурсів навколишнього середовища для підвищення технічного рівня НШ. Суть його в тому, що була використана частина гільзи як поршня насоса. Схема такого насоса представлена рис. 3.7. Такий принцип реалізований у конструкції НШ. Справді, із рис. 3.7 видно, що неробоча і робоча сторона сусідніх зубів грають роль гільзи в той час, як

зуб, який знаходиться в зачепленні з робочою поверхнею евольвенти зуба, що утворює гільзу, грає роль поршня. При цьому через поворот на кут  $2\pi/z$  радіан вони міняються місцями.



а) - такт всмоктування; б) - нагнітання

1 – нижній блок, 2 – верхній блок, 3 – РР.

Рисунок 3.7 – Схема насоса, в якому частина однієї із стінок гільзи насоса є поршнем для іншої гільзи

Суть його в тому, міжзубова западина, наприклад ведучої шестерні, відіграє роль гільзи насоса, а зуб веденої шестерні, що знаходиться з контакті з ведучою шестернею, при обертанні шестерень заходить в цю міжзубову западину і витискає робочу рідину в камеру нагнітання. Таким чином, зуб веденої шестерні відіграє роль поршня. При цьому, при обертанні шестерень вони змінюють свої ролі на протилежні. Цим досягається надзвичайна компактність конструкції шестеренного насоса. При цьому, цей процес відбувається безперервно при обертанні шестерень без холостих ходів. Схема такого насоса представлена рис. 3.7. Такий принцип реалізований у конструкції НШ. Справді, із рис. 3.7 видно, що неробоча і робоча сторона сусідніх зубів відіграють роль гільзи в той час, як зуб, що знаходиться в зачепленні з робочою поверхнею евольвенти зуба, що утворює гільзу, відіграє роль поршня. При цьому через поворот на кут  $2\pi/z$  радіан вони міняються місцями.

До недоліків ТС «шестеренний насос» слід віднести утворення так званої відсіченої порожнини (ВП). Внаслідок цього явища в роботі НШ відбувається зменшення робочого об'єму НШ, компресія РР на першій стадії існування ВП. Це супроводжується різким підвищенням тиску РР та збільшенням навантаження на деталі НШ. Компресія РР на стадії розкриття ВП змінюється на декомпресією, що супроводжується виникненням кавітації РР.

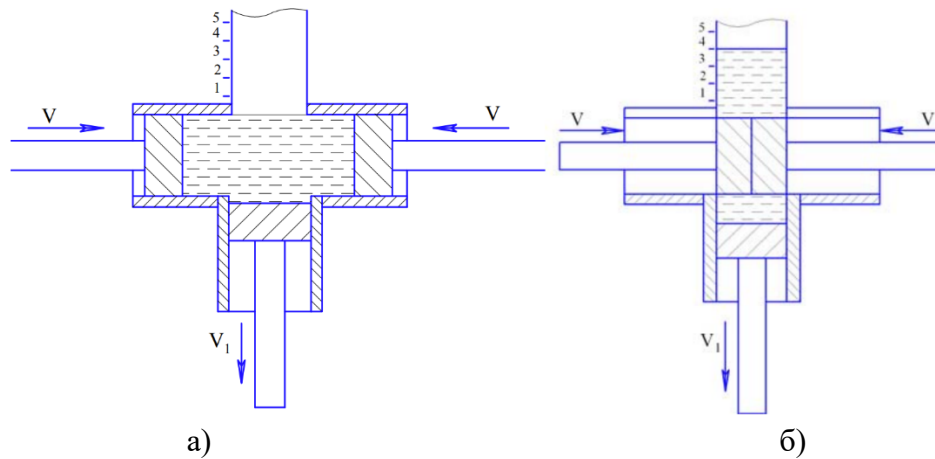
Пояснення причин утворення ВП до останнього часу зводилося лише до того, що в силу геометричних особливостей зуб шестерні не в змозі повністю витіснити РР із міжзубової западини [40, 44].

Пояснимо явище утворення відсіченої порожнини у причинно-наслідкових категоріях.

З рис. 3.3 видно, що пластини  $O_1A$  і  $O_2B$ , рухаючись назустріч одна одній до камери нагнітання, витісняють РР, що знаходиться між ними в напірну магістраль. У цій моделі нічого нового немає, і вона відповідає звичайній моделі роботи поршневого насоса з двома поршнями та нерухомими стінками гільзи, представлений на рис. 3.4. Однак насправді, (рис. 3.3) нижня стінка «гільзи», що формується пластинами  $O_1T$  та  $O_2T$ , рухома. Тоді, модель роботи НШ матиме вигляд, представлений на рис. 3.8. З рис. 3.3 та рис. 3.8 видно, що в процесі обертання шестерень пластини  $O_1T$  і  $O_2T$  рухаються у бік від камери нагнітання, тим самим знижуючи подачу і коефіцієнт подачі. А далі, коли в контакт вступає друга пара зубів, а при цьому перша пара зубів ще з контакту не вийшла, і утворюється відсічена порожнина. Частина РР, що опинилась у ВП повертається в камеру всмоктування (рис. 3.8.), що й приводить до зниження робочого об'єму шестеренного насоса.

Наступним недоліком у роботі НШ, який відзначають всі автори [45, 46], який багатьма дослідниками продовжує вивчатися, є пульсація подачі та тиску. Знову ж таки, як і в попередньому випадку переконливого пояснення цього явища немає.

На поясненні природи пульсації в її традиційному трактуванні [35, 36, 45] зупинимося окремо. На рис. 3.3 представлена схема подачі РР в НШ, принциповою особливістю якої є жорсткий зв'язок між радіусами  $O_1A$  і  $O_2B$  і радіусами  $O_1T = \rho_1$  та  $O_2T = \rho_2$  [41]. У процесі обертання шестерень, як показано на рис. 3 РР, яка знаходиться між радіусами  $O_1A$  і  $O_2B$ , витісняється в камеру нагнітання. При цьому радіуси  $O_1A$  та  $O_2B$  жорстко пов'язані з радіусами шестерень  $O_1T$  та  $O_2T$ . Особливістю процесу подачі РР в НШ, як впливає з попереднього та рис. 3 є те, що цей процес є складним. Його можна уявити, як сумарний результат одночасно протікаючих двох складових рухів елементів шестерень  $O_1A$  та  $O_2B$  та  $O_1T$  та  $O_2T$ .



а - такт всмоктування; б - такт нагнітання

Рисунок 3.8 – Схема процесу подачі РР НШ за умови рухомої стінки гільзи, що ілюструє утворення ВП в НШ

Перша складова руху елементів шестерень – це рух елементів зубів шестерень  $O_1A$  та  $O_2B$  назустріч один одному в напрямку камери нагнітання. При цьому, зуби шестерень, рухаючись назустріч один одному зменшують об'єм камери нагнітання, забезпечуючи тим самим подачу РР під тиском. Аналог цього руху схематично представлено на рис. 3.4.

При цьому, одночасно протікає і друга складова, яка полягає в тому, що елементи шестерень  $O_1T$  та  $O_2T$ , які знаходяться в контактні зубчастого зачеплення при обертанні шестерень рухається по відношенню до камери нагнітання, в бік від неї, тим самим збільшуючи об'єм камери нагнітання, тим самим створюючи протидію процесу подачі РР в НШ [47, 48].

Коли друга пара зубів входить в зачеплення вона перекриває негативний вплив першої пари зубів і тому негативний ефект від їхнього руху знижується. [47, 48]. Але одночасно друга пара зубів, що ввійшла в зачеплення, починає виконувати той же негативний вплив.

Окрім того, момент входу другої пари зубів в зачеплення є моментом утворення ВП, в якій відокремлюється частина РР від камери нагнітання і повертається до камери всмоктування, що є негативним явищем в роботі шестеренного насоса.

Контакт зубів у точці зачеплення є найважливішим елементом у роботі НШ, оскільки у цій точці зубці шестерень безпосередньо відокремлюють камеру нагнітання від камери всмоктування. Особливістю процесу нагнітання НШ є те, що цей контакт є рухомим, що є причиною утворення рухомої стінки, яка відокремлює камеру нагнітання від камери всмоктування. Схема такого насоса представлена рис. 3.8. На рис. 3.9 представлена спрощена схема (модель) нагнітання РР, що складається з декількох складових, що відбуваються одночасно: елементи ведучої і веденої шестерень  $O_1A$  та  $O_2B$  що рухаються назустріч один одному зменшують об'єм камери нагнітання і сприяють подачі РР під тиском і елементи шестерень  $O_1T$  та  $O_2T$ , які знаходяться в контактні зубчастого зачеплення при обертанні шестерень рухаються по відношенню до камери в протилежний бік від камери нагнітання, що перешкоджає нагнітання РР. Слід зауважити, що швидкість руху елементів шестерень

$O_1T$  та  $O_2T$  менша ніж швидкості руху елементів шестерень  $O_1A$  та  $O_2B$ , що й забезпечує подачу  $PP$  під тиском в камеру нагнітання.

На рис. 3.9 показано, що задня стінка перешкоджає процесу подачі не з постійною швидкістю, а зі швидкістю, що підкоряється квадратичній залежності, що на схемі реалізовано нежорстким поршнем, що змінює свій діаметр в процесі руху параболічної залежності.

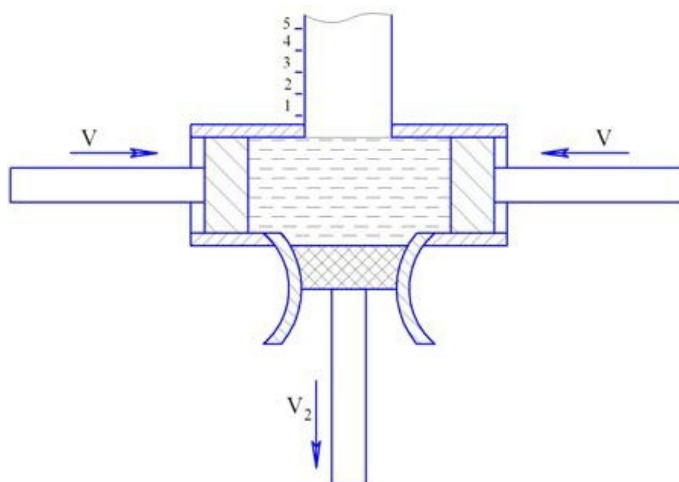


Рисунок 3.8 – Схема процесу подачі  $PP$  в НШ за умови рухомої задньої стінки

Таким чином, виходячи з вищевикладеного слідує, що елементи шестерень, що сприяють подачі, забезпечують її рівномірно, а елементи шестерень, що перешкоджають подачі, забезпечують цей процес нерівномірно за квадратичною залежністю. Цим може бути пояснена нерівномірність подачі  $PP$  в НШ. Ще раз підкреслюємо, що йдеться про фізичну модель процесу подачі  $PP$  в НШ відповідно до традиційних уявлень про цей процес. При цьому максимальне значення подачі та тиску спостерігається в полюсі зачеплення – точці  $P$ . Про наявність пульсації подачі  $PP$  у НШ свідчать роботи низки вітчизняних та зарубіжних дослідників [36, 45, 46], у яких, однак, немає пояснення механізму пульсації подачі  $PP$ . Нами вперше запропоновано пояснення механізму пульсації подачі та тиску у НШ у традиційному його трактуванні.

### Висновки по розділу 3

У розділі докладно досліджено особливості функціонування шестеренного насоса шляхом використання віртуальних моделей. Характерні особливості принципу роботи НШ представлені у вигляді моделей (схем роботи) звичайного поршневого насоса. Представлені схеми дозволяють зрозуміти особливості конструкції та принципу роботи НШ та сформулювати шляхи подальшого вдосконалення його конструкції у напрямку підвищення його технічного рівня.

Запропоновані схеми роботи дозволяють пояснити такі негативні явища у шестеренному насосі такі як відсічена порожнина, пульсація тиску та подачі у причинно-наслідкових категоріях.

### Розділ 4 Фізична та математична моделі підвищення тиску робочої рідини у шестеренному насосі

*В даному розділі висвітлені умови, що забезпечують підвищення тиску  $PP$  в шестеренному насосі. Розглянуті шляхи підвищення тиску, що розвиває шестеренний насос. Запропоновано фізичну модель підвищення тиску  $PP$  в шестеренному насосі, у відповідності з якою тиск, який розвиває шестеренний насос, визначається внутрішнім гідравлічним опором насоса на шляху втрат  $PP$  крізь зазори в з'єднаннях деталей насоса. Отримано*

рівняння, що описує вказану фізичну модель. В якості основних способів підвищення технічного рівня шестеренного насоса за тиском запропоновано ряд напрямів підвищення внутрішнього гідравлічного опору насоса на шляху втрат РР.

#### 4.1 Розмірковування щодо феномену підвищення тиску РР в шестеренному насосі

Важливість цього розділу полягає, зокрема з філософсько-пізнавальної точки зору на зазначену проблему.

Багато років між авторами монографії та їх ВЧИТЕЛЯМИ (проф., докт. техн. наук, Лур'є Зіновій Якович, проф., докт. техн. наук Фількенштейн Зельма Лазарович та іншими представниками школи гідравліки) точилася дискусія: «Що створює тиск РР – насос (наша точка зору), чи навантаження (точка зору наших шановних ВЧИТЕЛІВ)?». Жодні аргументи, жодні докази не змогли переконати своїх опонентів в правильності тієї чи іншої точки зору.

Наведемо аргументи, які підтверджують точку зору авторів.

Щоб виявити хто сильніший, важкоатлети піднімають штангу. Начебто очевидно: первинний в цьому процесі – важкоатлет. Але з іншого боку без штанги він не може довести, що він сильніший.

Інший приклад, зовсім з іншої області. Маємо двох людей учнів, аспірантів або вчених. Щоб з'ясувати хто з них розумніший вони повинні розв'язати якусь задачу: хто перший або більш якісно впорається із завданням – той і розумніший. Але без завдання без навантаження це з'ясувати не вдасться.

Таким чином, розглядати процес створення тиску для подолання навантаження окремо один від одного не можна – це єдиний процес.

Так, дійсно, насос, важкоатлет, чи вчений, що розв'язує задачу, є активним елементом в цьому процесі, але без навантаження процес створення тиску насосом не відбудеться.

Обов'язково повинна бути і третя, на перший погляд непомітна складова цього процесу – це воля або дух.

Тиск, який здатний розвивати об'ємний насос, визначає технічний рівень насоса та гідросистеми загалом. Отже, підвищення тиску, що створюється насосом, є важливим завданням подальшого підвищення технічного рівня об'ємних насосів загалом і шестеренних зокрема.

#### 4.2 Теоретичні передумови підвищення тиску робочої рідини в шестеренному насосі

Тиск, який здатний розвивати об'ємний насос, визначає технічний рівень насоса та гідросистеми в цілому. Отже, підвищення тиску, створюваного насосом, є важливим завданням насособудівного виробництва.

Механічна потужність, що споживається шестеренним насосом безпосередньо перетворюється в гідравлічну енергію потоку РР під тиском і, може бути знайдена з залежності

$$N_n = \frac{p Q_0}{\eta_{\text{мех}} \eta_V}, \quad (4.1)$$

де  $p$  - тиск, що розвиває шестеренний насос, Па;

$Q_0$  - дійсна подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$\eta_V$  - коефіцієнт подачі шестеренного насоса;

$\eta_{\text{мех}}$  - механічний ККД насоса.

Ідеальну (теоретичну) подачу насоса можна визначити, як

$$Q_{I0} = V_0 n, \quad (4.2)$$

де  $V_0$  – робочий об'єм насоса, м<sup>3</sup>;

$n$  - частота обертання НШ, об/с;

Теоретична подача насоса через кутову швидкість визначається відповідно до залежності

$$Q_m = V_0 \frac{\omega}{2\pi}, \quad (4.3)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість, рад/с або  $\text{с}^{-1}$ .

Тоді, залежність (4.1) можна виразити через ідеальну (теоретичну) подачу у вигляді

$$N_n = \frac{P}{\eta_{\text{мех}}} Q_{\text{ід}} \cdot \eta_V, \quad (4.4)$$

Або з урахуванням залежності (4.3), маємо

$$N_n = \frac{P}{\eta_{\text{мех}}} V_0 \frac{\omega}{2\pi} \eta_V, \quad (4.5)$$

Коефіцієнт подачі можна записати як співвідношення виду

$$\eta_V = \frac{V_0 - q_{\text{вум1}}}{V_0} = 1 - \frac{q_{\text{вум1}}}{V_0}, \quad (4.6)$$

де  $q_{\text{вум1}}$  - об'єм втрат за один оберт шестеренного насоса,  $\text{м}^3$ ;

$V_0$  - робочий об'єм насоса,  $\text{м}^3$ .

Тоді, підставивши в (4.5) залежність коефіцієнта подачі з (4.6), отримаємо

$$N_n = \frac{P}{\eta_{\text{мех}}} \frac{\omega}{2\pi} (V_0 - q_{\text{вум1}}). \quad (4.7)$$

Звідки знайдемо, що

$$P = \frac{2 \pi \eta_{\text{мех}} N_n}{\omega (V_0 - q_{\text{вум1}})} \quad (4.8)$$

або

$$P = \frac{\eta_{\text{мех}} N_n}{\frac{\omega}{2\pi} (V_0 - q_{\text{вум1}})} \quad \text{або} \quad P = \frac{\eta_{\text{мех}} N_n}{n (V_0 - q_{\text{вум1}})} \quad (4.9)$$

І через крутний момент

$$P = \frac{2 \pi M \eta_{\text{мех}}}{V_0 \eta_V}. \quad (4.10)$$

### 4.3 Фізична та математична модель підвищення тиску робочої рідини в шестеренному насосі

Визначимо необхідні та достатні умови для подачі РР шестеренним насосом під певним тиском.

На рис. 4.1 представлена схема, що дозволяє пояснити, завдяки яких умов підвищується тиск РР в шестеренному насосі у відповідь на зовнішнє навантаження.

КВ – камера всмоктування; КН - камера нагнітання,  $\sum_{i=1}^n q_{витi}$  сума внутрішніх витрат РР.

Рисунок 4.1 – Схема створення тиску в шестеренному насосі

Необхідною умовою для подачі РР під певним тиском є підведення механічної енергії до шестеренного насоса.

Звернувшись до моделі шестеренного насоса, представленій на рис. 4.1 проведемо площину А - А в довільному перерізі в камері нагнітання. Відповідно до закону Паскаля тиск передається однаково в усіх напрямках, а тому тиск вправо від площини А – А передається до гідроциліндра або до гідромотора на подолання зовнішнього навантаження, а вліво від площини А – А сприймається внутрішнім гідравлічним опором шестеренного насоса на шляху внутрішніх витрат РР. Тоді, тиск РР, що розвиває шестеренний насос, дорівнює падінню тиску на внутрішніх гідравлічних опорах на шляху внутрішніх витрат РР. Його можна визначити відповідно до виразу

$$p = \sum_{i=1}^n G_{внтi} \cdot q_{витi} \quad (4.11)$$

де  $\sum_{i=1}^n G_{внтi}$  - сума внутрішніх гідравлічних опорів на шляху витрат РР через  $i$ -ті зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса,  $i= 1, 2 \dots m$ ;

$\sum_{i=1}^n G_{внтi} \cdot q_{витi}$  - сума об'ємів витоків через  $i$ -ті зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса,  $i= 1, 2 \dots m$ ;

$m$  – кількість зазорів в поєднаннях деталей шестеренного насоса.

Це рівняння слід вважати основною умовою підвищення тиску РР в шестеренному насосі.

Аналог закону Ома в гідравліці можна сформулювати наступним чином: дійсна подача РР з однієї сторони і об'єм внутрішніх витрат РР з іншого боку між двома фіксованими перерізами потоку пропорційний перепаду тиску між цими перерізами і обернено пропорційний гідравлічному опору цієї ділянки. Аналітично ця залежність може бути представлена у вигляді

$$Q_d = \frac{\Delta p}{G_{зоб}}, \quad (4.12)$$

де  $\Delta p$  - перепад тиску між перерізами потоку рідини, Па,

$G_{зоб}$  - зовнішній гідравлічний опір, що визначається навантаженням та опором

трубопроводів  $\frac{Pa \cdot c}{M^3}$ .

За аналогією з (4.12) можна записати для внутрішніх витрат в насосі  $q_{внт}$ :

$$q_{внт} = \frac{\Delta p}{G_{внт}}. \quad (4.13)$$

Виходячи з виразів (4.12) і (4.13) можемо записати, що найважливішою умовою працездатності шестеренного насоса, щодо подачі РР під певним тиском є виконання умови

$$Q_0 G_{зов} = q_{внт} G_{внт}, \quad (4.14)$$

де  $Q_0$  – фактична подача насоса,  $M^3/c$ ;

$q_{внт}$  – внутрішні втрати РР  $M^3/c$ ;

$G_{зов}$  – зовнішній гідравлічний опір,  $\frac{Pa \cdot c}{M^3}$ ;

$G_{внт}$  – внутрішньо гідравлічний опір насоса,  $\frac{Pa \cdot c}{M^3}$ ;

З виразу (4.13) отримаємо залежність для тиску на виході шестеренного насоса:

$$p = q_{внт} G_{внт}. \quad (4.15)$$

Фізична сутність залежності (4.15) полягає в тому, що тиск РР на виході насоса прямо пропорційний внутрішньому гідравлічному опору насоса  $G_{внт}$  на шляху внутрішніх втрат через зазори в з'єднаннях деталей насоса.

З залежності (4.13) та (4.15) та рис. 4.1 бачимо, що зменшуючи гідравлічний опір внутрішнім втратам РР в шестеренному насосі  $G_{внт}$  можна досягти такого моменту, при якому насос зможе подолати зовнішнє навантаження. В той же час, зовнішні і внутрішні гідравлічні опори співвідносяться, як

$$G_{внт} < G_{зов}. \quad (4.16)$$

Іншими словами вираз (4.16) відображає умову, при виконанні якої відсутня подача РР через вихідний отвір шестеренного насоса. При цьому, вся РР, що подається шестернями насоса з камери всмоктування до камери нагнітання і повертається знов до камери всмоктування крізь зазори в з'єднаннях деталей насоса. При цьому, вся механічна енергія, що підводиться до насоса, буде перетворюватися на внутрішню енергію РР та йти на її нагрівання.

З залежності (4.15) та рис. 4.1 бачимо, що навпаки, збільшуючи гідравлічний опір внутрішнім втратам РР в насосі -  $G_{внт} \rightarrow \infty$ , тим самим можливо домогтися зниження внутрішніх втрат РР  $q_{внт} \rightarrow 0$ , що дасть можливість збільшити тиск  $p \rightarrow \infty$ , що розвивається насосом.

Представимо залежність (4.14) у вигляді

$$\frac{Q_0}{q_{внт}} = \frac{G_{внт}}{G_{зов}}, \quad (4.17)$$

З залежності (4.17) бачимо, що дійсна подача шестеренного насоса при даному тиску, в стільки разів більша внутрішніх втрат, у скільки разів внутрішній гідравлічний опір насоса більший зовнішнього. При цьому, зовнішній опір подачі РР насосом визначається навантаженням гідроциліндром або гідромотором. Звідси випливає, що збільшуючи внутрішній гідравлічний опір внутрішнім втратам РР, тим самим збільшуємо відношення

виду:  $\frac{G_{внт}}{G_{зов}}$ , що окрім можливості підвищення тиску, що розвиває насос, призводить до

зменшення об'єму сумарних внутрішніх втрат РР (див. (4.17)). А це за своєю суттю є збільшенням коефіцієнта подачі насоса.

З урахуванням того, що

$$Q_{\delta} = Q_{id} \cdot \eta_v \quad \text{і} \quad q_{\text{внт}} = Q_{id} (1 - \eta_v) \quad (4.18)$$

з виразу (4.14) отримуємо

$$\eta_v = \frac{G_{\text{внт}}}{G_{\text{зов}} + G_{\text{внт}}} \quad (4.19)$$

$$\eta_v = \frac{1}{\frac{G_{\text{зов}}}{G_{\text{внт}}} + 1} \quad (4.20)$$

З (4.19) і (4.20) випливає, що чим більший внутрішній гідравлічний опір шестеренного насоса, тим вищий його коефіцієнт подачі. Слід зазначити, що сучасні НШ мають внутрішній гідравлічний опір  $G_{\text{внт}}$ , який більший зовнішнього  $G_{\text{зов}}$  щонайменше в 20 разів.

#### 4.4 Аналіз впливу гідравлічного опору внутрішнім втратам на підвищення тиску на виході насоса

Аналіз численних науково-технічних джерел [49-53] показав, що математична модель внутрішніх втрат РР через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса були отримані шляхом частинних рішень системи рівнянь Нав'є-Стокса шляхом значного спрощення вихідної системи та запровадження низки обмежень. В результаті були отримані наступні залежності, що представлені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Залежності для визначення внутрішніх втрат РР через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса

Найменування зазору, через який спрямовані внутрішні втрати РР в шестеренному насосі	Залежність	№ формули
Торцевий зазор $\delta_1$ у з'єднанні «торець шестерні - торець втулки»	$q_1 = \frac{\Delta p \cdot \delta_1^3 \cdot (\beta_{\text{нз}} + \beta_{\text{вс}})}{12\mu \cdot \ln \frac{R_i}{r_u}}$	(21)
Радіальний зазор $\delta_2$ вздовж периметра в з'єднанні «верхівки шестерні - корпус» (окружні втрати)	$q_2 = \left( \frac{\Delta p \cdot \delta_2^3}{12\mu \cdot l_2} - \frac{R_e \cdot \omega \cdot \delta_2}{2} \right) \cdot b$	(22)
Зазор через плоску щілину у з'єднанні зубів шестерень між собою по евольвентним профілям $\delta_3$	$q_3 = \frac{\Delta p \cdot b_3 \cdot \delta_3^3}{48\mu \cdot l_3}$	(23)
Циліндричний зазор вздовж периметра сполучення «втулка – корпус» $\delta_4$	$q_4 = \frac{\Delta p \cdot L_4 \cdot \delta_4^3}{12\mu \cdot l_4}$	(24)
Циліндричний зазор у поєднанні «цапфа-втулка» $\delta_5$ при руху рідини вздовж осі	$q_5 = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot r_e \cdot \delta_5^3}{12\mu \cdot l_5}$	(25)
Плоский зазор $\delta_6$ у поєднанні стиків втулок	$q_6 = \frac{\Delta p \cdot b_6 \cdot \delta_6^3}{48\mu \cdot l_6}$	(26)
Закон Гагена - Пуазейля, що визначає втрати в тонкій циліндричній трубі круглого перерізу	$q_7 = \frac{\pi \Delta p \cdot R \cdot R^3}{8 \mu \cdot l} = \frac{\pi}{8} \frac{\Delta p \cdot R^4}{\mu \cdot l}$	(27)

де  $q_i$  - об'єм внутрішніх втрат РР через зазори, у відповідному  $i$ -тому з'єднанні деталей насоса ( $i = 1, 2...6$ ), м<sup>3</sup>/с;

$\Delta p$  - перепад тиску в з'єднанні деталей насоса, Па;

$\delta_i$  - величина зазору у відповідному  $i$ -му з'єднанні ( $i = 1, 2, \dots, 6$ ), м;  
 $\mu$  - коефіцієнт динамічної в'язкості РР, Па с;  
 $l_i$  - довжина щілини у відповідному  $i$ -му з'єднанні деталей насоса ( $i = 1, 2, 3, \dots, 6$ ), м;  
 $r_b$  - радіус отвору втулки, м;  
 $b_i$  - ширина щілини у відповідному  $i$ -му з'єднанні деталей насоса ( $i = 1, 2, 3, \dots, 6$ ), м;  
 $L$  - периметр сполучення «корпус – втулка», м;  
 $z$  - число зубів шестерень, м;  
 $l_2$  - довжина дуги зуба на зовнішньому радіусі вінця шестерні, м;  
 $R_e$  - зовнішній радіус вінця шестерні, м;  
 $R_i$  - радіус западин шестерні, м;  
 $\beta_{нг}$  - кут нагнітання, град;  
 $\beta_{вс}$  - кут всмоктування, град;  
 $R$  - радіус трубки круглого перерізу, мм.

З наведених залежностей (4.21) - (4.27) бачимо, що з метою підвищення гідравлічного опору на шляху внутрішніх витрат РР і, відповідно підвищення тиску, що розвиває насос необхідно прагнути до проектування щілин у з'єднаннях деталей насоса прямокутного перерізу (див. (4.15), (4.29)). Це пояснюється тим, що в щілинах прямокутного перерізу коефіцієнт  $k$ , що характеризує геометричні особливості щілини і входить в знаменник виразів (4.21) – (4.27) має максимальне значення  $k = 48$ .

Оскільки до знаменника виразів (4.21) - (4.27) входить довжина щілини  $l_i$ , то наступною рекомендацією підвищення гідравлічного опору на шляху внутрішніх витрат РР через зазори в з'єднаннях деталей насоса і зниження внутрішніх витрат і збільшення тиску, що розвиває насос, буде збільшення довжини щілини на шляху внутрішніх витрат РР в насосі.

Зменшення ширини щілини  $b_i$ , як впливає з (4.21) - (4.27) також сприятиме підвищенню гідравлічного опору на шляху внутрішніх витрат РР і зниженню внутрішніх витрат та збільшенню тиску, що розвиває насос.

З наведених залежностей (4.21) - (4.27) впливає, що при використанні РР з високою динамічною в'язкістю внутрішній опір втратам буде пропорційно збільшуватися, а, отже, зростатиме і тиск, що розвиває насос. Але надмірне збільшення динамічної в'язкості РР може призвести до суттєвих втрат на стадії всмоктування, тобто, до зниження об'ємного ККД шестеренного насоса.

Привертає увагу залежність (4.22) відмінністю якої від інших, є те що до неї входить в'язка складова внутрішніх витрат, що перешкоджає внутрішнім втратам РР в насосі. З (4.22) впливає, що при збільшенні частоти обертання насоса в'язка складова пропорційно зростає, що сприяє збільшенню внутрішнього опору втратам РР в насосі і, відповідно зростанню тиску РР, що розвиває насос. Але надмірне збільшення частоти обертання може негативно позначитися на об'ємному ККД НШ через зменшення часу на стадії всмоктування РР в насосі.

Окремо зупинимось на величині зазору  $\delta$ , який входить до формул (4.21) - (4.27) в третьому ступеню і визначається особливостями конструкції з'єднань деталей насоса, які визначаються, насамперед технологічними можливостями щодо точності виготовлення деталей та точністю складання шестеренного насоса.

Звернімо увагу, також, на поняття гідравлічної шорсткості, збільшення якої може підвищити гідравлічний опір відповідних щілин втратам РР.

Окремо слід підкреслити, що підвищення гідравлічного опору на шляху внутрішніх витрат РР, окрім підвищення тиску РР, що розвиває насос, перешкоджає внутрішнім втратам РР в насосі і, тим самим підвищуючи, як коефіцієнт подачі, так і об'ємний ККД шестеренного насоса. Тобто, тут можна говорити про синергетичний ефект підвищення гідравлічного опору на шляху внутрішніх витрат.

З вищевикладеного бачимо, що існує цілий ряд параметрів, змінюючи які в потрібному напрямку можна підвищувати внутрішній гідравлічний опір на шляху внутрішніх втрат РР в шестеренному насосі, що забезпечує підвищення тиску, який розвиває насос.

Розглянемо деякі з них. Залежність, щодо визначення внутрішніх втрат РР в шестеренному насосі у найзагальнішому вигляді можна представити, як

$$q = \frac{\Delta p \cdot b \cdot \delta^3}{k \cdot \mu \cdot l} \quad (4.28)$$

Тоді, об'єм внутрішніх втрат за один оберт шестеренного насоса складе

$$q_{\text{ум1}} = \frac{\Delta p \cdot \delta_{\text{екв}}^3 \cdot b}{n \cdot k \cdot \mu \cdot l}, \quad (4.29)$$

де  $\delta_{\text{екв}}$  - еквівалентний зазор, м.

Підставляючи в залежність (4.9) значення внутрішніх втрат у загальному вигляді за один оберт НШ із формули (4.29), отримаємо

$$p = \frac{\eta_{\text{мех}} N_n}{n \left( V_0 - \frac{p \cdot \delta_{\text{екв}}^3 \cdot b}{n \cdot k \cdot \mu \cdot l} \right)}, \quad (4.30)$$

Звідки отримаємо квадратне рівняння відносно тиску РР в шестеренному насосі

$$p^2 \cdot \delta_{\text{екв}}^3 \cdot b - k \cdot \mu \cdot l \cdot n V_0 \cdot p - k \cdot \mu \cdot l \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot N_n = 0 \quad (4.31)$$

Дійсне рішення рівняння (31) має вигляд

$$p = \frac{\sqrt{\mu \cdot k \cdot l \left( \mu \cdot k \cdot l \cdot V_0^2 \cdot n^2 + 4 \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot N_n \cdot b \cdot \delta_{\text{екв}}^3 \right)} + V_0 \cdot \mu \cdot k \cdot l \cdot n}{2 \cdot b \cdot \delta_{\text{екв}}^3} \quad (4.32)$$

Скориставшись рівністю (4.32) побудуємо графічні залежності тиску від внутрішніх параметрів шестеренного насоса для насоса типорозміру GP3K32 при наступних значеннях параметрів

- еквівалентний зазор,  $\delta_{\text{екв}} = 0,20 \cdot 10^{-3}$  м;
- коефіцієнт  $k = 48$ ;
- динамічна в'язкість РР  $\mu = 0,054$  Па·с;
- сумарна довжина зазорів в з'єднаннях деталей шестеренного насоса  $l = 3 \cdot 10^{-3}$  м;
- сумарна ширина зазорів в з'єднаннях деталей шестеренного насоса  $b = 163 \cdot 10^{-3}$  м;
- потужність, що розвиває шестеренний насос  $N = 25000$  Вт;
- номінальна частота обертання шестеренного насоса  $n = 40$  об/с;
- механічний ККД шестеренного насоса  $\eta_{\text{мех}} = 0,9$ ;
- робочий об'єм шестеренного насоса  $V_0 = 32 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>.

На рис. 4.2 представлена залежність тиску, що розвиває шестеренний насос від еквівалентного зазору  $\delta_{\text{екв}}$  в з'єднаннях деталей насоса. З рис. 4.2 бачимо, що залежність тиску від сумарного еквівалентного зазору  $\delta_{\text{екв}}$  відображається кубічною параболою.

При значенні сумарного зазору  $\delta = 0,20 \cdot 10^{-3}$  м, шестеренний насос розвиває номінальний для даного типорозміру насоса GP3K32 тиск  $p = 16$  МПа.

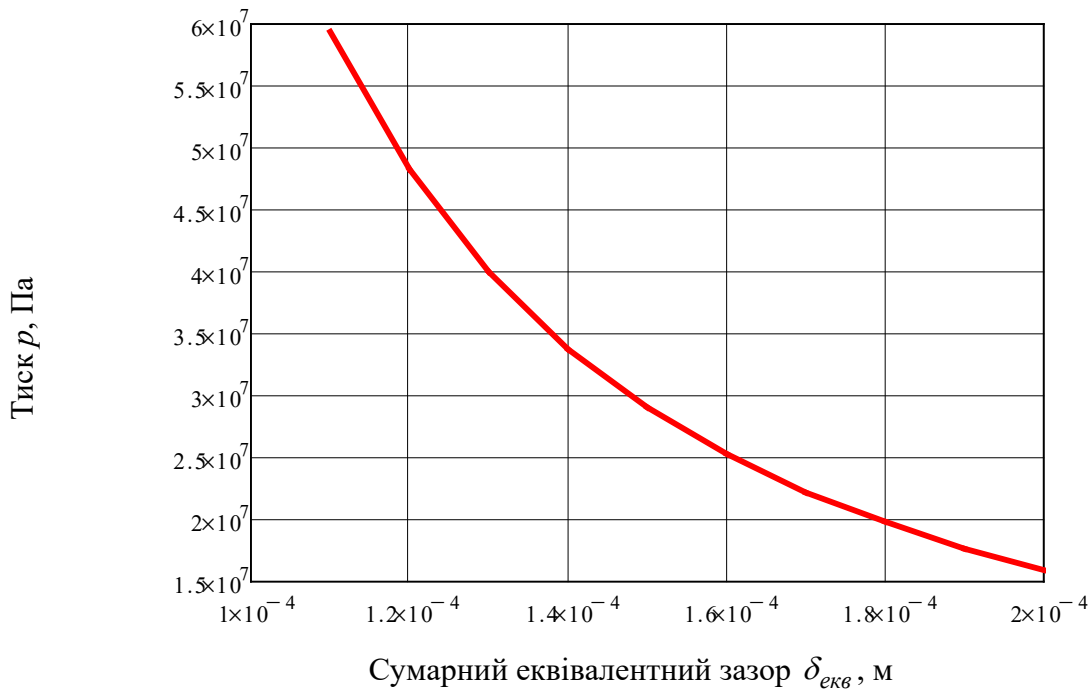


Рисунок 4.2 – Залежність тиску, що розвиває шестеренний насос, від сумарного еквівалентного зазору  $\delta_{екв}$ .

На рис. 4.3 представлена залежність тиску, що розвиває НШ від динамічної в'язкості  $\mu$ . З рис. 4.3 бачимо, що залежність тиску від динамічної в'язкості відображається зростаючою нелінійною залежністю. При динамічній в'язкості  $\mu = 0,054$  Па·с шестеренний насос розвиває номінальний для даного типорозміру насоса тиск  $p = 16$  МПа.

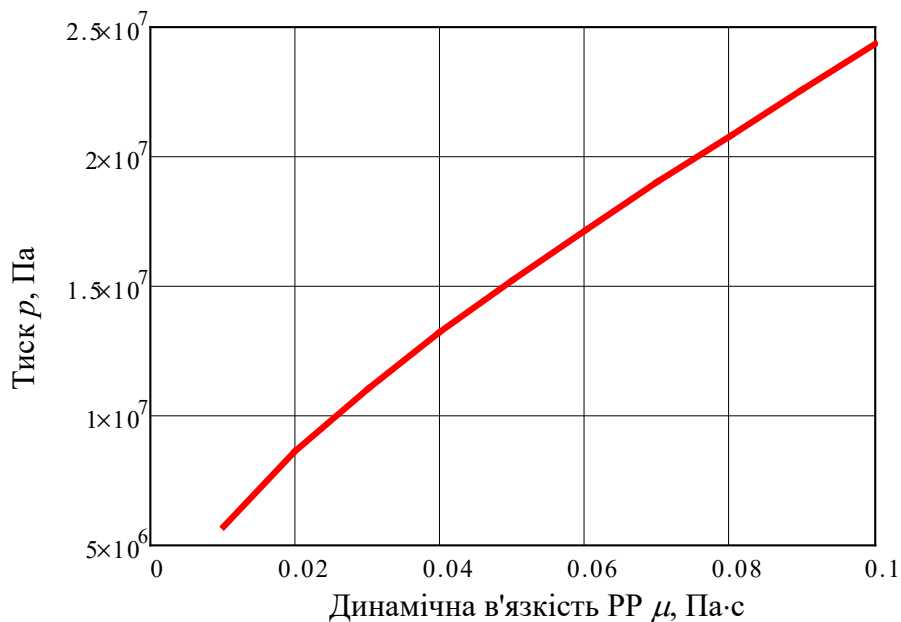


Рисунок 4.3 – Залежність тиску, що розвиває шестеренний насос, від динамічної в'язкості  $\mu$ , Па·с

На рис. 4.4 представлена залежність тиску, що розвиває шестеренний насос від механічного ККД шестеренного насоса  $\eta_{мех}$ . З рис. 4.4 бачимо, що зі зростанням механічного ККД тиск, що розвивається зростає за нелінійною залежністю. При механічному ККД  $\eta_{мех} = 0,9$ , шестеренний насос розвиває номінальний для даного типорозміру насоса тиск  $p = 16,0$  МПа.

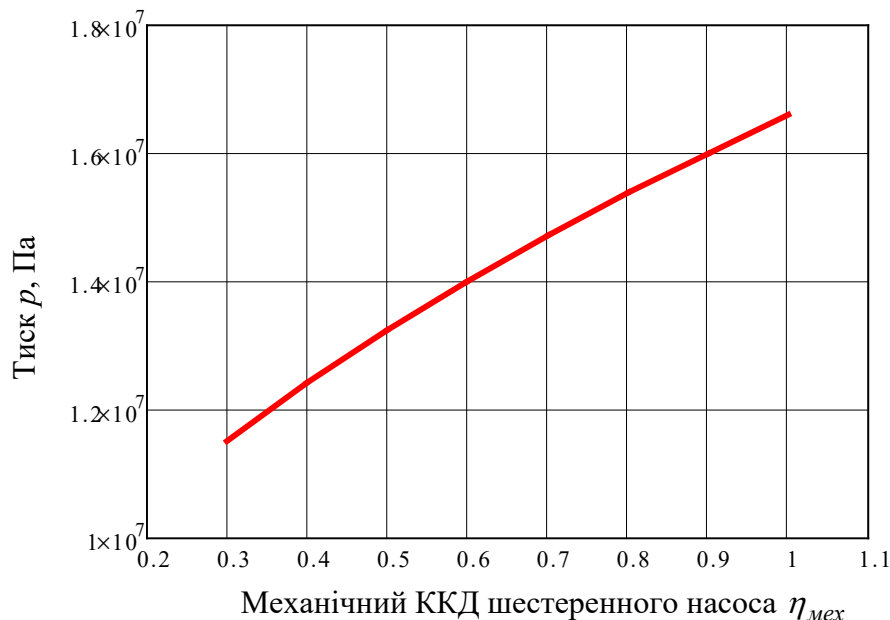


Рисунок 4.4 – Залежність тиску, що розвиває шестеренний насос, від механічного ККД  $\eta_{мех}$ .

Таким чином, працездатність шестеренного насоса, зокрема, щодо тиску, який він розвиває, повністю визначається внутрішнім гідравлічним опором. У свою чергу, гідравлічний опір визначається станом і величиною зазорів в з'єднаннях деталей насоса, через які і відбуваються внутрішні втрати РР в насосі. Ця умова є достатньою для створення тиску РР в НШ та в насосі об'ємного типу взагалі.

#### Висновки по розділу 4

1. Вперше описані фізичні процеси, що відбуваються в шестеренному насосі під час робочого процесу подачі РР під певним тиском. Встановлено, що основним фактором, який забезпечує утримання тиску РР на певному рівні, є гідравлічний опір на шляху внутрішніх втрат РР через зазори в з'єднаннях деталей шестеренного насоса. Це дає змогу визначити напрямки подальшого вдосконалення шестеренного насоса, зокрема за тиском РР.

2. Вперше, зазначені фізичні процеси створення тиску РР в шестеренному насосі були описані у вигляді математичних залежностей, що визначають гідравлічний опір втратам РР через зазори в з'єднаннях деталей. Це дає можливість використовувати виявлені фактори підвищення гідравлічного опору на шляху внутрішніх втрат РР через зазори в з'єднаннях деталей, що створюють протитиск тому тиску РР, що забезпечує шестеренний насос.

3. Підвищення гідравлічного опору на шляху внутрішніх втрат РР створює підвищення тиску РР, що розвиває насос, а також перешкоджає внутрішнім втратам РР в насосі і, тим самим підвищує коефіцієнт подачі і об'ємний ККД шестеренного насоса. Тобто, тут можна говорити про синергетичний ефект підвищення гідравлічного опору на шляху внутрішніх втрат РР.

4. Встановлено, що подача шестеренного насоса при певному тиску в стільки разів більша внутрішніх втрат, у скільки разів гідравлічний опір внутрішнім втратам РР більший ніж опір зовнішньому навантаженню.

5. Запропоновано заходи по підвищенню внутрішнього гідроопору, що сприяють підвищенню тиску РР, що розвиває насос. Це дозволяє також знизити внутрішні втрати та підвищити коефіцієнт подачі і об'ємний ККД шестеренного насоса.

## Розділ 5 Аналіз теоретичних і експериментальних досліджень щодо усунення негативного впливу компресії робочої рідини у відсіченій порожнині насосу

*В розділі наведений аналіз теоретичних та експериментальних досліджень, спрямованих на усунення негативного впливу компресії РР у ВП шестеренного насоса.*

*Наведені загальні поняття про ВП, що утворюється в процесі роботи шестеренного насоса. Висвітлено вплив компресії РР у ВП на функціональні параметри та працездатність шестеренних насосів.*

*Аналіз відомих теоретичних досліджень процесів, що відбуваються у ВП шестеренного насоса дав можливість визначити напрямки усунення наслідків компресії РР в затиснутому об'ємі, а також усунення компресії РР у ВП.*

*Наведено аналіз існуючих способів усунення негативного впливу компресії РР у ВП насоса на його працездатність та аналіз існуючих способів виключення компресії РР у ВП.*

### 5.1 Загальні поняття про відсічену порожнину, що утворюється в процесі роботи шестеренного насоса

Найважливішим параметром зубчастого зачеплення (ЗЧ), що визначає його навантажувальну здатність, надійність, плавність і безшумність роботи є коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення (КПЗЗ)  $\varepsilon$ . Коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення  $\varepsilon$  характеризує тривалість зачеплення шестерень за часом або по куту повороту, протягом якого в зачепленні одночасно знаходяться дві пари зубів. Тобто КПЗЗ  $\varepsilon$  вказує на кількість зубів, що знаходяться одночасно в зачепленні, наприклад, якщо  $\varepsilon = 1,2$ , то це означає, що 20% часу в зачепленні знаходяться дві пари зубів. З теорії евольвентного зачеплення КПЗЗ визначають як частку від розподілу довжини робочої частини лінії зачеплення  $l$  на крок зачеплення по основному колу  $t_0$ :

$$\varepsilon = \frac{l}{t_0}. \quad (5.1)$$

В евольвентному зачепленні, що використовується в загальному машинобудуванні, прагнуть до підвищення КПЗЗ. Це забезпечує збільшення навантажувальної здатності та надійності зубчастого зачеплення, підвищує плавність роботи та сприяє зниженню шуму під час роботи зубчастої передачі.

Оскільки КПЗЗ завжди більше одиниці  $\varepsilon > 1$ , то існує період часу, протягом якого в зачепленні одночасно перебувають дві пари зубів. Відомо, що шестерні в шестеренному насосі виготовляють з високим ступенем точності, зокрема за таким параметром, як похибка напрямку зуба  $F_\beta$ , яка характеризує відхилення профілю зуба від прямолінійності. Цей параметр функціонально забезпечує герметичне відокремлення камери нагнітання від камери всмоктування у міжзубовому з'єднанні. Тому, коли в зачеплення вступає друга пара зубів, між неробочими профілями шестерень утворюється так звана відсічена порожнина (ВП) (рис. 5.1, 5.2 і 5.3), РР в якій герметично відокремлена від решти простору в насосі завдяки щільному контакту по евольвентним профілям зубів шестерень, що перебувають у зачепленні. Звідси й походить термін «відсічена порожнина» (ВП).

Вивченню ВП присвячено низку робіт вітчизняних і зарубіжних авторів [44, 54 -57].

