

П.М. АНДРЕНКО, І.П. ГРЕЧКА, М.С. СВИНАРЕНКО

**ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТІВ ОБЕРТАННЯ**

Харків 2013

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

П.М. АНДРЕНКО, І.П. ГРЕЧКА, М.С. СВИНАРЕНКО

**ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТІВ ОБЕРТАННЯ**  
Монографія

Затверджено  
редакційно-видавничою  
радою університету,  
протокол №2 від  
06.12.2012 р.

Харків  
НТУ «ХП»  
2013

УДК 62.522.2

ББК 34.447

А 65

Рецензенти:

*А.П. Кононенко*, д-р техн. наук, професор, зав. каф. енергомеханічних систем,  
ДВНЗ «Донецький національний університет»;

*І.В. Ніколенко*, д-р техн. наук, професор, зав. каф. водопостачання,  
водовідведення та санітарної техніки, Національна академія  
природоохоронного і культурного будівництва,

*З.Я. Лур'є*, д-р техн. наук, професор каф. гідравлічних машин, НТУ «ХП»

Публікується за рішенням вченої ради Національного технічного універси-  
тету «Харківський політехнічний інститут»

**Андренко П.М.**

**А 65** Проектування гідроагрегатів обертання : монографія / П. М. Андренко,  
І. П. Гречка, М. С. Свиноаренко. – Х. : НТУ «ХП», 2013. – 148 с.

ISBN 978-617-578-134-0

Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень щодо проєктування гідроагрегатів обертання. Особливу увагу приділено розробці перспективного схемного рішення та математичної моделі робочих процесів гідроагрегату обертання. Встановлено вплив конструктивних параметрів гідророзподільника з гідравлічною осциляцією та робочих параметрів гідроагрегату на його характеристики. Наведено методику та проведено багатокритеріальну оптимізацію параметрів гідроагрегату обертання. Розглянуто питання економічної ефективності його застосування.

Для наукових працівників, інженерів, аспірантів та студентів.

Іл. 49. Табл. 10. Бібліогр. 141 назв.

УДК 62.522.2

ББК 34.447

ISBN 978-617-578-134-0

© П.М. Андренко, І.П. Гречка,  
М.С. Свиноаренко, 2013

© НТУ «ХП», 2013

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень та скорочень .....	6
Вступ.....	9
<b>Розділ 1. РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ .....</b>	<b>11</b>
1.1. Аналіз схемних рішень та компоновок гідроагрегату обертання. Визначення впливу характеристик керуючої гідроапаратури на його динамічні властивості .....	11
1.2. Розробка гідророзподільника з гідравлічною осциляцією та принципової схеми гідроагрегату обертання .....	18
1.2.1. Порівняння розробленої схеми гідроагрегату обертання з існуючими .....	24
1.3. Пульсації тиску на виході об'ємної гідромашини .....	26
1.4. Урахування параметрів робочої рідини та робочих процесів у методиках розрахунку гідроагрегату обертання .....	31
<b>Розділ 2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ.....</b>	<b>35</b>
2.1. Аналіз методів розрахунку й проектування гідроагрегату обертання та керуючої гідроапаратури .....	35
2.1.1. Аналіз методів розрахунку й проектування гідророзподільника та гідроагрегату .....	35
2.1.2. Методи розрахунку сил, що діють на запірно-регулюючі елементи гідроапаратів .....	39
2.2. Математична модель робочого процесу гідроагрегату обертання .....	43
2.2.1. Обґрунтування прийнятих припущень.....	43
2.2.2. Математична модель робочих процесів насоса і гідромотора .....	45
2.2.3. Математична модель робочого процесу удосконаленого	

гідравлічного вібраційного контуру .....	49
2.2.4. Математична модель робочого процесу гідророзподільника .....	51
2.2.5. Математична модель робочого процесу клапана тиску ...	54
2.2.6. Математична модель робочого процесу запобіжного клапана .....	55
2.2.7. Математична модель робочого процесу гідророзподільника з електрокеруванням .....	57
2.3. Залежність частоти обертання вала гідромотора від сили натягу дроту .....	60
<b>Розділ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ ТА ЙОГО ЕЛЕМЕНТІВ .....</b>	<b>64</b>
3.1. Аналіз впливу газовмісту та параметрів пульсації тиску робочої рідини у гідроагрегаті на густину робочої рідини .....	64
3.2. Дослідження робочого процесу в розробленому гідравлічному вібраційному контурі .....	66
3.2.1. Математичне моделювання течії робочої рідини в гідравлічному вібраційному контурі .....	66
3.2.2. Визначення впливу конструктивних параметрів гідравлічного вібраційного контуру на його коефіцієнт підсилення .....	70
3.2.3. Дослідження роботи пружин гідророзподільника .....	74
3.3. Вплив параметрів осциляції на характеристики гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром .....	75
3.4. Дослідження динамічних характеристик гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром .....	81
3.5. Результати дослідження динамічних характеристик гідроагрегату обертання .....	85
3.5.1. Оцінка впливу стохастичної сили тертя на точність підтримання частоти обертання гідромотора .....	89

<b>Розділ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ .....</b>	<b>94</b>
4.1. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура .....	94
4.2. Дослідження гідравлічного вібраційного контуру .....	95
4.3. Дослідження впливу частоти осциляції запірно-регулюючого елемента гідророзподільника на статичну точність підтримання тиску в гідроагрегаті .....	99
4.4. Дослідження зміни тиску на вході та виході гідромотора залежно від його частоти обертання і сили натягу дроту .....	102
4.5. Оцінка достовірності отриманих результатів .....	107
<b>Розділ 5. МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ .....</b>	<b>108</b>
5.1. Методика оптимізації параметрів гідроагрегату обертання	109
5.1.1. Обґрунтування вибору методу оптимізації гідроагрегату	109
5.1.2. Багатокритеріальна оптимізація параметрів гідроагрегату .....	112
5.2. Методика розрахунку й проектування гідроагрегату обертання .....	120
5.3. Оцінка показників технічного рівня гідроагрегату обертання з розробленим гідророзподільником із гідравлічним вібраційним контуром .....	126
Висновки.....	131
Додаток А. Технічні характеристики гідроапаратів .....	133
Список джерел інформації .....	135

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

### Лінійні виміри, площі та кути:

$b_{\text{вік}}$  – довжина вікна запірно-регулюючого елемента, м;

$D_{\text{пр}}$  – середній діаметр пружини, м;

