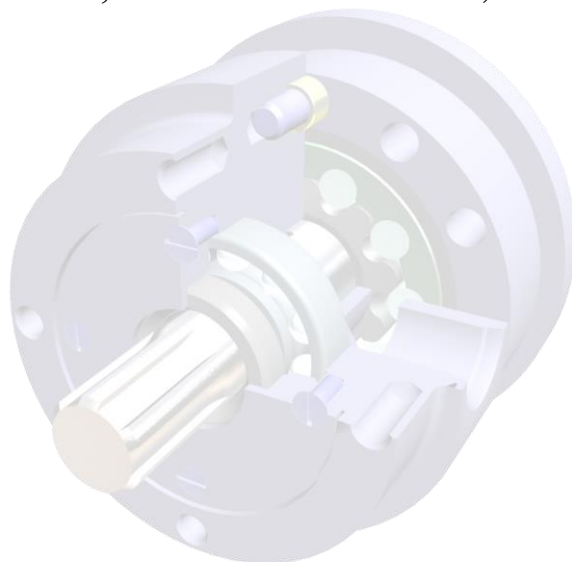


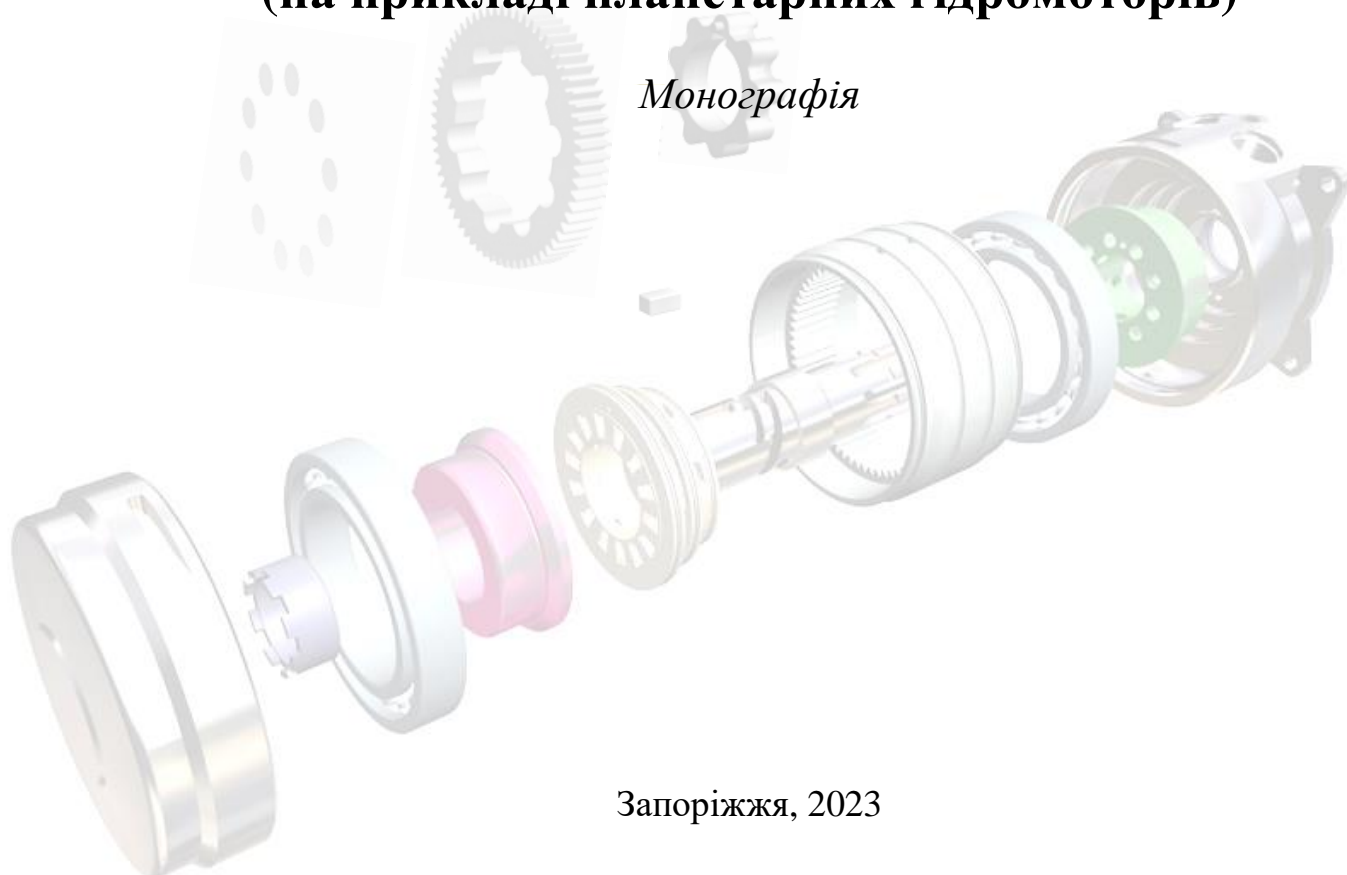
**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Таврійський державний агротехнологічний університет**  
**імені Дмитра Моторного**

**А. І. ПАНЧЕНКО, А. А. ВОЛОШИНА, А. І. ЗАСЯДЬКО**



## **ПРОЕКТУВАННЯ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ ТОРЦЕВОГО ТИПУ**

**(на прикладі планетарних гідромоторів)**



Запоріжжя, 2023

**УДК 621.225.4: 621.833.6.01(049)**

Авторський колектив: А. І. Панченко, А. А. Волошина, А. І. Засядько

*Рекомендовано Вченою радою Таврійського державного  
агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного  
(протокол № 1 від 29.08.2023 р.)*

**Рецензенти:**

**Антощенко Р. В.**, доктор технічних наук, професор, член-кореспондент Транспортної Академії України, завідувач кафедри мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю, Державний біотехнологічний університет

**Воронін С. В.**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри машинобудування та технічного сервісу машин, Український державний університет залізничного транспорту

**Кувачов В. П.**, доктор технічних наук, професор, декан механіко-технологічного факультету, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

**Проектування розподільних систем торцевого типу (на прикладі планетарних гідромоторів):** монографія / А. І. Панченко, А. А. Волошина, А. І. Засядько. – Запоріжжя: ТОВ «Науково-виробнича компанія «Інтер-М», 2023. – 134 с.

Наведено наукові положення, методики розрахунку, моделювання та проектування розподільних систем планетарних гідромашин, що спрямовані на покращення їх вихідних характеристик. Особливу увагу приділено розробці фізичної та математичної моделі функціонування розподільної системи планетарного гідромотора, що дозволяють здійснювати математичне моделювання. Обґрунтовано функціональний взаємозв'язок геометричних параметрів розподільної системи та вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Для науковців, інженерів, аспірантів та студентів.

**ЗМІСТ**

<b>УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ</b>	5
<b>ВСТУП</b>	8
<b>РОЗДІЛ 1. КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН</b>	9
1.1. Аналіз конструктивних особливостей планетарних гідромашин	9
1.2. Особливості розподілу робочої рідини в планетарних гідромашинах	15
<b>РОЗДІЛ 2. ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ</b>	19
2.1. Вплив конструктивних особливостей розподільних систем на процеси, що відбуваються в планетарних гідромоторах	19
2.2. Взаємозв'язок основних геометричних параметрів торцевих розподільних систем	25
2.2.1. Взаємозв'язок основних геометричних параметрів розподільної системи із вікнами, виконаними у формі сегмента	26
2.2.2. Взаємозв'язок основних геометричних параметрів розподільної системи з вікнами, виконаними у формі кола	32
2.2.3. Взаємозв'язок основних геометричних параметрів розподільної системи з вікнами, виконаними у формі паза	37
2.3. Вплив геометричних параметрів розподільних систем на пульсацію потоку робочої рідини	44
2.4. Втрати в торцевій розподільній системі	50
2.5. Визначення зусилля взаємодії елементів розподільної системи	61

<b>РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ, ЩО ВІДБУВАЮТЬСЯ У РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМАХ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ</b>	<b>70</b>
3.1. Результати математичного моделювання впливу конструктивних особливостей розподільчої системи на її пропускну здатність	70
3.2. Результати математичного моделювання впливу конструктивних особливостей розподільчої системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора	82
<b>РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ</b>	<b>90</b>
4.1. Methodика експериментальних досліджень	90
4.1.1. Визначення кількості повторності дослідів	90
4.1.2. Визначення номінальних значень вихідних характеристик планетарного гідромотора	93
4.1.3. Визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів гідромоторів типу ГПР-Ф	96
4.2. Результати експериментальних досліджень	98
4.2.1. Визначення номінальних значень вихідних характеристик планетарного гідромотора	98
4.2.2. Визначення впливу функціональних параметрів планетарного гідромотора на його технічні характеристики	110
4.3. Експериментальна перевірка результатів теоретичних досліджень	118
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b>	<b>124</b>

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- $p_n$  – тиск номінальний, МПа;  
 $p_{г.с}$  – тиск в гідросистемі, МПа;  
 $p_{нас}$  – тиск в насосі, МПа;  
 $p_{гм}$  – тиск в гідромоторі, МПа;  
 $p_{кл}$  – тиск у запобіжному клапані, МПа;  
 $p_{спр.кл}$  – тиск спрацьовування запобіжного клапана, МПа;  
 $p_{нагн}$  – тиск нагнітання, МПа;  
 $p_{зл}$  – тиск зливу, МПа;  
 $p_{др}$  – тиск дренажу, МПа;  
 $p_{т.з}$  – тиск у торцевому зазорі (між торцевими поверхнями розподільника та золотника), МПа;  
 $\Delta p$  – перепад тиску, МПа;  
 $\Delta p_{ном}$  – перепад тиску номінальний, МПа;  
 $\Delta p_{сер}$  – перепад тиску середній, МПа;  
 $P_{пр}$  – зусилля, що притискає розподільник до золотника, МПа;  
 $P_{відт}$  – зусилля, що відтискає розподільник від золотника, МПа;  
 $Q_{нас}$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  
 $Q_{гм}$  – витрата гідромотора, м<sup>3</sup>/с;  
 $Q_{кл}$  – витрата через запобіжний клапан, м<sup>3</sup>/с;  
 $Q_{вит.н}$  – витоки робочої рідини у зоні нагнітання, м<sup>3</sup>/с;  
 $Q_{вит.зл}$  – витоки робочої рідини у зоні зливу, м<sup>3</sup>/с;  
 $\Delta Q$  – витоки робочої рідини через зазор між торцевими поверхнями розподільника та золотника, м<sup>3</sup>/с;  
 $M_{гм}$  – крутний момент на валу гідромотора, Н·м;  
 $M_j$  – інерційний момент, Н·м;  
 $M_{оп}$  – момент опору, Н·м;  
 $J$  – момент інерції мас, що обертаються, Н·м;  
 $V$  – робочий об'єм гідромотора, м<sup>3</sup>;  
 $n$  – частота обертання валу гідромотора, хв<sup>-1</sup>;  
 $\omega_{гм}$  – кутова швидкість валу гідромотора, рад/с;  
 $\omega_{нав}$  – кутова швидкість навантаження, рад/с;  
 $v_{сер}$  – середня швидкість потоку робочої рідини, м/с;  
 $\rho$  – щільність робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\mu$  – коефіцієнт витрати;  
 $\mu'$  – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;  
 $\eta_m$  – механічний ККД гідромотора;

- $\eta_{об}$  – об'ємний ККД гідромотора;
- $P_{Sn.n}$  – коефіцієнт періодичної зміни площі прохідного перетину розподільної системи;
- $P_v$  – коефіцієнт пульсації швидкості потоку робочої рідини у вікнах розподільної системи;
- $P_{Др}$  – коефіцієнт пульсації тиску;
- $P_M$  – коефіцієнт пульсації моменту;
- $A_S$  – амплітуда зміни площі прохідного перетину,  $мм^2$ ;
- $A_{Др}$  – амплітуда пульсації тиску,  $МПа$ ;
- $A_\gamma$  – амплітуда зміни кута перекриття вікон розподільника та золотника,  $рад.$ ;
- $Z_1$  – кількість вікон розподільника;
- $Z_2$  – кількість вікон золотника;
- $Z_{доод}$  – кількість додаткових розвантажувальних вікон;
- $Z_\psi$  – кількість циклів;
- $i$  – поточний номер вікон розподільника (золотника);
- $i_{роб}$  – поточний номер робочих вікон розподільника;
- $i_{розв.}$  – поточний номер розвантажувальних вікон розподільника;
- $i_{роб.зс}$  – поточний номер робочих вікон розподільника, які будуть зсуватися;
- $\varphi_\psi$  – кут повороту розподільника, що відповідає одному циклу,  $град.$ ;
- $\alpha_{роб}$  – поточний кут розташування робочих вікон розподільника,  $град.$ ;
- $\alpha_{розв.}$  – поточний кут розташування розвантажувальних вікон розподільника,  $град.$ ;
- $\beta_{нагн}$  – поточний кут розташування вікон нагнітання золотника,  $град.$ ;
- $\beta_{зл}$  – поточний кут розташування вікон зливу золотника,  $град.$ ;
- $\Delta$  – зазор між вікнами розподільника та золотника,  $град.$ ;
- $h$  – висота зазору між торцевими поверхнями розподільника та золотника,  $мм$ ;
- $\sigma$  – кут між поточними центрами вікон розподільника та золотника, що знаходяться у перекритті,  $рад.$ ;
- $\varepsilon_1$  – кут розчину вікон розподільника,  $рад.$ ;
- $\varepsilon_2$  – кут розчину вікон золотника,  $рад.$ ;
- $\varepsilon$  – кут розчину розподільних вікон при  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ ,  $рад.$ ;
- $\gamma$  – кут перекриття вікон розподільника та золотника,  $рад.$ ;

$\gamma_{\max}$	– максимальне значення кута перекриття вікон розподільника та золотника, <i>рад.</i> ;
$\gamma_{\min}$	– мінімальне значення кута перекриття вікон розподільника та золотника, <i>рад.</i> ;
$\gamma_{\text{сер}}$	– середнє значення кута перекриття вікон розподільника та золотника, <i>рад.</i> ;
$\varphi_{\text{нагн}}$	– кут розчину вікон розподільника та золотника, що перебувають у перекритті (за їх периметром), в яких діє тиск нагнітання, <i>рад.</i> ;
$\varphi_{\text{зл}}$	– кут розчину вікон розподільника та золотника, що знаходяться в перекритті (за їх периметром), в яких діє тиск зливу, <i>рад.</i> ;
$R_1$	– внутрішній радіус розташування вікон розподільника та золотника, <i>м</i> ;
$R'_1$	– внутрішній радіус розташування вікон розподільника та золотника з урахуванням ущільнюючого пояска, <i>м</i> ;
$R_2$	– зовнішній радіус розташування вікон розподільника та золотника, <i>м</i> ;
$R'_2$	– зовнішній радіус розташування вікон розподільника та золотника з урахуванням ущільнюючого пояска, <i>м</i> ;
$b_1$	– внутрішній ущільнюючий поясок, <i>мм</i> ;
$b_2$	– зовнішній ущільнюючий поясок, <i>мм</i> ;
$S_{n.n}$	– площа прохідного перерізу розподільної системи, <i>мм<sup>2</sup></i> ;
$S_{\text{сер}}$	– середнє значення площі прохідного перерізу розподільної системи, <i>мм<sup>2</sup></i> ;
$S_{\text{к}}$	– площа кільця, на якому виконані розподільні вікна, <i>мм<sup>2</sup></i> ;
$S_{\text{нагн}}$	– площа кільця, на якому діє тиск нагнітання, <i>мм<sup>2</sup></i> ;
$S_{\text{зл}}$	– площа кільця, на якому діє тиск зливу, <i>мм<sup>2</sup></i> ;
$S_{\text{т.з}}$	– площа, на якій діє тиск у торцевому зазорі, <i>мм<sup>2</sup></i> .

## ВСТУП

В даний час підвищення ефективності використання самохідної техніки більшою мірою визначається гідрофікацією її активних робочих органів, що в свою чергу залежить від наявності середньо- та низькооборотних гідромоторів.

Природна тенденція до розширення сфери застосування гідроприводів активних робочих органів та ходових систем самохідної техніки у всіх галузях машинобудування викликає необхідність створення нового покоління гідромашин. Тому, сучасні тенденції розвитку гідрофікації самохідної техніки вимагають проведення досліджень, розробки та освоєння у виробництві низькооборотних високомоментних гідромоторів для силового гідроприводу, особливістю якого є високий момент страгування (0,9...0,95) при порівняно невисокій частоті обертання (5...700 хв<sup>-1</sup>).

Аналіз технічних характеристик об'ємних гідромашин показав, що планетарні гідромашини відрізняються універсальністю, високим питомим об'ємом робочих камер, малою металоємністю та компактністю, добрими енергетичними характеристиками. Великою перевагою цих гідромашин є можливість вбудовування в приводний механізм, що особливо важливо для самохідної техніки.

Поряд із зазначеними перевагами планетарні гідромашини (у зв'язку з особливістю конструкції) мають досить складну систему розподілу робочої рідини (що виконує роль водила планетарного редуктора). На сьогоднішній день, на жаль, немає чіткої методики моделювання, розрахунку та проектування систем розподілу робочої рідини для планетарних гідромашин. Тому, вирішення питань, пов'язаних з удосконаленням конструкцій розподільних систем планетарних гідромашин, є актуальним і одним з першочергових завдань на шляху вдосконалення планетарних гідромоторів.



## РОЗДІЛ 1 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМАШИН

### 1.1. Аналіз конструктивних особливостей планетарних гідромашин

Гідромашина – основний елемент гідроприводу, призначений для перетворення механічного руху в потік робочої рідини (насос) і потоку робочої рідини в рух виконавчого органу (гідромотор, гідроциліндр і т. д.). Аналіз показав [47, 48, 54, 55, 57, 77], що найчастіше в гідроприводах використовуються оборотні гідромашини, механізми яких однаково придатні для роботи як насосів так і гідромоторів.

В останні роки йде напружений пошук та вдосконалення застосовуваних гідромашин [47, 48, 57] (насосів, гідромоторів, підсилювачів крутного моменту і т.д.). До основних вимог, що пред'являються до створюваних гідромашин, відносяться:

- створення гідромашин з максимально простою конструкцією, технологією виготовлення та ремонту за мінімальної вартості;
- отримання тихохідних гідромоторів, робочі органи яких повинні мати низьку швидкість переміщення та володіти високою здатністю навантаження (тобто розвивати високі крутні моменти);
- отримання механізмів, надійних в експлуатації, що мають високий коефіцієнт корисної дії, відносно невеликі розміри та вагу.

Результати порівняння гідромашин найчастіше носять суб'єктивний характер внаслідок численності їх параметрів, багато з яких не становлять інтересу для споживачів, а частина параметрів відома не для всіх порівнюваних гідромашин. Має значення також неоднаковість місцевих умов та завдань випробувань гідромашин, що проводяться незалежно один від одного.

Прагнення спростити і здешевити гідроприводи, до яких не пред'являються жорсткі вимоги по масі, габаритах та точності виконання управляючого сигналу, часто призводить до

використання найпростіших гідромашин – шестеренних та шиберних. Однак ресурс перших визначають у мотогодинах, передбачаючи їх установку на самохідній машині з приводом від двигуна внутрішнього згоряння, а других – за кількістю годин роботи в стаціонарних умовах, зазвичай з електродвигуном.

Порівняння по металоемності різних гідромашин, що працюють за принципом зубчастого зачеплення, показує, що найбільш металомісткими є гідромотори шестеренного типу з внутрішнім зачепленням [48, 55, 77]. Суттєво меншу металомісткість, ніж у гідромашин інших типів, що працюють на високих тисках, мають планетарні гідромашини, що особливо важливо для самохідної техніки.

Планетарні гідромашини з циклоїдальною формою витискувачів допускають форсування по тиску, швидко або тихохідні (залежно від кінематичної схеми роботи витискувачів) та можуть працювати на режимах з високим ККД у всьому діапазоні регулювання. Ці якості планетарних гідромашин забезпечують можливість отримання великих пускових моментів і роботи на найнижчій частоті обертання при заданій потужності.

Найпоширенішими гідромашинами, що застосовуються в силових гідроприводах самохідної техніки, є планетарні гідромашини [14, 47, 48, 54, 55, 57, 77]. Під планетарними гідромашинами маються на увазі гідромашини, що працюють за принципом планетарного редуктора, аналогічні орбітальним, героторним та геролерним [3, 4, 6, 8, 24, 25]. Ці гідромашини відрізняються малою металоемністю, компактністю, хорошими енергетичними характеристиками та використовуються як високомоментні гідромотори для приводів активних робочих органів самохідної техніки. Великою перевагою планетарних гідромоторів є можливість їх установки безпосередньо в приводні механізми бурових машин, транспортерів, лебідок, мотор-коліс тощо [45, 47, 54].

Планетарні гідромашини працюють на високих тисках [29-31]. Ця якість особливо важлива для самохідної техніки та забезпечує можливість отримання в них великих пускових моментів та роботи на найнижчій частоті обертання при заданій потужності. Тому, при розгляді різних типів гідромашин, найбільшої уваги заслуговують планетарно-роторні гідромашини

з циклоїдальною формою витіснювачів. У такій гідромашині (рис. 1.1) усередині охоплюючого витіснювача 1 (ротора) встановлений охоплюваний витіснювач 2 (шестерня), на який, з одного боку, рівномірно діє тиск рідини. Під дією цього тиску охоплюваний витіснювач котиться по охоплюючому витіснювачу. Однак, ці гідромашини (у зв'язку з особливістю конструкції) мають досить складну систему розподілу робочої рідини, яка виконує роль водила планетарного редуктора.

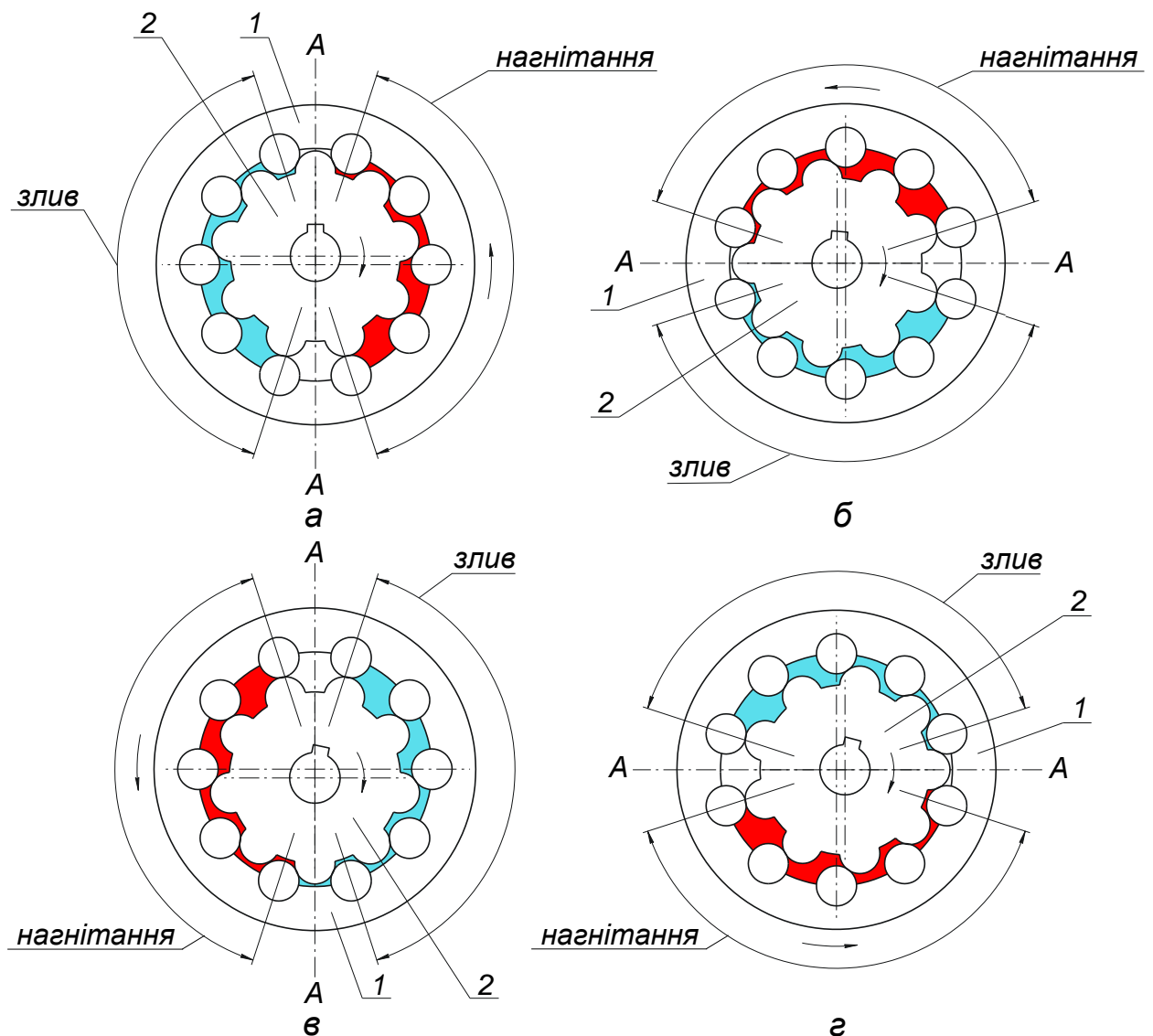


Рисунок 1.1 – Схема роботи розподільної системи планетарного гідромотора: 1 – ротор; 2 – шестерня.

На схемі роботи розподільної системи планетарного гідромотора (рис. 1.1) представлено принцип переміщення

гідравлічного поля, створюваного розподільною системою [20, 64]. У позиції *a* відображено момент, коли з правого боку площини симетрії *AA* знаходиться зона *I* тиску рідини, а з іншого – зона *II* зливу рідини.

У позиції *b* відображено момент, коли зони повернені на  $90^\circ$ , у позиції *в* – на  $180^\circ$  і у позиції *г* – на  $270^\circ$ . Таким чином, коли гідравлічне поле зробить повний оборот проти годинникової стрілки, ротор повернеться у протилежний бік всього на один зуб або на кут  $\varphi = 360^\circ/z_1$ , де  $z_1$  – кількість зубів ротора.

У зачепленні з круговим профілем зубів зачеплення відбувається в двох зонах, розташованих по один бік площини *AA*. Наявність двох зон контакту забезпечує під час роботи постійну герметичність між зонами нагнітання та зливу.

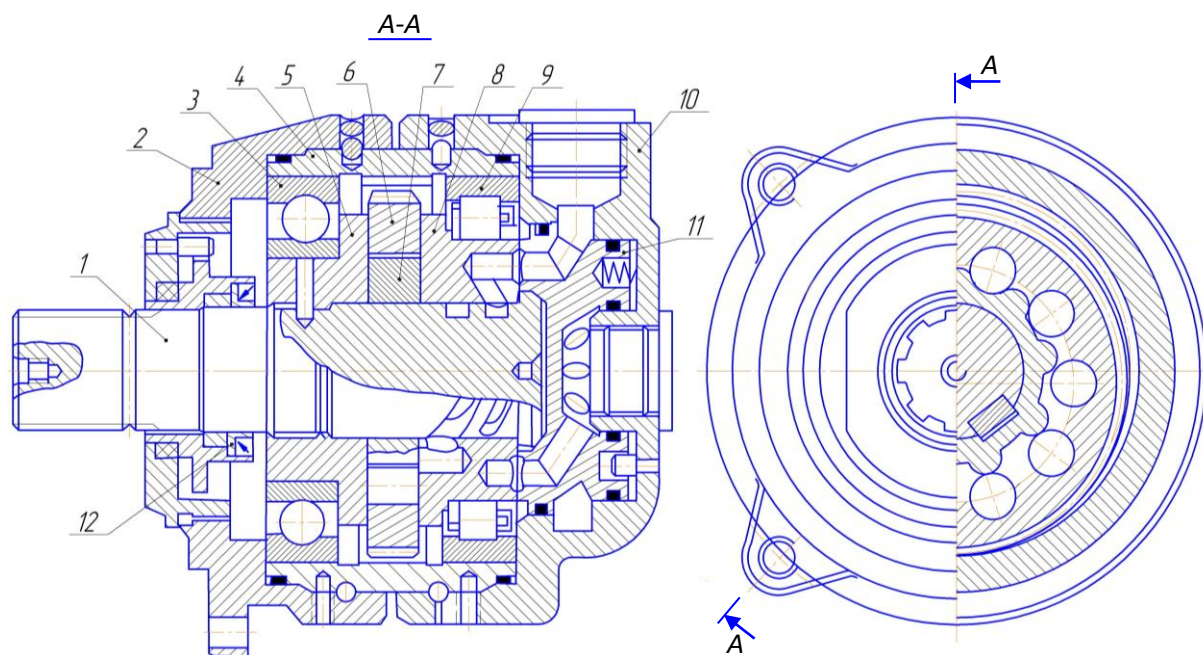
Залежно від способу перетворення планетарного руху рухомого витискувача в концентричне обертання вихідного валу, кінематичні схеми планетарних гідравлічних машин відрізняються перетворюючим механізмом і можуть бути різних видів [45, 49, 52, 53, 55].

Поєднання кожного виду розподілу з тією чи іншою кінематичною схемою, що відрізняються перетворюючим механізмом плоско-паралельного (планетарного) руху ротора в концентричне обертання валу, дає новий варіант планетарної гідромашини.

Як правило, планетарні гідромашини середньо- і низькооборотні, тому в основному застосовуються як гідромотори.

Найпоширенішим представником планетарних гідромашин, розробленим та виробленим у СНД є гідромотор серії ГПР-Ф (рис.1.2).

Основним вузлом гідромотора є його силовий блок, що складається з валу 1, розподільника 8, охоплюючого витискувача 6 (ротора), охоплюваного витискувача 7 (шестірні) та щоки 5. різьбовим з'єднанням. Таке положення щоки фіксується штифтом.



*Рисунок 1.2 – Планетарний гідромотор серії ГПР-Ф:  
 1 – вал; 2 – передня кришка; 3 – підшипник радіально-упорний;  
 4 – корпус; 5 – щока; 6 – охоплюючий витискувач (ротор);  
 7 - охоплюваний витискувач (шестірня); 8 – розподільник;  
 9 – підшипник роликовий радіальний; 10 – задня кришка;  
 11 – золотник; 12 – ущільнювальний вузол*

Осьове переміщення силового блоку обмежується передньою 2 і задньою 10 кришками. У задній кришці встановлений золотник 11, який своїми проточками з'єднаний із порожнинами підведення (відведення) робочої рідини. Із задньою кришкою золотник пов'язаний штифтом. Кріплення кришок гідромотора за допомогою стопорів та штифта дозволяє зробити установку фази розподілу шляхом повороту кришки щодо корпусу. Після цього кришка фіксується стопором. Ущільнювачі 12 служать для запобігання витіку по валу.

Як і всі роторні гідромашини, гідромотор ГПР-Ф реверсивний. Зміна напрямку обертання вихідного валу гідромотора здійснюється зміною напрямку руху робочої рідини.

Розглянута конструкція планетарно-роторного гідромотора була покладена в основу уніфікованого ряду високомоментних планетарних гідромоторів з робочим об'ємом 160...630 см<sup>3</sup>. За апіорними даними відомо, що гідромотори з робочим об'ємом



менше 320 см<sup>3</sup> мають підвищену шумність роботи, що очевидно обумовлено пульсацією робочої рідини. Аналіз гідромашин [33, 58, 60] показав, що рівень та спектр шуму значною мірою визначається роботою їх розподільних систем.

Основним недоліком розглянутого планетарного гідромотора, як і всіх гідравлічних машин є наявність кавітаційних явищ, що супроводжується пульсацією тиску робочої рідини і шумом [20, 28, 33, 49, 64]. Ці пульсації обумовлені зворотним потоком рідини з нагнітальної порожнини, який супроводжується гідравлічними ударами і в результаті ударів, що чергуються – пульсацією тиску в нагнітальній магістралі, амплітуда яких за певних умов може досягати величини, що викликає руйнування гідромашин. Можливість виникнення пульсацій тиску можна зменшити раціональним вибором режимів роботи гідравлічної системи та правильним конструктивним виконанням гідроагрегатів. Також до недоліків планетарних гідромашин можна віднести недостатню їх надійність, обумовлену наявністю витоків по валу (при роботі на високих тисках), передчасному зносу ущільнень валу і, як наслідок, зниження об'ємного ККД.

Незважаючи на те, що планетарний гідромотор ГПР-Ф випускався в нашій країні та в країнах СНД, він є гідромашиною, відпрацювання конструкції якої проводилося суто експериментальним шляхом. Якщо вплив конструктивних особливостей шестеренних та аксіально-поршневих гідромашин на їх експлуатаційні характеристики розглянуто в роботах [1, 5, 7, 10-12, 26, 41], то вплив конструктивних особливостей планетарних гідромашин на їх вихідні характеристики маловивчений. Тому дуже гостро постає питання дослідження впливу конструктивних особливостей розподільних систем та процесів, що у них протікають, на вихідні характеристики гідромашин планетарного типу.

## 1.2. Особливості розподілу робочої рідини в планетарних гідромашинах

Одним з основних вузлів, що впливають на вихідні характеристики планетарних гідромашин є розподільний пристрій, що являє собою пристрій для подачі робочої рідини в камери та її зливу в строго певній послідовності, яка залежить від положення ротора у робочій порожнині. Працездатність розподільного пристрою, як правило, визначає працездатність та ресурс гідромашини в цілому.

Розподільний пристрій може бути клапанним, золотниковим, кранового типу з плоским золотником, цапфовим, торцевим і безпосереднім, коли розподіл рідини здійснюється безпосередньо самим ротором. У планетарних гідромашинах найскладніша розподільна система. В основному, у цих гідромашинах використовується цапфовий, торцевий та безпосередній розподіл робочої рідини. Недоліком цапфового та безпосереднього розподілу є порівняно низька пропускна здатність [52, 53].

На рис. 1.3 показані способи розподілу робочої рідини [58].

На рис. 1.3, а показана схема розподілу через отвори в охоплюючому витискувачі 1. Корпус 3 гідромашини має приливи, між якими обертається охоплюючий витискувач 1. Приливи розділяють порожнину 4 між корпусом і витискувачем на дві зони – всмоктування та нагнітання. При показаному напрямку обертання роторів камера *a* є камерою всмоктування, а камера *b* – нагнітання. Рідина потрапляє в робочі камери гідромашини з порожнини всмоктування через отвори, виконані в охоплюючому витискувачі 1. Через ці отвори вона витісняється в порожнину нагнітання. Ця система розподілу найбільш проста і легко здійсненна. Однак їй притаманні відомі недоліки зовнішнього розподілу, зокрема негативна дія сил інерції при всмоктуванні.

На рис. 1.3 б показаний внутрішній спосіб розподілу робочої рідини через отвори в охоплюваному витискувачі 2. Охоплюваний витискувач 2 обертається навколо спеціального роздільника 3, що ділить порожнину охоплюваного витискувача 2 на дві – порожнину всмоктування *a* і порожнину нагнітання *b*.

Товщина робочих елементів роздільника дорівнює діаметру отворів у шестірні. Здійснення внутрішнього розподілу є найбільш складним. Основним недоліком внутрішнього розподілу є підвищені гідравлічні втрати.

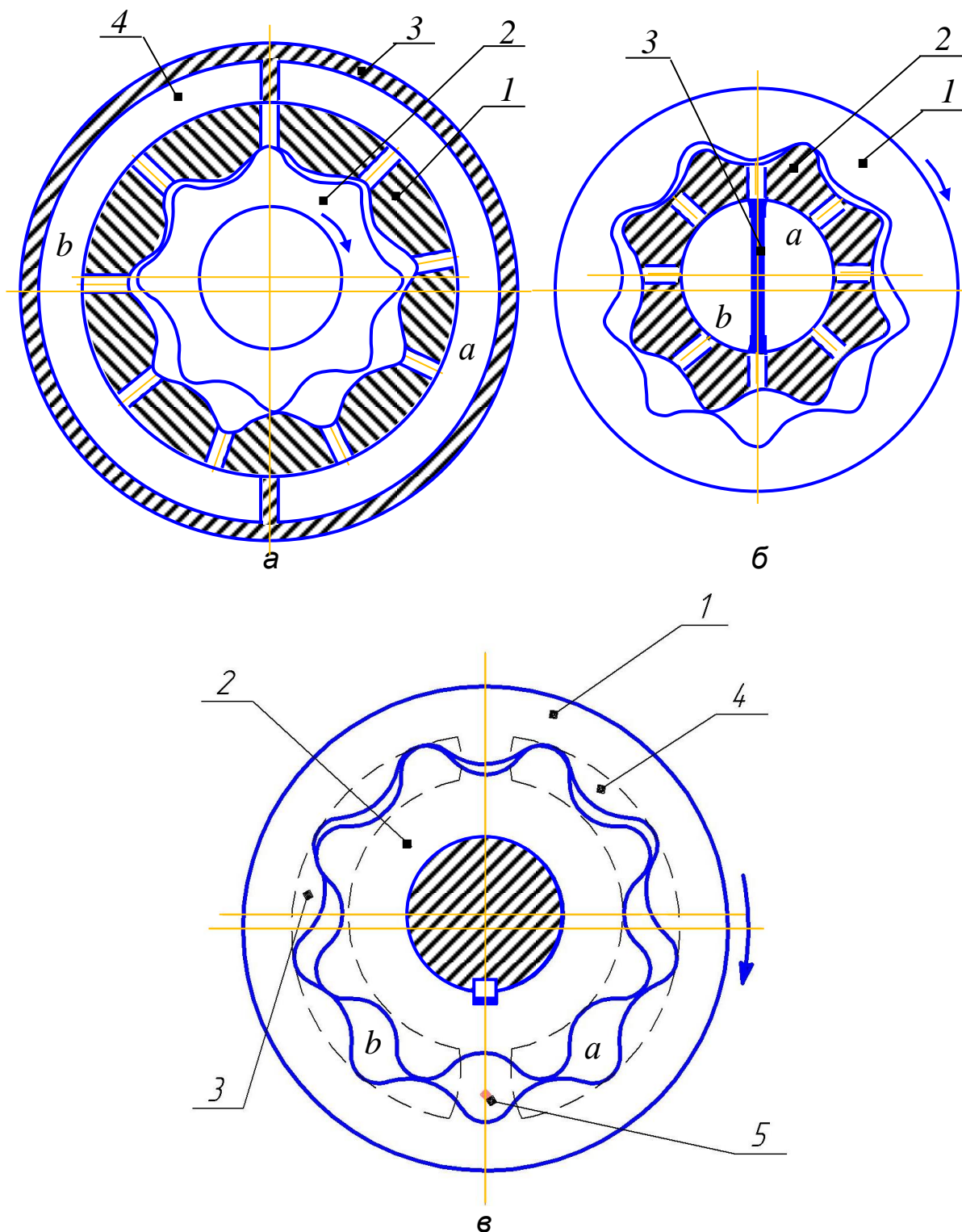


Рисунок 1.3 – Способи розподілу робочої рідини: а – зовнішній розподіл; б – внутрішній розподіл; в – торцевий розподіл.



На рис.1.3, показаний найбільш поширений принцип розподілу робочої рідини. У торцевих дисках є серповидні вікна 3 і 4, що зв'язують робочі камери 5 гідромашини з порожнинами нагнітання  $b$  і всмоктування  $a$ . При положенні охоплюючого 1 і охоплюваного 2 витискувачів, як показано на рисунку, нижня камера 5 має максимальний об'єм. Розподільні вікна внизу повинні бути розташовані так, щоб ця камера не сполучалася ні з порожниною нагнітання, ні з порожниною всмоктування. Залежно від напрямку обертання витискувачів гідромашини вона повинна сполучатися з тим чи іншим розподільним вікном. Точки торкання зубів охоплюючого 1 та охоплюваного 2 витискувачів, що обмежують камеру з максимальним об'ємом, не сполучаються точно у вершинах. Ці точки визначають межі розподільних вікон.

Контури розподільних вікон можуть бути побудовані так, щоб впадини охоплюючого та охоплюваного витискувачів були вписані в контур розподільних вікон. Відстань між розподільними вікнами з іншого боку (на рисунку вгорі) вибираються за умови забезпечення розподілу при мінімальних витоках рідини між розподільними вікнами.

Аналіз конструкцій планетарних гідромашин показав [20, 49, 64], що в більшості випадків подача робочої рідини до витискувачів здійснюється торцевим розподільним пристроєм, так як при рівній продуктивності відносна швидкість ротора по поверхнях, що примикають до нього, в десятки разів менше, а малі швидкості ротора дозволяють встановлювати значно менший зазор, що забезпечує високий об'ємний ККД гідромашини.

У розглянутих планетарних гідромашинах при безлічі різних конструктивних елементів можна виділити три основні вузли (з'єднання), що визначають експлуатаційну ефективність цих гідромашин:

- силове з'єднання зі спеціальним циклоїдальним профілем витискувачів (зубів) [2, 13, 15, 18, 27];
- розподільний механізм, що створює гідравлічне поле, що обертається, для отримання планетарного руху ротора [9, 40, 63, 66, 70];

– механізм, що компенсує планетарний рух ротора [13, 23, 49].

Якщо питання, пов'язані з проектуванням силового з'єднання та компенсуючих механізмів, знайшли деяке відображення в роботах [2, 17, 23, 27, 67, 72, 76], то взаємозв'язок геометричних та функціональних параметрів розподільних систем планетарних гідромоторів, їх розрахунок та проектування, а також питання, пов'язані з дослідженням процесів, що відбуваються в планетарному гідромоторі при його експлуатації мало досліджені. Тому, вирішення питань, пов'язаних з удосконаленням конструкцій розподільних систем планетарних гідромашин, є актуальним і одним з першочергових завдань на шляху вдосконалення планетарних гідромоторів.

## РОЗДІЛ 2 ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

### 2.1. Вплив конструктивних особливостей розподільних систем на процеси, що відбуваються в планетарних гідромоторах

Для вивчення процесів, що відбуваються у планетарному гідромоторі під час його експлуатації, розглянемо роботу гідросистеми (рис. 2.1). Гідронасос  $H$  передає необхідну гідравлічну енергію (подача  $Q_{нас}$  при тиску  $p_{нас}$ ) гідромотору  $\Gamma_m$ , вал якого пов'язаний з навантаженням  $H_v$ . Для захисту гідросистеми від можливих навантажень, у схемі встановлений запобіжний клапан  $Kл$ , що спрацьовує від перевищення тиску в магістралі 1-3 [9, 21, 59].