Розглянемо процес утворення ВП та процеси, що відбуваються в ній під час обертання шестерень детальніше. ВП утворюється з моменту входження в зачеплення другої пари зубів у точці  $A$ , коли попередня пара ще не вийшла із зачеплення (рис. 5.1, заштрихована область). В цей момент, до виходу попередньої пари зубів із зачеплення в точці  $C$  (рис. 5.1, 5.2 і 5.3), між неробочими евольвентними профілями шестерень утворюється ВП з РР всередині (рис. 5.1 – 5.3 – заштрихована область).

З'ясовано, що під час взаємного обертання шестерень, які перебувають в зачепленні, об'єм ВП починає зменшуватися від максимального значення, що відповідає моменту її

утворення (рис. 5.1), до мінімального значення (рис. 5.2). Зменшення об'єму ВП за умови герметичного відокремлення її від інших порожнин насоса призводить до компресії РР (КРР).

В подальшому об'єм ВП збільшується від положення, зображеного на рис. 5.2, до максимального значення, що відповідає моменту її зникнення (рис. 5.3). Це явище є небезпечним тим, що падіння тиску нижче атмосферного створює передумови для кавітації РР всередині ВП.

Рисунок 5.1 Момент входу в зачеплення другої пари зубів в точці А та утворення ВП;  $MN$  – теоретична лінія зачеплення;  $AC$  – робоча лінія зачеплення;  $P$  – полюс зачеплення;  $t_0$  – крок зачеплення.

Рисунок 5.2 Момент, коли об'єм ВП стає мінімальним; точка зачеплення другої пари зубців перемістилася з точки А в точку D;  $MN$  – теоретична лінія зачеплення;  $AC$  – робоча лінія зачеплення;  $P$  – полюс зачеплення;  $t_0$  – крок зачеплення.

Мінімального значення об'єму ВП набуває в момент, представлений на рис. 5.2, коли точка зачеплення переміщується з точки А в точку D на величину [53]:

$$AD = \frac{l - t_0}{2}, \quad (5.2)$$

де  $l$  - довжина лінії зачеплення, мм;

$t_0$  - крок зачеплення, мм.

В цей момент обидві точки зачеплення – нової пари зубів у точці D і попередньої в точці B розташовані симетрично відносно полюса зачеплення, точки P (рис. 5.2). Оскільки під час переходу зубчастого зачеплення при обертанні шестерень з положення, зображеного

на рис. 5.1, в положення, показане на рис. 5.2, об'єм ВП зменшується, то за відсутності в шестеренному насосі спеціальних розвантажувальних пристроїв, які з'єднують ВП із камерою всмоктування або нагнітання, при певній щільності контакту зубів шестерень по евольвентних профілях в період зменшення об'єму ВП відбувається компресія (стиснення) РР.

Рисунок 5.3 Момент входу в зачеплення другої пари зубів в точці *A* та утворення ВП; *MN* – теоретична лінія зачеплення; *AC* – робоча лінія зачеплення; *P* – полюс зачеплення; *t<sub>0</sub>* – крок зачеплення.

В подальшому, при обертанні шестерень і переході зачеплення з положення, зображеного на рис. 5.2, у положення, показане на рис. 5.3, об'єм ВП зростає, що супроводжується утворенням розрідження у ВП, що сприяє виникненню явища кавітації РР.

Внаслідок стиснення РР та її високого модуля пружності відбувається різке зростання тиску у ВП. РР, перебуваючи під тиском, вищим за номінальний тиск в камері нагнітання насоса, в разі відсутності розвантажувальних каналів чинить ударний вплив на деталі насоса, зокрема на підшипники. РР під надлишковим тиском «вимушено шукає» несанкціоновані шляхи виходу. При цьому, найчастіше відбувається її витискання через торцеві зазори в місцях прилягання торців шестерень до торцевих ущільнювачів, які чинять значний опір. Іншими словами, КРР у ВП насоса призводить до розкриття торцевого зазору та зменшення ККД шестеренного насоса [54].

Т.М. Башта розглядає кілька варіантів утворення ВП [57]. Стиснення РР у міжзубовому просторі (МЗП) може виникати як у разі беззазорного зачеплення, коли відбувається щільне запирання РР у МЗП зубом, що входить до нього (рис. 5.4, 5.7 і 5.9), так і у разі зачеплення зубів шестерень з боковим зазором (рис. 5.5 - 5.8). При запиранні РР у ВП виникає КРР, що створює додаткове навантаження на підшипники і призводить до втрати потужності, нагріву РР, а також до втомного руйнування шийок шестерень і підшипників [57].

Рисунок 5.4 – Схема запирання РР у ВП при зубчатому зачепленні без бічного зазору  
(за Т.М. Баштою [57])

Рисунок 5.5 – Схема запирання РР у ВП при зубчатому зачепленні з незначним бічним  
зазором (за Т.М. Баштою [57])

Рисунок 5.6 – Схема запирання РР у ВП при зубчатому зачепленні з суттєвим бічним  
зазором (за Т.М. Баштою [57])

З рис. 5.5 і рис. 5.6 видно, що якщо зменшити товщину зуба, то відбудеться утворення бічного зазору  $s$  по нормалі до евольвентного профілю  $i$ , таким чином, усувається контакт зубів у точці  $d$ , при цьому блокування РР у міжзубовому просторі не відбудеться. Однак, навіть за цієї умови, коли  $KПЗЗ > 1$ , стиснення РР (КРР) все ж буде спостерігатися, хоча й в меншій мірі [58].

Ступінь щільності затвора залежить від герметичності контакту в точках  $c$  і  $d$  (рис. 5.4 - 5.6). Якщо верхня шестерня є ведучою, то точка  $c$ , в якій відбувається силовий контакт зубів, є основним затвором, а точка  $d$ , розташована з боку неробочих профілів, – вторинним затвором (рис. 5.4 - 5.6). Щільність вторинного затвора залежить від величини бічного зазору  $s$  між зубами по нормалі до профілю зуба (див. ті ж рисунки). Отже, чим менший цей зазор, тим більш імовірно виникнення КРР [11].

При використанні беззazorного зачеплення (рис. 5.4 і 5.7, *a*), КРР відбудеться при зменшенні об'єму ВП, що виникає, коли зуб перебуває в положенні, симетричному відносно міжцентрової лінії (рис. 5.7, *a*).

Процес утворення та зміни ВП залежно від фази обертання шестерень для зубчастого зачеплення із зазором і без зазору показано на рис. 5.7 - 5.9.

З рис. 5.7, *b* видно, що при щільному контакті двох зачеплених зубів в точках  $e$  і  $f$  утворюється ВП, яка складається з двох міжзубових просторів, з'єднаних зазором  $s$ . При цьому нижня частина цієї порожнини під час обертання шестерень в напрямку, позначеному стрілкою, буде зменшуватись, а верхня – збільшуватись. В результаті такого руху об'єм ВП змінюється, досягаючи мінімального значення в положенні, коли геометричний центр відсіченої площі збігається з осью лінією (рис. 5.7, *z*) [55, 57].

За відомої величини бічного зазору  $s$  (рис. 5.5 і 5.6), МЗП веденої шестерні та наступний за ним МЗП ведучої шестерні зливаються в спільну відсічену порожнину (рис. 5.5, 5.6 і 5.7, *b*), яка досягає мінімального об'єму, коли МЗП розташовується під кутами  $\varphi$  до центральної осі, тобто коли геометричний центр замкненої площі збігається з осью лінією (рис. 3.9, *z*) [11].

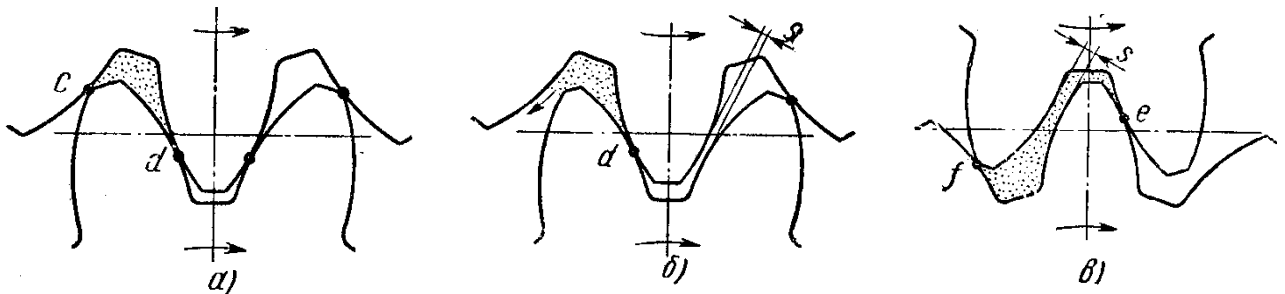


Рисунок 5.7 Схема поведінки ВП залежно від фази повороту шестерень:  
*a* - при беззazorному зачепленні; *b* і *c* при зачепленні із зазором.

Більш детальні схеми утворення та поведінки ВП подані у роботах Т.М. Башти та інших авторів [55, 57]. Ці схеми ілюструють різні випадки утворення та змін ВП як при беззazorному зачепленні (рис. 5.7 *a*), так і при зачепленні з бічним зазором (рис. 5.7 *b*, *c*).

При беззazorному зачепленні РР замикається в міжзубовому просторі в момент, коли центр останнього перебуває під кутом  $\alpha - \frac{\pi}{z}$  (див. рис. 5.8, *b*) до міжосьової лінії (осі). При подальшому обертанні шестерень цей об'єм зменшується і в положенні, коли геометричний центр площі зазору збігається з віссю, що з'єднує центри шестерень, досягає найменшого значення (рис. 5.9, *b* і *c*) [11]. Очевидно, що зменшення об'єму ВП викликає стиснення РР, яка буде витіснятися через зазори, якщо в насосі не передбачено спеціальних розвантажувальних каналів [57].

З представлених схем видно, що ВП досягає найменшого об'єму у положенні, симетричному відносно міжосьової лінії, при цьому точки  $c$  і  $e$  зачеплення обох пар зубів

розташовані симетрично відносно полюса зачеплення. В такому разі розвантажувальні канали слід розміщувати так, щоб вони виходили з МЗП ведучої шестерні в положенні, що відповідає куту  $\frac{\pi}{2z}$  до центральної лінії, а з МЗП веденої шестерні — в положенні, що відповідає цьому ж куту після проходження центральної осі [11].

Рідину, що заповнює ВП, можна відводити у всмоктувальну або в нагнітальну порожнину. При першому способі розвантаження коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса буде нижчим, ніж при другому. Розрахунки та випробування показують, що ККД насоса, в якого розвантажувальна канавка з'єднана із всмоктувальною порожниною, зменшується при шести зубах незначно, але при дванадцяти зубах зменшення ККД вже є суттєвим – приблизно на 7 % [11].

При подальшому обертанні шестерень, коли в зачеплення входять обидві пари зубів, об'єм ВП збільшується, що супроводжується різким падінням тиску у ВП, внаслідок чого може відбутися закіпання (кавітація) РР, яка перебуває у ВП [9, 35, 37]. На роботу насоса негативно впливають як КРР в МЗП при вході зубів в зачеплення, так і розрідження при їх виході, що супроводжується виділенням пари й повітря з РР [11].

Якщо позначити через  $n$  – частоту обертання шестерень, а через  $z$  – кількість зубів шестерень, то частота утворення ВП буде дорівнювати:

– для беззазорного зачеплення:

$$v_{\text{бз}} = 2nz ; \quad (5.3)$$

– для зачеплення з бічним зазором:

$$v_z = nz . \quad (5.4)$$

З урахуванням того, що номінальна частота обертання шестерень насоса становить не менше  $n = 32 \text{ c}^{-1}$ , а кількість зубів  $z = 8 \dots 16$ , частота утворення ВП для беззазорного зачеплення лежить у межах  $v_{\text{бз}} = 512 \dots 1024$  Гц, а для зачеплення з бічним зазором – відповідно  $v_z = 256 \dots 512$  Гц. При цьому з такою ж частотою відбувається пульсація тиску та подачі насоса, що призводить до низки негативних наслідків як у роботі шестеренного насоса, так і гідросистеми в цілому, до складу якої він входить.

Таким чином, із вищенаведеного випливає, що явище стиснення РР в шестеренному насосі з коефіцієнтом перекриття зубчастого зачеплення (КПЗЗ)  $> 1$  виникає в той момент, коли під час зачеплення нової пари зубів перекривається вихід РР з ВП, в той час як її об'єм ще продовжує зменшуватись. А оскільки модуль пружності  $E$  РР має порівняно велике значення ( $E > 1,3 \cdot 10^9$  Па), то навіть незначне стискання рідини призводить до виникнення значних навантажень на деталі та з'єднань шестеренного насоса [59, 60].

Зростання («стрибок») тиску у ВП може бути описаний наступною залежністю [55, 57]:

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{V} E , \quad (5.5)$$

де  $\Delta p$  - зміна (збільшення) тиску в ВП, Па;

$\Delta V$  - зміна (зменшення) об'єму ВП, м<sup>3</sup>;

$\frac{\Delta V}{V}$  - відносне зменшення об'єму ВП;

$E$  - об'ємний модуль пружності РР,  $E = 1,3 \cdot 10^9$  Па.

Зменшення об'єму ВП визначається за формулою:

$$\Delta V = V_{\text{ВП max}} - V_{\text{ВП min}} . \quad (5.6)$$

Графік залежності підвищення тиску у ВП від її зміни в процесі провертання шестерень наведено на рис. 5.8.

Максимальний об'єм ВП утворюється в момент запирання РР, а мінімальний – коли точки зачеплення обох пар зубів розташовані симетрично відносно полюса зачеплення. Результат цього процесу наведено у вигляді залежностей (5.5) і (5.6) та графічно зображено на рис. 5.8.

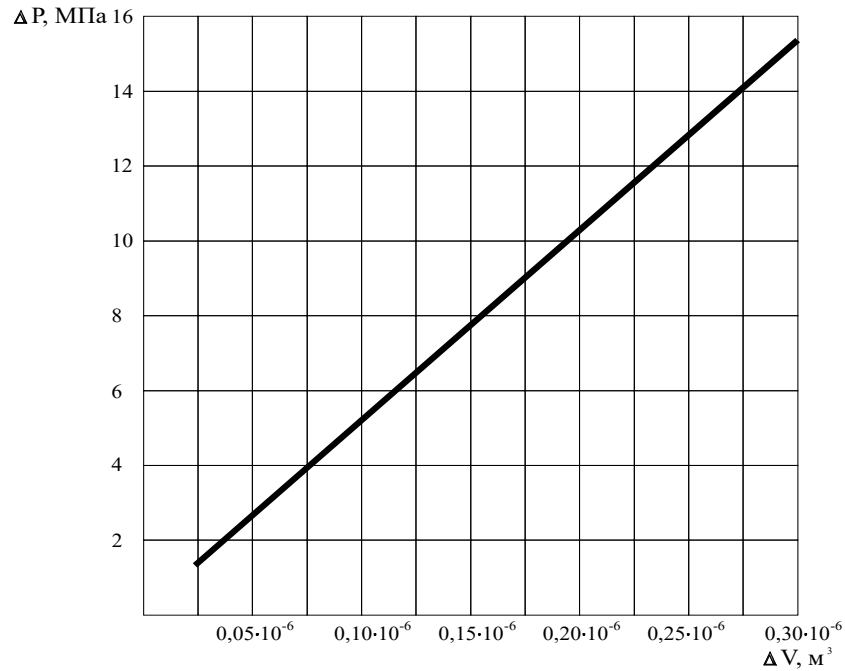


Рисунок 5.8 – Залежність зміни тиску у ВП від зміни різниці між максимальним і мінімальним значенням об'єму ВП

З графічної залежності, поданої на рис. 5.8 видно, що тиск у ВП лінійно зростає із збільшенням різниці об'ємів  $\Delta V$  між початковим (максимальним) значенням ВП  $V_{OP\max}$  і її мінімальним значенням  $V_{OP\min}$  ((5.5) та (5.6)) і може досягати, залежно від типорозмірів насосів 10...15 МПа і більше.

Різке зростання тиску у ВП було зафіксовано експериментально. На рис. 5.9 наведено циклограму залежності тиску від кута повороту шестерень. З рис. 5.9 видно, що починаючи з кута повороту шестерень від  $270^\circ$  до  $283^\circ$ , тобто з моменту утворення ВП і до моменту її відкриття у всмоктувальну порожнину, спостерігається швидке зростання тиску з 5,2 МПа до 9,0 МПа.

Також, з рис. 5.9 видно, що при стисненні РР у ВП відбувається різке підвищення тиску, який суттєво перевищує номінальний. Так, для випадку наведеному на рис. 5.9 в результаті КРР відбувається підвищення тиску РР у ВП в 1,7 раза в порівнянні з номінальним тиском в насосі.

Підсумовуючи, можна зробити такий висновок: одним із негативних явищ, що виникають у процесі роботи шестеренних насосів є утворення ВП в МЗЗ шестерень. В процесі обертання шестерень об'єм ВП зменшується від максимального  $V_{OP\max}$  до мінімального значення  $V_{OP\min}$ , внаслідок чого в МЗЗ шестерень виникає високий пульсуючий тиск РР [34-36, 45, 46, 48], що негативно впливає на працездатність шестеренного насоса.

Рисунок 5.9 – Залежність тиску в шестеренному насосі від кута повороту шестерень

## **5.2 Вплив стиснення робочої рідини у відсіченій порожнині на працездатність шестеренних насосів**

Стиснення РР і виникнення при цьому високого пульсуючого тиску спричиняє низку негативних явищ, які впливають на роботу шестеренного насоса.

Підвищення тиску внаслідок стиснення РР збільшує втрати через торцеві зазори, сприяє зростанню навантаження на зуби шестерень, їхні цапфи, а також на опорні поверхні підшипників [28]. Також, зазначається, що величина коефіцієнта втрат через запирання РР є функцією КПЗЗ і з його зростанням збільшується.

Підвищення тиску, в міжзубовому просторі понад розрахованого рівня, призводить до розкриття торцевих з'єднань і різкого збільшення втрат РР через торцеві зазори.

Явище запирання РР, також, викликає збільшення крутного моменту, миттєві значення якого можуть значно перевищувати момент, розрахований для номінального робочого тиску.

Крім того, дроселювання РР через торцеві зазори призводить до її нагрівання. Нагрівання свідчить про те, що частина енергії приводу насоса витрачається не на підвищення потенційної енергії РР, а на збільшення її внутрішньої енергії, що знижує загальний ККД шестеренного насоса.

Досліджуючи принципи роботи шестеренних гідромоторів, автори роботи [44] стверджують, що утворення ВП та стиснення РР в ній негативно впливає на працездатність гідромотора, зокрема, призводить до зниження пускових характеристик. При цьому, положення шестерень, яке відповідає утворенню ВП, є найменш сприятливим для пуску шестеренного гідромотора [40].

Запирання РР призводить до її стиснення на першій стадії зміни об'єму ВП, що викликає шум в насосі, посилення пульсації крутного моменту на приводному валу, а також виникнення ударних навантажень на підшипники й торцеві ущільнення [40]. На другій стадії збільшення об'єму ВП відбувається зменшення тиску в ній, що зумовлює ймовірність виникнення кавітації РР та сприяє кавітаційному зносу деталей шестеренного насоса [37].

Все це загалом сприяє зниженню надійності шестеренного насоса.

Крім цього, різке пульсуюче підвищення тиску спричиняє збільшення шумності роботи насоса [61, 62]. А як відомо, одним із показників досконалості будь-якої машини, зокрема шестеренного насоса, є рівень звукового випромінювання, яке створюється машиною під час її роботи.

Звукове випромінювання, яке генерує насос в процесі роботи, значною мірою визначається пульсацією тиску і подачі, що виникає внаслідок стиснення РР при її запиранні у ВП [61].

Однією з найпотужніших складових звукового випромінювання, яке створює насос під час роботи, є різке коливання тиску в процесі запирання РР у міжзубовому просторі.

А.Ф. Осіпов стверджує, що значні перевантаження, які виникають при стисненні рідини у ВП, можуть бути причиною поломки деталей насоса [63]. Крім того, після проходження точки утворення мінімального об'єму ВП починається фаза його збільшення, що призводить до падіння абсолютного тиску в цьому об'ємі до рівня, який відповідає пружності насичених парів РР. В такому випадку виникає явище локального кипіння, виділення розчинених газів і збільшення об'єму газових бульбашок, які з розчиненого стану переходять у стан механічної суміші [64], тобто створюються умови для кавітації РР в ВП.

Різке коливання тиску, що перевищує розраховане в два й більше разів, призводить до підвищеного зносу зубів і цапф шестерень, опорної поверхні підшипників, торцевої поверхні втулок, а також до зниження втомної міцності деталей насоса через значні динамічні навантаження.

Якщо в конструкції насоса не передбачено розвантаження ВП, то більшість КРР при зміні ВП буде витискатися у всмоктувальну камеру, оскільки тиск в ній менший, ніж в напірній. В результаті буде втрачатися частина енергії приводу насоса, що зменшить КП і загальний ККД насоса. Це можна пояснити наступним чином. Оскільки ВП РР з підвищеною потенційною енергією повертається знову в камеру всмоктування, то разом з цим втрачається енергія, яку можна визначити за формулою:

$$E_{ВП} = \Delta q_{оп} \Delta p, \quad (5.7)$$

де  $E_{ВП}$  - енергія, що втрачається з об'ємом РР відсіченою в ВП, Вт;

$\Delta q_{ВП}$  - об'єм ВП, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta p$  - перепад тиску РР між ВП і камерою всмоктування, Па.

Козерод Ю.В. з посиланням на першоджерела [22] зазначає, що замикання РР в міжзубовій западині шестерень підвищує втрати РР через торцеві зазори, сприяє зростанню навантаження на опорну поверхню підшипників. При цьому, зростає знос зубів та рівень шуму [63]. Тому, при конструюванні шестеренного насоса прагнуть отримати КПЗЗ максимально близький до одиниці. Це пояснюється тим, що максимальна подача шестеренного насоса, якраз пропорційна різниці  $(\varepsilon - 1)$  [42]:

$$q_{max} = \omega \cdot b \cdot t_0^2 \cdot (\varepsilon - 1). \quad (5.8)$$

А частина об'єму РР, що витискається з ВП пропорційна величині  $(\varepsilon - 1)^2$  і становить:

$$q_{вум} = \frac{\pi b}{2z} t_0^2 \cdot (\varepsilon - 1)^2. \quad (5.9)$$

Підсумовуючи, приходимо до наступного. Одним із негативних явищ в роботі шестеренного насоса є утворення ВП між нерабочими евольвентними профілями шестерень. При подальшому обертанні шестерень відбувається зменшення ВП, що призводить до КРР, що викликає різке зростання тиску. Це, в свою чергу, призводить до значних перевантажень всіх деталей, зниження КП, загального та механічного ККД, втрат енергії на нагрівання РР під час її компресії, а також до підвищення шуму.

### 5.3 Аналіз відомих теоретичних досліджень процесів, що відбуваються у відсіченій порожнині шестеренного насоса

Із всього розмаїття літературних джерел, присвячених теоретичному дослідженню процесів, що відбуваються у ВП шестеренного насоса, нашу увагу привернули такі джерела [22, 55, 58]. І це при тому, що далеко не в усіх літературних джерелах рівень дослідження ВП досягає рівня теоретичних узагальнень.

В роботі В. М. Прокоф'єва [40] запропонована залежність величини зміни об'єму відсіченої порожнини:

$$\Delta V_{ВП} = \frac{\pi b t_0^2}{4 z_1} \cdot \left( 1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \cdot (\varepsilon - 1)^2, \quad (5.10)$$

де  $\Delta V_{ВП}$  - величина зміни об'єму відсіченої порожнини, мм<sup>3</sup>;

$b$  - ширина шестерні, мм;

$t_0$  - крок зачеплення, мм;

$r_1, r_2$  - відповідно радіуси початкових (полоїдних) кіл;

$z_1$  - кількість зубів ведучої шестерні;

$\varepsilon$  - коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення.

Звідки втрата робочого об'єму  $\Delta q$  через наявність ВП становитиме [40], мм<sup>3</sup>

$$\Delta q = z_1 \cdot \Delta V_{ВП}. \quad (5.11)$$

Більш суттєві результати теоретичного вивчення відсіченої порожнини представлені в роботах А. Ф. Осіпова, Є. М. Юдіна, Є. А. Рибкіна та А. А. Усова [145, 146, 149].

В праці А. Ф. Осіпова, яка зазначається в [65] наведено залежність зміни об'єму ВП, подібну до залежності (5.9):

$$\Delta V_{ВП} = 2 r_0^2 b (\varepsilon - 1)^2 \left( \frac{\pi}{z} \right)^3. \quad (5.12)$$

Крім того, наведено залежність максимальної величини об'єму ВП у вигляді двох доданків такого виду:

$$\Delta V_{ВП \max} = \Delta V_{ВП \min} + \Delta V_{ВП}. \quad (5.13)$$

Оскільки величина  $\Delta V_{\min}$  представлена дуже громіздким виразом [65], тут вона не наводиться.

В роботі Є. М. Юдіна, яка відзначається в [66] вираз для визначення мінімального об'єму ВП для шестерень з однаковою кількістю зубів подано у простішій формі, ніж у А. Ф. Осіпова [65]:

$$V_{ВП \min} = 2b \left\{ \begin{array}{l} r_o^2 \cdot \left[ \frac{\pi}{z} \cdot \left( \operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{\operatorname{tg}^3 \alpha}{3} \right] - R_e^2 \cdot \left( \frac{\phi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e \right) - \\ - R_i^2 \cdot \left[ \frac{\pi}{z} - \frac{\phi}{2} - \operatorname{inv} \alpha \right] \end{array} \right\}. \quad (5.14)$$

Також, запропоновано залежність для визначення зміни об'єму ВП  $\Delta V_{ВП}$ , подібну до залежностей (5.8), (5.9), (5.10), (5.11) та (5.12). Однак, і в цих роботах [65, 66] рівень узагальнення проведених досліджень не досягли рівня побудови фізико-математичних або хоча б математичних моделей, які дали б змогу досліджувати явища, що відбуваються у ВП в процесі роботи шестеренного насоса. Крім того, в зазначених роботах розглядаються лише зубчаті зачеплення з однаковою кількістю зубів.

Суттєвим кроком в цьому напрямку є робота Є. А. Рибкіна та А. А. Усова [67]. В цій праці отримано математичну модель зміни об'єму ВП залежно від кута повороту ведучої шестерні, визначено її мінімальне та максимальне значення, а також характерні точки. Проте низка прикрих помилок або друкарських описок унеможливило використання цих залежностей для дослідження поведінки затиснутого об'єму. Крім того, наведені залежності справедливі лише для шестерень з однаковою кількістю зубів.

Аналіз відомих наукових праць з теоретичного дослідження поведінки об'єму ВП в процесі роботи шестеренного насоса дозволяє сформулювати завдання для подальшого розвитку теоретичних аспектів цього питання.

## 5.4 Аналіз існуючих способів усунення негативного впливу компресії РР у відсіченій порожнині насоса на його працездатність

Всі способи боротьби з компресією РР можна поділити на дві великі групи:

- способи спрямовані на усунення наслідків КРР у ВП;
- способи усунення самої КРР в ВП.

Класифікація способів боротьби з КРР у ВП шестеренного насоса подана на рис. 5.12.

### 5.4.1 Способи розвантаження відсіченої порожнини шестеренного насоса за допомогою спеціальних комунікацій

Усунення негативного впливу компресії РР на працездатність шестеренних насосів, як правило, здійснюється шляхом розвантаження ВП за допомогою спеціальних комунікацій.

Такі комунікації можуть виконуватись:

- у вигляді канавок на торцевих поверхнях втулок, прокладок або корпусів, що з'єднують ВП з нагнітальною камерою, з камерою всмоктування, з обома одночасно або по черзі;

- за допомогою каналів, утворених свердлінням в шестернях, які з'єднують ВП з нагнітальною та всмоктувальною камерами РР [55, 65-67].

Серед заходів, спрямованих на усунення запирання РР, найбільше поширення отримав метод відведення рідини із зони ВП. З цією метою на торцях ущільнюючих втулок, прокладок або платиків фрезерують спеціальні розвантажувальні канали  $k$  невеликої глибини (рис. 5.13 – рис. 5.18) [55, 65-67].

Рисунок 5.13 – Схема розвантаження ВП за допомогою глухих розвантажувальних канавок за Т. М. Баштою [55]

ВП, об'єм якої зменшується при обертанні шестерень, з'єднується розвантажувальною канавкою з нагнітальною порожниною, а та, що збільшується, – із всмоктувальною порожниною. Розташування цих канавок відносно осі симетрії повинно бути таким, щоб в будь-якому положенні шестерень всмоктувальна та нагнітальна порожнини не з'єднувалися між собою, і, крім того, має бути забезпечене деяке додатне перекриття.

Для цього від'єднання ВП від нагнітальної порожнини з об'ємом, який зменшується, повинно відбуватися в момент, коли цей об'єм наближається до свого мінімального значення, а з'єднання із всмоктувальною порожниною – в момент, коли об'єм ВП починає збільшуватися від мінімального значення.

Канавки розміщують таким чином, щоб ВП з'єднувалася з нагнітальною порожниною лише під час зменшення свого об'єму, а при збільшенні об'єму – з'єднувалася із зоною всмоктування з метою запобігання кавітації РР.

Інші варіанти розвантажувальних канавок наведені на рис. 5.14 - 5.16. У випадку, наведеному на рис. 5.16, представлено один із варіантів конструктивного рішення в якому розвантажувальні канавки розташовані по дузі.

Наявні в спеціальній літературі рекомендації щодо вибору розмірів і розташування розвантажувальних канавок потребують уточнення з урахуванням впливу такого важливого експлуатаційного параметра, як швидкість обертання роторів.

Наявність бокового зазору в зачепленні при КПЗЗ  $\varepsilon > 1$  теоретично вимагає такого розташування розвантажувальних канавок, при якому відсічений міжзубовий простір з'єднувався б із зоною нагнітання лише на час зменшення свого об'єму, а в наступний період, коли об'єм збільшується, – з'єднувався б із зоною всмоктування. Це потребує розміщення канавок на відстані від лінії центрів, яка відповідає симетричному розташуванню точок контакту профілів на лінії зачеплення (рис. 5.13 - 5.15).

При цьому, призначенням однієї канавки є усунення компресії РР, а іншої – запобігання кавітації. Однак, шляхом осцилографування тиску у ВП було виявлено недостатню ефективність цього методу розвантаження [57].

В досліджуваному насосі спостерігалися значні торцеві зазори (близько 0,07...0,075 мм на сторону), а значення тиску в ВП перевищує робочий тиск. Навіть при нульовому робочому тиску, тиск у ВП досягав 0,7 МПа.

Ефект КРР був би ще більш вираженим за менших (нормальних) значень торцевих зазорів. Крім того, очевидно, що в дослідженому випадку розміри канавок, які підводять РР до ВП, були недостатніми, що негативно впливає на всмоктувальну характеристику насоса та призводить до виникнення кавітаційного шуму [62, 63].

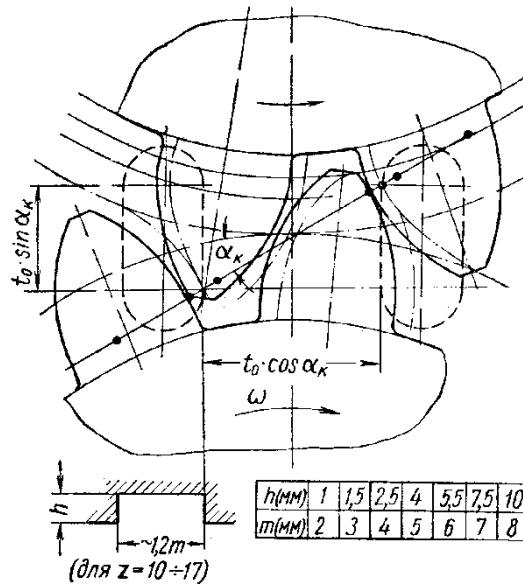


Рисунок 5.14 – Схема розвантаження ВП за допомогою глухих розвантажувальних канавок за [62]

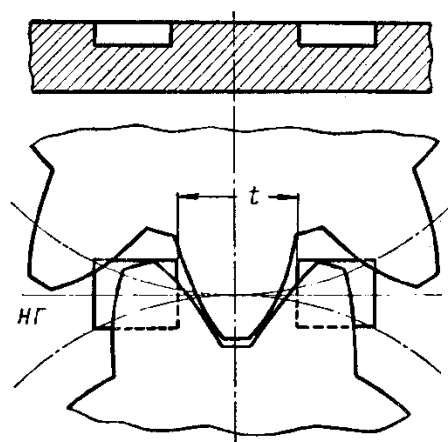


Рисунок 5.15 – Схема розвантаження ВП за допомогою глухих розвантажувальних канавок (інший варіант) за [67]

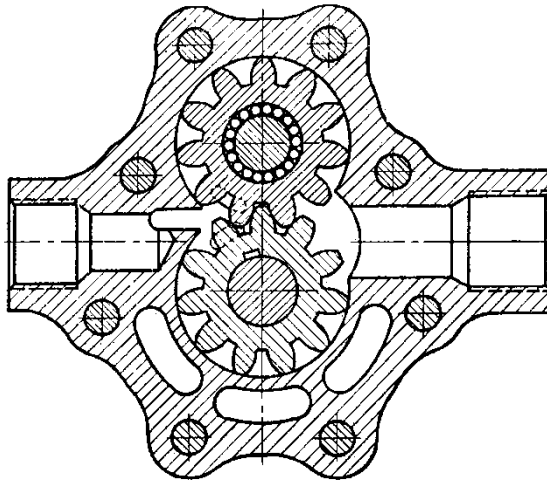


Рисунок 3.16 – Схема розвантаження ВП за допомогою глухих розвантажувальних канавок, розташованих по дузі [67].

З метою покращення системи відведення та підведення РР необхідно шукати можливості збільшення ефективного перерізу канавок (рис. 5.16).

Для цього вживаються різні конструктивні заходи. Канавки розташовують по дузі, як це показано на рис. 5.16, або ж збільшують корисну площу перерізу, надаючи канавці скосу, як на рис. 5.17.

В такому випадку площа перерізу збільшується, проте, як показують розрахунки, вона все ж залишається недостатньою.

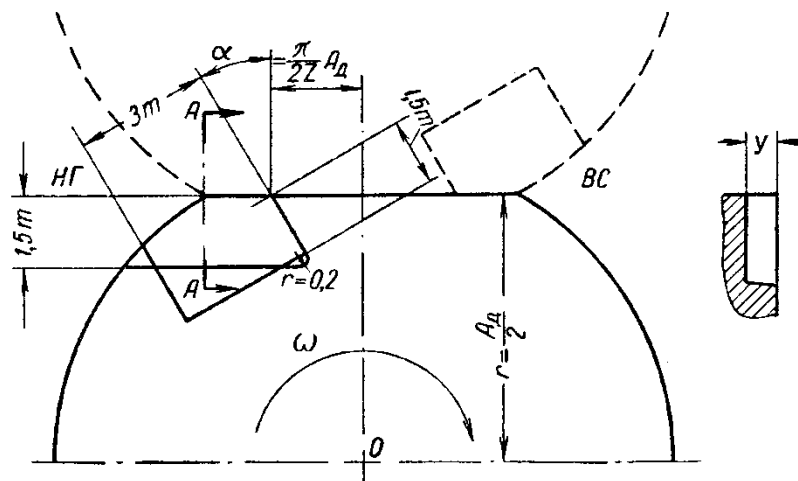


Рисунок 5.17 – Розміри розвантажувальних канавок зі скошеними стінками [67]

Під час розрахунку перерізу канавок, призначених одночасно для підведення РР у міжзубовий простір із всмоктувальної камери, швидкість потоку РР не повинна перевищувати 4...5 м/с [67].

Виконання розвантажувальних канавок у формі скоса (рис. 5.17) призводить до порушення герметичності нагнітальної та всмоктувальної камер. Побудова ділянки зачеплення (у масштабі 20:1) показує, що в момент симетричного розташування точок контакту зубів на лінії зачеплення камери нагнітання і всмоктування з'єднуються через зону зачеплення щілинами розміром близько  $0,01 \cdot m^2$ , де  $m$  – модуль зачеплення.

Для повнішого поєднання службових функцій канавок, що одночасно запобігають компресії та кавітації, доцільно здійснювати таке відведення РР, при якому ВП безперервно з'єднана з зоною нагнітання. Для цього необхідна наявність односторонньої торцевої канавки, спрямованої в бік нагнітання та розташованої на відстані:

$$a = \frac{t}{2}(2 - \varepsilon) \cos \alpha, \quad (5.15)$$

від лінії центрів (рис. 5.18) [67].

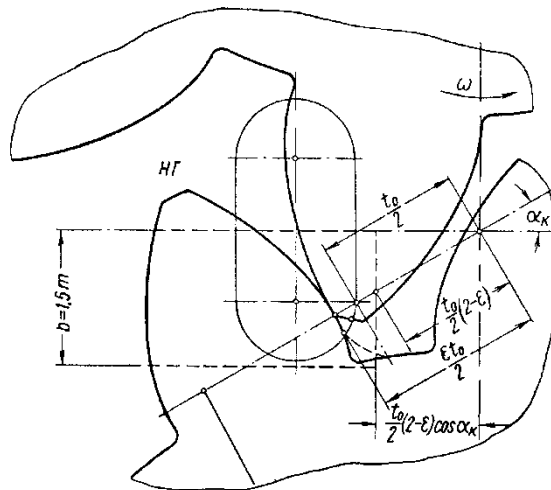


Рисунок 5.18 – Розрахункова схема параметрів розвантажувальної канавки [67]

Таким чином досягається значне збільшення ефективної площі перерізу розвантажувальної канавки та забезпечується підведення РР до ВП протягом всього періоду збільшення її об'єму. Наявність такої канавки дозволяє повністю усунути небезпеку виникнення локальної кавітації в ВП, яка в такому випадку надходить до зони всмоктування повністю заповненою.

Це певною мірою знижує продуктивність насоса, однак цілком виправдано результатами, які досягаються при відведенні РР, що перебуває під тиском, із ВП. Подальше збільшення робочої площі перерізу розвантажувальних канавок є неможливим без порушення ізоляції камер нагнітання та всмоктування і виникнення перетікання РР між цими камерами через ВП.

Умови відведення РР можуть бути покращені лише за рахунок зниження швидкості обертання роторів або зменшення їхньої ширини, що призвело б до зниження продуктивності насоса.

В авторському свідоцтві № 1211457 [68] авторів Г. К. Жулінського, Г. В. Рябошапки та А. Г. Гаркуші (Кіровоградський завод «Гідросила») запропоновано низку оригінальних конструктивних рішень розвантажувальних каналів (рис. 5.19 – рис. 5.22).

Зазначене технічне рішення створене з метою зниження шуму і пульсацій РР, а також підвищення довговічності роботи. Поставлену мету досягнуто завдяки тому, що розвантажувальні канали виконано в місці з'єднання поверхонь підшипників ковзання з можливістю прямого сполучення порожнин високого і низького тиску з ВП в момент знаходження зубів в зоні полюса зачеплення.

На рис. 5.19 представлена схема розташування розвантажувальних каналів на поверхні дугоподібної виїмки. В циліндричних розточках 2 корпусу 1 встановлені підшипники ковзання 8 і 9, які з'єднуються між собою по дугоподібній поверхні 10 з дугоподібною виїмкою 11.

Розвантажувальні канали 13 виконані в місці з'єднання поверхонь 10 і 11 вздовж дугоподібної виїмки 11, з можливістю прямого сполучення порожнин високого 3 і низького 4 тиску з міжзубовим об'ємом 17 у момент знаходження зубів 18 у зоні полюса 19 зачеплення (рис. 5.20).

При цьому, розвантажувальні канали 13 можуть бути виконані на поверхні 10 дугоподібної виїмки 11 підшипників ковзання 9 (рис. 5.19). Крім того, розвантажувальні канали 13 можуть бути виконані на циліндричній поверхні 16 підшипників ковзання 8 в місці її спряження з поверхнею 10 дугоподібної виїмки 11 (рис. 5.21). А також – одночасно на з'єднаних поверхнях 10 і 16 обох підшипників ковзання 8 і 9 (рис. 5.22).

При цьому, площа поперечного перерізу розвантажувальних каналів 13, з метою виключення суттєвого падіння об'ємного ККД, суворо нормується.

Недоліком цих простих способів розвантаження є те, що в перші моменти відкриття ВП РР повинна просочуватись через дуже вузькі дроселюючі щілини, що в початковий момент призводить до підвищення тиску і до всіх тих негативних явищ, пов'язаних із цим.

Про відсутність універсального рішення проблеми усунення ВП свідчить, також, велика кількість конструктивних рішень виконання розвантажувальних канавок, що були описані вище.

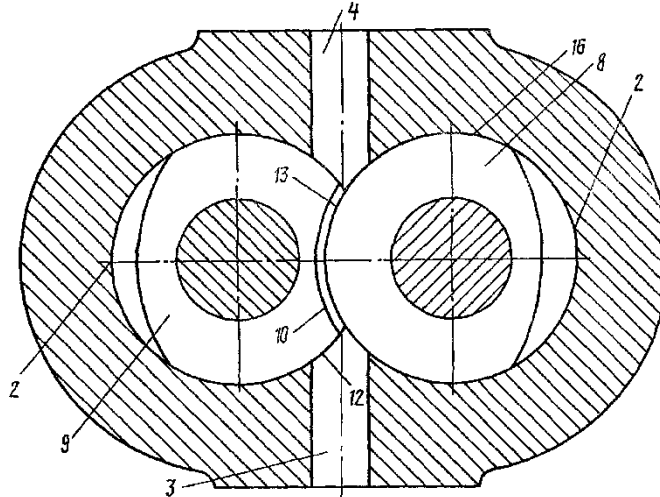


Рисунок 5.19 – Схема розташування розвантажувальних каналів на поверхні дугоподібної виїмки [67]: 1 – корпус насоса; 2 – циліндричні розточки корпусу; 3 – порожнина високого тиску; 4 – порожнина низького тиску; 8 і 9 – підшипники ковзання; 10 – поверхня з'єднання підшипників по дугоподібній виїмці 11 з циліндричною поверхнею 16; 13 – розвантажувальні канали.

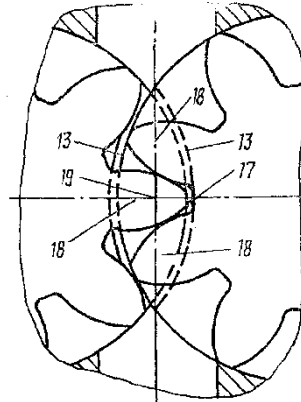


Рисунок 5.20 – Схема розташування торців шестерень в зоні полюса зачеплення за [67]: 13 – розвантажувальні канали; 17 – міжзубовий об'єм; 18 – зуби шестерень; 19 – зона полюса зачеплення.

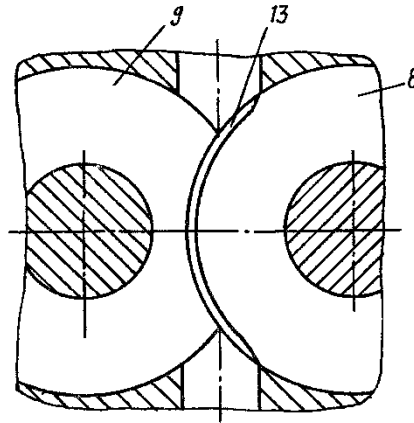


Рисунок 5.21 – Схема розташування розвантажувальних каналів на циліндричній поверхні підшипників ковзання [67]: 8 і 9 – підшипники ковзання; 13 – розвантажувальні канали.

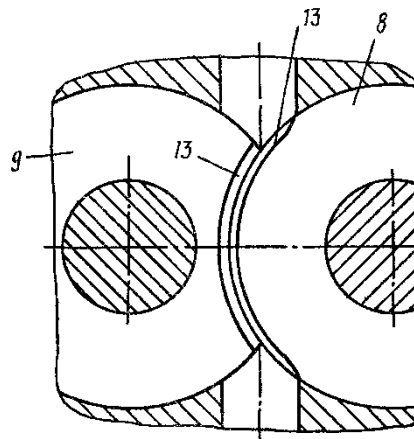


Рисунок 5.22 – Схема розташування розвантажувальних каналів на з'єднаних поверхнях обох підшипників ковзання 8 і 9 [67]: 8 і 9 – підшипники ковзання; 13 – розвантажувальні канали на з'єднаних поверхнях обох підшипників ковзання 8 і 9.

Система відведення РР за допомогою радіальних свердлень (рис. 5.23 і 5.24) дозволяє отримати розміри каналів, що забезпечують надійність розвантаження ВП.

На рис. 5.23 показана схема розвантаження ВП за допомогою свердлень в міжзубових западинах зубів шестерень, при розвантаженні ВП в камеру нагнітання, наприклад через осьовий отвір ведучої шестерні, та в камеру всмоктування через осьовий отвір веденої шестерні.

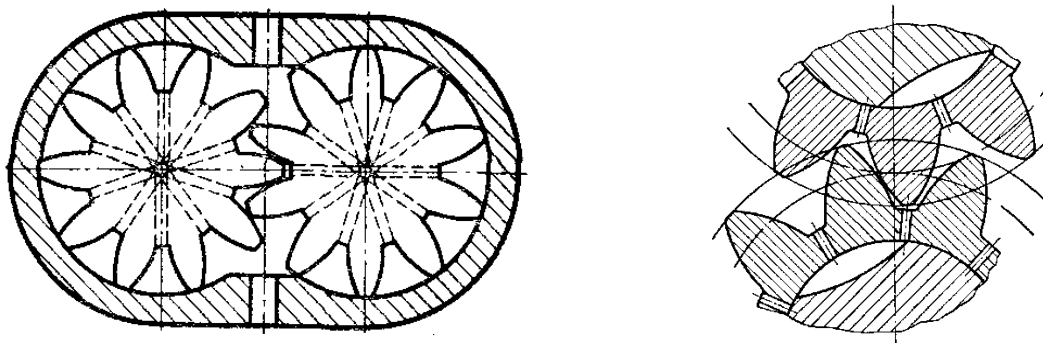


Рисунок 5.23 – Схема розвантаження ВП за допомогою свердлень в міжзубових западинах зубів шестерень, при розвантаженні ВП в камеру нагнітання, наприклад через осьовий отвір ведучої шестерні, та в камеру всмоктування через осьовий отвір веденої шестерні.

На рис. 5.24 показана схема розвантаження ВП за допомогою свердлень в міжзубових западинах та вершинах зубів шестерень, а також при розвантаженні ВП в камеру нагнітання і камеру всмоктування через осьові отвори шестерень.