$d_{\text{пр}}$  – діаметр дроту пружини, м;

$d_{\text{ЗРЕ}}$  – діаметр запірно-регулюючого елемента, м;

$d_{\text{тр}}$  і  $\delta_{\text{тр}}$  – відповідно внутрішній діаметр і товщина стінки трубопроводу, м;

$e$  – ексцентриситет, м;

$l_{\text{ЗРЕ}}$  – довжина між крайніми буртиками запірно-регулюючого елемента, м;

$l_{\text{п}}$  – сумарна довжина поясків запірно-регулюючого елемента, м;

$r_{\text{тр}}$  – внутрішній радіус трубопроводу, м;

$x_{\text{ЗРЕ}}$  – переміщення запірно-регулюючого елемента, м;

$x_{\text{осц}}$  – амплітуда осциляції запірно-регулюючого елемента, м;

$x$ ,  $r$  і  $\theta$  – відповідно поздовжня, радіальна і кутова координати, м, м, град.;

$\delta$  – радіальний зазор між запірно-регулюючим елементом та гільзою, м;

$\delta_{\text{щ}}$  – зазор між стінками щілини, м;

$\theta_{\text{н}}$  – нестационарний кут нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента, град.

### Сили:

$P_{\text{пр}}$  – сила пружини, Н;

$P_{\text{тр}}$  – сила тертя, Н;

$P_{\text{кер}} = P_{\text{кер}}(t)$  – сила керування, Н.

### Тиск:

$p_{\text{ж}}$  – тиск живлення, МПа;

$p_{\text{з}}$  – тиск зливу, МПа;

$p_i$  – тиск у  $i$ -й камері, МПа;

$\Delta p$  – перепад тиску, МПа.

### **Швидкість, витрати та потужність:**

$c$  – швидкість звуку в робочій рідині, м/с;

$q$  та  $q_T$  – відповідно дійсна та теоретична витрати, м<sup>3</sup>/с;

$T$  – період, с;

$t$  – час, с;

$v$  – швидкість течії робочої рідини, м/с;

$v_i(x, t)$  – середня швидкість потоку в  $i$ -й трубці, м/с;

$f$  – частота, Гц;

$\omega = 2\pi f$  – колова частота, с<sup>-1</sup>;

$N$  – потужність, Вт;

$n$  – частота обертання, с<sup>-1</sup>;

$\tau_0 = \mu \frac{\partial v}{\partial t}$  – дотична напруга, МПа.

### **Характеристики робочої рідини:**

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини, Па · с;

$\nu_t$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини, м<sup>2</sup>/с;

$\rho$  – густина робочої рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$E_{pp}$  – модуль об'ємної пружності робочої рідини, МПа;

$E_{сум}$  – модуль об'ємної пружності робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, МПа.

### **Коефіцієнти:**

$c_{гд}$  – коефіцієнт жорсткості гідродинамічної пружини, кг/с<sup>2</sup>;

$k_{тр0}$  – коефіцієнт тертя запірно-регулюючого елемента, кг/с;

$k_{ін}$  – коефіцієнт, який враховує інерційну дію неусталеного потоку на запірно-регулюючий елемент, кг/с;

$\lambda_n$  – коефіцієнт гідравлічного опору тертя нестационарного ламінарного руху робочої рідини;

$\mu_{ГР}$  – коефіцієнт витрат гідророзподільника.

**Параметри гідророзподільника та удосконаленого гідравлічного вібраційного контуру:**

$E_{тр}$  – модуль пружності матеріалу трубопроводу, МПа;

$m$  – маса запірно-регулюючого елемента та пов'язаних із ним елементів, кг;

$c_{пр1}$ ,  $c_{пр2}$  і  $c_{пр\Sigma}$  – жорсткості 1 і 2 пружин і сумарна відповідно, Н/м;

$V_i$  – об'єм  $i$ -ї камери, м<sup>3</sup>.

**Критерії:**

$i$  – кількість елементів;

$j$  – уявна одиниця,  $j = \sqrt{-1}$ ;

$Re$  – число Рейнольдса;

$Re_k$  – коефіцієнт корекції;

$Re_M = \frac{v \cdot d_{\Gamma}}{\nu}$  – число Рейнольдса, що обчислюється за миттєвим значенням

швидкості  $v$ ;

$s$  – перетворювач Лапласа;

$\sigma$  – критерій кавітації (число кавітації).

**Скорочення:**

ГА – гідроагрегат;

ГВК – гідравлічний вібраційний контур;

ГМ – гідромотор;

ГР – гідророзподільник;

ЗРЕ – запірно-регулюючий елемент;

РР – робоча рідина.

## ВСТУП

Широке застосування ГА для виконання робочих та допоміжних функцій технологічних та мобільних машин обумовлено тим, що вони мають малий об'єм і масу на одиницю встановленої потужності, можливість плавного, безступеневого регулювання швидкості та зусиль, малу інерцію виконавчих механізмів, простий та надійний захист від перевантажень; дозволяють будувати як прості, так і складні системи, отримати режими роботи, змінні в часі автоматично та за заданою закономірністю, легко організувати внутрішні зворотні зв'язки [102]. ГА обертання, які найбільш повно задовольняють вимогам ощадливої витрати матеріалів і енергоресурсів та забезпечують високі показники ККД і надійності, підтримують постійну силу натягу на його виході. Зокрема, сила натягу дроту в верстатах для намотування обмоток електродвигунів суттєво впливає на коефіцієнт заповнення пазу, від якого залежить потужність та ККД електродвигуна.

Використання в ГА обертання ГМ, які забезпечують високе відношення крутного моменту на вихідному валу до моменту інерції ротора, дозволяє суттєво підвищити їх технічний рівень. Як зазначено в роботі [87], на ГМ у середньому припадає не більш ніж 5 % моменту інерції механізму, який обертається, що дозволяє забезпечити високу швидкодію ГА. Крім того, ГМ забезпечує необмежену в часі роботу на малих швидкостях.

Тенденція останніх десятиліть більш широкого застосування гідроапаратів з осциляцією обумовлена прагненням споживачів до підвищення технічного рівня ГА. Використання гідроапаратів із гідравлічною осциляцією дозволяє будувати ГА на єдиній енергетичній основі, значно спростити їх експлуатацію та обслуговування, підвищити надійність.