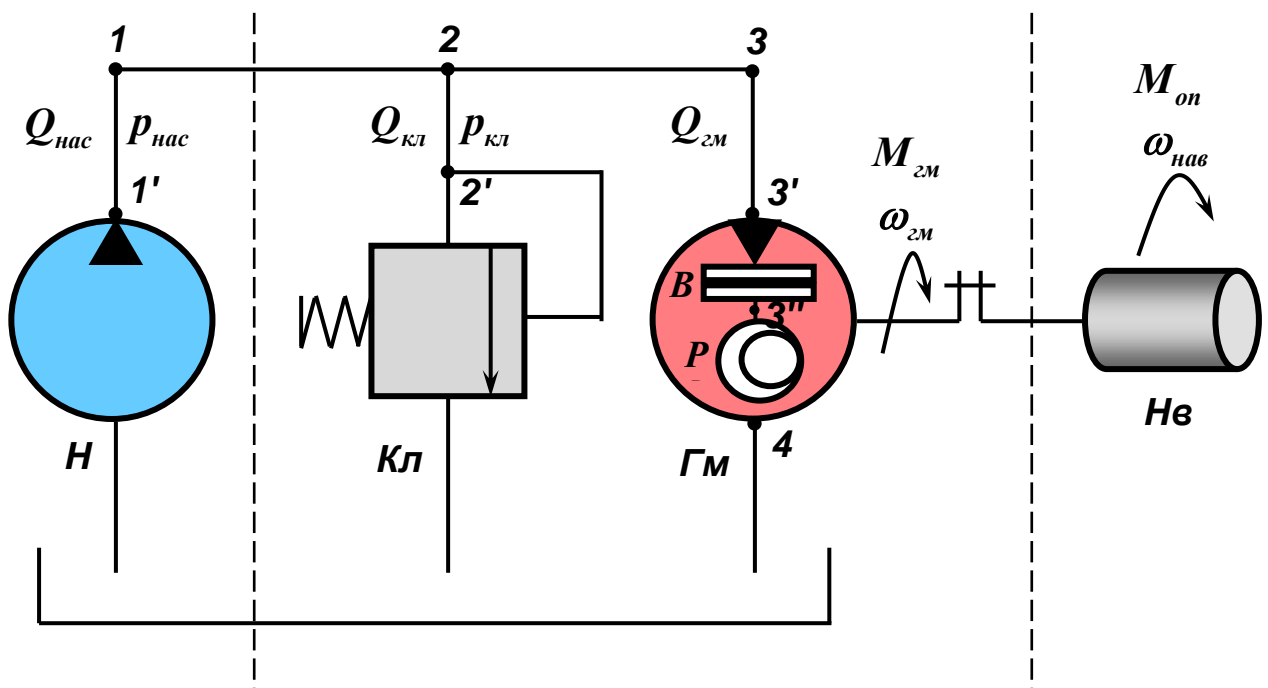


Рисунок 2.1 – Схема роботи планетарного гідромотора у процесі експлуатації:  $H$  – насос;  $Kл$  – клапан;  $\Gamma_m$  – гідромотор;  $P$  – розподільна система;  $B$  – витискувальна система;  $H_v$  – навантаження.

Функціональні параметри представленої гідросистеми можна оцінювати стабільністю (постійністю) вихідних параметрів гідромотора  $\Gamma_M$  (кутовою швидкістю  $\omega_{\Gamma M}$  та моментом  $M_{\Gamma M}$ ), обумовлених відповідними параметрами навантаження ( $\omega_{нав}$  та  $M_{он}$ ). Припускаючи, що гідравлічна потужність, що розвивається насосом постійна (тобто,  $Q_{нас}$  і  $p_{нас} = \text{const}$ ), відхилення вихідних параметрів гідромотора може бути викликане тільки пульсацією тиску в магістралі 1-3, який можливий у двох випадках: при коливаннях крутного моменту  $M_{он}$  навантаження  $Hв$ , що характеризують умови роботи гідросистеми та при недосконалості конструкції основних вузлів гідромотора  $\Gamma_M$ .

Вважаємо, що тиск на виході з насоса дорівнює тиску на вході в гідромотор та запобіжний клапан і дорівнює номінальному тиску  $p_{вих.нас} = p_{вих.\Gamma M} = p_{вих.кл} = p_{ном}$ ; тиск на виході з гідромотора та клапана дорівнює нулю,  $p_{вих.\Gamma M} = p_{вих.кл} = 0$ ; потужність насоса стала  $N_{нас} = \text{const}$ ; подача насоса стала  $Q_{нас} = \text{const}$ ; витоків у клапані та гідромашинах немає.

Тоді кількість рідини, що підходить до гідромотора, можна визначити виразом:

$$Q_{\Gamma M} = Q_{нас} - Q_{кл}. \quad (2.1)$$

При дослідженнях вихідних характеристик планетарного гідромотора  $\Gamma_M$  його фізичну модель можна представити сукупністю двох основних вузлів, що викликають пульсацію тиску – розподільною системою  $P$  [9, 22, 34, 40, 49, 61, 65] та блоком витискувачів  $B$  [19, 22, 49, 71, 72, 76] (рис. 2.1). Прийmemo припущення, що параметри навантаження незмінні ( $\omega_{нав}$  і  $M_{он} = \text{const}$ ), а пульсація тиску в розглянутих вузлах гідромотора  $\Gamma_M$  обумовлена зміною площі прохідного перерізу  $\Pi_{Sn,n}$  в розподільній системі  $P$  і коливаннями площі робочих камер  $\Pi_{Sp,к}$ .

Нестационарний процес, обумовлений зміною площі прохідного перерізу розподільної системи, для спрощення математичного опису будимо розглядати як квазістационарний [33, 50, 69].

Досліджуваний квазістационарний процес обумовлений пульсацією тиску  $\Pi_{p(3'-4)}$  гідромотора через недосконалість його

конструкції викликає відхилення тиску від номінального  $p_{ном}$  на ділянці магістралі 1-3 (рис. 2.1). Необхідно відзначити, що велика частота пульсації тиску  $P_{p(3'-4)}$  (100...2000 Гц [33, 49, 50, 69]) не може бути згладжена від впливу інерційного моменту  $M_j$  навантаження, як це буває при аналогічній пульсації крутного моменту  $M_{он}$  навантаження

Відомо, що при підвищенні тиску спрацьовують запобіжні клапани гідросистем, тиск спрацьовування яких визначається виразом  $p_{спр.кл} \geq p_{ном}$ . Однак із зростанням тиску збільшується ймовірність роботи клапанів у режимі автоколивань, що негативно позначається на роботі гідросистеми загалом. Для запобігання коливанням клапана потік рідини, що витікає зі щілини повинен бути стійким. Однак зміна пропускну здатності щілини веде до пульсації тиску, що зумовлює коливання клапана. Цей ефект посилюється із зростанням тиску. Тому коливання виникають при великих тисках перед клапаном. Найбільш важко усунути коливання клапанів, що працюють у системах з пульсуючим тиском [33, 49, 50, 69].

Відхилення тиску робочої рідини в гідромоторі від номінального  $p_{ном}$  може відбуватися як у бік підвищення, так і у бік зниження тиску. За умови, що величина поточного значення тиску робочої рідини гідромотора  $p_{гм}$  менше номінального  $p_{ном}$ , витрата через клапан дорівнює 0, тобто якщо  $p_{гм} < p_{ном}$ , то  $Q_{кл} = 0$  і  $Q_{гм} = Q_{нас}$ . У цьому випадку настає гальмування валу гідромотора  $\Gamma_m$ , внаслідок зменшення крутного моменту  $M_{гм}$ , що розвивається гідромотором. Вал гідромотора (як і в першому випадку) рухається під дією інерційного моменту  $M_j$ , викликаючи розрив потоку рідини в гідромоторі та пов'язані з ним гідродинамічні явища.

Якщо ж величина поточного значення тиску робочої рідини гідромотора  $p_{гм}$  перевищує номінальний тиск, тобто  $p_{гм} > (1,03...1,1)p_{ном}$ , то спрацьовує (відкривається, здійснюючи переміщення  $z_{кл}$ ) запобіжний клапан  $Кл$  і перепускає частину робочої рідини  $Q_{кл}$  на злив ( $Q_{кл} \neq 0$ ), зменшуючи при цьому кількість рідини  $Q_{гм}$ , що підводиться до гідромотора  $\Gamma_m$  ( $Q_{гм}$  визначається з виразу (2.1)), що призводить до функціональної відмови – зниження кутової швидкості обертання вала гідромотора  $\omega_{гм}$ , викликаючи гальмування навантаження. Вал

гідромотора обертатиметься під дією інерційного моменту  $M_j$ , а у внутрішніх порожнинах гідромотора (рис. 2.1), на ділянці 3'-4 (тобто, усередині гідромотора), може виникнути розрив потоку робочої рідини і, як наслідок, наявність кавітаційних явищ з наступними гідроударами.

Вважаючи, що через середню площу прохідного перерізу розподільної системи проходить номінальна витрата, тобто,  $Q_{зм} = Q_{нас}$ , при номінальному перепаді тиску  $\Delta p = p_{зм} = \Delta p_{ном}$ , то

$$Q_{нас} \cdot p_{нас} = Q_{ном} \cdot \Delta p_{ном}. \quad (2.2)$$

Математичну модель експлуатації планетарного гідромотора можна виразити системою рівнянь, що описують досліджувані процеси [9, 40, 49, 69]:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{зм} = Q_{нас} - Q_{кл} \\ Q_{кл} = f(p_{ном}), p_{ном} > p_{кл} \\ p_{ном} = f(\Pi_p, M_{зм}) \\ \Pi_p = f(\Pi_s) \\ \omega_{зм} = f(Q_{зм}, p) \\ M_{зм} = M_{оп} + M_j, \\ \Pi_p = 0, \\ M_j = 0 \end{array} \right. \quad (2.3)$$

Аналіз отриманої системи (2.3) показує, що при зміні площі прохідного перерізу  $\Pi_s$  виникає пульсація тиску  $\Pi_p$ , що призводить до збільшення тиску на вході в гідромотор на ділянках 1, 2, 3 (рис. 2.1), причому можна відзначити три випадки зміни поточного значення площі прохідного перерізу:

1. Поточне значення площі прохідного перерізу перевищує середнє значення площі прохідного перерізу, тобто  $S_{n.n(i)} > S_{n.n(сep)}$ , що відповідає періоду часу  $t_1$ : відбувається гальмування; поточне значення тиску нижче від номінального, тобто  $p_i < p_{ном}$ ; запобіжний клапан не спрацьовує; витрата через клапан дорівнює нулю,  $Q_{кл} = 0$ , а витрата через гідромотор дорівнює подачі насоса,  $Q_{зм} = Q_{нас}$ .

У цей час крутний момент на валу гідромотора визначається виразом:

$$M_{zm} = M_{on} + M_j, \quad (2.4)$$

Оскільки  $M_{zm} = \frac{p \cdot V}{2\pi} \eta_{mex}$ ,  $M_j = J \frac{d\omega}{dt}$ , а  $M_{on} = \text{const}$ , то вираз (2.4) набуде вигляду:

$$\frac{p \cdot V}{2\pi} \eta_{mex} = M_{on} + J \frac{d\omega}{dt}, \quad (2.5)$$

звідки

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{p \cdot V}{J \cdot 2\pi} \eta_{mex} - \frac{M_{on}}{J}. \quad (2.6)$$

Після інтегрування (2.6) по  $t$  кутова швидкість обертання валу гідромотора  $\omega_{zm}$  буде визначатися системою:

$$\begin{cases} \omega_{zm} = \frac{p_i \cdot V}{J \cdot 2\pi} \cdot \eta_{mex} \cdot t_{1,2} - \frac{M_{on}}{J} \cdot t_{1,2} + C \\ p_i = f(S_{n.n_i}, t_i) \end{cases} \quad (2.7)$$

Постійна інтегрування  $C$  дорівнює:

$$C = \omega_1 - \frac{p_{ном} \cdot V}{J \cdot 2\pi} \eta_{mex} \cdot t_1 + \frac{M_{on}}{J} t_1,$$

де  $\omega_1$  – кутова швидкість обертання валу гідромотора, при  $p_i = p_{ном}$ ;

$t_1$  – час, при  $p_i = p_{ном}$ .

Відомо, що  $\omega = 2\pi \cdot n$ , рад/мин, де  $n$  – частота обертання валу гідромотора,  $n = Q_{zm} \cdot \eta_{об} / V$ ,  $xv^{-1}$ . Тоді кутова швидкість у цей період часу буде дорівнювати:

$$\omega_{zm} = \frac{2\pi \cdot Q_{zm}}{V} \eta_{об}. \quad (2.8)$$

2. Поточне значення площі прохідного перерізу менше середнього значення площі прохідного перерізу  $S_{n.n(i)} < S_{n.n(сер)}$ , що



відповідає періоду часу  $t_3$ : поточне значення тиску більше номінального, тобто  $p_i > p_{ном}$ : спрацьовує запобіжний клапан; витрата через гідромотор визначатиметься різницею подачі насоса та витрати через запобіжний клапан  $Q_{зм} = Q_{нас} - Q_{кл}$ .

При спрацьовуванні запобіжного клапана знижується кількість рідини, що надходить до гідромотора; знижується кутова швидкість обертання валу гідромотора  $\omega_{зм}$ ; вал гідромотора обертається під дією інерційного моменту  $M_j$ ; всередині гідромотора сильно падає тиск  $p_i$  і виникає розрив потоку рідини.

Тиск у гідромоторі в цей період визначатиметься системою:

$$\begin{cases} p_{зм} = \omega_{зм} \frac{J \cdot 2\pi}{V \cdot \eta_{об} \cdot t_3} + M_{он} \frac{2\pi}{V \cdot \eta_{об}} - C \frac{J \cdot 2\pi}{V \cdot \eta_{об} \cdot t_3}, \\ \omega_{зм} = \frac{2\pi \cdot (Q_{нас} - Q_{кл})}{V} \eta_{об}. \end{cases} \quad (2.9)$$

3. Поточне значення площі прохідного перерізу дорівнює середньому значенню, тобто  $S_{n.n(i)} = S_{n.n(сеп)}$ : поточне значення тиску дорівнює номінальному  $p_i = p_{ном}$ ; витрата через гідромотор дорівнює подачі насоса  $Q_{зм} = Q_{нас}$ .

Отже, можна констатувати, що при значеннях тиску, що перевищують тиск спрацьовування клапана, можна спостерігати функціональну відмову, викликану зміною кутової швидкості вала гідромотора. При цьому постійні «розгойдування» (поява перехідних процесів у сталому режимі) можуть викликати резонансні явища зміни тиску, що може призвести до руйнування елементів гідросистеми.

Дослідження процесу експлуатації планетарного гідромотора показує, що пульсація потоку робочої рідини негативно впливає на його роботу, викликаючи пульсацію тиску в порожнині нагнітання, амплітуда якої може перевищувати значення спрацьовування запобіжних клапанів, що призводить до функціональних відмов, а також викликає небажану вібрацію елементів гідросистеми. Пульсація тиску є складним негармонічним процесом. Характер пульсації змінюється не тільки у гідромашин різних типів, а і у гідромашин одного типу.



В основному, форма та величина пульсацій залежать від конструкції та режиму роботи гідромашин, властивостей робочої рідини та інших факторів.

Таким чином, гідромотор можна розглядати як джерело виникнення пульсацій, що призводить до функціональних відмов, поломок. Встановлено [33, 49, 69], що одним з основних вузлів гідромотора, що викликає пульсації, є розподільна система, геометричні параметри якої (зміна площі прохідного перерізу), насамперед впливають на форму та фактичну величину пульсації.

У зв'язку з цим необхідно дослідити вплив конструктивних особливостей розподільних систем (форма, кількість та взаємне розташування вікон) на вихідні характеристики планетарного гідромотора, розробити методики, які дозволять згладити (усунути) пульсацію потоку робочої рідини, а також збільшити пропускну здатність гідромотора, що характеризується площею прохідного перерізу.

## **2.2. Взаємозв'язок основних геометричних параметрів торцевих розподільних систем**

Аналіз планетарних гідромоторів показав, що в них застосовується найбільш складна – торцева розподільна система, що представляє собою пристрій для подачі робочої рідини в робочі камери та її зливу в певній послідовності, що залежить від положення ротора в робочій порожнині. Від конструкції та виконання розподільного пристрою залежать не тільки такі параметри гідромотора, як гідравлічний та об'ємний ККД, максимальна та мінімальна кількість обертів, але й надійність та ефективність його роботи.

Торцевий розподіл являє собою прилеглі поверхні рухомого розподільника та нерухомого золотника, на яких виконані розподільні вікна [20, 64]. Геометричні форми розподільника вибираються так [16, 46], щоб віддаючи канали гідромашини були герметично відокремлені від приймальних, а швидкості робочої рідини не перевищували певної межі, і щоб завжди було деяке строго регламентоване перевищення зусилля, що притискає золотник до розподільника, над силами відтискання, при просочуванні робочої рідини через ущільнюючі зазори. Це

перевищення має бути таким, щоб питомий тиск та питомі сили тертя не перевищували допустимих значень.

Основною характеристикою розподільної системи є її пропускну здатність (витрата рідини), тобто площа прохідного перерізу системи. Площа прохідного перерізу складається з площ перекриття вікон золотника вікнами розподільника. Площі перекриття вікон залежать від кількості вікон [33, 69], їх форми [16, 46] та геометричних параметрів. У планетарних гідромашинах може використовуватися розподільна система з вікнами, виконаними у формі сегмента [20, 64], кола [32, 73] та паза [39, 68].

### **2.2.1. Взаємозв'язок основних геометричних параметрів розподільної системи із вікнами, виконаними у формі сегмента.**

На рис. 2.2 представлена схема торцевого розподілу із сегментними вікнами розподільника та золотника. Надалі під розподільником і золотником будуть матися на увазі їх поверхні, на яких виконані розподільні вікна.

Між кількістю вікон розподільника  $Z_1$  та золотника  $Z_2$  існує взаємозв'язок,  $Z_2 = 2Z_1 + 2$ , при цьому  $Z_2$  завжди парне (вікна нагнітання та вікна зливу) і дорівнює  $Z_2 = 2Z_u$ , де  $Z_u$  – кількість циклів, обумовлена кінематичними параметрами планетарної гідромашини, і не може бути менше трьох, тобто  $Z_u > 3$ . З цього випливає, що кількість вікон розподільника та золотника відповідає  $Z_1 > 2$ , а  $Z_2 > 6$ . Кількість вікон розподільника дорівнює  $Z_1 = Z_u - 1$ .

Геометричні форми розподільника і золотника вибираються так, щоб їх внутрішні  $R_1$  і зовнішні радіуси  $R_2$  дорівнювали між собою; для чіткого розмежування вікон розподільника та золотника, тобто, для створення герметичності розподільної пари має бути забезпечений надійний поділ у кожний момент порожнин високого (нагнітання) та низького (зливу) тисків [20, 49, 64]. Для цього у статичному положенні, як показано на рис. 2.2, вікно розподільника повинне розташовуватися між вікнами нагнітання та зливу золотника так, щоб між ними існував мінімально допустимий зазор –  $\Delta$ , який вибирається конструктивно [40, 49].

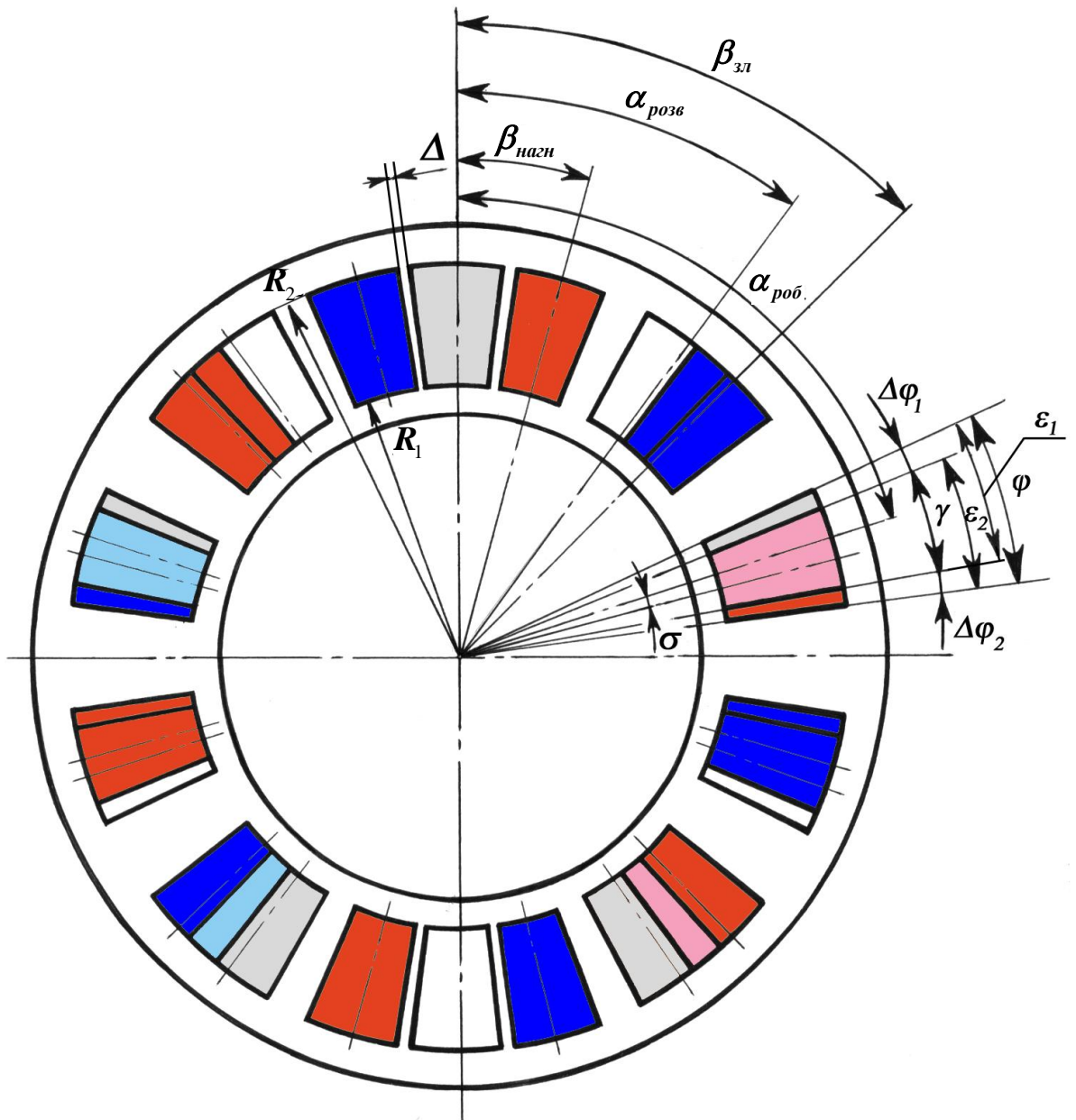






Рисунок 2.2 – Розрахункова модель розподільної системи вікнами, виконаними у формі сегмента:

-  – робочі вікна розподільника;
-  – розвантажувальні вікна розподільника;
-  – вікна нагнітання золотника;
-  – вікна зливу золотника

З урахуванням прийнятих припущень та позначень (рис. 2.2) визначимо основні геометричні параметри, що характеризують

розподільчу систему планетарного гідромотора.

Кут між вікнами розподільника у статичному положенні дорівнює  $\alpha = 2\pi / Z_1$ , а між вікнами золотника –  $\beta = 2\pi / Z_2$ .

Початковий кут розташування вікон розподільника визначається виразом:

$$\alpha_1(t) = 2\pi \cdot n \cdot t, \quad (2.10)$$

де  $n$  – частота обертання валу гідромотора

$$n = \frac{Q_{зм} \cdot \eta_{об}}{V},$$

де  $Q_{зм}$  – дійсна витрата робочої рідини гідромотора;

$V$  – робочий об'єм гідромотора;

$\eta_{об}$  – об'ємний ККД гідромотора.

Тоді, початковий кут розташування першого вікна розподільника визначатиметься виразом:

$$\alpha_1(t) = \frac{2\pi \cdot Q_{зм} \cdot \eta_{об}}{V} \cdot t, \quad (2.11)$$

а інші поточні кути розташування вікон розподільника визначаються з виразів

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_{Z_1}(t) = \alpha_{Z_1-1}(t) + \alpha, \quad (2.12)$$

Визначимо час, що відповідає одному циклу (проходження вікна розподільника через вікно нагнітання та зливу золотника).

Так як  $t_{ц} = t_{об} / Z_{ц}$ , де  $Z_{ц}$  – кількість циклів,  $Z_{ц} = Z_2 / 2$ , то  $t_{ц} = 2t_{об} / Z_2$ , де  $t_{об}$  – час одного обороту,  $t_{об} = 1 / n$ . Виходячи з цього час одного циклу буде визначатися виразом:

$$t_{ц} = \frac{2}{Z_2 \cdot n} = \frac{2 \cdot V}{Z_2 \cdot Q_{зм} \cdot \eta_{об}},$$

а умова зміни кута  $\alpha_1$  залежно від часу  $t_i = t_1 + \Delta t$ , де  $t_i$  – поточний час, відповідає одному циклу  $0 \leq t_i \leq t_{ц}$ .

Поточний кут розташування вікон золотника визначається виразом:

$$\beta_i = \frac{2\pi}{Z_2}(i-1) + \frac{\pi}{Z_2}, \quad (2.13)$$

де  $i = 1, 2, \dots, Z_2$ .

Дані вирази дозволяють визначити взаємне розташування вікон розподільника та золотника, при цьому кут розташування вікон нагнітання золотника визначається виразом:

$$\beta_{\text{нагн.}i} = 2\frac{2\pi}{Z_2}(i-1) + \frac{\pi}{Z_2}, \quad (2.14)$$

де  $i = 1, 3, \dots, (Z_2 - 1)$ ;

а вікон зливу:

$$\beta_{\text{сл.}i} = 2\frac{2\pi}{Z_2}(i-1) + \frac{3\pi}{Z_2}, \quad (2.15)$$

де  $i = 2, 4, \dots, Z_2$ .

Рис. 2.2 представляє собою накладання вікон розподільника на вікна золотника, при якому і відбувається їх перекриття. Також його можна розглянути, як переміщення вікна розподільника по поверхні, утвореній вікнами золотника, по черзі їх перекриваючи.

Тоді, кут між поточними центрами вікон розподільника та золотника, що знаходяться у перекритті визначається рівнянням:

$$\sigma_i = |\beta_i - \alpha_i|. \quad (2.16)$$

При цьому має виконуватися умова  $\sigma_i \leq \beta / 2 - \Delta$ , інакше вікна не перекриватимуться.

Оскільки вікна розподільника перекриваються як з вікнами нагнітання, так і з вікнами зливу золотника, то існує два варіанти перекриття вікон золотника вікнами розподільника:

а) вікна розподільника перекриваються з вікнами нагнітання золотника:

$$\sigma_{\text{нагн.}i} = |\beta_{\text{негн.}i} - \alpha_{\text{раб.}i}|; \quad (2.17)$$

б) вікна розподільника перекриваються з вікнами зливу золотника:

$$\sigma_{сл.і} = \left| \beta_{сл.і} - \alpha_{раб.і} \right|. \quad (2.18)$$

На рис. 2.2 кут розчину вікна розподільника  $\varepsilon_1$  і золотника  $\varepsilon_2$  зображені однаковими, однак їх значення можуть змінюватися, тобто,  $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$  або  $\varepsilon_1 < \varepsilon_2$ . Оскільки кут розташування вікон золотника постійний  $\beta = 2\pi / Z_2 = \text{const}$ , сума кутів розчину вікон розподільника і золотника теж постійна, тобто

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + 2\Delta &= \beta = \text{const}, \\ \varepsilon_1 &= \beta - \varepsilon_2 - 2\Delta. \end{aligned} \quad (2.19)$$

При цьому  $\varepsilon_{1\text{min}}$  відповідає  $\varepsilon_{2\text{max}}$ , і навпаки,  $\varepsilon_{1\text{max}}$  відповідає  $\varepsilon_{2\text{min}}$ .

Визначимо максимальне та мінімальне значення кута розчину вікна розподільника та золотника.

Мінімальний кут розчину вікна розподільника  $\varepsilon_{1\text{min}}$  дорівнює:

$$\varepsilon_{1\text{min}} = 2 \arcsin \frac{l}{2R_1}, \quad (2.20)$$

де  $l$  – довжина нижньої частини вікна розподільника, розташованої на внутрішньому радіусі  $R_1$ , вибирається конструктивно.

Максимальний кут розчину вікна золотника, згідно з формулою (2.19), визначається рівнянням:

$$\varepsilon_{2\text{max}} = \beta - \varepsilon_{1\text{min}} - 2\Delta. \quad (2.21)$$

У випадку, коли  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ , вираз (2.19) набуде вигляду

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2} - \Delta. \quad (2.22)$$

Тепер визначимо кути перекриття вікон розподільника  $\varepsilon_1$  та золотника  $\varepsilon_2$ .

1. У разі коли кут розчину вікна розподільника дорівнює куту розчину вікна золотника  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ , кут перекриття визначається виразом



$$\gamma_i = \varepsilon - \sigma_i. \quad (2.23)$$

Якщо кут між поточними центрами вікон розподільника і золотника, що знаходяться у перекритті дорівнює нулю, тобто,  $\sigma_i = 0$ , то вікно розподільника повністю перекриває вікно золотника і кут перекриття дорівнює куту розчину вікна  $\gamma_i = \varepsilon$ .

2. Розглянемо випадок, коли кут розчину вікна розподільника більший за кут розчину вікна золотника  $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$  (рис. 2.3):

а) якщо  $\left(\frac{\varepsilon_{2i}}{2} + \sigma_i\right) > \frac{\varepsilon_{1i}}{2}$  (рис. 2.3, а), то кут перекриття буде дорівнювати

$$\gamma_i = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2}{2} - \sigma_i; \quad (2.24)$$

б) якщо  $\left(\frac{\varepsilon_{2i}}{2} + \sigma_i\right) < \frac{\varepsilon_{1i}}{2}$  (рис. 2.3, б), то кут перекриття буде дорівнювати куту розчину вікна золотника, т.е.,  $\gamma_i = \varepsilon_{2i}$ .

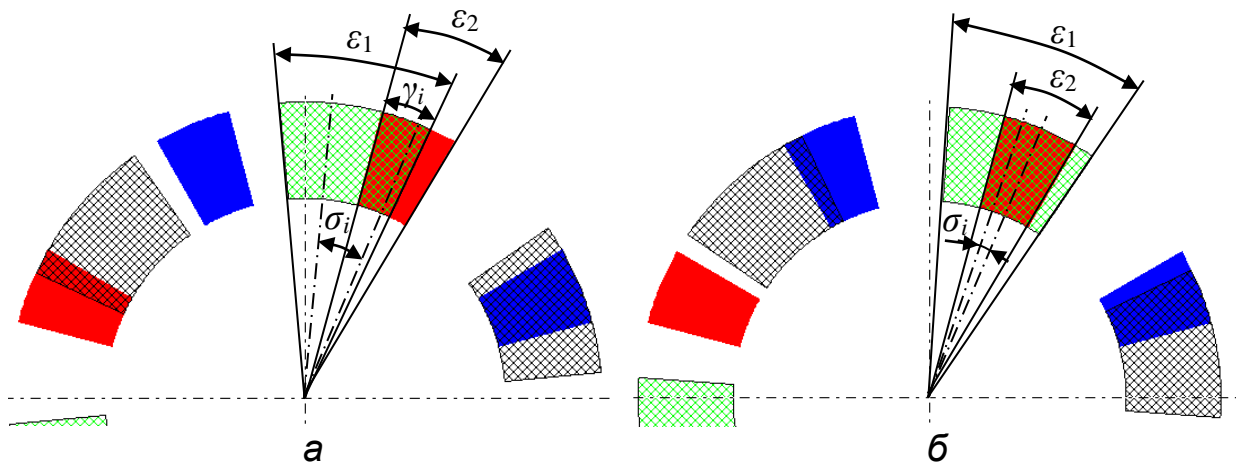


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема розподільної системи з вікнами, виконаними у формі сегмента, коли:  
 а – вікно розподільника не повністю перекриває вікно золотника;  
 б – повністю перекриває вікно золотника

3. Розглянемо випадок, коли кут розчину вікна розподільника менший від кута розчину вікна золотника  $\varepsilon_1 < \varepsilon_2$ :

а) якщо  $\left(\frac{\varepsilon_{1i}}{2} + \sigma_i\right) > \frac{\varepsilon_{2i}}{2}$ , то кут перекриття визначається з виразу (2.22);

б) якщо  $\left(\frac{\varepsilon_{1i}}{2} + \sigma_i\right) < \frac{\varepsilon_{2i}}{2}$ , то кут перекриття дорівнює куту розчину вікна розподільника, тобто  $\gamma_i = \varepsilon_{1i}$ .

Підставивши вирази (2.17), (2.18) (2.23) і (2.24) отримаємо відповідні кути перекриття вікон розподільника і золотника та визначимо площу перекриття відповідної пари вікон:

$$S_i = \gamma_i \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}.$$

Сумарна площа перекриття вікон (надалі – площа прохідного перерізу) розподільної системи з сегментними вікнами, що дорівнює:

$$S_{n.n} = (\gamma_1 + \gamma_2 + \dots + \gamma_i) \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2} \quad (2.25)$$

або

$$S_{n.n} = \sum_{i=1}^z (\varepsilon - |\beta_i - \alpha_i|) \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}. \quad (2.26)$$

Розроблений математичний апарат дозволить дослідити вплив геометричних параметрів розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді сегмента на вихідні характеристики планетарної гідромашини.

### **2.2.2. Взаємозв'язок основних геометричних параметрів розподільчої системи з вікнами, виконаними у формі кола.**

Найбільше застосування у планетарних гідромашин [20, 64] має торцева розподільна система із сегментними вікнами (рис. 2.2). Необхідно відзначити, що сегментні вікна мають досить складну і трудомістку технологію виготовлення, тому перед виробниками планетарних гідромашин дуже гостро постає питання, пов'язане із заміною сегментних вікон розподільної системи більш технологічною формою, наприклад,



циліндричною [32, 73]. У зв'язку з цим необхідно розробити математичну модель торцевої розподільної системи з циліндричними вікнами та дослідити вплив зміни геометричних параметрів такої розподільної системи на вихідні характеристики планетарної гідромашини.

На рис. 2.4 представлена схема торцевого розподілу з вікнами розподільника та золотника, виконаними у формі кола. Надалі під розподільником і золотником будуть матися на увазі їх поверхні, на яких виконані розподільні вікна.

Кутове розташування розподільних вікон розподільника та золотника розподільної системи з циліндричними вікнами визначаються аналогічно розподільній системі з сегментними вікнами за виразами (2.11), (2.12), (2.14), (2.15). Кут між поточними центрами вікон розподільника та золотника, що перебувають у перекритті, визначається згідно з виразами (2.17), (2.18).

Тепер визначимо кут, що обмежує геометричні параметри вікон розподільника  $\varepsilon_1$  та золотника  $\varepsilon_2$ .

Мінімальний кут, що обмежує геометричні параметри вікна розподільника, визначається з виразу:

$$\varepsilon_{1\min} = 2 \arcsin \frac{d}{2R}, \quad (2.27)$$

де  $d$  – мінімально можливий діаметр вікна розподільника; вибирається виходячи з конструктивних особливостей.

Максимальний кут, що обмежує геометричні параметри вікна золотника, визначається з виразу:

$$\varepsilon_{2\max} = \frac{2\pi}{Z_2} - \varepsilon_{1\min} - 2\delta, \quad (2.28)$$

де  $\delta$  – зазор між вікнами розподільника та золотника,  $\delta = \arcsin (A / 2R)$ .

Тому радіус вікна розподільника дорівнює:

$$r_1 = R_1 \cdot \sin \frac{\varepsilon_1}{2}, \quad (2.29)$$

а радіус вікна золотника:

$$r_2 = R_2 \cdot \sin \frac{\varepsilon_2}{2}. \quad (2.30)$$

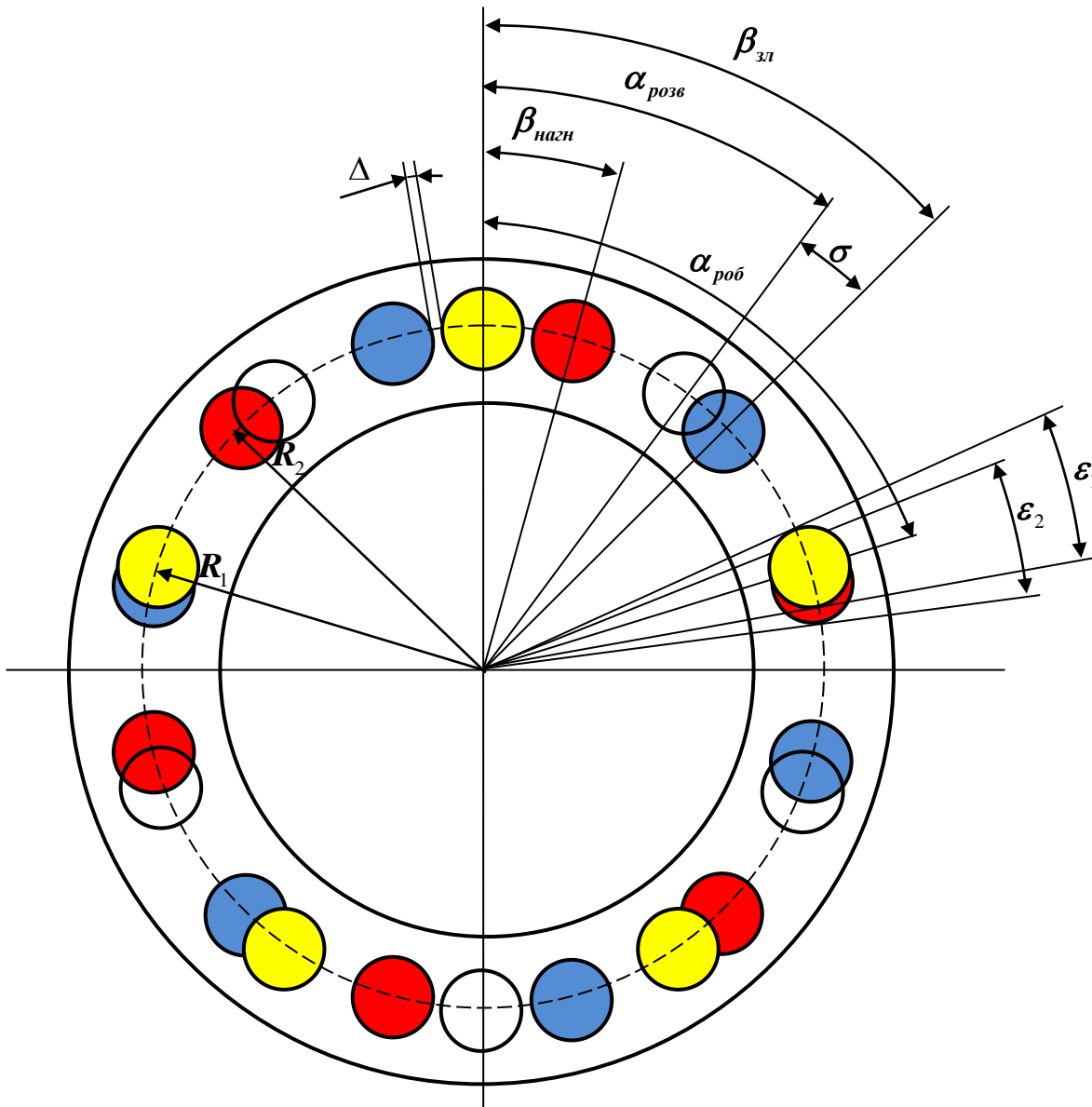


Рисунок 2.4 – Розрахункова модель розподільної системи з вікнами, виконаними у формі кола:

- – робочі вікна розподільника;
- – розвантажувальні вікна розподільника;
- – вікна нагнітання золотника;
- – вікна зливу золотника

Площа перекриття  $S_i$  вікна нагнітання золотника робочим вікном розподільника, що відповідає площі фігури  $ABCD$  (рис. 2.5) визначається сумою площ сегментів  $ABC$  та  $CDA$  [32, 73]:

$$S_i = S_{1i} + S_{2i}, \quad (2.31)$$

де  $S_{1i}$  – площа сегмента  $ABC$ ;  
 $S_{2i}$  – площа сегмента  $CDA$ .

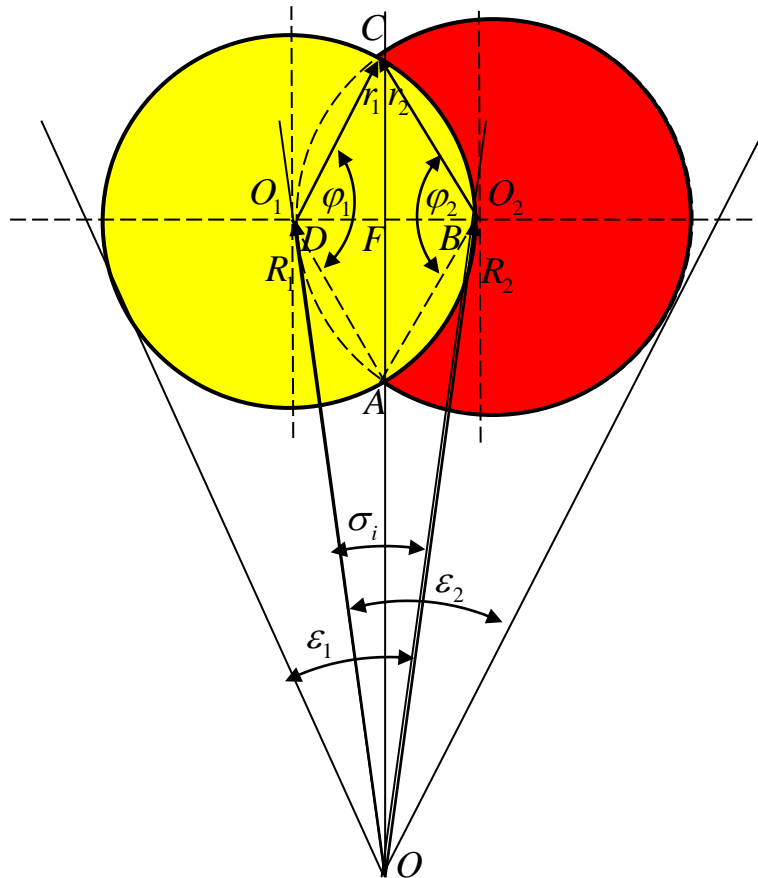


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема розподільної системи з вікнами, виконаними у формі кола

Площу сегмента  $ABC$  можна представити як різницю площ сектора  $CO_1A$  та трикутника  $\Delta CO_1A$ , тобто

$$S_{1i} = S_{CO_1A} - S_{\Delta CO_1A}. \quad (2.32)$$

Площа сектора  $CO_1A$  дорівнює (рис. 2.5):

$$S_{CO_1A} = \frac{\pi \cdot r_1^2 \cdot \varphi_{1i}}{360^\circ} = \frac{r_1^2 \cdot \varphi_{1i}}{2}, \quad (2.33)$$

де  $\varphi_{1i}$  – кут, що обмежує величину сектора  $CO_1A$ .