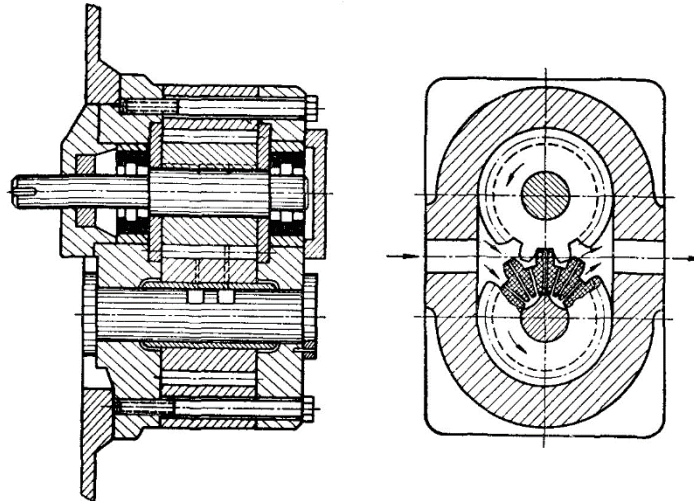


Рисунок 5.24 – Схема розвантаження ВП за допомогою свердлень в западинах та вершинах зубів шестерень і при розвантаженні ВП в камеру нагнітання та камеру всмоктування через осьові отвори шестерень

Відведення РР за допомогою радіальних свердлень у міжзубових западинах (рис. 5.23) та зубах (рис. 5.24), хоча і є досить ефективним, однак застосовується нечасто. Це можна пояснити тим, що технологічна складність такої системи відведення РР не стимулює її використання і є приводом для пошуку інших способів усунення компресії РР у ВП [65].

#### 5.4.2 Розвантаження відсіченої порожнини шляхом формування скосу на вершині веденої шестерні

Одним із методів запобігання утворенню ВП є зняття фасок і створення скосів на робочій стороні зуба веденої шестерні [65, 66]. Зняття фаски за розмірами, вказаними на рис. 5.25, дозволяє усунути можливість утворення ВП, оскільки зуби ведучої і веденої шестерень контактують лише в момент симетричного розташування точок контакту зубів на лінії зачеплення, тобто в момент мінімального об'єму ВП.

Кут  $50^\circ$  на рис. 5.25 наведено для шестерень з профілем зуба, скоригованим за методом Юдіна Є. М.

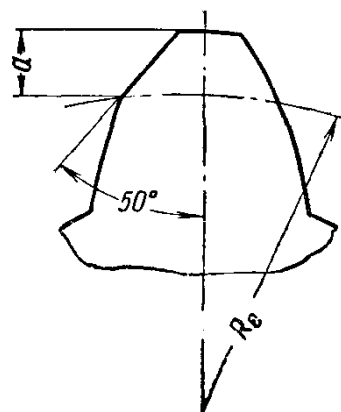


Рисунок 5.25 – Схема розрахунку скосу на зубі веденої шестерні [65]

Слід мати на увазі, що шліфування скосів на робочих поверхнях зубів є трудомілкою та дорогою операцією [66], тому вона застосовується не дуже часто.

Юдін Є.М. зазначає, що в зв'язку з тим, що трудомісткість виготовлення розвантажувальних канавок значно менша, ніж шліфування скосів на робочих поверхнях зубів веденої шестерні, останню операцію доцільно рекомендувати лише для сильно

навантажених насосів, а також у випадках використання вузлів, що качають, як гідравлічних моторів.

### 5.4.3 Розвантаження відсіченої порожнини шляхом зменшення товщини зуба

На схемі, зображеній на рис. 5.26, а, видно, що затиснутий об'єм досягає найменшого значення при положенні зуба, симетричному відносно міжосьової лінії.

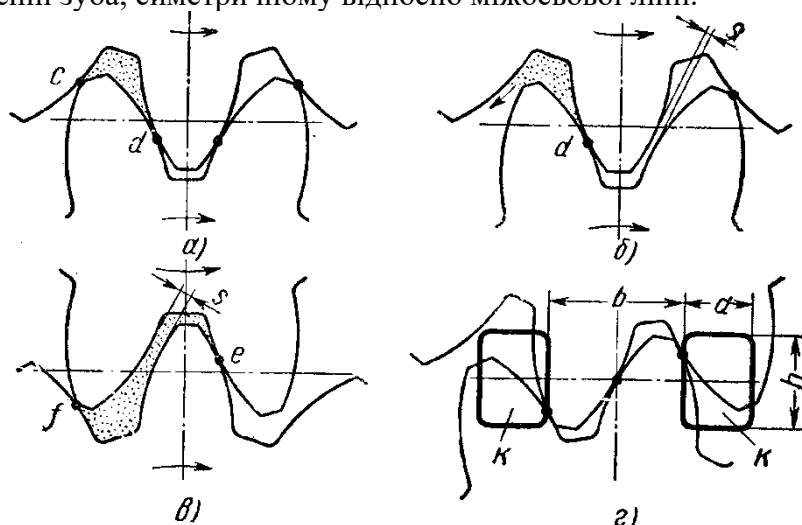


Рисунок 5.26 – Схема розвантаження ВП за допомогою розвантажувальних канавок

Очевидно, що якщо зменшити товщину зуба, то при цьому усувається контакт в точці С, забезпечуючи зазор  $S$  по нормалі до профілю (рис. 5.26, б). В цьому випадку затискання РР в міжзубовій западині не відбувається. Проте, при великому значенні КПЗЗ, а на практиці при  $\varepsilon > 1$  та щільному контакті другої пари зубів, компресія РР все одно спостерігатиметься, хоча й в меншій мірі [10].

До недоліків описаного методу усунення ВП слід віднести зменшення об'єму тіла зуба, що призводить до зменшення об'єму РР, витиснутої з міжзубової западини, а це, в свою чергу, може спричинити зниження коефіцієнта подачі насоса.

## 5.5 Аналіз існуючих способів усунення компресії робочої рідини в відсіченій порожнині

### 5.5.1 Усунення компресії робочої рідини у відсіченій порожнині шляхом зменшення коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення

Зменшення КПЗЗ можливе такими способами: шляхом зменшення зовнішнього діаметра шестерень, а також збільшення міжцентрової відстані.

Певне послаблення КРР як «позитивної» при зменшенні об'єму ВП, так і «негативної» при подальшому збільшенні об'єму ВП у відсіченому міжзубовому просторі – може бути досягнуте відповідною зміною окремих параметрів зачеплення [66].

Для заданої кількості зубів із збільшенням кута зачеплення або зменшенням робочої висоти зуба зменшується величина КПЗЗ, а отже, і ступінь КРР в ВП, що від нього залежить [146].

З метою зменшення шкідливого впливу компресії РР, яка закупорюється в міжзубовій западині шестерень під час одночасного зачеплення двох пар зубів, прагнуть зменшити КПЗЗ, доводячи його до величини  $\varepsilon < 1,1$  [11].

З.Я. Лур'є із співавторами в роботі [40] зазначає, що зменшення КПЗЗ до рівня  $\varepsilon = 1,03 \dots 1,05$  призводить до зменшення зміни об'єму затиснутої РР, а отже до зниження пульсацій тиску і зменшення шуму, що випромінюється насосом [40].

В дисертаційній роботі В.І. Калашникова [69] наведено дослідження шестеренного насоса НШ-32Т, який було спроектовано та виготовлено на Кіровоградському агрегатному

заводі у 1963 році. Особливістю цього насоса є те, що в ньому використовується зубчате зачеплення з КПЗЗ, що дорівнює одиниці, тобто  $\varepsilon = 1$ .

При такому значенні КПЗЗ конструктори побачили можливість усунення явища КРР у ВП. При цьому значення КПЗЗ  $\varepsilon = 1$  досягається за рахунок зменшення зовнішнього діаметра шестерень з 55 мм до 54,58 мм.

Позитивним моментом цього конструктивного рішення є усунення КРР в ВП. Крім того, зменшення діаметра шестерень призводить до збільшення товщини вершини зуба з 0,99 мм до 1,65 мм, що сприяє зменшенню радіальних втрат [69].

До негативних сторін цього способу усунення КРР в ВП слід віднести різке скорочення ресурсу шестеренного насоса. Зменшення зовнішнього діаметра шестерень до величини менше ніж 54,58 мм призводить до зниження КПЗЗ  $\varepsilon < 1$ , що викликає порушення працездатності зубчастого зачеплення шестеренного насоса. Окрім цього, зменшення діаметра шестерень спричиняє різке зниження розрахункового об'єму насоса (РОН).

В авторському свідоцтві № 1413274 [70] пропонується шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення з підвищеним коефіцієнтом подачі. Підвищення КП шестеренного насоса, на думку авторів, досягається шляхом усунення компресії РР у МЗЗ, зокрема тим, що висота зубів кожної шестерні виконується відповідно до умови:  $\varepsilon = 1,0$  (див. (5.29)).

Однак ефективність цього методу невелика, оскільки навіть при невеликих значеннях КПЗЗ спостерігається КРР у ВП [9]. Крім того, зменшення робочої висоти зубів знижує геометричні параметри робочої камери насоса, що призводить до зменшення його робочого об'єму та подачі.

До позитивних якостей зменшення КПЗЗ можна віднести зниження ймовірності загострення зубів при малому числі зубів та великих коефіцієнтах профільного зміщення.

Ще менш ефективні є ці способи у випадку безззорного зачеплення, де, як відомо, запирання РР має місце навіть при  $\varepsilon = 1,0$  [65, 66].

До недоліків запропонованого способу усунення КРР в ВП слід віднести зниження КПЗЗ, оскільки саме зменшення КПЗЗ до величини меншої за  $\varepsilon = 1,0$  тягне за собою низку негативних наслідків в роботі зубчастого зачеплення.

Відомо, що значення КПЗЗ, яке дорівнює  $\varepsilon = 1,0$  це граничне значення, при подальшому зменшенні якого порушується нормальна робота зубчастого зачеплення. Із теорії евольвентного зачеплення та теорії шестеренних насосів відомо, що КПЗЗ можна визначити за залежністю [65]:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_o^2} - A_o \cdot \sin \alpha}{t_o}, \quad (5.16)$$

де  $D_e$  - зовнішній діаметр шестерні, мм;

$d_o$  - діаметр основного кола, мм;

$A_o$  - дійсна міжцентрова відстань, мм;

$\alpha$  - кут зачеплення передачі, град;

$t_o$  - крок зачеплення, мм.

В процесі експлуатації шестеренних насосів відбувається інтенсивне зношування всіх його деталей, зокрема зубчатих коліс по зовнішньому діаметру [71]. Із залежності (5.17) видно, що в міру зношення шестерень насоса по зовнішньому діаметру КПЗЗ зменшується за лінійною залежністю.

Виходячи з наведених даних, слід зазначити, що практично вже після обкатки насосів КПЗЗ стає меншим за одиницю, а це призводить до:

- різкого погіршення плавності роботи зубчастого зачеплення;
- зниження навантажувальної здатності зубчастого зачеплення;
- збільшення динамічної ударної складової в навантаженні зубів шестерень;
- різкого підвищення шуму;



До недоліків даного способу усунення ВП шляхом збільшення міжцентрової відстані слід віднести зменшення подачі та ККД насоса. Це можна пояснити тим, що при збільшенні міжцентрової відстані зменшується об'єм РР, що витискається з міжзубової западини набігаючим зубом шестерні. Крім того, до недоліків, також, слід віднести зменшення КПЗЗ внаслідок збільшення міжцентрової відстані (див. залежність (5.16)), що тягне за собою низку інших недоліків.

Пропонується новий спосіб усунення компресії РР у ВП шляхом використання шестерень зі зміщеними вінцями. Цей спосіб захищений патентом України №18425 [73].

Поставлене завдання вирішується за рахунок того, що у запропонованому шестеренному насосі використовуються шестерні зовнішнього зачеплення із зубами евольвентного профілю з КПЗЗ  $\varepsilon_\alpha = 1$ , проте окремі елементи, з яких складається вінець шестерні, послідовно повертаються один відносно попереднього на частину кутового кроку, яка визначається з умови:

$$\psi = \frac{\phi}{k}, \quad (5.19)$$

де  $k$  - число елементів, з яких складений вінець шестерні;

$\phi$  - кутовий крок шестерні.

Найбільш реальним частковим випадком використання запропонованого рішення є шестерні, вінець яких складається з двох елементів, повернутих один відносно одного на половину кутового кроку шестерні (рис. 5.28 - 5.30).

На цих рисунках використано такі позначення:

$P$  – полюс зачеплення;

$MN$  – лінія зачеплення;

$R_{e1}, R_{e2}$  – радіус вершин зубів шестерень;

$R_{i1}, R_{i2}$  – радіус западин зубів шестерень;

$r_{o1}, r_{o2}$  – радіус основного кола;

$r_1, r_2$  – радіус початкового кола;

$t_0$  – крок зачеплення по основному колу.

Таким чином, поставлена мета досягається завдяки збільшенню коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення до значення  $\varepsilon_\alpha \geq 2$ . Підвищення КПЗЗ насоса забезпечує зростання навантажувальної здатності шестерень, що, своєю чергою, дозволяє збільшити довговічність і тиск, який розвиває насос.

Збільшення кількості робочих камер, в яких робоча рідина переноситься з камери всмоктування в камеру нагнітання, забезпечує зменшення шуму, пульсації тиску та пульсації подачі РР.

На рис. 5.28 представлений поперечний переріз конструкції запропонованого шестеренного насоса, укомплектованого шестернями з двома вінцями, зміщеними один відносно одного на кут  $\phi/2$ .

Рисунок 3.28 – Поперечний переріз шестеренного насоса, в якому використовуються шестерні з двома зміщеними вінцями

Запропонована конструкція шестеренного насоса (рис. 5.28) містить корпус 1, в циліндричних розточках 2 якого розміщені втулки, що виконують роль підшипників ковзання, в яких обертаються ведуча 3 та ведена 4 шестерні. Вінці кожної з цих шестерень складені з двох складових 5 і 6 – для ведучої, та 7 і 8 – для веденої шестерні, зміщених один відносно одного на половину кутового кроку  $\phi/2$ .

На рис. 5.29 представлена схема синтезу зачеплення ведучої 3 і веденої 4 шестерень в аксонометрії. При цьому, вінці кожної із шестерень 3 і 4 складаються з двох складових 5 і 6, а також 7 і 8, які повернуті один відносно одного на половину кутового кроку. На рис. 5.29 зображено зачеплення шестерень в момент входження в зачеплення другої пари зубів верхнього елемента вінця шестерні 5 з елементом 7. При цьому, зачеплення нижніх елементів вінця шестерень 6 і 8 перебуває в полюсі зачеплення.

Рисунок 5.29 – Зачеплення шестерень насоса, в якому використовуються шестерні з двома зміщеними вінцями

Розглянемо процес зачеплення запропонованої зубчатої передачі, схема якого представлена на рис. 5.30. Припустимо, що початок зачеплення першої пари зубів доводиться на точку  $A$  активної частини  $AB$  лінії зачеплення  $MN$ . При подальшому обертанні шестерень точка зачеплення починає переміщуватись вздовж активної частини лінії зачеплення  $AB$ . В цей же момент в полюсі зачеплення  $P$  перебуває пара зубів нижнього елемента вінця шестерні, яка повернута відносно верхнього на половину кроку зачеплення.

З наведеного вище видно, що одночасно в зачепленні перебувають щонайменше дві пари зубів, тобто КПЗЗ становить  $\varepsilon \geq 2$ .

Рисунок 5.30 – Схема зачеплення шестерень насоса з двома вінцями, зміщеними один відносно одного

В прототипі [73] завдання усунення КРР в ВП вирішується за рахунок зменшення діаметра виступів зубів і зменшення їхньої товщини шляхом зміщення звичайного профілю в радіальному та тангенціальному напрямках відносно ділильного кола, що при КПЗЗ  $\varepsilon = 1$  та збільшенні бокового зазору призводить до виключення КРР в ВП [64].

Однак, ця задача вирішується шляхом різкого погіршення і доведення до граничного стану КПЗЗ шестеренного насоса  $\varepsilon = 1$ . Адже відомо, що при  $\varepsilon_\alpha < 1$  зубчасте зачеплення є непрацездатним [65]. Іншими словами, наявне технічне протиріччя: з одного боку, необхідно усунути явище КРР в міжзубових западинах, і цього можна досягти шляхом зменшення КПЗЗ до значення  $\varepsilon = 1$ , а з іншого боку таке зубчасте зачеплення для шестеренного насоса є неприйнятним, оскільки навіть незначний знос шестерень по зовнішньому діаметру призводить до виходу зачеплення і насоса з ладу.

Сформульоване технічне протиріччя успішно вирішується запропонованими шестернями, в яких вінець складений з окремих елементів, що провертаються один відносно попереднього послідовно на частину кутового кроку, яка визначається з умови (5.30). Тобто поставлене завдання вирішується на системному рівні, оскільки не тільки усувається КРР в ВП насоса, але й зачеплення набуває низки нових позитивних властивостей.

При цьому, не лише усувається зазначений недолік зниження надійності, але й з'являється нова системна якість, яка полягає в підвищенні довговічності та збільшенні тиску завдяки зростанню навантажувальної здатності шестерень насоса. Використання запропонованих шестерень, також, сприяє зниженню шуму, пульсацій тиску та подачі РР, які виникають під час роботи насоса, завдяки збільшенню кількості зубів шестерень і, відповідно, робочих камер.

### **5.5.2 Усунення компресії робочої рідини шестеренного насоса акумулюванням енергії рідини, що витискається з відсіченої порожнини**

Схема шестеренного насоса з пристроями для акумулювання енергії РР, що витискається з ВП наведена на рис. 5.31 [67].

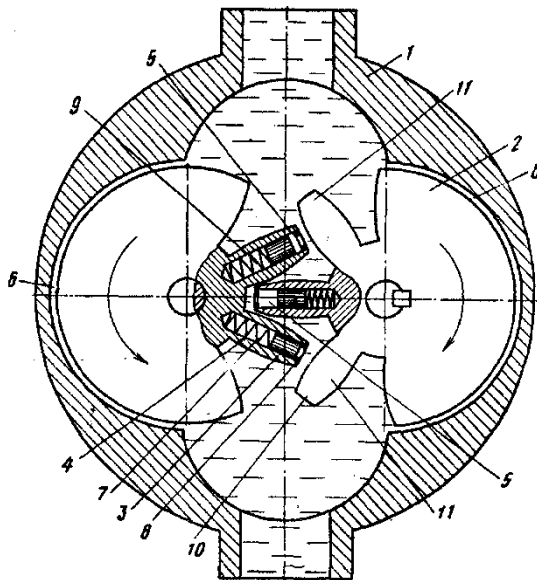


Рисунок 5.31 – Схема шестеренного насоса, здатного акумулювати енергію РР в процесі її компресії у відсіченій порожнині [67]

Запропонований шестеренний насос містить корпус 1, в якому встановлені шестерні 2. Кожен зуб шестерні 2 оснащений плунжером 3, розміщеним у розточці 4. Надплунжерна порожнина 5 сполучається з внутрішньою порожниною 6 корпусу 1. Плунжери 3 обладнані пружинами 7 та обмежувачами ходу 8, розташованими в підплунжерних порожнинах 9 з боку вершин 10 зубів 11.

Під час обертання шестерень 2 РР захоплюється зубами 11 та в міжзубових западинах переміщується з камери всмоктування до камери нагнітання. За задумом авторів, оснащення кожного зуба підпружиненим плунжером 3 має усунути явище компресії РР у ВП.

Однак, конструкція має низку суттєвих недоліків. Головним серед них є висока складність виготовлення та складання. Крім того, спостерігається зниження ККД насоса, що пояснюється тим, що запасена в надплунжерних порожнинах енергія РР в процесі роботи переноситься з ВП до камери всмоктування, де акумулятори розряджаються. При цьому потенційна енергія РР переходить у внутрішню, втрачаючись для розглядуваного технічного об'єкта безповоротно.

### 5.5.3 Усунення компресії робочої рідини шляхом підбирання відповідних параметрів зубчастого зачеплення

В дисертаційній роботі Ю.В. Козерода зазначений в [65] стверджується, що вперше була використана методика виконання зубчатої передачі насоса, суть якої полягає в тому, що в розрахунок шестеренного насоса закладені такі геометричні співвідношення елементів ЗЗ, дотримання яких повністю усуває КРР.

Однак подальше, більш детальне ознайомлення з роботою показало, що зазначений результат так і залишився на рівні побажання автора. Подальші дослідження в згаданій роботі стосувалися вивчення впливу параметрів зубчастого зачеплення на якісні показники як самого зачеплення, так і шестеренного насоса загалом. Зокрема, особливу увагу в роботі приділено дослідженню впливу профільного зміщення [65].

Запропонована методика розрахунку зубчастого зачеплення є, по суті, модифікацією системи розрахунку Є.М. Юдіна [65]. В зазначеній методиці розрахунку параметрів зачеплення висоту головки зуба зменшували таким чином, щоб КПЗЗ перебував в межах  $\varepsilon = 1,04 \dots 1,06$  для числа зубів  $z = 8 \dots 15$  [65]. Однак, при проектуванні зубчастого зачеплення за методикою Є.М. Юдіна [65] КПЗЗ для числа зубів  $z_1 = z_2 = 8$  становить  $\varepsilon = 1,044$ . Таким чином, в роботі [65] ні теоретичними, ні експериментальними дослідженнями автору не вдалося досягти вищезазначеного бажаного результату щодо усунення КРР в ВП.

Перспективними видавалися пропозиції, висловлені Є.М. Юдіним в розділі, присвяченому підбору необхідних умов зачеплення шестерень [65]. Ідея Є.М. Юдіна полягала в тому, щоб підібрати такі умови зачеплення шестерень, за яких була б неможливою КРР.

На думку автора, це можливо у випадку, коли ВП по мірі повороту шестерень постійно зростає, що виключає виникнення додаткових зусиль при КРР.

Як відомо, зменшення ВП починається з моменту розташування точок зачеплення першої та другої пар зубів симетрично відносно полюса зачеплення, тобто на відстані [65]:

$$l = \frac{t_0}{2}, \quad (5.20)$$

де  $t_0$  - крок зачеплення, мм.

Виходячи з цього, реалізація задуму Є.М. Юдіна полягає у зменшенні діаметра веденої шестерні таким чином, щоб коло вершин зубів перетнуло лінію не далі цієї точки, тобто на відстані від полюса не більшій за  $l = \frac{t_0}{2}$ .

Для компенсації зменшення діаметра веденої шестерні зовнішній діаметр ведучої шестерні має бути відповідно збільшений.

Таким чином, справа зводиться до застосування в насосі рівнозсунутої передачі. Для цього під час нарізання зубів для ведучої шестерні здійснюють зміщення фрези на величину  $+\xi m$ , а для веденої шестерні на величину  $-\xi m$ . В цьому випадку міжцентрова відстань дорівнює теоретичній  $A_0 = m z$  при використанні некоригованих зубів (де  $\xi$  — коефіцієнт профільного зміщення,  $m$  — модуль зачеплення, а  $z$  — кількість зубів шестерень).

В тих випадках, коли застосовують кориговані шестерні, зазначені зміщення  $\pm \xi m$  потрібно додати до розрахункових.

На думку Є.М. Юдіна, теоретична подача шестеренного насоса при такому коригуванні профілю зуба дещо підвищиться. Крім того, використання такого виду передач є ефективним, також, і з погляду підвищення зносостійкості зуба та зменшення втрат на тертя [145].

На завершення Є.М. Юдін зазначає, що описаний метод не може бути рекомендований через ускладнення, викликані необхідністю виготовлення шестерень різних діаметрів та корпусів з різними діаметрами розточок під ведучу і ведену шестерні [65]. Відомо також, що мінімальна кількість зубів рівнозміщеної передачі становить  $z_{\Sigma} \geq 34$  [57], а тому використання такої передачі в шестеренному насосі різко збільшить його габарити, що призведе до значного зниження його питомих характеристик.

Одним із методів розв'язання останньої проблеми, який дає змогу зберегти габаритні розміри шестеренного насоса без зміни сумарної кількості зубів, є можливість застосування запропонованої ідеї шляхом використання шестерень з різною кількістю зубів.

Авторами, в межах пошукових досліджень, було запропоновано шестеренний насос, спроектований на базі серійного шестеренного насоса НШ 32-3УК [10]. Щоб спростити проектування та здешевити виготовлення експериментального насоса, а згодом полегшити його впровадження у виробництво, було запропоновано зберегти міжцентрову відстань і сумарну кількість зубів  $z_{\Sigma} = 16$  шестерень насоса без змін. При цьому, ведучу шестерню виготовили з кількістю зубів  $z_1 = 9$ , а ведену з кількістю зубів  $z_2 = 7$ . Запас металу у відливку корпусу є достатнім, щоб розточити колодязі корпусу під відповідні діаметри шестерень  $D_{e1} = 60$  мм та  $D_{e2} = 50$  мм.

Пошукові експериментальні дослідження дослідного зразка шестеренного насоса дали вагомий підстави вважати, що використання під час проектування шестеренного насоса зубчастого зачеплення з асиметричною лінією зачеплення може забезпечити усунення КРП в ВП насоса.

## Висновки по розділу 5

1. В розділі наведені загальні поняття про ВП, що утворюється в процесі роботи шестеренного насоса. Висвітлено негативний вплив компресії РР у ВП на функціональні параметри та працездатність шестеренних насосів.

2. Одним з негативних моментів, що виникає в процесі роботи шестеренного насоса є утворення ВП, що знижує об'єм робочої камери.

3. Ще більші негаразди в роботі шестеренного насоса викликає зменшення ВП в процесі роботи насоса, що викликає КРР.

4. КРР в затиснутому об'ємі викликає стрибкоподібне зростання тиску у ВП, що призводить до:

- збільшення крутного моменту, миттєві значення якого можуть набагато перевищувати величину моменту, який розраховували по номінальному робочому тиску;

- додаткових навантажень зубців шестерень, цапф шестерень і опорної поверхні підшипників, виникнення додаткових навантажень динамічного ударного характеру створює умови для прискореного зносу деталей насоса, результатом чого є зниження довговічності і надійності шестеренного насоса;

- зниження тиску і коефіцієнту подачі, що пояснюється розкриттям торцевого зазору і зазору в стиках втулок;

- підвищення пульсації тиску і об'ємної подачі шестеренного насоса;

- підвищення вібрацій і шуму, що виникають під час роботи шестеренного насоса;

- до нагрівання РР, що свідчить про втрати частини енергії приводу насоса і зниження загального ККД шестеренного насоса.

5. Після зменшення об'єму ВП, що веде до компресії РР при подальшому повертанні шестерень відбувається протилежне явище збільшення об'єму ВП, це викликає утворення умов для кавітації РР, що веде до ряду негативних явищ, пов'язаних з руйнуванням деталей шестеренного насоса і зниження його надійності.

6. Комплексний аналіз відомих теоретичних та експериментальних досліджень гідродинамічних процесів, що відбуваються у відсіченої порожнини шестеренного насоса дав можливість визначити напрямки усунення негативного впливу КРР у ВП шестеренного насоса. Це дає змогу усвідомити подальші напрямки вдосконалення конструкції і технології виготовлення шестеренного насоса спрямованих на усунення негативного впливу КРР у ВП шестеренного насоса.

## Розділ 6 Аналіз відомих методів підвищення подачі шестеренних насосів

*Даний розділ присвячений аналізу існуючих методів розрахунку робочого об'єму та подачі шестеренного насоса. Було встановлено, що основними конструктивними елементами, що забезпечують робочий процес подачі є шестерні. Саме геометричні параметри зубчастого зачеплення шестерень забезпечують величину робочого об'єму шестеренного насоса. При створенні математичних моделей, що описують процес подачі РР в шестеренному насосі були досягнуті високі результати, щодо точності визначення робочого об'єму та подачі шестеренного насоса.*

*При цьому слід зауважити, що створені математичні моделі не в повній мірі пояснюють особливості робочого процесу подачі в шестеренному насосі. Це являється стримуючим фактором на шляху подальшого вдосконалення зубчастого зачеплення, а саме пошуку його раціональних параметрів з точки зору забезпечення максимального об'єму робочої камери насоса при заданих умовах проектування.*

*Більш того, не було запропоновано критерію оцінки ефективності параметрів зубчастого зачеплення з точки зору отримання оптимальних таких параметрів зубчастого зачеплення, які б забезпечили створення максимально можливого робочого об'єму шестеренного насоса в заданих габаритних розмірах вузла, що качає.*

## 6.1 Галузь застосування насосів об'ємного типу

Шестеренні насоси, в основу принципу роботи яких закладені процеси істотно складніші, ніж ті, які покладені в основу роботи поршневих та пластинчатих гідромашин, є кращими в порівнянні з іншими типами насосів. Вони володіють не до кінця розкритим технічним потенціалом [11, 58]. Підтвердженням цьому є вихід на передові позиції за питомими показниками та ККД.

Подальше підвищення технічного рівня НШ дозволить їм зайняти нішу в галузях виробництва, пов'язаних з важкими умовами експлуатації.

Для розширення області використання НШ у всіх вищезгаданих галузях техніки необхідне вдосконалення їх конструкції в напрямку підвищення тиску, надійності, підвищення питомих характеристик.

Пошуки першоджерел, в яких містяться відомості про методи, моделі та способи підвищення подачі шестеренних насосів виконувалися в напрямках пошуку:

- моделей, що описують принцип нагнітання РР в НШ;
- залежностей визначення подачі РР в НШ;
- залежностей та ступеня впливу параметрів зубчастого зачеплення на збільшення подачі НШ;
- критерію оцінки досконалості зубчастого зачеплення шестерень, з точки зору підвищення подачі;
- методів підвищення подачі, які реалізовані в конструкціях існуючих НШ;
- методів розрахунку оптимальних параметрів зубчастого зачеплення НШ, спрямованих на підвищення подачі.

## 6.2 Аналіз теоретичних робіт, присвячених підвищенню подачі шестеренних насосів

Найбільш значні теоретичні дослідження, присвячені проблемі підвищення подачі НШ, відображені в наступних публікаціях: 1960 рік – книга Рибкіна Є.А., Усова А.А [33], 1964 рік – робота Є.М. Юдіна зазначено в [65], 1969 рік - робота І.А. Чиняєва зазначено [66], яка, проте, є довідником і точно повторює результати, отримані Є.М. Юдіним. Потім світ побачив цілу низку фундаментальних робіт Т.М. Башти зазначено в [12], які відрізняються теоретико-емпіричним підходом до проблеми підвищення подачі НШ. Наступна публікація, присвячена багатокритеріальній оптимізації вузла НШ, що качає, З.Я. Лур'є [42], вийшла тільки в 2003 році (39 років після книги Є.М. Юдіна). На нашу думку, можна говорити про новий етап розвитку теоретичних та експериментальних досліджень НШ.

Одним з основних параметрів будь-якої енергетичної машини є її потужність. Потужність, що розвивається НШ, визначається залежністю:

$$P = p \cdot Q \cdot 10^{-6}, \quad (6.1)$$

де  $p$  - тиск, що розвиває шестеренний насос, Па;

$Q$  - подача шестеренного насоса, см<sup>3</sup>/с.

Оскільки тиск на даному етапі розвитку НШ є стандартною величиною, то на перше місце за значимістю виходить подача насоса, яка є однією з основних технічних характеристик НШ, яка багато в чому визначає величину перетворюваної в НШ механічної енергії на гідравлічну енергію подачі РР під тиском. Про важливість цього параметра говорить вже той факт, що в позначення НШ обов'язково входить робочий об'єм насоса, що виражається в см<sup>3</sup>. Подача залежить від робочого об'єму насоса та від частоти обертання НШ.

$$Q = V_0 \cdot n, \quad (6.2)$$

де  $Q$  - подача шестеренного насоса, см<sup>3</sup>/с.

$V_0$  - робочий об'єм насоса, см<sup>3</sup>;

$n$  - частота обертання приводного валу насоса, об/с.

Подача НШ у відповідності з Е.А. Рибкіним та А.А. Усовим визначається диференціюванням за часом величини, що характеризує зміну об'єму камери нагнітання за

час повороту шестерень на деякий кут. Для отримання рівняння подачі НШ використовували схему зубчастого зачеплення, подану на рис. 6.1 [74]. При цьому автори [74] вважають, що нагнітання РР в НШ забезпечується зубами шестерень, що знаходяться в зачепленні.

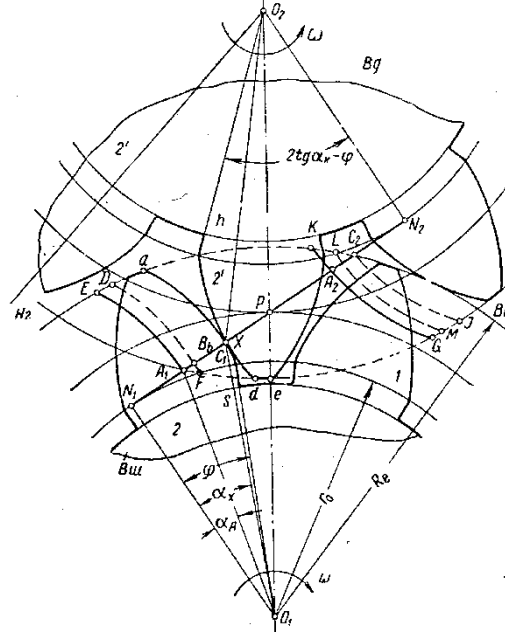


Рисунок 6.1 - Схема зубчастого зачеплення шестерень насоса для знаходження рівняння процесу подачі шестеренного насоса за Е.А. Рибкіним та А.А. Усовим [74]

В результаті було отримано залежність робочого об'єму насоса шестеренного насоса у вигляді:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot r_0^2 \cdot b \cdot \left[ \operatorname{tg}^2 \gamma_e - \operatorname{tg}^2 \alpha - \frac{\pi^2}{z^2} \left( \varepsilon^2 - 2\varepsilon + \frac{4}{3} \right) \right]. \quad (6.3)$$

Миттєва подача в залежності від кута повороту – шестерень -  $\varphi$ :

$$Q_{\text{мгн}} = \omega \cdot r_0^2 \cdot b \left[ \operatorname{tg}^2 \gamma_e - \operatorname{tg}^2 \alpha - (\operatorname{tg} \alpha - \varphi)^2 \right], \quad (6.4)$$

де  $r_0$  - радіус основного кола, мм;

$b$  - ширина вінця, мм;

$\gamma_e$  - кут вершини евольвенти, град. або радіан;

$\alpha$  - кут зачеплення передачі, град чи рад.;

$\omega$  - кутова швидкість обертання шестерень, рад/с;

$\varphi$  - кут повороту шестерень, град або рад.

Аналізуючи наведені результати, приходимо до таких висновків. Розрахунок подачі відповідно до залежностей (6.3) і (6.4) [74] дещо ускладнений, оскільки параметри зубчастого зачеплення, що входять до розрахункових формул (6.3) і (6.4) не є загальновідомими і не можуть бути визначені прямими вимірами. Крім цього отримані залежності (6.3) і (6.4), а також описова частина запропонованої моделі процесу подачі [74] не дають чіткого опису принципу роботи НШ. А саме, відсутність чіткого розуміння процесів, що відбуваються при нагнітанні РР в НШ, є основною причиною стримування подальшого розвитку технічних характеристик НШ, зокрема по подачі.

Елементарну подачу  $dq$  за елементарний проміжок часу  $dt$  за Є.М. Юдіним [65] шукали шляхом визначення об'єму РР, що витісняється з'єднаними евольвентними профілями зубів шестерень, що знаходяться в зачепленні (див. рис. 6.2) [65]. Інакше кажучи для визначення подачі НШ автор досліджує зміна об'єму (диференціал), представленій на рис. 6.2 заштрихованої фігури, яка визначається евольвентними профілями зубів шестерень, що знаходяться в зачепленні між собою.

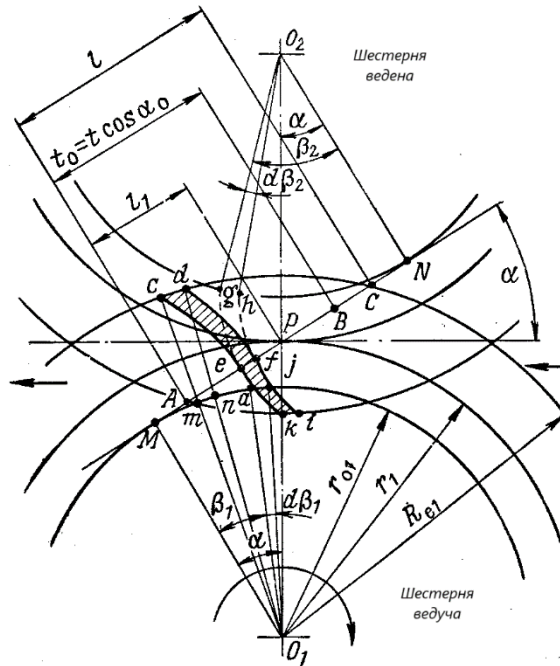


Рисунок 6.2 – Схема зубчастого зачеплення шестерень насоса для тримання математичної моделі процесу подачі шестеренного насоса по Є.М. Юдіну [65]

Автором були отримані математичні залежності робочого об'єму насоса у вигляді:

$$V_0 = 0,5 \cdot \pi \cdot b \cdot \left[ D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right], \quad (6.5)$$

де  $D_e$  - зовнішній діаметр шестерень, мм;

$d$  - діаметр початкового кола, мм;

$t_0$  - основний крок зачеплення, мм.

та залежності для визначення миттєвої подачі за один оберт насоса:

$$q_{\text{мит}} = 0,25 \cdot b \cdot \left[ D_e^2 - d^2 - x^2 \right], \quad (6.6)$$

де  $x$  – координата точки зачеплення на лінії зачеплення, мм.

З цієї формули видно, що максимальна подача має місце при  $x=0$ , тобто при торканні зубів в полюсі зачеплення. В міру віддалення точки зачеплення від полюса подача зменшуватиметься за параболічним законом [65].

Не зважаючи на те, що отримана залежність використовується, як найбільш точна для визначення робочого об'єму насоса, однак отримана математична модель не дає повного уявлення про принцип дії НШ при нагнітанні РР. Відсутність таких знань не дозволяє вдосконалювати НШ у напрямку підвищення його подачі.

В якості іншої моделі подачі були взяті результати теоретичних досліджень процесу подачі РР в НШ, вперше викладені Т.М. Баштою та представлені на рис. 6.3 [41, 42, 56, 75].

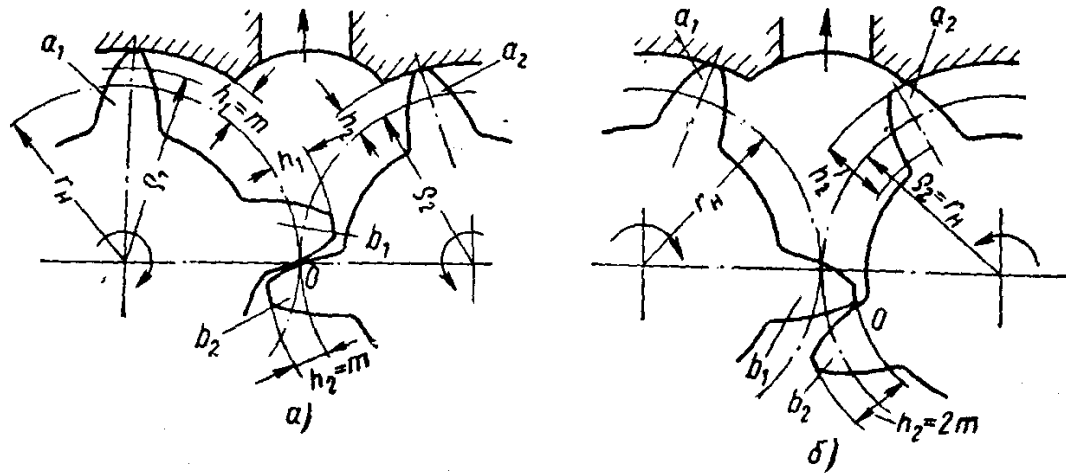


Рисунок 6.3 – Схеми зубчастого зачеплення шестерень, щодо моделювання процесу подачі шестеренного насоса по Т.М. Башті [75]

При обертанні шестерень робоча рідина, що знаходиться в западинах, утворених корпусом насоса і міжзубовими западинами шестерень  $a_1, b_1, b_2$  і  $a_2$  (рис. 6.3, а)), переноситься з камери всмоктування в камеру нагнітання. При цьому зуби  $a_1$  і  $a_2$  при обертанні шестерень витісняють об'єм РР більший, ніж може поміститися в просторі, що звільняється зубами  $b_1$  і  $b_2$ , що знаходяться в зачепленні. В результаті РР в кількості, що дорівнює різниці об'ємів, що описуються цими двома парами зубів  $a_1, a_2$  і  $b_1, b_2$  витискається в камеру нагнітання. Механізм подачі НШ ілюструється схемами, представленими на рис. 6.3, а та б, на яких зображені лише зуби, що утворюють на даний момент робочу камеру насоса [75].

Деяко інший підхід при виведенні формули для визначення робочого об'єму насоса обрав в своїй роботі А. Є. Леонов [42]. Він пішов ще далі в напрямку абстрагування від конструкції НШ – замінивши зуби шестерень пластинами (рис. 6.4 та 6.5). Автор під час створення моделі подачі не зміг отримати залежності для миттєвої подачі. Залежність для визначення робочого об'єму насоса була традиційно отримана через крутні моменти, що виникають на шестернях насоса, але це було зроблено оригінальним способом, використавши для цього теорему для визначення площі паралелограма через його діагоналі (рис. 6.5) [75].

Рисунок 6.4 – Схема шестеренного насоса для визначення рівняння процесу подачі по А. Є. Леонову [75]

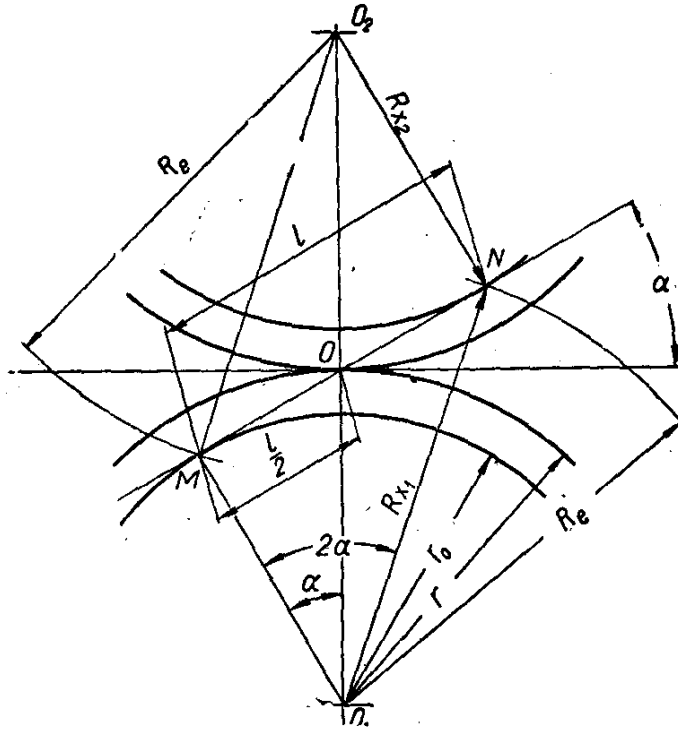


Рисунок 6.5 – Схеми зубчастого зачеплення шестерень НШ для визначення рівняння процесу подачі шестеренного насоса по А. Є. Леонову [75]

Підбиваючи підсумок, можна відмітити наступне. Існуючі моделі не пояснюють повною мірою принцип роботи НШ за подачею, хоча і підходять до цього доволі близько. Це стримує розвиток шестеренного насоса в напрямку підвищенні подачі.

Традиційно, подачу НШ підвищують, збільшуючи робочий об'єм НШ шляхом збільшення розмірів його робочих елементів – шестерень. В літературі зустрічається більше півтора десятка формул для визначення подачі НШ [41, 42, 56, 75].

Результати теоретичних досліджень, що відображають залежність подачі НШ від параметрів зубчастого зачеплення Т.М. Башта пропонує у вигляді [65, 66]:

$$Q = \frac{2 L b n}{m \cos \alpha} \left( m^2 z - m^2 - \frac{L^2}{12} \right), \quad (6.7)$$

де  $L$  - довжина лінії зачеплення, мм;

$m$  - модуль зачеплення, мм;

$\alpha$  - кут зачеплення, град;

$b$  - ширина вінця шестерні, мм;

$n$  - частота обертання, об/с;

$z$  - число зубів шестерень.

Оскільки нас цікавить залежність подачі НШ від параметрів зубчастого зачеплення, то перетворимо залежність (6.7) наступним чином. Спочатку знайдемо робочий об'єм насоса, тобто подачу НШ за один оберт [76]

$$V_0 = \frac{2 L b}{m \cos \alpha} \left( m^2 z - m^2 - \frac{L^2}{12} \right), \quad (6.8)$$

Тоді, робочий об'єм, що доводиться на одиницю ширини вінця шестерень складе

$$V_1 = \frac{2 L}{m \cos \alpha} \left( m^2 z - m^2 - \frac{L^2}{12} \right). \quad (6.9)$$

Довжину лінії зачеплення можна визначити відповідно з залежністю

$$L = 2 m z \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.10)$$

Підставивши (6.10) у (6.9), отримаємо:

$$V_1 = 4 z^2 m^2 \cos \alpha_0 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha} \left( 1 - \frac{1}{z} - \frac{\cos^2 \alpha_0 \operatorname{tg}^2 \alpha}{3} \right). \quad (6.11)$$

Аналізуючи отриману залежність (6.11) бачимо, що подача НШ пропорційна квадрату модуля зачеплення і квадрату кількості зубів шестерень.

В роботі [76] представлено спрощену залежність для визначення подачі НШ у виді

$$Q = 2 \pi n b m^2 (z + 1), \quad (6.12)$$

Визначимо з (6.12) робочий об'єм насоса, що приходиться на одиницю ширини вінця шестерень:

$$V_1 = 2 \pi m^2 (z + 1), \quad (6.13)$$

Аналіз отриманої залежності (6.13) показує, що подача НШ пропорційна квадрату модуля зачеплення і числу зубів шестерень в першому ступені.

Аналіз відомих методів розрахунку подачі НШ, проведений в роботі [77] показав, що найбільш точно визначити подачу НШ можна за тими залежностями, які відображають принцип роботи НШ. Автор публікації [77] рекомендує для точного розрахунку робочого об'єму насоса використовувати наступні моделі:

$$V_0 = 0,5 \pi b \left( D_e^2 - d^2 - \frac{t_o^2}{3} \right), \quad (6.14)$$

$$V_0 = 2 b z (S_w - 0,5 S_{v \min}), \quad (6.15)$$

де  $S_w$  - площа міжзубової западини, мм<sup>2</sup>;

$S_{v \min}$  - площа мінімального об'єму у ВП, мм<sup>2</sup>.