Технічний рівень і подальший розвиток ГА обертання нерозривно пов'язані з поліпшенням їх динамічних характеристик. Існуючі конструкції

ГА обертання, методи їх розрахунку та проектування мають ряд особливостей, без урахування яких не можливо поліпшити їх динамічні характеристики, такі як: удосконалення схемних рішень ГА та компоновки його елементів; комплексного урахування при математичному описі ГА нестационарності гідромеханічних процесів і характеристик РР, що змінюються в процесі його функціонування; підвищення точності розрахунку витоків у рухомих елементах ГА; сили тертя на осцилюючому ЗРЕ ГР, які підвищують точність математичної моделі ГА.

Потрібно зазначити, що на сьогодні відсутні схемні рішення гідравлічної системи керування ГА обертання, які б забезпечили постійну силу натягу на його виході. Тому розробка та дослідження ГА обертання, удосконалення його конструкції, створення науково обґрунтованих методів їх розрахунку та проектування становить складову важливої наукової проблеми, що має також не меншу практичну значущість.

Автори висловлюють щире подяку докторам технічних наук, професорам А.П. Кононенку й І.В. Ніколенку за ряд цінних зауважень, зроблених під час рецензування рукопису.

## РОЗДІЛ 1

### РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ

#### 1.1. Аналіз схемних рішень та компоновок гідроагрегату обертання. Визначення впливу характеристик керуючої гідроапаратури на його динамічні властивості

Відомі переваги гідравлічних елементів і систем обумовили їх широке використання в сучасному машинобудуванні, дозволили створити зовсім нові, з погляду споживчих властивостей машини, пристрої, удосконалити машини, що вже випускаються. Як зазначено в [10, 109], характерними тенденціями розвитку ГА та їх елементів є: інтеграція компонентів гідравліки з мікроелектронікою, розвиток комплектних ГА блочно-модульної конструкції з використанням уніфікованої високотехнологічної елементної бази, багаторазовим збільшенням номенклатури, уніфікацією приєднувальних розмірів, підвищенням технічних параметрів.

Розглянемо схемні рішення та системи керування ГА обертання.

У ГА для регулювання швидкістю обертання ГМ із системою *LS* (load sensing – чутливий до навантаження), рис. 1.1 [88].

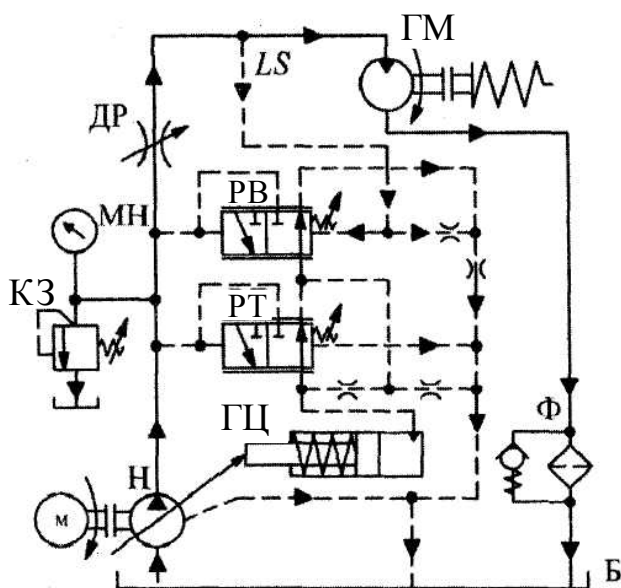


Рис. 1.1. Гідравлічна схема ГА для регулювання швидкості обертання ГМ із системою *LS*: Б – бак; Н – насос; КЗ – запобіжний клапан; МН – манометр; ДР – регулюючий дросель; ГМ – гідромотор; РВ, РТ – золотниковий розподільний пристрій із гідравлічним керуванням; ГЦ – гідроциліндр керування витратою насоса; Ф – фільтр

Відмітною особливістю даного ГА є те, що завдяки виконанню золотникового розподільного пристрою з гідравлічним керуванням у вигляді з'єднаних паралельно регуляторів витрати РВ та тиску РТ, які відслідковують різницю тиску на регульованому дроселі ДР, установленому в напірній магістралі ГА, та керують гідроциліндром ГЦ, забезпечується споживання мінімальної потужності за рахунок підтримання витрати та тиску у відповідності з навантаженням ГМ.

Недоліком цього ГА є невисока чутливість ЗРЕ регуляторів витрати РВ та тиску РТ до гідравлічних керуючих сигналів, що обумовлено наявністю значних сил тертя спокою, облітерації, гідродинамічних та сил регулюючих пружин. Зауважимо, що гістерезис регуляторів витрат та тиску становить близько 4 %. Таким чином, недоліком даного ГА є невисока чутливість до коливань тиску на вході та виході з гідромотора ГМ, золотникового розподільного пристрою з гідравлічним керуванням (РВ, РТ), а отже, невисока точність його підтримання, великий час спрацьовування. Крім того, гідроциліндр керування ГЦ витратою насоса Н, як і існуючі регулятори насосів, що містять виконавчі гідроциліндри, має значну силу тертя, що знижує точність регулювання, не дозволяє підтримувати постійну в часі частоту обертання вала гідромотора ГМ та забезпечити постійну силу натягу дроту, а отже, високу ефективність та показники технічного рівня ГА.

Для стабілізації частоти обертання в деяких ГА використовують регулятори витрат [87], але вони не забезпечують стабільної частоти обертання та заданої жорсткості при малих обертах виконавчого механізму, їх ЗРЕ мають значну силу тертя.

Проаналізуємо типові ГА стабілізації обертів. Особливістю ГА стабілізації обертів, роботу якого наведено в [33], є те, що для стабілізації обертів вихідного вала використовується гідромеханічний зворотний зв'язок. Недоліками даної схеми, які знижують точність стабілізації частоти обертання, є наявність значних сил тертя у силовому гідроциліндрі, гідроциліндрі ізодрома, розрахунок і врахування яких спричиняє значні труднощі, а також наявність люфтів у механічному зворотному зв'язку. Крім того, конструктивна реалізація такого ГА є достатньо складною. Це обмежує ефективні сфери його використання.

В [70] описано роботу ГА обертання, розробленого ВНІДГідропривід (рис. 1.2), відмітною особливістю якого є наявність зворотного зв'язку за положенням та використання ГР 6, який здійснює пришвидшений холостий хід. Недоліками цього ГА є значні сили тертя на ЗРЕ ГР 6, що знижує точність підтримання частоти обертання, а також використання для керування ГА слідкуючого ГР 2 з електрогідравлічним керуванням, тобто спеціального електричного блока та ролюко-лопатевого ГМ, що значно ускладнює конструкцію даного ГА, підвищує собівартість та обмежує сферу використання.