Площа трикутника  $\Delta CO_1A$  дорівнює (рис. 2.5):

$$S_{\Delta CO_1A} = \frac{O_1C \cdot O_1A \cdot \sin \varphi_{1i}}{2} = \frac{r_1^2 \cdot \sin \varphi_{1i}}{2}. \quad (2.34)$$

Таким чином, площа  $S_{1i}$  сегмента  $ABC$  буде дорівнювати:

$$S_{1i} = \frac{r_1^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}). \quad (2.35)$$

Для визначення кута  $\varphi_{1i}$  розглянемо  $\Delta O_1FA$  (рис. 2.5):

$$O_1F = r_1 \cdot \cos \frac{\varphi_{1i}}{2},$$

а з  $\Delta O_1FO$  (рис. 2.5):

$$O_1F = R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}.$$

Виходячи з цього, кут, що обмежує величину сектора  $CO_1A$ , буде дорівнювати:

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos \left( \frac{R_1}{r_1} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (2.35)$$

Площа  $S_{2i}$  сегмента  $CDA$  визначається аналогічно:

$$S_{2i} = S_{CO_2A} - S_{\Delta CO_2A},$$

$$S_{CO_2A} = \frac{r_2^2 \cdot \varphi_{2i}}{2}, \quad S_{\Delta CO_2A} = \frac{r_2^2 \cdot \sin \varphi_{2i}}{2},$$

$$S_{2i} = \frac{r_2^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}), \quad (2.36)$$

де  $\varphi_{2i}$  – кут, що обмежує величину сектора  $CDA$ :

$$\varphi_{2i} = 2 \arccos \left( \frac{R_2}{r_2} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (2.37)$$

Тоді, площа перекриття  $S_i$  вікна нагнітання золотника робочим вікном розподільника, відповідна площі фігури  $ABCD$  буде визначатися виразом:

$$S_i = \frac{r_1^2}{2}(\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_2^2}{2}(\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}). \quad (2.38)$$

При рівності геометричних параметрів вікон розподільника та золотника, виконаних у формі кола, тобто  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$ , а відповідно, і радіусів розподільних вікон  $r_1 = r_2 = r$  та кутів їх перекриття  $\varphi_{1i} = \varphi_{2i} = \varphi_i$ , кут, що обмежує геометричні параметри циліндричних вікон буде визначатися виразом (2.22), а площа перекриття відповідної пари вікон розподільника і золотника буде визначатися виразом:

$$S_i = r^2 \cdot (\varphi_i - \sin \varphi_i). \quad (2.39)$$

Сумарна площа перекриття вікон (надалі – площа прохідного перерізу) розподільної системи з вікнами, виконаними у формі кола буде дорівнювати:

$$S_{n.c} = \sum S_i = \sum_{i=1}^Z (\varphi_i - \sin \varphi_i) \cdot r^2 \quad (2.40)$$

Розроблений математичний апарат дозволить дослідити вплив геометричних параметрів розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді кола на вихідні характеристики планетарної гідромашини.

### **2.2.3. Взаємозв'язок основних геометричних параметрів розподільчої системи з вікнами, виконаними у формі паза.**

На рис. 2.6 представлена схема торцевого розподілу з вікнами розподільника та золотника, виконаними у формі паза [39, 68].

Кутове розташування розподільних вікон розподільника та золотника розподільної системи з вікнами, виконаними у формі паза визначаються аналогічно розподільній системі з сегментними вікнами за виразами (2.11), (2.12), (2.14), (2.15). Кут між поточними центрами вікон розподільника та золотника, що перебувають у перекритті, визначається згідно з виразами (2.17),

(2.18).

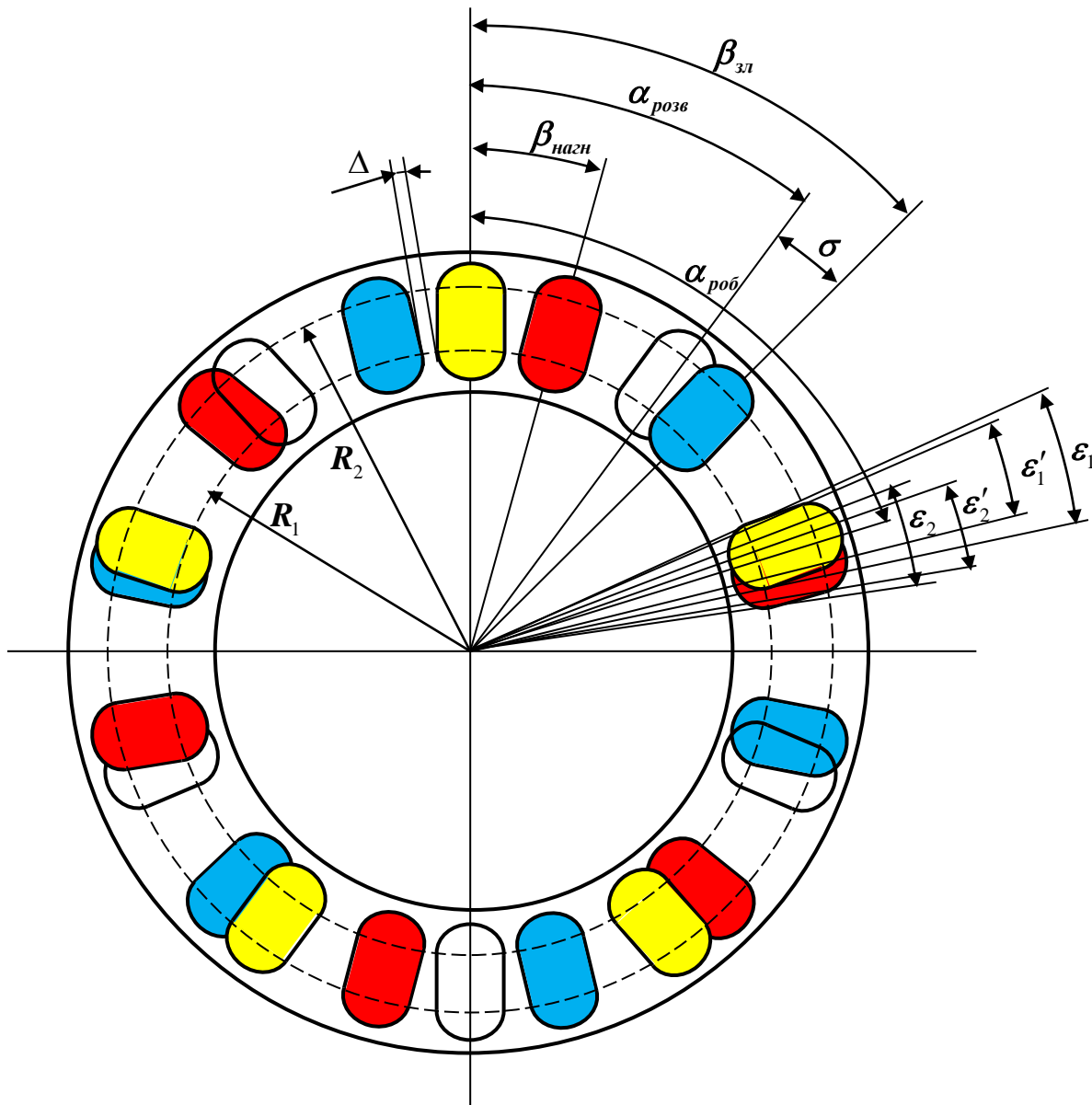






Рисунок 2.6 – Розрахункова модель розподільної системи з вікнами, виконаними у формі паза:

-  – робочі вікна розподільника;
-  – розвантажувальні вікна розподільника;
-  – вікна нагнітання золотника;
-  – вікна зливу золотника

Приймаємо, що геометричні параметри вікон розподільника і золотника однакові, тобто кути, що обмежують геометричні параметри вікон розподільника та золотника дорівнюють  $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$  і визначаються з виразу (2.22).

Тоді радіуси нижніх і верхніх півкол вікон розподільника та золотника будуть дорівнювати [39, 68]:

$$r = R \cdot \sin \frac{\varepsilon}{2}. \quad (2.40)$$

Прийmemo, що  $O_1$  та  $O_2$  – центри нижніх півкола пазів (вікон) розподільника та золотника, відповідно;  $O'_1$  та  $O'_2$  – центри верхніх півкола;  $O$  – центр кіл, на яких розташовані центри півкол: нижніх – радіусом  $R_1$  та верхніх – радіусом  $R_2$  (рис. 2.7).

Виходячи з прийнятих припущень та позначень площа перекриття  $S_i$  вікон розподільника та золотника, яка дорівнює площі фігури  $AB_2B'_2CB'_1B_1$  (рис. 2.7, а) буде дорівнювати [39, 68]:

$$S_i = S_{1i} + S_{2i} + S_{3i}, \quad (2.41)$$

де  $S_{1i}$  – площа фігури  $AB_1B_2$ ;

$S_{2i}$  – площа фігури  $AB'_1B'_2$ ;

$S_{3i}$  – площа фігури  $B_1B'_1B'_2B_2$ .

Площа  $S_{1i}$  визначається з виразу:

$$S_{1i} = \frac{1}{2} \cdot (S'_{1i} + S''_{1i}), \quad (2.42)$$

де  $S'_{1i}$  – площа сегмента  $AB_1A'$  (рис. 2.7, а)

$$S'_{1i} = \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}),$$

де  $\varphi_{1i}$  – кут, що обмежує величину сегмента  $AB_1A'$ ;

$S''_{1i}$  – площа сегмента  $AB_2A'$  (рис. 2.7, а)

$$S''_{1i} = \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}).$$

Тоді площа  $S_{1i}$  буде дорівнювати:

$$S_{1i} = \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}). \quad (2.43)$$

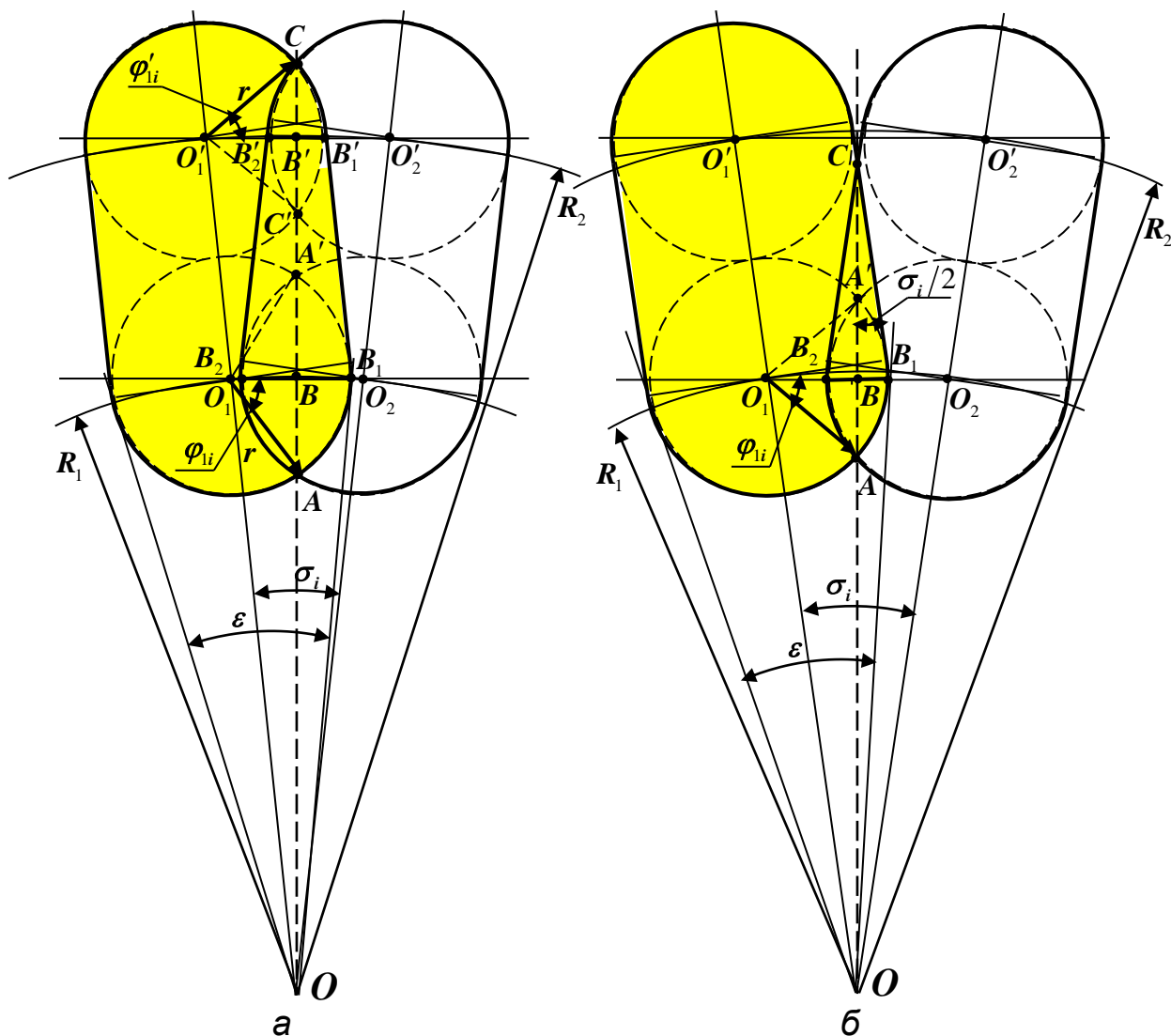


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема розподільчої системи з вікнами, виконаними у формі паза:

а – при  $R_2 \cdot \sin(\sigma_i / 2) < r$ ; б – при  $R_2 \cdot \sin(\sigma_i / 2) \geq r$

Для визначення кута  $\varphi_{1i}$  розглянемо трикутник  $\Delta AO_1B$ :

$$O_1B = r \cdot \cos \varphi_{1i}.$$

а з трикутника  $\Delta OO_1B$ :

$$O_1B = R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}.$$

Тоді кут  $\varphi_{1i}$ , що обмежує величину сегмента  $AB_1A'$  буде



дорівнювати:

$$\varphi_{1i} = \arccos\left(\frac{R_1}{r} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}\right). \quad (2.44)$$

Площа  $S_{2i}$  визначається з виразу:

$$S_{2i} = \frac{1}{2} \cdot (S'_{2i} + S''_{2i}), \quad (2.45)$$

де  $S'_{2i}$  – площа сегмента  $CB_1C'$  (рис. 2.7, а)

$$S'_{2i} = \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}),$$

де  $\varphi'_{1i}$  – кут, що обмежує величину сегмента  $CB_1C'$ ;  
 $S''_{2i}$  – площа сегмента  $CB_2C'$  (рис. 2.7, а)

$$S''_{2i} = \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}).$$

Тоді площа  $S_{2i}$  буде дорівнювати:

$$S_{2i} = \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}). \quad (2.46)$$

Для визначення кута  $\varphi'_{1i}$  розглянемо трикутник  $\triangle CO'_1B'$ :

$$O'_1B' = r \cdot \cos \varphi'_{1i}.$$

а з трикутника  $\triangle OO'_1B'$ :

$$O'_1B' = R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}.$$

Тоді кут  $\varphi'_{1i}$ , що обмежує величину сегмента  $CB_1C'$  буде дорівнювати

$$\varphi'_{1i} = \arccos\left(\frac{R_2}{r} \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}\right). \quad (2.47)$$

Площа  $S_{3i}$  визначається з виразу:

$$S_{3i} = \frac{1}{2}(B_1B_2 + B'_1B'_2) \cdot BB'. \quad (2.48)$$

де  $B_1B_2$  и  $B'_1B'_2$  – основи трапеції  $B_1B'_1B'_2B_2$  (рис. 2.7, а);

$$B_1B_2 = 2 \cdot (r - O_1B) = 2 \cdot \left( r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right), \quad (2.49)$$

$$B'_1B'_2 = 2 \cdot (r - O'_1B') = 2 \cdot \left( r - R_2 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (2.50)$$

$BB'$  – висота трапеції  $B_1B'_1B'_2B_2$ ,  $BB' = 2r$ .

Тоді площа  $S_{3i}$  буде дорівнювати:

$$S_{3i} = 2r \cdot \left( 2r - (R_1 + R_2) \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right). \quad (2.51)$$

Вираз (2.49) справедливий за умови  $R_2 \cdot \sin \cdot (\sigma_i / 2) < r$ , якщо  $R_2 \cdot \sin \cdot (\sigma_i / 2) \geq r$ , то площа  $S_{3i}$  відповідає площі трикутника  $\Delta B_1B_2C$  (рис. 2.7, б):

$$S_{3i} = \frac{1}{2} B_1B_2 \cdot BC. \quad (2.52)$$

де  $B_1B_2$  – основа трикутника  $\Delta B_1B_2C$ , визначається з виразу (2.49);

$BC$  – висота трикутника  $\Delta B_1B_2C$ ;

$$BC = \frac{1}{2} \frac{B_1B_2}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}} = \frac{r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}}.$$

Тоді площа  $S_{3i}$  буде дорівнювати:

$$S_{3i} = \frac{\left( r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right)^2}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}}. \quad (2.53)$$

Виходячи з прийнятих припущень та позначень площа

перекриття  $S_i$  відповідної пари вікон розподільника та золотника буде дорівнювати:

– при  $R_2 \cdot \sin \cdot (\sigma_i / 2) < r$

$$S_i = \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i} + 2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}) + 2r \cdot \left( 2r - (R_1 + R_2) \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right); \quad (2.54)$$

– при  $R_2 \cdot \sin \cdot (\sigma_i / 2) \geq r$

$$S_i = \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}) + \frac{\left( r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right)^2}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}}. \quad (2.55)$$

Сумарна площа перекриття вікон (надалі – площа прохідного перерізу) розподільної системи з вікнами, виконаними у формі паза дорівнює:

– при  $R_2 \cdot \sin \cdot (\sigma_i / 2) < r$

$$S_{n.n} = \sum S_i = \sum_{i=1}^z \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i} + 2\varphi'_{1i} - \sin 2\varphi'_{1i}) + 2r \cdot \left( 2r - (R_1 + R_2) \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right); \quad (2.56)$$

– при  $R_2 \cdot \sin \cdot (\sigma_i / 2) \geq r$

$$S_{n.n} = \sum S_i = \sum_{i=1}^z \frac{r^2}{2} \cdot (2\varphi_{1i} - \sin 2\varphi_{1i}) + \frac{\left( r - R_1 \cdot \sin \frac{\sigma_i}{2} \right)^2}{\operatorname{tg} \frac{\sigma_i}{2}}. \quad (2.57)$$

Розроблений математичний апарат дозволить досліджувати вплив геометричних параметрів розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді паза на вихідні характеристики планетарної гідромашини.

Так як витрата рідини в гідромоторі дорівнює  $Q_{зм} = S_{n.n} \cdot v_{ср}$ , де швидкість потоку рідини в розподільних вікнах, згідно [33, 49, 69], дорівнює:

$$v_{ср} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{вх} - p_{вих})}{\rho}}, \quad (2.58)$$

де  $\rho$  – щільність робочої рідини;

$p_{вх}$  – тиск робочої рідини на вході в гідромотор;

$p_{вих}$  – тиск робочої рідини на виході з гідромотора.

Тоді витрата робочої рідини буде дорівнювати:

$$Q_{зм} = S_{n.n} \cdot \sqrt{\frac{1}{\xi}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{вх} - p_{вих})}{\rho}} \quad (2.59)$$

Коефіцієнт витрати  $\mu = \sqrt{\frac{1}{\xi}}$  для мінеральних масел та щілин

з гострими кромками можна в практичних розрахунках приймати рівним  $\mu = 0,60 \dots 0,62$  [49].

Таким чином, вираз (2.59) набуде вигляду:

$$Q_{зм} = \mu \cdot S_{n.n} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{вх} - p_{вих})}{\rho}}. \quad (2.60)$$

В результаті проведених досліджень розроблено математичну модель процесів, що відбуваються у розподільній системі з вікнами, виконаними у формі сегмента, кола та паза, що дозволяє провести параметричні дослідження впливу конструктивних особливостей розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

### 2.3. Вплив геометричних параметрів розподільних систем на пульсацію потоку робочої рідини

Як відомо, площа прохідного перерізу розподільної системи змінюється циклічно [33, 69] і залежить від кута повороту розподільника. Площа прохідного перерізу складається з площ

перекриття окремих вікон, що працюють на нагнітання та злив. За один оборот валу процес з'єднання робочого вікна розподільника з вікном нагнітання та зливу золотника повторюється  $Z_{\text{ц}} = Z_2 / 2$  разів. Цикл визначається кутом повороту розподільника та для планетарного гідромотора дорівнює  $\varphi_{\text{ц}} = 2\pi / Z_{\text{ц}}$ .

За один цикл коливання площі прохідного перерізу (далі площі) повторюються  $2Z_{\text{ц}} / Z_1$  разів. Виходячи з цього, за один оборот валу коливання площі повторяться  $Z_S = Z_1 \cdot Z_{\text{ц}} / 2$  або  $Z_S = Z_1 \cdot Z_2 / 4$  разів. Таким чином, одне коливання визначатиметься кутом повороту розподільника рівним  $\varphi = 8\pi / (Z_1 \cdot Z_2)$ .

Так як період коливань  $T$  визначається часом, за який розподільник повернеться на кут  $\varphi$ , що відповідає одному коливанню площі, то

$$T = \frac{240}{n \cdot Z_1 \cdot Z_2}. \quad (2.61)$$

Як відомо, частота коливань – величина обернена до періоду коливань, тобто  $f = 1 / T$ . Тоді частота коливань буде дорівнювати:

$$f = \frac{n \cdot Z_1 \cdot Z_2}{240}. \quad (2.62)$$

Мірою вимірювання та оцінки величини зміни площі прохідного перерізу є коефіцієнт періодичної зміни площі [33, 69]

$$P_{S_{n.n}} = \frac{S_{n.n_{\max}} - S_{n.n_{\min}}}{S_{n.n(\text{сер})}} \cdot 100\%. \quad (2.63)$$

де  $S_{n.n_{\max}}$  и  $S_{n.n_{\min}}$  – максимальне і мінімальне значення площі прохідного перерізу за цикл;

$S_{n.n(\text{сер})}$  – середнє значення площі прохідного перерізу за цикл

$$S_{n.n(\text{сер})} = \frac{\sum_{i=1}^Z S_i}{i}.$$

З виразу (2.60) середня швидкість потоку робочої рідини у розподільних вікнах у процесі роботи розподільної системи дорівнює:

$$v_{\text{сеп}} = \frac{Q_{\text{зм}}}{\mu \cdot S_{n,n}}.$$

Звідси видно, що на зміну (коливання) швидкості потоку робочої рідини у вікнах розподільної системи впливає зміна площі прохідного перерізу. Процес зміни (пульсації) швидкості потоку робочої рідини процес дуже швидкоплинний та характеризується чергуванням різких підвищень та знижень тиску, що може супроводжуватися характерним шумом, руйнуванням елементів гідросистеми, передчасним зносом ущільнень і зниженням ККД.

У зв'язку з поставленим завданням досліджень, нами розглядається пульсація робочої рідини лише у вікнах розподільної системи, а не у робочих камерах гідромотора.

Мірою вимірювання та оцінки величини пульсації швидкості є коефіцієнт пульсації швидкості [33, 69]

$$P_v = \frac{v_{\text{max}} - v_{\text{min}}}{v_{\text{сеп}}} 100\%, \quad (2.64)$$

Де  $v_{\text{max}}$  і  $v_{\text{min}}$  – максимальне та мінімальне значення швидкості потоку робочої рідини у вікнах розподільної системи за цикл. Оскільки швидкість обернено пропорційна площі, то за максимальної площі швидкість мінімальна і навпаки, тобто,

$$v_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{зм}}}{\mu \cdot S_{n,n_{\text{min}}}}, \quad v_{\text{min}} = \frac{Q_{\text{зм}}}{\mu \cdot S_{n,n_{\text{max}}}}.$$

Тоді середнє значення швидкості руху рідини в розподільних вікнах буде визначатися виразом:

$$v_{\text{сеп}} = \frac{Q_{\text{зм}}}{\mu \cdot S_{n,n_{\text{сеп}}}}.$$

Після підстановки та перетворень вираз (2.64) набуде

вигляду:

$$\Pi_v = \frac{S_{n.n_{\max}} - S_{n.n_{\min}}}{S_{n.n_{\text{сеп}}}} \cdot 100\% . \quad (2.65)$$

Таким чином, коефіцієнти пульсації швидкості потоку робочої рідини та циклічної зміни площі прохідного перерізу рівні.

З виразу (2.60) перепад тиску дорівнюватиме:

$$p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}} = \Delta p = \frac{Q_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{2\mu^2 \cdot S_{n.n}^2} . \quad (2.66)$$

Звідси видно, що перепад тиску знаходиться у квадратичній залежності від сумарної площі прохідного перерізу розподільної системи.

Мірою вимірювання та оцінки величини пульсації тиску є коефіцієнт пульсації тиску [33, 69]

$$\Pi_{\Delta p} = \frac{\Delta p_{\max} - \Delta p_{\min}}{\Delta p_{\text{сеп}}} \cdot 100\% . \quad (2.67)$$

де  $\Delta p_{\max}$  і  $\Delta p_{\min}$  – максимальне та мінімальне значення перепаду тиску:

$$\Delta p_{\max} = \frac{Q_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{2\mu^2 \cdot S_{n.n_{\min}}^2} , \quad \Delta p_{\min} = \frac{Q_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{2\mu^2 \cdot S_{n.n_{\max}}^2} .$$

Середнє значення перепаду тиску  $\Delta p_{\text{сеп}}$  дорівнює:

$$\Delta p_{\text{сеп}} = \frac{Q_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{4\mu^2 \cdot S_{n.n_{\text{сеп}}}^2} .$$

Після підстановки та перетворень вираз (2.67) набуде вигляду



$$P_{\Delta p} = \frac{2 \cdot \left( \frac{1}{S_{n.n_{\min}}^2} - \frac{1}{S_{n.n_{\max}}^2} \right)}{S_{n.n_{\text{сep}}}^2} \cdot 100\% . \quad (2.68)$$

Крутний момент, що розвивається гідромотором, дорівнює:

$$M_{\text{кр}} = \frac{\Delta p \cdot V \cdot \eta_{\text{мех}}}{2\pi} . \quad (2.69)$$

Аналізуючи вираз (2.69) можна зробити висновок, що пульсація моменту обумовлена пульсацією тиску.

Мірою вимірювання та оцінки величини пульсації моменту є коефіцієнт пульсації моменту [33, 69]

$$P_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{\text{сep}}} \cdot 100\% . \quad (2.70)$$

де  $M_{\max}$  і  $M_{\min}$  – максимальне та мінімальне значення крутного моменту.

Підставивши у вираз (2.69) замість  $\Delta p$  вираз (2.66) отримаємо:

$$M_{\max} = \frac{V \cdot Q_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{4\pi \cdot \mu^2 \cdot S_{n.n_{\min}}^2} \cdot \eta_{\text{мех}} , \quad M_{\min} = \frac{V \cdot Q_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{4\pi \cdot \mu^2 \cdot S_{n.n_{\max}}^2} \cdot \eta_{\text{мех}} .$$

Середнє значення моменту  $M_{\text{сep}}$  за цикл визначається виразом:

$$M_{\text{сep}} = \frac{V \cdot Q_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{4\pi \cdot \mu^2 \cdot S_{n.n_{\text{сep}}}^2} \cdot \eta_{\text{мех}} . \quad (2.71)$$

Після підстановки та перетворень отримаємо, що коефіцієнт пульсації моменту дорівнює коефіцієнту пульсації тиску:

$$P_M = P_{\Delta p} = \frac{2 \cdot \left( \frac{1}{S_{n.n_{\min}}^2} - \frac{1}{S_{n.n_{\max}}^2} \right)}{S_{n.n_{\text{сep}}}^2} \cdot 100\% . \quad (2.72)$$

Аналіз виразів (2.63), (2.65), (2.68) та (2.72) показав, що зміна величини площі прохідного перерізу розподільних вікон викликає пульсації швидкості потоку робочої рідини, тиску та моменту.

Механізм виникнення коливань (пульсації) тиску стосовно планетарних гідромоторів аналогічний аксіально-поршневим [33, 49, 69] і може бути представлений в такий спосіб.

Після того, як вікно розподільника пройде розділову перемичку, яка перевищує геометричні параметри вікна розподільника (з урахуванням зазору  $\Delta$ ) на  $2\Delta$  і дорівнює  $\varepsilon + 2\Delta$  (рис. 2.2), воно вступить у з'єднання з відповідним вікном (порожниною) нагнітання або зливу золотника. Якщо в цей момент тиск у вікні розподільника відрізнятиметься від тиску у вікні золотника, з яким воно з'єднується, відбудеться миттєве вирівнювання тиску, що супроводжується ударними явищами («вистрілюванням» робочих камер) і відповідно звуковим ефектом.

У момент з'єднання вікна розподільника з вікном нагнітання золотника виникає зворотний потік у рідині вікно розподільника з цього вікна, що супроводжується закиданням тиску (гідравлічним ударом) у вікні розподільника, що в свою чергу викличе коливання навантажених деталей гідромотора, що повторюються при кожному наступному циклі. Амплітуда пульсацій тиску може бути дуже великою і при незначних коливаннях площі, в деяких випадках тиск може падати до нуля (розрідження).

Амплітуди зміни площі та пульсації тиску визначаються різницею максимального та мінімального значень площі прохідного перерізу та тиску, і, відповідно, дорівнюють [33, 69]:

$$A_{S_{n.n}} = S_{n.n_{\max}} - S_{n.n_{\min}}, \quad (2.73)$$

$$A_{\Delta p} = \Delta p_{\max} - \Delta p_{\min} = \frac{Q_{z.m.}^2 \cdot \rho}{2\mu^2} \cdot \left( \frac{1}{S_{n.n_{\min}}^2} - \frac{1}{S_{n.n_{\max}}^2} \right). \quad (2.74)$$

Для усунення коливань (пульсації) тиску на практиці, переважно, використовують активні методи, у яких джерела пульсації усуваються у процесі створення конструкцій

гідромашин. Так як основним джерелом пульсації є розподільна система, то в першу чергу конструктивно удосконалять її, тобто удосконалюють процес переходу вікон розподільника через розділову перемичку золотника (рис. 2.2). З цієї точки зору, важливе значення має величина зазору між вікнами розподільника і золотника, що відокремлює зони нагнітання і зливу та взаємне розташування розподільних вікон.

Для зниження пульсації тиску необхідно забезпечити умови, за яких тиск у вікні розподільника в момент з'єднання його з вікном нагнітання або зливу золотника дорівнюватиме тиску в цих вікнах. Вирівнювання тисків досягається шляхом зміщення вікон розподільника на деякий кут, але методика виконання цієї операції на сьогоднішній день відсутня.

#### 2.4. Втрати в торцевій розподільній системі

Основні втрати в планетарних гідромашинах пов'язані з перетворенням механічної енергії на енергію потоку робочої рідини гідромашин і навпаки. У планетарних гідромашинах є втрати, спричинені тертям поверхонь взаємодіючих деталей – механічні втрати, втрати напору потоків рідини (перепад тиску) – гідравлічні втрати та об'ємні втрати [43, 49].

Визначимо втрати у торцевій розподільній системі планетарного гідромотора, які значною мірою визначають ККД, працездатність та надійність його роботи.

Об'ємний ККД є основним параметром, що характеризує технічний стан гідромотора та залежить від об'ємних втрат [49, 62]. У планетарному гідромоторі об'ємні втрати, в основному, визначаються витокami в розподільному механізмі через зазор між торцевими поверхнями розподільника і золотника та дорівнюють відношенню фактичної витрати рідини до теоретичної:

$$\eta_{об} = \frac{Q_{зм} - \Delta Q}{Q_{зм}}. \quad (2.75)$$

Зазвичай вихід з ладу розподільників відбувається через знос торцевого розподільника. Цьому зносу [49] сприяє

клиновидність зазору між поверхнями, що контактують, внаслідок чого частинки зносу, що містяться в робочій рідині, проникають між ними в зоні всмоктування, де торцевий зазор більше і руйнують торцеву поверхню в зоні нагнітання.

З метою виключення клиновидності зазору, підвищення ККД, надійності та довговічності елементів планетарного гідромотора необхідно врівноважити його розподільну систему.

Для нормальної роботи розподільної системи тиск робочої рідини, що діє по площі розподільних вікон, повинен бути врівноваженим, тобто тиск рідини по праву сторону повинен дорівнювати тиску зліва. Розрахунок проводиться стосовно лише порожнин високого тиску (нагнітання); для зони зливу розрахунок аналогічний.

Для цього визначаємо площі дії тиску нагнітання праворуч та ліворуч.

Якщо вікно нагнітання золотника перекривається вікном розподільника (рис. 2.2), то площа, за якою діє тиск робочої рідини, дорівнює площі, що займають обидва вікна, що знаходяться в перекритті, і визначається з виразу:

$$S_{\text{нагн}_i} = \varphi_{n_i} \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}. \quad (2.76)$$

Кут, що обмежує перекриття вікон розподільника з вікнами нагнітання золотника дорівнює:

$$\varphi_{n_i} = \Delta\varphi_{1i} + \gamma_i + \Delta\varphi_{2i},$$

де  $\Delta\varphi_{1i}$ ,  $\Delta\varphi_{2i}$  – величини зсуву вікон розподільника та золотника, відповідно:

$$\Delta\varphi_{1i} = \varepsilon_{1i} - \gamma_i, \quad \Delta\varphi_{2i} = \varepsilon_{2i} - \gamma_i.$$

Тоді

$$\varphi_{n_i} = \varepsilon_{1i} + \varepsilon_{2i} - \gamma_i. \quad (2.77)$$

При рівності геометричних параметрів вікон розподільника та золотника кут, що обмежує їх перекриття, дорівнює:

$$\varphi_{n_i} = 2\Delta\varphi_i + \gamma_i \quad (2.78)$$

або

$$\varphi_{n_i} = 2\varepsilon - \gamma_i. \quad (2.79)$$

Якщо вікно нагнітання золотника не перекривається вікном розподільника, тобто.  $\gamma_i = 0$ , то  $\varphi_{n_i} = \varepsilon$ .

З рис. 2.2 видно, що площа, на якій діє тиск робочої рідини праворуч явно більше площі зліва на величину  $\Sigma\Delta\varphi_i$ . При цьому робота розподільної системи нестійка, що призводить до виникнення клиноподібності зазору та підвищення об'ємних втрат.

Для врівноваження розподільної системи на поверхні розподільника виконують вікна такого ж розміру, як і робочі (рис. 2.2), але які не з'єднані з каналами, що підводять і відводять робочу рідину, тобто, вікна, що не впливають на пропускну здатність розподільної системи (неробочі розвантажувальні вікна). Однак ці вікна врівноважують розподільну пару, тобто тиск робочої рідини, що діє по площах справа і зліва, стає рівним. Надалі вікна, що беруть участь у роботі розподільної системи вважатимемо робочими вікнами розподільника, а врівноважуючі вікна вважатимемо неробочими, тобто розвантажувальними. Робочі вікна розподільника чергуються з розвантажувальними через одне, причому кількість робочих вікон дорівнює кількості розвантажувальних. Тоді кількість вікон розподільника дорівнюватиме сумі робочих і розвантажувальних вікон. При цьому кут між робочими вікнами розподільника дорівнюватиме:

$$\alpha_{роб_i} = \frac{4\pi}{Z_1}(i-1), \quad (2.80)$$

де  $i = 1, 3, \dots, (Z_1 - 1)$ ;

а між розвантажувальними вікнами:

$$\alpha_{розв_i} = \frac{4\pi}{Z_1}(i-1) + \frac{2\pi}{Z_1}, \quad (2.81)$$

де  $i = 2, 4, \dots, Z_1$ .

При розрахунках торцевого розподілу основні труднощі представляє вибір тиску, що діє в торцевому зазорі  $p_{m.z}$ , величина якого залежить від точності виготовлення ущільнюючої пари, і в першу чергу від перпендикулярності їх торців до осі обертання та якості матеріалу, з якого вони виготовлені, а також від якості самої рідини та низки інших факторів. Тому при коливаннях тиску можуть виникнути непередбачені осьові сили в тому чи іншому напрямках, які можуть викликати коливання ротора і призвести до втрати герметичності та підвищеного зношування деталей пари.

Розподіл тиску у зазорі у загальному випадку описується диференціальним рівнянням Рейнольдса [49]:

$$\frac{\partial}{r \cdot \partial r} \cdot \left( r \cdot h^3 \cdot \frac{\rho}{\mu'} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r^2 \cdot \partial \varphi} \left( h^3 \cdot \frac{\rho}{\mu'} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + 12f(r, \varphi) \rho V_z^* = 6 \left( \omega \frac{\partial}{\partial \varphi} + 2 \frac{\partial}{\partial t} \right) (\rho h). \quad (2.82)$$

У цьому рівнянні перші два члени характеризують перебіг зазору в радіальному та окружному напрямках. Третій член враховує втікання рідини в зазор ущільнень з проникними кільцями:  $f(r, \varphi)$  – функція, що задає розподіл витрати рідини, що втікає, по ущільнювальній поверхні,  $f(r, \varphi) = 1$  на проникних ділянках та  $f(r, \varphi) = 0$  на непроникних ділянках;  $V_z^*$  – швидкість втікання [43, 49].

Рішення цього рівняння має задовольняти граничним умовам:  $p = p_{ex}$  при  $r = R_1$ ;  $p = p_{вих}$  при  $r = R_2$ , а також умові періодичності  $p(r, \varphi) = p(r, \varphi + 2\pi)$ .

Визначимо тиск  $p_{m.z}$  та витоку робочої рідини у торцевому зазорі. На рис. 2.8 а представлена поверхня торцевого розподільника планетарного гідромотора з вікнами, виконаними у формі сегмента, поверхня золотника має такий же вигляд і ті ж геометричні розміри, за винятком того, що кількість вікон золотника на два більше кількості вікон розподільника.

Розглянемо радіальну течію робочої рідини між розподільником, що обертається з постійною швидкістю в своїй площині і нерухомим елементом розподільної системи –

золотником (рис. 2.8, б). Вважаємо, що течія у тонкій плівці зазору є стаціонарною ламінарною течією нестисливої рідини.

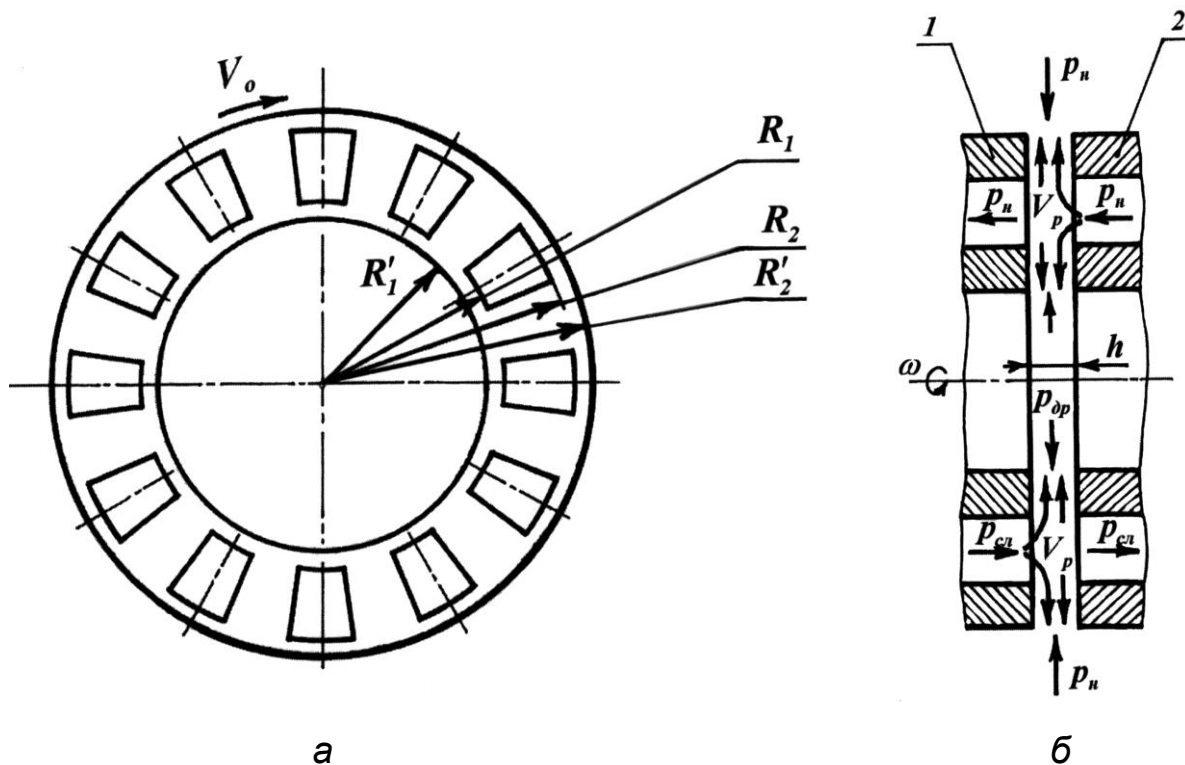


Рисунок 2.8 – Визначення течії робочої рідини в зазорі, утвореному: 1 – розподільником та 2 – золотником

Складову швидкості у напрямку радіусу позначимо  $V_r$ ; по колу –  $V_0$ ; складову швидкості вздовж осі  $V_z = 0$ .