При визначенні подачі НШ за залежністю (6.15) необхідно обчислити значення площ міжзубової западини  $S_w$  і площі ВП в момент її мінімального об'єму  $S_{v \min}$ . Для обчислення зазначених площ скористаємося формулами, запропонованими Є.М. Юдіним, А.Ф. Осиповим, Є.А. Рибкіним та А.А. Усовим [76, 77]:

- для розрахунку площі міжзубової западини  $S_w$

$$S_w = R_e^2 \left[ \frac{\pi}{z} + \operatorname{inv}(\gamma_e) - \left( \frac{\phi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right] - r_o^2 \frac{\operatorname{tg}^3 \gamma_e}{3} - R_i^2 \left[ \frac{\pi}{z} - \left( \frac{\phi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right], \quad (6.16)$$

- для розрахунку площі ВП в момент її мінімального об'єму  $S_{v \min}$

$$S_{v \min} = 2 \left\{ r_o^2 \left[ \frac{\pi}{z} \left( \operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{\operatorname{tg}^3 \gamma_e}{3} \right] \right\} - R_e^2 \left( \frac{\phi}{2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \gamma_e \right) - R_i^2 \left[ \frac{\pi}{z} - \left( \frac{\phi}{2} + \operatorname{inv} \alpha \right) \right], \quad (6.17)$$

де  $D_e, R_e$  - діаметр і радіус кола вершин зубів шестерень, мм;

$\gamma_e$  - кут вершини евольвенти, град, рад;

$\phi$  - кут дуги зуба по початковому колу, град, рад;

$z$  - число зубів шестерень;

$D_i, R_i$  - діаметр і радіус кола западин зубів шестерень, мм;

$\alpha$  - кут зачеплення передачі, град;

$\operatorname{inv}(x)$  - інволюта від  $x$  – спеціальна функція, що визначається як:

$$\operatorname{inv}(x) = \operatorname{tg}(x) - x. \quad (6.18)$$

Для подальшого аналізу випишемо залежності взаємозв'язку основних елементів зубчастого зачеплення від вихідних параметрів:

- діаметр основного кола:

$$d_0 = m z \cos \alpha_0, \quad (6.19)$$

- зовнішній діаметр шестерень:

$$D_e = \frac{d_0}{\cos \gamma_e}, \quad (6.20)$$

Зовнішній діаметр шестерень може бути визначений за такими залежностями:

$$D_e = \frac{d_0}{\cos \gamma_e}, \quad (6.20)$$

$$D_e = m(z + 2\chi + 2\xi - 2\xi_y), \quad (6.21)$$

- діаметр початкового кола

$$d = \frac{d_0}{\cos \alpha}, \quad (6.22)$$

- крок зубчастого зачеплення по основному колу

$$t_0 = m \pi \cos \alpha_0, \quad (6.23)$$

де  $\Delta s$  - бічний зазор, мм;

$d$  - діаметр початкового кола, мм;

$t_0$  - крок зубчастого зачеплення по основному колу, мм;

$\alpha$  - кут зачеплення передачі, град;

$\xi$  - коефіцієнт профільного зміщення;

$\xi_{zp}$  - коефіцієнт зрівняльного зміщення;

$\chi$  - коефіцієнт висоти головки зуба;

$\alpha_0$  - кут вихідного профілю.

$m$  - модуль зачеплення, мм;

$n$  - частота обертання насоса,  $c^{-1}$ .

Залежності (6.14), (6.15) і (6.18 ... 6.23) являють собою залежності, що відображають принцип роботи НШ. Так, із залежності (6.15) бачимо, що робочий об'єм насоса НШ визначається площею міжзубової западини без площі, що займає ВП в момент, коли її об'єм має мінімальне значення. РР через особливості конструкції не може бути повністю витіснена із ВП.

Аналіз залежностей (6.2) та (6.14...6.23) показує, що подачу НШ можна збільшити кількома шляхами, а саме:

- по-перше, збільшенням частоти обертання шестерень;
- по-друге, збільшенням робочого об'єму шестеренного насоса.

З залежностей (6.14...6.23) бачимо, що збільшення геометричних параметрів зубчастого зачеплення НШ тягне за собою збільшення робочого об'єму насоса, а отже і підвищення подачі НШ можливе збільшенням:

- ширини вінця шестерні  $b$ , М (мм);
- числа зубів шестерень  $z$ ;
- модуля зачеплення  $m$  (мм);
- коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$ ;
- коефіцієнта висоти головки зуба шестерні  $\chi$ .

В роботах Т.М. Башти зазначено в [76, 77] представлені результати теоретико-емпіричного дослідження залежності габаритних розмірів НШ від параметрів зубчастого зачеплення його шестерень. При цьому, Т.М. Баштою було встановлено, що для зменшення габаритів НШ число зубів шестерень  $z$  бажано вибирати якомога найменшим, а модуль зачеплення при цьому збільшувати, що автором робіт [42, 76] не відмічено, зате наочно представлено на рис. 6.6.

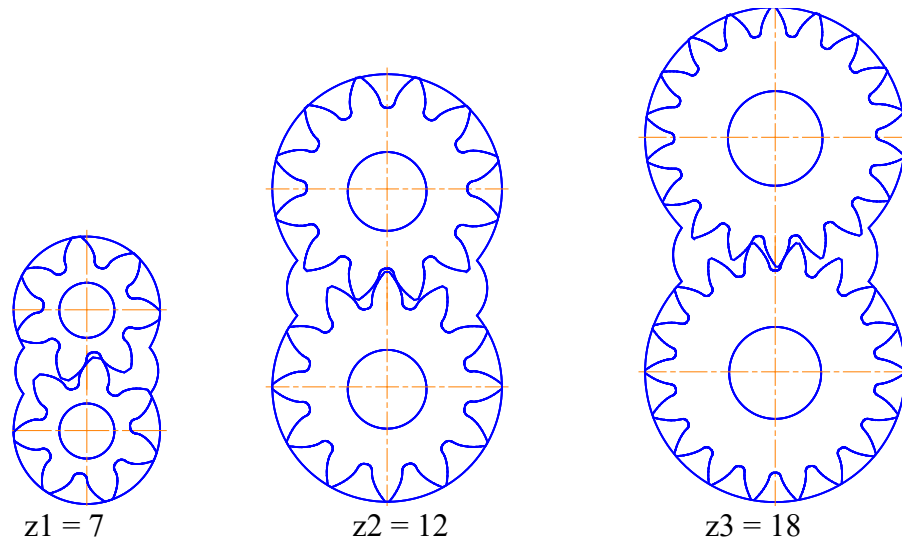


Рисунок 6.6 – Порівняльні габарити шестеренних насосів рівної продуктивності залежно від числа зубів шестерень  $z_1 = 7$ ,  $z_2 = 12$ ,  $z_3 = 18$  [77]

З рис. 6.6 бачимо, що із зменшенням числа зубів з  $z_3 = 18$  до  $z_1 = 7$  габаритні розміри НШ зменшуються практично вдвічі при збереженні робочого об'єму насоса. Це можливе лише завдяки одночасному зростанню модуля зачеплення. За якою закономірністю має зростати модуль зачеплення в роботах [77, 78] не зазначено.

Власний аналіз визначення ступеня впливу модуля зачеплення  $m$  та числа зубів шестерень  $z$  на робочий об'єм насоса показав наступні результати. Для цього залежність (6.8), що використовується для обчислення робочого об'єму насоса виразимо через зазначені параметри – модуль  $m$  і число зубів шестерень  $z$ . В результаті отримуємо:

$$V_0 = 0,5 \pi b \left( \frac{(m z \cos \alpha_0)^2}{\cos^2 \gamma_e} - \frac{(m z \cos \alpha_0)^2}{\cos^2 \alpha} - \frac{(m \pi \cos \alpha_0)^2}{3} \right), \quad (6.24)$$

Винісши вираз  $(m z \cos \alpha_0)^2$  за дужки отримуємо:

$$V_0 = 0,5 \pi b m^2 z^2 \cos^2 \alpha_0 \left( \frac{1}{\cos^2 \gamma_e} - \frac{1}{\cos^2 \alpha} - \frac{\pi^2}{3 z^2} \right). \quad (6.25)$$

З отриманого виразу (6.25), бачимо, що робочий об'єм насоса пропорційний квадрату модуля та квадрату числа зубів шестерень. Більше того, на перший погляд може здатися, що зростання кількості зубів шестерень має на зростання робочого об'єму насоса більший вплив, ніж модуль зачеплення. Проте, знаючи в яких межах змінюється кут вершин зубів  $\gamma_e = 35^\circ \dots 50^\circ$ , кут зчеплення  $\alpha = 20^\circ \dots 35^\circ$  і число зубів  $z = 8 \dots 16$  можливо оцінити кожен із складових в дужках виразу (6.25). Така оцінка була зроблена для граничних значень коефіцієнт профільного зміщення при розрахунку зубчастого зачеплення НШ за методикою Є.М. Юдіна [65]. В результаті було отримано такі результати:

– при  $z = 8$ ,  $\gamma_e = 49^\circ$  і  $\alpha = 33^\circ$  доданки в дужках приймуть значення::

$$(2,32 - 1,42 - 0,051) \approx 0,85$$

– при  $z = 16$ ,  $\gamma_e = 38^\circ$  і  $\alpha = 28^\circ$  доданки в дужках приймуть значення:

$$(1,61 - 1,28 - 0,0013) \approx 0,329.$$

З наведених оціночних розрахунків бачимо, що третій доданок в дужках суттєво (майже на два порядки) менший двох перших, а тому не має істотного впливу на суму в дужках і ними можна знехтувати. Тоді даючи оцінку ступеня впливу модуля зачеплення та числа зубів шестерень за залежністю (6.25) приходимо до висновку про рівноправність цих параметрів. Разом з тим, із наведених розрахунків бачимо, що зі зростанням числа зубів

шестерень  $z$  різниця між першим і другим членами у дужках виразу (6.25) зменшується, знижуючи тим самим і робочий об'єм насоса. З наведених розрахунків бачимо, що збільшення числа зубів вдвічі від  $z=8$  до  $z=16$  подача зменшується в рази  $0,85/0,329=2,58$ .

Ці результати повністю збігаються з результатами, отриманими Т.М. Баштою (рис. 6.6) [75 -77], який встановив, що при проектуванні НШ для збільшення питомих показників по подачі рекомендується число зубів шестерень вибирати за інших рівних умов якнайменшим, а модуль зубчастого зачеплення якомога більшим. При цьому швидкість зростання подачі НШ перевищує швидкість зростання її габаритних розмірів. Це видно на рис. 6.6 [75 -77], на якому наведено порівняння габаритних розмірів НШ однієї і тієї ж продуктивності при різних числах зубів та модулях зубчастого зачеплення.

Однак, відомо, що при зменшенні числа зубів зменшується їх міцність через підрізання ніжок, а також збільшується пульсація тиску і подачі НШ.

Сутність запропонованої Юдіним Є.М. [65] методики підвищення подачі НШ зводиться до одночасного впливу на вихідні геометричні параметри ЗЗ, зокрема на зовнішній діаметр  $D_e$  двох вихідних параметрів – коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$  та коефіцієнта висоти головки зуба шестерень  $\chi$ . Обидва коефіцієнти спрямовані на збільшення зовнішнього діаметра шестерень, що, як випливає із залежностей (6.14...6.23), сприяє збільшенню робочого об'єму насоса.

Особливу увагу привернула робота Козерода Ю.В., присвячена дослідженню впливу геометричних параметрів зубчастого зачеплення на функціональні показники НШ [66]. Досліджувався вплив таких параметрів зубчастого зачеплення шестерень, як число зубів шестерень  $z$  та коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$  на подачу НШ. Як критерій оцінки впливу досліджуваних параметрів зубчастого зачеплення на подачу НШ був прийнятий коефіцієнт, що визначається залежністю:

$$K = \frac{V - V_0}{V_0} 100\%, \quad (6.26)$$

де  $V_0$  - робочий об'єм насоса, при коефіцієнті профільного зміщення, що дорівнює нулю  $V_0$ ;

$V$  - поточне значення робочого об'єму насоса, при позитивному значенні коефіцієнта профільного зміщення,  $\xi > 0$ .

На рис 6.7 представлена залежність коефіцієнта  $K$  у відсотках від коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$  та числа зубів шестерень  $z$  [18].

Рисунок 6.7 – Залежність коефіцієнта  $K$  від коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$  та числа зубів шестерень  $z$  за Козеродом Ю.В. [66]

З рис. 6.7 бачимо, що оптимальне значення коефіцієнта профільного зміщення лежить в межах [11]:

$$0,2 \leq \xi \leq 0,3 \quad (6.27)$$

Крім цього, з рис. 6.7, бачимо, що найбільший вплив на підвищення подачі НШ надає коефіцієнт профільного зміщення на зубчате зачеплення із мінімальним числом зубів [11].

Робота Лур'є З.Я. [42] присвячена багатокритеріальній оптимізації параметрів зубчастого зачеплення НШ. Як критерії оптимізації були обрані параметри, що визначають якість роботи зубчастого зачеплення НШ. До цих параметрів автори відносять: КПЗЗ  $\varepsilon$ , питомий коефіцієнт ковзання  $\lambda$ , товщину зуба біля вершини  $S_e$ , а також відсутність інтерференції зубів шестерень. В цій роботі досліджується математична модель зубчастого зачеплення, яка описує основні залежності розрахунку зубчастого зачеплення, з відповідними обмеженнями на область існування ЗЗ, а також взаємозв'язок параметрів зубчастого зачеплення шестерень з функціональними параметрами НШ.

Але оскільки автори роботи [42] ставили завдання знайти оптимальні параметри, які б одночасно задовольняли багатьом критеріям працездатності зубчастого зачеплення всередині існуючої системи розрахунку, то, природно, знайти відповідь, як кардинально підвищити подачу НШ не вдалося.

Крім збільшення робочого об'єму насоса одним із методів збільшення подачі НШ, як впливає із залежності (6.2), є збільшення частоти його обертання. Метод має цілу низку переваг.

– прямо пропорційну залежність подачі НШ  $Q$  частоті його обертання  $n$ , а оскільки, при цьому маса і габарити НШ залишаються без зміни, то це дозволяє пропорційно збільшити і питому потужність НШ;

– збільшення несучої здатності гідродинамічних підшипників ковзання завдяки збільшенню частоти обертання насоса  $n$ ;

– збільшення тиску, що розвивається НШ завдяки збільшенню частоти його обертання.

До суттєвих недоліків цього методу відноситься проблема, що виникає в процесі всмоктування РР. Зі збільшенням частоти обертання НШ пропорційно скорочується час заповнення камери всмоктування. Оскільки, при цьому зростають і відцентрові сили, що перешкоджають процесу всмоктування, які пропорційні квадрату кутової швидкості, то гострота проблеми ще більше зростає.

Існує проблема і з частотою приводу, яка визначається частотою обертання електродвигуна або двигуна внутрішнього згорання, найчастіше дизеля. Частота обертання двигуна, як правило, не перевищує  $n = 40$  об/с. Для суттєвого збільшення частоти обертання необхідно ставити мультиплікатор, що різко знижує питомі показники гідроприводу. Іншими словами, безумовно, перспективна ідея підвищення подачі шляхом збільшення частоти обертання НШ виходить за межі технічної системи «шестеренний насос» і стосується надсистеми «привід НШ – НШ».

З вищевикладеного бачимо, що у відомих роботах виникає деяка неоднозначність та невідповідність результатів, зокрема за ступенем впливу параметрів зубчастого зачеплення на подачу НШ. Це може бути пояснено різними вихідними передумовами, які використовували автори при отриманні наведених залежностей, а також відсутністю критерію оцінки ступеня досконалості зубчастого зачеплення за подачею, що передбачає необхідність подальшого розвитку теоретичних основ підвищення подачі НШ.

### **6.3 Аналіз конструктивних рішень підвищення подачі шестеренних насосів**

В цьому розділі розглянемо збільшення робочого об'єму насоса НШ наступними шляхами:

– збільшенням ширини вінців шестерень  $b$ , мм;

– збільшення зовнішнього діаметра шестерень насосів  $D_e$ , мм, що може бути реалізовано або шляхом збільшення числа зубів шестерень  $z$  при постійному модулі  $m = const$  або шляхом збільшення модуля зачеплення  $m$  при постійній кількості зубів шестерень  $z = const$ .

Одним із простих методів збільшення подачі НШ шляхом збільшення робочого об'єму насоса є збільшення ширини вінця шестерень. Цей метод дуже зручний для збільшення типорозміру НШ у межах типоразмерного ряду.

Для задоволення потреби промисловості в НШ різної потужності складають типорозмірні ряди НШ шляхом послідовного збільшення геометричних параметрів його шестерень.

Розподіл всіх НШ на типорозмірні ряди було зроблено для підвищення ефективності організації виробництва. Дійсно дуже зручно, з організаційної точки зору, мати всередині типорозмірного ряду цілий ряд НШ із робочим об'ємом насоса, що збільшується. При цьому для всіх типорозмірів НШ всередині типорозмірного ряду використовують одні і ті ж корпусні деталі, шестерні з одним і тим же модулем і кількістю зубів, цапфи одного і того ж діаметра і довжини, що передбачає використання однакових підшипників. Відрізняються шестерні НШ всередині типорозмірного ряду лише за шириною вінця  $b$ .

Для оцінки ступеня досконалості НШ введемо такий інтегральний показник, як питома потужність, яка показує, яка потужність доводиться на одиницю маси НШ і яка визначається відповідно до залежності [72]:

$$K_p = \frac{P}{m}, \quad (6.28)$$

де  $P$  - потужність, що розвивається шестеренний насос, кВт;

$m$  - маса шестеренного насоса, кг.

Питома потужність, яку розвиває НШ, зростає по мірі збільшення його робочого об'єму насоса і досягає свого граничного значення наприкінці відповідного типорозмірного ряду, досягаючи свого максимального, на сьогоднішній день, значення 11,3 кВт/кг для НШ конструктивного виконання типу НШ-М (Master). Збільшення робочого об'єму насоса всередині типорозмірного ряду відбувається за рахунок збільшення ширини вінця шестерні. Однак, при досягненні ширини вінця шестерні граничного значення подальше зростання потужності та подачі НШ всередині типорозмірного ряду припиняється. При переході від меншого типорозмірного ряду до більшого показник питомої потужності падає, проте в кінці типорозмірного ряду цей показник зростає і досягає значень, що перевершують значення попереднього ряду.

На рис. 6.8 представлені ескізи шестерень насосів, що відрізняються один від одного тільки шириною вінців. На рис. 6.9 показані фотографії шестерень насосів, що випускаються на АТ «Гідросила» з однаковим модулем  $m$  і однаковою кількістю зубів, але різною шириною шестерень  $b$ .

Рисунок 6.8 – Ескізи шестерень одного типорозмірного ряду, що відрізняються шириною вінців  $b$ .

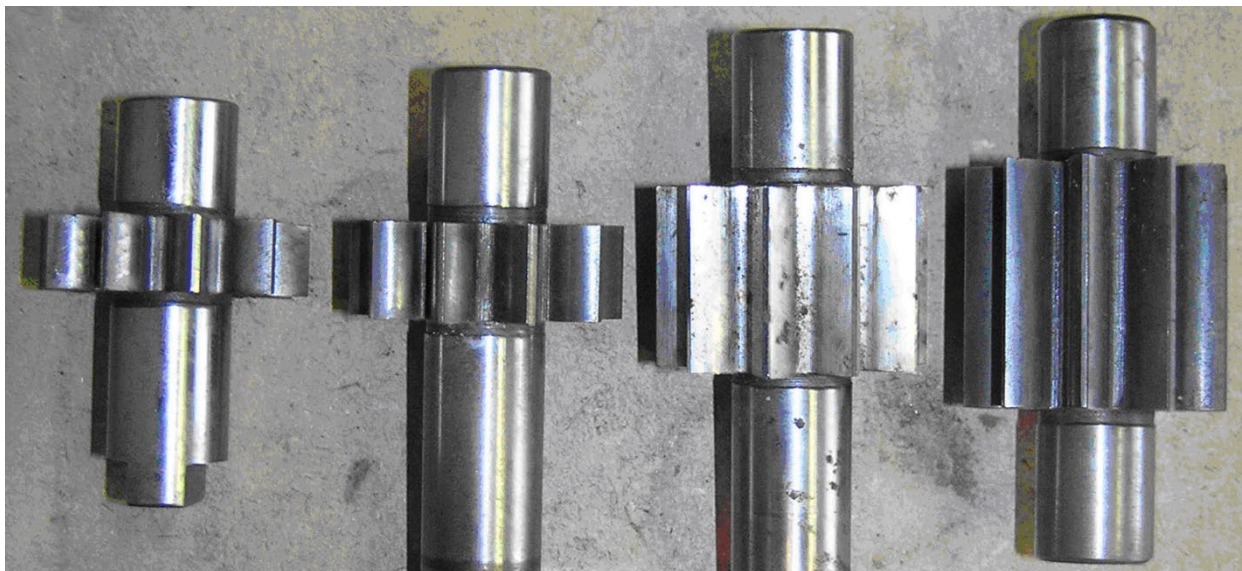


Рисунок 6.9 – Фотографії шестерень НШ, подачу яких збільшують шляхом збільшення ширини вінців шестерень  $b$  (АТ «Гідросила»).

З рис. 6.8 та рис. 6.9 бачимо, що зі збільшенням ширини вінця пропорційно зростає як робочий об'єм насоса, так і габарити шестерень, а отже і габарити всього вузла, що качає, і НШ загалом.

До переваг способу підвищення робочого об'єму насоса за рахунок збільшення ширини вінця шестерні слід віднести простоту його здійснення в умовах виробництва. Спосіб дозволяє легко, з точки зору організації виробництва, створити всередині типорозмірного ряду насос з будь-яким робочим об'ємом насосу, необхідним замовнику.

До недоліків способу збільшення робочого об'єму насоса збільшенням ширини вінців шестерень слід віднести:

- конструктивні обмеження способу: через надмірне зростання ширини шестерень пропорційно зростає і навантаження на підшипники насоса;
- технологічні обмеження, пов'язані зі зменшенням точності такого параметра, як похибка напрямку зубів шестерень при виготовленні шестерень зі збільшеною шириною вінців  $b$ ;
- із пропорційним збільшенням робочого об'єму насоса, також пропорційно зростають і габаритні розміри шестерень і всього насоса в цілому, що не сприяє підвищенню питомого показника потужності, а отже і не сприяє зростанню технічного рівня НШ.

Для подальшого збільшення потужності насоса переходять до наступного типорозмірного ряду, в якому використовують зубчате зачеплення шестерень зі збільшеними геометричними параметрами, зокрема по зовнішньому діаметру. Адже із залежностей (6.7 - 6.15) випливає, що збільшення зовнішнього діаметра (радіуса) шестерень сприяє зростанню робочого об'єму насоса в квадратичній залежності. Це зазвичай досягається проектуванням зубчастого зачеплення зі збільшеним модулем зачеплення  $m$ .

Збільшення зовнішнього діаметра шестерень можливе підвищенням кількості зубів шестерень  $z$ , або модуля зачеплення  $m$ , а також одночасно  $z$  і  $m$ .

На рис. 6.10 представлені ескізи вінців шестерень, розрахованих для модуля  $m = 5$  мм та різного числа зубів  $z = 8, 10, 12, 16$ .

Рисунок 6.10 - Ескізи вінців шестерень при постійному модулі  $m = 5$  мм та числі зубів  $z = 8, 10, 12, 16$ .

На рис. 6.11 представлені фотографії шестерень насосів НШ з різним числом зубів та однаковим модулем, що випускаються АТ «Гідросила». З рис. 6.11 бачимо, що збільшення числа зубів всього на один зуб приводить до збільшення діаметра і габаритів шестерень.

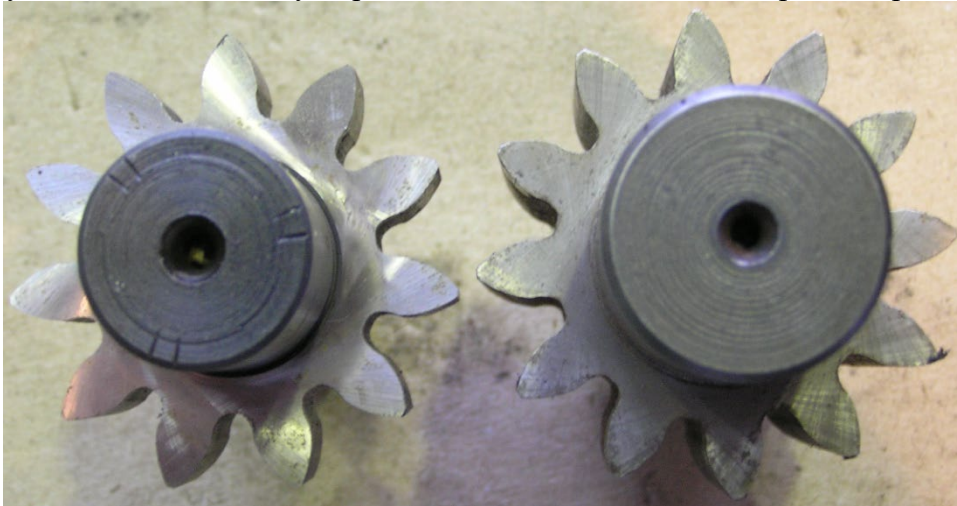


Рисунок 6.11 – Фотографії шестерень НШ, що випускаються Кропивницьким АТ «Гідросила» з різним числом зубів та однаковим модулем  $m = 4,5$  мм.

Для дослідження впливу зміни модуля на робочий об'єм насоса були розраховані шестерні з постійним числом зубів  $z = 8$  та значеннями модуля  $m = 4, 5, 6$  і  $8$ . Ескізи розрахованих за вказаними параметрами шестерень представлені на рис. 6.12.

Рисунок 6.12 – Ескізи вінців шестерень при модулі  $m = 4, 5, 6$  і  $8$  та постійному числі зубів  $z = 8$ .

Аналізуючи результати, приведені на рис 6.10 - 6.12 бачимо, що із збільшенням числа зубів та модуля зачеплення діаметр шестерень зростає, а, отже, збільшується і робочий об'єм насоса, притому за квадратичною залежністю (див. (6.7)). Але при цьому ростуть і габаритні розміри шестерень, габарити вузла, що качає, і всього насоса в цілому.

При цьому на відміну від попереднього способу збільшення робочого об'єму насоса збільшенням ширини вінця, зростання вузла, що качає по діаметру практично не позначається на зростанні навантажень на підшипники. Це пояснюється тим, що із зростанням діаметра шестерень з'являється можливість і зростання діаметра цапф шестерень.

Існує тенденція, яка полягає в тому, що зі зростанням зовнішнього діаметра шестерень зменшується частота обертання насоса. Це пояснюється тим, що із зростанням зовнішнього діаметра зростає лінійна швидкість вершин зубів при обертанні шестерень і виникає небезпека переходу від ламінарного до турбулентного режиму течії РР, що призводить до різкого зниження об'ємного ККД НШ [77, 78]. А тому, в НШ робочий об'єм насоса підвищують традиційним методами – збільшенням габаритних розмірів шестерень показник питомої потужності падає. Виходячи з цього можна зробити такі висновки.

Збільшення числа зубів шестерень  $z$  і модуля  $m$  сприяють зростанню діаметра шестерень  $D_e$ , а оскільки при визначенні робочого об'єму насоса діаметр шестерень входить до розрахункових формул (6.7) - (6.15) в квадраті, то робочий об'єм насоса є квадратичною функцією від цих параметрів - числа зубів шестерень  $z$  і модуля  $m$ .

Разом з тим в роботах Т.М. Башти [65, 77] та власними дослідженнями (див. п. 6.4.1) встановлено, що збільшення модуля  $m$  при одночасному зменшенні числа зубів  $z$  сприяє зростанню подачі насоса при одночасному зменшенні діаметра шестерень. Цей метод сприяє підвищенню подачі НШ, а отже, і технічного рівня НШ. Однак, суттєве збільшення модуля приводить до зростання діаметра шестерень, надмірне збільшення якого пов'язане з обмеженням частоти обертання.

Узагальнюючи результати аналізу літературних джерел бачимо, що всі різноманітні способи підвищення подачі НШ можна класифікувати у вигляді схеми, представленої на рис. 6.13.

### Рисунок 6.13 – Класифікація відомих методів підвищення подачі шестеренного насоса

З вищевикладеного випливає, що практично всі відомі способи підвищення подачі НШ пов'язані із зростанням габаритних розмірів рухомих елементів насоса - шестерень. Таке лобове вирішення задачі збільшення подачі НШ пов'язане з одночасним зростанням габаритних розмірів і маси, як вузла, що качає, так і насоса в цілому. Тому, ці методи підвищення подачі слід віднести до екстенсивного шляху розвитку НШ, які на сьогоднішній день вичерпали свої можливості і не сприяють підвищенню технічного рівня НШ за питомими показниками.

Запропонований авторами спосіб підвищення подачі [68, 70] відноситься до інтенсивного шляху підвищення подачі, оскільки забезпечує підвищення подачі без зростання габаритних розмірів і маси НШ. Зазначений спосіб підвищення подачі ґрунтується

на запропонованому авторами уточненому розумінні принципу подачі РР в НШ і забезпечується зменшенням від'ємної складової, що виникає в процесі подачі в НШ

#### 6.4 Аналіз методів розрахунку зубчастого зачеплення шестеренних насосів

Перші роботи з проектування та розрахунку зубчастого зачеплення НШ з'явилися до кінця сорокових років. В цій галузі плідно працювали такі дослідники, як Т.М. Башта, А.Ф. Осіпов, В.М. Прокоф'єв, Є.А. Рибкін, А.А. Усов, Є.М. Юдін та інші [33].

Розвиток теорії евольвентного зубчастого зачеплення налічує не один десяток років і за цей час інженерам і дослідникам вдалося досягти межі можливостей евольвентного зачеплення. Існуюча система розрахунку та проектування зубчастого зачеплення до останнього часу задовольняла виробництво НШ, що виглядає цілком правдоподібно. Адже відомо, що такі марки насосів, як НШ-10Е (НШ-10Г), НШ-32У (НШ-32УК), НШ-46У і НШ-50У (НШ-50УКФ) випускалися не один десяток років без істотних вдосконалень їх конструкції та технічних параметрів.

Одним із шляхів підвищення технічного рівня НШ є подальше вдосконалення зубчастого зачеплення НШ. Цей напрямок виглядає перспективним, оскільки в теорії та практиці насособудування накопичилося багато нових знань, які необхідно впорядкувати та систематизувати.

При аналізі відомих науково-технічних джерел з розрахунку зубчастого зачеплення НШ були виявлені наступні методики розрахунку. Розрахунок зубчастого зачеплення НШ по Є.М. Юдіну [65], стандартний розрахунок, відповідно до ДСТУ ISO 6336 [79] та розрахунок зубчастого зачеплення через узагальнюючі параметри, відповідно до методики розробленої Е. Б. Вулгаковим [33].

Для розрахунку зубчастого зачеплення необхідно визначитись із початковими умовами. До таких умов зазвичай відносять такі дані:

- кут вихідного профілю  $\alpha = 20^\circ$ ;
- коефіцієнт висоти головки зуба  $h_a^* = 1,0$ ;
- коефіцієнт висоти ніжки зуба  $h_f^* = 1,25$ ;
- коефіцієнт граничної висоти  $h_l^* = 2,0$  (коефіцієнт, що визначає граничну висоту прямозубого профілю)  $h_l^* = 2,0$ ;
- коефіцієнт граничної висоти  $h_l^* = 2,0$  (коефіцієнт, який визначає граничну висоту прямолінійного профілю);
- коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої  $\rho_f^* = 0,38$ ;
- коефіцієнт радіального зазору  $c^* = 0,25$
- умова відсутності загострення вершин зубів  $S_e \geq 0,2 m$  (6.35)
- умова відсутності підрізання зуба (визначення мінімального можливого коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення  $\xi \geq \xi_{\min}$  (6.95)
- умови відсутності інтерференції:  $\rho_l \leq \rho_p$  (6,96) і (6,97).
- коефіцієнт перекриття зубчастого зачеплення  $\varepsilon \geq 1$  (6.98).

Абсолютні розміри зуба вихідного контуру отримують множенням перерахованих коефіцієнтів на модуль зачеплення.

Найважливішим параметром зубчастого зачеплення є модуль зачеплення  $m$ , який відіграє роль масштабного чинника. Зазвичай модуль зубчастого зачеплення визначають на попередній стадії розрахунку, виходячи з необхідного робочого об'єму насоса  $V_0$ . Визначимо найпростішу залежність для попереднього визначення модуля зачеплення  $m$  виходячи з наступних міркувань.

Розрахунок робочого об'єму насоса зазвичай виконують відповідно до залежності (6.14). Запишемо цю залежність як (6.25). Оцінка частини виразу (6.25) у дужках наведена у

п. 6.2.1 і лежить в межах, помноживши які на вираз  $(0,5 \cdot \pi \cdot \cos^2 \alpha_0)$ , отримаємо:

$$(0,33\dots 0,85) \cdot 0,5 \cdot \pi \cdot \cos^2 \alpha_0 \approx (0,46\dots 1,2) \quad (6.29)$$

Підставивши отриману оцінку (6.29) у (6.17), отримаємо:

$$V_0 = (0,46\dots 1,2) \cdot b \cdot m^2 \cdot z^2 \quad (6.30)$$

Тоді, модуль зачеплення в першому наближенні можна визначити у відповідності з залежністю:

$$m = \sqrt{\frac{V_0}{(0,46\dots 1,2) \cdot b \cdot z^2}} \quad (6.31)$$

Визначивши модуль зачеплення виконують розрахунок інших геометричних параметрів зубчастого зачеплення НШ.

При цьому, актуальним стає питання оцінки технічного рівня того чи іншого зубчастого зачеплення з погляду ефективності його використання в НШ. Так, зокрема, до теперішнього часу не розроблено критерію оцінки ефективності використання того чи іншого зубчастого зачеплення НШ, зокрема по подачі.

#### 6.4.1 Аналіз методів оцінки досконалості конструктивних рішень підвищення подачі шестеренних насосів

В роботі [78] зазначено, що оптимізація параметрів передбачає наявність цільової функції, в якості якої можуть бути обрані різні показники. Незалежно від виду цільової функції, її екстремум визначає найвигідніше поєднання обраних параметрів. Однак, при розробці складної машини зазвичай недостатньо мати єдине рішення, так як конструктора цікавлять показники декількох варіантів в області оптимуму. Отже, необхідно крім оптимального рішення забезпечити отримання раціональної конструкції гідромашини при довільному поєднанні параметрів, що варіюються. Остаточний вибір їх поєднання ґрунтується на порівнянні показників, що відповідають різним варіантам.

Для порівняльної оцінки ступеня досконалості будь-якої техніки часто використовують такий інтегральний показник як питома потужність, який показує яка потужність доводиться на одиницю маси або об'єму насоса і, який визначається відповідно до (6.28) [11] або наступною залежністю

$$K_V = \frac{P}{V_n}, \quad (6.32)$$

де  $P$  - потужність, що розвиває шестеренний насос, кВт;

$V_n$  - об'єм, який займає насос в просторі, м<sup>3</sup>.

Однак, питома потужність є загальним інтегральним показником, що характеризує технічний рівень насоса в цілому: досконалість вузла, що качає, його підшипників, корпусу та кришок. Оцінити за допомогою цього показника диференційовано досконалість елементів вузла, що качає, не є можливим, оскільки він не включає в себе параметри зубчастого зачеплення в явному вигляді.

Використання для оцінки досконалості зубчастого зачеплення такого показника, як робочий об'єм насоса, що доводиться на одиницю ширини вінця шестерні

$$V_b = \frac{V_0}{b} = 0,5 \pi \left( D_e^2 - d^2 - \frac{t_o^2}{3} \right), \quad (6.33)$$

можливо, тільки якщо порівнювані шестерні мають однаковий діаметр. Ця негативна властивість не дає можливості цьому параметру бути використаним для оцінки досконалості зубчастого зачеплення по подачі в загальному випадку.

#### 6.4.2 Розрахунок геометричних параметрів зачеплення шестеренного насоса за методикою Є.М. Юдіна

При проектуванні зубчастого зачеплення НШ прагнуть отримати конструкцію з максимально можливими показниками подачі. Для цього прагнуть спроектувати зачеплення з мінімально можливою кількістю зубів  $z$  і при максимально можливому модулі зачеплення  $m$  (див. п. 6.2). Прагнення використання мінімальної кількості зубів пов'язані з небезпекою отримання підрізаного зуба, що може зашкодити його міцності на згин. Єдиним виходом із такої ситуації є корекція зуба, тобто використання зубчастого зачеплення з додатнім зміщенням.

Враховуючи переваги такої корекції профілю зуба, величина додатнього коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$  повинна бути обрана більшою величини, що вимагається умовами усунення підрізання профілю. Збільшення коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$  приводить до збільшення кута зачеплення передачі і збільшення радіусів кривизни профілів зубів, що сприятливо позначається на їх контактній міцності.

Збільшення коефіцієнту профільного зміщення  $\xi$  приводить до зменшення КПЗЗ  $\varepsilon$ , що також є позитивним явищем для НШ, оскільки зменшує шкідливий вплив гідродинамічних процесів, що відбуваються у ВП НШ [66]. Адже відомо, що об'єм РР, що витискається з ВП, пропорційний величині  $(\varepsilon - 1)^2$  [65, 66]:

$$\Delta V_g = \frac{b t_0^3}{2 d_0} (\varepsilon - 1)^2, \quad (6.34)$$

що є передумовою для підвищеної пульсації подачі, тиску, і шуму в процесі роботи насоса.

Таким чином, вище були перераховані ті фактори, які сприятливо впливають на зубчасту передачу насоса при збільшенні додатнього коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$ .

Негативними факторами є зменшення радіусу переходу від профілю зуба до западини і зменшення товщини зуба по зовнішньому колу головок зубів шестерень.

Перший фактор зазвичай не є вирішальним, так як запас міцності зубів шестерень насосів на згин кратний не менше 2...5.

Величина коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$  лімітується товщиною зуба на зовнішньому колі головок зубів шестерень  $S_e$ .

В загальному машинобудуванні для цементованих шестерень товщина зуба на зовнішньому колі головок зубів шестерень  $S_e$  обмежується тим, що надмірне зменшення пов'язане з небезпекою сколювання цементованого шару вершини зубів через надлишковий вміст вуглецю в цій зоні.

Крім цього, вершини зубів шестерень є ущільнювальними перемичками, що розділяють камери нагнітання і всмоктування по колу головок шестерень. Ці додаткові специфічні умови визначають мінімально допустиму величину  $S_e$ .

За даними випробування НШ високого тиску, можна вважати допустимою величину  $S_e$ , що визначається з умови [72, 74]:

$$S_e \geq 0,2 m \quad (6.35)$$

При таких перемичках і прийнятих в насосах значеннях радіальних зазорів між колом головок шестерні і циліндричними розточками в корпусі, втрати РР по цих зазорах значно менші втрат по торцевих зазорах.

Отже, в якості системи корекції профілю зубів шестерень насоса можна рекомендувати додатню передачу з доволі великим коефіцієнтом профільного зміщення  $\xi$ , але при умові гарантування товщини зуба у вершини, що визначається умовою (6.35).

Всі перелічені вимоги добре задовольняються в розробленій Е.М. Юдіним системі, аналогічно прийнятій в британському стандарті, згідно з якою дійсну відстань між центрами шестерень визначають з умови [11]:

$$A_d = m(z+1) \quad (6.36)$$

Аналізуючи наведену методику розрахунку геометричних параметрів зубчастого зачеплення приходимо до наступних висновків: спеціальний підбір коефіцієнта профільного зміщення  $\xi$  дозволяє суттєво спростити розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення, але з появою сучасних засобів і можливостей чисельного вирішення математичних задач ця перевага була втрачена.

До недоліків запропонованої методики слід віднести наступне.

Однозначний вибір максимального значення коефіцієнту профільного зміщення  $\xi$  істотно обмежує вибір евольвентних профілів зубів шестерень, що не дає можливості вибору того профілю при проектуванні зубчастого зачеплення насоса, який найбільшою мірою відповідає вимогам, що висуваються до нього.

Відомо, що на область існування зубів шестерень і зубчастого зачеплення накладається ряд обмежень, пов'язаних з такими областями геометричних параметрів, які не дають можливості нормально функціонувати зубчастому зачепленню. В запропонованій методиці ці параметри обмежені тільки двома умовами (6.35) і (6.36) і не передбачена перевірка зубчастого зачеплення на інтерференцію.

Методика розрахунку зачеплення, запропонована Є.М. Юдіним не дає критерію оцінки технічного рівня (досконалості) спроектованого зубчастого зачеплення НШ.

Подальший розвиток насособудування висуває до зубчастого зачеплення нові вимоги, які можуть бути реалізовані під час використання запропонованої Є.М. Юдіним методики розрахунку, що стримує подальший розвиток зубчастого зачеплення, оскільки обмежує область використання евольвентних профілів при вдосконаленні НШ.

#### **6.4.3 Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса за стандартною методикою**

В загальному машинобудуванні було створено стандарт до розрахунку навантажувальної здатності циліндричних зубчатих передач – ДСТУ ISO 6336 [79].

Стандартна методика розрахунку геометричних параметрів зубчастого зачеплення відрізняється від попередньої тим, що дає змогу отримати весь спектр евольвентних профілів.

Обмеження, що накладаються на різноманітність евольвентних профілів, полягають в тому, що при розрахунку геометричних параметрів зубчастого зачеплення використовують спеціальний профіль вихідного контуру, який визначає форму інструменту  $i$ , як правило, вибирається стандартним. Крім цього, модуль зачеплення теж вибирається зі стандартного ряду.

До недоліків запропонованої методики слід віднести неможливість уникати рівнянь для визначення шуканих геометричних параметрів, які виражають відповідні взаємозв'язки в неявному вигляді, рішення яких представлено в стандарті ДСТУ ISO 6336 [79] у вигляді номограм, що стримує використання обчислювальної техніки.

Аналогічно попередньої методики актуальною залишається відсутність критерію оцінки технічного рівня (досконалості) спроектованого зубчастого зачеплення НШ.

Подальший розвиток насособудування пред'являє до зубчастого зачеплення НШ нові вимоги, які не можуть бути реалізовані використанням запропонованої стандартизованої методики розрахунку геометричних параметрів зубчастого зачеплення. Відомі методики розроблені, головним чином, для розрахунку та проектування зубчастого зачеплення для загального машинобудування і не враховують особливостей зачеплення, що використовується в НШ.

#### **6.4.4 Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса в узагальнюючих параметрах за методикою Е.Б. Вулгакова**

В роботах Е.Б. Вулгакова [75] представлені результати принципово нової методики розрахунку геометричних параметрів зубчастого зачеплення, що дозволяє проектувати зачеплення, параметри яких максимально відповідають параметрам, що висуваються до них конструктором.

В результаті з'явилася можливість отримати зачеплення з КПЗЗ  $\varepsilon > 2$  та зубчастого зачеплення з асиметричним профілем зубчастого зачеплення з числом зубів шестерні  $z = 3$ , що неможливо при його проектуванні за стандартною методикою. Розширено області існування зубчастого зачеплення і по іншим параметрам.

Методика розрахунку геометричних параметрів зубчастого зачеплення в узагальнюючих параметрах за методикою Е.Б. Вулгакова знімає обмеження, що накладаються на різноманітність евольвентних профілів при розрахунку зубчастого зачеплення за стандартною методикою.

До недоліків запропонованої методики слід віднести неможливість уникнути рівнянь для визначення шуканих геометричних параметрів, які виражають відповідні взаємозв'язки в неявному вигляді.

Актуальним залишається відсутність критерію оцінки технічного рівня (досконалості) спроектованого зубчастого зачеплення з точки зору ефективності використання в НШ.

Необхідність використання спеціального інструменту для нарізання кожної нової шестерні з новими геометричними параметрами є основним стримуючим фактом для реалізації цього методу на практиці.

Однак, слід зазначити, що при деякому вдосконаленні описаної методики можна отримати зубчасте зачеплення, що дозволить істотно розширити функціональні можливості НШ.

#### **6.5 Критерії оцінювання раціональних параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса по подачі**

Вище неодноразово було підкреслено, що в існуючих теоретичних побудовах не було знайдено жодного критерію, який би давав однозначну оцінку зубчастого зачеплення з точки зору ефективності по подачі вузлом НШ, що качає. Цьому було дано пояснення, яке полягало в тому, що існуючі методики розрахунку тяжіли до методів розрахунку шестерень загального машинобудування. В подальшому ці методики почали пристосовувати до вимог зубчастого зачеплення, яке б більш ефективно використовувалось для виконання функцій саме НШ.

Авторами зроблена спроба розробки такого критерію, який би однозначно оцінював геометричні параметри зубчастого зачеплення НШ з точки зору ефективного забезпечення подачі РР в НШ.

При пошуку критеріїв оцінки раціональних параметрів зубчастого зачеплення вузла НШ, що качає, за подачею в літературних джерелах вдалося знайти лише один параметр, який можна назвати прототипом шуканого критерію – це робочий об'єм насоса, що приходить на одиницю ширини вінця шестерень

$$V_b = \frac{V_0}{b}, \quad (6.37)$$

де  $V_0$  - робочий об'єм насоса, мм<sup>3</sup>;

$b$  - ширина вінця шестерень, мм.

Однак, дослідження цього параметра показали, що він неприйнятний для порівняння подачі насосів з відмінними один від одного параметрами зубчастого зачеплення.

В якості критерію оцінки раціональних технічних параметрів НШ, що характеризує рівень зачеплення НШ за подачею, пропонується застосувати коефіцієнт використання об'єму вінців шестерень насоса (КВОВШ) [78]:

– в першому наближенні у спрощеному вигляді:

$$K_{V_0} = \frac{V_b}{D_e (D_e + A_0)}, \quad (6.38)$$

– більш точно у вигляді

$$K_{V_0,2} = \frac{V_b}{0,25 \pi D_e^2 + D_e \cdot A_0}, \quad (6.39)$$

або:

$$K_{V_0,2} = \frac{V_b}{D_e (0,25 \pi D_e + A_0)}, \quad (6.40)$$

де  $V_b$  - робочий об'єм насоса, що доводиться на одиницю ширини вінця шестерні, мм<sup>3</sup>;

$A_0$  - дійсна міжцентрова відстань, мм;

$D_e$  - діаметр вершин зубів шестерень, мм.

Залежність для визначення робочого об'єму насоса можна навести у вигляді [11]:

$$V_0 = 0,5 \pi b \left( De^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right), \quad (6.41)$$

Підставивши значення робочого об'єму насоса з (6.5) в (6.2) і (6.4), отримаємо:

$$K_{V_0,1} = \frac{\pi \left( De^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right)}{2 D_e (D_e + A_0)}, \quad (6.42)$$

$$K_{V_0,2} = \frac{\pi \left( De^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right)}{2 D_e (0,25 \pi D_e + A_0)}, \quad (6.43)$$

Пропонований КВОВШ  $K_{V_0}$  шестеренного насоса є безрозмірним коефіцієнтом, що дозволяє визначити геометричну ефективність зубчастого зачеплення шестеренних насосів різних типорозмірів за подачею.