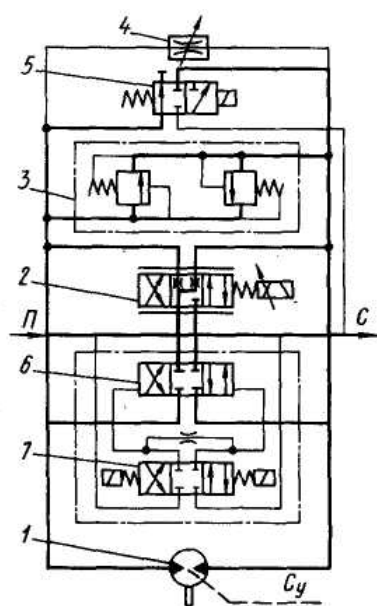


Рис. 1.2. Комплектний електрогідравлічний агрегат обертання: 1 – ГМ; 2 – слідкуючий ГР; 3 – блок запобіжних клапанів; 4 – дросель; 5 – шунтувальний ГР; 6 – ГР пришвидшеного ходу; 7 – ГР з електрокеруванням

В роботі [35] наведено схему та описано роботу ГА обертання з електрогідравлічним керуванням та механічним зворотним зв'язком. Недоліки цього ГА такі ж, як і в розглянутих роботах [33, 70].

Фірмою Mannesmann Rexroth для регулювання частотою обертання розроблено електрогідравлічний агрегат обертання (рис. 1.3) з компенсацією щодо збурення [126]. Даний ГА забезпечує високу точність підтримання частоти обертання, однак, його недоліками є використання двох видів енергії: електричної та гідравлічної, що знижує надійність, та електронної системи керування, що підвищує його собівартість та ускладнює технічне обслуговування.

Серед намотувальних верстатів, до складу яких входять ГА обертання, найбільшого поширення набули верстати для намотування рядових обмоток (однорядних і багаторядних) [113]. ГА обертання є одним із основних елементів таких верстатів, який визначає показники їх технічного рівня. До складу такого ГА обертання входять: регульований привід, передавальний механізм та механізм керування. До функцій ГА обертання входять забезпечення оптимальної

швидкості обертання шпинделя, підтримування постійною сили натягу дроту. Технічний рівень намотувального верстата залежить від його точності: геометричної форми; механізмів і пристроїв, які забезпечують формоутворення обмотки; кінематичних ланцюгів, а також натягу дроту, швидкості і подачі [28].

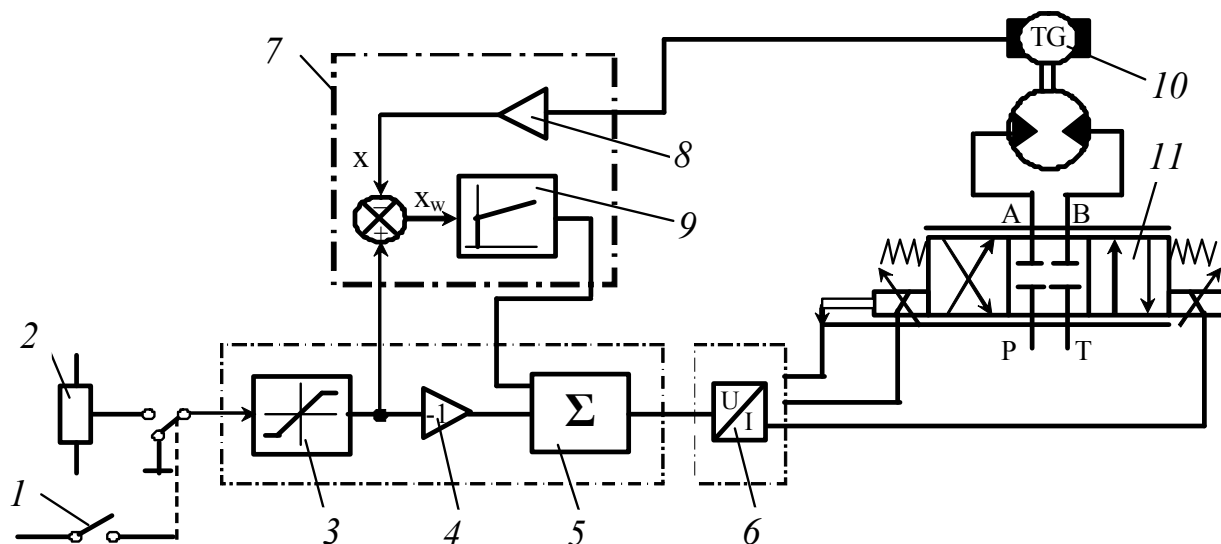


Рис. 1.3. ГА регулювання частотою обертання: 1 – вмикач; 2 – задавач частоти обертання; 3 – перетворювач лінійної функції з насиченням RA1; 4 – інвертор; 5 – суматор; 6 – підсилювач потужності; 7 – універсальна картка UK2; 8 – узгоджувальний підсилювач; 9 – регулятор; 10 – тахогенератор; 11 – пропорційний розподільник 4WRE

У намотувальному верстаті з гідравлічним приводом (рис. 1.4) швидкість переміщення поршня циліндра 9 розкладника визначається кількістю РР, що надходить із насоса 6, а оскільки гідродвигун 5 є приводом шпинделя, який обертає каркас котушки, на яку намотується дріт, то здійснюється синхронний зв'язок між шпинделем і розкладником. Відношення швидкості переміщення поршня циліндра 9 до швидкості обертання ротора гідродвигуна є постійною величиною і залежить від величини ексцентриситету насоса 1. Зміна ексцентриситету здійснюється за допомогою механізму регулювання 2 [92]. В гідравлічних приводах таких верстатів, які мають невеликі габарити, досягається достатньо точна і жорстка синхронність у роботі шпинделя і розкладника.