З рівнянь Нав'є-Стокса за умов, що  $V_r = f(R, \omega)$ ;  $V_0 = \omega \cdot r \cdot z / h$ ;  $V_z = 0$ , отримаємо:

$$\frac{\mu'}{\rho} \left( \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} - V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_0^2}{r} = 0.$$

Нехтуючи членом малості другого порядку  $V_r \frac{\partial V_r}{\partial r}$  тв підставивши значення  $V_0 = \omega_{zm} \cdot r \cdot z / h$ , отримаємо:

$$\frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu'} \frac{dp}{dr} - \frac{\omega_{zm}^2 \cdot r \cdot z^2 \cdot \rho}{\mu' \cdot h^2}.$$

Двічі інтегруючи по  $z$  маємо:



$$V_r = \frac{1}{\mu'} \frac{dp}{dr} \frac{z^2}{2} - \frac{\omega_{zm}^2 \cdot r \cdot z^4 \cdot \rho}{12 \cdot \mu' \cdot h^2} + c_1 \cdot z + c_2. \quad (2.83)$$

Визначивши постійні інтегрування  $c_1$  та  $c_2$  з урахуванням граничних умов:

$$\begin{aligned} z = 0; V_r &= 0; V_0 = 0; \\ z = h; V_r &= 0; V_0 = \omega_{zm} \cdot r; \end{aligned}$$

і підставивши вираз (2.83), отримаємо швидкість  $V_r$  течії рідини в зазорі:

$$V_r = \frac{1}{2\mu'} \frac{dp}{dr} \left( z^2 - h \cdot z \right) + \frac{\omega_{zm}^2 \cdot r}{12\nu} \left( h \cdot z - \frac{z^4}{h^2} \right). \quad (2.84)$$

Згідно [43, 49] витрата (витік) робочої рідини через такий зазор визначається рівнянням:

$$Q_{ym} = l \cdot h \cdot v_{сер.м.з}, \quad (2.85)$$

де  $l$  – довжина дуги, якою поширюється тиск у зазорі;  
 $v_{сер.м.з}$  – середня швидкість течії робочої рідини у зазорі.

$$v_{сер.м.з} = \frac{1}{h} \int_0^h V_p dz.$$

Після перетворень отримаємо:

$$v_{сер.м.з} = \frac{h^2}{12\mu'} \cdot \frac{dp}{dr} + \frac{\omega_{zm}^2 \cdot r \cdot \rho \cdot h^2}{40\mu'}. \quad (2.86)$$

Так як у розподільному пристрої половина поверхні золотника знаходиться під дією тиску нагнітання (високого тиску), а половина – під дією тиску зливу (низького тиску) можна сказати, що високий тиск поширюється по довжині дуги:

$$\begin{aligned} l_{нагн} &= \frac{2\pi \cdot r \cdot \sum \varphi_{нагн.i}}{360^\circ}, \\ l_{зл} &= \frac{2\pi \cdot r \cdot \sum \varphi_{зл.i}}{360^\circ}, \end{aligned}$$

де  $\Sigma\Delta\varphi_{\text{нагн.}i}$ ,  $\Sigma\Delta\varphi_{\text{зл.}i}$  – сумарний кут, що охоплює зону високого та низького тиску, відповідно.

Витоки робочої рідини (об'ємні втрати) у торцевому зазорі між поверхнями розподільника та золотника дорівнюватимуть сумі витоків у зоні високого (нагнітання)  $Q_{\text{вит.нагн}}$  та низького (зливу)  $Q_{\text{вит.зл}}$  тисків:

$$\Delta Q = Q_{\text{вит.нагн}} + Q_{\text{вит.зл}}. \quad (2.87)$$

Витоки в зоні високого тиску (нагнітання)  $Q_{\text{вит.нагн}}$  визначаються з виразу:

$$Q_{\text{вит.нагн}} = \Sigma\varphi_{\text{нагн.}i} \cdot r \cdot h \cdot v_{\text{сер.т.з}}, \quad (2.88)$$

а в зоні низького тиску (зливу)  $Q_{\text{вит.зл}}$  – з виразу:

$$Q_{\text{вит.зл}} = \Sigma\varphi_{\text{зл.}i} \cdot r \cdot h \cdot v_{\text{сер.т.з}}. \quad (2.89)$$

Підставивши вираз (2.86) у вирази (2.88) та (2.89), отримаємо виток:

– в зоні високого тиску

$$Q_{\text{вит.нагн}} = \frac{\Sigma\varphi_{\text{нагн.}i} \cdot r \cdot h^3}{12\mu'} \cdot \frac{dp}{dr} + \frac{\Sigma\varphi_{\text{нагн.}i} \cdot r^2 \cdot \omega_{\text{зм}}^2 \cdot \rho \cdot h^3}{40\mu'}; \quad (2.90)$$

– в зоні низького тиску

$$Q_{\text{вит.зл}} = \frac{\Sigma\varphi_{\text{зл.}i} \cdot r \cdot h^3}{12\mu'} \cdot \frac{dp}{dr} + \frac{\Sigma\varphi_{\text{зл.}i} \cdot r^2 \cdot \omega_{\text{зм}}^2 \cdot \rho \cdot h^3}{40\mu'}. \quad (2.91)$$

Записавши вирази (2.90) та (2.91) щодо  $\frac{dp}{dr}$  отримаємо:

$$\frac{dp}{dr} = \frac{12\mu'}{\Sigma\varphi_{\text{нагн.}i} \cdot r \cdot h^3} \cdot \left( \frac{\Sigma\varphi_{\text{нагн.}i} \cdot r^2 \cdot \omega_{\text{зм}}^2 \cdot \rho \cdot h^3}{40\mu'} - Q_{\text{вит.нагн}} \right), \quad (2.92)$$

$$\frac{dp}{dr} = \frac{12\mu'}{\Sigma\varphi_{\text{зл.}i} \cdot r \cdot h^3} \cdot \left( \frac{\Sigma\varphi_{\text{зл.}i} \cdot r^2 \cdot \omega_{\text{зм}}^2 \cdot \rho \cdot h^3}{40\mu'} - Q_{\text{вит.зл}} \right). \quad (2.93)$$

Після інтегрування виразів (2.92) і (2.93) по  $r$  отримаємо

ТИСК:

– у зоні високого тиску

$$p_{\text{нагн}} = \frac{12\mu' \cdot Q_{\text{вит}_{\text{нагн}}}}{\sum \varphi_{\text{нагн},i} \cdot h^3} \cdot \ln \frac{R}{r} + \frac{3\omega_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{40\mu'} \cdot (r^2 - R^2); \quad (2.94)$$

– у зоні низького тиску

$$p_{\text{сл}} = \frac{12\mu \cdot Q_{\text{вит}_{\text{зл}}}}{\sum \varphi_{\text{зл},i} \cdot h^3} \cdot \ln \frac{R}{r} + \frac{3\omega_{\text{зм}}^2 \cdot \rho}{40\mu'} \cdot (r^2 - R^2). \quad (2.95)$$

Робоча рідина через канали золотника надходить у розподільні вікна нагнітання, а потім у робочі камери. Розподільник ковзає по площині золотника, притискаючись до нього під впливом тиску рідини. Відпрацьована робоча рідина видаляється через вікна зливу золотника. Однак частина робочої рідини з робочих камер просочується і потрапляє в корпус, створюючи при цьому тиск нагнітання  $p_{\text{нагн}}$ . Через з'єднувальний канал ця рідина потрапляє між кришкою та золотником, створюючи тиск нагнітання  $p_{\text{нагн}}$ .

З урахуванням граничних умов:

$$\begin{aligned} r = R_1; \quad p = p_{\text{нагн}}; \quad R = R'_1; \quad R'_1 = R_1 + b_1; \quad p = p_{\text{нагн}}, p_{\text{зл}}; \\ r = R'_2; \quad p = p_{\text{др}}; \quad R = R_2; \quad R'_2 = R_2 + b_2; \quad p = p_{\text{нагн}}, p_{\text{зл}}; \end{aligned}$$

– тиск у зоні нагнітання

$$\begin{aligned} p_{\text{нагн}} - p_{\text{нагн}} &= \frac{12\mu' \cdot Q_{\text{вит}_{\text{нагн}}}}{\sum \varphi_{\text{нагн},i} \cdot h^3} \ln \frac{R'_1}{R_1} + \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{зм}}^2}{40} (R_1^2 - R_1'^2); \\ p_{\text{нагн}} - p_{\text{др}} &= \frac{12\mu' \cdot Q_{\text{вит}_{\text{нагн}}}}{\sum \varphi_{\text{нагн},i} \cdot h^3} \ln \frac{R_2}{R'_2} + \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{зм}}^2}{40} (R_2'^2 - R_2^2); \end{aligned} \quad (2.96)$$

– тиск у зоні зливу

$$p_{зл} - p_{нагн} = \frac{12\mu' \cdot Q_{вум_{зл}}}{\sum \varphi_{зл.i} \cdot h^3} \ln \frac{R'_1}{R_1} + \frac{3\rho \cdot \omega_{зм}^2}{40} (R_1^2 - R_1'^2);$$

$$p_{зл} - p_{др} = \frac{12\mu' \cdot Q_{вум_{зл}}}{\sum \varphi_{зл.i} \cdot h^3} \ln \frac{R_2}{R'_2} + \frac{3\rho \cdot \omega_{зм}^2}{40} (R_2'^2 - R_2^2).$$
(2.97)

Прийmemo, що  $p_{др} = p_{зл} = 0$  (для спрощення розрахунків). Знак “-” вказує на те, що вектор тиску спрямований у протилежний бік. Таким чином, тиск у торцевому зазорі визначатиметься виразом [43, 49]:

$$p_{т.з} = \frac{12\mu'}{h^3} \cdot \left( \frac{Q_{вум_{нагн}}}{\sum \varphi_{нагн.i}} \cdot \ln \frac{R_2}{R'_2} + \frac{Q_{вум_{зл}}}{\sum \varphi_{зл.i}} \cdot \ln \frac{R'_1}{R_1} \right) +$$

$$+ \frac{3\rho \cdot \omega_{зм}^2}{40} \cdot (R_2'^2 - R_1'^2 + R_1^2 - R_2^2),$$
(2.98)

а витоки робочої рідини будуть дорівнювати:

– у зоні нагнітання

$$Q_{вум_{нагн1}} = -\frac{h^3}{12\mu'} \frac{3\rho \cdot \omega_{зм}^2}{40} \sum \varphi_{нагн.i} \cdot \frac{(R_1^2 - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1}};$$

$$Q_{вум_{нагн2}} = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_{нагн.i} \cdot \left[ \frac{p_{нагн}}{\ln \frac{R_2}{R'_2}} - \frac{3\rho \omega_{зм}^2}{40} \cdot \frac{(R_2'^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_2}{R'_2}} \right];$$
(2.99)

– у зоні зливу

$$Q_{\text{вит}_{\text{зл}1}} = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_{\text{зл},i} \left[ -\frac{p_{\text{нагн}}}{\ln \frac{R_1'}{R_1}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{зм}}^2}{40} \cdot \frac{(R_1^2 - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1}} \right]; \quad (2.100)$$

$$Q_{\text{вит}_{\text{зл}2}} = -\frac{h^3}{12\mu'} \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{зм}}^2}{40} \sum \varphi_{\text{зл},i} \cdot \frac{(R_2'^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_2}{R_2'}}.$$

Шляхом перетворення суми витоків робочої рідини в областях високого та низького тиску отримаємо:

$$Q_{\text{вит}_{\text{нагн}}} = Q_{\text{вит}_{\text{нагн}1}} + Q_{\text{вит}_{\text{нагн}2}};$$

$$Q_{\text{вит}_{\text{зл}}} = Q_{\text{вит}_{\text{зл}1}} + Q_{\text{вит}_{\text{зл}2}}.$$

Таким чином, витки робочої рідини в торцевому зазорі визначаються виразами:

– у зоні нагнітання

$$Q_{\text{вит}_{\text{нагн}}} = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_{\text{нагн},i} \left[ \frac{p_{\text{нагн}}}{\ln \frac{R_2}{R_2'}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{зм}}^2}{40} \cdot \left( \frac{(R_1^2 - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_2}{R_2'}} \right) \right]; \quad (2.101)$$

– у зоні зливу

$$Q_{\text{вит}_{\text{зл}}} = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_{\text{зл},i} \left[ -\frac{p_{\text{нагн}}}{\ln \frac{R_1'}{R_1}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{зм}}^2}{40} \cdot \left( \frac{(R_1^2 - R_1'^2)}{\ln \frac{R_1'}{R_1}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_2}{R_2'}} \right) \right]. \quad (2.102)$$

Підставивши вираз (2.87) вирази (2.101) і (2.102), отримаємо об'ємні втрати в торцевому розподільному пристрої:

$$\Delta Q = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_{\text{нагн.}i} \cdot p_{\text{нагн}} \cdot \left[ \frac{\sum \varphi_{\text{нагн.}i} \cdot \ln \frac{R'_1}{R_1} - \sum \varphi_{\text{зл.}i} \cdot \ln \frac{R_2}{R'_2}}{\ln \frac{R'_1}{R_1} \cdot \ln \frac{R_2}{R'_2}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{зм}}^2 \cdot (\sum \varphi_{\text{нагн.}i} + \sum \varphi_{\text{зл.}i})}{40} \cdot \left( \frac{(R_1^2 - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_2}{R'_2}} \right) \right] \quad (2.103)$$

Так як сумарний кут, що обмежує дію тиску нагнітання дорівнює куту, що обмежує зону зливу  $\sum \Delta \varphi_{\text{нагн.}i} = \sum \Delta \varphi_{\text{зл.}i}$ , то вираз (2.103) набуде вигляду:

$$\Delta Q = \frac{h^3}{12\mu'} \sum \varphi_i \cdot p_{\text{нагн}} \cdot \left[ \frac{\left( \ln \frac{R'_1}{R_1} - \ln \frac{R_2}{R'_2} \right)}{\ln \frac{R'_1}{R_1} \cdot \ln \frac{R_2}{R'_2}} - \frac{3\rho \cdot \omega_{\text{зм}}^2}{20} \cdot \left( \frac{(R_1^2 - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_2}{R'_2}} \right) \right] \quad (2.104)$$

Позначивши  $a = \frac{\left( \ln \frac{R'_1}{R_1} - \ln \frac{R_2}{R'_2} \right)}{\ln \frac{R'_1}{R_1} \cdot \ln \frac{R_2}{R'_2}}$ ,  $b = \frac{(R_1^2 - R_1'^2)}{\ln \frac{R'_1}{R_1}} + \frac{(R_2'^2 - R_2^2)}{\ln \frac{R_2}{R'_2}}$

та підставивши вираз (2.104) у вираз (2.75), отримаємо об'ємний ККД торцевої розподільної системи, що характеризує надійність її роботи [49, 62]:

$$\eta_{об} = 1 - \frac{\frac{h^3}{12\mu'} \cdot \sum \varphi_i \cdot \left( p_{нагн} \cdot a - \frac{3\rho \cdot \omega_{2м}^2 \cdot b}{20} \right)}{\mu \cdot S_{н.п} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_{нагн}}{\rho}}}. \quad (2.105)$$

## 2.5. Визначення зусилля взаємодії елементів розподільної системи

Надійність та герметичність роботи гідромотора багато в чому залежить від сил, що діють у розподільному вузлі. Основними є сили, зумовлені тиском робочої рідини. Сили тиску робочої рідини, від значення яких залежить величина результуючої сили, що притискає розподільник до золотника, складається з сил, що діють по площі вікон розподільника та золотника, та сил тиску по поверхнях, що контактують [49].

Розподільний пристрій з торцевим розподілом робочої рідини, що складається з рухомого розподільника та нерухомого золотника знаходиться під дією сил тиску рідини, що притискають розподільник до золотника  $P_{np}$ , та протидіючих  $P_{відт}$  (відтискаючих) сил у каналах, з'єднаних з розподільними вікнами та в зазорі, утвореному контактуючими поверхнями розподільника і золотника. Щоб не відбулося «розкриття» (відтиску розподільника від золотника) сили тиску рідини, що притискають розподільник до золотника, повинні бути більшими за сили тиску рідини, що розкривають (відтискають), в торцевому зазорі, тобто має виконуватися умова:  $P_{np} > P_{відт}$ . Перевищення зусилля притискання над зусиллям відтискання не повинно викликати зайвих сил тертя і зносу пари, що труться.

Згідно з експериментальними даними, отриманими при експлуатації планетарних гідромоторів серії ГПР-Ф, зусилля притиску, необхідне для компенсації гідродинамічної складової становить 6,5% (для гідромоторів даної конструкції).

Зусилля  $P_{np}$ , з яким золотник притискається до розподільника, визначається різницею сил тиску рідини на площу, яка омивається нею, що притискають золотник до розподільника та сили  $P_{відт}$ , обумовленої тиском рідини в торцевому зазорі  $p_{т.з}$ , утвореному торцевими поверхнями



розподільника і золотника, а також тиском рідини у розподільних вікнах, що відтискають золотник від розподільника.

Для визначення зусиль, що діють у розподільному механізмі, розглянемо дві конструкції золотника: без отвору під вал (рис. 2.9, а) та з отвором під вал (рис. 2.9, б).

Тиск у торцевому зазорі  $p_{m.з}$ , який згідно з виразом (2.98), визначатиметься виразом:

– для золотника з отвором під вал

$$p_{m.з} = \frac{12\mu'}{h^3} \cdot \left( \frac{Q_{вип.нагн}}{\sum \varphi_{нагн.i}} \cdot \ln \frac{2R_2}{D_4} + \frac{Q_{вип.зл}}{\sum \varphi_{зл.i}} \cdot \ln \frac{D_1}{2R_1} \right) + \frac{3\rho\omega^2}{40} \cdot \left( \frac{D_4^2 - D_1^2}{4} + R_1^2 - R_2^2 \right); \quad (2.106)$$

– для золотника без отвору під вал

$$p_{m.з} = \frac{12\mu'}{h^3} \cdot \left( \frac{Q_{вип.нагн}}{\sum \varphi_{нагн.i}} \cdot \ln \frac{2R_2}{D_6} + \frac{Q_{вип.зл}}{\sum \varphi_{зл.i}} \cdot \ln \frac{D_5}{2R_1} \right) + \frac{3\rho\omega^2}{40} \cdot \left( \frac{D_6^2 - D_5^2}{4} + R_1^2 - R_2^2 \right). \quad (2.107)$$

Визначимо дію сил робочої рідини на золотники різної конструкції. Умовимося, що підведення робочої рідини здійснюється через канал А (рис. 2.9) та сила тиску рідини, що діє зліва на право, буде притискаючою, тоді зусилля притискання буде дорівнювати:

– для золотника з отвором під вал:

$$P_{np} = p_{02} \cdot \frac{\pi \cdot (D_4^2 - D_1^2)}{4} + p_{03} \cdot \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} + p_{05} \cdot \frac{\pi \cdot (D_7^2 - D_6^2)}{4}; \quad (2.108)$$

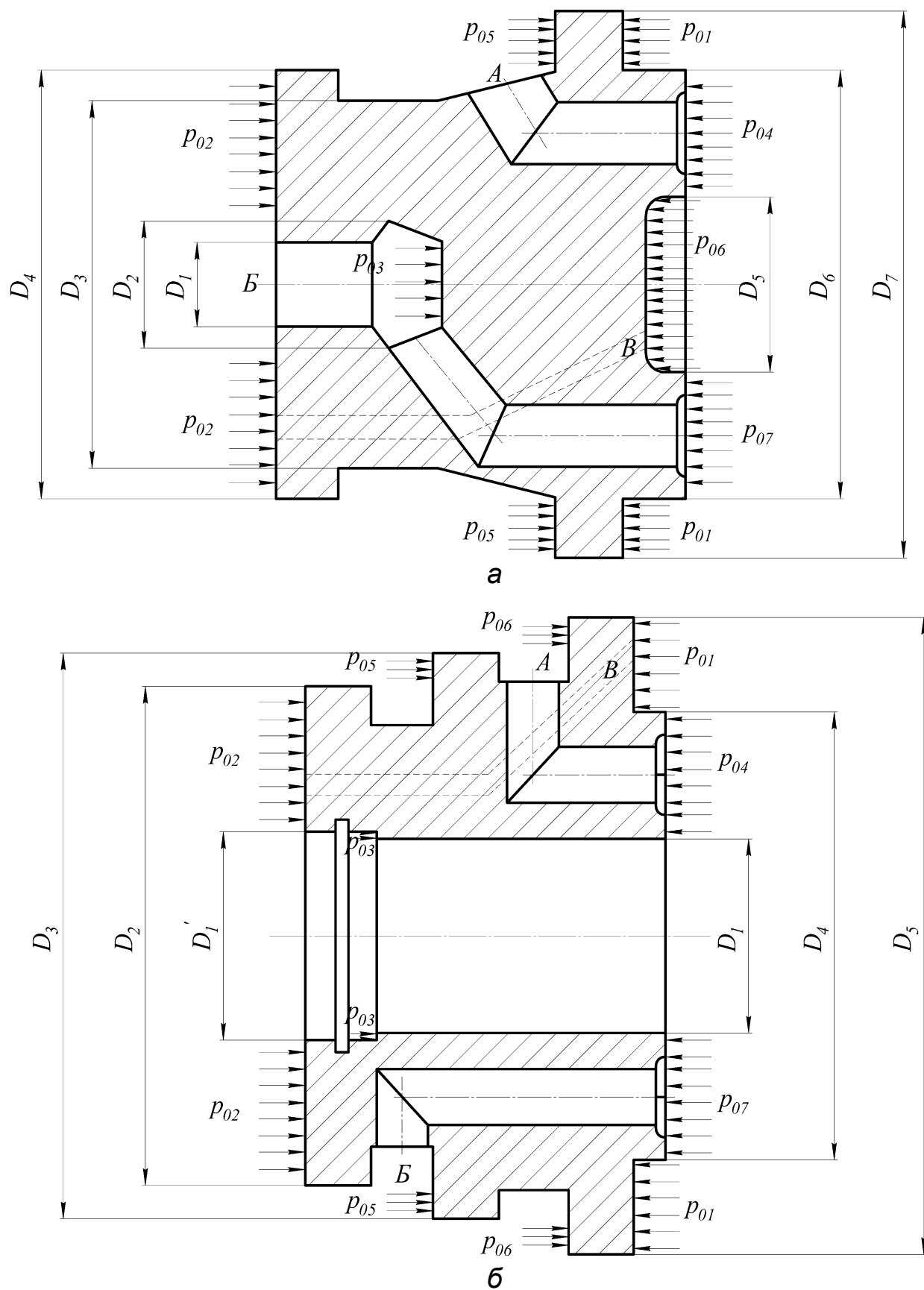


Рисунок 2.9 – Схема сил, що діють на золотник:  
а – без отвору під вал; б – з отвором під вал

– для золотника без отвору під вал:

$$P_{np} = p_{02} \cdot \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4} + p_{05} \cdot \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_2^2)}{4} + \\ + p_{06} \cdot \frac{\pi \cdot (D_5^2 - D_3^2)}{4} + p_{03} \cdot \frac{\pi \cdot (D_1'^2 - D_1^2)}{4}, \quad (2.109)$$

а сила тиску рідини, що діє справа на ліво буде відтискаючою і зусилля відтискання буде дорівнювати:

– для золотника з отвором під вал:

$$P_{відт} = p_{01} \cdot \frac{\pi \cdot (D_7^2 - D_6^2)}{4} + p_{06} \cdot \frac{\pi \cdot D_5^2}{4} + p_{m.з} \cdot S_{m.з} + \\ + p_{04} \cdot S_{нагн} + p_{07} \cdot S_{зл}; \quad (2.110)$$

– для золотника без отвору під вал:

$$P_{відт} = p_{01} \cdot \frac{\pi \cdot (D_5^2 - D_4^2)}{4} + p_{m.з} \cdot S_{m.з} + p_{04} \cdot S_{нагн} + p_{07} \cdot S_{зл}; \quad (2.111)$$

де  $p_{01} = p_{02}$  – тиск нагнітання;

$p_{03}$  – тиск зливу (для золотника без отвору під вал) (рис. 2.9, а); тиск дренажу (до 1 МПа), за наявності ущільнення діаметром  $D_1$ ; за відсутності ущільнення  $p_{02} = p_{03}$  (рис.2.9, б);

$p_{04}$  – тиск нагнітання у розподільних вікнах;

$p_{05}$  – тиск нагнітання (рис. 2.9, а); тиск зливу (рис.2.9, б);

$p_{06}$  – тиск нагнітання;

$p_{07}$  – тиск зливу у розподільних вікнах.

Тиск нагнітання  $p_{01}$  дорівнює тиску  $p_{02}$ , так як при просочуванні робочої рідини в корпусі, рідина через отвір  $B$  (рис.2.9) надходить у порожнину між золотником і кришкою та створює тиск нагнітання, який дорівнює  $p_{01}$ .

Так як рідина може підводитися, як через канал  $A$ , так і через канал  $B$ , то площа, на яку діє тиск зливу  $p_{03}$  (рис. 2.9, а) повинна дорівнювати площі, на яку діє тиск нагнітання  $p_{05}$ . У разі коли рідина подається через канал  $B$ , тиск  $p_{03}$  буде тиском нагнітання, а тиск  $p_{05}$  тиском зливу. Аналогічно, для золотника

(рис.2.9, б) площі дії тиску нагнітання  $p_{06}$  і тиску зливу  $p_{05}$  повинні бути рівними, а при подачі робочої рідини через канал  $B$  тиск  $p_{06}$  буде тиском зливу, а тиск  $p_{05}$  тиском нагнітання.

Тиск  $p_{06}$  в конструкції золотника без отвору під вал (рис. 2.9, а) буде завжди тиском нагнітання, так як там виконано отвір  $\Gamma$ , через який робоча рідина надходить в порожнину, обумовлену діаметром  $D_5$ .

Тиск нагнітання  $p_{04}$  і зливу  $p_{07}$ , діють по площі кільця  $\pi / 2 \cdot (R_2'^2 - R_1'^2)$  (рис. 2.8, а). Так як частина поверхні розподільника і золотника прорізана розподільними вікнами, які в процесі роботи гідромашини перекриваються та в яких діє тиск нагнітання  $p_{04}$  і тиск зливу  $p_{07}$ , що відповідають робочій і неробочій порожнинам гідромашини, то згідно з виразом (2.76), тиск нагнітання  $p_{04}$  і тиск зливу  $p_{07}$  діятимуть по площі:

$$S_{нагн} = \left( \varphi_{нагн_1} + \varphi_{нагн_3} + \dots + \varphi_{нагн_{2z-1}} \right) \cdot \frac{(R_2'^2 - R_1'^2)}{2}; \quad (2.112)$$

$$S_{зл} = \left( \varphi_{зл_2} + \varphi_{зл_4} + \dots + \varphi_{зл_z} \right) \cdot \frac{(R_2'^2 - R_1'^2)}{2}.$$

Тоді зусилля, що відтискають золотник від розподільника, будуть дорівнювати:

– для золотника без отвору під вал:

$$P_{відт} = p_{01} \cdot \frac{\pi \cdot (D_7^2 - D_6^2)}{4} + p_{06} \cdot \frac{\pi \cdot D_5^2}{4} +$$

$$+ p_{04} \cdot \sum \varphi_{нагн_i} \cdot \frac{(R_2'^2 - R_1'^2)}{2} + p_{07} \cdot \sum \varphi_{зл_i} \cdot \frac{(R_2'^2 - R_1'^2)}{2} + \quad (2.113)$$

$$+ p_{м.з.} \cdot \frac{\pi \cdot (R_2'^2 - R_1'^2)}{2};$$

– для золотника з отвором під вал:

$$P_{відт} = p_{01} \cdot \frac{\pi \cdot (D_5^2 - D_4^2)}{4} + p_{04} \cdot \sum \varphi_{нагн_i} \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2} +$$

$$+ p_{07} \cdot \sum \varphi_{зл_i} \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2} + p_{т.з.} \cdot \frac{\pi \cdot (R_2'^2 - R_1'^2)}{2}. \quad (2.114)$$

Для визначення зусиль, що притискають та відтискають золотник від розподільника, необхідно визначити геометричні параметри золотника.

Оскільки золотник (рис. 2.9, а) не має отвору під вал, він насаджується на вал. Для герметичності з'єднання золотник-розподільник на валу виконується буртик (рис. 2.10, а), на який насаджується золотник (рис. 2.11) порожниною, обмеженою діаметром  $D_5$ . Замість буртика може використовуватись гайка. Розподільна система має таку конструкцію (рис. 2.10, б), що золотник обмежується внутрішнім діаметром  $D_5$  (виходячи з розмірів буртика – для золотника без отвору під вал та розмірів валу – для золотника з отвором під вал), а в розподільнику обмежується зовнішнім діаметром  $D_6$  площини, де розташовані розподільні вікна. Таким чином, діаметри  $D_5$  та  $D_6$  задаються конструктивно. Знаючи величину діаметрів  $D_5$  і  $D_6$  та величину ущільнюючих поясків  $b_1$  і  $b_2$ , визначаються радіуси розташування розподільних вікон: внутрішній –  $R_1 = D_5 / 2 + b_1$  та зовнішній –  $R_2 = D_6 / 2 + b_2$ . Для аксіально-поршневих гідромашин [42, 49] ширину ущільнюючих поясків зазвичай вибирають рівною:  $b_1 = b_2 = 0,125 \cdot d$ , де  $d$  – діаметр поршня (циліндра). Площа вікна живлення циліндра вибирається рівною  $0,45 \dots 0,5$  площі циліндра, тобто.  $S_{ок} = 0,5 \cdot S_{ц}$ . Виходячи з цього виразу, можна визначити діаметр поршня:  $d_n = \sqrt{S_{ок}}$ .

Враховуючи нерівномірне зношування поясків, обумовлене відмінністю їх окружних швидкостей, можна приймати  $b_1 / b_2 = 0,8$ . Рекомендується приймати ширину ущільнюючих поясків не менше  $1,5$  мм і не більше  $4 \dots 6$  мм [49]. Даний вислів та рекомендації справедливі і для планетарного гідромотора.

Діаметр  $D_7$  вибирається конструктивно, враховуючи глибину канавок під ущільнюючі кільця. Він повинен бути таким, щоб при нарізанні канавок вони не з'єдналися з розподільними вікнами.

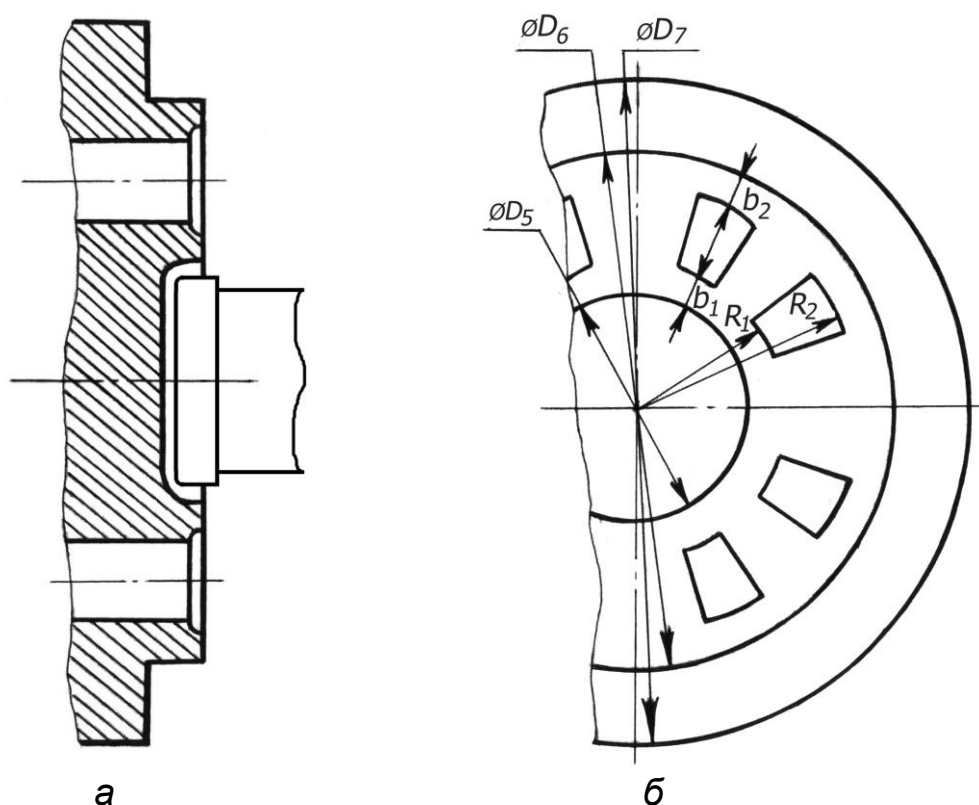


Рисунок 2.10 – До розрахунку діаметрів золотника без отвору під вал: а – вал із буртиком; б – розрахункова схема визначення діаметрів золотника

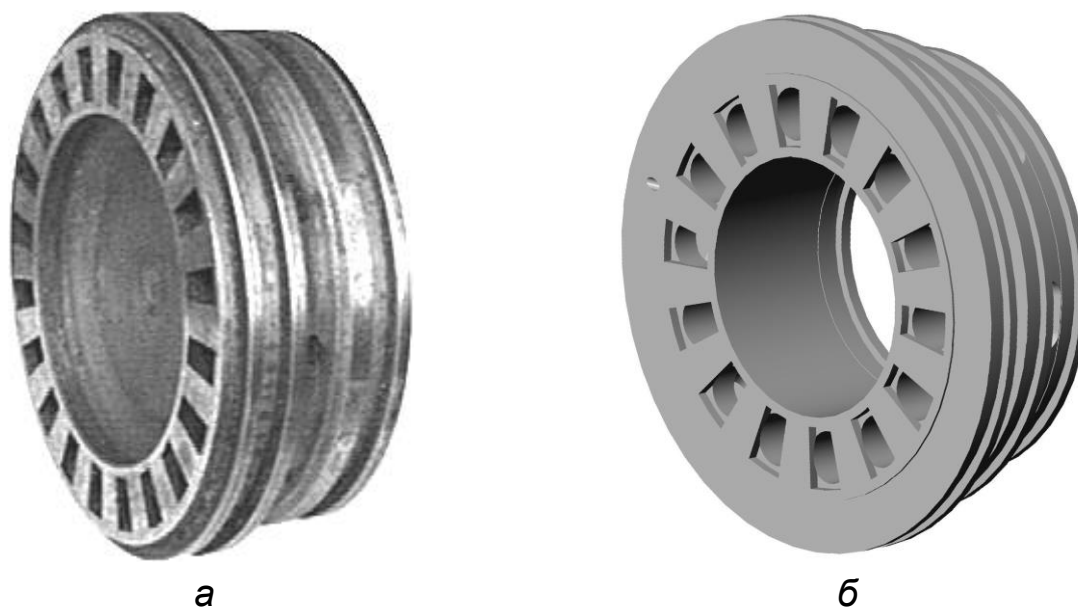


Рисунок 2.11 – Конструкція золотника: а – без отвору під вал; б – з отвором під вал

Так як площа, на яку діє тиск  $p_{05}$  повинна дорівнювати площі, на яку діє тиск  $p_{03}$ , то можна записати:

$$\frac{\pi \cdot (D_7^2 - D_6^2)}{4} = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}.$$

Звідси

$$D_2 = \sqrt{D_7^2 - D_6^2}. \quad (2.115)$$

У золотнику з отвором під вал (рис. 2.9, б) внутрішній отвір діаметром  $D_1$  може бути виконано ступінчастим, якщо є дренаж на валу. Діаметри  $D_1$  та  $D_4$  задаються виходячи з конструктивних особливостей розподільника та золотника, аналогічно золотнику без отвору під вал. Рекомендується вибирати  $D_1$  на 2 мм більше діаметра валу, щоб уникнути забруднення.

Діаметр  $D_2$  вибирається конструктивно. Він повинен бути якнайменшим, враховуючи діаметр валу та діаметр сполучного отвору  $B$ .

Оскільки площа, на яку діє тиск робочої рідини  $p_{05}$ , повинна дорівнювати площі, на яку діє тиск  $p_{06}$ , то можна записати:

$$\frac{\pi \cdot (D_5^2 - D_3^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (D_3^2 - D_2^2)}{4}.$$

Звідси

$$D_5 = \sqrt{2D_3^2 - D_2^2}. \quad (2.116)$$

Підставивши в умову підтиснення значення всіх тисків і площ, і замість діаметра  $D_5$  вираз (2.116) визначимо діаметр  $D_3$ . Підставивши у вираз (2.116) отримане значення діаметра  $D_3$  визначаємо діаметр  $D_5$ .

Дослідженням процесів, викликаних неусталеним рухом в'язкої нестислої рідини, що розглядаються як квазістаціонарні встановлено, що різне розташування вікон розподільника і золотника може викликати періодичну зміну площі прохідного перерізу розподільної системи та пульсацію тиску в планетарному гідромоторі, що призводить до зниження його вихідних характеристик.

Математичні залежності, отримані в результаті теоретичних досліджень, дозволяють: описати взаємозв'язок геометричних



параметрів розподільних систем та вихідних характеристик планетарного гідромотора; дослідити вплив пульсації потоку робочої рідини, обумовленої конструктивними особливостями розподільних систем на вихідні характеристики планетарних гідромоторів; обґрунтувати застосування розвантажувальних вікон розподільника для врівноваження розподільної системи; визначити втрати у торцевій розподільній системі.

Отримані математична та фізична моделі функціонування розподільної системи планетарного гідромотора дозволяють визначити раціональний взаємозв'язок геометричних і функціональних параметрів шляхом імітаційного моделювання процесів, що відбуваються в планетарних гідромоторах в умовах експлуатації.

### РОЗДІЛ 3

## МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ, ЩО ВІДБУВАЮТЬСЯ У РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМАХ ПЛАНЕТАРНИХ ГІДРОМОТОРІВ

В результаті проведених теоретичних досліджень встановлено, що джерелом пульсації робочої рідини є розподільна система планетарного гідромотора. Тому при моделюванні робочих процесів, що відбуваються в планетарному гідромоторі, необхідно обґрунтувати вплив конструктивних особливостей розподільних систем планетарних гідромоторів на їх вихідні характеристики.

Для імітації роботи планетарного гідромотора необхідно повідомити поворот вікон розподільника щодо нерухомих вікон золотника. Для цього до кожного кута розташування вікон розподільника додається крок збільшення  $\Delta\alpha = 2\pi / 360^\circ$ , внаслідок чого вікна розподільника займуть нове положення на схемі (тобто будуть повернутися). Збільшення здійснюється до тих пір, поки не виконається умова  $\Delta\alpha = \varphi_{\psi}$ .

Для моделювання роботи розподільної системи приймаємо наступні вихідні дані та початкові умови (на прикладі планетарного гідромотора серії ГПР-Ф-22):

- кутова швидкість валу гідромотора дорівнює  $\omega_{\text{зм}} = 68 \text{ c}^{-1}$ ;
- кути, що обмежують геометричні параметри розподільника  $\varepsilon_1$  та золотника  $\varepsilon_2$  однакові, тобто  $\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$ ;
- внутрішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює  $R_1 = 29 \text{ мм}$ ;
- зовнішній радіус розташування розподільних вікон дорівнює  $R_2 = 43 \text{ мм}$ .

### 3.1. Результати математичного моделювання впливу конструктивних особливостей розподільчої системи на її пропускну здатність

Основним вузлом планетарного гідромотора, що викликає пульсації потоку робочої рідини, є розподільна система, конструктивні параметри (форма розподільних вікон, їх кількість) якої зумовлюють форму та величину цих пульсацій.

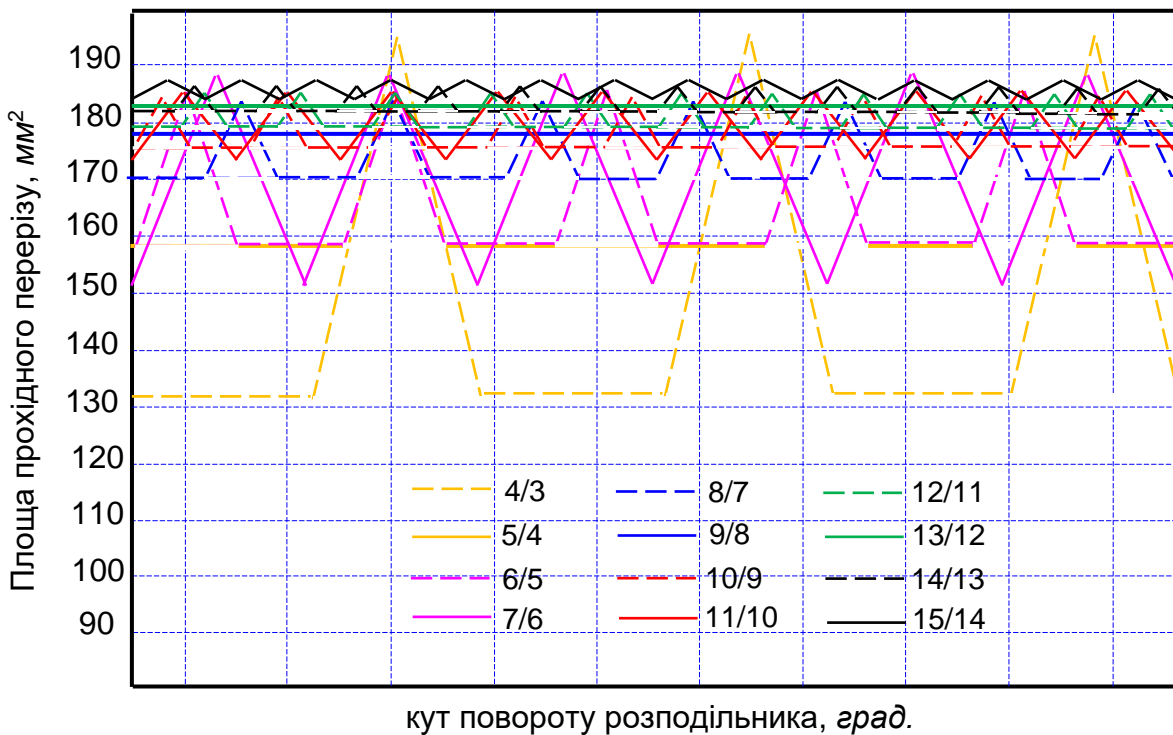
Частота та амплітуда пульсацій, викликаних розподільною системою, насамперед залежить від кінематичної схеми. Номер кінематичної схеми розподільної системи планетарного гідромотора визначається відношенням кількості вікон нагнітання золотника до кількості робочих вікон розподільника.

Кінематична схема розподільної системи вибирається в залежності від функціонального призначення проектованого планетарного гідромотора. Ці схеми характеризують синхронність обертання гідравлічного поля із робочими елементами гідромотора.

Проведеними дослідженнями зміни сумарної площі прохідного перерізу розподільної системи в залежності від кінематичної схеми (рис. 3.1, табл. 3.1) встановлено [20, 33, 64, 69], що зі збільшенням кількості розподільних вікон площа прохідного перерізу розподільної системи зростає. Однак використання кінематичних схем 14/13 і більше не є доцільним, оскільки знижується пропускна здатність розподільчої системи в цілому.