КВОВШ насоса  $K_{V_0}$  представляє собою відношення робочого об'єму НШ до об'єму простору, який займають вінці шестерень насоса. Тобто, геометрична сутність КВОВШ  $K_{V_0}$  насоса полягає в тому, що він визначає, яку частину об'єму, зайнятого тілом вінців шестерень насоса, становить робочий об'єм насоса на рис. 6.1 і рис. 6.2 представлена геометрична інтерпретація КВОВШ  $K_{V_0}$ :

– на рис. 6.1 для випадку, коли об'єм вінців шестерень обмежується прямокутним паралелепіпедом;

– на рис. 6.2 для випадку, коли об'єм вінців шестерень обмежується складною фігурою, але більш точно обмежує простір, в якому розташовані вінці шестерень насоса.

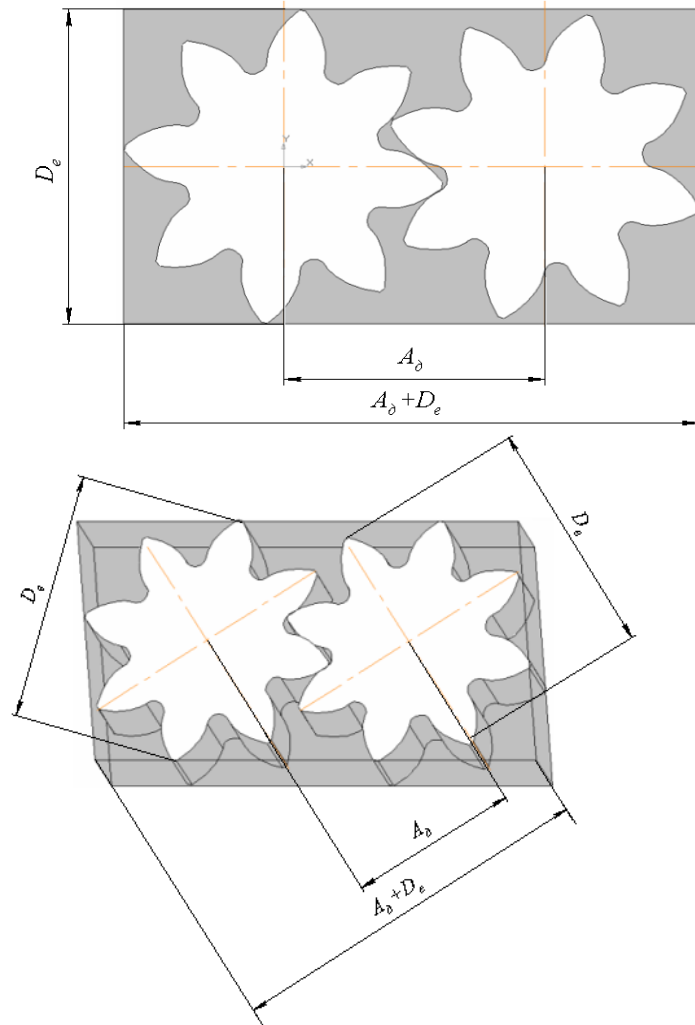
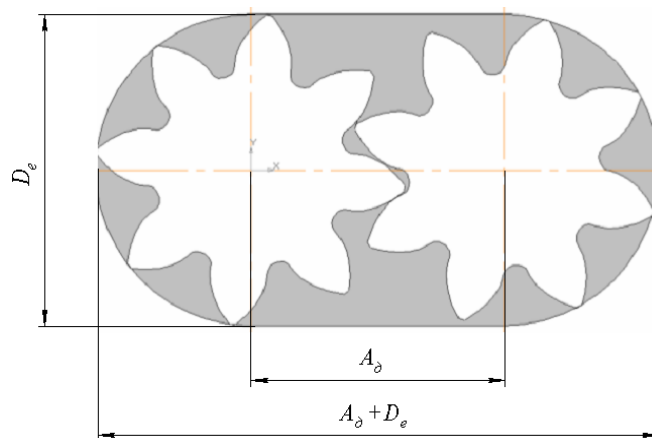


Рисунок 6.1 – Геометрична інтерпретація КВОВШ  $K_{V01}$ , при якому об'єм вінців шестерень обмежений прямокутним паралелепіпедом



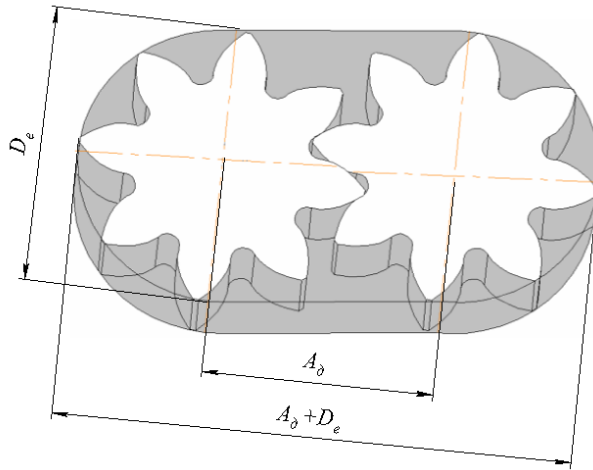


Рисунок 6.2 – Геометрична інтерпретація КВОВШ  $K_{V02}$ , при якому об'єм вінців шестерень з боковою поверхнею обмежується двома циліндричними поверхнями і двома паралельними площинами.

Порівняння між собою коефіцієнтів, представлених залежностями (6.42) і (6.43), видно, що вони практично ідентичні. Але залежність (6.43) більш точно відображає конфігурацію об'єму, що займають вінці шестерень, а тому в подальшому під КВОВШ будемо в основному розуміти залежність (6.43).

Подача є однією з основних характеристик НШ. В роботі [75] проведено ретельний аналіз більш ніж півтора десятка аналітичних залежностей для визначення подачі шестеренного насоса. Відповідно до статті [75] рекомендована залежність для визначення подачі має вигляд:

$$Q = 2bzn(S_w - 0,5 \cdot S_{v\min}), \quad (6.44)$$

де  $b$  - ширина шестерні, мм;

$z$  - число зубів ведучої шестерні;

$n$  - частота обертання ведучої шестерні насоса, об/хв;

$S_w$  - площа міжзубової западини, мм<sup>2</sup>;

$S_{v\min}$  - мінімальна величина об'єму ВП, мм<sup>3</sup>.

Залежність (6.8) можна також представити у вигляді:

$$Q = bzn(2S_w - S_{v\min}), \quad (6.45)$$

Площа міжзубової западини і мінімальний об'єм ВП Є.М. Юдін [65] пропонує визначити у відповідності з наступними залежностями:

$$S_w = R_e^2 \left[ \frac{\pi}{z} + \text{inv} \gamma_e - \left( \frac{\phi}{2} + \text{inv} \alpha \right) \right] - r_o^2 \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} - R_i^2 \left[ \frac{\pi}{z} - \left( \frac{\phi}{2} + \text{inv} \alpha \right) \right], \quad (6.46)$$

$$S_{v\min} = 2 \left\{ \begin{array}{l} r_o^2 \left[ \frac{\pi}{z} \left( \text{tg}^2 \alpha + \frac{\pi^2}{3z^2} + 1 \right) - \frac{\text{tg}^3 \gamma_e}{3} \right] - R_e^2 \left( \frac{\phi}{2} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \gamma_e \right) - \\ - R_i^2 \left[ \frac{\pi}{z} - \left( \frac{\phi}{2} + \text{inv} \alpha \right) \right] \end{array} \right\}, \quad (6.47)$$

де  $r_o$  - радіус основного кола, мм;

$\alpha$  - кут зубчастого зачеплення, рад;

$\gamma_e$  - кут вершини евольвентного профілю, рад;

$R_i$  - радіус кола западин, мм;

$R_e$  - радіус кола вершин, мм;

$\phi$  - кут дуги зуба по начальному колу, рад.

Підставивши значення площі міжзубової западини (6.46) і мінімального об'єму ВП (6.47) в (6.44) або (6.45), а потім в (6.43) після перетворення отримаємо:

$$K_{V_0} = \frac{\pi}{2} \frac{D_e^2 z^2 \cos^2 \alpha - d_0^2 z^2 - \frac{d_0^2 \pi^2 \cos^2 \alpha}{3}}{z^2 \cos \alpha (d_0 + 0,25 \pi D_e \cos \alpha) D_e}. \quad (6.48)$$

Далі випишемо відомі залежності [65] між параметрами зубчастого зачеплення шестерень:

$$A_d \cos \alpha = A_0 \cos \alpha_0, \quad (6.49)$$

$$D_e = \frac{d_0}{\cos \gamma_e}, \quad (6.50)$$

$$A_0 = m z. \quad (6.51)$$

З (6.49) і (6.51) можна записати, що:

$$\cos \alpha = \frac{m z \cos \alpha_0}{A_d}, \quad (6.52)$$

Підставивши наведені вирази в (6.48) після перетворення, отримаємо:

$$K_{V_0} = \frac{\pi}{2} \frac{D_e^2 - A_d^2 - \frac{\pi^2 m^2 \cos^2 \alpha_0}{3}}{D_e (0,25 \pi D_e + A_d)}. \quad (6.53)$$

Знаючи, що:

$$t_0 = \pi m \cos \alpha_0, \quad (6.54)$$

остаточно отримуємо:

$$K_{V_0} = \frac{\pi}{2} \frac{\left( D_e^2 - A_d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right)}{D_e (0,25 \pi D_e + A_d)}, \quad (6.55)$$

### Висновки по розділу 6

1. Існуючі моделі процесу подачі РР в НШ не повною мірою пояснюють принцип нагнітання, що стримує розвиток НШ в напрямку підвищення його подачі.

2. Відомі роботи зі збільшення подачі в більшості випадків, за своїм вмістом тяжіють до теоретико-емпіричного характеру, а їх аналіз показав, що на теперішній час всі вони досягли своєї межі можливостей.

3. Відсутність критерію оцінки досконалості вузла, що качає, з точки зору забезпечення ним подачі супроводжується неоднозначністю і суперечливістю наведених результатів, зокрема про ступінь впливу параметрів зубчастого зачеплення на підвищення подачі НШ. Це також пояснює відсутність постановки задачі підвищення технічного рівня НШ по подачі. Подальше підвищення ефективності зубчастого зачеплення, що використовується в НШ, пов'язане з необхідністю проведення нових поглиблених теоретичних досліджень цього питання.

4. Аналізуючи відомі способи розрахунку геометричних параметрів зубчастого зачеплення ШН приходимо до наступного:

– спосіб розрахунку зубчастого зачеплення по Є.М. Юдіну на теперішній час стримує подальший розвиток зубчастого зачеплення НШ, оскільки обмежує область використання евольвентних профілів при розробці нових моделей НШ;

– стандартні методики, хоча і не мають зазначеного вище недоліку, але спрямовані на розрахунок і проектування зубчастого зачеплення для загального машинобудування і не враховують особливостей зубчастого зачеплення, що використовується в НШ;

– методика розрахунку зубчастого зачеплення за Є.Б. Вулгаковим дозволяє спроектувати зачеплення з унікальними, наперед заданими, технічними параметрами, проте відсутність досвіду в проектуванні зубчастого зачеплення за цією методикою, і необхідність

проектування нового зубонарізного інструменту для кожного, знову проєктованого, зубчастого зачеплення стримує її використання.

З вищевикладеного випливає необхідність розробки нового способу розрахунку зубчастого зачеплення адаптованого під особливості зачеплення в НШ.

5. Попередніми пошуковими дослідженнями встановлено, що змінюючи параметри зубчастого зачеплення можна істотно підвищити технічний рівень вузла, що качає НШ за подачею, що є передумовою для подальшого розвитку теоретичних та експериментальних досліджень з цілеспрямованого пошуку раціональних параметрів зачеплення НШ в напрямку підвищення його подачі.

6. Авторами був запропонований критерій використання об'єму вінців шестерень, який призначений для оцінки геометричних параметрів зубчастого зачеплення шестеренного насоса з точки зору ефективності забезпечення подачі РР в НШ.

## **Розділ 7 Методологія підвищення технічного рівня шестеренного насоса**

### **(Розробка стратегії подальшого вдосконалення шестеренного насоса)**

*В даному розділі наведена методологія підвищення технічного рівня шестеренного насоса, що базується на використанні функціонального аналізу, як шестеренного насоса цілому, так і його окремих деталей на прикладі ведучої шестерні.*

*Методологія функціонального аналізу ґрунтується на ранжуванні шестеренного насоса і його елементів. Ранжування проводили відносно участі того чи іншого елемента насоса у виконанні його головної корисної функції, що полягає в забезпеченні подачі РР під певним, в багатьох випадках доволі значним (10...32 МПа), тиском.*

*В розділі проведено, для прикладу ранжування ведучої шестерні насоса з метою виявлення тих її елементів, які можуть бути вдосконалені в напрямку подальшого зростання технічного рівня шестеренного насоса.*

### **7.1 Теоретичні основи функціонально-вартісного аналізу**

Для розроблення стратегії подальшого вдосконалення шестеренного насоса нами було запропоновано використовувати методологію функціонально-вартісного аналізу (ФВА).

Відомо, що споживача цікавить не сама машина, пристрій чи апарат (надалі — технічна система (ТС)), а та функція, яку вона виконує. Виходячи з цього, система ФВА базується на аналізі ТС та її елементів з точки зору ефективності її функціонування.

ФВА є одним з універсальних методів техніко-економічного дослідження технічних об'єктів, який об'єднує в єдину систему економічні, організаційні та творчі прийоми розв'язання завдань.

Метод ФВА ґрунтується на уявленні про те, що в будь-якому об'єкті (виробі, процесі, структурі управління) існують приховані резерви його вдосконалення:

- підвищення функціональних можливостей об'єкта;
- зниження надлишкових витрат.

Традиційна методика ФВА спрямовує основні зусилля на економічну складову — на вартість виконання функцій ТС та зниження надлишкових витрат. Основою цього є функціональний аналіз усієї ТС та її елементів.

Зниження витрат є вирішальним чинником при виборі напряму пошуку, формулюванні та розв'язанні завдань. При цьому, основне скорочення витрат відбувається за

рахунок усунення надлишкових запасів міцності, раціонального використання дорогих і дефіцитних матеріалів, спрощення форми виробів тощо.

Витрати на виробництво та експлуатацію об'єкта складаються з двох частин:

- функціонально необхідних, які потрібні для забезпечення працездатності об'єкта (виконання ним своїх функцій);
- надлишкових витрат, зумовлених нераціональними технічними та організаційними рішеннями, які можуть бути усунені.

За статистичними даними, надлишкові витрати можуть становити від 5 % до 95 %.

Причинами виникнення надлишкових витрат є:

- неефективне використання наукової та технічної інформації;
- необґрунтоване завищення технічних параметрів виробів;
- неузгодженість у роботі конструкторських, технологічних і виробничих підрозділів підприємства;
- психологічна інерція фахівців, технічний консерватизм, невміння та небажання шукати нові рішення.

Навіть грамотно сконструйований виріб можна вдосконалити, оскільки з часом знову з'являються резерви — досвід експлуатації, нові технології, нові матеріали, нові методи конструювання тощо.

Основою ФВА є методика постановки завдань, що містить механізм «згортання» ТС, побудована на аналітичному апараті ФВА та теорії розв'язання винахідницьких задач.

Ефективність ФВА можна підвищити, застосовуючи для аналізу об'єктивні закони розвитку техніки. Ці закони та механізми їх прояву виявлено й описано в межах теорії розв'язання винахідницьких задач (ТРВЗ), розробленої під керівництвом Г. С. Альтшуллера.

У ТРВЗ встановлено, що всі технічні системи розвиваються у напрямі зростання ступеня ідеальності: кількість і якість виконуваних функцій зростає, а плата за це (вартість, складність, шкідливий вплив на середовище тощо) зменшується. Тобто, ідеальність ТС пропорційна сумі її функціональних можливостей, віднесеної до суми витрат на реалізацію.

$$\text{Ідеальність ТС} = \frac{\sum \text{Функцій}}{\sum \text{Витрат}}$$

### **Основні цілі функціонально-вартісного аналізу**

Основними цілями ФВА, що випливають із закону підвищення ступеня ідеальності технічної системи (ТС), є:

- збільшення функціональних можливостей при одночасному зменшенні витрат;
- збільшення функціональних можливостей при незмінному рівні витрат (або за допустимого їх підвищення);
- зниження витрат при збереженні функціональних можливостей (або за допустимого їх зниження).

Застосування закону підвищення ступеня ідеальності на аналітичному етапі ФВА дало змогу розробити механізм «згортання» аналізованих ТС.

Сутність цього механізму полягає в тому, що вже на стадії аналізу в моделі ТС усуваються елементи-носії непотрібних, шкідливих, допоміжних, а за можливості — і основних функцій. При цьому, зникає необхідність розв'язувати завдання щодо усунення небажаних ефектів вилучених елементів. Функції вилучених елементів за визначеними правилами переносяться на елементи ТС, що залишилися.

Аналіз і «згортання» ТС проводяться за верхнім ієрархічним рівнем її структурно-елементної схеми.

На відміну від аналогів, за такого підходу інформація добирається лише щодо аналізованих підсистем, а детальна — тільки щодо елементів, що збереглися після «згортання». Крім того, розв'язання технічних суперечностей здійснюється на основі відпрацьованого апарату ТРВЗ.

Підвищення ефективності робіт з ФВА за допомогою механізму «згортання» ТС дає змогу зменшити обсяг робіт на інформаційному та творчому етапах, змінити специфіку робіт на дослідницькому етапі, а також створювати за результатами ФВА принципово нові конструкції та технологічні процеси.

Результатами робіт на аналітичному етапі ФВА із застосуванням механізму «згортання» ТС є:

- функціонально-ідеальна модель ТС;
- перелік первинних пропозицій щодо вдосконалення ТС, отриманих у процесі аналізу без розв'язання задач;
- комплекс ключових задач, що містять технічні суперечності, які необхідно розв'язати на творчому етапі для реалізації функціонально-ідеальної моделі;
- вихідні дані для довгострокового прогнозування розвитку об'єкта на дослідницькому етапі.

## **7.2 Поняття ранжування технічної системи та її елементів**

Одним із найважливіших етапів ФВА є ранжування елементів ТС.

В інженерії та теорії систем під рангом функції розуміють її важливість (пріоритет) у структурі технічної системи. Відповідно функції поділяють на такі групи:

- основні (головні) — реалізують цільове призначення системи (наприклад, для насоса - подавання рідини під заданим тиском);
- допоміжні забезпечують виконання основних функцій (змащування, охолодження, кріплення);
- забезпечувальні (сервісні) — відповідають за надійність, безпеку, діагностику та ремонт.

Також, розрізняють нейтральні та шкідливі функції (шкідливі випромінювання, шум, вібрації тощо).

Під час проведення ФВА або аналізу надійності ранжування функцій здійснюють за такими критеріями: значущість для виконання головної корисної функції ТС, вплив на ефективність, безпеку та вартість.

Ранжування є системою пріоритетів, що дає змогу інженеру визначити, які вузли є критичними для продуктивності та надійності насоса, а які можуть бути оптимізовані з метою зниження витрат.

### **Що дає ранжування**

#### **1. Виявлення критичних елементів (ранг I–II)**

Показує, які деталі та функції є ядром роботи насоса.

Під час модернізації увага зосереджується саме на цих елементах: зубчастий вінець, корпус, підшипники, ущільнення.

Помилка в цих зонах призводить до повної втрати працездатності.

#### **2. Оптимізація забезпечувальних елементів (ранг II–III)**

Дає змогу підвищити надійність, зменшити знос, поліпшити герметичність.

*Приклад:* підвищення якості підшипників або вдосконалення конструкції кришок різко збільшує ресурс.

#### **3. Зниження витрат у другорядних зонах (ранг III–IV)**

Якщо елемент має низький ранг, його можна здешевити, спростити або уніфікувати без втрати ефективності насоса.

*Приклад:* стандартизація кріпильних елементів, спрощення фасок, оптимізація форми корпусу.

#### **4. Ідентифікація непотрібних і шкідливих функцій**

Допомагає усунути зайве (наприклад, надмірно складну форму литої деталі).

Дає змогу боротися зі шкідливими ефектами (шум, кавітація, вібрація).

#### **5. Формування напрямів досліджень і модернізації**

На основі ранжування складають план:

- що необхідно вдосконалювати в першу чергу (ранг I–II);

- що можна оптимізувати в другу чергу (ранг III–IV);
- що доцільніше не вдосконалювати, а усунути (непотрібне або шкідливе).

### Логіка ранжування

Головною корисною функцією шестеренного насоса є подавання РР під визначеним тиском (10...32 МПа).

#### 1. Ранг I (головні елементи)

Без них реалізація головної функції неможлива.

Безпосередньо формують робочі камери та передають обертання.

*Приклади:* зубчасті вінці шестерень; шліцьовий хвостовик ведучої шестерні для приводу; вершини зубців шестерень; стінки корпусу; торці зубчастої частини шестерень і торці втулок (герметизація).

#### 2. Ранг II (забезпечувальні елементи)

Самі не створюють рух рідини, але забезпечують правильну роботу головних елементів.

*Приклади:* цапфи під підшипники, які орієнтують шестерні в підшипниках відносно корпусу та інших деталей шестеренного насоса (точність, зазори); втулки; тіло шестерні в ролі підшипника (міцність і взаємозв'язок елементів).

#### 3. Ранг III (додаткові / другорядні елементи)

Поліпшують якість роботи, зменшують втрати, однак насос теоретично може працювати й без них (із гіршими характеристиками).

*Приклад:* ущільнювальні властивості торців, балансування.

#### 4. Ранг IV (допоміжні конструктивні елементи)

Не беруть участі в передаванні крутного моменту або формуванні робочих камер, але впливають на довговічність і зручність експлуатації.

*Приклади:* фаски, галтелі, радіусні переходи.

#### 5. Нейтральні та шкідливі елементи / властивості

Нейтральні - не впливають на виконання функції (наприклад, колір, декоративна обробка).

Шкідливі - заважають роботі (шум, вібрація, перегрів).

### 7.3 Ранжування функцій шестеренного насоса

На першому етапі встановлюється ранг функцій шестеренного насоса. Ранг функцій шестеренного насоса визначається за принципом ступеня впливу відповідної деталі на виконання головної функції насоса — подавання РР під тиском. Результати ранжування функцій шестеренного насоса наведено в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Ранги функцій шестеренного насоса

№	Функція	Характер	Корисність	Ранг
1	Перекачувати рідину з потрібним тиском і подачею	Основна	Потрібна (корисна)	I
2	Забезпечувати герметичність робочих камер	Допоміжна	Потрібна	II
3	Зменшувати витoki та пульсацію подачі	Допоміжна	Потрібна	II
4	Зберігати працездатність за тривалої експлуатації	Забезпечувальна	Потрібна	II
5	Забезпечувати змащування тертьових деталей	Допоміжна	Потрібна	III
6	Відводити тепло	Забезпечувальна	Потрібна	III
7	Бути зручним для монтажу та обслуговування	Забезпечувальна	Потрібна	IV
8	Забезпечувати безпеку	Забезпечувальна	Потрібна	II

	(запобігати розривам, витокам)			
9	Мати компактні габарити та масу	Другорядна	Потрібна (умовна)	IV
10	Мати низьку собівартість	Обмежувальна	Потрібна (економічна)	III–IV
11	Мати визначений колір корпусу, декоративні елементи	Нейтральна	Непотрібна	11
12	Складна форма литої деталі (якщо не обґрунтована)	Нейтральна	Непотрібна	–
13	Підвищений шум	Побічна	Шкідлива	–
14	Вібрація	Побічна	Шкідлива	–
15	Кавітація за неправильних умов роботи	Побічна	Шкідлива	–
16	Надмірне нагрівання корпусу	Побічна	Шкідлива	–
17	Підвищені витоки за зносу	Побічна	Шкідлива	–

Аналізуючи результати ранжування функцій шестеренного насоса, наведені в табл. 7.1, можна зробити такі висновки.

Необхідні функції мають ранги I–IV та структуровані за ступенем значущості. Непотрібні (нейтральні) функції не мають рангу, проте збільшують вартість або ускладнюють технічну систему.

У функціонально-вартісному аналізі функції поділяють не лише за значущістю (рангом), а й за корисністю:

- корисні — сприяють досягненню мети (головні, допоміжні, забезпечувальні);
- нейтральні (непотрібні) — не заважають і не допомагають, не створюють доданої цінності; такі функції, як правило, виникають на початковому етапі проектування;
- шкідливі — побічні ефекти, що погіршують роботу технічної системи.

Шкідливі функції також не ранжуються за важливістю, оскільки вони підлягають усуненню або мінімізації.

Таким чином:

- корисні функції — підлягають збереженню та подальшому розвитку;
- нейтральні — доцільно мінімізувати, щоб вони не призводили до подорожчання виробу;
- шкідливі — виявляються в процесі аналізу та повинні усуватися конструктивними заходами.

Як видно з табл. 7.1, у функціональному аналізі технічних систем існує поняття непотрібних (надлишкових) функцій. Виникає питання, що саме слід розуміти під цим терміном.

Непотрібними (надлишковими) є функції, які не впливають на виконання головної мети системи або не мають цінності для споживача.

Такі функції можуть з'являтися як побічні наслідки конструктивних рішень на етапі проектування, наприклад, у разі використання окремих складальних одиниць у готовому вигляді з інших машин. У процесі експлуатації з'ясовується, що деякі складальні одиниці спроектовані з надмірним запасом міцності або надійності, що закономірно впливає на матеріаломісткість і вартість ТС.

Приклади для шестеренного насоса

Підвищений шум і вібрації – функція наявна, однак вона є непотрібною й навіть шкідливою.

Надмірне нагрівання корпусу – побічний процес, який потребує усунення. Складність конструкції (наприклад, зайві деталі) — функція присутня, але не створює цінності для споживача.

Підходи до їх усунення

1. Виявлення за допомогою ФВА(експертні оцінки: чи потрібна функція для досягнення мети? чи створює вона цінність?).
2. Класифікація функцій:
  - непотрібна (не має корисності);
  - шкідлива (погіршує роботу);
  - надлишкова (дублює інші функції).
3. Усунення або мінімізація:
  - шляхом конструктивних змін;
  - заміною вузлів;
  - зміною матеріалів або технології виготовлення.

#### 7.4 Ранжування деталей шестеренного насоса

Далі встановлюється ранг усіх деталей шестеренного насоса. Ранг деталей визначається за тим самим принципом — ступенем впливу конкретної деталі на виконання головної функції насоса, а саме подавання РР під тиском. Результати ранжування деталей шестеренного насоса наведено в табл. 7.2.

Таблиця 7.2 – Ранги деталей шестеренного насоса

№	Деталь	Роль	Корисність	Ранг
1	Ведуча вал-шестерня	Сприймає крутний момент від приводу, формує робочі камери. Детальніше див. розд. 2.1.5	Головна	I
2	Ведена шестерня	Входить у зачеплення з ведучою, формує робочі камери, переміщує рідину. Детальніше див. розд. 2.1.5	Головна	I
3	Корпус насоса	Формує замкнений простір для робочих камер, утримує тиск. Детальніше див. розд. 2.1.5	Головна	I
4	Кришки (передня та задня)	Замикають робочі камери по торцях, забезпечують герметичність	Забезпечувальна	II
5	Підшипники або втулки ковзання	Опори для цапф шестерень, забезпечують точне обертання та необхідні зазори	Забезпечувальна	II
6	Ущільнення (сальники, манжети, прокладки)	Запобігають витокам робочої рідини назовні та проникненню повітря всередину	Забезпечувальна	II
7	Запобіжний клапан (за наявності в конструкції)	Обмежує тиск, захищає насос і систему	Забезпечувальна (безпека)	II–III
8	Кріпильні елементи (болти, шпильки, штифти)	Утримують кришки та корпус у зібраному стані, забезпечують герметичність з'єднань	Забезпечувальна	III
9	Підвідні та відвідні канали / фланці	Забезпечують підведення рідини до насоса та її відведення під тиском	Допоміжна	III
10	Охолоджувальні / змащувальні канали (за наявності)	Зменшують знос, відводять тепло	Допоміжна	III–IV

11	Фаски, галтелі, обробка поверхонь	Підвищують довговічність, полегшують складання	Допоміжна	IV
12	Фарбування, декоративні елементи корпусу	Не впливають на процес перекачування	Нейтральні	–
13	Шум, вібрації, кавітація (побічні ефекти)	Погіршують роботу	Шкідливі	–

З результатів, наведених у табл. 7.2, можна зробити такі висновки.

Ранг I – основні робочі деталі: ведуча та ведена шестерні, корпус.

Ранг II – деталі, без яких неможливі герметичність і надійність: кришки, підшипники, ущільнення.

Ранг III – другорядні елементи: кріпильні деталі, канали, клапан.

Ранг IV – конструктивні доповнення (фаски, технологічні елементи).

Нейтральні та шкідливі елементи – виділяються окремо.

На рис. 7.1 подано результати ранжування деталей шестеренного насоса у вигляді структурної схеми з рівнями рангу (I–IV), що наочно відображає, які деталі становлять «ядро» насоса, а які – його периферію.

Рисунок 7.1 – Піраміда рангів деталей шестеренного насоса

Ранжування функцій і деталей технічної системи «шестеренний насос» є інструментом аналізу, який дає змогу визначити, у якому напрямку доцільно зосереджувати зусилля під час удосконалення його конструкції, технології виготовлення та експлуатації.

## 7.5 Ранжування елементів ведучої шестерні шестеренного насоса

### 7.5.1 Основні елементи ведучої шестерні та їх роль у забезпеченні виконання головної корисної функції шестеренного насоса

Далі розглянемо ведучу шестерню шестеренного насоса як конструктивний елемент: які складові вона має, та яку роль ці елементи відіграють у виконанні її головної функції.

Ведуча шестерня не є суцільною «ідеальною» деталлю, а складається з кількох елементів, кожен з яких робить свій внесок у реалізацію головної функції — передавання крутного моменту, формування робочих камер для перекачування рідини, ущільнення робочих камер по торцях спільно з втулками та по периферії — спільно зі стінками корпусу.

Таблиця 7.3 – Основні елементи ведучої шестерні та їх роль у забезпеченні виконання головної корисної функції шестеренного насоса

Елемент	Роль у роботі	Вплив на головну функцію
Зуби шестерні	Входять у зачеплення з веденою шестернею, утворюють замкнені порожнини, переносять рідину по периметру корпусу	Визначають здатність шестерні формувати робочі камери, впливають на герметичність і ККД
Привідний елемент (шліцьовий хвостовик)	З'єднується з приводним валом (електродвигун, ДВЗ) через муфту, шпонку або шліци	Передає крутний момент на шестерню
Тіло шестерні	Несе зуби, передає навантаження від вала до зубів, сприймає крутний момент	Забезпечує зв'язок зубчастої частини з валом і загальну міцність
Цапфи під підшипники	Встановлюються в корпусі насоса через підшипники або втулки ковзання, забезпечують точне обертання	Забезпечують опору, зменшують тертя, зберігають зазори та герметичність
Бічні поверхні (торці)	Утворюють мінімальні зазори, беруть участь у герметизації робочих камер	Впливають на витоки та зносостійкість
Циліндрична поверхня	Центрує шестерню в корпусі, іноді слугує опорою для підшипника	Забезпечує точність роботи та балансування
Фаски, радіусні переходи	Зменшують концентрацію напружень, полегшують складання та змащування	Підвищують довговічність і надійність

З аналізу табл. 7.3 видно, що:

- зуби шестерень є «робочим органом», який формує та переносить РР з камери всмоктування до камери нагнітання;
- привідний елемент (шліцьовий хвостовик) сприймає крутний момент від приводу;
- тіло, зубчастий вінець шестерні є з'єднувальним «несучим елементом» між валом і зубами шестерні, утримує зуби та передає зусилля від вала до зубчастого вінця;
- опорний елемент (цапфи) забезпечує орієнтацію шестерні відносно інших з'єднаних з нею деталей – корпусу, веденої шестерні та кришок, стабільне обертання шестерні в підшипниках, точність зубчастого зачеплення, а також сприймає зусилля від гідравлічних сил;
- торцеві поверхні вінців зубів шестерень забезпечують герметичність і довговічність.

На рис. 7.2 наведено схематичне зображення ведучої шестерні з виділенням її функціональних елементів.

Рисунок 7.2 – Схематичне зображення ведучої шестерні

### 7.5.2 Ранжування елементів ведучої шестерні шестеренного насоса

Наступним кроком є ранжування елементів ведучої шестерні шестеренного насоса. Розподіл елементів ведучої шестерні за рангами здійснювали відповідно до значення, яке вони мають для виконання головної корисної функції — передавання крутного моменту та

створення робочих камер для перекачування РР під тиском. Результати ранжування елементів ведучої шестерні наведені в табл. 7.4.

Таблиця 7.4 – Ранги елементів ведучої шестерні шестеренного насоса типу НШ

№	Елемент	Роль	Корисність	Ранг значущості
1	Зубчастий вінець (зубці)	Формує робочі камери, переміщує рідину, входить у зачеплення з веденою шестернею	Потрібний (основний робочий орган)	I
2	Посадкова шийка під привід (торець вала)	Передає обертальний момент від двигуна на шестерню	Потрібний	I
3	Цапфи під підшипники	Забезпечують точне обертання, зменшують тертя, зберігають зазори та герметичність. Центрують шестерню, забезпечують точні зазори між зубцями та корпусом	Потрібний (забезпечувальний)	II
4	Тіло (перехідна частина, маточина)	З'єднує зубчасту частину з цапфами та посадковою шийкою, сприймає навантаження. Передає навантаження та підтримує точність положення зубців	Потрібний	II
5	Торці зубчастої частини	Беруть участь у герметизації робочих камер, впливають на витоки	Потрібний (забезпечувальний)	III
6	Фаски, галтелі, переходи	Зменшують концентрацію напружень, покращують змащування та довговічність	Потрібний (допоміжний)	IV
7	Зовнішня поверхня / форма поза робочою зоною	Може бути довільною, не впливає на перекачування. Не бере участі в роботі	Нейтральний	–
8	Шум і вібрації (побічні ефекти зубців)	Шкідливе явище, потребує мінімізації	Шкідливий	–

Інтерпретуючи результати ранжування, наведені в табл. 7.4, можна дійти таких висновків: Ранг I — критичні елементи: зубці та приводна шийка. Без них виконання функції неможливе. Ранг II — елементи-опори: цапфи та тіло шестерні. Без них робота можлива лише теоретично, але практично — ні. Ранг III — елементи, що впливають на герметичність і ККД (торцеві поверхні). Ранг IV — конструктивні доробки, які підвищують довговічність (фаски, галтелі). Нейтральні та шкідливі елементи виділяються окремо.

### 7.5 Програма вдосконалення шестеренного насоса

Далі складемо програму вдосконалення шестеренного насоса на основі ранжування його деталей. Головна ідея полягає в тому, що заходи з удосконалення розподіляються за рівнями важливості: спочатку критичні вузли (ранг I), далі забезпечувальні (ранг II), потім другорядні (ранг III) і, врешті, конструктивні дрібниці (ранг IV).

Програма вдосконалення шестеренного насоса полягає в такому.

Ранг I — удосконалення головних елементів шестеренного насоса (ядро роботи). Мета: підвищення ефективності подачі, зокрема збільшення питомої подачі та підвищення довговічності з'єднань шестерень з іншими елементами шестеренного насоса.

Основні напрями вдосконалення:

- удосконалення профілю зубів шестерень з метою зменшення пульсацій подачі та витоків;
- застосування зносостійких матеріалів і відповідної термічної обробки зубчастих вінців;
- підвищення точності виготовлення корпусу для зменшення зазорів і покращення герметичності;
- оптимізація форми робочих камер для зниження ймовірності кавітації.

Ранг II — удосконалення забезпечувальних елементів шестеренного насоса

Мета: зниження зношування елементів насоса, зменшення втрат, підвищення ресурсу роботи.

Удосконалення конструкції кришок для забезпечення рівномірного притискання, зменшення деформацій корпусу та підвищення рівномірності деформацій уздовж поздовжньої осі корпусу.

Застосування високоякісних підшипників або втулок ковзання з антифрикційними покриттями дасть змогу суттєво зменшити габарити підшипникових вузлів, які, як правило, у два рази перевищують габарити зубчастих вінців шестерень. Це дозволяє істотно знизити габаритні розміри, матеріаломісткість і собівартість виготовлення шестеренного насоса.

Удосконалення ущільнень (сальників, манжет) з метою зменшення внутрішніх втрат РР.

Упровадження саморегульованих або компенсувальних елементів зазорів (наприклад, плаваючих втулок), зокрема не лише для автоматичної компенсації торцевих, а й радіальних зазорів у з'єднанні «вершини зубців шестерень — корпус». Це дасть змогу в певних межах компенсувати зношування деталей зазначених з'єднань, що суттєво підвищить довговічність шестеренного насоса.

Ранг III — другорядні елементи

Мета: підвищення надійності експлуатації та зручності обслуговування.

Оптимізація форми та розташування вхідних і вихідних каналів для зменшення гідравлічних втрат і розвантаження підшипників.

Оптимізація конструкції кріпильних елементів з метою спрощення складання та технічного обслуговування.

Підвищення ремонтпридатності шляхом застосування модульного складання та стандартних розмірів деталей.

Ранг IV — допоміжні конструктивні елементи

Мета: підвищення довговічності, економічності та ергономічності.

Оптимізація форми та розташування фасок і галтелей для зменшення концентрації напружень у силових елементах шестеренного насоса.

Оптимізація вимог до якості обробки поверхонь з урахуванням ресурсу та вартості виготовлення.

Оптимізація технології виготовлення корпусу та деталей з метою зниження собівартості.

Застосування антикорозійних покриттів і фарбування для захисту та зручності експлуатації.

Далі зазначені заходи представлені у вигляді таблиці з такими колонками: «Ранг — Деталі — Заходи вдосконалення — Очікуваний ефект».

Таблиця 7.5 – План вдосконалення шестеренного насоса

Ранг	Деталь / вузол	Заходи вдосконалення	Очікуваний ефект
I	Ведуча шестерня-вал (зубчастий вінець)	Переробка профілю зубців (оптимізація зачеплення); підвищення точності виготовлення; термообробка / застосування зносостійких матеріалів; шліфування робочих поверхонь; оптимізація кількості зубців	Зменшення втрат і пульсацій, підвищення ККД, зниження зносу, стабільний тиск,

			підвищення питомих показників подачі та тиску
I	Ведена шестерня	Ті самі заходи, що й для ведучої: узгодження профілю, точність, матеріали, оптимізація кількості зубців	Сумісність зачеплення, рівномірний розподіл навантаження, довговічність пари шестерень
I	Корпус (робоча камера)	Підвищення точності обробки поверхонь; приведення зазорів до допусків; оптимізація форми камер; підвищення жорсткості корпусу	Поліпшення герметичності, зростання тиску і подачі, зниження внутрішніх втрат, зменшення деформацій корпусу від гідравлічних сил, рівномірність деформацій
I	Торці зубів / торці втулок (герметизація)	Перегляд торцевих зазорів; зміна їх геометрії; підвищення якості обробки торців; упровадження тонких торцевих ущільнень/плаваючих кілець; застосування сучасних антифрикційних матеріалів	Суттєве зниження торцевих витоків, підвищення тиску та ККД
II	Маточина та підшипникові опори	Використання сучасних конструктивних рішень підшипників ковзання з підвищеною несучою здатністю; застосування більш точних підшипників/втулок; контроль биття і посадок; використання сучасних антифрикційних матеріалів	Стабільність зазорів, зниження вібрацій і зносу, збільшення ресурсу; зменшення масогабаритних параметрів підшипникових вузлів і насоса в цілому
II	Ущільнення (сальники, манжети, прокладки)	Заміна на ефективніші типи; застосування компенсувальних/саморегульованих ущільнень; поліпшення фланцевих з'єднань	Зменшення зовнішніх втрат, підвищення екологічності та строку експлуатації
II	Система мащення і відведення тепла	Додавання/оптимізація масляних каналів; поліпшення циркуляції мастила; за потреби — теплообмінник	Зниження перегрівання, зменшення зносу, стабільна робота під навантаженням
III	Кріплення та складальні з'єднання	Стандартизація кріплення; контроль моменту затягування; застосування ущільнювальних прокладок	Надійність складання, простота обслуговування,

			зменшення протікань
III	Вхідні/вихідні канали, фланці	Оптимізація геометрії каналів; зняття гострих кромок; узгодження з трубопроводом	Зниження гідравлічних втрат, зменшення кавітації та шуму
III	Запобіжний клапан / захисні пристрої	Переналаштування/модернізація регулювання збільшення швидкодії	Захист від перевантажень, зменшення ймовірності аварій
IV	Технологічні елементи (фаски, галтелі)	Додавання/оптимізація фасок і радіусів переходів; поліпшення обробки кромок	Зниження концентрації напружень, підвищення ресурсу лиття та обробки
IV	Технологія виготовлення / матеріали корпусу	Спрощення геометрії для дешевшої обробки; застосування економічних сплавів із збереженням робочих властивостей; оптимізація перерізів відповідно до сприйманих напружень	Зниження собівартості за прийняттого ресурсу, зменшення металоемності
IV	Покриття та зовнішній вигляд	Антикорозійні покриття, лакофарбове покриття за потреби	Довговічність в агресивному середовищі, естетика (не впливає на роботу)
—	Непотрібні/шкідливі явища	Ідентифікація та усунення шуму, вібрацій, кавітації, надмірного нагрівання	Усунення причин підвищення надійності та комфортності експлуатації

### 7.6 Методи та підходи розвантаження підшипників шестеренного насоса

В результаті функціонально-вартісного аналізу ведучої шестерні було встановлено, що цапфи шестерні виконують допоміжну функцію — утримувати та орієнтувати шестерні в підшипниках відносно інших деталей НШ, зокрема відносно веденої шестерні, корпусу та торців втулок або платиків.

З рис. 7.1 видно, що довжина цапф щонайменше вдвічі перевищує ширину зубчастого вінця шестерні. Це означає, що разом із втулками, які функціонально також виконують роль підшипників ковзання, підшипниковий вузол за об'ємом удвічі перевищує робочий орган насоса — шестерні. Звідси виникає і збільшення об'єму корпусу.

Коротко, технологія виготовлення цапф шестерень полягає в наступному. Оскільки діаметр зубчастого вінця шестерні щонайменше вдвічі перевищує діаметр цапф, то з метою уникнення значних витрат на токарну обробку та «перегону» великої кількості металу в стружку під час точіння шестерні з прутка, заготовку шестерні отримують із прутка меншого діаметра шляхом формування заготовки під вінець шестерні методом гарячої пластичної деформації.

Далі для отримання цапф шестерні необхідно виконати:

- токарну обробку у два проходи;
- термічну обробку — цементацію;
- шліфування цапф шестерні до заданого розміру;

- полірування.

У разі зменшення навантаження на підшипники з'являється можливість суттєво скоротити витрати на технологію виготовлення, а головне — на матеріали самої шестерні, втулок і корпусу.

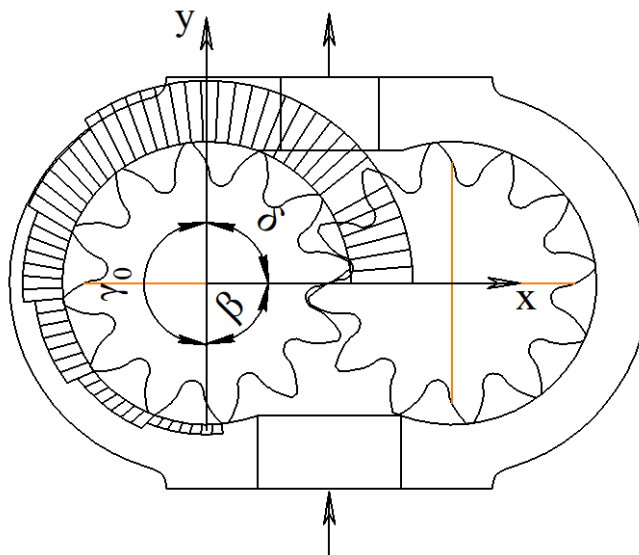
### Аналіз можливих конструктивних схем шестеренного насоса щодо розподілу тиску робочої рідини на шестерні насоса

В шестеренних насосах камери нагнітання та всмоктування і відповідні їм центральні кути  $\delta$  та  $\beta$  розділені перехідною зоною — центральним кутом  $\gamma_0 = 360^\circ - (\beta + \delta) \gamma$  (рис. 7.3). Тиск РР, що нагнітається насосом, поширюючись від камери нагнітання, поступово зменшується в перехідній зоні від однієї міжзубної западини шестерні до іншої у напрямку до камери всмоктування.

Наразі існує велике різноманіття конструкцій шестеренних насосів, які відрізняються своєю робочою камерою, тобто розташуванням і відносними розмірами камер нагнітання, всмоктування та перехідної зони між ними, а також характером зміни тиску в цій зоні. У зв'язку з цим навколо шестерень насоса формуються відмінні за своєю кутковою протяжністю та формою епюри тиску. Це, у свою чергу, зумовлює різні гідравлічні навантаження на деталі насоса.

Зокрема, визначальний вплив на підвищення довговічності та ресурсу шестеренного насоса мають радіальні навантаження від гідравлічних сил, які сприймаються опорами його шестерень. Наприклад, у насосах з опорами кочення зменшення радіального навантаження на 20 % призводить до збільшення довговічності підшипників приблизно в 2 рази.

Крім того, зменшення радіальних навантажень дає змогу скоротити довжину цапф шестерень, а разом із ними — і довжину їх опор (втулок), що дозволяє застосовувати в насосі підшипники менших розмірів і досягти синергетичного ефекту. Цей ефект проявляється у зменшенні масо-габаритних параметрів насоса та, відповідно, у зниженні витрат як на матеріали, так і на виконання технологічних операцій під час виготовлення деталей і насоса в цілому.



центральный кут камери нагнітання —  $\delta$  ;  
центральный кут камери всмоктування —  $\beta$  ;  
центральный кут перехідної зони —  $\gamma$  .