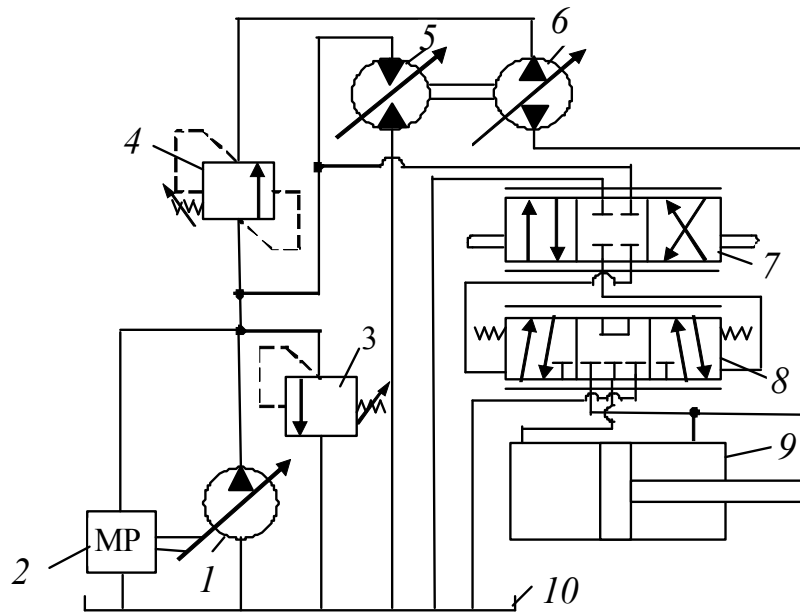


Рис. 1.4. Гідравлічна схема ГА верстата для рядового намотування: 1 – радіально-поршневий насос; 2 – механізм регулювання; 3 – запобіжний клапан; 4 – напірний золотник; 5 – реверсивний гідродвигун; 6 – реверсивний насос; 7 – допоміжний ГР; 8 – основний ГР; 9 – циліндр; 10 – бак

Аналіз роботи ГА верстата для рядового намотування показав, що якість його роботи залежить від здатності напірного золотника 4 підтримувати постійний тиск у ГА, основного ГР 8 та допоміжного ГР 7, швидко, з заданою точністю, відпрацювати керуючі сигнали. Проте внаслідок значних сил тертя, гідродинамічних сил та сил регулюючих пружин, що діють на ЗРЕ напірного золотника 4, основного ГР 8 та допоміжного ГР 7, вони не забезпечують високу точність підтримання, в заданих межах, тиску в ГА і чутливість до його зміни. Це знижує рівномірність обертання ротора гідродвигуна 5, не забезпечує постійної сили натягу дроту, а отже, ефективність та показники технічного рівня ГА намотувального верстата. Таким чином, вихідні характеристики напірного золотника 4, основного ГР 8 та допоміжного ГР 7 суттєво впливають на характеристики ГА. Підвищуючи їх чутливість до зміни тиску керування, підвищується точність і ефективність функціонування ГА верстата.

Застосування у намотувальних верстатах слідкуючого ГА (рис. 1.5), який працює за принципом компенсації сил, дозволяє забезпечити постійну

силу натягу дроту. Такий ГА, порівняно з електрогідравлічним, має простішу структуру, а отже, надійніший і дешевший [82], тому його доцільно використовувати як виконавчий механізм для здійснення як операції намотування, так і допоміжних операцій.

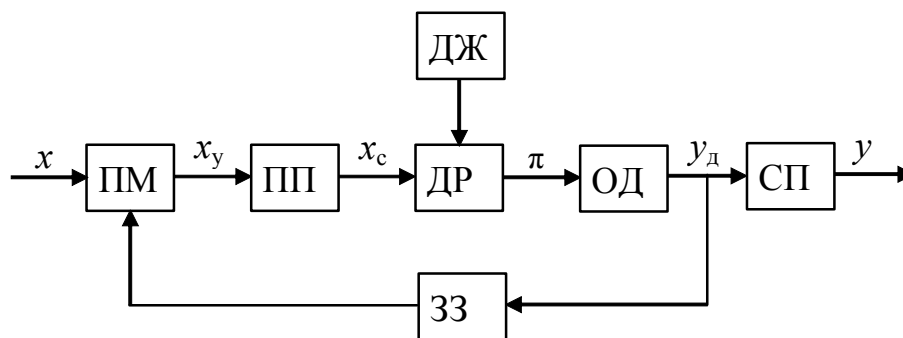


Рис. 1.5. Структурна схема слідкуючого ГА, збудованого за принципом компенсації сил: ДЖ – джерело живлення; ДР – дроселюючий гідророзподільник; ОД – об’ємний двигун; СП – силова механічна передача; ПМ – порівняльний (підсумувальний) механізм; ЗЗ – зворотний зв’язок; ПП – підсилювач потужності

Технічні показники, а отже, й ефективність роботи такого ГА, покращуються за рахунок введення зворотного зв’язку та суттєво залежать від характеристик елементів, що входять до його складу, і, в першу чергу, дроселюючого ГР. Потрібно зазначити, що на ЗРЕ дроселюючого ГР діють сили тертя спокою, облітерації, гідродинамічна сила, що знижує його чутливість до зміни вхідних гідравлічних сигналів і, як наслідок, зменшує точність підтримування в заданих межах вихідної величини, що суттєво впливають на вихідні характеристики ГР та робочі процеси в ГА.

Дроселюючі ГР, що випускаються промисловістю [36, 110], містять ЗРЕ, які виконано у вигляді прецизійної пари плунжер-гільза. Ефективним шляхом підвищення вихідних характеристик таких ГР є зменшення в них сили тертя за рахунок осциляції ЗРЕ, яка здійснюється електричним вібраційним контуром, що дозволяє підвищити точність, підтримувати в заданих межах вихідну величину та чутливість до керуючих сигналів [110]. Однак існуючі дроселюючі ГР мають складну конструкцію та не дозволяють орга-

нізовувати внутрішні гідравлічні зворотні зв'язки, що ускладнює конструктивне виконання ГА.

У ГР із пропорційним електричним керуванням реалізація електричного вібраційного контуру здійснюється за рахунок накладання осцилюючого сигналу, частотою (150–200) Гц і амплітудою (50–100) мА, на вхідний електричний сигнал [110] та потребує включення до цього контуру додаткової обмотки та наявності спеціальних модулів осциляції у системі керування. Це ускладнює конструкцію ГР та підвищує його ціну. А у випадку гідравлічного керування потребує додатково використовувати інший вид енергії, що знижує надійність ГР. Зазначимо, що осциляція може бути реалізована за допомогою електричних, механічних та гідравлічних вібраційних контурів, огляд яких зроблено нами у роботі [79].