*Таблиця 3.1 – Зміна площі прохідного перерізу залежно від кінематичної схеми розподільної системи з вікнами, виконаними у формі сегмента*

Кінематична схема	Площа прохідного перерізу, мм <sup>2</sup>			
	max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	196	132	158	64
5/4	158	158	158	0
6/5	185	158	170	23
7/6	188	152	170	36
8/7	183	170	176	13
9/8	178	178	178	0
10/9	185	176	180	9
11/10	186	174	180	12
12/11	185	180	182	5
13/12	183	183	183	0



*Рисунок 3.1 – Зміна площі прохідного перерізу розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді сегмента, залежно від кінематичної схеми*

Аналіз зміни площі прохідного перерізу розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді сегмента в залежності від кінематичної схеми показує (рис. 3.1, табл. 3.1), що зі збільшенням кількості робочих вікон розподільника середня площа прохідного перерізу збільшується від  $158 \text{ мм}^2$  до  $183 \text{ мм}^2$  (кінематичні схеми 4/3 та 13/12, відповідно). При цьому амплітуда коливань площі прохідного перерізу значно знижується від  $64 \text{ мм}^2$  до 0 (кінематичні схеми 4/3 та 13/12 відповідно). Кількість піків кожної досліджуваної кривої (рис. 3.1) відповідає кількості робочих вікон розподільника певної кінематичної схеми.

Аналізуючи отриману залежність (рис. 3.1), можна зробити наступний висновок, що зміну сумарної площі прохідного перерізу для кінематичних схем від 4/3 до 13/12 можна подати трьома залежностями.

Для кінематичних схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 та 12/11 зміни площі прохідного перерізу розподільних систем носить циклічний характер. Залежно від кінематичної схеми, коливання площі

прохідного перерізу зон нагнітання та зливу змінюються у протифазі.

Залежність зміни площі прохідного перерізу розподільних систем для кінематичних схем 7/6 та 11/10 являє собою ламану (пилкоподібну) криву. Криві площі прохідного перерізу зон нагнітання та зливу змінюються синхронно (у фазі).

Робота розподільної системи гідромотора без пульсації потоку робочої рідини забезпечується кінематичними схемами 5/4; 9/8 та 13/12. Залежність зміни площі прохідного перерізу для даних кінематичних схем виражена прямою лінією.

Аналіз зміни площі прохідного перерізу розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді кола [32, 73] в залежності від кінематичної схеми показує (рис. 3.2, табл. 3.2), що зі збільшенням кількості робочих вікон розподільника площа прохідного перерізу зменшується від 110 мм<sup>2</sup> до 38 мм<sup>2</sup> (кінематичні схеми 4/3 та 13/12, відповідно). При цьому амплітуда коливань площі прохідного перерізу також значно знижується від 83 мм<sup>2</sup> до 2 мм<sup>2</sup> (кінематичні схеми 4/3 та 13/12, відповідно). Кількість піків кожної досліджуваної кривої (рис. 3.2) відповідає кількості робочих вікон розподільника певної кінематичної схеми.

*Таблиця 3.2 – Зміна площі прохідного перерізу залежно від кінематичної схеми розподільної системи вікнами, виконаними у формі кола*

Кінематична схема	Площа прохідного перерізу, мм <sup>2</sup>			
	max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	150	67	110	83
5/4	100	78	87	22
6/5	84	70	75	14
7/6	73	61	65	12
8/7	63	55	58	8
9/8	55	51	53	4
10/9	50	47	48	3
11/10	46	43	44	3
12/11	42	40	41	2
13/12	39	37	38	2

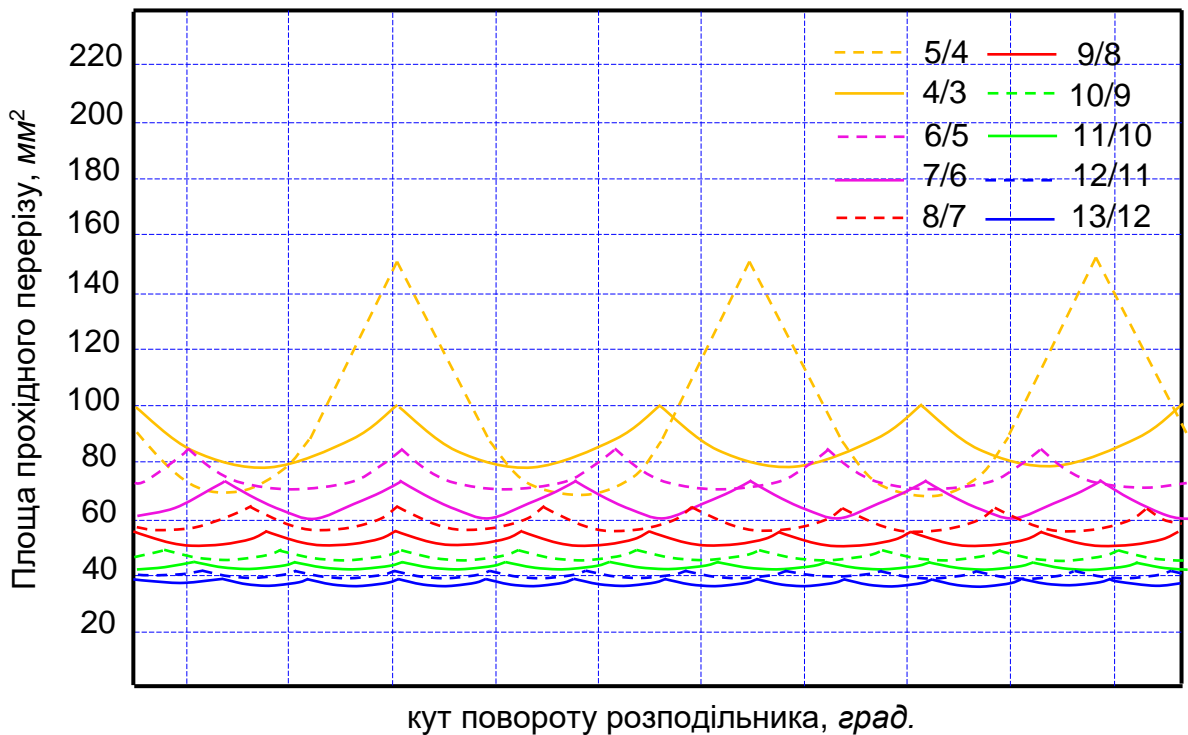


Рисунок 3.2 – Зміна площі прохідного перерізу розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді кола залежно від кінематичної схеми

Аналіз представлених залежностей показує (рис. 3.2), що для кінематичної схеми 4/3 амплітуда коливань становить 75% від середнього значення площі прохідного перерізу. Для кінематичної схеми 5/4 амплітуда коливань складає 25% від середнього значення площі прохідного перерізу. Такі коливання площі прохідного перерізу розподільної системи викликають значні коливання тиску робочої рідини, що негативно впливає на роботу планетарного гідромотора в цілому. Тому використання кінематичних схем 4/3 та 5/4 при проектуванні планетарних гідромоторів є недоцільним.

Аналіз зміни площі прохідного перерізу у розподільних системах планетарних гідромоторів з кінематичними схемами 10/9, 11/10, 12/11 та 13/12 показує, що для представлених схем спостерігається значне (у 2,5 рази) зниження площі прохідного перерізу (рис. 3.2), що значно зменшить пропускну здатність розподільної системи. Тому використовувати ці кінематичні схеми при проектуванні планетарних гідромоторів недоцільно.

Аналіз зміни площі прохідного перерізу розподільної системи з вікнами, виконаними у формі паза [39, 51] залежно від кінематичної схеми (рис. 3.3, табл. 3.3) показує, що зі збільшенням кількості робочих вікон розподільника площа прохідного перерізу зменшується від  $142 \text{ мм}^2$  до  $70 \text{ мм}^2$  (кінематичні схеми 4/3 та 13/12, відповідно).

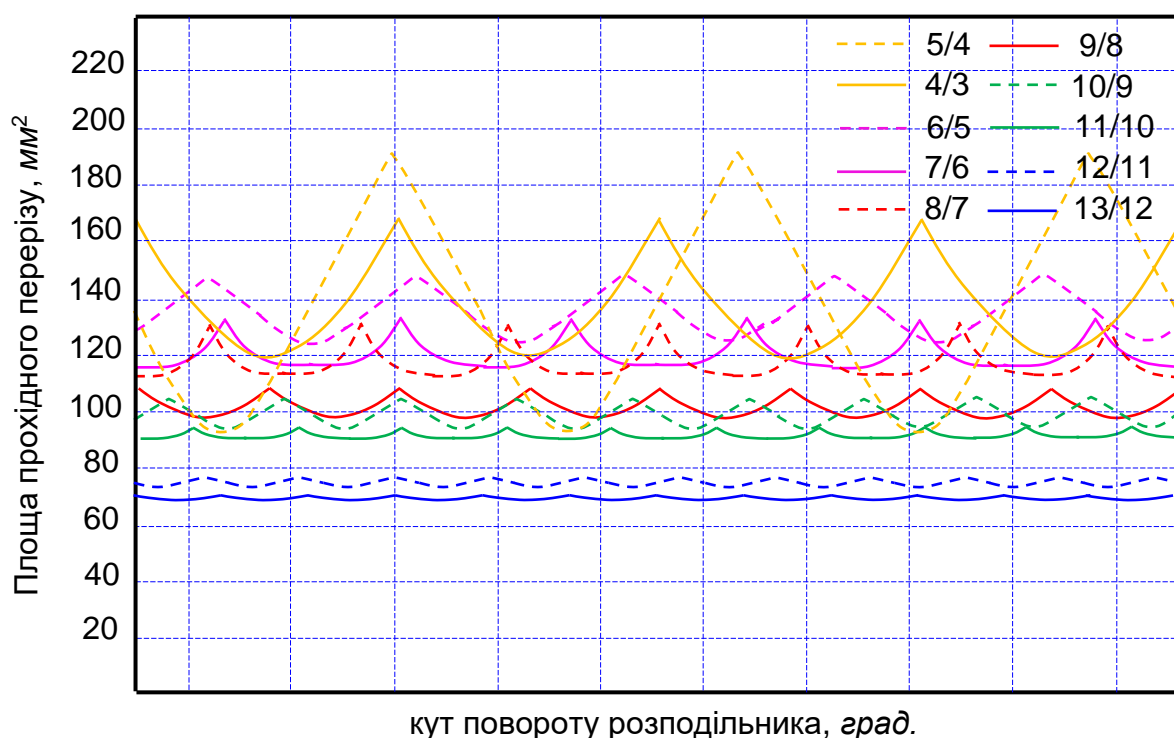


Рисунок 3.3 – Зміна площі прохідного перерізу розподільної системи з вікнами, виконаними у вигляді паза в залежності від кінематичної схеми

При цьому амплітуда коливань площі прохідного перерізу також значно знижується від  $95 \text{ мм}^2$  до  $4 \text{ мм}^2$  (кінематичні схеми 4/3 та 13/12, відповідно). Кількість піків кожної кривої, що досліджується (рис. 3.3) відповідає кількості робочих вікон розподільника певної кінематичної схеми.

Аналіз представлених залежностей показує (рис. 3.3), що для кінематичної схеми 4/3 амплітуда коливань становить 67% від середнього значення площі прохідного перерізу. Для кінематичної схеми 5/4 амплітуда коливань становить 33% від середнього значення площі прохідного перерізу. Такі коливання площі прохідного перерізу розподільної системи викликають значні коливання тиску робочої рідини, що негативно впливає на



роботу планетарного гідромотора в цілому. Для інших кінематичних схем амплітуда коливань становить до 20% середнього значення площі прохідного перерізу. Тому використання кінематичних схем 4/3 і 5/4 при проектуванні планетарних гідромоторів є недоцільним.

*Таблиця 3.3 – Зміна площі прохідного перерізу залежно від кінематичної схеми розподільної системи вікнами, виконаними у формі паза*

Кінематична схема	Площа прохідного перерізу, мм <sup>2</sup>			
	max	min	середня	амплітуда коливань
4/3	190	95	142	95
5/4	166	120	140	46
6/5	148	124	134	24
7/6	139	117	127	22
8/7	131	113	120	19
9/8	111	99	104	12
10/9	102	96	99	6
11/10	96	91	93	5
12/11	78	73	75	5
13/12	72	68	70	4

Аналіз зміни площі прохідного перерізу у розподільних системах планетарних гідромоторів з кінематичними схемами 12/11 та 13/12 показує, що для представлених схем спостерігається значне (в 2 рази) зниження площі прохідного перерізу (рис. 3.3), що значно зменшить пропускну здатність розподільної системи. Тому використовувати ці кінематичні схеми при проектуванні планетарних гідромоторів недоцільно.

Таким чином, при проектуванні планетарних гідромоторів найбільш раціональними кінематичними схемами розподільних систем, залежно від форми розподільних вікон, є:

- кінематичні схеми 5/4, 9/8 та 13/12 розподільної системи з вікнами, виконаними у формі сегмента (коливання площі прохідного перерізу відсутні);
- кінематичні схеми 6/5, 7/6, 8/7 та 9/8 розподільної системи з вікнами, виконаними у формі кола (коливання площі



прохідного перерізу становлять 18%, 17%, 14% та 7%, відповідно);

- кінематичні схеми від 6/5 до 11/10 розподільної системи з вікнами, виконаними у формі паза (коливання площі прохідного перерізу становлять від 17% до 1%, відповідно).

Результати моделювання роботи розподільної системи при розташуванні розподільних вікон розподільника та золотника із зазорами між розподільними вікнами рівними  $\Delta = 0^\circ 51'$ ,  $\Delta = 0^\circ 25'30''$  та  $\Delta = 0^\circ$  для кожної кінематичної схеми розподільної системи з вікнами, виконаними у формі сегмента, показують (рис. 3.4, табл. 3.4), що найкращими є кінематичні схеми 5/4; 9/8; 13/12 (при  $\Delta = 0^\circ$ ) [63].

При використанні зазначених кінематичних схем повністю відсутні коливання потоку робочої рідини, що позитивно впливає на функціональні характеристики планетарного гідромотора.

*Таблиця 3.4 – Вплив зазору  $\Delta$  між вікнами розподільника і золотника на коефіцієнти пульсації площі прохідного перерізу, швидкості течії робочої рідини, тиску і крутного моменту в залежності від кінематичної схеми*

Кінематична схема	Коефіцієнти пульсації, %					
	площі прохідного перерізу $\Pi_{Sn.n}$ та швидкості течії робочої рідини $\Pi_v$			тиску робочої рідини $\Pi_{Dr}$ , та крутного моменту $\Pi_M$		
	$\Delta = 0^\circ 51'$	$\Delta = 0^\circ 25'30''$	$\Delta = 0^\circ$	$\Delta = 0^\circ 51'$	$\Delta = 0^\circ 25'30''$	$\Delta = 0^\circ$
5/4	5.5	4.73	0	11.73	9.67	0
7/6	20	11.3	21.9	41.3	23.4	43.9
9/8	4.05	3.38	0	8.43	6.92	0
11/10	5.4	4.0	8.89	11.12	8.07	18.3
13/12	5.0	3.59	0	10.13	7.28	0

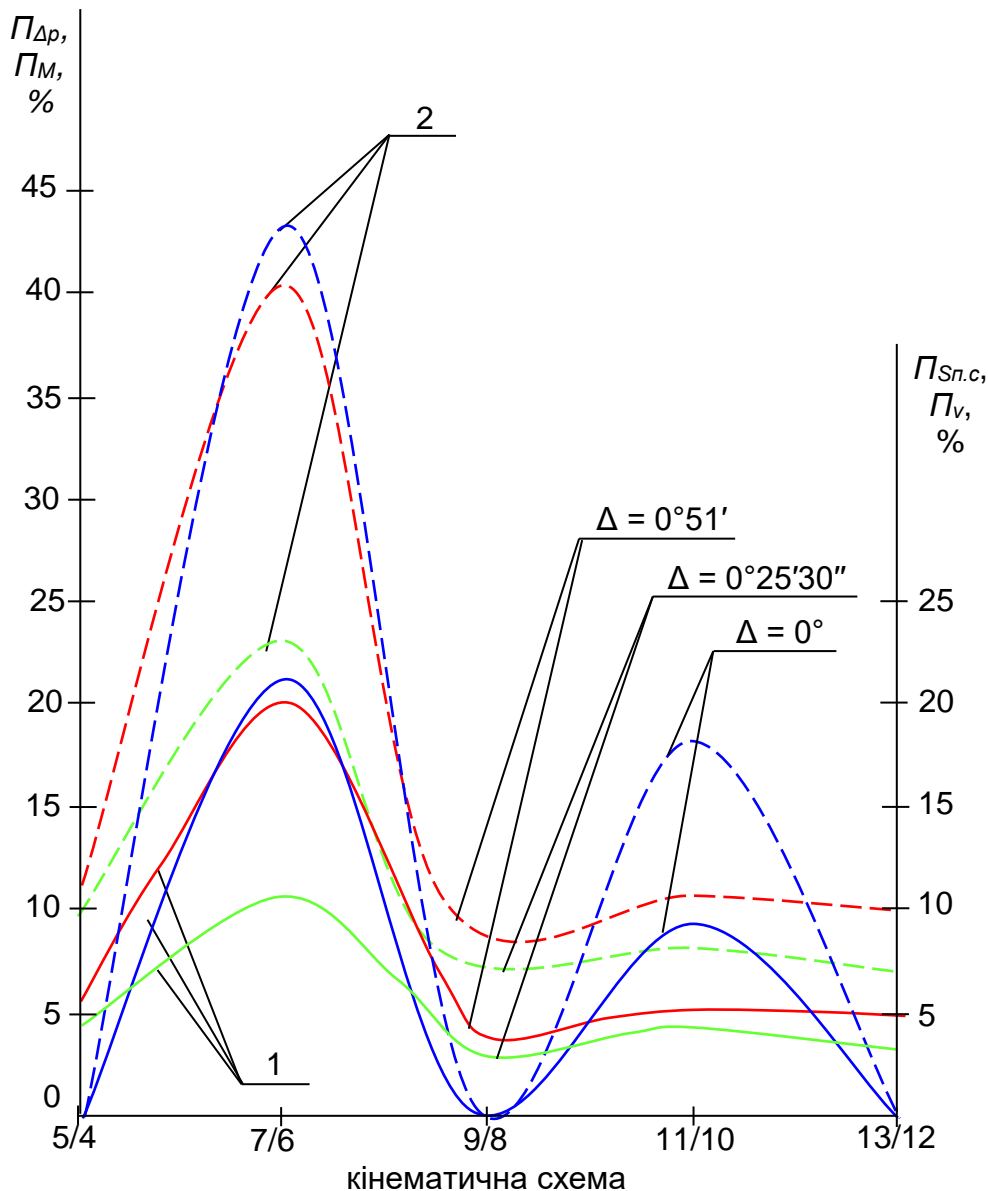


Рисунок 3.4 – Зміна коефіцієнтів пульсації пропускної здатності, швидкості течії робочої рідини (криві 1) та тиску робочої рідини, крутного моменту (криві 2)

На рис. 3.4 представлені залежності коефіцієнтів пульсацій площі прохідного перерізу  $P_{Sn.n}$ , швидкості течії робочої рідини  $P_v$ , тиску робочої рідини  $P_{\Delta p}$ , та крутного моменту  $P_M$  залежно від зазору між розподільними вікнами розподільника та золотника, кінематичної схеми розподільної системи з вікнами, виконаними у формі сегмента [63].

Аналіз залежності зміни коефіцієнтів пульсацій залежно від кінематичної схеми та зазору між розподільними вікнами

розподільника та золотника показує (рис. 3.4, табл. 3.4), що зі збільшенням кінематичних схем пульсації значно зменшуються.

Слід зазначити, що коефіцієнти пульсацій під час використання кінематичних схем 7/6 становлять до 20% і 11/10 – до 45%. Найменші значення коефіцієнтів пульсації спостерігаються при використанні кінематичних схем 5/4, 9/8 та 13/12 (рис. 3.4, табл. 3.4). Причому при використанні даних кінематичних схем із зазором між розподільними вікнами рівним нулю ( $\Delta = 0^\circ$ ) пульсації повністю відсутні.

Таким чином, можна зробити висновок, що при проектуванні розподільних систем планетарних гідромоторів доцільно використовувати кінематичні схеми 5/4, 9/8 і 13/12 з вікнами, виконаними у формі сегмента.

При розробці планетарних гідромоторів серії ГПР-Ф (нині випускається серійно) було використано запропонований алгоритм проектування розподільних систем. У зв'язку із конструктивними особливостями гідромотора серії ГПР-Ф використовується кінематична схема розподільної системи 7/6 з вікнами, виконаними у формі сегмента. При проектуванні розподільної системи розглядалося два варіанти: використання двох додаткових розвантажувальних вікон розподільника та трьох розвантажувальних вікон [36, 75].

Аналіз зміни площі прохідного перерізу розподільної системи з вікнами, виконаними у формі сегмента показує (рис. 3.5, а – крива 1), що площа прохідного перерізу без використання додаткових розвантажувальних вікон змінюється від  $129 \text{ мм}^2$  до  $143 \text{ мм}^2$  (при  $\Delta = 0^\circ 51'$ ), з амплітудою  $14 \text{ мм}^2$ . При зменшенні зазору між вікнами розподільника та золотника до  $\Delta = 0^\circ$  (рис. 3.5, б – крива 1) середня площа прохідного перерізу зростає на 25% та коливається в межах  $152 \dots 188 \text{ мм}^2$  з амплітудою коливань  $36 \text{ мм}^2$ , що у 2,5 рази перевищує коливання площі при зазорі між розподільними вікнами  $\Delta = 0^\circ 51'$  (рис. 3.5, а – крива 1). Слід зазначити, що коливання площі прохідного перерізу викликають пульсацію потоку робочої рідини, що негативно впливає на роботу планетарного гідромотора [36, 38, 75].

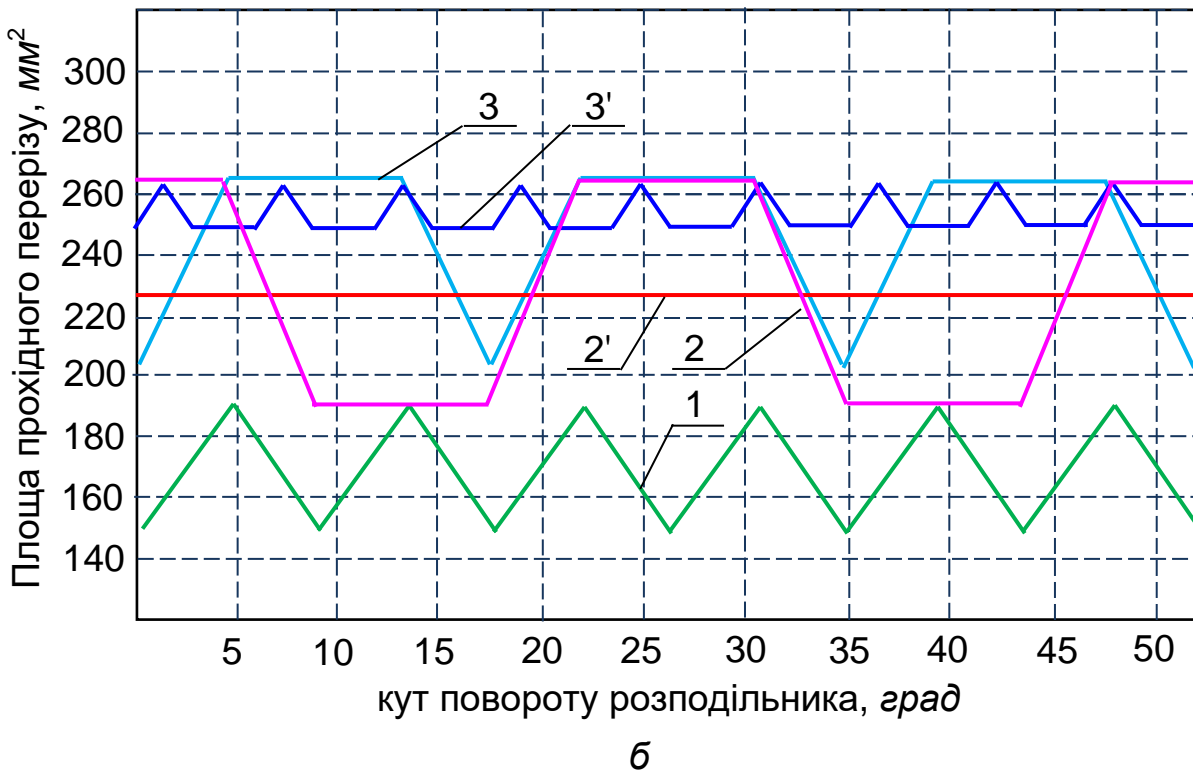
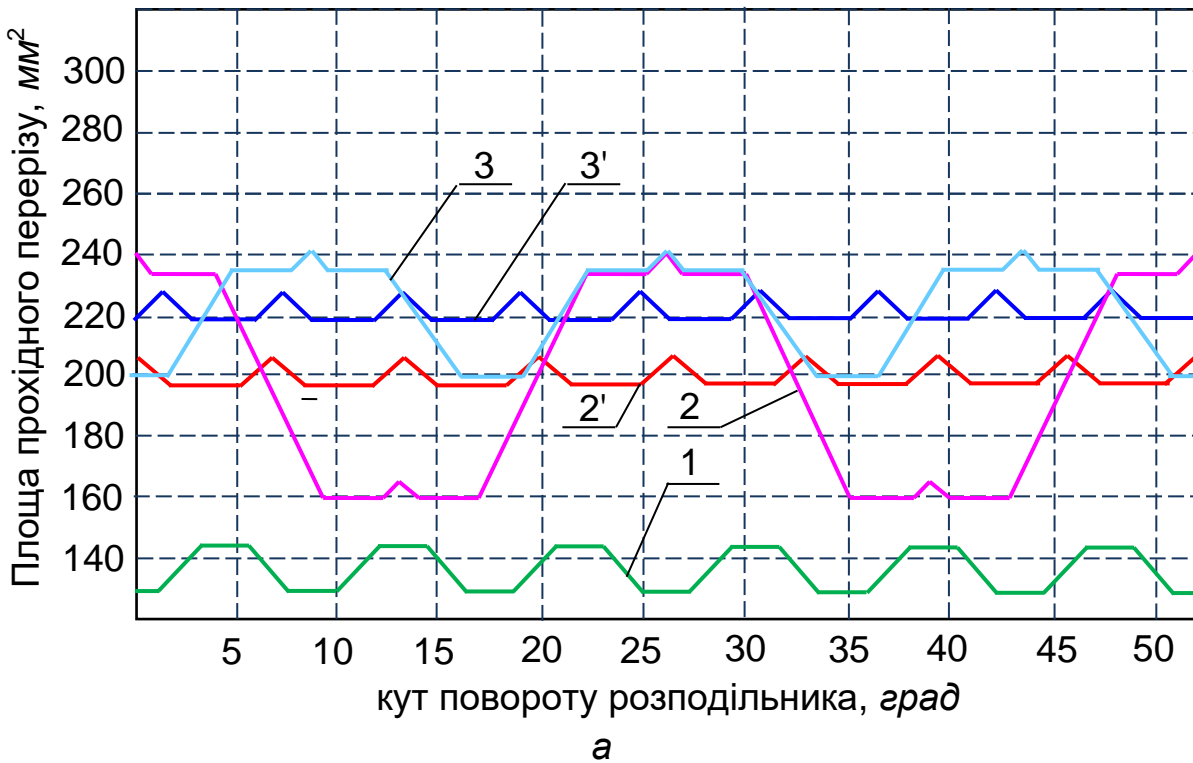


Рисунок 3.5 – Зміна площі прохідного перерізу розподільної системи з вікнами, виконаними у формі сегмента:

а – при  $\Delta = 0^\circ 51'$ ; б – при  $\Delta = 0^\circ$ ;

1 – без використання додаткових розвантажувальних вікон розподільника; 2 – із використанням двох додаткових вікон; 3 – із використанням трьох додаткових вікон

З рис. 3.5 а видно, що при зазорі між розподільними вікнами  $\Delta = 0^{\circ}51'$  площа прохідного перерізу зростає на 32% та 39% з використанням двох (крива 2) та трьох (крива 3) додаткових розвантажувальних вікон, відповідно, і змінюється в межах 160...240  $\text{мм}^2$  при використанні двох (крива 2) та 200...240  $\text{мм}^2$  при використанні трьох (крива 3) додаткових вікон розподільника. При цьому амплітуда коливань збільшилась у 3...5,7 разів. Шляхом зсуву вікон розподільника амплітуда коливань площі зменшилась до 6  $\text{мм}^2$  (рис. 3.5, а – криві 2', 3') при зміні площі прохідного перерізу 198...204  $\text{мм}^2$  – при використанні двох та 220...226  $\text{мм}^2$  – при використанні трьох додаткових вікон розподільника.

З рис. 3.5 б видно, що при зазорі між розподільними вікнами  $\Delta = 0^{\circ}$  площа прохідного перерізу зростає на 25% і 30% з використанням двох (крива 2) та трьох (крива 3) додаткових розвантажувальних вікон, відповідно, і змінюється в межах 188...264  $\text{мм}^2$  при використанні двох (крива 2) та 204...264  $\text{мм}^2$  при використанні трьох (крива 3) додаткових вікон розподільника. При цьому амплітуда коливань збільшилась у 1,5...2 рази. Шляхом зсуву вікон розподільника амплітуда коливань площі прохідного перерізу при використанні трьох додаткових вікон зменшилась більш ніж у 4 рази і склала до 14  $\text{мм}^2$  (рис. 3.5 б – крива 3') при зміні площі прохідного перерізу в межах 248... 262  $\text{мм}^2$ . При використанні двох додаткових вікон розподільника площа прохідного перерізу становить 226  $\text{мм}^2$  за відсутності пульсацій потоку робочої рідини (рис. 3.5 б – крива 2').

Необхідно відзначити, що якщо для розподільної системи серійного гідромотора з використанням трьох додаткових розвантажувальних вікон розподільника ( $\Delta = 0^{\circ}51'$ ) площа прохідного перерізу після зсуву вікон становить 220...226  $\text{мм}^2$  (рис. 3.5 б – крива 3') при середній площі прохідного перерізу 222  $\text{мм}^2$ , то для гідромотора з модернізованою розподільною системою з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон розподільника ( $\Delta = 0^{\circ}$ ) середній площі прохідного перерізу становить 226  $\text{мм}^2$ , що на 2% більше, ніж для серійного, а пульсації потоку робочої рідини відсутні (рис. 3.5 б – крива 2'). Цей факт є великою перевагою даної розподільної системи.

Збільшення площі прохідного перерізу дозволяє збільшити

потужність (гідромотор може пропустити більший об'єм робочої рідини) або знизити гідромеханічні втрати (якщо о об'єм робочої рідини, що пропускається, незмінний).

### 3.2. Результати математичного моделювання впливу конструктивних особливостей розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора

Для моделювання процесів, що відбуваються в планетарному гідромоторі при його експлуатації прийняті такі припущення: тиск на виході з насоса дорівнює тиску на вході в гідромотор і запобіжний клапан та дорівнює номінальному тиску  $p_{вих.н} = p_{вих.зм} = p_{ном}$ . тиск на виході з гідромотора та запобіжного клапана дорівнює нулю,  $p_{вих.зм} = p_{вих.кл} = 0$ ; потужність насоса постійна  $N_n = const$ ; витоків у клапані та гідромашинах немає; подача насоса постійна і дорівнює  $Q_n = 96 \text{ л/хв} = const$ ; витрата гідромотора (при підвищенні тиску в гідросистемі  $p_i \geq p_{ном}$ ) визначається різницею подачі насоса та витрати через запобіжний клапан, тобто,  $Q_{зм} = Q_n - Q_{кл}$ ; витрата через запобіжний клапан визначається за умови, що відкриття клапана відбувається при  $p_i \geq p_{ном}$ ; при максимальному тиску в гідросистемі, що дорівнює  $p_i = 1,25 \cdot p_{ном}$ , витрата через клапан дорівнює подачі насоса, тобто,  $Q_{кл} = Q_n = 96 \text{ л/хв}$ .

На рис. 3.6 представлені результати моделювання робочих процесів, що відбуваються у планетарному гідромоторі з робочим об'ємом  $V = 160 \text{ см}^3$  при його експлуатації з урахуванням прийнятих припущень (для розподільної системи з кінематичною схемою 7/6).

Оскільки квазістаціонарний процес має періодичність, що дорівнює періоду пульсації площі прохідного перерізу, важливо встановити початок процесу в залежності від величини площі прохідного перерізу. З цією метою моделювався початок квазістаціонарного процесу при різних значеннях площі прохідного перерізу:  $S_{min}$  (рис. 3.6 а);  $S_{сер}$  (рис. 3.6, б) та  $S_{max}$  (рис.3.6, в). Результати моделювання підтверджують, що квазістаціонарний процес можна моделювати в будь-який момент часу незалежно від початкової величини площі прохідного перерізу.



Розділ 3. Моделювання процесів, що відбуваються у розподільних системах планетарних гідромоторів

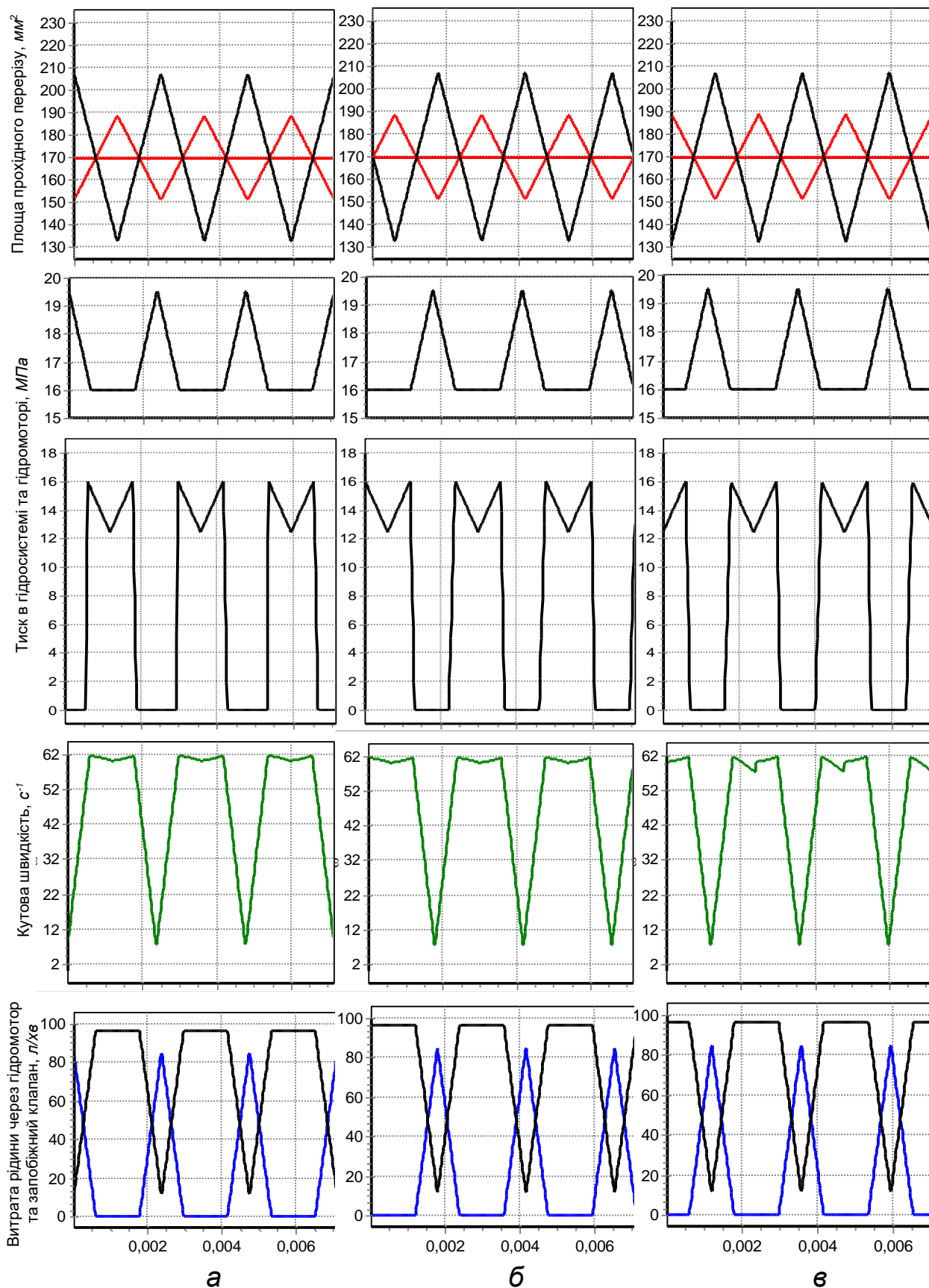


Рисунок 3.6 – Квазістаціонарні процеси в планетарному гідромоторі при номінальній частоті обертання зі зміщенням фази початку процесу: а –  $S_{\min}$ ; б –  $S_{\text{сер}}$ ; в –  $S_{\max}$

Також при моделюванні встановлено (рис. 3.6), що в момент, коли тиск перевищує номінальний, у магістралі спрацьовує запобіжний клапан і відбувається відтік робочої рідини на злив (через запобіжний клапан), що спричиняє великі коливання кутової швидкості (до 80%), що приводять до функціональних відмов та викликають кавітаційні явища (розрідження тиску в нагнітальній магістралі) у розподільній системі гідромотора, що підтверджує теоретичні дослідження.

Тривалість процесу розрідження тиску у розподільній системі гідромотора визначається часом спрацьовування запобіжного клапана. Такі перепади тиску (з кавітацією) викликають передчасне зношування деталей гідромашин, шум, вібрацію у всіх елементах гідросистеми (що підтверджено апріорною інформацією). Отже, використовувана розподільна система у планетарних гідромоторах всіх типорозмірів призводить до штучного зниження їх вихідних характеристик. У зв'язку з цим можна констатувати необхідність розробки розподільної системи нового типу для планетарних гідромоторів з робочим об'ємом 160...250  $см^3$ .

Моделювання процесів, що відбуваються у проектованому гідромоторі (рис. 3.7) з розподільною системою (використання двох додаткових розвантажувальних вікон) при різних конструктивних виконаннях, показує, що навіть при незначних коливаннях площі прохідного перерізу (до 4%) спостерігається (рис. 3.7, а) пульсація тиску у гідромоторі з падінням значення тиску до нуля (з наступним розрідженням – кавітацією). При зменшенні коливань площі до 2% спостерігається (рис. 3.7 б) скорочення часу розрідження. Відсутність зазору між розподільними вікнами (модернізована розподільна система) дозволяє повністю усунути коливання площі прохідного перерізу (рис. 3.7, в) і, як наслідок, усувається пульсація тиску та кутової швидкості. Отже, гідромотор працює в стаціонарному режимі із заданим рівнем надійності та експлуатаційної ефективності.



Розділ 3. Моделювання процесів, що відбуваються у розподільних системах планетарних гідромоторів

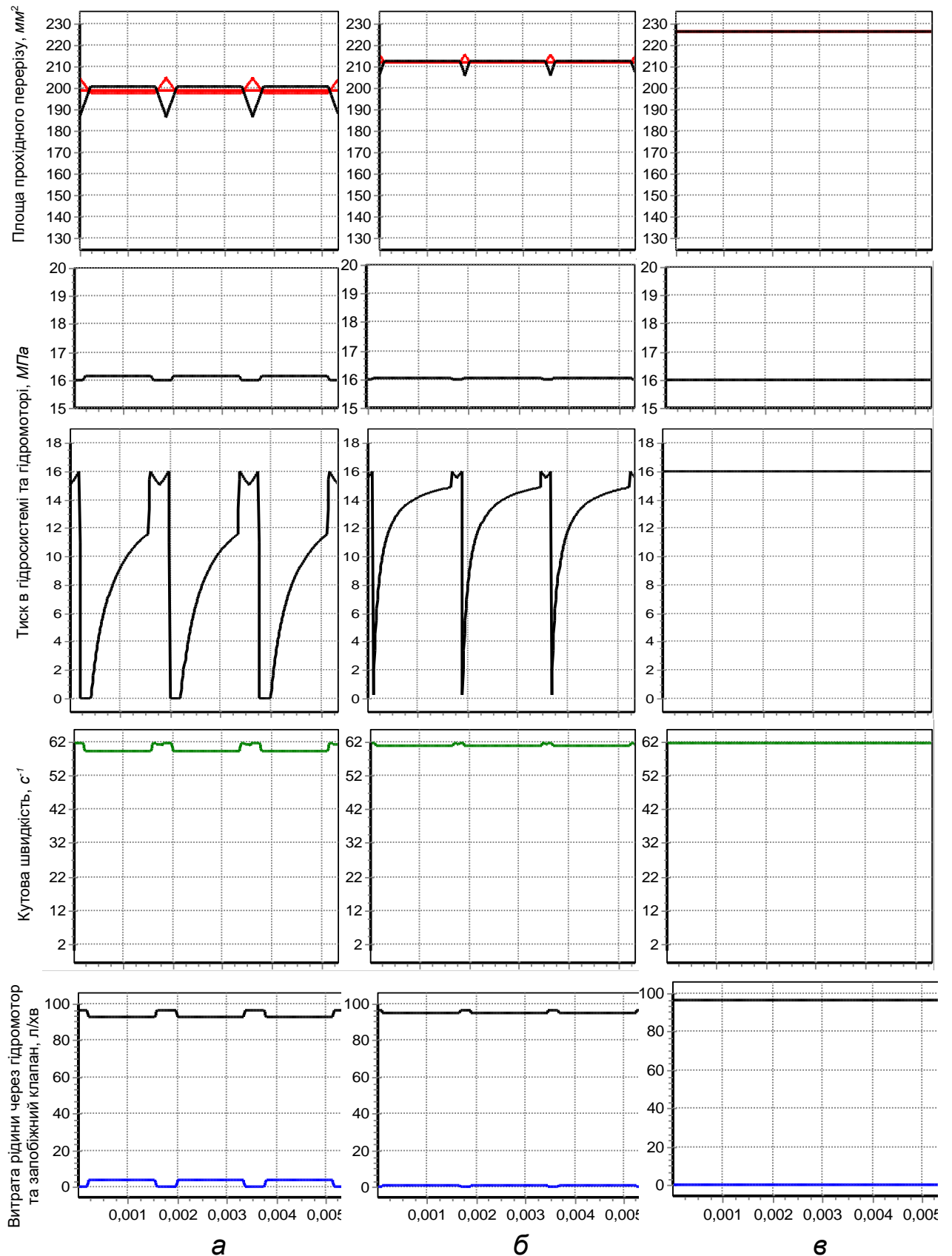


Рисунок 3.7 – Квазистаціонарні процеси у планетарних гідромоторах (при номінальній частоті обертання) при різних конструктивних параметрах розподільних систем:  
 а –  $\Delta = 0^{\circ}51'$ ; б –  $\Delta = 0^{\circ}25'30''$ ; в –  $\Delta = 0^{\circ}$

Моделювання процесів, що відбуваються в гідромоторах серії ГПР-Ф з робочими об'ємами від  $160 \text{ см}^3$  до  $630 \text{ см}^3$  при використанні серійної розподільної системи (використання трьох додаткових розвантажувальних вікон,  $\Delta = 0^\circ 51'$ ) показує (рис.3.8), що зі зміною робочого об'єму гідромотора від  $160 \text{ см}^3$  до  $250 \text{ см}^3$  значення пульсації тиску всередині гідромотора становлять 100...40% (за апріорною інформацією шумять гідромотори саме цих типорозмірів).