Рисунок 7.3 – Схеми розподілу тиску РР в робочій камері шестеренного насоса за секторами:

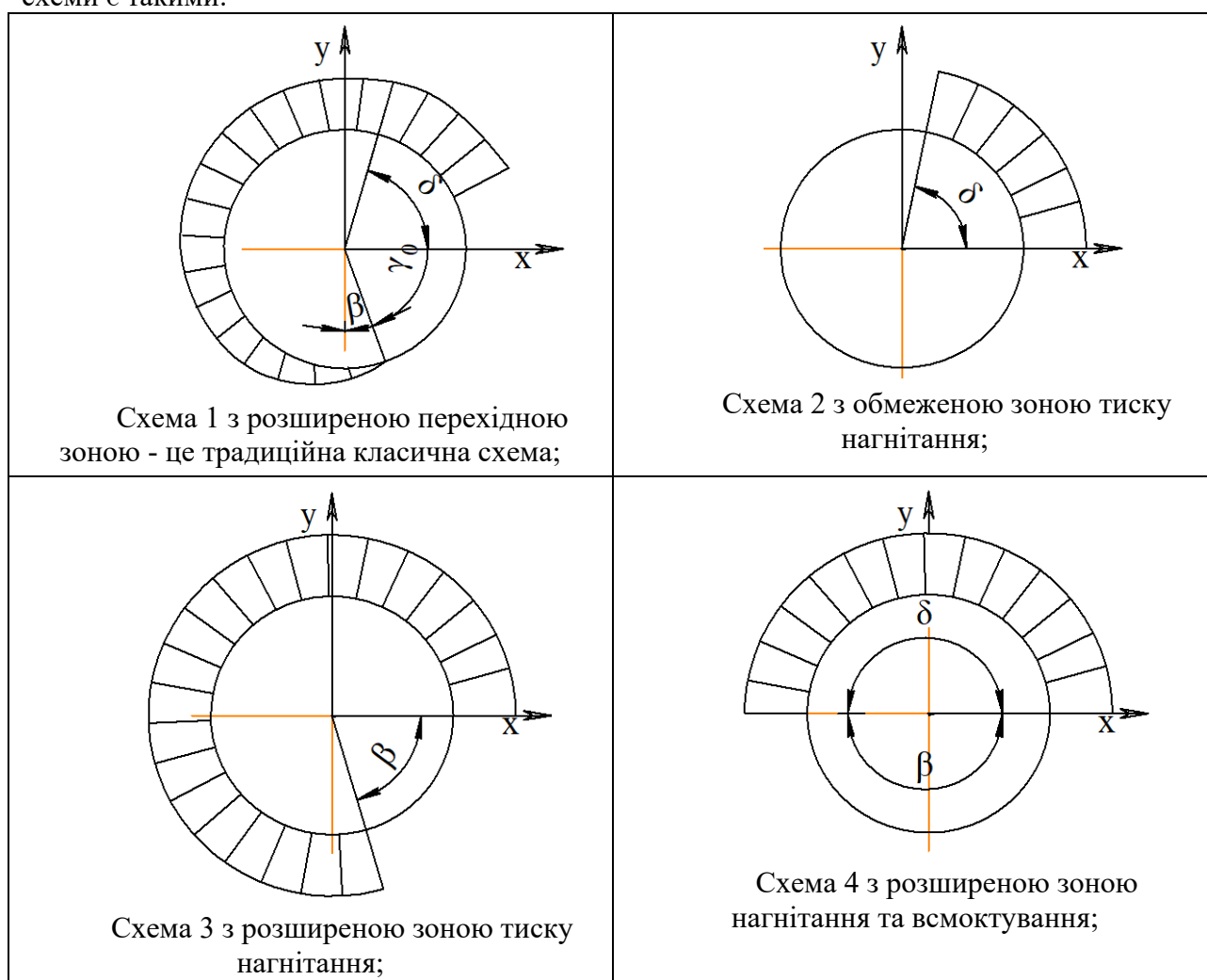
Поряд із цим величина радіального навантаження істотно впливає на відповідну складову механічних втрат у насосі. Зі зростанням цього навантаження збільшується тертя в

підшипниках кочення, а за умов тертя, відмінних від рідинного, — і в підшипниках ковзання. Це може призвести до такого прогину шестерень, за якого повністю вибирається радіальний зазор. Унаслідок цього різко зростають втрати на тертя через зачіпання зубців шестерень за поверхню розточок корпуса, що, своєю чергою, спричиняє інтенсивний знос цих поверхонь.

По мірі зношування зростають втрати, що ще більшою мірою знижує загальний ККД насоса. Усе це в кінцевому підсумку обмежує довговічність насоса та знижує його надійність.

Відомо, що втрати через зазори, які утворюються між поверхнями деталей насоса, визначаються насамперед величиною цих зазорів і перепадом тиску на їхніх межах, тобто між порожнинами з високим і низьким тиском. Отже, еюра тиску  $PP$  навколо шестерень, зокрема її кутова протяжність і форма, чинитиме визначальний вплив на величину втрат рідини через радіальні зазори, утворені вершинами зубців роторів і поверхнею розточок у корпусі, а також через зазори між торцевими поверхнями роторів і прилеглими до них поверхнями ущільнювальних деталей.

Загалом всі відомі конструкції шестеренних насосів за характером розподілу тиску рідини в робочій камері можна віднести до кількох конструктивних схем. Найбільш типові схеми є такими:



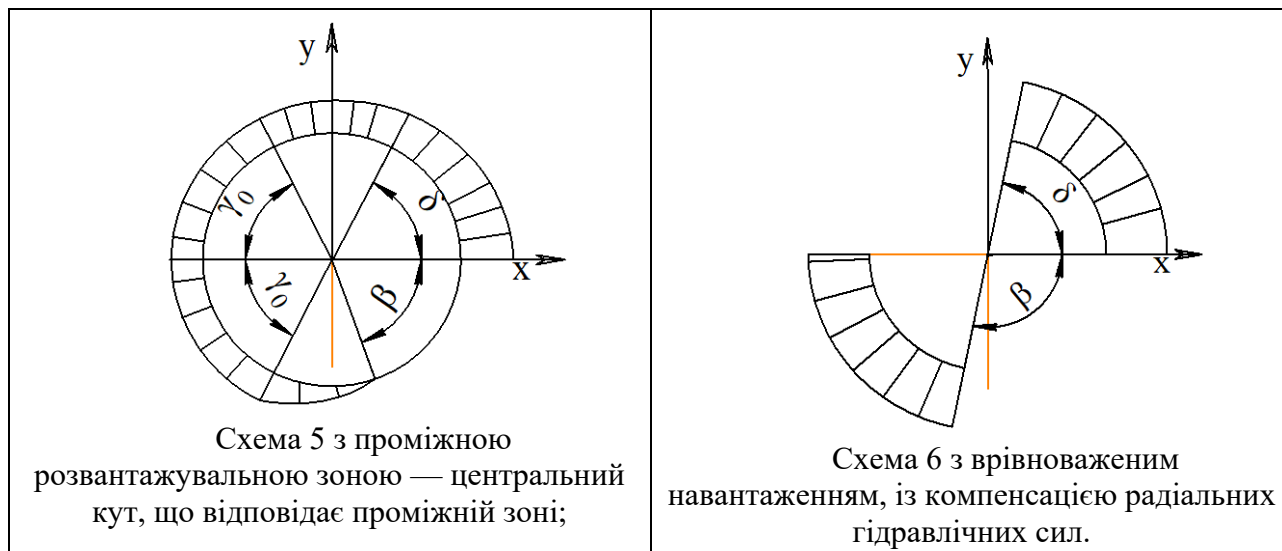


Рисунок 7.4 – Можливі схеми розподілу тиску робочої рідини в робочій камері шестеренного насоса залежно від обраної конструктивної схеми насоса

На наведеному рисунку розглядаються епюри тиску рідини на одну із шестерень насоса при її зачепленні з іншою шестернею у полюсі.

У схемах 2, 3, 4 перехідна зона зазвичай має малу кутову протяжність приблизно 1...2 кутові кроки шестерні. У схемі 5 у перехідній зоні наявні два ущільнювальні ділянки. В схемі 6 – три ущільнювальні ділянки, кожна з яких, як і в схемах 2, 3 і 4, має малу кутову протяжність.

Враховуючи, що в насосах із малими перехідними зонами величиною цих зон можна знехтувати, для схем 2, 3, 4 і 6 приймають  $\gamma_0 = 0$ . Зміни тиску в перехідних зонах (схеми 1 і 5 рис. 7.4) зазвичай у розрахунках приймають плавними та безступінчастими.

Схема 1 є найбільш поширеною у конструкціях шестеренних насосів. Характерною особливістю цієї схеми є поступова зміна тиску від однієї міжзубової западини до іншої у всій ущільнювальній перехідній зоні між камерами нагнітання та всмоктування.

До цієї групи належать насоси, що випускаються вітчизняною промисловістю (типу НШ), а також насосні агрегати закордонних виробників: «Plessey», «Hamworthy» (Велика Британія), «SIGMA» (Франція), «Turolla» та «Salami» (Італія), «Racine» (США).

Насоси виготовляються з різними параметрами, і при тиску понад 10 МПа, як правило, мають пристрій для компенсації торцевих зазорів.

В насосах, де реалізована схема 2 з обмеженою зоною високого тиску, переслідується мета зменшення впливу гідравлічних сил. Це досягається обмеженою камерою нагнітання та невеликим відрізком перехідної зони. Оскільки ця ділянка нагнітання має невелику протяжність, для ущільнення камери нагнітання в таких насосах необхідно передбачати малі радіальні зазори. Тому насоси, що належать до цієї схеми, оснащуються пристроями для компенсації як торцевих, так і радіальних зазорів. Ця схема реалізована в насосах вітчизняного виробництва типу НШ «А», «Антей», а також у насосах фірми Bosch (Німеччина).

Застосування схеми 3 має на меті зменшення радіальних навантажень і забезпечення стабілізації розподілу тиску в робочій камері насоса. За цією схемою тиск нагнітання поширюється на кут, значно більший за 180 градусів. Прикладом можуть служити дослідні насоси типу НШ вітчизняного виробництва та фірми Dawty (Великобританія).

Схема 4 характеризується одночасно збільшеною зоною тиску нагнітання та збільшеною зоною, пов'язаною з камерою всмоктування. Збільшення цих зон, очевидно, пов'язане з необхідністю забезпечення стабілізації розподілу тиску, з одного боку, та забезпечення кращих умов заповнення міжзубних впадин РР у всмоктувальних камерах — з іншого. Граничними параметрами цієї схеми є величини  $\gamma_0 = 0$  та  $\beta = 180^0$ ;  $\delta = 180^0$ . До

насосів, що наближаються до цієї схеми, можна віднести насоси типу НШ серії «Е», а також насоси фірми Bosch (Німеччина) серій F, G та H.

Схема 5 відрізняється від схеми 1 наявністю проміжної зони, розташованої в середній частині перехідної зони (кут  $2 \cdot \gamma_0$ ). Завдяки цій зоні, в якій встановлюється проміжне значення тиску РР, забезпечується часткове розвантаження підшипникового з'єднання від радіальних сил та стабілізація параметрів системи компенсації зазорів. До насосів, виконаних за схемою 5, слід віднести насоси низького тиску типу НМШ, насоси першого виконання серії НШ, а також насоси Commercial (США).

Для розвантаження шестерень від радіальних навантажень у схемі 6 передбачені зони, що сполучаються з камерами нагнітання та всмоктування і розташовані діаметрально протилежно цим камерам. За цією схемою раніше випускалися насоси фірми Vickers. Насоси цього типу, незважаючи на взаємне урівноважування та практично повне розвантаження підшипників, через значні втрати при підвищених робочих тисках широкого розповсюдження не отримали.

Шестеренні насоси, що відносяться до різних розглянутих схем, мають власні конструктивні особливості, переваги та недоліки. Як уже зазначалося вище, одним із основних параметрів, що визначають експлуатаційні якості насосів, є величини радіальних навантажень підшипників, а також об'ємні та механічні втрати в них. Отже, для порівняння конструктивних схем насосів необхідно мати можливість для кожної з них визначити зазначені параметри. Однак, складність визначення цих величин, відсутність для ряду конструктивних схем необхідних розрахункових залежностей та підтверджуючих їх експериментальних досліджень не дозволяють у повній мірі здійснити таке порівняння.

Наведений огляд та аналіз з цієї теми показують, що як у теоретичному, так і в експериментальному плані дане питання досліджене ще не повністю.

### **7.7 Основні напрямки підвищення ефективності роботи підшипників ковзання шестеренного насоса**

З наведеного вище випливає, що підшипники ковзання шестеренного насоса є одним із ключових механізмів, які забезпечують виконання основної функції насоса — подачі РР під тиском. Водночас, виконуючи допоміжну функцію, підшипники мають габаритні розміри та масу, що більш ніж удвічі перевищують вінці шестерні.

Підшипники ковзання в процесі розвитку шестеренного насоса періодично зменшували свої розміри. Як правило, це було пов'язано з появою нових матеріалів, що володіють вищими антифрикційними властивостями та більшою несучою здатністю. Одними з останніх антифрикційних матеріалів, що використовуються сьогодні в підшипниках ковзання насосів, є металфторопластові матеріали.

Щоб оцінити ефективність використання металфторопластових матеріалів, наведемо наступні дані. Довжина цапф шестерень у насосах типу НШ-У, в яких у якості підшипників ковзання застосовувалися втулки з антифрикційних алюмінієвих сплавів, становила 42 мм. При комплектуванні підшипників ковзання металфторопластовими стрічками довжина цапф скоротилася у 1,68 рази і становила 25 мм.

На наш погляд, зменшення габаритних розмірів і маси підшипників можливе також конструкційними методами, які поряд із застосуванням нових матеріалів здатні суттєво знизити габарити і масу підшипників, а отже і всього насоса загалом.

У книзі Юдіна Є.М. наведена методика розрахунку підшипників ковзання. Також зазначено, що габаритні розміри обертового вузла, а отже і навантаження на опори, зменшуються при виборі шестерень з невеликим числом зубців та великими значеннями модуля шестерні  $m$ .

Для розвантаження підшипників від тиску РР застосовують схему з гідравлічним протитиском. Протитиск створюється за рахунок з'єднання порожнин нагнітання та всмоктування з камерами, розташованими діаметрально протилежно цим порожнинам. Таким чином, у цій схемі тиск нагнітання діє не лише з боку камери нагнітання, а й з протилежного боку, що значною мірою розвантажує підшипники від гідравлічних сил.

Підвищення ефективності запропонованого методу розвантаження підшипників може бути досягнуте виконанням вхідного отвору у вигляді вузької щілини на всю ширину шестерні. З тією ж метою вхідний отвір насоса зміщують у бік менш навантаженої ведучої шестерні.

Відомо, що підшипники є найважливішими елементами, які перш за все визначають технічний ресурс шестеренного насоса. Навантаження на підшипники шестеренного насоса визначають за спрощеною формулою відповідно до наступної емпіричної залежності:

$$F = K \cdot p \cdot b \cdot D_e, \quad (7.1)$$

де  $p$  - тиск, що розвивається насосом, Па;

$b$  - ширина шестерні, м;

$D_e$  - зовнішній діаметр шестерень, м;

$K = 0,75 \dots 0,85$  - коефіцієнт пропорційності.

Існують і інші оцінки коефіцієнта пропорційності  $K = 0,65 \dots 1,15$ . Однак, в літературі відсутні відомості про принципи вибору цього коефіцієнта, а такий великий розкид значень коефіцієнта  $K$  пояснюється його експериментальним визначенням для різних типорозмірів насосів. При цьому відповідно до (7.1) для всіх зубчастих зачеплень незалежно від їх параметрів дається одна і та ж оцінка коефіцієнта пропорційності:  $K = 0,85$ .

Для відповіді на це поставимо собі запитання, чому коефіцієнт пропорційності НЕ дорівнює одиниці  $K = 1,0$ ? Відповідь очевидна - це пояснюється тим, що частина площі шестерні, на яку впливають гідравлічні сили, закривається від їх впливу шестернею, що сполучається з нею. Іншими словами коефіцієнт пропорційності  $K$  в (7.1), визначається КПЗЗ НШ.

Авторами пропонується залежність для визначення усередненого навантаження на шестерню, яка б враховувала вплив на це навантаження коефіцієнта перекриття зубчастого зачеплення НШ

$$F = \frac{p \cdot b \cdot G}{2} = p \cdot b \cdot \frac{A + D_e}{2}, \quad (7.2)$$

де  $A$  - міжосьова відстань, м;

$G$  - довжина більшої осі НШ, м;

$D_e$  - зовнішній діаметр шестерень, м;

$b$  - ширина шестерень, м.

При цьому ступінь впливу коефіцієнта перекриття буде враховуватися автоматично для кожного розглянутого зубчастого зачеплення. Це пояснюється наступним. КПЗЗ можна визначити відповідно до залежності:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - A \sin \alpha}{t_0}, \quad (7.3)$$

де  $D$  - зовнішній діаметр шестерень насоса, мм;

$d_0$  - діаметр основного кола, мм;

$A$  - міжосьова відстань, мм;

$\alpha$  - кут зубчастого зачеплення, град;

$t_0$  - крок зубчастого зачеплення, мм.

Із залежності (7.3) міжосьову відстань можна визначити як

$$A = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - \varepsilon \cdot t_0}{\sin \alpha}, \quad (7.4)$$

або з урахуванням того, що крок зубчастого зачеплення виражається, як

$$t_0 = m \pi \cos \alpha_0, \quad (7.5)$$

залежність (7.4) запишемо у вигляді

$$A = \frac{\sqrt{D_e^2 - d_0^2} - \varepsilon m \pi \cos \alpha_0}{\sin \alpha}, \quad (7.6)$$

З урахуванням того, що:

$$D_e = \frac{d_0}{\cos \gamma_e} \quad (7.7)$$

$$d_0 = m z \cos \alpha_0 \quad (7.8)$$

де  $m$  - модуль зубчастого зачеплення, мм;

$z$  - число зубів шестерень;

$\gamma_e$  - кут вершини евольвенти профілю зуба, град;

$\alpha_0$  - кут вихідного контуру, град,

після нескладних перетворень, отримаємо

$$A = m \cos \alpha_0 \frac{z \operatorname{tg} \gamma_e - \varepsilon \pi}{\sin \alpha} \quad (7.9)$$

Зусилля від гідравлічних сил, що впливають на шестерні насоса можна визначити відповідно до залежності (7.2). Тоді, підставивши в (7.10) відповідні вирази (7.8) і (7.9), отримаємо остаточно

$$F = 0,5 p b \left( m \cos \alpha_0 \frac{z \operatorname{tg} \gamma_e - \varepsilon \pi}{\sin \alpha} + D_e \right), \quad (7.10)$$

$$\text{або} \quad F = 0,5 p b m z \cos \alpha_0 \left( \frac{\operatorname{tg} \gamma_e - \varepsilon \pi}{\sin \alpha} + \frac{1}{\cos \gamma_e} \right). \quad (7.11)$$

Розрахувавши навантаження на шестерні насоса НШ-32 по відомій залежності (7.1) при  $K = 0,85$  і відповідно до отриманої залежності (7.10) або (7.11) відповідно, отримаємо:

$$F_1 = 0,85 \cdot 16 \cdot 22 \cdot 55 = 16\,456 \text{ Н};$$

$$F_2 = 16 \cdot 22 \frac{45 + 55}{2} = 17\,600 \text{ Н}.$$

Як бачимо, з наведених розрахунків запропонована залежність (7.11) дає дещо завищену оцінку навантаження (на 6,5%), що попереджає недооцінку навантаження шестерень.

З вищесказаного випливає, що всі відомі та запропоновані методи підвищення ефективності роботи підшипників можна систематизувати таким чином:

1. Методи, засновані на зменшенні площі впливу гідравлічних сил на шестерні.
2. Методи, засновані на збільшенні опорної площі підшипників.
3. Методи, засновані на розвантаженні підшипників гідравлічними силами.
4. Методи зниження навантаження на підшипники за рахунок передачі частини навантаження іншим елементам шестерень насоса.
5. Методи розвантаження підшипників як синергетичний ефект підвищення питомої подачі шестеренного насоса.

На даний час проводяться дослідження за усіма перерахованими напрямками. Особлива увага приділяється підшипникам ковзання, оскільки через високий тиск, що розвиває шестеренний насос, доводиться збільшувати опорну поверхню цапф шестерень і, відповідно, збільшувати габаритні розміри самих підшипників.

При цьому, розміри підшипників не менше ніж удвічі перевищують розміри вінців шестерень, які виконують головну корисну функцію ТС «шестеренний насос». З цього випливає, що навіть невелике зменшення розмірів підшипників може дати суттєвий синергетичний ефект, що дозволяє різко підвищити технічний рівень шестеренного насоса за рахунок зростання його питомих характеристик.

## Розділ 8 Випробовування шестеренного насоса

Цей розділ присвячений експериментальному випробуванню шестеренного насоса за основними функціональними параметрами. В розділі описане обладнання для експериментального випробування шестеренного насоса, наведено оснащення й прилади для проведення експериментальних досліджень шестеренного насоса.

Наведено загальні і приватні методики визначення основних технічних характеристик шестеренного насоса та проведення випробування шестеренного насоса за основними показниками його технічного стану. Наведені методики визначення номінального і максимального тиску, що розвиває шестеренний насос, методики визначення робочого об'єму шестеренного насоса, коефіцієнту подачі, загального й механічного ККД шестеренного насоса та потужності, що розвиває шестеренний насос.

Методика обробки первинної інформації, що була отримана в результаті дослідження шестеренного насоса за основними технічними параметрами, дала можливість оцінити похибки вимірювань експериментального дослідження шестеренного насоса

### 8.1 Обладнання для експериментального випробування шестеренного насоса

Для експериментального дослідження НШ використовували установку, що була створена на базі балансирного стенда для дослідження технічних характеристик НШ ККД - 6 (DS 1036-4/N). Загальний вид установки показано на рис. 8.1; її гідравлічна схема - на рис. 8.2, фото мірного баку установки – на рис. 8.3; фото пульта управління тиском стенда - на рис. 8.4; панель керування частотою обертів, тахометр та лічильник циклів - на рис. 8.5.

Представлена експериментальна установка призначена для визначення основних технічних характеристик шестеренного насоса: тиску, що створює шестеренний насос, подачі, робочого об'єму насоса, КП, механічного і загального ККД, потужності, що розвивається насосом в залежності від тиску нагнітання, швидкості обертання й температури РР.



Рисунок 8.1 Загальний вид установки для експериментального дослідження основних технічних характеристик шестеренного насоса.

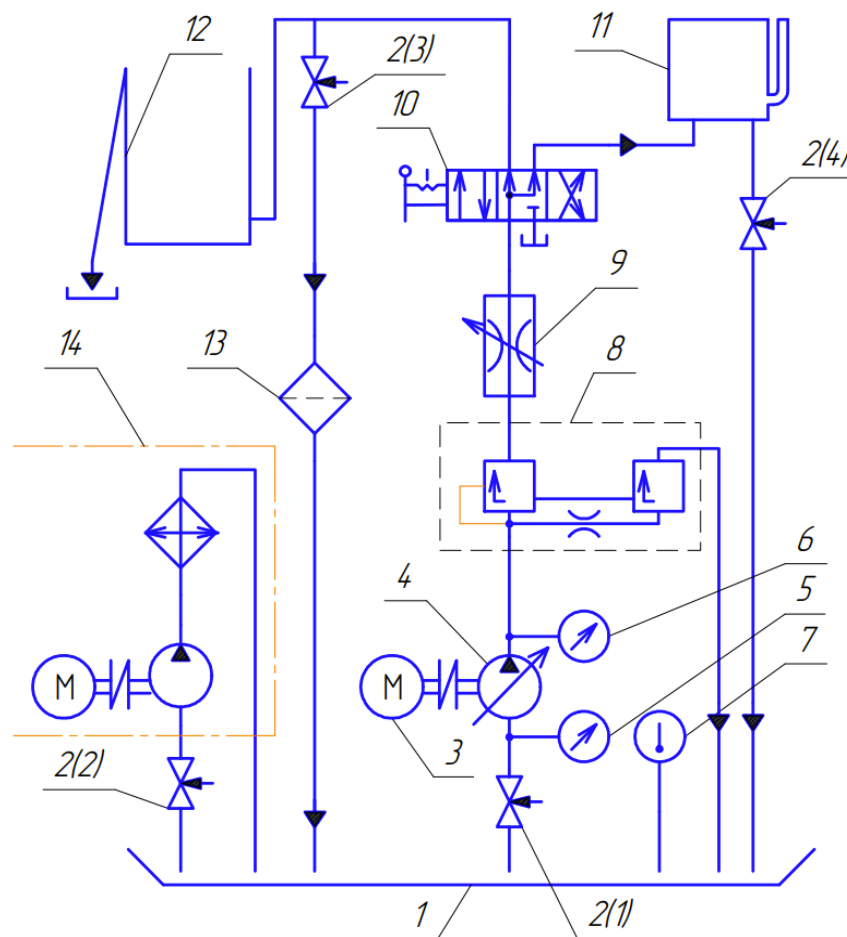


Рисунок 8.2 – Гідравлічна схема стенда для визначення об'ємного та механічного ККД шестеренного насоса.

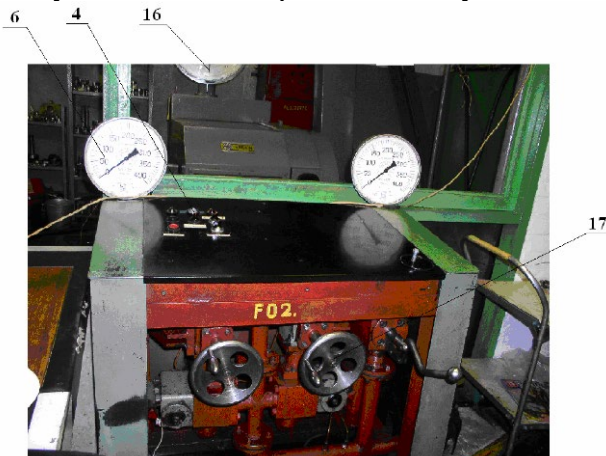
Установка складається з таких основних вузлів (рис. 8.1 - 8.5):

- електропривода із двигуном 3, приводним валом і муфтою, що призначений для обертання ведучого валу експериментального насоса 4 (рис. 8.1, 8.2);
- вентилів 2 марки Г 50-16 для керування потоком РР (рис. 8.2);
- вакуумметра 5, манометра 6 і термометра 7 (рис. 8.2);
- навантажувального пристрою 8, який розташований в єдиному блоці із дроселем голкового типу й запобіжним клапаном (рис. 8.2);
- дроселя 9, для регулювання тиску в гідросистемі (рис. 8.2);
- розподільника 8.1 марки Г 74-16 для керування роботою стенда (рис. 8.2);
- пристрою для вимірювання подачі насоса із загальним 1, мірним 8.2 і приймальним баком 12 (рис. 8.2 і рис. 8.3);
- балансирного пристрою з ваговою голівкою 16 (рис. 8.1, 8.4) для вимірювання крутного моменту привода насоса (рис. 8.4);
- фільтра 13 і системи охолодження й очищення РР 8.5 (рис. 8.2);
- шківів регулювання дроселя - 17 для створення навантаження на НШ (рис. 8.4);
- пульта керування частотою обертів 18 і контрольно-вимірювальних приладів для вимірювання частоти обертання насоса 19 і циклів 20 (рис. 8.5).



1- загальний бак; 11- мірний бак, 12 - прийомний бак

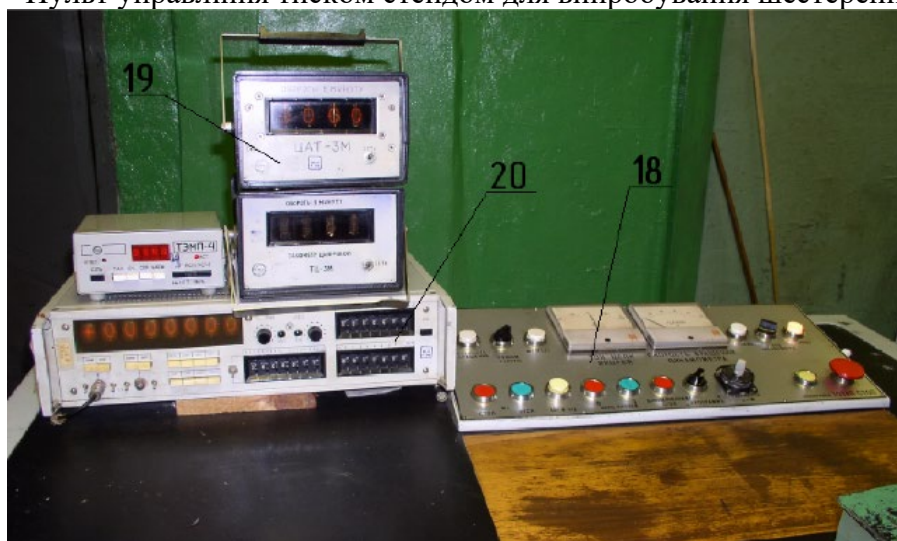
Рисунок 8.3 – Експериментальна установка.



4 - кнопка пуску привода; 6- манометр для визначення тиску; 16 - ваговий пристрій;

17 - вентиль керування тиском

Рисунок 8.4 – Пульта управління тиском стендом для випробування шестеренного насоса



18 – панель керування частотою обертів; 19 – тахометр; 20 – лічильник циклів

Рисунок 8.5 – Пульта управління і контролю частоти обертання шестеренного насоса

Експериментальна установка для випробовування шестеренних насосів рис. 8.1 призначена для визначення його основних технічних характеристик, а саме: тиску, подачі, робочого об'єму, коефіцієнта подачі, механічного і загального ККД, потужності залежно від тиску нагнітання, частоти обертання насоса, температури РР і розрідження на вході в насос.

Установка складається з таких основних вузлів (рис. 8.1):

- системи електроприводу з двигуном постійного струму, приводним валом та муфтою;
- навантажувального пристрою, який розташований в єдиному блоці з дроселем голкового типу та запобіжним клапаном (рис. 8.1);
- дроселя для регулювання тиску у гідросистемі (рис. 8.1);
- пристрою для вимірювання подачі насоса із загальним, мірним та приймальним баком;
- балансирного пристрою з ваговою головкою (рис. 8.1) для вимірювання крутного моменту приводу насоса;
- пульта керування частотою обертання насоса та контрольно-вимірювальних приладів для визначення частоти обертання насоса та циклів (рис. 8.5).

Привід експериментального насоса здійснюється за допомогою двигуна постійного струму 3, що може плавно змінювати частоту обертання в діапазоні від 100 до 3000 хв<sup>-1</sup>. Контроль числа обертів ведучого вала здійснюється приладом 19 марки ЦАТ- 3Г (рис. 8.5).

Балансирний пристрій для вимірювання крутного моменту виконано разом із двигуном 3 і встановлено на кулькових опорах. Рама пристрою передає зусилля, що створюється від реактивного моменту насоса через важіль на ваговий пристрій 16, що являє собою вагову головку типу 8ТР III (рис. 8.1).

Для вимірювання подачі НШ використовують мірний бак 11 циліндричного типу об'ємом 39,960 дм<sup>3</sup> (рис. 8.3), обладнаний поплавком 21 і датчиками 22 (рис. 8.2), які відрегульовані на спрацьовування при заповненні певного відтарованого об'єму бака (рис. 8.3).

Тарування мірного бака 11 здійснювали за допомогою мірної ємності 1-го класу точності об'ємом 2 дм<sup>3</sup> відповідно до стандарту ДСТУ ISO 1042:2005 Відносна похибка вимірювання за допомогою мірного бака не перевищує 1 %.

Прийомний бак 12 (рис. 8.2, 8.3) являє собою ємність на 500 літрів із пристроєм для охолодження, очищення масла й спостереження за підсмоктуванням повітря. Підведення рідини до НШ здійснюється через вентиль 2 марки Г 50-16.

Перелік основних приладів, які використовуються в установці для експериментального дослідження основних технічних характеристик НШ, наведений у табл. 8.1.

Принцип дії експериментальної установки (рис. 8.1 - 8.5) полягає в наступному. Привід експериментального насоса 4 здійснюється за допомогою двигуна постійного струму 3. Кількість оборотів двигуна постійного струму регулюють за допомогою реостату 18 (рис. 8.5). При цьому частоту обертання приводного валу насоса  $n$  визначали приладом 19 марки ЦАТ – 3Г з допомогою фотоелектронного датчика марки ДФ -1 (рис. 8.5).

Розрідження на стадії всмоктування визначається за допомогою вакуумметра - 5 (рис. 8.2) марки ОБВ1-160 ДСТУ 7224:2011.

Необхідний робочий тиск  $P$ , що розвиває шестеренний насос при подоланні навантаження, створюється за допомогою дроселя 9 (рис. 8.2, 8.4). Тиск, що розвиває шестеренний насос вимірюють за допомогою манометра марки МПІ-160×250 (рис. 8.4).

Подачу, що забезпечує експериментальний НШ, вимірювали за допомогою мірного бака 11 ємністю 39,960 дм (рис. 8.2 і 8.3) і лічильника циклів (кількості обертів) приводного вала насоса 20 (рис. 8.2 і рис. 8.5). Кількість циклів, за якої заповнюється мірний бак, визначається електронним лічильником імпульсів 20 марки Ф-5007 (рис. 8.2 і рис. 8.5). Напрямок потоку РР у мірний бак здійснюють за допомогою розподільника 10 марки Г 74-16 (рис. 8.2).

У випадку, коли подачу насоса не вимірюють, потік РР за допомогою розподільника 10 марки Г 74-16 направляють у прийомний бак 12 (рис. 8.2 і 8.3).

Температуру РР контролюють за допомогою термометра 7 марки ТПГ-180 з діапазоном вимірювання 0...100 °С.

Очищення РР станда здійснюється за допомогою спеціальної очисної станції 14, що містить електромотор, насос і фільтр (рис. 8.2).

Таблиця 8.1 – Перелік і основні технічні характеристики приладів, які використовуються на експериментальній установці для випробовування шестеренного насоса

Найменування фізичної величини, що вимірюється	Найменування та марка приладу або умовне позначення	Межі вимірювання	Клас точності, ціна поділки або похибка вимірювання	ДСТУ або ГОСТ
Розрідження на вході в насос	Вакуумметр ОБВ1-160	Тиск 0,1...0 МПа	Кл. 1,5; Ціна поділки 0,002 МПа	ДСТУ 7224:2011
Тиск, що розвивається насосом	Манометр МТІ-160×250	Тиск 0...25 МПа	Кл. 0,4	ДСТУ EN 837
Частота обертання приводного валу двигуна	ЦАТ-3Г, фотоелектронний датчик ДФ-1	Частота обертання 1,5...170 з <sup>1</sup>	Похибка при 1,5 с <sup>-1</sup> - 0,017 с <sup>-1</sup> при 170 с <sup>-1</sup> - 0,042 с <sup>-1</sup>	-
Об'ємна подача	мірний бак	об'єм 39,960 дм <sup>3</sup>	похибка 1,0 %	-
Кількість циклів (обертів) вала насоса	Електронний лічильник імпульсів Ф-5007	0...10 <sup>6</sup>	Похибка 1/60 об. (0,017 об.)	ТУ -25-04- 2032 0 71
Обертальний момент	Вагова головка СТР III	Сила 50...1000 Н	Ціна поділки 1 Н	
Температура РР, термометр	Термометр ТТЖ- М 1П-5 160/66	Температура 0...160 °С	Похибка 2,5 % Ціна поділки – 2 °С	ДСТУ ISO 386:2018

## 8.2 Методика проведення випробовування шестеренного насоса за основними показниками його технічного стану

### 8.2.1 Методологічні засади випробовування шестеренного насоса

По-перше, при проведенні будь-якого експерименту слід звернути увагу на його валідність тобто міру відповідності чи обґрунтованості того, наскільки методика та результати дослідження відповідають поставленим завданням, що результати дійсно відносяться до того явища, що вивчається дослідником. Якщо метод дослідження валідний, його результати вважатимуться точними і надійними, отже, вони відповідають меті дослідження.

Валідне вимірювання – таке, що показуватиме, що експериментальний ефект був викликаний зміною незалежної змінної, він буде повністю відповідати реальності і його результати можна узагальнити без обмежень.

Коли говорять про рівень валідності, розглядається те, наскільки результати дослідження відповідають поставленим завданням.

У техніці під достовірністю результату досліджень розуміється якийсь результат, емпірично (тобто на практиці) підтверджений спеціальними експериментами.

Теорія експерименту передбачає широке використання для обробки даних теорії ймовірностей. У теорії ймовірностей достовірність означає впевненість у правильності оцінки ймовірності настання тієї чи іншої події, висловлюючи ступінь знань про фактори, які

можуть сприяти або перешкоджати їй настанню. У більшості випадків достовірність у теорії ймовірностей має суттєвий елемент невизначеності, оскільки повної інформації про згадані фактори практично ніколи не буває.

### 8.2.2. Методика визначення основних технічних характеристик шестеренного насоса

При випробуваннях перевіряють основні технічні характеристики шестеренного насоса для різних значень тиску та частоти обертання, у тому числі мінімальної, номінальної та максимальної.

Отже визначаються основні технічні характеристики шестеренного насоса, а саме:

- тиск;
- подача;
- коефіцієнт подачі при різних значеннях частоти обертання приводу насоса;
- загальний ККД при різних значеннях частоти обертання;
- механічний ККД при різних значеннях частоти обертання;
- потужність при номінальному значенні тиску для різних значень частоти обертання;

Визначення основних технічних характеристик НШ проводяться відповідно до ДСТУ 2192-93 та ГСТУ 3-25-180-97 [2, 5] для кожного значення робочого об'єму на певних значеннях тиску та частотах обертання насоса.

Відповідно до ДСТУ 2192-93 функціональні залежності параметрів, слід визначати не менше ніж для п'яти значень незалежних параметрів, у тому числі для граничних та номінальних значень. Виходячи з цього були розроблені режими експериментального дослідження НШ, які наведені в табл. 8.2.

Таблиця 8.2 – Режими проведення експериментальних досліджень шестеренних насосів

Показники режимів експериментального дослідження шестеренних насосів	Режими експериментального дослідження шестеренних насосів				
	0	5,0	10,0	16,0	21,0
Тиск, МПа					
Частота обертів, $n$ , $s^{-1}$ (об/хв)	8,3 (500); 16 (1000); 25 (1500); 32 (1920); 40 (2400)	8,3 (500); 16 (1000); 25 (1500); 32 (1920); 40 (2400)	8,3 (500); 16 (1000); 25 (1500); 32 (1920); 40 (2400)	8,3 (500); 16 (1000); 25 (1500); 32 (1920); 40 (2400)	8,3 (500); 16 (1000); 25 (1500); 32 (1920); 40 (2400)
Температура РР, °С	35...50				

При цьому тиск, при якому проводили дослідження технічних характеристик шестеренного насоса, відповідає насосу 3-го виконання  $p_{ном} = 16$  МПа і  $p_{max} = 21,0$  МПа [10]

Щодо окремих методик досліджень технічних характеристик шестеренного насоса. В основу методик досліджень покладено вивчення впливу одного фактора на параметри процесу при фіксації інших факторів. При проведенні досліджень технічних характеристик шестеренного насоса вимірювання величин проводяться, щонайменше, із трикратною повторністю відповідно до вимог [4-5].

При визначенні вищезгаданих технічних параметрів НШ використовували наступні окремі методики.

#### 8.2.2.1 Визначення номінального тиску, що розвиває шестеренний насос

Відповідно до [4] під номінальним розуміють тиск, при якому забезпечується експлуатація насоса протягом заданого проміжку часу – технічного ресурсу із збереженням параметрів у межах заданих норм.

Але з цього визначення не впливає, яким способом визначити номінальний тиск. Тому, під номінальним тиском будемо вважати тиск, при якому робота насоса носить стабільний характер, а температура РР на виході підвищується на постійну величину, яка залежить від типу насоса.

Під стабільним характером роботи насоса будемо вважати функціонування насоса,

при якому зберігаються технічні характеристики насоса (тиск, подача, коефіцієнт подачі та загальний ККД) на заданому технічними вимогами рівні [4, 5] протягом певного часу, встановленого технічними вимогами.

Для насосів типу НШ граничний приріст температури становить  $\Delta t_{np} = 50^\circ C$ . Якщо приріст температури РР на виході з насоса буде більшим за її граничне значення  $\Delta t_{np} = 50^\circ C$ , то роботу насоса, при цьому не можна вважати стабільною. Це пояснюється тим, що при досягненні температури РР, яка перевищує гранично допустиму:

$$t_{np} = t_{noc} + \Delta t_{np}, \quad (8.1)$$

де  $t_{noc}$  - початкова температура РР на вході в насос. Зазвичай початкова температура РР лежить в межах  $t_{noc} = 20...30^\circ C$ ; зменшується в'язкість РР, що призводить до падіння несучої здатності підшипників, а також зниження таких важливих характеристик насоса, як коефіцієнта подачі, механічного і загального ККД.

Цикл випробування на практиці триває 3 хв., що відповідає максимальному часу роботи насоса при номінальному тиску. Протягом зазначеного часу насос безперервно працює при встановленому тиску. Якщо температура РР на виході не перевищує граничну, що визначається у відповідності з залежністю (8.1), то тиск піднімають на 1 МПа і продовжують випробування. Якщо температура РР на виході перевищує граничну, то випробування припиняють і за номінальний тиск приймають його попереднє значення.

#### 8.2.2.2 Визначення максимального тиску, що розвиває шестеренний насос

Під максимальним тиском у відповідності з [2] розуміється найбільше його значення, при якому допускається експлуатація насоса протягом певного інтервалу часу.

Для знаходження максимального тиску використовують наступну методику. Навантажують експериментальний НШ до тиску:

$$P_{max1} = P_{ном} + 0,1 \cdot P_{ном} \quad (8.2)$$

Робота насоса в цьому режимі навантаження згідно [3] повинна тривати не більше 3 с, після цього насос розвантажують до номінального тиску, при якому він повинен працювати не менше чотирьох хвилин [3].

Авторами при проведенні таких досліджень були використані жорсткіші режими випробування: робота при збільшеному тиску (8.2) - 6 с, після чого насос розвантажували до номінального тиску, при якому він повинен працювати не більше однієї хвилини [3].

Якщо насос витримував такі навантаження, тиск підвищували до значення:

$$P_{max2} = P_{ном} + 2 \cdot 0,1 \cdot P_{ном} \quad (8.3)$$

Максимальним тиском вважається значення, яке відповідає залежності:

$$P_{max} = P_{ном} + (n_{дос} - 1) \cdot 0,1 \cdot P_{ном}, \quad (8.4)$$

де  $n_{дос}$  - номер дослідження, у якому тиск сягає значення, при якому експлуатація шестеренного насоса неможлива, оскільки це загрожує його виходу з ладу

Під час проведення досліджень контроль межі працездатності вели за ваговим пристроєм. При різкому відхиленні стрілки приладу шестеренний насос, що досліджували терміново розвантажували та випробування припиняли.

#### 8.2.2.3 Визначення робочого об'єму шестеренного насоса проливанням

Одним з найпростіших методів визначення робочого об'єму шестеренного насоса є метод проливання. Цей метод описаний у літературі, й на думку багатьох фахівців є одним з найбільш точних методів визначення фактичного робочого об'єму шестеренного насоса, що пояснюється майже повною відсутністю втрат РР. Методика полягає в тому, що до камери всмоктування приєднують ємність із робочою рідиною. Насос повертають кілька разів за допомогою спеціальної рукоятки для заповнення його порожнин робочою рідиною. Після цього починають вимірювання робочого об'єму шестеренного насоса за допомогою мірної

ємності. Для збільшення точності вимірювання мірну ємність заповнюють при багаторазовому провертанні насоса. Тоді робочий об'єм шестеренного насоса підраховують відповідності із залежністю:

$$V_0 = \frac{V}{n}, \quad (8.5)$$

де  $V$  - об'єм РР, перекачаної шестеренним насосом за  $n$  обертів;  
 $n$  - кількість обертів шестеренного насоса, необхідна для заповнення мірної ємності, звичайно  $n = 10 \dots 100$ .

#### 8.2.2.4 Визначення коефіцієнту подачі шестеренного насоса

Коефіцієнт подачі є одним з основних показників, що характеризує якість роботи насоса, як гідравлічної машини. Коефіцієнт подачі визначають на експериментальній установці для дослідження основних технічних характеристик шестеренного насоса, змонтованої на базі балансірного стенда ККД - 6 (DS 1036-4/N).

При проведенні досліджень визначається залежність коефіцієнта від тиску, що розвиває насос, і при різних значеннях частоти обертання (див. табл. 8.2) Результат досліджень представляється у вигляді

$$\eta_v = \phi(p, n), \quad (8.6)$$

де  $\eta_v$  - коефіцієнт подачі шестеренного насоса;

$p$  - поточне значення тиску, що розвиває насос під час досліджень, Па;

$n$  - частота обертання шестеренного насоса, об/с.

Потім залежність (8.6) представляють у вигляді відповідних графіків.

Коефіцієнт подачі визначали за формулою:

$$\eta_v = \frac{V_{м.б.}}{n_{\phi} \cdot V_0}, \quad (8.7)$$

де  $V_{м.б.}$  - об'єм мірного бака, приймали рівним 39,960 дм<sup>3</sup>;

$n_{\phi}$  - фактичне число обертів насоса, при перекачуванні РР об'ємом, рівним об'єму мірного бака (знаходили за даними електроімпульсного лічильника);

$V_0$  - теоретичне (номінальне) значення робочого об'єму шестеренного насоса, дм<sup>3</sup>.

Визначення фактичного значення робочого об'єму насоса можна виконувати на описаній вище установці при мінімальній частоті обертання  $n_{min} = 8,333$  об/с (500 об/хв) при тиску РР  $p = 0,05 \dots 0,10$  МПа. Незначний тиск РР  $p = 0,05 \dots 0,10$  МПа необхідно підтримувати для включення механізму самопідтискання втулок, які використовують для компенсації торцевих зазорів, тим самим, збільшуючи коефіцієнт подачі насоса. Невелику частоту обертання шестерень використовували для зменшення втрат РР на стадії усмоктування.

#### 8.2.2.5 Визначення подачі шестеренного насоса

Подача шестеренного насоса є однією з основних технічних характеристик, що визначають його типорозмір, від якого в значній мірі залежить потужність шестеренного насоса. При проведенні досліджень знаходили закономірності залежності подачі шестеренного насоса від тиску, що розвиває насос, і частоти обертання, (див. табл. 8.2), які представляли у вигляді графіків, що відображають залежність виду:

$$Q = f(p, n), \quad (8.8)$$

де  $Q$  - поточне значення подачі насоса, см<sup>3</sup>/с.

Подачу визначали за формулою

$$Q = \frac{n \cdot V_0 \cdot \eta_v}{1000}, \quad (8.9)$$

де  $V_0$  - номінальний робочий об'єм шестеренного насоса, що досліджується, см<sup>3</sup>;

Отримані залежності є навантажувальними характеристиками шестеренного насоса,

оскільки (8.8) відображає залежність подачі від тиску, що розвиває насос.

### 8.2.2.6 Визначення загального й механічного ККД шестеренного насоса

При дослідженні шестеренного насоса знаходять залежності механічного й загального ККД від тиску, що розвиває насос і при різних значеннях частоти обертання насоса (див. табл. 8.2). Отримані результати представляють у вигляді графіків, які відображають залежності виду:

$$\eta_{\text{мех}} = \psi(p, n), \quad (8.10)$$

де  $\eta_{\text{мех}}$  - механічний ККД шестеренного насоса;

$$\eta_{\text{заг}} = \xi(p, n), \quad (8.11)$$

де  $\eta_{\text{заг}}$  - загальний ККД насоса.

Потужність, що розвиває шестеренний насос на виході – гідравлічна потужність насоса (корисна потужність), визначається за формулою

$$N_z = p \cdot Q. \quad (8.12)$$

Потужність, що споживає шестеренний насос в процесі своєї роботи, відрізняється від гідравлічної потужності, що розвиває насос, на величину загального ККД шестеренного насоса

$$N = \frac{N_z}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (8.13)$$

$N$  - потужність шестеренного насоса, по визначенню – це потужність, що споживається насосом, Вт;

де  $\eta_{\text{заг}}$  - загальний ККД насоса.