Використання гідроапаратів із гідравлічним керуванням та гідравлічною осциляцією дозволяє легко організувати внутрішні гідравлічні зворотні зв'язки, що значно спрощує конструкцію ГА та забезпечує високу точність підтримання вихідної величини і чутливість до керуючих сигналів, що дозволяє підвищити показники його технічного рівня.

Запропонована в статті [5] концепція побудови апаратів із гідравлічною осциляцією, де для здійснення осцилюючого зворотно-поступального руху ЗРЕ пропонується використовувати пульсації тиску РР із виходу об'ємного насоса, на сьогодні не повністю реалізована в конструктивному виконанні окремих гідроапаратів. А саме, розроблений ГВК має досить невисокий коефіцієнт підсилення амплітуди пульсацій тиску РР і великі габарити.

Методам покращення статичних і динамічних характеристик насосів та гідромоторів присвячено роботи [71, 86, 91] та ін. Як зазначено в роботі [102], подальше підвищення їх вихідних характеристик потребує значних затрат і не завжди економічно обґрунтовано. Перспективною тенденцією в розробці та удосконаленні ГА обертання є використання гідроапаратів із гідравлічною осциляцією з суттєво покращеними динамічними характеристиками та введення гідравлічного зворотного зв'язку, а також гідроапаратів з електричною осциляцією, а саме, слідкуючих з електрокеруванням та з

пропорційним електричним керуванням. ГА з гідравлічною осциляцією та гідравлічним керуванням забезпечать суттєве поліпшення динамічних характеристик машин, підвищать їх надійність, спростять технічне обслуговування та експлуатацію, дозволять повною мірою реалізувати переваги об'ємного ГА.

На основі аналітичного огляду літературних джерел встановлено, що існуючі ГА обертання мають складну конструкцію та містять електрогідравлічну чи електромеханічну системи керування. Конструкції гідравлічних вібраційних контурів апаратів із гідравлічною осциляцією не забезпечують високого коефіцієнта підсилення та мають складну конструкцію.

Аналіз літературних джерел, наведений вище, дозволив установити, що підвищення показників технічного рівня, ефективності функціонування й експлуатації ГА обертання можна отримати удосконаленням гідравлічної системи керування, використанням удосконаленого ГР із гідравлічною осциляцією і введенням гідравлічного зворотного зв'язку за тиском. Це є актуальним та складним завданням, яке існує в промисловості. Розв'язання цього завдання потребує удосконалення принципової схеми ГА і дослідження його динамічних характеристик на базі розробки уточненої математичної моделі.

## **1.2. Розробка гідророзподільника з гідравлічною осциляцією та принципової схеми гідроагрегату обертання**

Виконаний огляд літературних джерел показав, що використання як ГВК резонатора з шунтувальним патрубком дозволяє досягти підсилення амплітуди пульсацій тиску РР. Такий ГВК має просту конструкцію, невеликі габарити та здатний забезпечити достатньо великий коефіцієнт підсилення. До складу розробленого ГВК входять: циліндричний корпус 1 (ємнісний елемент) (рис. 1.6) із внутрішнім патрубком 2 (інерційний елемент), діаметр якого менше діаметра вхідного патрубка 3, які разом реалізують шунтувальний резонансний контур. Патрубок 3 з'єднує ГВК із магістраллю живлення ГА (джерела пульсацій тиску), а патрубок 4 – із камерою керування ГР.

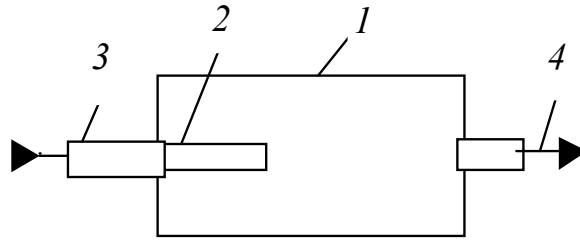


Рис. 1.6. Схема резонатора з шунтувальним патрубком: 1 – циліндричний корпус; 2 – внутрішній патрубок; 3 – вхідний патрубок; 4 – вихідний патрубок

Резонансний шунтувальний контур є резонатором Гельмгольца, у якому як пружний елемент використовується гідравлічна ємність. Вона з'єднується з основною магістраллю каналами, які мають інерційний опір. РР у внутрішньому патрубку є масою, що коливається. При зсуві цієї маси, наприклад у бік камери резонатора, РР у камері стискається і виникаючі сили надлишкового тиску виконують роль повертаючої сили, яка підсилює амплітуду пульсацій тиску РР. Максимальний надлишковий тиск  $\Delta p_{p \max}$ , що виникає в резонаторі, розраховується за залежністю [63]

$$\Delta p_{p \max} = \frac{\rho c^2 A}{W_0} (L - l_2),$$

де  $A$  – площа внутрішнього патрубка;  $W_0$  – об'єм камери;  $L$  – довжина камери;  $l_2$  – довжина внутрішнього патрубка.

Власна частота коливань у внутрішньому патрубку, або частота резонатора, розраховується за залежністю [63]

$$\omega_0 = c \sqrt{\frac{A}{W_0 L}}.$$

Пульсації тиску РР надходять до ємності через патрубки 3 та 2. Внаслідок зрушення фаз пульсуючого потоку РР та власної частоти резонатора відбувається підсилення пульсацій тиску РР, які надходять до камери керування ГР. Змінюючи на етапі проектування геометричні розміри ГВК – діаметри та довжини камери й внутрішнього патрубка 2, можна отримати необхідний коефіцієнт підсилення амплітуди пульсацій тиску РР.

Ефективність ГВК оцінювали за коефіцієнтом підсилення амплітуди пульсацій тиску РР:

$$k_{\text{п}} = a_{p \text{ вих}} / a_{p \text{ вх}}$$

де  $a_{p \text{ вх}}$  і  $a_{p \text{ вих}}$  – відповідно амплітуди пульсацій тиску РР на вході та виході ГВК, МПа.

Сила, під дією якої відбувається осциляція ЗРЕ, у загальному випадку визначається залежністю

$$F_{\text{осц}} = k_{\text{п}} \cdot A_{\text{ЗРЕ}} \cdot a_{p \text{ вх}}, \quad (1.1)$$

де  $A_{\text{ЗРЕ}}$  – площа торцевої поверхні ЗРЕ з боку ГВК, м<sup>2</sup>;

$a_{p \text{ вх}}$  – величина пульсацій тиску РР на виході об'ємної гідромашини, яка за даними [3] становить 3–5 % від рівня тиску живлення.