За зміни робочого об'єму від  $320 \text{ см}^3$  до  $630 \text{ см}^3$  значення пульсації тиску становлять 20...7%. Отже, з усього типорозмірного ряду практично всі представлені гідромотори працюють в умовах підвищеного зношування, що призводить до зниження їх вихідних характеристик

На рис. 3.9 представлено зміну пульсації тиску в серійному гідромоторі з робочим об'ємом  $V = 160 \text{ см}^3$  при зміні частоти обертання від максимальної до мінімальної. Моделювання процесів, що відбуваються в найгіршій конструкції уніфікованого ряду планетарних гідромоторів серії ГПР-Ф показує (рис. 3.9), що при зміні частоти обертання в діапазоні 750...150 *об/хв*, розрідження тиску спостерігається до 480 *об/хв* (за ідеальних умов моделювання), і навіть при мінімальній частоті обертання пульсація тиску становить 36%.

Результати моделювання вказують на нераціональне проектування розподільних систем у планетарних гідромоторах серії ГПР-Ф, особливо у гідромоторах з робочими об'ємами  $160...250 \text{ см}^3$ .

В результаті виконаних досліджень розроблено алгоритми та програми, що дозволяють моделювати процеси, що відбуваються в планетарних гідромоторах, обумовлені зміною конструктивних параметрів розподільних систем.

Моделювання зміни конструктивних особливостей розподільних систем дозволило встановити, що планетарні гідромотори з кінематичною схемою  $5/4$  при  $\Delta = 0^\circ$  з використанням чотирьох додаткових розвантажувальних вікон розподільника найбільш переважні, тому що в даному випадку відсутня пульсація робочої рідини, що позитивно позначається на вихідних характеристиках гідромотора та не вимагає зсуву вікон розподільника.

Розділ 3. Моделювання процесів, що відбуваються у розподільних системах  
планетарних гідромоторів

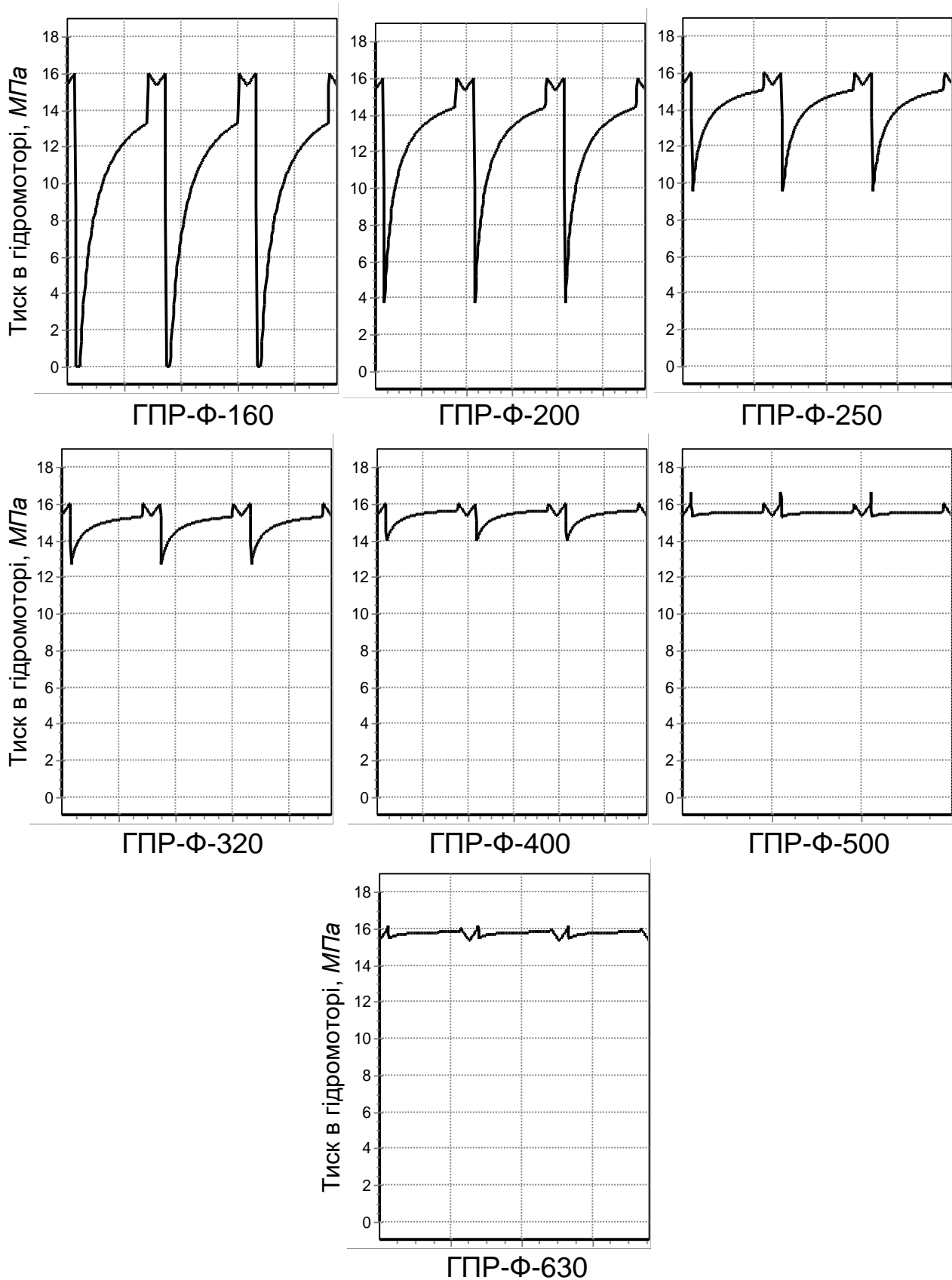


Рисунок 3.8 – Зміна пульсації тиску у планетарних гідромоторах залежно від робочого об'єму (при номінальній частоті обертання)

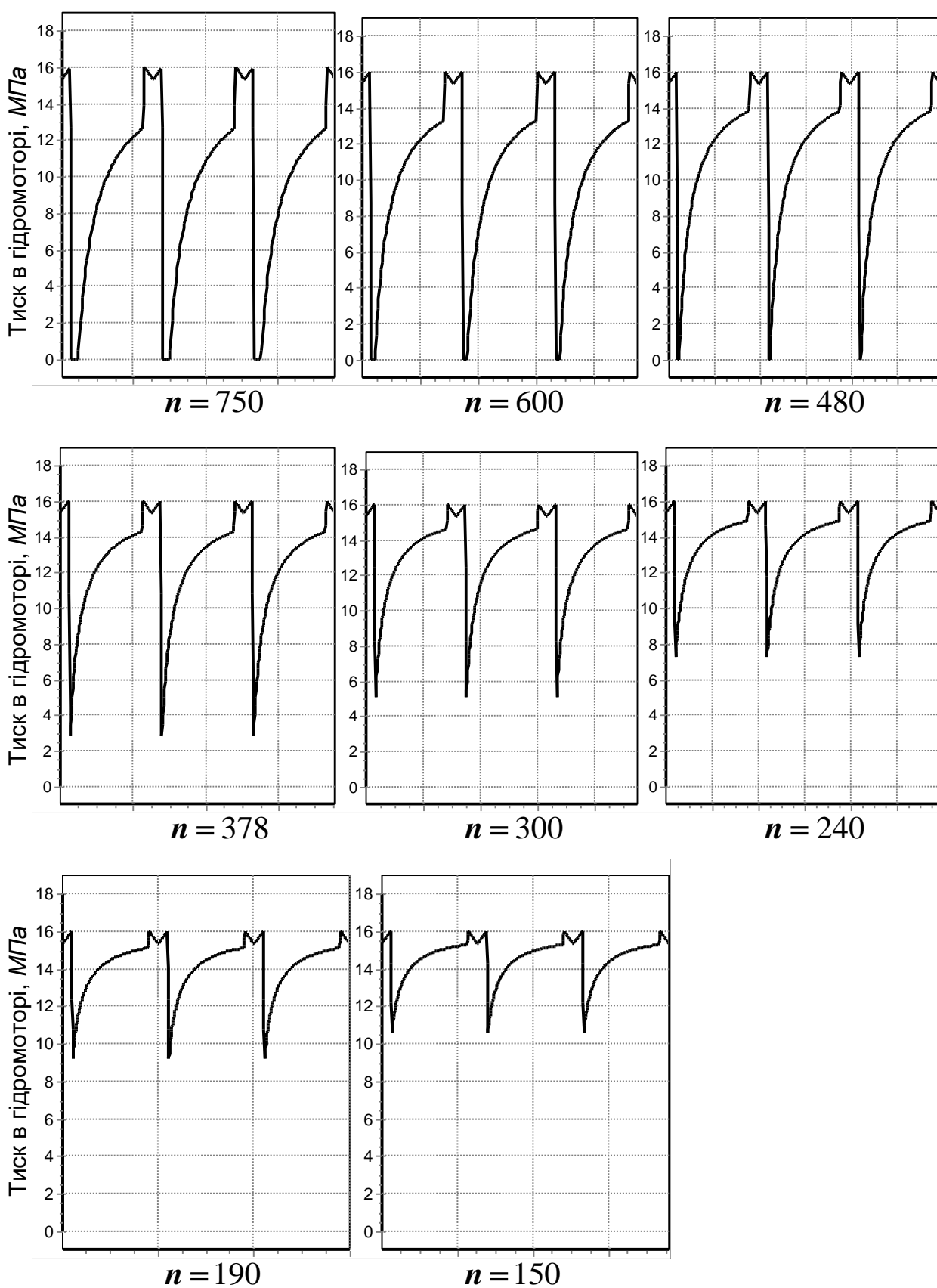


Рисунок 3.9 – Зміна пульсації тиску у планетарному гідромоторі залежно від частоти обертання (от  $n_{max}$  до  $n_{min}$ ) для  $V = 160 \text{ см}^3$

Для планетарних гідромоторів з кінематичними схемами 7/6 та 11/10 при  $\Delta = 0^\circ$  з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон розподільника та 9/8 та 12/11 при  $\Delta = 0^\circ$  з використанням чотирьох додаткових розвантажувальних вікон розподільника при збільшенні площі прохідного перерізу на 10...40% пропорційно підвищується потужність гідромотора, а зміщенням вікон розподільника можна повністю усунути пульсацію потоку робочої рідини.

Результати математичного моделювання підтвердили теоретичні передумови, що в залежності від розташування вікон розподільника та золотника відбувається періодична зміна площі прохідного перерізу розподільної системи, що призводить до зниження вихідних характеристик планетарного гідромотора. Дослідженням процесів, що виникають при зміні площі прохідного перерізу, в квазістаціонарному режимі встановлено, що при експлуатації відбувається різке (до 100%) падіння тиску всередині планетарного гідромотора, що викликає кавітаційні явища в їх розподільних системах.

В результаті моделювання процесів експлуатації серійних гідромоторів ГПР-Ф встановлено, що: при зміні робочого об'єму гідромоторів від  $160 \text{ см}^3$  до  $250 \text{ см}^3$  пульсація тиску становить від 100 до 40%, а в гідромоторах з робочими об'ємами від  $320 \text{ см}^3$  до  $630 \text{ см}^3$  пульсація тиску становить від 40 до 7%; при зміні частоти обертання серійного гідромотора з робочим об'ємом  $V = 160 \text{ см}^3$  в діапазоні 150...750 об/хв пульсація тиску становить 36...100%. При цьому, при частоті обертання 480...750 об/хв, зміна тиску всередині гідромотора викликає кавітацію, що свідчить про необхідність розробки розподільної системи нового типу для гідромоторів з робочими об'ємами 160...250  $\text{см}^3$ .

Моделюванням процесів, що відбуваються в модернізованому гідромоторі при використанні двох додаткових розвантажувальних вікон розподільника встановлено, що при зменшенні зазору між вікнами від  $\Delta = 0^\circ 51'$  до  $\Delta = 0^\circ$ , і при відповідному зсуві вікон розподільника, усувається періодична зміна площі прохідного перерізу і як наслідок, пульсація тиску робочої рідини та кутової швидкості валу гідромотора. Тому модернізована розподільна система може бути використана у всіх гідромоторах уніфікованого ряду.

## РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА ТА РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 4.1. Методика експериментальних досліджень

#### 4.1.1. Визначення кількості повторності дослідів.

Одним із основних завдань математичної обробки результатів дослідів є оцінка істинного значення вимірюваної величини [44]. Для невеликої кількості експериментальних даних розраховуються основні числові характеристики змінних як випадкових величин. При вимірах фізичних величин, коли основну роль грають випадкові помилки, всі оцінки точності можна зробити лише з певною ймовірністю. Для виявлення випадкової помилки виміру необхідно виміри повторити кілька разів.

При плануванні експерименту вирішується питання про кількість повторності дослідів щодо тієї чи іншої вимірюваної величини. Для визначення кількості повторності дослідів необхідно задати наступні величини [44, 49]:

- довірчою ймовірністю –  $\alpha$ , тобто. ймовірністю того, що значення вимірюваної величини  $X$  не вийдуть за довірчі межі  $\pm X$ , які визначаються довірчою ймовірністю. При звичайних дослідженнях у техніці знаходження залежностей впливу різних чинників достатня довірча ймовірність становить  $\alpha = 0,95$  за відносної помилки трохи більше 5%;
- припустимою помилкою –  $\varepsilon$ , яка виражена у частках середньоквадратичного відхилення  $\sigma$ .

Залежно від обраної довірчої ймовірності  $\alpha$  та припустимої помилки  $\varepsilon$  з таблиці [44, 49] вибирається необхідна кількість повторності дослідів рівна  $n = 3$ .

З попереднього експерименту отримані три значення результату об'ємного ККД  $\eta_{об}$ : 0,938; 0,925 та 0,972. Для оцінки істинного значення вимірюваної величини визначають її середньо арифметичне значення, що визначається за формулою:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n}, \quad (4.1)$$

$$\bar{X} = \frac{0,938 + 0,925 + 0,972}{3} = 0,945.$$

У класичній теорії помилок доведено, що випадкові помилки підпорядковуються нормальному закону розподілу. Для оцінки величини випадкової помилки вимірювання найбільш поширена оцінка за допомогою середньоквадратичного відхилення:

$$S_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}, \quad (4.2)$$

де  $(n - 1) = f$  – кількість ступенів свободи.

$$\begin{aligned} S_x &= \sqrt{\frac{(0,938 - 0,945)^2 + (0,925 - 0,945)^2 + (0,972 - 0,945)^2}{3 - 1}} = \\ &= \sqrt{5,89 \cdot 10^{-4}} = 2,4269 \cdot 10^{-2}. \end{aligned}$$

Квадрат цієї величини називається дисперсією окремого виміру та визначається з виразу:

$$S_x^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2, \quad (4.3)$$

$$S_x^2 = 5,89 \cdot 10^{-4}.$$

Середньоквадратична помилка середнього результату дорівнює:

$$S_{x_{cp}} = \frac{S_x}{\sqrt{n}}, \quad (4.4)$$

$$S_{x_{cp}} = \frac{2,4269 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{3}} = 1,4012 \cdot 10^{-2}.$$

Величина довірчої помилки (абсолютна похибка)



визначається виразом:

$$\varepsilon = \frac{t_T \cdot S_x}{\sqrt{n}}, \quad (4.5)$$

де  $\frac{S_x}{\sqrt{n}}$  – середньоквадратична помилка середнього результату;

$t_T$  – значення критерію Стьюдента (знаходять по таблицям [44, 49]); при  $\alpha = 0,95$  і  $f = (n - 1) = 3 - 1 = 2$ ,  $t_T = 4,30$ .

$$\varepsilon = 4,3 \cdot 1,4012 \cdot 10^{-2} = 6,02 \cdot 10^{-2}.$$

Оскільки відносна помилка  $\Delta$  не повинна перевищувати 5%, перевіримо справедливість умови:

$$\Delta \geq \frac{\varepsilon}{\bar{X}} \cdot 100\%. \quad (4.6)$$

Умова (4.6) не виконується. Для отримання значення відносної помилки, що не перевищує 5%, визначимо відповідне значення абсолютної похибки виразу (4.6), прирівнявши праву частину до 5%:

$$\varepsilon = \frac{\bar{X}}{100\%} \cdot 5\%,$$

$$\varepsilon = \frac{0,945 \cdot 5}{100} = 4,725 \cdot 10^{-2}.$$

Підставивши отримане значення у вираз (4.5), визначимо розрахункове значення критерію Стьюдента:

$$t_p = \frac{\varepsilon \cdot \sqrt{n}}{S_x}, \quad (4.7)$$

$$t_p = \frac{4,725 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{n}}{2,4269 \cdot 10^{-2}} = 3,89.$$

Приймаємо  $n = 4$ .

При  $n = 4$ ,  $f = 4 - 1 = 3$  і  $\Delta = 5\%$  табличне значення критерію Стьюдента дорівнює  $t_T = 3,18$  [44]. Умова  $t_p = 3,89 > t_T = 3,18$



виконана. Отже, необхідна кількість повторності дослідів дорівнює 4.

#### **4.1.2. Визначення номінальних значень вихідних характеристик планетарного гідромотора.**

Основними факторами, що визначають технічний стан планетарного гідромотора, є: частота обертання –  $n$ , перепад тиску –  $\Delta p$  та зазор  $\Delta$  між вікнами розподільника та золотника.

Під час проведення експериментальних досліджень кожному змінному чиннику призначаємо певний крок варіювання:

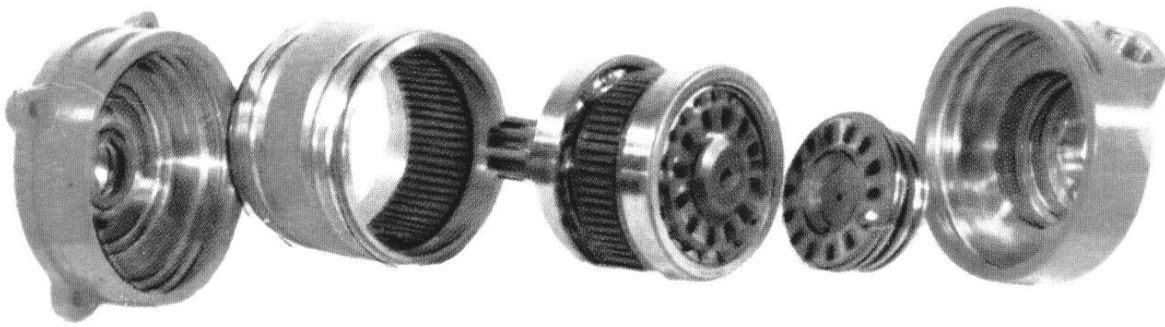
- частота обертання,  $n = 150 \text{ хв}^{-1}$ ;
- перепад тиску,  $\Delta p = 4 \text{ МПа}$ ;
- зазор  $\Delta = 0^{\circ}25'30''$ .

При експериментальних дослідженнях змінювалися лише параметри розподільника, золотника та вала гідромотора, інші деталі залишалися незмінними. При цьому випробовувалися планетарні гідромотори з торцевою розподільною системою з кінематичною схемою 7/6, з використанням додаткових вікон розподільника і зазором (при незмінних габаритах):

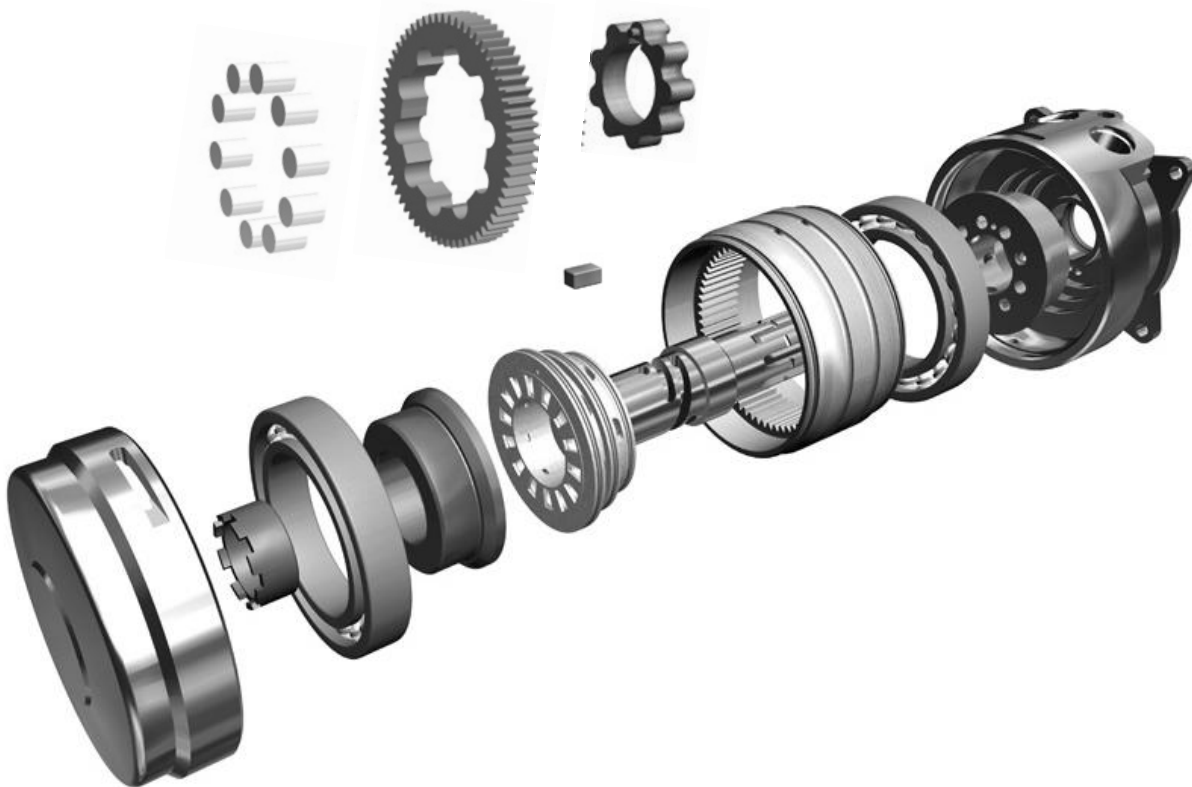
- серійний гідромотор (рис. 4.1) (розподільна система з трьома додатковими розвантажувальними вікнами розподільника,  $\Delta = 0^{\circ}51'$ );
- модернізований гідромотор №1 (рис. 4.2), (розподільна система з двома додатковими розвантажувальними вікнами розподільника,  $\Delta = 0^{\circ}$ );
- модернізований гідромотор №2 (розподільна система з двома додатковими розвантажувальними вікнами розподільника,  $\Delta = 0^{\circ}25'30''$ );
- модернізований гідромотор №3 (розподільна система з двома додатковими розвантажувальними вікнами розподільника,  $\Delta = 0^{\circ}51'$ ).

Номінальне (поточне) значення витрати робочої рідини встановлювалося за допомогою зміни потоку робочої рідини, під час роботи гідромотора на холостому ході (без навантаження), відповідно рівним 50, 70, 90 и 110 л/хв.

Необхідне навантаження задавали за допомогою гальмівного пристрою випробувального стенду в діапазоні 100...1200 Н·м з кроком 100 Н·м.



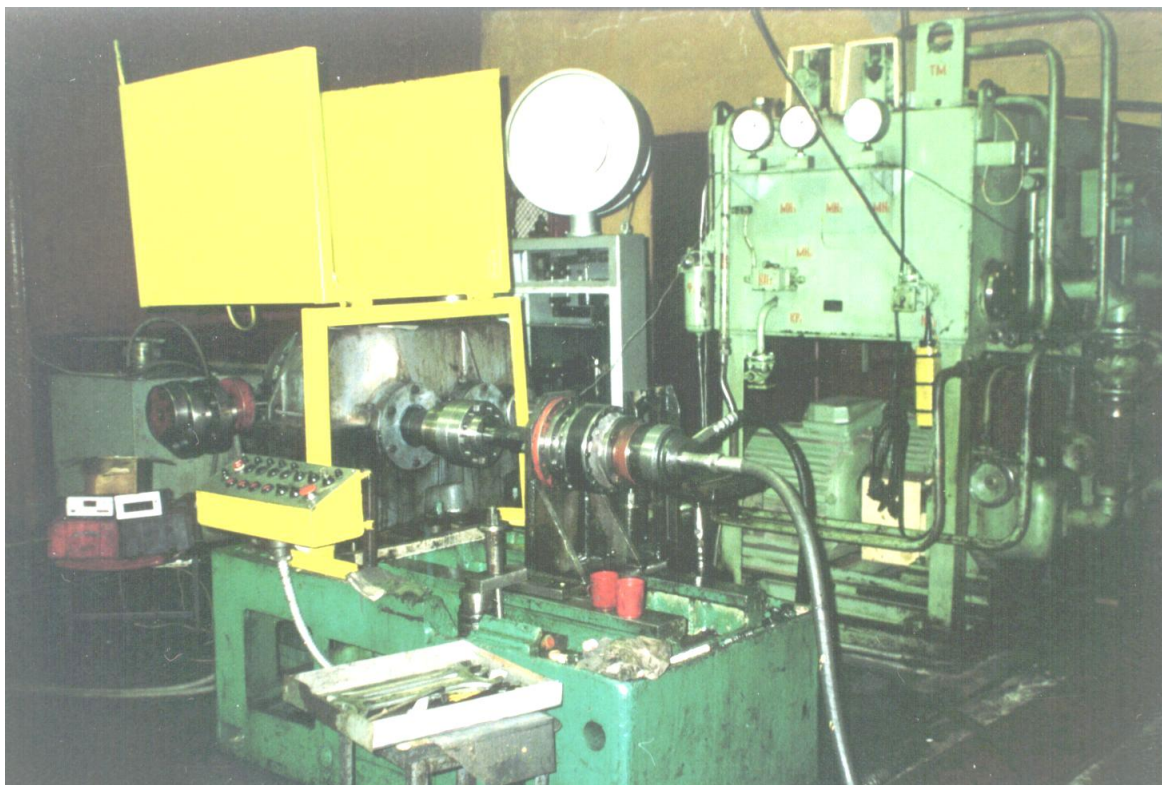
*Рисунок 4.1 – Конструкція серійного гідромотора*



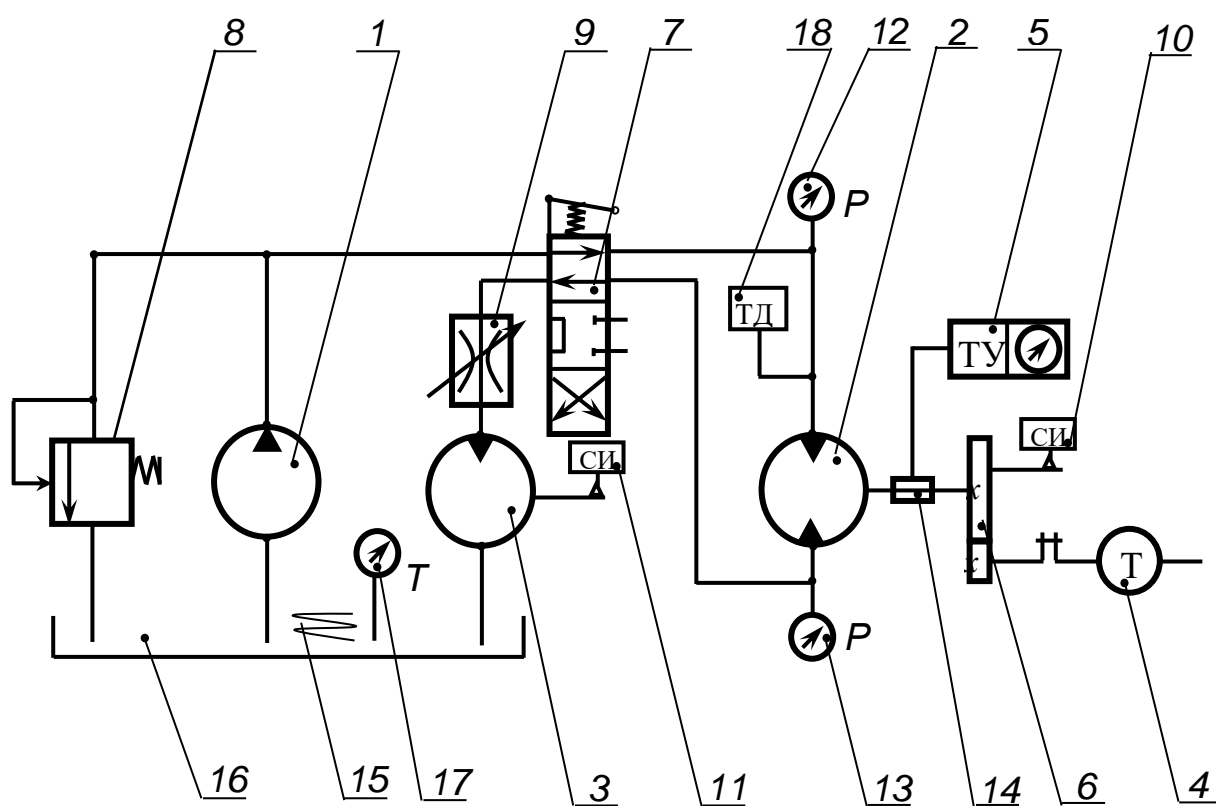
*Рисунок 4.2 – Конструкція модернізованого гідромотора*

Експериментальні дослідження проводилися на спеціальному випробувальному стенді [17, 35, 70], розробленому відповідно до ГОСТу, загальний вигляд та схема якого наведені на рис. 4.3.

Контрольований гідромотор 2 навантажувався порошковим гальмом 4 через мультиплікатор 6. Крутний момент вимірювався за допомогою тензомуфти 14 та реєструвався по показуючих пристроях тензопідсилювача 5.



а



б

Рисунок 4.3 – Стенд для випробування планетарних гідромоторів:  
а – загальний вигляд, б – гідравлічна схема стенду

Робоча рідина подавалась насосом 1 з гідробака 16 через розподільник 7. Для цього у зливальній магістралі розподільника 7 встановили аксіально-поршневий гідромотор-витратомір 3 з робочим об'ємом  $106,7 \text{ см}^3$ .

За показаннями лічильника імпульсів 11, підключеного до валу гідромотора-витратоміра 3 розрахунковим шляхом визначали витрату робочої рідини. На тихохідному валу мультиплікатора 6 встановлений лічильник імпульсів 10, що дозволяє фіксувати кількість оборотів гідромотора 2, що досліджується.

Тиск на вході і на виході контролювали манометрами 6 і 12 з пружними чутливими елементами, а перепад тиску  $\Delta p$  визначали різницею показань цих манометрів. Кількість рідини, що подається в гідромотор 2, змінювалася за допомогою дроселя 9, встановленого в зливній магістралі. Надлишки робочої рідини, що подається насосом 1 відводилися за допомогою переливного (запобіжного) клапана 8 в гідробак 16.

Для вимірювання пульсації робочої рідини в гідросистемі передбачено тензодатчик 18, підключений до одного з каналів тензопідсилювача 5 і виводиться на осцилограф (у гідросхемі не показаний).

Робоча рідина при випробуваннях – моторне масло М-10Г2 ГОСТ8581-78. Номінальна тонкість фільтрації – не більше 63 *мкм*.

#### **4.1.3. Визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів гідромоторів типу ГПР-Ф.**

Для визначення взаємозв'язку геометричних та функціональних параметрів гідромотора необхідно дослідити процес зміни вихідних характеристик залежно від конструктивних особливостей розподільної системи (із зазором між розподільними вікнами та без зазору). Для цього використано математичне планування факторного експерименту [37, 44, 49, 74].

При проведенному дослідженні як функції відгуків  $Y_i$  вибиралися такі параметри:

1. Дійсна витрата  $Q$  робочої рідини –  $Y_1$ .
2. Крутний момент  $M_{кр}$  на валу гідромотора –  $Y_2$ .
3. Механічний ККД  $\eta_{мех}$  гідромотора –  $Y_3$ .



4. Об'ємний ККД  $\eta_{об}$  гідромотора –  $Y_4$ .

5. Загальний ККД  $\eta$  гідромотора –  $Y_5$ .

6. Шум,  $B$  –  $Y_6$ .

Основними вхідними (змінними) факторами  $X_i$  є:

1. Перепад тиску  $\Delta p$  робочої рідини –  $X_1$ .

2. Частота обертання  $n$  валу гідромотора –  $X_2$ .

3. Зазор  $\Delta$  між вікнами розподільника та золотника –  $X_3$ .

Незмінними факторами  $Z_i$  є:

1. Температура  $t$  робочої рідини –  $Z_1$ .

2. Кінематична в'язкість  $\nu$  робочої рідини –  $Z_2$ .

3. Тонкість фільтрації  $\Phi$  робочої рідини –  $Z_3$ .

Вибрані фактори та рівні варіювання наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Інтервали та рівні варіювання факторів

Найменування фактора	Позн.	Код. знач.	Од. вим.	Інтерв. варіювання	Рівні факторів		
					нижн.	осн.	верхн.
Перепад тиску	$\Delta p$	$X_1$	МПа	4	8	12	16
Частота обертання	$n$	$X_2$	об/хв	270	60	330	600
Зазор між вікнами розподільника та золотника	$\Delta$	$X_3$	хв.	25'30"	0	25'30"	51'
Температура робочої рідини	$t$	$Z_1$	°С	-	-	50±4	-
Кінематична в'язкість	$\nu$	$Z_2$	м <sup>2</sup> /с	-	-	5·10 <sup>-2</sup>	-
Тонкість фільтрації	$\Phi$	$Z_3$	мкм	-	-	не більше 63	-

При такому, матричному плануванні експериментальних досліджень, обробка результатів досліджень зводиться до обчислення коефіцієнтів регресії, які визначаються за відомими формулами [44], за допомогою ЕОМ. Після обчислення коефіцієнтів регресії переходять до статистичного аналізу рівняння регресії, що складається із трьох етапів:

1. Оцінка дисперсії відтворюваності (або оцінка помилки досліду).

2. Оцінка значимості коефіцієнтів рівняння регресії.
3. Оцінка адекватності моделі.

## 4.2. Результати експериментальних досліджень

### 4.2.1. Визначення номінальних значень вихідних характеристик планетарного гідромотора.

Результати експериментальних досліджень наведено у табл. 4.2...4.5 та на рис. 4.4...4.9.

На рис. 4.4, 4.5 та 4.6 наведено залежності зміни гідромеханічного  $\eta_{мех}$ , об'ємного  $\eta_{об}$  та загального  $\eta$  ККД, відповідно, залежно від частоти обертання  $n$ , при різних значеннях перепаду тиску  $\Delta p$  (рис. 4.4, а; рис. 4.5, а та рис. 4.6, а при  $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ ; рис. 4.4, б, рис. 4.5, б і рис. 4.6, б при  $\Delta p = 16 \text{ МПа}$ ; рис. 4.4, в, рис. 4.5, в і рис. 4.6, в при  $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ ) та зазору між вікнами розподільника та золотника ( $\Delta = 0^\circ 51' -$  при використанні трьох додаткових розвантажувальних вікна розподільника (табл. 4.2);  $\Delta = 0^\circ 51'$  (табл. 4.3),  $\Delta = 0^\circ 25' 30''$  (табл. 4.4) та  $\Delta = 0^\circ$  (табл. 4.5) – при використанні двох додаткових розвантажувальних вікон).

Аналіз залежностей зміни ККД показав (рис. 4.4-4.6), що:

- ККД гідромотора зростає при частоті обертання в діапазоні 10...450 *об/хв*, а потім при частоті обертання в діапазоні 600...780 *об/хв* стрімко падає;
- із збільшенням перепаду тиску (в діапазоні 16...20 *МПа*) гідромеханічний (рис. 4.4) та загальний (рис. 4.6) ККД зменшується. Це пояснюється тим, що з підвищенням частоти обертання та перепаду тисків у діапазоні від номінального до максимального збільшується гідравлічний опір у каналах розподільної системи.

Аналіз зміни механічного ККД планетарного гідромотора показує (рис. 4.4 а), що при випробуваннях серійного гідромотора гідромеханічні втрати незначно збільшилися (рис. 4.4, а – крива 1) порівняно з гідромотором з модернізованою розподільною системою №3 при  $\Delta = 0^\circ 51'$  (рис. 4.4, а – крива 4). Це пояснюється тим, що у серійному гідромоторі зі збільшенням площі прохідного перерізу на 11%, пульсація рідини знижується на 5,7%.