Потужність шестеренного насоса  $N$ , експериментально може бути визначена за формулою:

$$N_{\text{ном}} = M_\delta \omega = 2 \pi n M_\delta, \quad (8.14)$$

де  $M_\delta$  - дійсний (вимірний) кратний момент привода шестеренного насоса Н м;

$\omega$  - кутова швидкість привода шестеренного насоса  $\text{с}^{-1}$ ;

$M_\delta$  - дійсний вимірний момент на валу насоса, що визначається на стенді за допомогою вагового пристрою, який визначають у відповідності із залежністю:

$$M_\delta = p_i \cdot l_1 - p_x \cdot l_1 \quad (8.15)$$

де  $p_i$  - зусилля визначене за ваговим пристроєм, Н;

$l_1$  - робоче плече балансірної рамки  $l_1 = 1$  м;

$p_x$  - навантаження на плече вагів у Н при холостій роботі двигуна, від'єданого від насоса [9].

Тоді, загальний ККД шестеренного насоса може бути визначений за формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{N_z}{N} = \frac{p \cdot Q}{2\pi \cdot n \cdot M_\delta}. \quad (8.16)$$

Також, загальний ККД шестеренного насоса може бути визначений як

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_V \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_z, \quad (8.17)$$

де  $\eta_z$  - гідравлічні втрати в шестеренному насосі.

Відомо, що гідравлічні втрати в об'ємних гідромашинах незначні (див. розділ 2), а тому можна вважати, що  $\eta_z \approx 1$ , тоді механічний ККД може бути знайдений як

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{\eta_{\text{заг}}}{\eta_V}. \quad (8.18)$$

### 8.2.2.7 Експериментальне визначення потужності, що розвиває шестеренний насос

Однією з важливих технічних характеристик будь-якої машини є такий показник як потужність. Потужність, що розвиває шестеренний насос, залежить від тиску РР на виході з насоса, його робочого об'єму і частоти обертання. Залежність потужності від зазначених параметрів рекомендується представляти у вигляді відповідних графіків, що відображають залежність виду

$$N = \phi(p, V_0, n). \quad (8.19)$$

Гідрравлічну потужність, що розвиває шестеренний насос визначали як

$$N_z = p \cdot Q \text{ або } N_z = p \cdot V_0 \cdot n. \quad (8.20)$$

### 8.3 Методика обробки первинної інформації, що була отримана в результаті дослідження шестеренного насоса за основними технічними параметрами

В результаті проведення експериментальних досліджень одержується, здебільшого, первинна інформація, що, як правило, вимагає подальшої статистичної обробки. При аналізі результатів експериментальних даних широко використовується апарат теорії ймовірності і математичної статистики [80 -83].

Достовірність результатів експериментальних досліджень визначається відповідністю прийнятих методик експериментальних досліджень тим фізичним явищам, які лежать в основі робочих процесів, що відбуваються в шестеренному насосі. Не менш важливою умовою достовірності результатів експериментальних досліджень є їх проведення з певною точністю вимірювань.

Вимірювання є однією з основних складових частин будь-якого експерименту. Від знання закономірностей досліджуваних процесів, залежить точність вимірюваних величин, похибка вимірювання, мінімально необхідна кількість дослідів (вимірювань), умови вимірювань, при яких помилки будуть найменшими, а також загальний аналіз результатів.

В основу методики експериментальних досліджень покладено вивчення впливу одного досліджуваного фактора оцінювання параметра процесу при фіксації інших факторів. Так, втрати РР через радіальний зазор досліджували шляхом зміни радіального зазору шліфуванням шестерень. При проведенні експериментальних досліджень вимірювання досліджуваних величин проводили щонайменше з трикратною повторністю відповідно до вимог.

Одним з найбільш важливих факторів, що визначають достовірність результатів експериментальних досліджень є визначення похибки вимірювань.

Найчастіше при проведенні експериментальних досліджень знаходження досліджуваних величин виконують не безпосередньо, а шляхом непрямих вимірювань.

Як відомо, похибка непрямого вимірювання знаходиться через похибки прямих вимірювань за правилом диференціювання.

В публікації [80] і в розділі 9.3 наведена методика і розрахунки загальної похибки при визначенні основних технічних характеристик шестеренного насоса. Вихідними даними для визначення похибки визначення непрямих вимірювань були наступні величини

$$V_{мб} - \text{об'єм мірного бака, } V_{мб} = 39,96 \text{ дм}^3$$

$n_z = 66000,0$  - мінімальна кількість циклів необхідних для заповнення об'єму мірного бака (для шестеренного насоса з об'ємом робочої камери  $V_0 = 32,0 \text{ см}^3$ ).

$$- \text{відносна похибка вимірювання числа циклів } e_{n_z} = 1,515 \cdot 10^{-5},$$

- відносну похибку вимірювання об'єму мірного бака можна визначити, знаючи абсолютну похибку кінцевих вимикачів -  $\Delta h = 0,2 \text{ мм}$  і глибину РР в мірному баці  $h = 248 \text{ мм}$   $e_{V_{мб}} = 0,0016$ .

Тоді:

$$- \text{відносна похибка вимірювання робочого об'єму насоса становить } e_q \approx 0,16\% ;$$

- відносна похибка при вимірюванні коефіцієнта подачі насоса  $e_{\eta_V} = 0,25\%$  ;
- відносна похибка при вимірюванні подачі шестеренного насоса  $e_Q = 0,36\%$  .

Результати розрахунку відносної похибки вимірювання основних технічних параметрів отриманий відповідно до методики, викладеної в розділі 9.3, представлені в табл. 8.3.

Таблиця 8.3 – Відносна похибка при визначенні основних технічних характеристик шестеренного насоса

Технічні характеристики шестеренного насоса	Відносна похибка вимірювання, %
Робочий об'єм насоса	0,16
Коефіцієнт подачі	0,25
Подача	0,36
Крутний момент	4,0
Загальний ККД	0,82
Механічний ККД	0,86

За отриманими результатами експериментальних досліджень шестеренного насоса за основними функціональними параметрами були побудовані відповідні графічні залежності подачі насоса  $Q_H$ , коефіцієнта подачі  $\eta_V$ , загального ККД  $\eta$  і потужності електродвигуна  $N_D$  від тиску насоса  $p_H$ , що представлені на рис. 8.6.

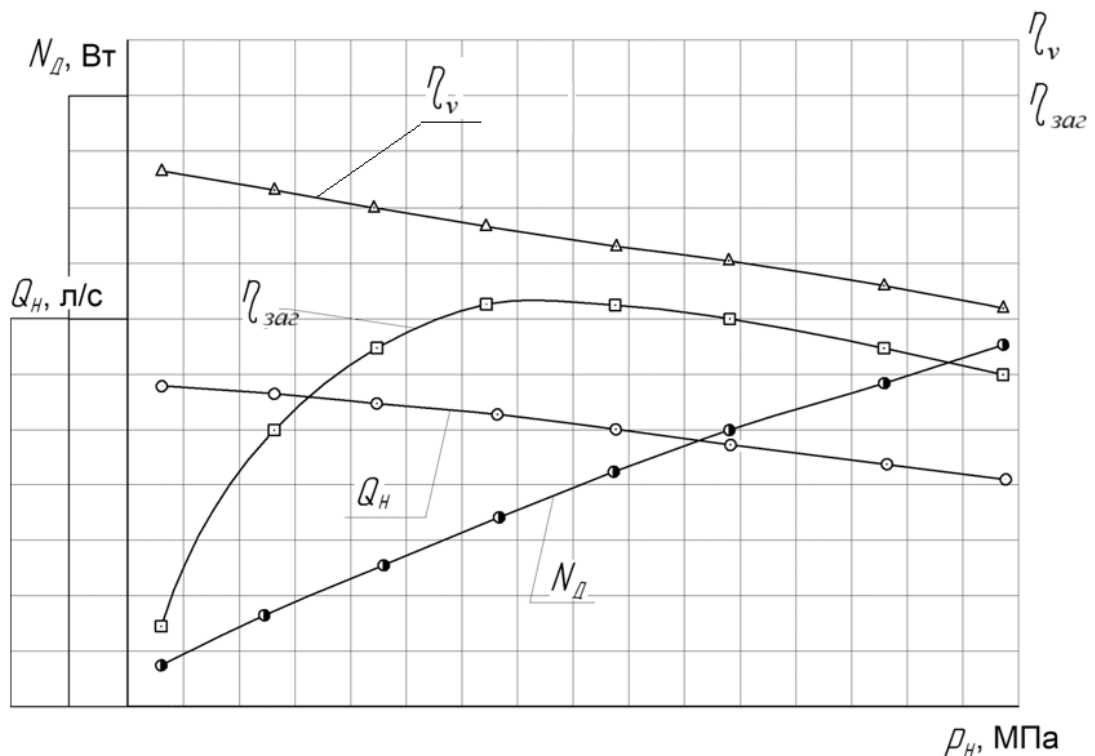


Рисунок 8.6 - Робоча характеристика шестеренного насоса

### Висновки по розділу 8

1. В даному розділі представлено методики експериментального визначення основних технічних характеристик шестеренного насоса та випробовування його технічного стану. Виконано опис обладнання, установки, оснащення й приладів для експериментального випробування шестеренного насоса. Вибір експериментальних установок і методик проведення експериментальних досліджень адекватно відповідає тим фізичним законам, які лежать в основі процесів і явищ, що відбуваються при роботі шестеренного насоса. Це дає можливість експериментально, з певною достовірністю, визначити технічний стан

шестеренного насоса за основними технічними характеристиками.

2. Представлено розроблені методики визначення номінального і максимального тиску, що розвиває шестеренний насос, методики визначення робочого об'єму шестеренного насоса, коефіцієнту подачі, загального й механічного ККД шестеренного насоса та потужності, що розвиває шестеренний насос. Це дає можливість системного підходу до комплексного експериментального визначення основних технічних характеристик шестеренного насоса.

3. Методика обробки первинної інформації, що була отримана в результаті дослідження шестеренного насоса за основними технічними параметрами дала можливість оцінити похибки вимірювань експериментального дослідження шестеренного насоса що забезпечує достовірність отриманих експериментальних досліджень.

## **Розділ 9 Методика статистичної обробки даних експериментальних досліджень**

*В цьому розділі запропонована методика статистичної обробки даних та розрахунку похибки результатів експериментальних досліджень технічних характеристик шестеренного насоса.*

*Наведені методики визначення параметрів описової статистики, інтервальні характеристики результатів експериментальних досліджень, абсолютна і відносна похибка експерименту, наведено методики визначення мінімально необхідної кількості експериментів та розрахунку загальної похибки непрямих вимірів при визначенні основних технічних характеристик шестеренного насоса*

### **9.1 Визначення параметрів описової статистики**

#### **9.1.1 Визначення точкових характеристик емпіричного розподілу**

Найчастіше у якості точкових характеристик генеральної сукупності виступають математичне сподівання, дисперсія і стандартне відхилення.

##### **9.1.1.1 Визначення емпіричного середнього значення вибірки випадкової величини (оцінка математичного сподівання)**

Оцінкою для математичного сподівання генеральної сукупності є вибіркове середнє, яке визначається для незгрупованих даних варіаційного ряду за формулою:

$$\bar{a} = \frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n}, \quad (9.1)$$

де  $a_i$  –  $i$ -та варіанта варіаційного ряду;

$n$  – число членів варіаційного ряду.

##### **9.1.1.2 Визначення дисперсії і стандартного відхилення вибірки**

Дисперсія служить основною мірою варіації розсіювання випадкової величини, що досліджується. Дисперсія визначається, як частка від розподілу суми квадратів відхилень на число усіх вимірювань без одиниці (для малих вибірок при  $n < 30$ ):

– для первинного ряду:

$$D = \frac{\sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}{n-1}; \quad (9.2)$$

– для варіаційного ряду:

$$D = \frac{\sum_{i=1}^k (a_i - \bar{a})^2 \cdot f_i}{\sum_{i=1}^k f_i} . \quad (9.3)$$

Розмірність дисперсії дорівнює квадрату розмірності досліджуваної випадкової величини, що незручно. А тому, на практиці для вимірювання розсіювання використовують іншу характеристику, що має розмірність досліджуваної величини, яку називають *стандартним відхиленням*. Стандартне відхилення одиничного досліду або вимірювання визначають за наступними виразами:

– для первинного ряду:

$$S_{a_i} = \sqrt{D} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}{n-1}} , \quad (9.4)$$

– для варіаційного ряду:

$$S_{a_i} = \sqrt{D} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^k (a_i - \bar{a})^2 \cdot f_i}{\sum_{i=1}^k f_i}} , \quad (9.5)$$

У випадку малого обсягу вибірки стандартне відхилення рекомендується корегувати відповідно [80] відповідно до виразу

$$S_{a_i} = M_k \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}{n-1}} , \quad (9.6)$$

де  $M_k$  – поправочний коефіцієнт, що може бути визначений з табл. 9.1.

Таблиця 9.1 – Значення коефіцієнта  $M_k$  [80]

F	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	...	60
$M_k$	1,253	1,128	1,085	1,064	1,051	1,042	1,036	1,032	1,028	1,025	1,022	1,019	...	1,004

### 9.1.1.3 Визначення стандартного відхилення середньої вибірки

Стандартне відхилення середнього результату всієї серії дослідів (вибірки)  $S_{\bar{a}}$  - величина, що визначається за формулою:

$$S_{\bar{a}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}{n \cdot (n-1)}} , \quad (9.7)$$

або

$$S_{\bar{a}} = \frac{S_{a_i}}{\sqrt{n}} . \quad (9.8)$$

Стандартне відхилення вибіркової середньої (похибка вибіркової середньої)  $S_{\bar{a}}$  прямо пропорційне стандартному відхиленню одиничного вимірювання  $S_{a_i}$  і зворотно пропорційне кореню квадратному з числа дослідів або вимірювань.

### 9.1.2 Інтервальні характеристики середнього значення вибірки

Для того, щоб одержати оцінки довірчого інтервалу для випадкової величини  $a$  при малих обсягах вибірок  $n \leq 25$  вводиться інший коефіцієнт  $t_{\alpha,n}$ , використання якого дозволяє врахувати похибки при визначенні величин  $S_{a_i}$  і  $S_{\bar{a}}$ .

Порядок опрацювання результатів вимірювань наступний:

- виконують  $n$  вимірювань і записують їх результати в таблицю;
- обчислюють середнє значення випадкової величини  $\bar{a}$ ;
- за формулами (9.4), (9.5) або (9.6) обчислюють стандартне відхилення одиничного виміру (дослід)  $S_{a_i}$ , стандартне відхилення всієї серії вимірів (дослідів)  $S_{\bar{a}}$  обчислюють за формулою (9.7), знаходять по таблицях коефіцієнт Ст'юдента  $t_{\alpha,n}$  залежно від заданої довірчої ймовірності  $\alpha$  і числа вимірювань  $n$ , тоді результат вимірювань (дослідів) записують у вигляді:

- для одиничного вимірювань (дослід):

$$a = \bar{a} \pm t_{\alpha,n} \cdot S_{a_i}; \quad (9.9)$$

- для всієї серії вимірювань (дослідів)

$$a = \bar{a} \pm t_{\alpha,n} \cdot S_{\bar{a}}; \quad (9.10)$$

- в розгорнутому вигляді для одиничного вимірювання (дослід):

$$\bar{a} - t_{\alpha} \cdot S_{a_i} \leq a_i \leq \bar{a} + t_{\alpha} \cdot S_{a_i}; \quad (9.11)$$

- у розгорнутому вигляді для всієї серії вимірювань (дослідів):

$$\bar{a} - t_{\alpha} \cdot S_{\bar{a}} \leq \bar{a} \leq \bar{a} + t_{\alpha} \cdot S_{\bar{a}}. \quad (9.12)$$

Це означає, що істинне значення вимірюваної величини  $a_{іст}$  з довірчою ймовірністю  $\alpha$  знаходиться в інтервалі:

- для одиничного вимірювання:

$$[\bar{a} - t_{\alpha,n} \cdot S_{a_i}; \bar{a} + t_{\alpha,n} \cdot S_{a_i}]. \quad (9.13)$$

- для середнього значення вибірки:

$$[\bar{a} - t_{\alpha,n} \cdot S_{\bar{a}}; \bar{a} + t_{\alpha,n} \cdot S_{\bar{a}}]. \quad (9.14)$$

Використовуючи табл. 9.2 коефіцієнтів Ст'юдента, часто вирішують і зворотну задачу: по відомій відносній похибці  $\varepsilon$  або абсолютній похибці вимірювального приладу  $\Delta a$  і заданій величині довірчої ймовірності (надійності)  $\alpha$  визначають необхідне число вимірювань у серії (див. п. 9.2).

Припустимо, що є задана відносна похибка  $\varepsilon$ , тоді відповідно до (9.25) абсолютну похибку можна буде обчислити за формулою:

$$\Delta a = \varepsilon \cdot \bar{a}. \quad (9.15)$$

З іншого боку абсолютна похибка одиничного вимірювання відповідно до (9.25) дорівнює:

$$\Delta a_i = t_{\alpha} \cdot S_{a_i}. \quad (9.16)$$

З останнього виразу знаходимо, що:

$$t_{\alpha} = \frac{\Delta a_i}{S_{a_i}}. \quad (9.17)$$

Тоді по табл. 9.2 для заданої довірчої ймовірності  $\alpha$  і розрахованим значенням  $t_{\alpha}$  знаходимо необхідне число вимірювань.

Розглянемо приклад 3.2. У розділі 3.2 наведені, результати розрахунків за даними приклада 3.2 (див. табл. 3.2):  $\bar{a} = 50,331 \text{ мм}$ , а  $S_{a_i} = 0,598 \text{ мм}$ . Встановимо відносну похибку, яка для галузі машинобудування і ремонтного виробництва звичайно лежить у межах  $\varepsilon = 0,05 \dots 0,2$ . Тоді, абсолютна похибка вимірювання складе:

$$\Delta a = \varepsilon \cdot \bar{a} = 0,05 \cdot 50,331 = 2,517,$$

$$t_{\alpha} = \frac{\Delta a_i}{S_{a_i}} = \frac{2,517}{0,598} = 4,208.$$

Тоді, по табл. 9.2 для довірчої ймовірності  $\alpha = 0,99$  й обчисленого значення  $t_{\alpha} = 4,208$ , знаходимо, що число вимірювань  $n=6$ , а для  $\alpha = 0,999$  число вимірювань  $n=15$ .

Наведемо ще один приклад, що ілюструє практичне застосування розподілу

Ст'юдента: по 15 партіям деталей було визначено, що величина часу міжопераційних перерв між двома суміжними операціями технологічного процесу дорівнює відповідно: 1,47; 0,76; 0,61; 1,26; 0,60; 0,57; 1,37; 0,69; 0,52 0,61; 0,50; 0,37; 0,47; 0,36; 0,32 годин.

Вибіркова середня величина часу міжопераційних перерв складає  $\bar{a} = 0,70$  год, а вибірка дисперсія  $S_{a_i}^2 = 0,114$ .

Стандартне відхилення всієї вибірки дорівнює:

$$S_{\bar{a}} = \sqrt{\frac{S_{a_i}^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0,114}{14}} = 0,09 \text{ год}$$

Таблиця 9.2 – Значення коефіцієнтів Ст'юдента  $t_{\alpha,n}$  [82]

Число вимірів, n	Довірча ймовірність $\alpha$								
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,98	0,99	0,999
2	1,00	1,38	2,0	3,1	6,3	12,7	31,8	63,7	636,6
3	0,82	1,06	1,3	1,9	2,9	4,3	7,0	9,92	31,6
4	0,77	0,98	1,3	1,6	2,4	3,2	4,5	5,84	12,9
5	0,74	0,94	1,2	1,5	2,1	2,8	3,7	4,60	8,6
6	0,73	0,92	1,2	1,5	2,0	2,6	3,4	4,03	6,9
7	0,72	0,90	1,1	1,4	1,9	2,4	3,1	3,71	6,0
8	0,71	0,90	1,1	1,4	1,9	2,4	3,0	3,5	5,4
9	0,71	0,90	1,1	1,4	1,9	2,3	2,9	3,36	5,0
10	0,70	0,88	1,1	1,4	1,8	2,3	2,8	3,25	4,8
15	0,69	0,87	1,1	1,3	1,8	2,1	2,6	2,98	4,1
20	0,69	0,86	1,1	1,3	1,7	2,1	2,5	2,86	3,9
40	0,68	0,85	1,1	1,2	1,7	2,0	2,4	2,71	3,6
60	0,68	0,85	1,0	1,3	1,7	2,0	2,4	2,66	3,5
120	0,68	0,85	1,0	1,3	1,7	2,0	2,4	2,62	3,4
$\infty$	0,67	0,84	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3	2,59	3,3

За табл. 9.2 числу вимірювань  $n = 15$  і довірчій ймовірності 0,98 відповідає  $t_{\alpha,n} = 2,6$ . Таким чином, з довірчою ймовірністю 0,98 можна припустити, що похибка вибіркової середньої буде не більше  $\Delta a = 2,6 \cdot 0,09 = 0,234$ .

Розподіл Ст'юдента дозволяє оцінити величину довірчої ймовірності (надійності)  $\alpha$  за значенням  $\Delta a$  або навпаки по заданій величині довірчої ймовірності (надійності)  $\alpha$  знайти величину похибки результату  $\Delta a$  (див. розділ 9.13).

### 9.1.3 Абсолютна і відносна похибка експерименту

#### 9.1.3.1 Абсолютна похибка експерименту

Абсолютна похибка одиничного дослідження або вимірювання може бути представлена у вигляді:

$$|\Delta a^*| = |\hat{a} - a_i|, \quad (9.18)$$

де  $a_i$  – результат окремого вимірювання (дослідження):

$\hat{a}$  – істинне значення величини, що вимірюється.

$\Delta a$  - похибка;

$|\Delta a|$  - абсолютна похибка.

Однак, на практиці точне значення випадкової величини  $\hat{a}$ , що вимірюється, як правило невідоме, а тому істина похибка  $\Delta a^*$  не може бути обчислена. Тому, замість похибки  $\Delta a^*$  визначають звичайно «вимірювану» абсолютну похибку:

$$\Delta a_i = |\bar{a} - a_i|, \quad (9.19)$$

де  $\bar{a}$  - середнє значення величини, що вимірюється.

І, якщо абсолютну похибку одиничного вимірювання можна обчислити за формулою (9.27), то абсолютну похибку середнього значення вибірки визначити за аналогічною формулою не є можливим, оскільки істинне значення величини, що вимірюється, як правило, невідоме.

В цьому випадку скориставшись залежностями (9.10)-(9.21) «вимірювану» абсолютну похибку досліду визначають за формулами:

– для одиничного виміру:

$$\Delta a_i = k_\alpha \cdot S_{a_i} \quad \text{або} \quad \Delta a_i = t_\alpha \cdot S_{a_i}; \quad (9.20)$$

– для середнього значення вибірки:

$$\Delta \bar{a} = k_\alpha \cdot S_{\bar{a}} \quad \text{або} \quad \Delta \bar{a} = t_\alpha \cdot S_{\bar{a}}. \quad (9.21)$$

### 9.1.3.2 Відносна похибка експерименту

Слід зазначити, що величина абсолютної похибки результату вимірювань  $\Delta a$  сама по собі ще не визначає точності вимірювань.

Для оцінки точності вимірювань вводять поняття відносної похибки  $\varepsilon$ , яка дорівнює відношенню абсолютної похибки результату вимірювань  $\Delta a$  до середнього значення серії вимірювань  $\bar{a}$ :

$$\varepsilon = \pm \frac{\Delta a}{\bar{a}}. \quad (9.22)$$

Часто ця похибка виражається у відсотках:

$$\varepsilon = \pm \frac{\Delta a}{\bar{a}} \cdot 100\%. \quad (9.23)$$

Відносна похибка  $\varepsilon$  є мірою точності результатів вимірювань.

Величину обернену до відносної похибки називають точністю вимірювань і визначають за формулою:

$$\psi = 1/\varepsilon, \quad (9.24)$$

Розглянемо приклад опрацювання результатів вимірювань діаметрів цапф шестерень шестеренного насоса НШ -32. Проведемо її для двох значень довірчої ймовірності  $\alpha = 0,95$  і  $\alpha = 0,99$ . Десять значень діаметрів цапф шестерень шестеренного насоса НШ -32 наведені в табл. 9.3. Вимірювання проводилися мікрометром з ціною поділки 0,01 мм.

Таблиця 9.3 – Результати вимірювань діаметрів цапф шестерень шестеренного насоса НШ -32

Номер виміру	Виміряний діаметр цапфи, d	Номер виміру	Виміряний діаметр цапфи, d
1	24,85	6	24,81
2	24,80	7	24,80
3	24,84	8	24,85
4	24,81	9	24,84
5	24,79	10	24,80

1. Візьмемо п'ять перших вимірювань з табл. 9.3 і знайдемо описові статистики границі довірчого інтервалу для них. Результати обчислень наведені в табл. 9.4.

Тоді, результат вимірювань для 5-ти вимірювань при довірчій ймовірності  $\alpha = 0,95$  можна представити у інтервальному вигляді, як:

$$24,818 - 0,0341 \leq \bar{d} \leq 24,818 + 0,0341, \text{ або } 24,784 \leq \bar{d} \leq 24,852 \quad (9.25)$$

А результати для 5-ти вимірювань можна представити у інтервальному вигляді:

$$24,818 - 0,05598 \leq \bar{d} \leq 24,818 + 0,05598, \text{ або } 24,762 \leq \bar{d} \leq 24,874$$

2. Візьмемо всі 10-ть вимірів з табл. 9.3 і знайдемо для них описові статистики границі довірчого інтервалу. Результати обчислень наведені в табл. 9.4.

Тоді результат вимірювань для 10-ти вимірів при довірчій ймовірності  $\alpha = 0,95$  можна представити у інтервальному вигляді, як:

$$24,819 - 0,0174 \leq \bar{d} \leq 24,819 + 0,0174, \text{ або } 24,802 \leq \bar{d} \leq 24,836$$

Тоді результат для 10-ти вимірювань при довірчій ймовірності  $\alpha = 0,99$  можна представити у інтервальному вигляді, як:

$$24,819 - 0,0245 \leq \bar{d} \leq 24,819 + 0,0245, \text{ або } 24,795 \leq \bar{d} \leq 24,844$$

З наведених розрахунків можемо зробити наступні висновки

- із збільшенням числа вимірів суттєво зменшується, як абсолютна похибка середнього значення вимірів, так і, зв'язно ширина інтервалу;

- при переході від довірчої ймовірності  $\alpha = 0,95$  до довірчої ймовірності  $\alpha = 0,99$  збільшується, як абсолютна похибка середнього значення вимірів, так і, відповідно ширина інтервалу.

Таблиця 9.4 – Результати вимірювань діаметрів цапф шестерень насоса НШ -32

Статистичні показники вимірів діаметрів цапф шестерень	Залежність для розрахунку	Кількість вимірів	
		5	10
1. Середнє значення $\bar{d}_i$	(9.1)	24,818	24,819
2. Дисперсія одиночного виміру $D_{d_i}$	(9.2)	0,00067	0,000543
3. Стандартне відхилення одиночного виміру $S_{d_i}$	(9.4)	0,02589	0,0233
4. Значення корегуючого коефіцієнта $M_k$ , табл. 9.1	Табл. 9.1	1,051	1,025
5. Кореговане стандартне відхилення одиночного виміру $S_{d_i}$	(9.6)	0,02721	0,02388
6. Стандартне відхилення середнього виміру $S_{\bar{d}}$	(9.8)	0,01217	0,00755
7. Коефіцієнт Ст'юдента для довірчої ймовірності $\alpha = 0,95$	Табл. 9.2	2,8	2,3
8. Абсолютна похибка результату вимірів $\Delta d_{\bar{d}}$ при довірчій ймовірності $\alpha = 0,95$	(9.10)	0,0341	0,0174
9. Відносна похибка результатів - $\varepsilon_{\bar{d}}$ при довірчій ймовірності $\alpha = 0,95$	(9.17)	0,137%	0,07%
10. Коефіцієнт Ст'юдента для довірчої ймовірності $\alpha = 0,99$	Табл. 9.2	4,6	3,25
11. Абсолютна похибка результату вимірів $\Delta d_{\bar{d}}$ при довірчій ймовірності $\alpha = 0,99$	(9.10)	0,05598	0,0245
9. Відносна похибка результатів $\varepsilon_{\bar{d}}$ при довірчій ймовірності $\alpha = 0,99$	(9.17)	0,2256%	0,099%

## 9.2 Визначення мінімально необхідної кількості експериментів

З теорії математичної статистики відомо, що з підвищенням числа дослідів підвищується точність проведення експериментів [82, 83]. Але з іншої сторони, зростання кількості дослідів приводить, іноді, до невиправданих витрат оскільки підвищена точність не завжди потрібна. Більш того, надмірна точність експерименту затушовує досліджуване явище або процес і починає відображати більш глибокі (на мікрорівні) процеси або явища, до вивчення яких справа ще не дійшла.

Наведена в цьому розділі методика надає рекомендації по розрахунку мінімально необхідної кількості дослідів  $n$  для забезпечення необхідної наперед заданої відносної похибки  $\varepsilon$  і довірчої ймовірності  $\alpha$ . Відмітимо, що відносна похибка  $\varepsilon$  і довірча ймовірність  $\alpha$  можуть бути різними, як для окремих галузей знань, так і для різних випадків в межах однієї і тієї ж науки. Так, наприклад, рекомендації з вибору відносної похибки  $\varepsilon$  і довірчої ймовірності  $\alpha$  для ремонтного виробництва представлені в [80], для польових експериментів необхідні дані наведено в [82].

Дана методика ґрунтується на теоремі, яка доводиться в теорії математичної статистики [80] і яка формулюється таким чином:

*при заданій довірчій ймовірності  $\alpha$  гранична похибка середньої вибірки дорівнює  $k_\alpha$  – кратній величині стандартного відхилення  $\sigma_{\bar{a}}$ , де  $k_\alpha$  є те значення аргументу, при якому функція розподілу Лапласа  $\Phi(k_\alpha)$  дорівнює  $\alpha$  [80].*

Для визначення мінімально необхідної кількості дослідів попередньо роблять збір експериментальних даних невеликого обсягу  $n \leq 10$  [82].

Потім, визначають точкові характеристики випадкової величини:

Середнє арифметичне значення отриманих експериментальних даних визначають за формулами (9.1), (9.10) або (9.11).

Вибіркове стандартне відхилення одиничного вимірювання визначають за формулами (9.4) або (9.5).

У силу малого обсягу вибірки вибіркове стандартне відхилення рекомендується корегувати відповідно до [80] за формулою (9.6).

Вибіркове стандартне відхилення середнього значення вибірки визначають за формулою:

$$S_{\bar{a}} = \frac{S_{a_i}}{\sqrt{n}} . \quad (9.26)$$

З теорії математичної статистики відомо, що абсолютна похибка середнього при малому числі дослідів може бути визначена за формулою [83]:

$$\Delta \bar{a} = t_{\alpha, n} \cdot S_{\bar{a}} , \quad (9.27)$$

де  $t_\alpha$  - коефіцієнт розподілу Ст'юдента.

Підставивши (9.26) у (9.27), одержимо:

$$\Delta \bar{a} = t_{\alpha, n} \cdot \frac{S_{a_i}}{\sqrt{n}} . \quad (9.28)$$

З (9.28) знаходимо залежність мінімально необхідної кількості дослідів від наперед заданої абсолютної похибки:

$$n = \frac{t_{\alpha, n}^2 \cdot S_{a_i}^2}{\Delta \bar{a}^2} . \quad (9.29)$$

За означенням відносна похибка вимірювань визначається за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\Delta \bar{a}}{\bar{a}} . \quad (9.30)$$

З (9.30) витікає, що

$$\Delta \bar{a} = \varepsilon \cdot \bar{a} . \quad (9.31)$$

Тоді формулу (9.29), яка відображає залежність мінімально необхідної кількості дослідів від наперед заданої відносної похибки  $\varepsilon$ , можна представити у вигляді:

$$n = \frac{t_{\alpha,n}^2 \cdot S_{a_i}^2}{\varepsilon^2 \cdot \bar{a}^2} . \quad (9.32)$$

Тоді, задавши відносну похибку  $\varepsilon$  і довірчу ймовірність  $\alpha$  [80], обчисливши вибіркві  $S_{a_i}$  і  $\bar{a}$ , визначивши коефіцієнт розподілу Ст'юдента  $t_{\alpha,n}$  по табл. 9.2 і підставивши знайдені значення параметрів у залежність (9.32), можливо обчислити мінімально необхідну кількість дослідів  $n$ .

Після цього проводять перевірку, яка полягає у визначенні фактичної відносної похибки  $\varepsilon$  при отриманому значенні мінімального числа дослідів  $n$  за формулою:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{t_{\alpha,n}^2 \cdot S_{a_i}^2}{n \cdot \bar{a}^2}} , \quad (9.33)$$

де коефіцієнт розподілу Ст'юдента  $t_{\alpha,n}$  визначається, звичайно, для числа ступенів вільності:

$$\nu = n - 1 , \quad (9.34)$$

де  $n$  – мінімальна кількість дослідів, що була розрахована за формулою (9.32).

Якщо передбачається, що обсяг дослідів буде великим ( $n \geq 30$ ), то замість розподілу Ст'юдента використовують закон нормального розподілу (див. вище наведену теорему). У цьому випадку вираз (9.8) можна переписати у вигляді:

$$n = \frac{k_{\alpha}^2 \cdot S_{a_i}^2}{\varepsilon^2 \cdot \bar{a}^2} , \quad (9.35)$$

де  $k_{\alpha}$  - аргумент функції Лапласа, який можна визначити для наперед заданої довірчої ймовірності  $\alpha$  по табл. 9.1 або по [82].

Якщо задані необхідна довірча ймовірність (надійність)  $\alpha$  і відносна похибка спостережень  $\varepsilon$ , то з рівняння функції Лапласа випливає:

$$2\Phi(k_{\alpha}) = \alpha \quad (9.36)$$

знаходимо  $k_{\alpha}$ , а необхідну кількість дослідів визначають за формулою (9.35).

У деяких літературних джерелах по математичній статистиці [81] приводяться таблиці, що дозволяють відразу по заданій довірчій ймовірності  $\alpha$  і відносній похибці  $\varepsilon$  визначити мінімальне число  $n$  необхідних дослідів.

Наведемо приклад такої табл. 9.5.

Таблиця 9.5 – Значення числа необхідних спостережень  $n$  залежно від заданої довірчої ймовірності  $\alpha$  і відносної похибки  $\varepsilon$ .

$\varepsilon$ $\alpha$	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
0,95	96	118	150	195	266	384	600	1067	2400	9603
0,99	165	204	259	338	460	683	1036	1843	4146	16587

### Висновки по розділу 9

Представлена методика дозволяє розрахувати похибки при експериментальному визначенні основних технічних характеристик шестеренного насоса, що дає змогу стверджувати про певну визначену достовірність (валідність) експериментальних досліджень.

## Розділ 10 Шестеренні насоси, що випускає промисловість України

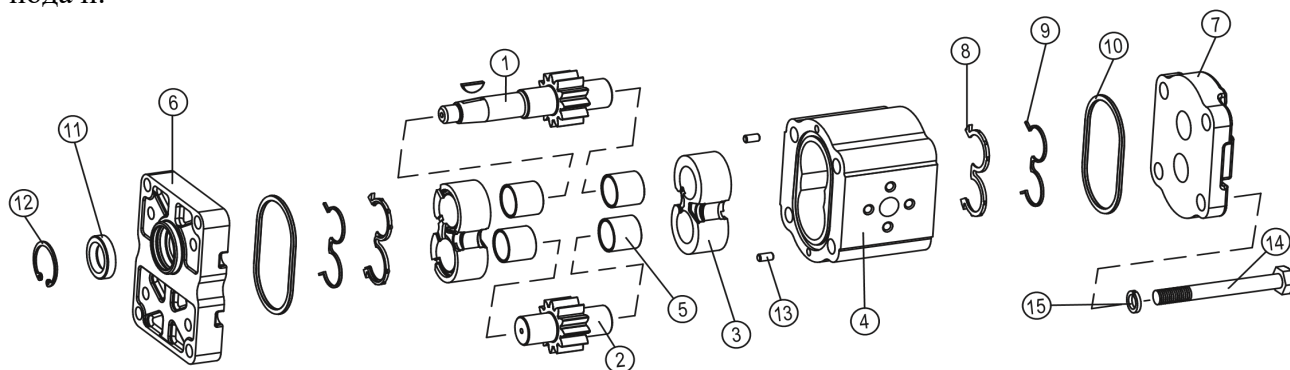
В цьому розділі наведені промислові зразки трьох виробників шестеренних гідромашин України таких як завод «Гідросила» (Кропивницький) - національного лідера в сегменті гідронасосів високого тиску, Вінницький завод тракторних агрегатів (ВЗТА) - виробника насосів НШ для мобільної техніки.

### 10.1 Шестеренні насоси виробництва АТ «Гідросила» (м. Кропивницький)

Шестеренні насоси залишаються найбільш масовим типом об'ємних гідромашин в гідросистемах мобільної та стаціонарної техніки. Вітчизняні виробники виготовляють широку номенклатуру виробів, що охоплює робочі об'єми від 1 до 400 см<sup>3</sup>/об з номінальним тиском до 25 МПа та частотою обертання до 3500 об/хв з різним конструктивним виконанням та приєднувальними стандартами ГОСТ/DIN/SAE/ISO.

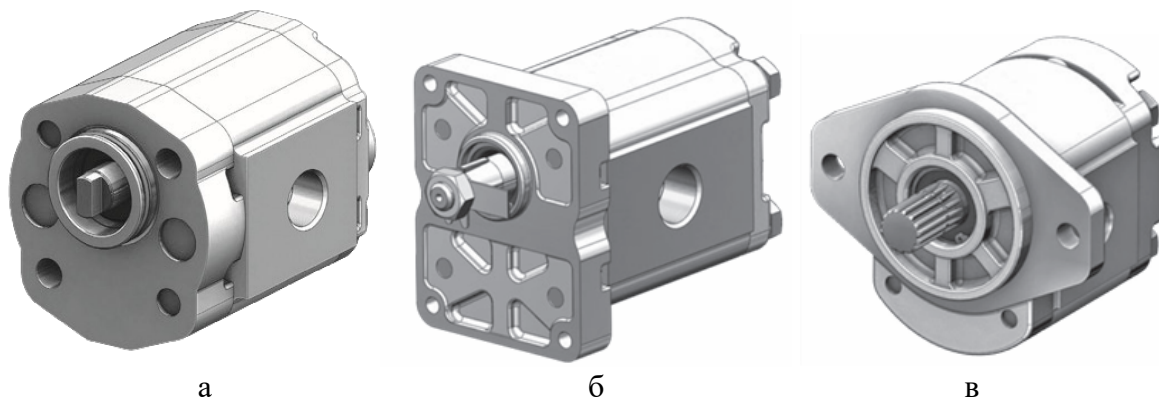
#### 10.1.1 Насоси шестеренні серії «К»

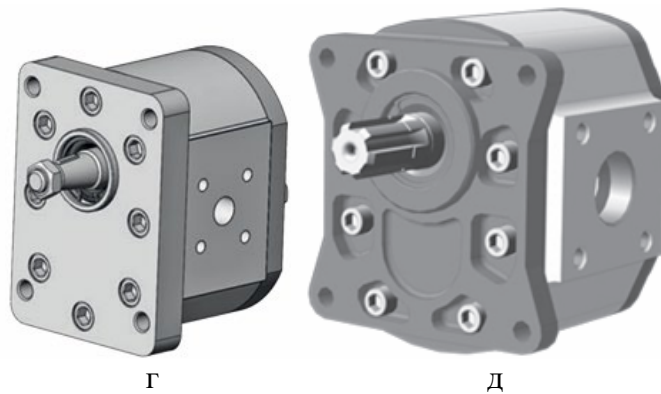
Дані насоси виготовляються з наскрізним корпусом із високоміцного алюмінієвого прокату та кришками з алюмінієвого сплаву і чавуну. Завдяки використанню суцільнолитих втулок із високоміцного алюмінієвого антифрикційного сплаву та металополімерних (металофторопластових) підшипників насоси серії «К» мають високі експлуатаційні та міцнісні характеристики. Ущільнення втулок манжетами зі спеціальним зносостійким захисним елементом дає змогу знизити внутрішні втрати РР та досягти високого коефіцієнта подачі.



1 - шестерня ведуча; 2 - шестерня ведена; 3 - корпус підшипника; 4 – корпус; 5 - металофторопластовий підшипник; 6 - монтажний фланець; 7 - кришка задня; 8 - манжета торцевого ущільнення; 9 - пластина захисна; 10 - кільце ущільнювальне; 11 - манжета ущільнення вала; 12 - кільце стопорне; 13 – штифт; 14 – болт; 15 – шайба.

Рисунок 10.1 – Конструкція шестеренного насоса серії «К».





а) GP1K1...10; б) GP2K4...28; в) GP2.5K16...45; г) GP3K20...90; д) GP4K63...200;  
Рисунок 10.2 – Конструктивні виконання насосів серії «К»

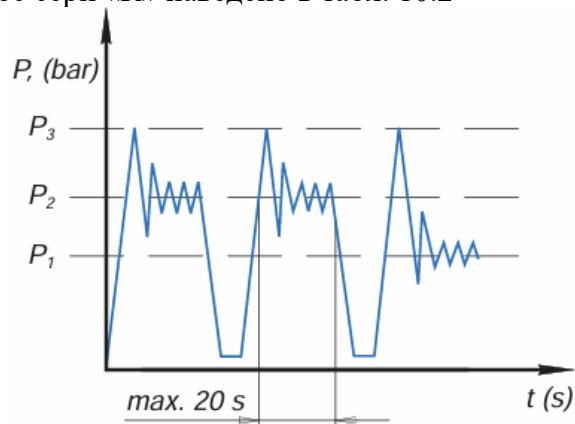
Маркування насосів серії «К» має інформаційний характер і відображає конструктивне виконання насоса, його функціональні параметри та варіант приєднання. Так GP–шестеренний насос, 1 – група, К – серія, 1 – робочий об’єм, R – напрям обертання за годинниковою стрілкою (L– проти годинникової стрілки).

Двозначне або тризначне число після індексу серії відповідає номінальному робочому об’єму насоса.

Таблиця 10.1 – Робочий об’єм насосів серії «К»

Група	Робочий об’єм насоса, см <sup>3</sup> /об.															
1	1	1,2	1,6	2,1	2,5	3,2	3,5	4,2	5	6,2	7	8	10			
2	4,5	5,6	6,3	8,2	10	11,3	12,5	14	15	16	17	19	20	22,5	24,8	28
2,5	16	19	20	23	25	28	30	32	36	37	38	40	45			
3	20	23	25	28	32	36	40	45	50	56	63	71	80	90		
4	63	71	80	90	100	112	125	140	150	160	170	180	190	200		

Тиск, що створює насос серії «К» наведено в табл. 10.2



$P_1$  – максимальний тривалий тиск,  
 $P_2$  – максимальний короткочасний тиск (1/3 робочого часу),  $P_3$  – піковий тиск.

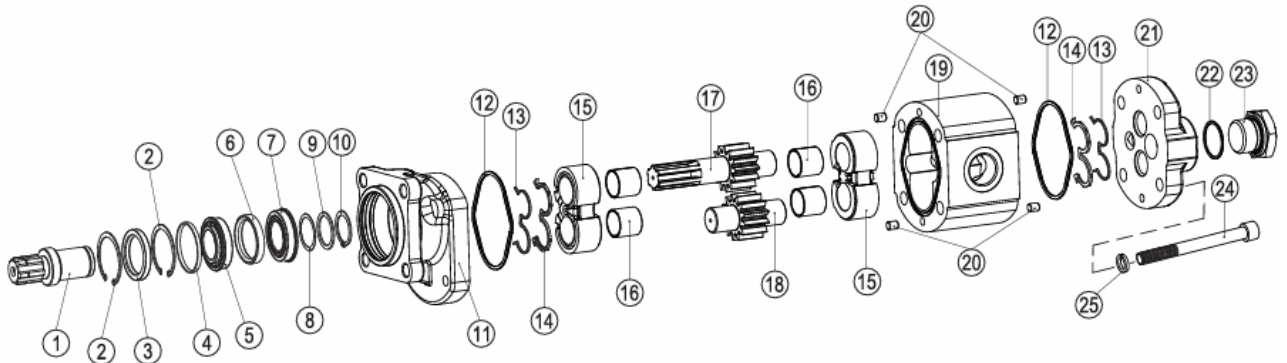
Рисунок 10.3 – Діаграма робочого тиску

Таблиця 10.2 – Тиск, що створює насос серії «К»

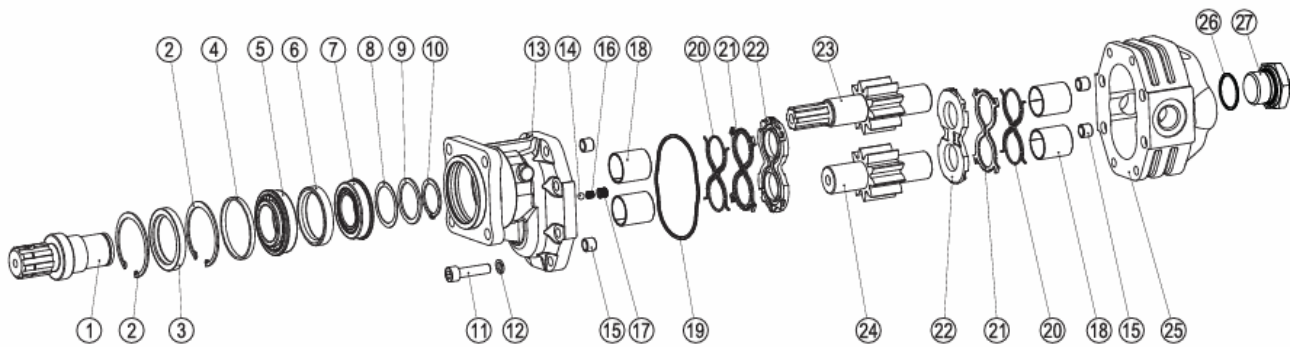
Робочий об’єм насоса	1	1,2	1,6	2,1	2,5	3,2	3,5	4,2	5	6,2	7	8	10
Максимальний тривалий тиск, $P_1$ (бар)	250						240	230	220	210	170	140	
Максимальний короткочасний тиск, $P_2$ (бар)	270						260	250	240	230	190	160	
Піковий тиск, $P_3$ (бар)	290						280	270	260	250	210	180	

### 10.1.2 Шестеренні насоси серії «Т»

Дані насоси виготовляються з лівим, правим та реверсивним напрямком обертання ведучого вала. Конструкція насосів орієнтована на застосування в гідросистемах мобільних машин на автомобільних шасі, зокрема самоскидів, кранів-маніпуляторів, автопідіймачів, комунальної та іншої спеціальної техніки. Насоси серії «Т» випускаються у діапазоні робочих об'ємів від 16 до 150 см<sup>3</sup>/об та розраховані на робочий тиск до 29,0 –31,5 МПа залежно від модифікації, що забезпечує їх використання в гідроприводах середньої та підвищеної навантаженості. Конструктивні рішення, застосовані в серії, спрямовані на підвищення об'ємного та механічного ККД, зниження рівня пульсацій подачі і забезпечення стабільної роботи в широкому діапазоні частот обертання. Головною відмінністю даної серії насоса від серії «К» є наявність підшипникового вузла, розташованого в передній кришці насоса, що дає можливість насосу працювати в умовах підвищених радіальних навантажень (карданна передача, коробка відбору потужності тощо).