Таким чином, розроблений ГВК, принцип дії якого базується на підсиленні пульсацій тиску РР із виходу об'ємного насоса, використання яких у слідкуючих ГР для здійснення осцилюючого руху ЗРЕ дозволяє поліпшити динамічні характеристики ГР і розробити «виключно» гідравлічні системи керування.

На базі цього ГВК нами розроблено конструкцію слідкуючого ГР, особливістю якого є реалізація гідравлічної осциляції ЗРЕ з великою частотою та малою амплітудою. Це забезпечується за рахунок підсилення амплітуди пульсацій тиску РР із виходу об'ємного насоса в ГВК та встановлення двох пружин із різною жорсткістю в камерах керування ГР. Причому встановлювати такий ГР потрібно якнайближче до насоса – джерела пульсацій [7].

Нами розроблено перспективне схемне рішення ГА обертання (рис. 1.7) [93]. Він містить послідовно з'єднані ГР із ГВК, що дозує витрату, та клапан тиску 12, який складається із дроселюючого ГР, під торці якого підведено тиски – до ГР із ГВК (тиск на виході насоса  $p_{\text{ГА}}$ ) і після ГР 9  $p_1$  і пружини 11, розташованої в камері більш низького тиску (за ГР 9), що забезпечує постійний перепад тиску на дроселюючій щілині ГР 9. Клапан тиску 12 виконує функцію керуючого дроселя (компенсатора тиску) і одночасно елемента порівняння в системі, а ГР із ГВК – компенсатора витоків за рахунок введення зворотного зв'язку за тиском із входу ГМ 14.

Регулювання рівня тиску в ГА здійснюється запобіжним клапаном 22 та контролюється манометром 21. Запобіжний клапан непрямої дії 22 містить пілотний ГР 23 для розвантаження насоса 2 від тиску, наприклад у



При вмиканні електромагніта ГР 23 він перекриває лінію зливу РР із камери керування клапана 25 і запобіжний клапан 22 працює у звичайному режимі доти, доки тиск РР не створює зусилля, достатнього для подолання сили пружини клапана 25, ЗРЕ клапана 24 не відірветься від свого сідла й РР не буде надходити на злив у гідробак 1. При підвищенні тиску в камері керування клапана 24 до значення, при якому долається сила пружини клапана 25, клапани 24 і 25 послідовно відкриваються й починається переливання РР із лінії нагнітання 5 насоса 2 у гідробак 1 під тиском налаштування клапана 25.

При вимиканні електромагніта ГР 23 лінія керування клапана 24 з'єднується з гідробаком 1 і на дроселі клапана 24 виникає перепад тиску, внаслідок якого ЗРЕ клапана 24 відривається від сідла й починається режим розвантаження насоса – РР під мінімальним тиском (достатнім тільки для подолання зусилля пружини основного клапана 24) зливається з лінії нагнітання насоса 2 у гідробак 1.

При вмиканні електродвигуна 3, з'єданого з об'ємним насосом 2 муфтою 4, РР із частотою пульсацій, кратною частоті обертання привідного електродвигуна 3, помноженою на кількість робочих камер насоса 2, та амплітудою тиску, обумовленою навантаженням ГМ 14, подається каналом 6 через внутрішній патрубок 7 до камери 8 – резонатора, де відбувається підсилення амплітуди пульсацій тиску, а далі – до лівої камери керування ГР 9. На ЗРЕ ГР 9 з одного боку діють змінна в часі сила, обумовлена пульсаціями тиску з виходу об'ємного насоса, які підсилюються в резонаторі, та сила пружини 10, а з іншого – сила пружини 19. Завдяки цьому, ЗРЕ здійснює осцилюючий зворотно-поступальний рух із великою частотою та малою амплітудою, усуваючи, таким чином, силу тертя спокою та підвищуючи чутливість ГР 9 до гідравлічного керуючого сигналу. Одночасно РР із виходу об'ємного насоса 2 підводиться до правої камери керування клапана тиску 12 та до ГР 9.

Під дією сил пружин 10 і 19 та тиску в лівій камері керування ГР із ГВК його ЗРЕ займає положення, при якому дроселюючі щілини закриті. Початкове відкриття дроселюючих щілин ГР 9, тобто частота обертання ГМ

14, задається за допомогою регульованої пружини 19 при працюючому насосі під час налаштування ГА.

При подачі електричного струму на електромагніт ГР 23 РР від насоса 2 по напірній магістралі 5 підводиться до слідкуючого ГР 9 із гідравлічним керуванням, а далі через його дроселюючу щілину надходить до клапана тиску 12.

На клапані тиску відбувається порівняння тиску з виходу насоса  $p_{ГА}$  і тиску з виходу ГР 9  $p_1$ , що забезпечує внутрішній постійний перепад тиску на ГР 9, викликаний зміною зовнішнього навантаження  $P_n$ , тобто забезпечує постійну витрату через ГМ 14. РР із виходу клапана тиску 12 трубопроводом 13 надходить до каналу живлення ГМ 14, який починає обертатися. РР із каналу зливу ГМ 14 трубопроводом 17 надходить до слідкуючого ГР 9 із гідравлічним керуванням та через його другу дроселюючу щілину трубопроводом 20 відводиться на злив у бак 1. Канал живлення 13 ГМ 14 трубопроводом 18 з'єднаний із правою камерою керування ГР 11. Таким чином, реалізується гідравлічний зворотний зв'язок за тиском. Тиск у трубопроводі 13 залежить від навантаження на валу 15 ГМ 14, яке пропорційне силі натягу дроту  $P_n$  на барабані 16. При збільшенні сили натягу дроту збільшується тиск на вході ГМ 14 та в правій камері керування ГР 9, змінюється баланс сил, що діють на його ЗРЕ, і збільшуються витоки через ГМ 14. При збільшенні тиску в правій камері керування ГР 9 його ЗРЕ переміщується вліво, відкриває дроселюючі щілини та компенсує таким чином збільшення витоків через ГМ 14. При зменшенні сили натягу  $P_n$  все відбувається навпаки. При вимиканні електромагніта ГР 23 РР під мінімальним тиском зливається у гідробак 1 і ГМ 14 зупиняється.

Використання для керування слідкуючим ГР 9 тиску живлення ГМ 14, тобто запровадження гідравлічного зворотного зв'язку за тиском та гідравлічної осциляції, дозволяє забезпечити постійну силу натягу дроту, підвищити гідравлічну жорсткість ГА та надійність за рахунок використання одного виду енергії та компенсувати витоки, які виникають при роботі ГМ і змінюються в процесі експлуатації ГА. Таким чином, розширюється сфера застосування та покращуються показники технічного рівня ГА.