Таблиця 4.2 – Результати експериментальних досліджень гідромотора із серійною розподільною системою (використання трьох додаткових розвантажувальних вікон при зазорі між розподільними вікнами  $\Delta = 0^{\circ}51'$ )

$p$ , $\text{хв}^{-1}$	$p_r$ , $\text{хв}^{-1}$	$Q$ , $\text{л/хв}$	$p_{ex}$ , $\text{МПа}$	$p_{вих}$ , $\text{МПа}$	$\Delta p$ , $\text{МПа}$	$M_{кр}$ , $\text{Нм}$	$\eta_{мех}$	$\eta_{об}$	$\eta$
<b><math>\Delta p = 8 \text{ МПа}</math></b>									
61	99	10,56	8,34	0,1	8,24	181	0,872	0,913	0,796
147	237	25,29	7,79	0,08	7,71	174	0,897	0,918	0,823
302	478	51,002	7,99	0,16	7,83	180	0,913	0,936	0,855
449	714	76,18	8,14	0,26	7,88	174	0,878	0,931	0,817
604	973	103,82	8,04	0,3	7,74	160	0,821	0,919	0,754
776	1266	135,08	7,89	0,41	7,48	132	0,702	0,908	0,637
<b><math>\Delta p = 16 \text{ МПа}</math></b>									
62	101	10,78	15,79	0,09	15,7	330	0,834	0,909	0,758
151	245	26,14	15,55	0,1	15,45	331	0,851	0,913	0,777
298	475	50,68	15,65	0,18	15,47	334	0,858	0,929	0,797
452	727	77,57	15,89	0,26	15,63	338	0,859	0,921	0,791
601	974	103,93	15,84	0,3	15,54	329	0,841	0,914	0,769
775	1267	135,19	15,59	0,43	15,16	287	0,752	0,906	0,681
<b><math>\Delta p = 20 \text{ МПа}</math></b>									
58	95	10,14	19,47	0,06	19,41	395	0,809	0,904	0,731
150	243	25,93	19,62	0,1	19,52	406	0,826	0,914	0,755
301	484	51,64	19,28	0,18	19,1	411	0,855	0,921	0,787
449	723	77,14	19,42	0,27	19,15	408	0,847	0,919	0,788
598	972	103,71	19,62	0,3	19,32	401	0,825	0,911	0,752
779	1274	135,94	19,33	0,45	18,88	349	0,734	0,905	0,664



Таблиця 4.3 – Результати експериментальних досліджень гідромотора з модернізованою розподільною системою №1 (використання двох додаткових розвантажувальних вікон при зазорі між розподільними вікнами  $\Delta = 0^\circ$ )

$n$ , хв <sup>-1</sup>	$n_p$ , хв <sup>-1</sup>	$Q$ , л/хв	$p_{вх}$ , МПа	$p_{вих}$ , МПа	$\Delta p$ , МПа	$M_{кр}$ , Нм	$\eta_{мех}$	$\eta_{об}$	$\eta$
<b><math>\Delta p = 8 \text{ МПа}</math></b>									
62	97	10,35	8,14	0,06	8,08	191	0,94	0,946	0,889
152	235	25,07	7,99	0,09	7,9	190	0,955	0,958	0,915
303	467	49,83	8,04	0,16	7,88	189	0,953	0,961	0,916
452	698	74,48	7,89	0,26	7,63	180	0,938	0,959	0,899
601	930	99,23	8,34	0,3	8,04	178	0,878	0,957	0,84
774	1209	129	8,04	0,42	7,62	145	0,756	0,948	0,717
<b><math>\Delta p = 16 \text{ МПа}</math></b>									
60	95	10,14	15,45	0,06	15,39	358	0,925	0,935	0,865
150	235	25,07	15,59	0,09	15,5	362	0,928	0,945	0,877
298	461	49,19	15,79	0,17	15,62	368	0,936	0,958	0,897
448	695	74,16	15,4	0,27	15,13	354	0,929	0,954	0,886
597	930	99,23	16,04	0,3	15,74	360	0,909	0,951	0,865
778	1216	129,75	15,94	0,42	15,52	302	0,773	0,947	0,732
<b><math>\Delta p = 20 \text{ МПа}</math></b>									
61	97	10,35	19,42	0,06	19,36	445	0,913	0,933	0,852
149	235	25,07	19,28	0,11	19,17	442	0,916	0,939	0,86
301	467	49,83	19,62	0,18	19,44	453	0,926	0,954	0,883
449	698	74,48	19,47	0,28	19,19	447	0,925	0,952	0,881
598	934	99,66	19,37	0,29	19,08	438	0,912	0,948	0,865
776	1215	129,64	19,52	0,43	19,09	382	0,795	0,946	0,752

Таблиця 4.4 – Результати експериментальних досліджень гідромотора з модернізованою розподільною системою №2 (використання двох додаткових розвантажувальних вікон при зазорі між розподільними вікнами  $\Delta = 0^{\circ}25'30''$ )

$P$ , $\text{хв}^{-1}$	$P_r$ , $\text{хв}^{-1}$	$Q$ , $\text{л/хв}$	$p_{ex}$ , $\text{МПа}$	$p_{вих}$ , $\text{МПа}$	$\Delta p$ , $\text{МПа}$	$M_{кр}$ , $\text{Нм}$	$\eta_{мех}$	$\eta_{об}$	$\eta$
<b><math>\Delta p = 8 \text{ МПа}</math></b>									
57	90	9,6	7,85	0,06	7,79	178	0,907	0,938	0,851
151	236	25,18	8,09	0,1	7,99	185	0,919	0,947	0,87
297	459	48,98	8,19	0,16	8,03	187	0,925	0,958	0,886
449	695	74,16	8,04	0,26	7,78	175	0,894	0,957	0,856
603	936	99,87	8,19	0,3	7,89	168	0,846	0,954	0,807
773	1210	129,11	7,95	0,43	7,52	137	0,724	0,946	0,685
<b><math>\Delta p = 16 \text{ МПа}</math></b>									
60	95	10,14	15,89	0,06	15,83	343	0,861	0,935	0,805
148	233	24,86	15,65	0,1	15,55	344	0,879	0,941	0,827
302	467	49,83	15,5	0,17	15,33	346	0,897	0,957	0,858
451	704	75,12	15,84	0,27	15,57	344	0,878	0,949	0,833
592	926	98,8	15,69	0,3	15,39	330	0,852	0,947	0,807
779	1220	130,17	15,84	0,44	15,4	290	0,748	0,946	0,708
<b><math>\Delta p = 20 \text{ МПа}</math></b>									
59	94	10,03	19,42	0,06	19,36	406	0,833	0,929	0,774
149	235	25,07	19,47	0,11	19,36	424	0,87	0,939	0,817
301	469	50,04	19,25	0,15	19,1	428	0,889	0,95	0,845
450	703	75,01	19,62	0,27	19,35	429	0,881	0,948	0,835
597	935	99,76	19,23	0,31	18,92	416	0,873	0,946	0,826
775	1219	130,07	19,37	0,44	18,93	372	0,78	0,943	0,734

Таблиця 4.5 – Результати експериментальних досліджень гідромотора з модернізованою розподільною системою №3 (використання двох додаткових розвантажувальних вікон при зазорі між розподільними вікнами  $\Delta = 0^{\circ}51'$ )

$n$ , хв <sup>-1</sup>	$n_p$ , хв <sup>-1</sup>	$Q$ , л/хв	$p_{вх}$ , МПа	$p_{вих}$ , МПа	$\Delta p$ , МПа	$M_{кр}$ , Нм	$\eta_{мех}$	$\eta_{об}$	$\eta$
<b><math>\Delta p = 8 \text{ МПа}</math></b>									
59	93	9,92	7,79	0,04	7,75	163	0,835	0,939	0,784
149	234	24,96	8,04	0,09	7,95	174	0,871	0,943	0,821
302	468	49,94	7,85	0,18	7,67	167	0,867	0,955	0,828
451	701	74,8	8,34	0,27	8,07	170	0,839	0,953	0,799
597	931	99,34	8,09	0,3	7,79	148	0,755	0,949	0,717
777	1216	129,75	8,34	0,42	7,92	127	0,637	0,946	0,603
<b><math>\Delta p = 16 \text{ МПа}</math></b>									
58	92	9,82	15,45	0,06	15,39	308	0,795	0,933	0,742
152	240	25,6	15,79	0,1	15,69	323	0,818	0,938	0,767
300	466	49,72	15,99	0,18	15,81	330	0,829	0,953	0,79
448	699	74,58	15,65	0,27	15,38	305	0,788	0,949	0,748
596	933	99,55	15,84	0,3	15,54	302	0,772	0,946	0,729
780	1226	130,81	15,89	0,43	15,46	266	0,684	0,942	0,644
<b><math>\Delta p = 20 \text{ МПа}</math></b>									
59	94	10,03	19,62	0,05	19,57	374	0,759	0,929	0,705
151	239	25,5	19,37	0,1	19,27	381	0,786	0,936	0,736
301	468	49,94	19,42	0,15	19,27	392	0,808	0,952	0,769
449	702	74,9	19,28	0,27	19,01	388	0,811	0,947	0,768
602	944	100,72	19,33	0,31	19,02	377	0,787	0,944	0,643
772	1215	129,64	19,42	0,44	18,98	330	0,69	0,941	0,649

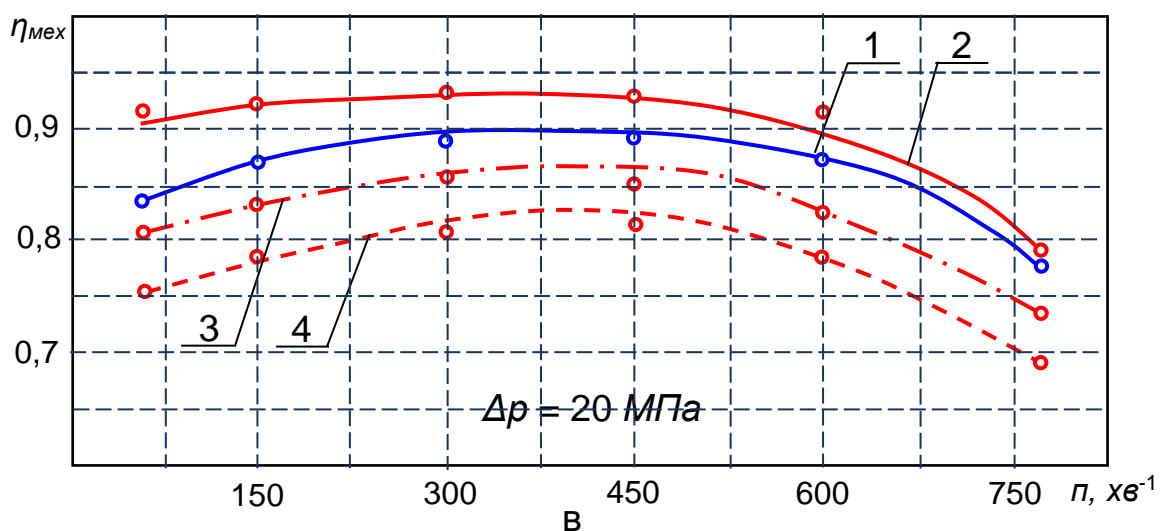
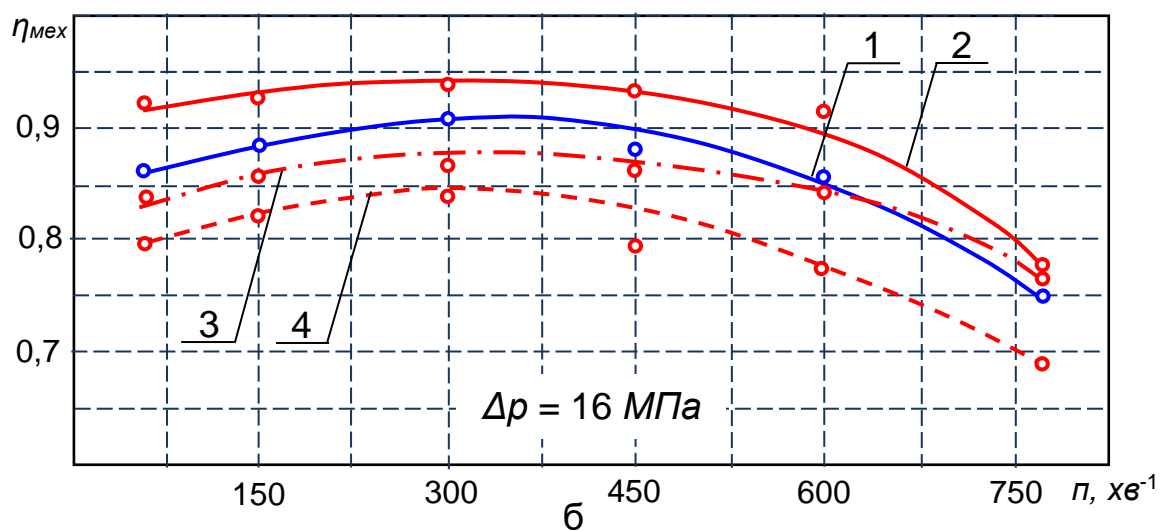
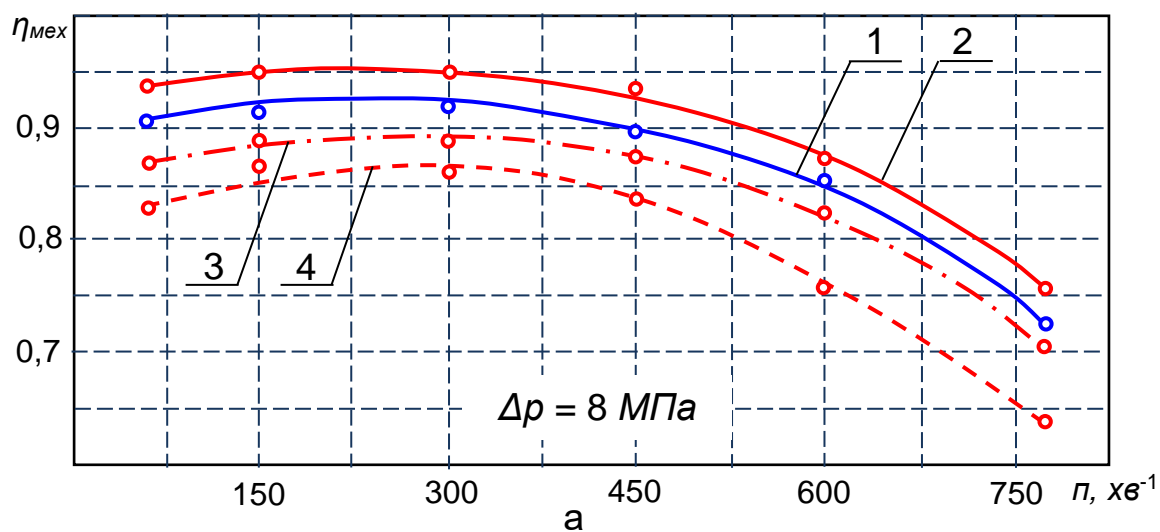


Рисунок 4.4 – Зміна механічного ККД залежно від частоти обертання: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ$ ; 3 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ 25' 30''$ ; 4 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ 51'$

При випробуваннях гідромотора з модернізованою розподільною системою №2 при  $\Delta = 0^{\circ}25'30''$  видно, що гідромеханічний ККД збільшився (рис. 4.4, а – крива 3), оскільки пульсація робочої рідини знизилась на 2% при зменшенні площі прохідного перерізу на 4%, у порівнянні з гідромотором з модернізованою розподільною системою №3 (крива 4).

Найбільший гідромеханічний ККД спостерігається під час випробувань гідромотора з модернізованою розподільною системою №1 при  $\Delta = 0^{\circ}$  (рис. 4.4, а – крива 2). Це пояснюється тим, що у даному випадку не спостерігається пульсації потоку робочої рідини, а площа прохідного перерізу зросла на 2% у порівнянні з серійним гідромотором та на 6% у порівнянні з гідромотором з модернізованою розподільною системою №2. Узагальнивши сказане, можна зробити висновок, що зі зменшенням зазору між вікнами розподільника і золотника гідромеханічний ККД зростає.

При збільшенні перепаду тиску ( $\Delta p = 16 \text{ МПа}$ ,  $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ ) характер зміни кривих  $\eta_{\text{мех}} = f(n)$  не змінюється, знижуються лише числові значення (табл. 4.2-4.5, рис. 4.4, б, в).

Об'ємний ККД, як і передбачалося, практично не змінюється (рис. 4.5), за винятком серійного гідромотора, що пояснюється поганим підтисканням золотника до розподільника.

Аналіз зміни об'ємного та загального ККД залежно від частоти обертання показує, що залежності зміни об'ємного ККД  $\eta_{\text{об}} = f(n)$  (рис. 4.5) та загального ККД  $\eta = f(n)$  (рис.4.6) мають такий же характер, що і залежності зміни гідромеханічного ККД  $\eta_{\text{мех}} = f(n)$ , що пояснюється малими об'ємними втратами.

Аналіз залежності зміни крутного моменту  $M_{\text{кр}}$  від частоти обертання  $n$ , при різних значеннях перепаду тиску  $\Delta p$  (рис. 4.7, а –  $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ ; рис. 4.7, б –  $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ ; рис. 4.7, в –  $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ ) та зазору між вікнами розподільника та золотника ( $\Delta = 0^{\circ}51'$  – при використанні трьох додаткових розвантажувальних вікон розподільника (табл. 4.2);  $\Delta = 0^{\circ}51'$  (табл. 4.3),  $\Delta = 0^{\circ}25'30''$  (табл. 4.4) та  $\Delta = 0^{\circ}$  (табл. 4.5) – при використанні двох додаткових розвантажувальних вікон) показав, що:

- при зменшенні зазору між вікнами розподільника і золотника до  $\Delta = 0^{\circ}$  крутний момент  $M_{\text{кр}}$  зростає (рис.4.7);

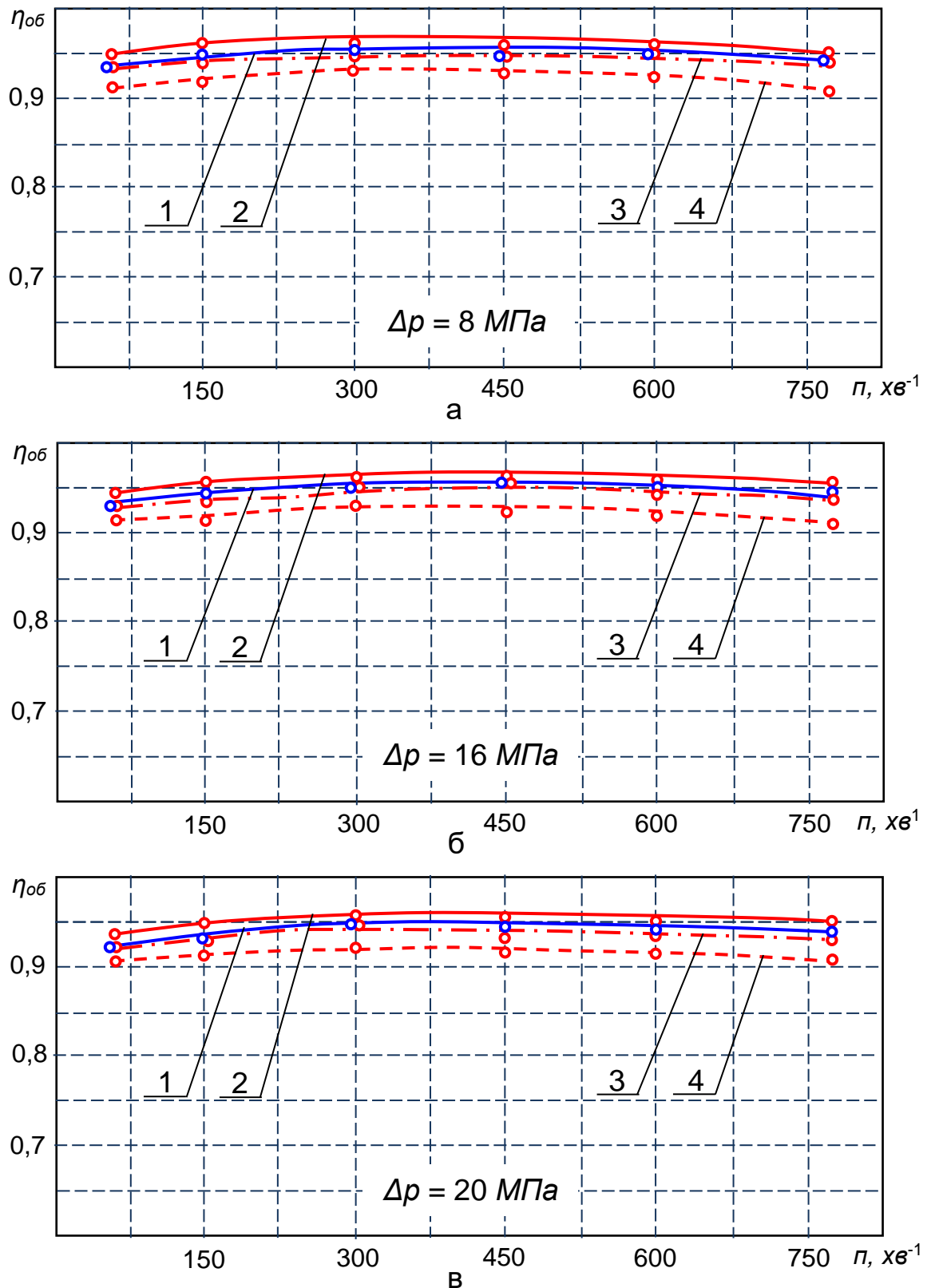


Рисунок 4.5 – Зміна об'ємного ККД залежно від частоти обертання: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ$ ; 3 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ 25' 30''$ ; 4 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ 51'$

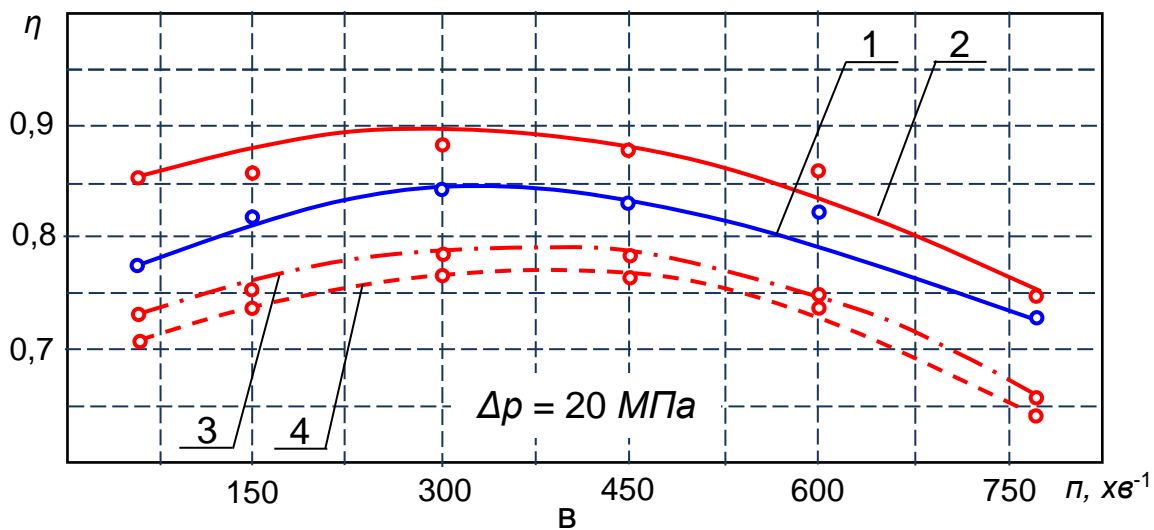
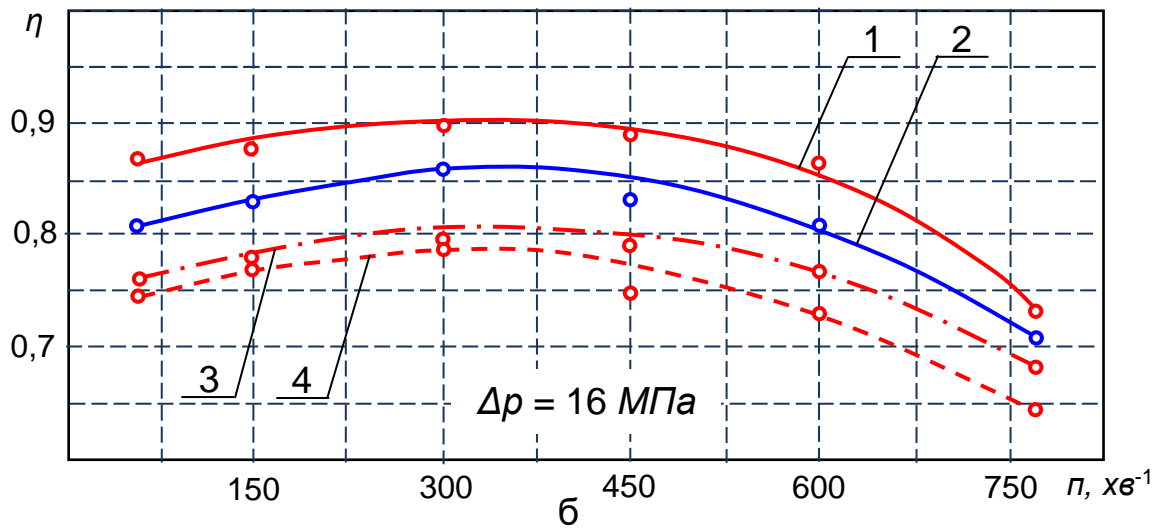
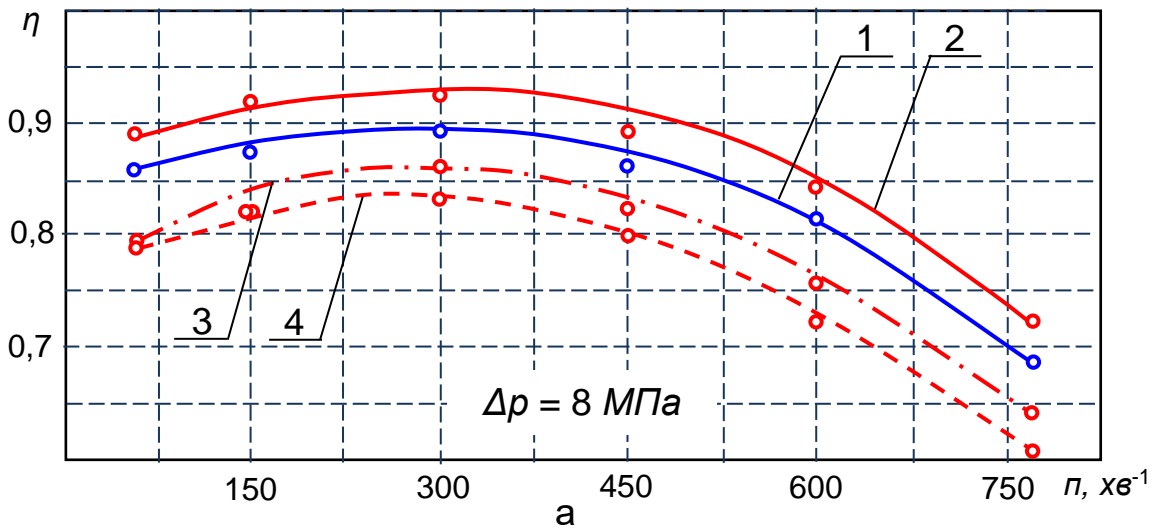


Рисунок 4.6 – Зміна загального ККД залежно від частоти обертання: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ$ ; 3 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ 25' 30''$ ; 4 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ 51'$



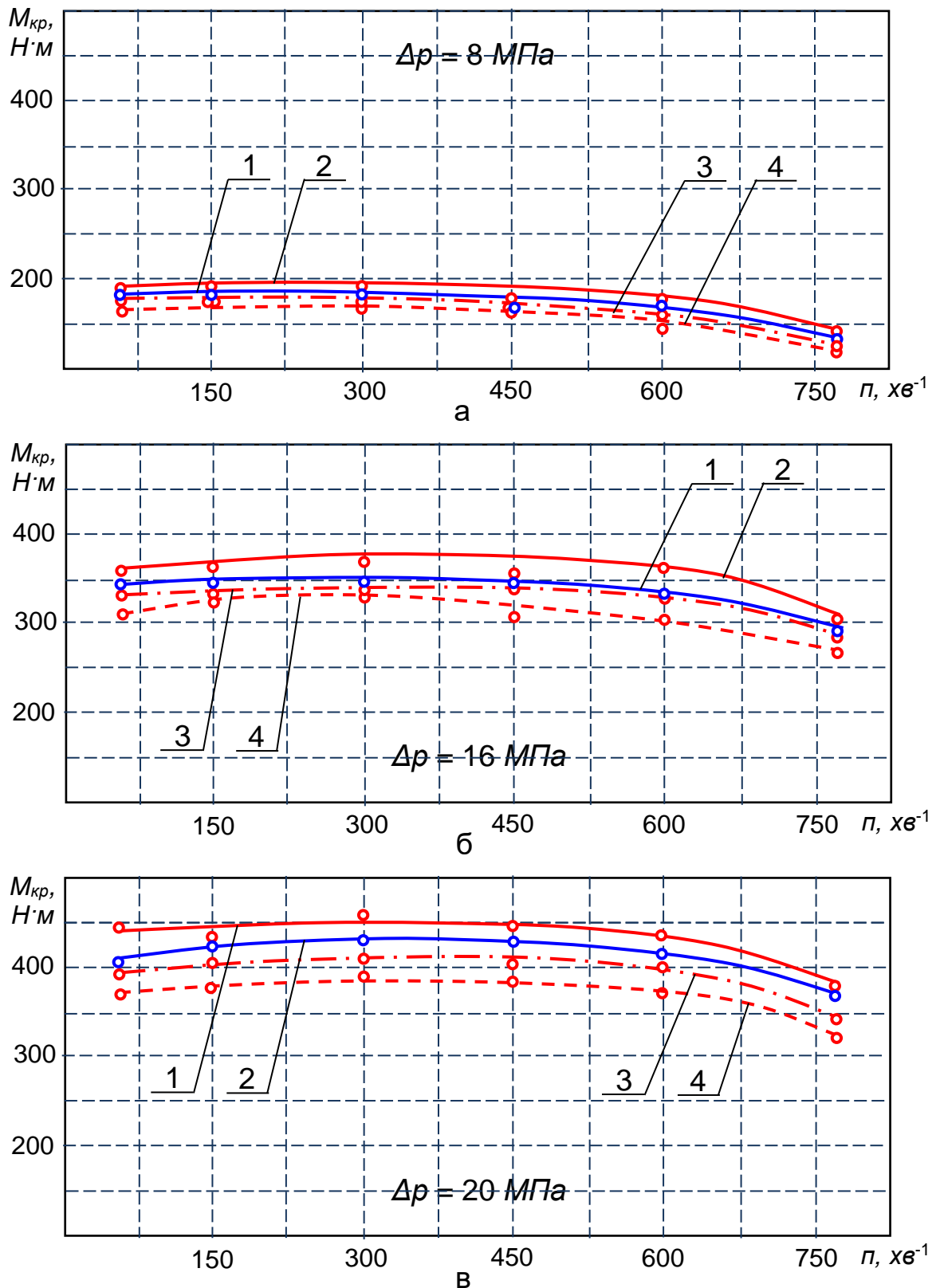


Рисунок 4.7 – Зміна крутного моменту залежно від частоти обертання: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ$ ; 3 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ 25' 30''$ ; 4 – модернізований гідромотор,  $\Delta = 0^\circ 51'$

- при збільшенні перепаду тиску  $\Delta p$  до максимального  $\Delta p = 20 \text{ МПа}$  крутний момент  $M_{кр}$  також зростає (рис. 4.7);
- оскільки крутний момент  $M_{кр}$  залежить як від перепаду тиску  $\Delta p$  так і від гідромеханічного ККД  $\eta_{мех}$ , то залежності зміни крутного моменту  $M_{кр} = f(n)$  (рис.4.7) мають такий же характер як і залежності зміни гідромеханічного ККД  $\eta_{мех} = f(n)$ , а при зміні частоти обертання в діапазоні  $600 \dots 780 \text{ об/хв}$  стрімко падає.

На рис. 4.8 наведено залежності частоти обертання від витрати  $n = f(Q)$ , де наведено два варіанти експериментальних досліджень: серійного гідромотора (криві 1, 2, 3) та гідромотора з модернізованою розподільною системою №1 (криві 1', 2', 3') при різних значеннях перепаду тиску  $\Delta p$  (криві 1 і 1' –  $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ ; криві 2 та 2' –  $\Delta p = 16 \text{ МПа}$ , криві 3 та 3' –  $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ ). Залежності витрати від частоти обертання для гідромоторів №2 і №3 не наводилися у зв'язку з тим, щоб не захащувати графіки, оскільки вони лежать у пучку кривих 1'–3' (табл. 4.2-4.5).

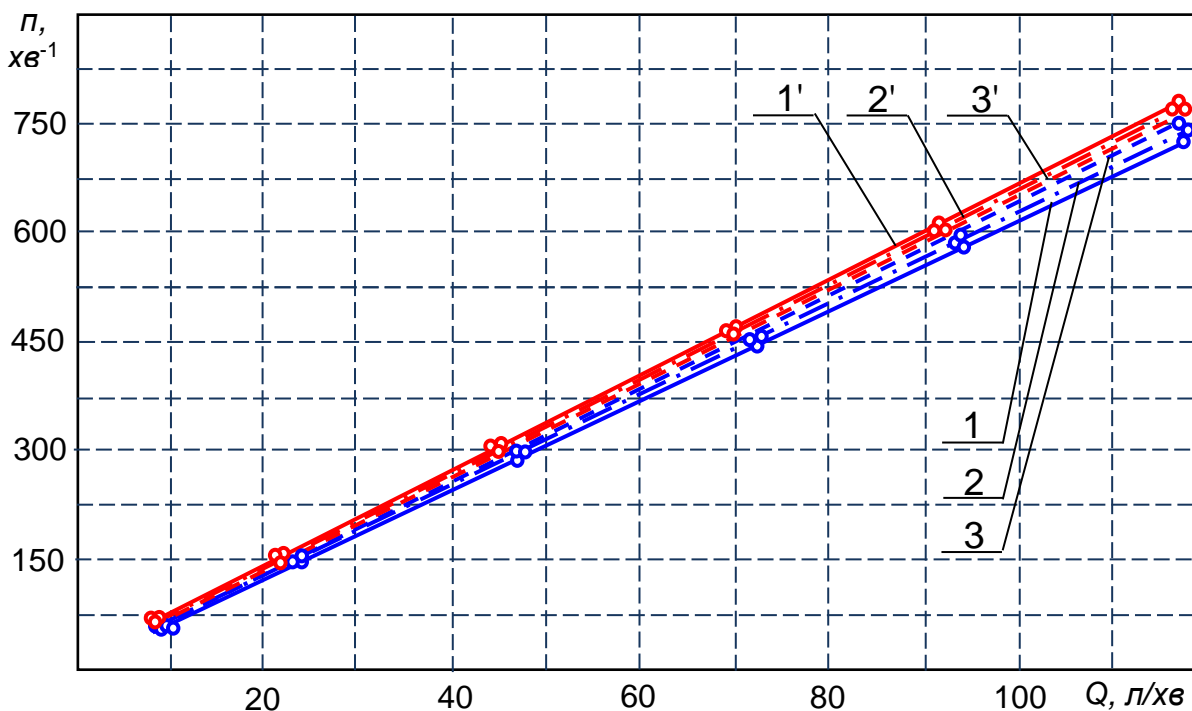


Рисунок 4.8 – Зміна частоти обертання залежно від витрати робочої рідини:

1, 2, 3 - серійний гідромотор при  $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ ;  $\Delta p = 16 \text{ МПа}$ ,  
 $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ , відповідно;

1', 2', 3' – модернізований гідромотор №1 при  
 $\Delta p = 8 \text{ МПа}$ ;  $\Delta p = 16 \text{ МПа}$ ,  $\Delta p = 20 \text{ МПа}$ , відповідно

Аналіз залежності частоти обертання від витрати робочої рідини  $n = f(Q)$  показав (рис. 4.8), що:

- частота обертання  $n$  і витрата робочої рідини  $Q$  знаходяться у прямо пропорційній залежності та зі збільшенням витрати  $Q$ , збільшується частота обертання  $n$ ;
- перепад тиску  $\Delta p$  практично не впливає на характер зміни витрати робочої рідини  $Q$ .

На рис. 4.9 наведено залежність зміни частоти обертання від перепаду тиску  $\Delta p$  досліджуваного планетарного гідромотора з модернізованою розподільною системою №1 ( $\Delta = 0^\circ$ ) при різних значеннях витрати робочої рідини. Для серійного гідромотора та гідромоторів з модернізованими розподільними системами №2 та №3 графіки залежностей  $n = f(\Delta p)$  не наводилися з метою того, щоб не захаращувати графік, оскільки криві лежатимуть ідентично наведеним з невеликими відхиленнями (табл. 4.2-4.5).

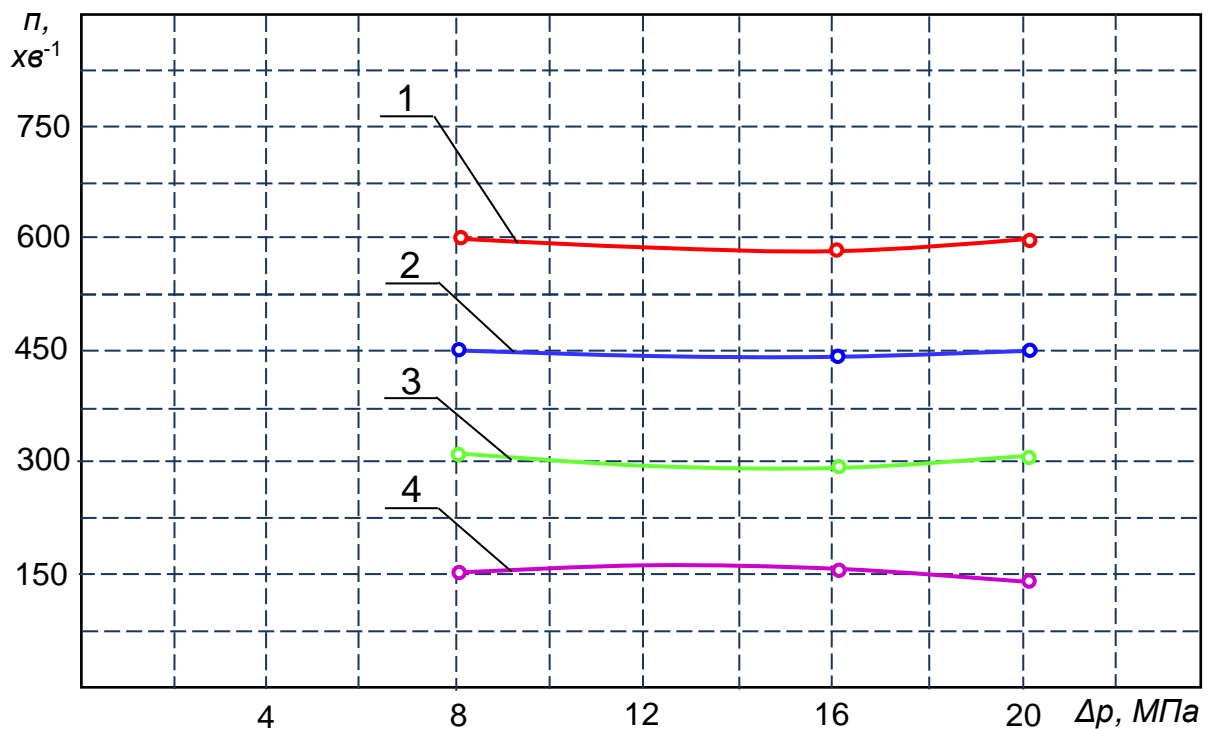


Рисунок 4.9 – Зміна частоти обертання валу гідромотора залежно від перепаду тиску:

1 –  $Q = 25$  л/хв; 2 –  $Q = 50$  л/хв; 3 –  $Q = 75$  л/хв; 4 –  $Q = 100$  л/хв

Аналіз зміни частоти обертання валу гідромотора в залежності від перепаду тиску показав (рис. 4.9), що при тому самому значенні витрати рідини зі збільшенням перепаду тиску

частота обертання не змінюється.

#### 4.2.2. Визначення впливу функціональних параметрів планетарного гідромотора на його технічні характеристики.

Результати експериментальних досліджень під час реалізації повнофакторного експерименту типу  $2^3$  наведено у таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Вихідні дані визначення коефіцієнтів регресії

Досліди	$x_0$	Планування			Функції відгуку					
		$x_1$ $\Delta p$	$x_2$ $p$	$x_3$ $\Delta$	$\bar{y}_1$ $Q$	$\bar{y}_2$ $M_{кр}$	$\bar{y}_3$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_4$ $\eta_{мех}$	$\bar{y}_5$ $\eta$	$\bar{y}_6$ $B$
1	+1	+1	+1	+1	99,25	302	0,946	0,772	0,73	114,5
2	+1	-1	+1	+1	99,34	148	0,949	0,755	0,72	114
3	+1	+1	-1	+1	9,82	308	0,933	0,795	0,742	98
4	+1	-1	-1	+1	9,92	163	0,939	0,835	0,785	98,5
5	+1	+1	+1	-1	99,23	360	0,951	0,909	0,864	96,6
6	+1	-1	+1	-1	99,23	178	0,957	0,878	0,841	96
7	+1	+1	-1	-1	10,14	358	0,935	0,925	0,865	95,5
8	+1	-1	-1	-1	10,35	191	0,946	0,94	0,888	95

Примітка:  $\bar{y}$  – середнє значення функції відгуку при чотириразовій повторності дослідів.

Методика обробки результатів експерименту включає такі основні етапи:

- визначення відновлюваності результатів рівняння регресії;
- розрахунок і оцінка значущості коефіцієнтів рівняння регресії;
- визначення рівня відповідності одержаної математичної моделі експериментальним даним, тобто перевірка адекватності рівняння регресії.

Визначення відновлюваності результатів дослідів. З метою забезпечення достовірності одержаних результатів, під час реалізації плану експерименту в кожному досліді (за однакових умов) необхідно провести декілька спостережень. Кількість спостережень визначається залежно від надійності дослідів. Під дією некерованих і невідомих факторів числове значення вихідного параметра при повторенні дослідів відрізняється одне

від одного. Тому для кожного досліду визначають середнє значення і дисперсію  $S_i$

Відновлюваність досліду перевіряється за критерієм Кохрена ( $G_p$ ):

$$G_p = \frac{S_{i_{max}}^2}{\sum_{i=1}^n S_i^2} \leq G_T, \quad (4.8)$$

де  $S_{i_{max}}^2$  – найбільша за числовим значенням дисперсія одного з дослідів, яка визначається (як і всі інші дисперсії дослідів) за формулою:

$$S_i^2 = \frac{\sum_{j=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2}{n-1}, \quad (4.9)$$

$n$  – кількість повторень (дублювань) кожного досліду;

$y_i$  – значення вихідної величини в  $j$ -му дублюванні  $i$ -го досліду ( $j = 1 \dots n, i = 1 \dots N$ );

$\bar{y}_i$  – середнє значення вихідної величини в  $i$ -му досліді;

$G_T$  – табличне значення критерію Кохрена, яке обирається за статистичними залежно від:  $q$  – рівня достовірності (у більшості випадків  $q = 0,05$ );  $f_1 = n - 1$  – числа ступенів свободи кожного значення, де  $n$  – кількість дублювань корисного досліду;  $f_2$  – кількості незалежних значень дисперсії ( $f_2 = N$ ).

Умова  $G_p \leq G_T$  означає, що коли розрахункове значення критерію Кохрена буде менше або дорівнюватиме табличному, то різниця між значеннями спостережень перебуватиме в межах необхідної точності досліду.

Невиконання цієї умови означає, що на об'єкт дослідження впливають невраховані фактори, або значення фактора, що прийнято за сталє, в дійсності змінюється. У цьому випадку необхідно ще раз детально проаналізувати умови проведення експерименту.

Однорідність дисперсії за критерієм Кохрена ( $G_T = 0,4377$  для рівня достовірності  $q = 0,05$  та чисел ступенів свободи  $f_1 = 3$ ,  $f_2 = 8$ ).

Розрахункові значення критерію Кохрена:

$$G_{p(Q)} = 0,205; G_{p(M_{кр})} = 0,422; G_{p(\eta_{об})} = 0,336; G_{p(\eta_{мех})} = 0,368; G_{p(\eta)} = 0,345; G_{p(B)} = 0,262.$$

Усі розрахункові значення критерію Кохрена задовольняють нерівності  $G_p \leq G_T$ . Отже, приймається гіпотеза про однорідність дисперсії.

Після такої оцінки визначається дисперсія відновлюваності дослідів (помилка дослідів) за формулою:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_i^2, \quad (4.10)$$

Розрахункові значення дисперсії відновлюваності:

$$S_{y_1(Q)}^2 = 2,33 \cdot 10^{-2}; S_{y_2(M_{кр})}^2 = 14,92; S_{y_3(\eta_{об})}^2 = 0,141 \cdot 10^{-4}; S_{y_4(\eta_{мех})}^2 = 0,18 \cdot 10^{-4}; S_{y_5(\eta)}^2 = 0,206 \cdot 10^{-4}; S_{y_6(B)}^2 = 1,75.$$

Розрахунок і оцінка коефіцієнтів рівняння регресії. Спочатку визначається вільний член рівняння за формулою:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \bar{y}_i, \quad (4.11)$$

де  $\bar{y}_i$  – середнє арифметичне значення параметра оцінки кожного дослідів.

Коефіцієнти інших членів рівняння регресії визначають за такими формулами:

– коефіцієнти біля кожного фактора:

$$b_j = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_{ij} \cdot \bar{y}_i, \text{ для } (j = 1, 2, \dots, N), \quad (4.12)$$

де  $X_{ij}$  – кодове значення  $j$  – фактора в  $i$ –му досліді ПФП;

– коефіцієнти біля взаємодій факторів:

$$b_{ju} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_{ij} \cdot X_{iu} \cdot \bar{y}_i, \text{ для } (j \neq u, j, u = 1, 2, \dots, n). \quad (4.13)$$

Числові значення розрахованих коефіцієнтів рівняння регресії показують величину впливу того чи іншого фактора або взаємодії факторів на вихідний параметр.

Серед визначених коефіцієнтів можуть бути такі, що за своєю величиною на мають значного впливу на вихідний параметр. Тому для спрощення рівняння регресії ними можна знехтувати, попередньо з'ясувавши величину їх значущості.

Оцінка значущості коефіцієнтів виконується за допомогою критерію Стюдента. Коефіцієнт вважають значущим, якщо виконується нерівність:

$$|b| \geq t_T \cdot \Delta b, \quad (4.14)$$

де  $\Delta b$  – похибка коефіцієнта, яка визначається за формулою:

$$\Delta b = \sqrt{\frac{S_y^2}{n \cdot N}}, \quad (4.15)$$

$t_T$  – табличне значення критерію Стюдента, яке обирається за таблицями для відомих:  $q$  – рівень достовірності ( $q = 0,05$ );  $f$  – кількість ступенів свободи дисперсії відновлення, яке дорівнює  $f = N \cdot (n - 1)$ .