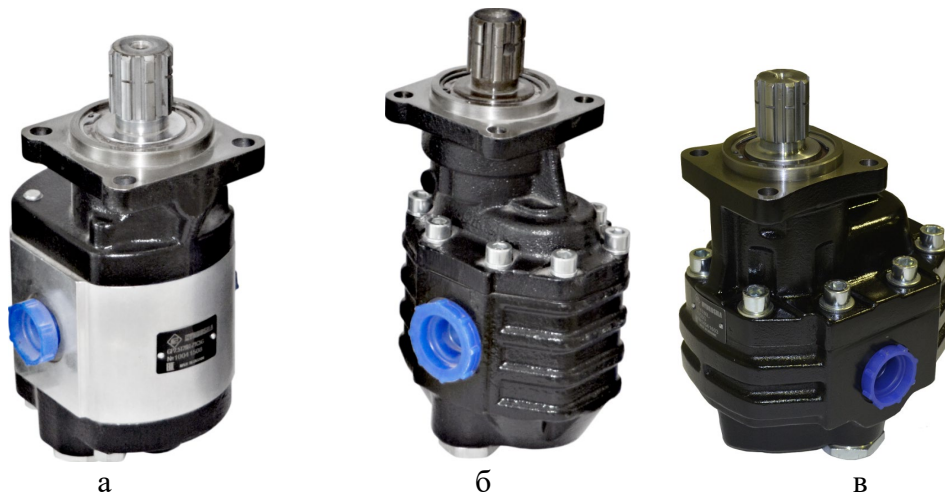


1 – вал; 2 – кільце стопорне; 3 – манжета ущільнення вала; 4 – кільце; 5 – підшипник кочення; 6 – шайба; 7 – підшипник кочення; 8 – шайба; 9 – шайба упорна; 10 – кільце стопорне; 11 – фланець монтажний; 12 – кільце ущільнювальне; 13 – пластина захисна; 14 – манжета торцевого ущільнення; 15 – корпус підшипника; 16 – підшипник ковзання; 17 – шестерня ведуча; 18 – шестерня ведена; 19 – корпус; 20 – штифт; 21 – кришка задня; 22 – кільце ущільнювальне; 23 – заглушка; 24 – болт; 25 – шайба.



1 – вал; 2 – кільце стопорне; 3 – манжета ущільнення вала; 4 – кільце; 5 – підшипник кочення; 6 – шайба; 7 – підшипник кочення; 8 – шайба; 9 – шайба упорна; 10 – кільце стопорне; 11 – гвинт; 12 – шайба; 13 – фланець монтажний; 14 – шарик; 15 – штифт; 16 – пружина; 17 – гвинт; 18 – підшипник ковзання; 19 – кільце ущільнює; 20 – пластина захисна; 21 – манжета торцевого ущільнення; 22 – компенсатор; 23 – шестерня ведуча; 24 – шестерня ведена; 25 – корпус; 26 – кільце ущільнює; 27 – заглушка.

Рисунок 10.4 Конструкція шестеренного насоса серії «Т»



а) GP2,5T16...45; б) GP3T34...100; в) GP4T63...150;  
Рисунок 10.5 Конструктивні виконання насосів серії «Т»

Робочі об'єми шестеренних насосів серії «Т» наведені в табл. 10.3

Таблиця 10.3 – Робочий об'єм насосів серії «Т»

Група	Робочий об'єм насоса, см <sup>3</sup> /об.												
2,5	16	19	20	23	25	28	30	32	36	37	38	40	45
3	34	43	51	61	82	100							
4	63	73	86	100	119	135	150						

Основні технічні характеристики насосів серії «Т» наведені в табл. 10.4

Таблиця 10.4 – Робочий об'єм насосів серії «Т»

Позначення	Одиниці вимірювання	Значення						
Робочий об'єм	см <sup>3</sup> /об	63	73	86	100	119	135	150
Максимальний тривалий тиск, P <sub>1</sub>	бар	290	280	260	250	240	220	180
Максимальний короткочасний тиск, P <sub>2</sub>	бар	315	300	280	270	260	250	210
Піковий тиск, P <sub>3</sub>	бар	325	315	290	280	270	260	220
Максимальна частота обертання	об/хв	2700						2500
Мінімальна частота обертання	об/хв	300						

Ефективність і довговічність роботи шестеренного насоса суттєво залежать від фізико-хімічних властивостей та параметрів РР. Основні величини параметрів РР та умов роботи наведені в табл. 10.5.

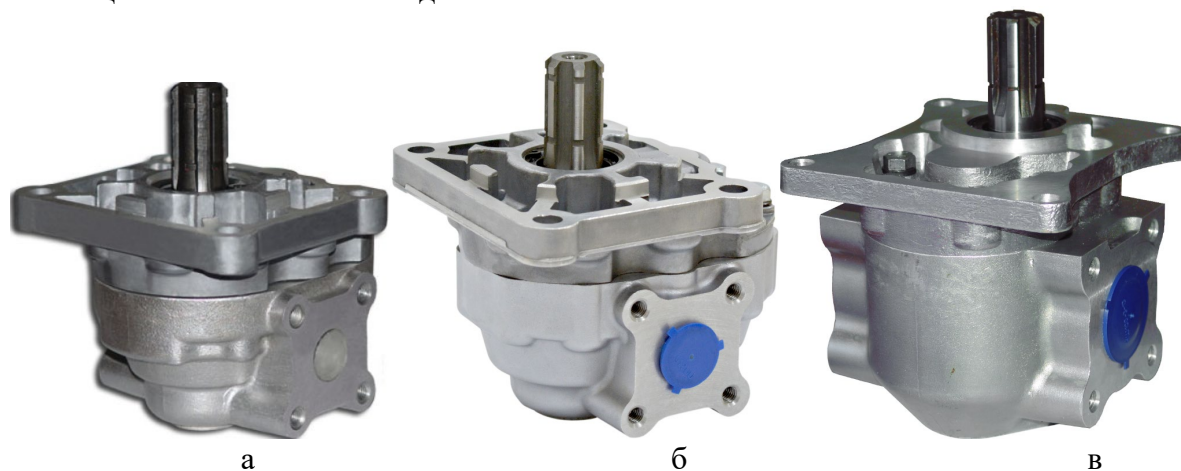
Таблиця 10.5 – Умови роботи шестеренного насоса виробництва АТ «Гідросила»

Максимальний тиск на вході в насос, бар	0,5...2,5
Мінімальна в'язкість РР, мм <sup>2</sup> /с	15
Максимальна в'язкість РР (холодний пуск), мм <sup>2</sup> /с	1000
Рекомендований діапазон в'язкості, мм <sup>2</sup> /с	17...65
Робоча температура РР, °С	-40...+100
Робоча рідина	мін. олива
Клас чистоти ISO 4406	18/15
Тонкість фільтрації β <sub>x</sub> =75, μm	15

### 10.1.3 Шестеренні насоси серії «MASTER»

Серія MASTER (НШ-Master) — високоресурсні однопотокові насоси. Розраховані на роботу при номінальних тисках 16...25 МПа (160...250 бар) залежно від типорозміру і виконання.

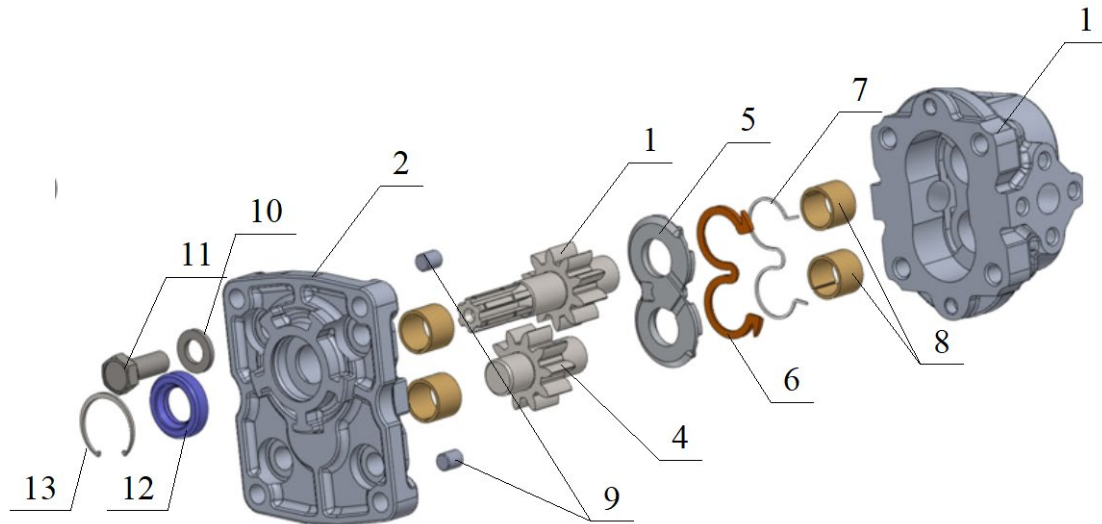
Згідно технічних умов насоси серії Master призначені для роботи в гідравлічних системах тракторів, автомобілів, сільськогосподарської техніки та будівельно-дорожньої техніки, та не призначені для застосування на авіаційній та військовій техніці, в хімічній, медичній, легкій та харчовій промисловості тощо. Не можуть бути використані для перекачки хімічних рідин та в гідравлічних системах, що працюють на водних розчинах на основі спеціальних гліколей та воді.



а) НШ 6...16М-3; б) НШ 25...100М-3; в) НШ 20...50МЧ-4;  
Рисунок 10.6 Конструктивні виконання насосів серії «MASTER»

Таблиця 10.6 – Технічні характеристики насосів серії «MASTER»

Код робочого об'єму	Одиниця вимірювання	НШ6М-3	НШ10М-3	НШ14М-3	НШ16М-3	НШ25М-3	НШ32М-3	НШ40М-3	НШ50М-3	НШ100М-3	НШ20МЧ-4	НШ25МЧ-4	НШ32МЧ-4	НШ40МЧ-4	НШ50МЧ-4
		6	10	14	16	25	32	40	50	100	20	25	32	40	50
Робочий об'єм	см <sup>3</sup> /об	6	10	14	16	25	32	40	50	100	20	25	32	40	50
Максимальний тривалий тиск, P <sub>1</sub>	бар	160									200				
Максимальний короточасний тиск, P <sub>2</sub>	бар	210									250				
Піковий тиск, P <sub>3</sub>	бар	250									280				
Максимальна частота обертання	об/хв	4200	3600				3000			2400	3600	3000			
Мінімальна частота обертання	об/хв	500													



1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестерня ведуча; 4 – шестерня ведена; 5 – компенсатор; 6 – манжета торцевого ущільнення; 7 – пластина захисна; 8 – підшипник ковзання; 9 – штифт; 10 – шайба; 11 – гвинт; 12 – манжета ущільнення вала; 13 – кільце стопорне.

Рисунок 10.7 Конструкція шестеренного насоса серії «MASTER»

Насоси серії Master мають мінімальну кількість деталей і складаються з кришки, в якій встановлений ущільнювальний елемент. В «глухому» корпусі 1 встановлені ведуча та ведені шестерні та компенсатор, що виготовлений із високоміцного алюмінієвого сплаву методом відливання під тиском, в якому встановлена 3-подібна манжета із захисним елементом. Цапфи шестерень спираються на підшипники ковзання, розташовані з одного боку в кришці, а з іншого в розточках дна корпусу. Насоси розраховані на роботу в гідросистемах з номінальним тиском 16 МПа, мають малі габаритні розміри та незначну масу.

Умовне позначення насосу серії «MASTER» має таку структуру: НШ – насос шестеренний, дво- або тризначне цифрове маркування – позначення робочого об’єму, М (MASTER) – конструктивне виконання, 3, 4 – виконання за тиском (160, 200 бар), Ч – чавунний корпус, Л – лівий напрям обертання (правий не позначається).

#### 10.1.4 Шестеренні насоси серії «ANTEY»

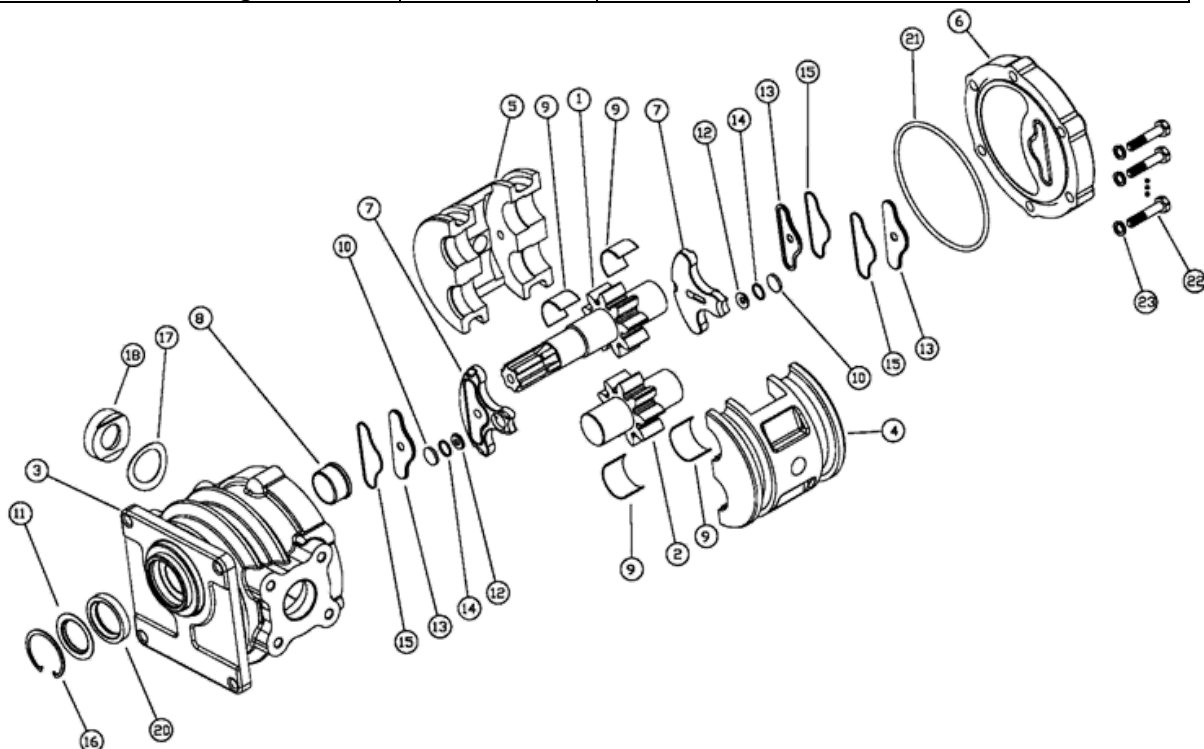
Серія ANTEY – модернізована лінійка насосів конструктивного виконання «А», орієнтована на сумісність із поширеними приєднувальними стандартами та агрегатами вітчизняної техніки (МТЗ/ЮМЗ/ХТЗ та ін.).



Рисунок 10.8 – Конструктивні виконання насосів серії «ANTEY»

Таблиця 10.7 – Технічні характеристики насосів серії «ANTEY»

Код робочого об'єму	Одиниця вимірювання	НПШ32А-3	НПШ50А-3	НПШ71А-3	НПШ100А-3	НПШ250А-3
Робочий об'єм	см <sup>3</sup> /об	32	50	71	100	250
Максимальний тривалий тиск, P <sub>1</sub>	бар	160				200
Максимальний короточасний тиск, P <sub>2</sub>	бар	210				250
Піковий тиск, P <sub>3</sub>	бар	250				280
Максимальна частота обертання	об/хв	3000		2400		1920
Мінімальна частота обертання	об/хв	500				



1 – шестерня ведуча; 2 – шестерня ведена; 3 – корпус; 4 – блок підшипниковий; 5 – блок притискний; 6 – кришка; 7 – пластина притискна; 8 – заглушка; 9 – підшипник ковзання; 10 – заглушка компенсатора; 11 – пластина захисна; 12 – упор; 13 – кільце захисне; 14 – манжета; 15 – кільце ущільнююче; 16 – кільце стопорне; 17 – шайба; 18 – манжета натискна; 19 – кільце ущільнююче; 20 – манжета ущільнення вала; 21 – кільце ущільнююче; 22 – гвинт; 23 – шайба пружинна.

Рисунок 10.9 – Конструкція шестеренного насоса серії «ANTEY»

Насос складається з корпусу 3, виготовленого з алюмінієвого сплаву, всередині якого встановлені підшипниковий блок 4 і притискний блок 5 з ведучою 1 та веденою 2 шестернями. Для радіального ущільнення шестерень в центральній частині ущільнювального блока виконані дві сегментні поверхні, які охоплюють із заданим зазором зуби шестерень. Для торцевого ущільнення шестерень призначені дві притискні пластини 7, що встановлюються в спеціальні пази ущільнювального блока з обох боків шестерень. В притискних пластинах передбачені фігурні заглиблення під гумові прокладки із захисними елементами. Ведуча і ведена шестерні виконані заодно з цапфами, які спираються на підшипники ковзання 9 підшипникового та притискного блоків. Одна з цапф ведучої шестерні має шліци для з'єднання з валом приводного двигуна. Насос закривається кришкою 6 з ущільнювальним гумовим кільцем 21. Приводний вал насоса ущільнений гумовою манжетою, закріпленою в корпусі спеціальними кільцями.

## 10.2 Шестеренні насоси виробництва Вінницького заводу тракторних агрегатів (ВЗТА) (м. Вінниця)

ТОВ «Вінницький агрегатний завод» — це український виробник гідравлічного обладнання який спеціалізується на виробництві гідроциліндрів, шестеренних насосів та гідромоторів для сільськогосподарської, промислової та спеціалізованої техніки.

### 10.2.1 Шестеренні насоси конструктивного виконання «Д»

Насоси традиційної конструкції з «глухим» корпусом закритим кришкою, розраховані на роботу з номінальним тиском 16 МПа та максимальною частотою обертання 40 с<sup>-1</sup>, зовнішній вигляд якого наведено на рис. 10.10

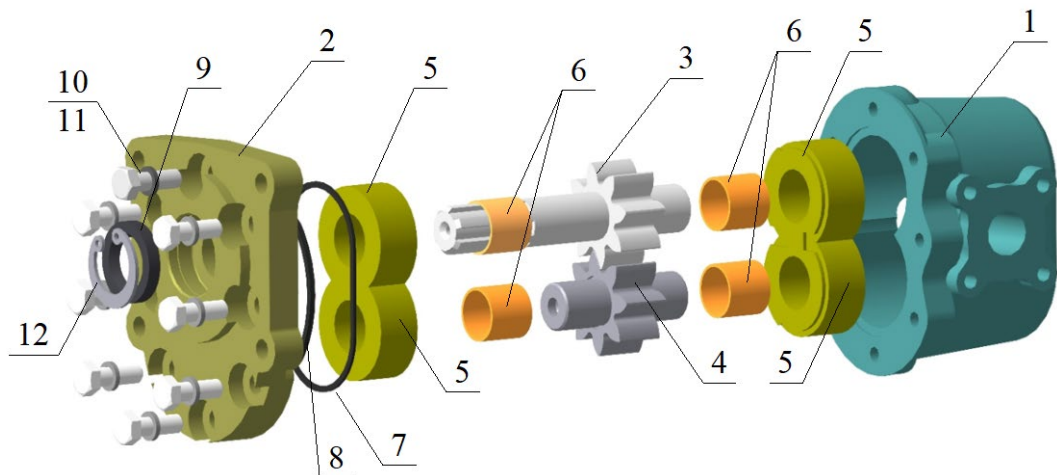


Рисунок 10.10 – Шестеренний насос конструктивного виконання «Д»

Основні технічні характеристики насоса наведені в табл. 10.8.

Таблиця 10.8 – Характеристика насоса конструктивного виконання «Д»

Тиск номінальний	МПа	16
Тиск максимальний	МПа	21
Частота обертання	с <sup>-1</sup>	40
Подача	л/хв	91,1
Маса	кг	5,3



1 – корпус; 2 – кришка; 3 – шестерня ведуча; 4 – шестерня ведена; 5 – втулки; 6 – підшипник ковзання; 7 – манжета торцевого ущільнення; 8 – пластина захисна; 9 – манжета ущільнення вала; 10 – шайба; 11 – гвинт; 12 – кільце стопорне.

Рисунок 10.11 – Конструкція шестеренного насоса конструктивного виконання «Д»

Корпусні деталі: корпус 1 і кришка 2 виготовлені з сплаву АЛ9, а до торців ведучої 3 та веденої 4 шестерень прилягають алюмінієві втулки 5, на торцевій поверхні яких виконані компенсаційні камери. Ущільнення здійснюється манжетами 7 із захисними пластинами 8, а цапфи шестерень спираються на металофторопластові підшипники ковзання 6, встановлені в циліндричних росточках корпусу.

### 10.2.2 Шестеренні насоси конструктивного виконання «КП»

Насоси виготовляються зі наскрізним рівномічним корпусом, виконаним методом лиття в кокіль, та двома кришками з елементами торцевого підтискання. Насоси призначені для роботи в гідравлічних системах з номінальним робочим тиском 20 МПа.

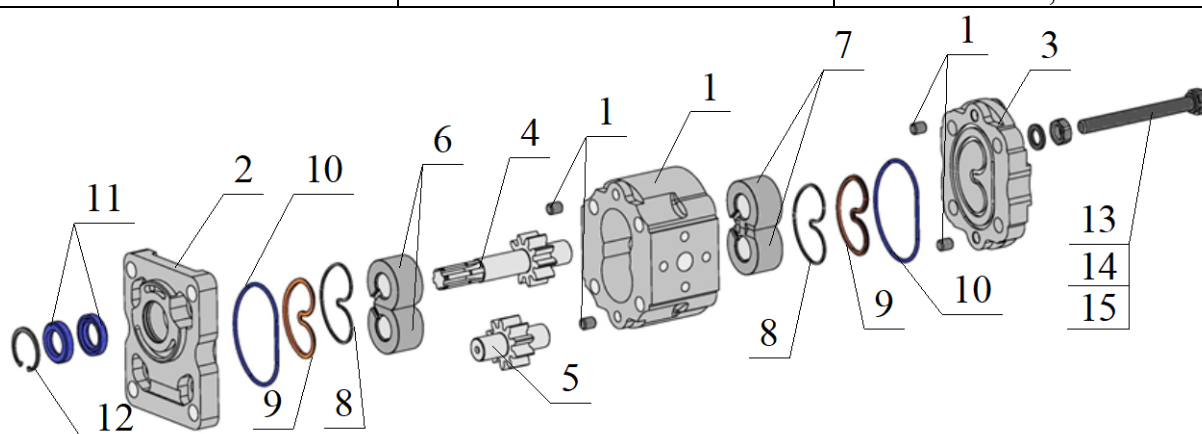


Рисунок 10.11 – Шестеренний насос конструктивного виконання «КП»

Основні технічні характеристики насоса наведені в табл. 10.9.

Таблиця 10.9 – Характеристика насоса конструктивного виконання «КП»

Тиск номінальний	МПа	20
Тиск максимальний	МПа	25
Частота обертання	с <sup>-1</sup>	40
Подача	л/хв	30,3
Маса	кг	2,4



1 – корпус; 2 – кришка передня; 3 – кришка задня; 4 – шестерня ведуча; 5 – шестерня ведена; 6 – втулки з підшипниками ковзання верхні; 7 – втулки з підшипниками ковзання нижні; 8 – манжета торцевого ущільнення; 9 – пластина захисна; 10 – манжета ущільнення корпусу; 11 – манжети ущільнення валу; 12 – кільце стопорне; 13 – болт; 14 – шайба пружинна; 15 – гайка.

Рисунок 10.12 Конструкція шестеренного насоса конструктивного виконання «Д»

Шестеренні насоси конструктивного виконання «КП» виготовляються зі наскрізним рівномірним корпусом з алюмінієвого прокату та кришками з алюмінієвого сплаву, що дає змогу застосовувати їх за більш навантажених умов експлуатації. Втулки з високоміцного алюмінієвого антифрикційного сплаву, виготовлені методом лиття під тиском, забезпечують високі антифрикційні та міцнісні характеристики насоса. Втулки ущільнюються профільованими манжетами із захисними елементами та забезпечують надійний торцевий піджим до шестерень, що зменшує витoki робочої рідини та сприяє досягненню високих експлуатаційних показників насоса. Крім того, насоси такого конструктивного виконання мають можливість переналагодження з правого напрямку обертання на лівий.

### 10.2.3 Насос оливний НМШ 25П

Насос НМШ-25П – це шестеренний масляний насос, призначений для перекачування та подачі мінеральних олив, дизельного палива, мазуту та інших неагресивних рідин без твердих домішок. Він забезпечує сталу подачу масла під тиском і може працювати в режимі безперервної циркуляції, що робить його надійним елементом промислових і транспортних гідросистем.

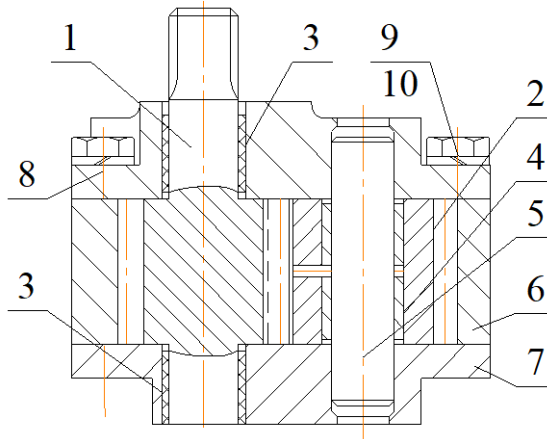


Рисунок 10.13 – Оливний насос НМШ-25П

Основні технічні характеристики шестеренного оливного насоса наведені в таблиці 10.10.

Таблиця 10.10. – Технічна характеристика масляного насоса НМШ25П

Технічна характеристика масляного насоса НМШ-25	Секція
	Основна
Робочий об'єм секції, см <sup>3</sup>	25
Номінальна частота обертання, об/хв	1870
Номінальна об'ємна подача, л/хв	31,1
Коефіцієнт подачі	0,80
Повний ККД насоса	0,70
Гранично допустиме зниження коефіцієнта об'ємної подачі в процесі експлуатації	0,60
Робоча рідина	Олива або її суміші з в'язкістю не менше $6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при температурі 70 <sup>0</sup> С
Максимальна температура робочої рідини	90 <sup>0</sup> С
Номінальний тиск на виході насоса, МПа	0,8-1,6



1 – шестерня ведуча; 2 – зубчастий вінець ведений; 3 – підшипник ковзання ведучої шестерні; 4 – підшипник ковзання зубчастого вінця; 5 – вісь; 6 – корпус; 7 – кришка нижня; 8 – кришка верхня; 9, 10 – гвинт, шайба.

Рисунок 10.14 Конструкція масляного насоса НМШ-25

Масляний насос НМШ-25- складається з ведучої шестерні 1 і веденої шестерні 2, шестерні обертається в двох бронзових втулках 3 і 4. Для співвісності вузла, що качає кришка орієнтується щодо корпусу за допомогою штифтів, тому не допускається перестановка кришки з одного масляного насоса на інший.

Ведена шестерня 2 розташована на осі 5. Вісь 5 запресовується в кришки насоса 6. Втулки 3 і 4 запресовані в отвори кришок та зубчастого вінця шестерні служать підшипниками ковзання. Корпус насоса закривається кришкою 8.

### Висновки по розділу 10

Українські підприємства випускають широку номенклатуру шестеренних насосів для двох різних класів задач: високонапірний гідропривід (НШ) та промислові системи змащування/перекачування (НМШ). Лідером ринку мобільної гідравліки є група «Гідросила» з широкою лінійкою серій MASTER/ANTEY і численними виконаннями під стандарти ГОСТ/DIN/SAE/ISO. ВЗТА фокусується на поширених типорозмірах НШ для сільськогосподарської і дорожньої техніки з підтримкою «класичних» приєднань і напрямків обертання.

## Список використаних джерел науково-технічної інформації

1. Аврунін Г.А., Чабаненко І.В., Хвиль В.В. Аналіз сучасного рівня гідрооб'ємних передач. Вібрації в техніці і технологіях № 4 (30) 2004 с. 3 - 6.
2. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ДСТУ 3-25-180-97. Мінпром політики України. М. Київ. - 1998 - 48 с.
3. ДСТУ 2192-93. Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги. Чинний від 1.07.94р.
4. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ДСТУ 3-25-180-97. Мінпром політики України. М. Київ. – 1998. – 48 с.
5. ДСТУ 2192-93. Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні вимоги. Чинний від 1.07.94р.
6. Maksymenko, O., & Shevchenko, V. (2025). Research and Optimization of Designs of External Gear Pumps. *Engineering Science and Technology*, 38(2), 115-128.
7. Zhou, H., Chen, X., & Liu, Q. (2024). Experimental investigation of the performance and energy consumption of elliptical gear pumps. *MethodsX*, 12, 102576.
8. Гідропривід: теорія і практика : навч. посібник / В. Б. Самородов, А. В. Бондаренко, Н. О. Серікова та ін. Харків : НТУ «ХПІ», 2013. 412 с.
9. I. J. Karassik, J. P. Messina, P. Cooper, and C. C. Heald, *Pump Handbook* (Fourth Edition, McGraw-Hill, New York 2008
10. <https://www.hydrosila.com/>
11. Кулешков Ю.В. Особливості роботи і конструкції шестеренного насоса / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, Є.В. Магонєць, Р.А. Осін, // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, 2017, вип. 47, ч.І - Кропивницький: ЦНТУ, 2017, С. 115 -124с.
12. Кулешков,Ю.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею [Текст] / Ю.В.Кулешков, Т.В.Руденко, О.В.Бевз// Промислова гідравліка і пневматика.–2006.–№3(13).–С.98 -102.
13. Wang S., Sakurai H., Kasarekar A. The optimal design in external gear pumps and motors. *Ieee/Asme Trans. Mechatron.* 2011;16:945–952. doi: 10.1109/TMECH.2010.2058860.
14. Yang, H., & Pan, M. (2015). *Engineering research in fluid power: a review*. Journal of Zhejiang University Science A, 16(6), 427-442.
15. Raza, K. J., & Fu, J. (2021). *Energy-saving technologies for hydraulic systems: A review of the state-of-the-art*. Energies, 14(14), 4252.
16. Lin, T., & Wang, Q. (2012). *Hydraulic accumulator-energy storage system for hybrid excavator*. Automation in Construction, 22, 563-570.
17. Heikkilä, M., & Linjama, M. (2013). *Displacement control of a mobile machine with a digital hydraulic power management system*. International Journal of Fluid Power, 14(1), 53-62.
18. Кулешков Ю.В. Вплив величини радіального зазору на зношення корпусу шестеренного насоса типу НШ під час обкатки / Ю.В. Кулешков, О.О. Матвієнко // Вібрації в техніці і технологіях: зб. наук. пр. за матеріалами V міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП. – 2003. – № 2 (28). – С.95–98.
19. Zhang, J., Xia, S., E, S., Xu, B., Sun, W., Zhu, S., Tang, H., & Xiang, J. (2018). Experimental investigation on noise reduction of axial piston pump using free layer damping material. *Applied Acoustics*, 139, 1–7.
20. Seeniraj, G. K., & Ivantysynova, M. (2011). Noise reduction of an axial piston pump by valve plate optimization. *International Journal of Fluid Power*, 12(1), 7–19.
21. ГСТУ 3-25-180-97. Гідроприводи об'ємні. Насоси шестеренні. Типи, основні параметри та розміри. [Чинний від 1998-01-01]. Київ : Держстандарт України, 1997. 18 с.
22. Mancò S., Nervegna N. Fundamentals of External Gear Pump Design / S. Mancò, N. Nervegna. — Warrendale, PA : SAE International, 1988. — 24 p. — (SAE Technical Paper Series ; No. 881268).
23. Кулешков Ю.В. Підвищення гідравлічного опору в радіальних спряженнях насосів типу

- НШ / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, О.О. Матвієнко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КДТУ. – Кіровоград, 2001. – №8 – С. 3–7.
24. Кулешков Ю.В. Втрати РР через радіальний зазор в сучасних шестеренних насосах типу НШ / Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, О.О. Матвієнко // Підвищення надійності відновлюємих деталей машин: вісн. Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Х., 2001. – Том 2. – №8. – С. 87–90.
  25. Кулешков Ю.В. Математична модель втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / О.О. Матвієнко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КНТУ. – Кіровоград, 2005 – № 16. – С. 235–240.
  26. Кулешков Ю.В. Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / Ю.В. Кулешков, О.О. Матвієнко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КНТУ. – Кіровоград, 2006. – №17. – С. 205–207.
  27. Кулешков Ю.В. Математична модель торцевих радіально направлених втрат в шестеренному насосі типа НШ / [Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О., Руденко Т.В., Русских В.В.] // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. КНТУ. – Кіровоград, 2008. – № 20. – С. 284–292.
  28. Кулешков Ю.В. Математична модель втрат через торцевий міжцентровий зазор шестеренного насоса типу НШ / Ю.В. Кулешков, О.О. Матвієнко, Т.В. Руденко // Промислова гідравліка і пневматика: зб. наук. пр. за матеріалами VIII міжнар. наук.-техн. конф. АС ПГП. – 2008. – №2 (20). – С.73–79.
  29. Кулешков Ю.В. Математична модель торцевих втрат в шестеренному насосі типу НШ / Ю.В. Кулешков, О.О. Матвієнко // IX Міжнар. наук.- техн. конф. АС ПГП: тези доповідей. – Кременчук, 2008. – С.28–29.
  30. ДСТУ ISO 4409:2013 Об'ємні гідроприводи. Насоси об'ємні, гідромотори та гідропередачі. Методи випробування та подання основних сталих робочих характеристик (ISO 4409:2007, IDT)
  31. ДСТУ 3063-95. Насоси. Класифікація. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-07-01]. Київ : Держстандарт України, 1995. 52 с.
  32. 14. ДСТУ EN 809:2015 Насоси та насосні агрегати для рідин. Загальні вимоги безпеки. (EN 809:1998+A1:2009, IDT).
  33. Кулешков Ю.В., Шестеренні насоси з асиметричною лінією зачеплення. (Теорія, конструкція і розрахунок) Монографія / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Бевз О.В., Тітов Ю.А. Кіровоград, «КОД» 2009 – 247 с.
  34. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів у гідросистемах : монографія. Житомир : ЖДТУ, 2008. 456 с.
  35. Панченко А. І., Волошина А. А. Аналіз динамічних процесів у качаючому вузлі шестеренного насоса. *Наукові праці КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві*. 2018. Вип. 31. С. 12–19.
  36. Федорчук В. О. Дослідження пульсацій потоку в шестеренних насосах із зовнішнім зачепленням. *Збірник наукових праць НТУУ «КПІ». Серія: Машинобудування*. 2021. № 2. С. 45–52.
  37. Романюк В. В. Метод розрахунку кавітаційних характеристик шестеренних гідромашин. *Вісник ХНТУ*. 2019. № 3(70). С. 115–121.
  38. Гліненко, Л.К. Моделювання евристичних задач проектування [Текст] : Монографія / Л.К. Гліненко, А.А. Смердов, О.М. Вибойщик; Державний ун-т «Львівська політехніка», Львівський технічний коледж.– Львів. «Телемаркет», 1997. – 222 с.
  39. Принципи інженерної творчості : навч. посіб. / Ю. В. Кулешков, Т. В. Руденко, М. В. Красота [та ін.] ; Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2019. - 105 с.

- 40 Lurje, Z., Gasjuk, O. Ways of improvement of characteristics of internal gear pumps. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(7(61), (2013), 45–48.  
<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2013.9364>.
41. Удосконалення математичної моделі миттєвої подачі шестеренного насоса [Текст] / Ю.В.Кулешков, Р.А.Осін, Т.В.Руденко, О.О.Матвієнко // Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. унів. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ. – 2008. – Вип. 21. – С. 253 – 262.
42. Лур'є М. В. Математична модель подачі шестеренного насоса / М. В. Лур'є // Хімічне та нафтогазове машинобудування. — 2004. — № 4. — С. 26–28.
43. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення [Текст] / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. [та ін.] // Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. унів. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ. – 2010. – Вип. 23. – С. 278 – 390.
44. Ю.В. Кулешков, О.В. Бевз Теоретичне обґрунтування усунення компресії РР в затиснутому об'ємі шестереного насоса з асиметричною лінією зачеплення. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск № 15 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин». Харків: 2003.- С.85– 91.
45. Андренко, П.М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів [Текст] : монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитренко, М.С. Свиаренко. – Х: Видавництво «НТМТ», 2012. – 160 с.
46. Кулешков Ю. В. Аналіз існуючих уявлень про механізм виникнення пульсацій миттєвої подачі шестеренного насоса / Ю. В. Кулешков, Т. В. Руденко, М. В. Красота, Р. А. Осін, К. Ю. Кулешкова // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. - 2014. - Вип. 27. - С. 109-119.
47. Руденко Т. В. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення / Т. В. Руденко, Ю. В. Кулешков, М. В. Красота // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. — 2019. — Вип. 32. — С. 104–112.
48. Кулешков Ю. В., Руденко Т. В., Красота М. В. Теоретико-експериментальні дослідження пульсації миттєвої подачі та тиску шестеренного насоса. Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів : зб. ст. і тез доп. міжнар. наук.-практ. конф. (Кіровоград, 3–5 жовт. 2013 р.). Кіровоград : КНТУ, 2013. С. 55–57.
49. Кулешков Ю. В. Визначення об'єму втрат робочої рідини через радіальний зазор між верхівками зубців шестерень та стінками корпусу у шестеренних насосах типу НШ-У / Ю. В. Кулешков, С. О. Магопець // Придніпровський науковий вісник. — 1998. — № 110 (177). — С. 41–46.
50. Кулешков Ю. В. Теоретичне визначення втрат робочої рідини через радіальний зазор у шестеренному насосі типу НШ / Ю. В. Кулешков, М. І. Черновол, С. О. Магопець, О. С. Магопець // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : зб. наук. праць КДТУ. — Кіровоград : КДТУ, 1999. — Вип. 5. — С. 134–139.
51. Кулешков Ю. В. Підвищення гідравлічного опору в радіальних спряженнях насосів типу НШ / Ю. В. Кулешков, М. І. Черновол, О. О. Матвієнко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : зб. наук. праць КДТУ. — Кіровоград : КДТУ, 2001. — Вип. 8. — С. 3–7.
52. Кулешков Ю. В. Моделювання внутрішніх втрат в шестеренних насосах НШ з використанням електричних аналогій/ Ю. В. Кулешков, В. В. Аулін, С. О. Магопець // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : зб. наук. праць КДТУ. — Кіровоград : КДТУ, 2001. — Вип. 8. — С. 8–15.

53. Кулешков Ю. В. Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / Ю. В. Кулешков, О. О. Матвієнко // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : зб. наук. праць КНТУ. — Кіровоград : КНТУ, 2006. — Вип. 17. — С. 205–208.
54. Кулешков Ю. В. Аналітичне визначення площ прохідних перерізів розвантажувальних каналок шестеренного насоса типу НШ / Ю. В. Кулешков, Т. В. Руденко, М. В. Красота // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. — 2017. — Вип. 30. — С. 56–64.
55. Федорченко Г. С. Дослідження гідродинамічних процесів у відсіченій порожнині шестеренного насоса / Г. С. Федорченко, О. М. Яхно // Промислова гідраліка і пневматика. — 2012. — № 4. — С. 32–37.
56. Панченко А. І. Теоретичні дослідження нерівномірності подачі шестеренних гідромоторів з покращеними кавітаційними характеристиками / А. І. Панченко, О. О. Волошина, І. А. Панченко // Науковий вісник НГУ. — 2015. — № 4. — С. 53–59.
57. Руденко Т. В. Математична модель зміни тиску в затиснутому об'ємі міжзубцевої впадини шестеренного насоса / Т. В. Руденко // Збірник наукових праць КНТУ. — 2021. — Вип. 34. — С. 112–119.
58. Черновол, М.І. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки [Текст] / М.І. Черновол, Ю.В. Кулешков // Вісник аграрної науки. — 2008. — № 8. — С. 52-54.
59. Кулешков Ю. В., Красота М. В., Руденко Т. В., Якименко А. В. Підвищення надійності шестерень, відновлених пластичним деформуванням. Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки : матеріали XII Міжнар. наук.-практ. конф. (Кропивницький, 6–8 листоп. 2019 р.). Кропивницький : ЦНТУ, 2019. С. 64–66.
60. Кулешков Ю. В. Технологія зміцнення корпусів шестеренчастих насосів деформаційно-термічною обробкою. Експрес-новини: наука, техніка, виробництво. 2005. № 19–20. С. 29–30.
61. Кулешков Ю. В., Руденко Т. В., Красота М. В., Титов Ю. В. Аналіз причин виникнення шуму в гідроприводах. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. 2011. Вип. 24, ч. 2. С. 40–45.
62. Park, S., & Kim, J. (2019). A Study on Noise Reduction of Gear Pumps of Wheel Loaders through Optimization of Tooth Profile. Applied Sciences, 9(7), 1432.
63. Кулешков Ю. В., Руденко Т. В., Красота М. В. Аналіз причин виникнення шуму у шестеренному насосі. Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів : зб. ст. і тез доп. міжнар. наук.-практ. конф. (Кіровоград, 3–5 жовт. 2013 р.). Кіровоград : КНТУ, 2013. С. 236–241.
64. Hu, B., & Mikhailova, T. (2025). Numerical Study of Cavitating Flows in an External Gear Pump. Applied Sciences, 15(7), 3529.
65. Кулешков Ю. В., Магонець Є. В., Кулешкова К. Ю., Руденко Т. В., Красота М. В. Аналіз гідродинамічних процесів, що відбуваються у відсіченій порожнині шестеренного насоса. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КНТУ, 2016. Вип. 46, ч. 2. С. 224–233.
66. Кулешков Ю. В., Магонець Є. В., Кулешкова К. Ю., Красота М. В., Руденко Т. В. Аналіз теоретичних досліджень геометричних параметрів відсіченої порожнини шестеренного насоса. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. 2017. Вип. 30. С. 64–75.
67. Кулешков Ю. В., Бевз О. В. Зниження від'ємного впливу затиснутого об'єму шляхом удосконалення зубчастого зачеплення. Збірник наукових праць КДТУ. Техніка в

- сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Кіровоград : КДТУ, 2001. Вип. 9. С. 8–11.
68. А. с. 1211457 ССРСР, МКИ F 04 C 2/18. Шестеренний насос / Г. К. Жулинський, Г. В. Рябошапка, А. Г. Гаркуша ; заявитель Кіровоград. з-д «Гідросила». № 3737227/25-08 ; заявл. 04.05.1984 ; опубл. 15.02.1986, Бюл. № 6. 3 с.
  69. Калашніков О. О. Поліпшення експлуатаційних показників шестеренних насосів з гідравлічною компенсацією торцевих зазорів : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17. Харків, 2004. 20 с.
  70. А. с. 1413274 ССРСР, МКИ F 04 C 2/18. Шестеренний насос / Г. К. Жулинський, Г. В. Рябошапка, А. Г. Гаркуша, В. П. Голік ; заявитель Кіровоград. з-д «Гідросила». № 4118948/25-08 ; заявл. 15.09.1986 ; опубл. 30.07.1988, Бюл. № 28. 4 с.
  71. Кропівний В. М., Кулешков Ю. В., Русских В. В. Вплив зносу деталей шестеренного насоса на його працездатність. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КДТУ, 2003. Вип. 33. С. 264–271.
  72. Кулешков Ю. В., Руденко Т. В., Красота М. В., Русских В. В., Кулешкова К. Ю. Перспективи підвищення технічного рівня шестеренних насосів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КНТУ, 2012. Вип. 42, ч. 1. С. 161–168.
  73. Пат. 18425 Україна, МПК F 04 C 2/18. Шестеренна машина / Кулешков Ю. В., Кирик Г. В., Коренков А. П., Магонєць Є. В. ; заявник і патентовласник Кіровоград. держ. техн. ун-т. № u 2006 05244 ; заявл. 12.05.2006 ; опубл. 15.11.2006, Бюл. № 11. 4 с.
  74. Кулешков Ю. В., Черновол М. І., Руденко Т. В., Красота М. В., Магонєць Є. В., Кулешкова К. Ю. Дослідження закономірностей зміни геометричних параметрів зубчатого зачеплення шестеренного насоса. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КНТУ, 2014. Вип. 44. С. 31–41.
  75. Осін Р. А., Кулешков Ю. В., Руденко Т. В., Матвієнко О. О. Аналіз відомих методів підвищення подачі шестеренних насосів. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. 2009. Вип. 22. С. 289–300.
  76. Кулешков, Ю.В. Підвищення питомої подачі шестеренного насоса [Текст] / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, Р.А. Осін // MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture. – Simferopol –Lublin. – 2009. –Vol. 11A. – P. 193 – 206.
  77. Кулешков Ю. В., Осін Р. А., Руденко Т. В., Красота М. В. Особенности проектирования шестеренного насоса с повышенной подачей. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КНТУ, 2012. Вип. 42, ч. 2. С. 122–129.
  78. Осін Р. А. Підвищення подачі шестеренного насоса вдосконаленням параметрів качаючого вузла : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17. Харків, 2011. 20 с.
  79. ДСТУ ISO 6336-1:2022 (ISO 6336-1:2019, IDT). Розрахунок несучої здатності циліндричних прямозубих і косозубих коліс. Частина 1. Основні принципи, вступ та загальні чинники впливу. — [Чинний від 2023-01-01]. — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. — 128 с. — (Національний стандарт України).
  80. Ю.В. Кулешков, М.І. Черновол, Ф.І. Василенко та ін. Статистичні методи обробки та аналізу експериментальних даних. Навчальний посібник для студентів технічних спеціальностей. За ред. Ю.В. Кулешкова Кіровоград; КДТУ, 2002. –134 с.
  81. Casella, G., & Berger, R. L. (2002). *Statistical Inference* (2nd ed.). Cengage Learning.
  82. Гнеденко Б. В. Курс теорії ймовірностей. — К.: ВПЦ "Київський університет", 2010. — 464 с.
  83. Скороход А. В. Елементи теорії ймовірностей та випадкових процесів. — К.: Вища школа, 1975. — 296 с.