Числові значення розрахованих коефіцієнтів рівняння регресії наведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Коефіцієнти рівнянь регресії

Коеф. регресії	Функції відгуку					
	$\bar{y}_1$ Q	$\bar{y}_2$ M <sub>кр</sub>	$\bar{y}_3$ η <sub>об</sub>	$\bar{y}_4$ η <sub>мех</sub>	$\bar{y}_5$ η	$\bar{y}_6$ B
$b_0$	54,7	251	0,945	0,851	0,804	101
$b_1$	-0,013	81	-0,00325	-0,00075	-0,00363	0,25
$b_2$	44,6	-4	0,00625	-0,0222	-0,0161	4,25
$b_3$	-0,04	-20,75	-0,00275	-0,061	-0,0609	5,25
$b_{12}$	0,65	3	0,001	0,013	0,0129	0
$b_{13}$	0,04	-6,25	0,001	-0,005	-0,00387	0
$b_{23}$	0,1475	-1,25	-0,0005	-0,00325	-0,00387	3,75
$b_{123}$	0,0125	-0,75	-0,00025	0,0015	0,000625	0



Якщо за абсолютною величиною значення коефіцієнта менше за його похибку, то коефіцієнт вважають незначним, і відповідний член виключається з рівняння регресії.

Найменше значення значущого коефіцієнта регресії (значення критерію Стюдента  $t_T = 2,06$ , за числі ступенів свободи  $f = 24$  [44]):

$$|b_{\bar{y}(Q)}| = 0,11; |b_{\bar{y}(M_{кр})}| = 2,8; |b_{\bar{y}(\eta_{об})}| = 0,27 \cdot 10^{-2}; |b_{\bar{y}(\eta_{мех})}| = 0,31 \cdot 10^{-2};$$

$$|b_{\bar{y}(\eta)}| = 0,33 \cdot 10^{-2}; |b_{\bar{y}(B)}| = 0,96.$$

З урахуванням значимих коефіцієнтів, рівняння регресії набувають вигляду [74]:

$$y_1(Q) = 54,7 + 44,6 \cdot X_2 + 0,1475 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (4.16)$$

$$y_2(M_{кр}) = 251 + 81 \cdot X_1 - 4 \cdot X_2 - 20,75 \cdot X_3 + \\ + 3 \cdot X_1 \cdot X_2 - 6,25 \cdot X_1 \cdot X_3; \quad (4.17)$$

$$y_3(\eta_{об}) = 0,945 - 0,00325 \cdot X_1 + 0,00625 \cdot X_2 - 0,00275 \cdot X_3; \quad (4.18)$$

$$y_4(\eta_{мех}) = 0,851 - 0,022 \cdot X_2 - 0,061 \cdot X_3 + 0,013 \cdot X_1 \cdot X_2 - \\ - 0,005 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,00325 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (4.19)$$

$$y_5(\eta) = 0,804 - 0,00363 \cdot X_1 - 0,0161 \cdot X_2 - 0,0609 \cdot X_3 + \\ + 0,0129 \cdot X_1 \cdot X_2 - 0,00387 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,00387 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (4.20)$$

$$y_6(B) = 101 + 4,25 \cdot X_2 - 5,25 \cdot X_3 + 3,75 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (4.21)$$

Перевірка рівняння регресії на адекватність означає оцінку достатньої точності результатів, одержаних значеннями дослідів. Така перевірка здійснюється за допомогою критерію Фішера. Якщо рівняння адекватне, то виконується нерівність:

$$F_p < F_T, \quad (4.22)$$

де  $F_p$  – розрахункове значення критерію Фішера, яке визначається за формулами:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}, \text{ если } S_{ad}^2 > S_y^2 \quad (4.23)$$

$$F_p = \frac{S_y^2}{S_{ad}^2}, \text{ если } S_y^2 > S_{ad}^2$$

де  $S_{ad}^2$  – дисперсія адекватності, яка в свою чергу визначається за формулою:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^n n \cdot (y_i - \bar{y}_i)^2, \quad (4.24)$$

де  $f_{ad}$  – число ступенів свободи дисперсії адекватності  $f_{ad} = N - P$ , де  $P$  – число значущих коефіцієнтів рівняння регресії;  $y_i$  – значення параметра оцінки для кожного досліджуваного, розраховане за одержаним рівнянням регресії в кодових значеннях;

$F_T$  – табличне значення критерію Фішера, що обирається залежно від  $f_1 = f_{ad} = N - P$  – числа ступенів свободи дисперсії адекватності та  $f_2 = N \cdot (n - 1)$  – числа ступенів свободи дисперсії відновлення.

Розрахункові значення дисперсії адекватності:

$$S_{ad(Q)}^2 = 0,0598; S_{ad(M_{кр})}^2 = 34; S_{ad(\eta_{об})}^2 = 0,2 \cdot 10^{-4}; S_{ad(\eta_{мех})}^2 = 0,6 \cdot 10^{-4};$$

$$S_{ad(\eta)}^2 = 0,26 \cdot 10^{-4}; S_{ad(B)}^2 = 0,5.$$

Розрахункові  $F_p$  та теоретичні  $F_T$  значення критерія Фішера:

$$F_{p(Q)} = 2,57 < F_T = 2,62 (f_1 = 5, f_2 = 24);$$

$$F_{p(M_{кр})} = 2,28 < F_T = 3,4 (f_1 = 2, f_2 = 24);$$

$$F_{p(\eta_{об})} = 1,42 < F_T = 2,78 (f_1 = 4, f_2 = 24);$$

$$F_{p(\eta_{мех})} = 3,33 < F_T = 3,4 (f_1 = 2, f_2 = 24);$$

$$F_{p(\eta)} = 1,24 < F_T = 4,26 (f_1 = 1, f_2 = 24);$$

$$F_{p(B)} = 0,29 < F_T = 2,78 (f_1 = 4, f_2 = 24).$$

Для всіх розрахункових та теоретичних значень критеріїв Фішера дотримується нерівність  $F_p < F_T$ . Таким чином, отримані рівняння регресії (4.16...4.21) адекватно описують досліджуваний процес [56].

Аналіз рівнянь (4.16...4.21) підтверджує, що:

– зміна зазору  $\Delta$  між вікнами розподільника і золотника впливає

на зміну функціональних параметрів планетарного гідромотора: витрату робочої рідини  $Q$ , навантаження  $M_{кр}$ , загальний ККД  $\eta$  та шум роботи гідромотора  $B$ ;

- зміна перепаду тиску  $\Delta p$  впливає на зміну навантаження  $M_{кр}$  та ККД  $\eta$  гідромотора;
- зміна частоти обертання  $n$  валу гідромотора впливає на зміну витрати робочої рідини  $Q$ , навантаження  $M_{кр}$  та ККД  $\eta$  гідромотора.

Якщо умова адекватності не виконується, то це лінійне рівняння недостатньо точно описує процес, що досліджується, і тоді приймають одне з таких рішень:

- включають у модель нові взаємодії факторів;
- зменшують діапазон зміни факторів;
- переходять до планів другого порядку.

Визначимо зміну навантаження  $M_{кр}$ , частоти обертання  $n$  та ККД  $\eta$  гідромотора при відомих значеннях витрати робочої рідини  $Q$ , перепаду тиску  $\Delta p$  та зазору  $\Delta$  між вікнами розподільника та золотника з метою отримання моделі, що описує роботу планетарного гідромотора.

Для визначення залежності  $M_{кр} = f(Q, \Delta p, \Delta)$  із рівняння (4.16) визначимо зміну частоти обертання валу гідромотора  $n = f(Q)$ , попередньо розкодувавши його

$$n = \frac{270 \cdot Q - 14769}{44,45 + 19,4 \cdot \Delta} + 330, \quad (4.25)$$

де  $Q$  – витрата робочої рідини, л/хв,  $9,78 < Q < 96,76$ ;

$\Delta$  – зазор між вікнами розподільника та золотника, *рад*,  
 $0 < \Delta < 0,015$ .

Рівняння (4.16...4.21) справедливі тільки для розподільної системи з кінематичною схемою 7/6 при використанні двох додаткових розвантажувальних вікон розподільника.

Розкодувавши рівняння (4.17), визначимо зміну крутного моменту на валу гідромотора  $M_{кр} = f(Q, \Delta p, \Delta)$ :

$$M_{кр} = 251 + 81 \cdot \Delta p - \Delta \cdot (6,25 \cdot \Delta p + 20,75) - n \cdot (4 - 3 \cdot \Delta p),$$

де  $\Delta p$  – перепад тиску, МПа,  $8 < \Delta p < 16$ .

З урахуванням виразу (4.25) зміна крутного моменту буде

визначатися виразом:

$$M_{кр} = 8,99 - 263,15 \cdot \Delta + (21,82 - 205,59 \cdot \Delta) \cdot \Delta p + \frac{(0,75 \cdot \Delta p - 11,99) \cdot Q - 41,06 \cdot \Delta p + 655,74}{44,45 + 19,4 \cdot \Delta} \quad (4.26)$$

Розкодувавши рівняння (4.18), визначимо зміну об'ємного ККД гідромотора  $\eta_{об} = f(n, \Delta p, \Delta)$ :

$$\eta_{об.} = 0,95 - 0,0008 \cdot \Delta p + 0,00002 \cdot n - 0,36 \cdot \Delta. \quad (4.27)$$

Розкодувавши рівняння (4.19), визначимо зміну механічного ККД гідромотора  $\eta_{мех} = f(n, \Delta p, \Delta)$ :

$$\eta_{мех} = 0,967 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0016 \cdot \Delta) - \Delta \cdot (5,53 + 0,16 \cdot \Delta p) - 0,0003 \cdot \Delta p. \quad (4.28)$$

Розкодувавши рівняння (4.20), визначимо зміну загального ККД гідромотора  $\eta = f(n, \Delta p, \Delta)$ :

$$\eta = 0,926 - n \cdot (0,0002 - 0,000012 \cdot \Delta p + 0,0019 \cdot \Delta) - \Delta \cdot (5,81 + 0,13 \cdot \Delta p) - 0,004 \cdot \Delta p. \quad (4.29)$$

Розкодувавши рівняння (4.21), визначимо зміну рівня вібрації  $B = f(n, \Delta p, \Delta)$ :

$$B = 95,15 + n \cdot (0,002 + 1,84 \cdot \Delta) + 88,82 \cdot \Delta. \quad (4.30)$$

Отримані залежності (4.25...4.30) описують процеси, що відбуваються у планетарному гідромоторі в умовах експлуатації залежно від конструктивних особливостей його розподільної системи.

Отримані регресійні рівняння та залежності, що описують процес впливу конструктивних параметрів розподільних систем на вихідні характеристики планетарного гідромотора (для розподільної системи з кінематичною схемою 7/6) підтверджують, що найкращою є розподільна система з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон розподільника та нульовим зазором між розподільними вікнами.

### 4.3. Експериментальна перевірка результатів теоретичних досліджень

В результаті теоретичних досліджень та математичного моделювання встановлена наявність пульсації тиску робочої рідини, що викликає квазістаціонарні процеси, які відбуваються в планетарних гідромоторах, що супроводжуються підвищеним шумом, вібрацією та передчасним зносом ущільнень та інших елементів гідромоторів.

Експериментально підтвердити наявність квазістаціонарних процесів у планетарному гідромоторі можна непрямым шляхом – за зміною рівня шуму, викликаного вібрацією його елементів при експлуатації.

Відомо, що гідромотори з робочим об'ємом менше  $320 \text{ см}^3$  при роботі на номінальних оборотах, мають підвищену шумність роботи [49]. В результаті математичного моделювання встановлено, що в серійних гідромоторах з робочим об'ємом від  $160 \text{ см}^3$  до  $250 \text{ см}^3$ , при роботі на номінальних оборотах, спостерігається пульсація тиску від 100% до 40%, яка явно вплине на шумність роботи цих гідромоторів (що підтверджує апріорна інформація). Також встановлено, що при зміні частоти обертання в діапазоні 750...480 об/хв (серійний гідромотор ГПР-Ф-160) всередині гідромотора настає розрідження тиску, що викликає кавітаційні явища і, відповідно, шум.

Випробування проводилися із серійними гідромоторами з робочими об'ємами від  $160 \text{ см}^3$  до  $630 \text{ см}^3$ . Гідромотор ГПР-Ф-160 випробовувався при різних частотах обертання (від 150 об/хв до 750 об/хв), оскільки згідно з результатами математичного моделювання цей гідромотор має підвищену шумність.

Віброакустичні властивості оцінювалися в такий спосіб:

- рівень шуму оцінювався суб'єктивно;
- рівень вібрації – за допомогою віброакустичної апаратури КСА-5.

Датчик вібрації Д14 встановлювався вертикально на стрижні, закріпленому болтом за місцем кріплення гідромотора.

Відомо [19, 22, 34, 65, 71], що збудниками шуму (вібрації) в гідромоторі служать в основному коливальні процеси гідродинамічного та механічного походження. До

гідродинамічних – відносяться коливання потоку та тиску в каналах розподільної системи; до механічних – вібрації механічних елементів, зокрема, у планетарних гідромоторах – витискувачів, коли охоплюючий витискувач являє собою деталь з вставленими роликами.

Так як збудниками шуму служать як коливання потоку робочої рідини, так і коливання механічних елементів, були проведені експериментальні дослідження на виявлення механічного шуму. Для цього робоча пара (витискувачі) встановлювалася на координатно-розточувальному верстаті та працювала в героторному режимі.

Вимірювання рівня вібрації проводилися в діапазоні обертання ведучого валу в діапазоні 150...750 *об/хв*. Ці випробування проводили без подачі робочої рідини. Окремо було виміряно рівень вібрації самої установки та під час роботи робочої пари, що у обох випадках становив близько 80 дБ. Поверхні робочої пари були змащені, щоб не було сухого тертя. Однак слід зазначити, що при подачі робочої рідини під тиском ролики ще сильніше притискатимуться, що знизить рівень вібрації. Таким чином, було доведено, що робочу пару як джерело механічного шуму можна виключити, а збудниками вібрації служать коливання потоку робочої рідини в каналах розподільної системи.

Аналіз залежності зміни рівня вібрації для різних типорозмірів гідромоторів (від 160 *см<sup>3</sup>* до 630 *см<sup>3</sup>*) показує (рис.4.10), що шумлять серійні гідромотори з робочим об'ємом 160...320 *см<sup>3</sup>* (при роботі на номінальних оборотах) (рис. 4.10, крива 1), що підтверджує теоретичні дослідження, результати математичного моделювання та апріорну інформацію.

Аналіз залежності рівня вібрації від частоти обертання валу гідромотора (рис. 4.11) підтверджує теоретичні дослідження та результати математичного моделювання та показує, що зміна частоти обертання від 380 *об/хв* до 750 *об/хв* супроводжується підвищеним шумом роботи серійного гідромотора (рис. 4.11, крива 1).

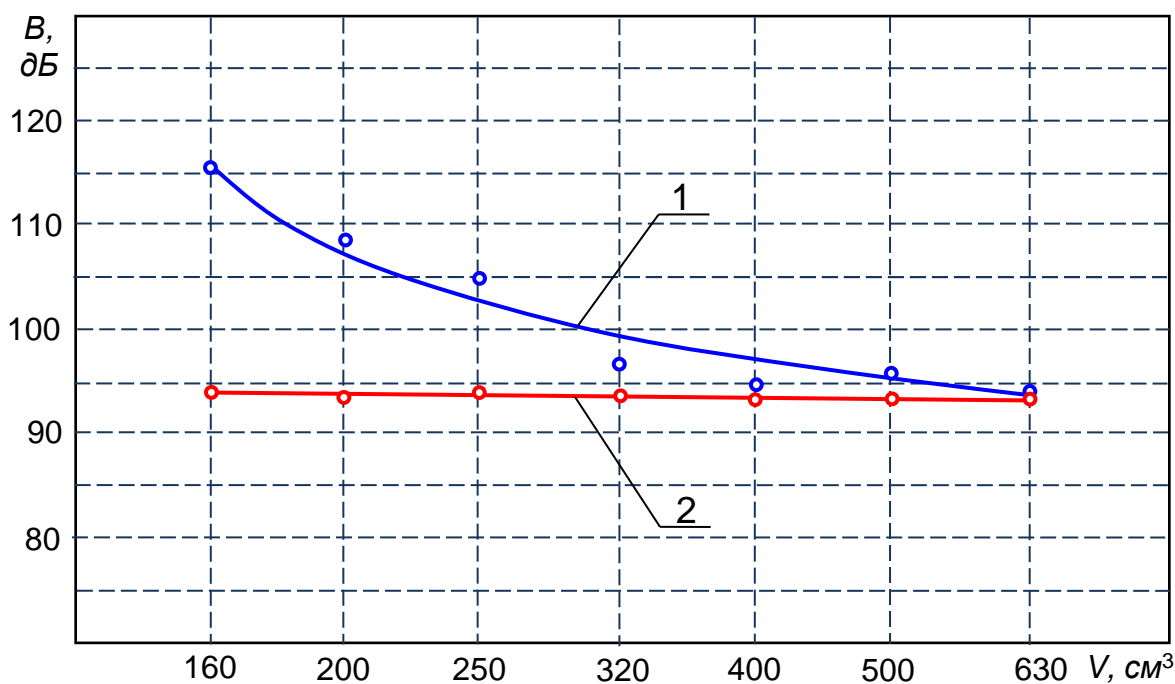


Рисунок 4.10 – Зміна кавітаційних процесів, залежно від робочого об'єму гідромотора: 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор

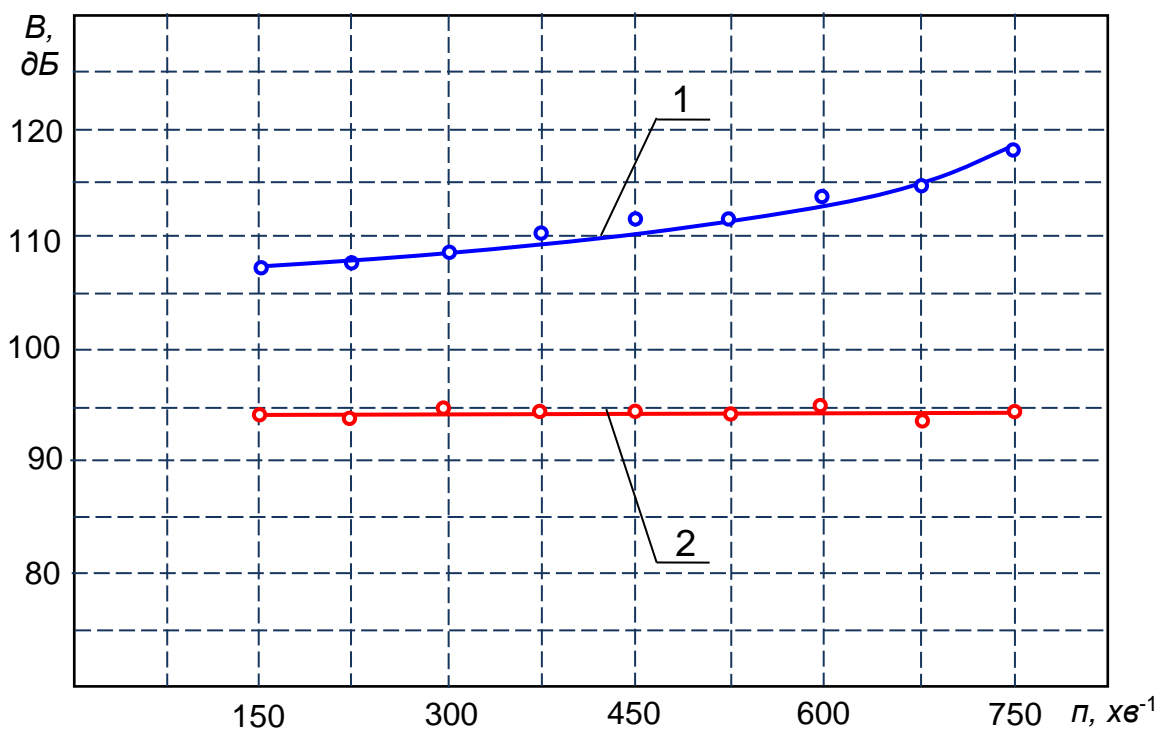


Рисунок 4.11 – Зміна кавітаційних процесів залежно від частоти обертання валу гідромотора ( $V = 160 \text{ cm}^3$ ): 1 – серійний гідромотор; 2 – модернізований гідромотор



Відмінність рівня вібрації серійного гідромотора при експериментальних дослідженнях (серійний гідромотор «шумить» при  $V = 320 \text{ см}^3$  (рис. 4.10, крива 1) та частоті обертання  $n = 378 \text{ об/хв}$  (рис.4.11, крива 1)) від рівня вібрації, отриманого в результаті математичного моделювання (серійний гідромотор «шумить» при  $V = 250 \text{ см}^3$  (рис. 3.8) та при частоті обертання  $n = 480 \text{ об/хв}$  (рис. 3.9)) пояснюється ідеальними умовами моделювання.

Таким чином, розподільна система серійного гідромотора не може використовуватися для проектування всього типорозмірного ряду ( $V = 160 \dots 630 \text{ см}^3$ ).

Експериментальні дослідження модернізованих гідромоторів (рис. 4.10, рис. 4.11, крива 2) показали, що рівень вібрації не перевищує  $95 \text{ дБ}$  у всьому діапазоні (тобто, квазістаціонарні процеси відсутні). Тому для проектування всього типорозмірного ряду планетарних гідромашин ( $V = 160 \dots 630 \text{ см}^3$ ) необхідно використовувати модернізовану розподільну систему з кінематичною схемою 7/6 з використанням двох додаткових розвантажувальних вікон при зазорі між розподільними вікнами розподільника та золотника, що дорівнює нулю ( $\Delta = 0$ ).

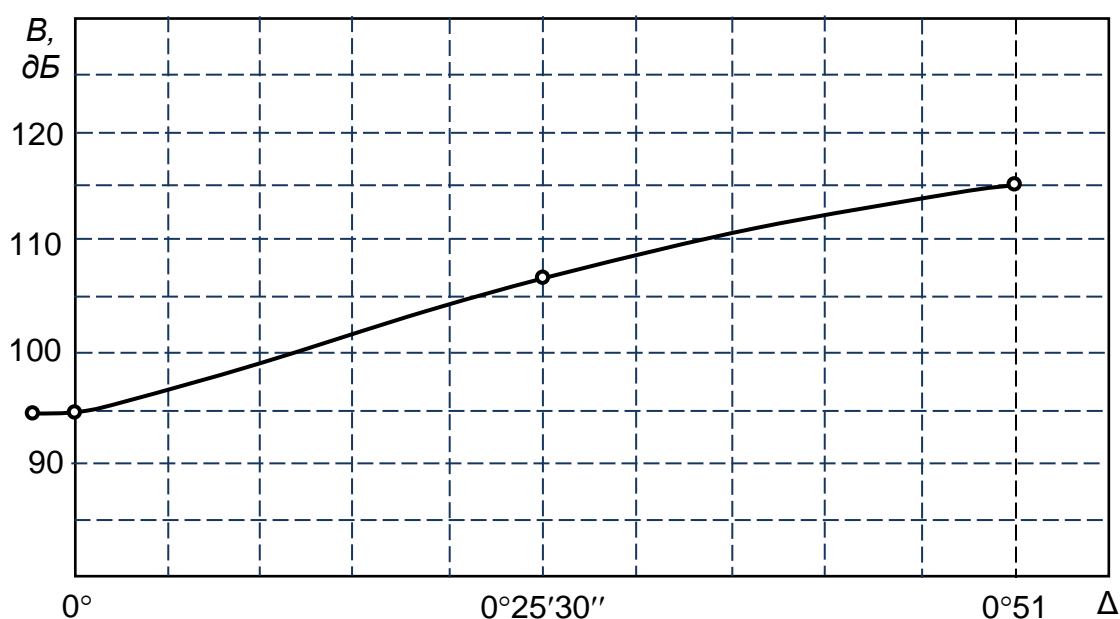


Рисунок 4.12 – Залежність рівня вібрації від зазору між розподільними вікнами ( $V = 160 \text{ см}^3$ )

Аналіз залежності рівня вібрації від числа оборотів показав (рис. 4.11), що при частоті обертання ведучого валу 300 *об/хв* та більше рівень вібрації серійного гідромотора (рис. 4.11, крива 1) зростає від 111 *дБ* до 118 *дБ*. Тому випробування проводилися при частоті обертання 300 *об/мин*.

Рівень шуму в гідромашинах значною мірою визначається роботою розподільної системи, де коливання тиску викликаються пульсацією потоку робочої рідини [33, 69], що відбувається при переході робочої камери гідромашини через розділову перемичку шириною  $\varepsilon + 2\Delta$  (рис. 2.2) між вікнами нагнітання та зливу золотника.

Аналіз залежності рівня вібрації від зазору між розподільними вікнами показав (рис. 4.12), що зі зменшенням розділової перемички, тобто, зі зменшенням зазору між вікнами розподільника та золотника шум зменшується.

За відсутності зазору між розподільними вікнами (розділювальна перемичка дорівнює кутовим розмірам розподільних вікон  $\varepsilon$ ,  $\Delta = 0$ ) та коли розділова перемичка менше кута розчину вікна  $\varepsilon$  рівень вібрації залишається практично незмінним. Однак робити розділову перемичку менше кута розчину вікна не рекомендується, тому що в цьому випадку порожнини нагнітання і зливу хоч і короткочасно, але все-таки, з'єднуються між собою, що призведе до підвищення об'ємних втрат, і в свою чергу негативно позначиться на вихідних характеристиках планетарного гідромотора. Тому зазор між розподільними вікнами рекомендується робити рівним нулю  $\Delta = 0$ .

Експериментальні дослідження підтверджують наявність квазістаціонарних процесів (серійний гідромотор), що відбуваються в планетарних гідромоторах, усунення яких (модернізований гідромотор) дозволяє покращити вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Результати експериментальних досліджень впливу конструктивних параметрів розподільної системи планетарного гідромотора на його технічні характеристики, підтверджують результати моделювання та теоретичні передумови та дозволяють встановити, що рівень вібрації серійного гідромотора з робочими об'ємами від 160 *см<sup>3</sup>* до 250 *см<sup>3</sup>* на 12...13% вищий за

загальний рівень «фону». При випробуваннях серійного гідромотора з робочим об'ємом  $160 \text{ см}^3$  в діапазоні зміни частот обертання від  $150 \text{ об/хв}$  до  $750 \text{ об/хв}$ , рівень вібрації становить 12...19%.

Результати експериментальних досліджень планетарного гідромотора з модернізованою розподільною системою показують, що зазначені явища відсутні, внаслідок згладжування періодичної зміни площі прохідного перерізу. Тому для проектування всього уніфікованого ряду планетарних гідромоторів із робочими об'ємами від  $160 \text{ см}^3$  до  $630 \text{ см}^3$  рекомендується застосовувати модернізовану розподільну систему.

Експериментальними дослідженнями підтверджено наявність процесів, що виникають при зміні площі прохідного перерізу, і розглядаються як квазістаціонарні, усунення яких дозволяє покращити вихідні характеристики планетарних гідромоторів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Andrenko P., Rogovyi A., Hrechka I., Khovanskyi S., Svynarenko M. The Influence of the Gas Content in the Working Fluid on Parameters of the Hydraulic Motor's Axial Piston. In Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange. DSMIE 2021. LNME, 2021. 97–106. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1\\_10](https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_10).
2. Bonandrini, G., Mimmi, G., Rottenbacher, C., Theoretical analysis of internal epitrochoidal and hypotrochoidal machines. Proc. Inst. Mech. Eng., 2009. 23. 1469–1480. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES1163>.
3. Chang Y. J., Kim J. H., Jeon C. H., Chul K., Jung S. Y. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump. Journal of Mechanical Design, 2006. Vol. 129. Is. 10. P. 1099-1105. <https://doi.org/10.1115/1.2757629>.
4. Choi T. H., Kim M. S., Lee G. S., Jung S. Y., Bae J. H., Kim C. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves. Journal of Mechanical Design, 2012. Vol. 134. Is. 1. No: 011005-12. <https://doi.org/10.1115/1.4004423>.
5. Elashmawy M. Design of Swashplate Axial Piston Machines Having Low Piston Transverse Forces. International Journal of Mechanical Engineering and Applications, 2015. 3(1). 17. <https://doi.org/10.11648/j.ijmea.s.2015030102.13>.
6. Furustig J., Almqvist A., Bates C.A., Ennemark P., Larsson R. A two scale mixed lubrication wearing in model, applied to hydraulic motors. Tribology International, 2015. Vol. 90. P. 248–256. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.04.033>.
7. Gamez-Montero P, Codina E, Castilla R. A Review of Gerotor Technology in Hydraulic Machines. Energies, 2019. 12. 2423. <https://doi.org/10.3390/en12122423>.
8. Gamez-Montero P. J., Garcia-Vilchez M., Raush G., Freire J., Codina E. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB. Journal of Mechanical Design., 2012. Vol. 134. Is. 5. No: 054502-7. <https://doi.org/10.1115/1.4006440>.
9. Kiurchev S., Luzan P., Zasiadko A., Radionov H., Boltianska N. Influence of the flow area of distribution systems on

changing the operating parameters of planetary hydraulic motors. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021. 1021. 012037. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012037>.

10. Maiti R., Nagao M. Prediction of starting torque characteristics of epitrochoid generated orbital rotary piston hydraulic motors. International journal series C-mechanical systems machine elements and manufacturing, 2018. 2(42). 416–426.

11. Paffoni, B., Proghi, R., Gras, R.: Teeth clearance effects upon pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. Proc. Inst. Mech. Eng., 2004. 218. 247–256. <https://doi.org/10.1243/0954410041872799>.

12. Paffoni, B.: Pressure and film thickness in a trochoidal hydrostatic gear pump. Proc. Inst. Mech. Eng., 2003. 217. 179–187. <https://doi.org/10.1243/095441003769700744>.

13. Panchenko A., Voloshina A., Luzan P., Panchenko I., Volkov S. Kinematics of motion of rotors of an orbital hydraulic machine. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021. Vol. 1021. Is. 1. 012045. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012045>.

14. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Luzan P. Operating conditions' influence on the change of functional characteristics for mechatronic systems with orbital hydraulic motors. In: Nadykto V. (eds) Modern Development Paths of Agricultural Production, 2019. 169–176. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5\\_18](https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_18).

15. Panchenko A., Voloshina A., Milaeva I., Panchenko I., Titova O. The Influence of the form Error after Rotor Manufacturing on the Output Characteristics of an Orbital Hydraulic Motor. International Journal of Engineering and Technology, 2018. 7 (4.3). 1–5. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19542>.

16. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Pashchenko V., Zasiadko A. Influence of the Shape of Windows on the Throughput of the Planetary Hydraulic Motor's Distribution System. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2021. Vol. 2. 146–155. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1\\_15](https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_15).

17. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I. The influence of the design parameters of the rotors of the planetary

hydraulic motor on the change in the output characteristics of the mechatronic system. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021. Vol. 1741. 012027. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012027>

18. Panchenko A., Voloshina A., Panchenko I., Titova O. and Pastushenko A. Reliability design of rotors for orbital hydraulic motors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019. 708(1). 012017. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012017>.

19. Panchenko A., Voloshina A., Titova O., Panchenko I. and Zasiadko A. The Study of Dynamic Processes of Mechatronic Systems with Planetary Hydraulic Motors. *InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, 2021. 704–713. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5\\_68](https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_68).

20. Panchenko A., Voloshina A., Boltyansky O., and others: Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. 3, 1 (93). 67–77. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.132504>.

21. Panchenko A., Voloshina A., Kiurchev S. and others. Development of the universal model of mechatronic system with a hydraulic drive. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018. 4, 7 (94). 51–60. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.139577>.

22. Panchenko, A., Voloshina, A., Sadullozoda, S. S., Boltyansky, O., Panina, V.: Influence of the Design Features of Orbital Hydraulic Motors on the Change in the Dynamic Characteristics of Hydraulic Drives. In: Ivanov V. et al. (eds). *DSMIE 2022: Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. LNME*. Springer, Cham, 2022. 2. 101–111. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1\\_10](https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_10).

23. Panchenko, A., Voloshina, A., Sadullozoda, S.S., Panchenko, I., Mitin, V. The Changes in the Output Parameters of Planetary Hydraulic Machines with the Increase in the Gap Between Their Rotors. In: Tonkonogyi, V., Ivanov, V., Trojanowska, J., Oborskyi, G., Pavlenko, I. (eds) *Advanced Manufacturing Processes IV. InterPartner 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*,



Springer, Cham, 2023. pp 540–551. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8\\_51](https://doi.org/10.1007/978-3-031-16651-8_51).

24. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. Vol. 14. Is. 3. P. 391–397. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.008>.

25. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2014. Vol. 14. Is. 4. P. 647–660. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.12.005>.

26. Vacca A., Klop R., Ivantysynova, M. A numerical approach for the evaluation of the effects of air release and vapour cavitation on effective flow rate of axial piston machines. International Journal of Fluid Power, 2010. 1(11). 33–45. <https://doi.org/10.1080/14399776.2010.10780996>.

27. Vecchiato D., Demenego A., Argyris J., Litvin F.L. Geometry of a cycloidal pump. Comput. Methods Appl. Mech. Eng., 2001. 190. 2309–2330. [https://doi.org/10.1016/S0045-7825\(00\)00236-X](https://doi.org/10.1016/S0045-7825(00)00236-X).

28. Velev E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio. XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies. Smolyan. Bulgaria, 2016. P. 64–66.

29. Volkov G, Kurasov D. Planetary Rotor Hydraulic Machine with Two Central Gearwheels Having Similar Tooth Number. Mechanisms and Machine Science, 2018. 51. 435–446. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5\\_21](https://doi.org/10.1007/978-3-319-60399-5_21).

30. Volkov G, Smirnov V. Computation and structural methods to expand feed channels in planetary hydraulic machines. Journal of Physics Conference Series, 2019. 1210. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1210/1/012131>.

31. Volkov G.; Smirnov V. Systematization and comparative scheme analysis of mechanisms of planetary rotary hydraulic machines. MATEC Web of Conferences 2018: 224, <https://doi.org/10.1051/matecconf/201822402083>.

32. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Titova O. Improvement of Manufacture Workability for Distribution Systems of Planetary Hydraulic Machines. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in



Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2020. 732–741. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6\\_73](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_73).

33. Voloshina A., Panchenko A., Boltyansky O., Panchenko I., Titova O. Justification of the Kinematic Diagrams for the Distribution System of a Planetary Hydraulic Motor. International Journal of Engineering and Technology, 2018. 7 (4.3). 6–11. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19544>.

34. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Panchenko I. Changes in the dynamics of the output characteristics of mechatronic systems with planetary hydraulic motors. Journal of Physics: Conference Series, 2021. Vol. 1741. 012045. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1741/1/012045>.

35. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Pashchenko V., Zasiadko A. Experimental studies of a throughput of the distribution systems of planetary hydraulic motors. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2021. Vol. 1021. Is. 1. 012054. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1021/1/012054>.

36. Voloshina A., Panchenko A., Panchenko I., Titova O., Zasiadko A. Improving the output characteristics of planetary hydraulic machines. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019. 708(1). 012038. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012038>.

37. Voloshina A., Panchenko A., Titova O., Milaeva I., Pastushenko A. Prediction of Changes in the Output Characteristics of the Planetary Hydraulic Motor. InterPartner 2020: Advanced Manufacturing Processes II. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, 2021. 744–754. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5\\_72](https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_72).

38. Voloshina, A., Panchenko, A., Boltyansky, O., Zasiadko, A., Verkholtantseva, V. Improvement of the Angular Arrangement of Distribution System Windows When Designing Planetary Hydraulic Machines. Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2022. pp 53–63. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_6).

39. Voloshina, A., Panchenko, A., Panchenko, I., Zasiadko, A. Geometrical parameters for distribution systems of hydraulic machines. In: Nadykto V. (eds) Modern Development Paths of

Agricultural Production. Springer, Cham, 323-336, (2019), [https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5\\_34](https://doi.org/10.1007/978-3-030-14918-5_34).

40. Yeremenko O., Abdullo M. A., Boltianska N., Mikhalchenko S., Verkholtantseva V. Reducing the Pulsation of the Working Fluid in Planetary Hydraulic Machines by Rational Design of Their Distribution Systems. In: Ivanov V. et al. (eds). DSMIE 2022: Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. LNME. Springer, Cham, 2022. 2. 133–143. [https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1\\_13](https://doi.org/10.1007/978-3-031-06044-1_13).

41. Zhang, X., Zhang, J., Xu, B., Yang, Z., Zhao, Q., Zhang, H. The effect of slotted hole on minimum oil film thickness of piston in radial piston hydraulic motor. Proceedings of ASME/BATH 2021 Symposium on Fluid Power and Motion Control, 2021. FPMC 175622. <https://doi.org/10.1115/FPMC2021-69937>.

42. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели. – М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

43. Братута Э. Г., Панченко А. И., Волошина А. А., Обернихин Ю. П. Определение гидравлических потерь в проточных частях распределительных систем непосредственного типа. Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. Вип. 14. Т. 3. С. 132–143.

44. Важинський С.Е., Щербак Т.І. Методика та організація наукових досліджень: навчальний посібник. – Суми: СумДПУ імені А. С. Макаренка, 2016. 260 с.

45. Волошина А. А. Конструктивные особенности и принцип работы героторных гидромашин. Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. Вип. 2. Т. 5. С. 220–226.

46. Волошина А. А., Верещага В. М., Тарасенко В. В., Бедлецкий Г. В. Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин. Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. Вип. 1. Т. 3. С.177–185.

47. Ерасов Ф. Н. Новые планетарные машины гидравлического привода. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. 55с.

48. Панченко А. И., Волошина А. А. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей. Промислова гідравліка і пневматика, 2010. №3(29). С. 57–69.

49. Панченко А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелітополь: Издательско-полиграфический центр «Люкс», 2016. 236 с.

50. Панченко А. И., Волошина А. А., Верещага В. М., Засядько А. И. Обеспечение постоянной суммарной площади проходного сечения распределительной системы планетарного гидромотора. Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. Вип. 12. Т. 3. С. 33–41.

51. Панченко А. И., Волошина А. А., Верещага В. М., Зуев А. А. Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза. Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. Вип. 11. Т. 6. С. 322–331.

52. Панченко А. И., Волошина А. А., Зуев А. А., Кувачов В. П. Обоснование путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности. Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. Вип. 12. Т. 3. С. 15–27.

53. Панченко А. И., Волошина А. А., Кувачов В. П., Панченко И. А. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа. Праці ТДАТУ. – Мелітополь. – 2012, Вип. 12. Т. 3. С. 174–184.

54. Панченко А. И., Волошина А. А., Обернихин Ю. П. Основные направления гидрофикации мобильной техники. Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. Вип. 13. Т. 6. С. 3–19.

55. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Конструктивные особенности планетарных гидромоторов серии PRG. Вісник НТУ «ХП», Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2018. № 17 (1293). С.88–95.

56. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Оценка адекватности математической модели планетарного гидромотора в составе гидроагрегата. Промислова гідравліка і пневматика, 2018. № 1 (59). С. 55–71.

57. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники. MOTROL: Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2015. Vol. 17. No 9. P. 29–36.

58. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Способы распределения рабочей жидкости в планетарных гидромашинах. Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2016. № 20 (1192). С.46–52.

59. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Волошина А. А. Модель гідравлічного приводу мехатронної системи. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 59–83. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-58-82>.

60. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А., Обернихин Ю. П. Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа. Вісник НТУ «ХП». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХП», 2015. № 45 (1154). С.53–59.

61. Панченко А. И., Волошина А. А., Титов Д. С., Засядько А. И. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами. Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. Вип. 11. Т. 1. С. 11–22.

62. Панченко А. І., Волошина А. А., Волков С. В., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей планетарного гідромотора на його ККД. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 70–84. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-70-84>.

63. Панченко А. І., Волошина А. А., Волков С. В., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей розподільних систем на зміну робочих параметрів планетарних гідромоторів. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 2. С. 3–20. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-3-20>.

64. Панченко А. І., Волошина А. А., Засядько А. І. Вплив конструктивних особливостей торцевої розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2017. Вип. 17. Т. 3. С. 33–50.

65. Панченко А. І., Волошина А. А., Мітков В. Б., Панченко І. А., Нестеренко К. В. Динаміка зміни вихідних характеристик мехатронних систем з планетарними гідромоторами. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 28-41. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-28-41>.

66. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Забезпечення працездатності розподільних систем планетарних гідромашин. Промислова гідравліка і пневматика, 2019. № 1 (63). С. 55–60.

67. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Надійність конструкції роторів планетарного гідромотора. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 1. С. 82-92. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-1-82-92>.

68. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування геометричних параметрів розподільних систем планетарних гідромашин. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 23–35. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-20-2-23-35>.

69. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А. Обґрунтування кінематичних схем розподільних систем гідромашин планетарного типу. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2018. Вип. 18. Т. 2. С. 30–49. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-18-2-29-48>.

70. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2022. Вип. 12. Т. 1. <https://doi.org/10.31388/2220-8674-2022-1-1>.

71. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Дослідження динамічних характеристик мехатронних систем з гідравлічним приводом. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 58-72. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-58-72>.

72. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А., Нестеренко К. В. Вплив конструктивних особливостей системи роторів планетарного гідромотору на зміну його вихідних характеристик. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 21. Т. 4. С. 61-77. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2021-21-2-61-77>.

73. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Поліпшення вихідних характеристик планетарних

гідромашин. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 2. С. 68–85. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-2-68-85>.

74. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Засядько А. І. Прогнозування зміни вихідних характеристик при проектуванні планетарного гідромотора. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. Вип. 20. Т. 4. С. 91–105. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-2020-20-4-91-105>.

75. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І. Обґрунтування розташування вікон розподільних систем планетарних гідромашин. Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 3–20. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-3-20>.

76. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Пастушенко С. І. Дослідження впливу похибки форми виготовлення роторів на вихідні характеристики планетарних гідромоторів. Праці ТДАТУ імені Дмитра Моторного. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. Вип. 19. Т. 4. С. 33-48. <https://doi.org/10.31388/2078-0877-19-4-33-48>.

77. Панченко А. І., Волошина А. А., Тарасенко В. В., Бедлецький Г. В. Обґрунтування умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів. Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. Вип. 12. Т. 3. С. 53–63.

**Наукове видання**

**ПАНЧЕНКО** Анатолій Іванович  
**ВОЛОШИНА** Анжела Анатоліївна  
**ЗАСЯДЬКО** Андрій Іванович

**ПРОЕКТУВАННЯ РОЗПОДІЛЬНИХ СИСТЕМ  
ТОРЦЕВОГО ТИПУ  
(на прикладі планетарних гідромоторів)**  
*Монографія*

Надруковано з оригіналів макетів замовника  
Підписано до друку 04.09.2023 р. формат 60x84 1/16  
Папір офсетний. Наклад 100 примірників  
Замовлення № 137

**Виготовлювач ТОВ «Науково-виробнича компанія «Інтер-М»**  
**69014, Україна, м. Запоріжжя, вул. Колєрова, 5**  
**(067)618-81-70**  
Свідоцтво ЗЗ № 26 від 23.06.2008 р.