### 1.2.1. Порівняння розробленої схеми гідроагрегату обертаня з існуючими

З метою співставлення систем керування розробленого ГА обертаня з існуючими проводили їх порівняльний аналіз. Як найбільш близьку до розробленої системи керування розглядали ГА з електрогідравлічною системою керування (рис. 1.8). Електрогідравлічну систему керування, реалізовану на елементах фірми Rexroth [138] та Гомельського ПО «Гідравтоматика» [36], наведено у табл. 1.1.

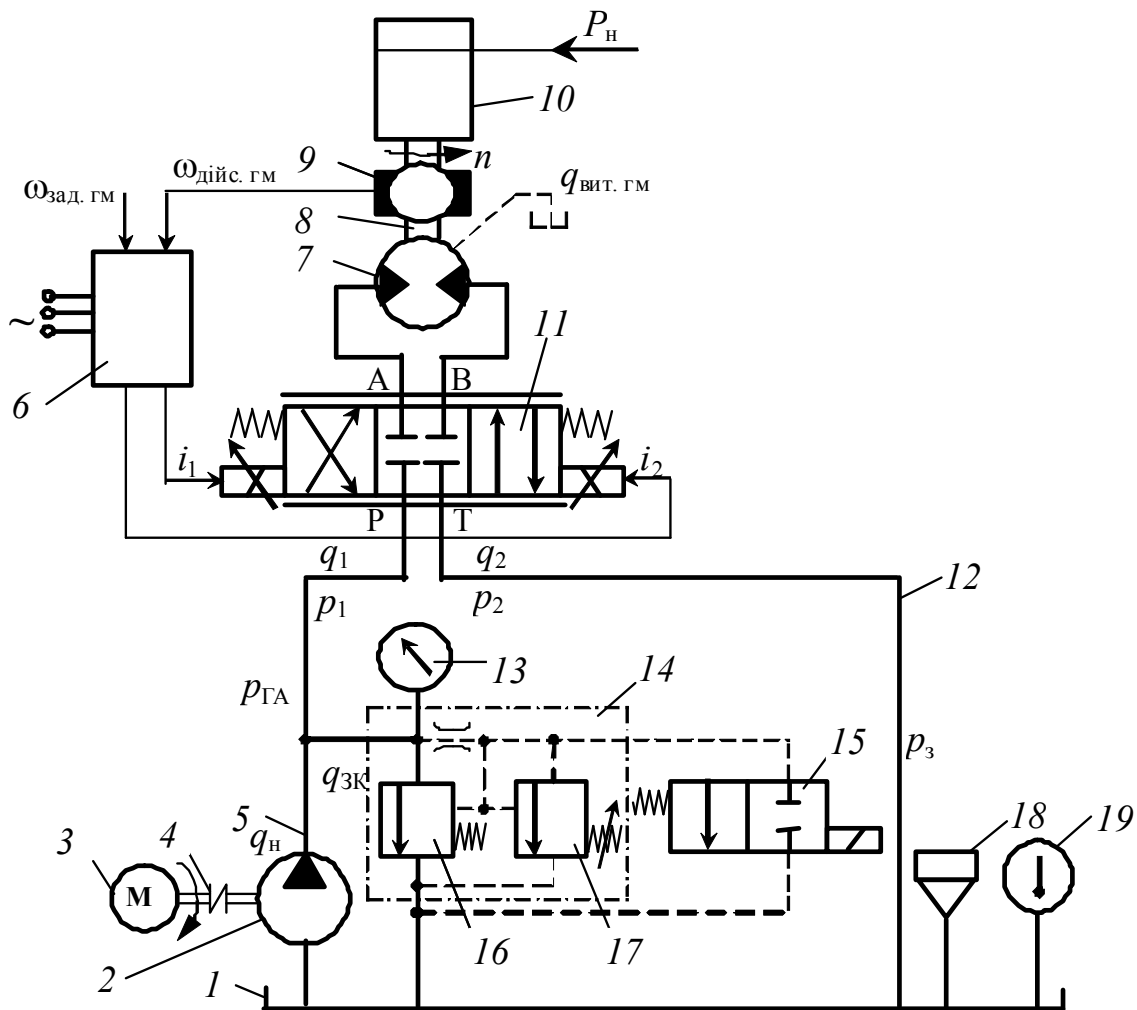


Рис. 1.8. Електрогідравлічна схема ГА обертаня: 1 – бак; 2 – насос; 3 – електродвигун; 4 – муфта; 5, 12 – трубопроводи; 6 – електронний блок керування; 7 – ГМ; 8 – вал ГМ; 9 – датчик оптико-електричний; 10 – котушка для намотування дроту; 11 – ГР із пропорційним електричним керуванням; 13 – манометр; 14 – запобіжний клапан; 15 – ГР; 16 – основний запобіжний клапан; 17 – допоміжний запобіжний клапан; 18 – заливна горловина; 19 – термометр

Таблиця 1.1 – Порівняльна характеристика систем керування ГА обертання

	Розроблена (див. рис. 1.7)			Електрогідравлічна, реалізована на елементній базі (див. рис. 1.8)					
				Фірма Rexroth [138]			Гомельського ПО «Гідроавтоматика» [36]		
	тип	час спрацювання, с	ціна, грн [89]	тип	час спрацювання, с	ціна, грн [89]	тип	час спрацювання, с	ціна, грн [89]
Зворотний зв'язок	гідравлічний, трубопровід	$4 \cdot 10^{-3}$	120	датчик оптико-електричний	$1 \cdot 10^{-5}$	3000	датчик оптико-електричний	$1 \cdot 10^{-5}$	3000
Система керування	клапан тиску	0,2	800	ГР із пропорційним електричним керуванням	0,2	16500	ГР із пропорційним електричним керуванням	2,53	7300
	ГР із ГВК	0,2	8300	електронний блок керування	$1 \cdot 10^{-3}$	33000	електронний блок керування	2,45	7500
Час спрацювання системи керування, с		0,4	–		0,201	–		4,98	–
Ціна системи керування, грн		–	9220		–	52500		–	17800

З табл. 1.1, де подано порівняльний аналіз складових елементів системи керування ГА обертання, видно, що гідравлічна система керування розробленого ГА має дещо більший час спрацювання ніж реалізована на елементах фірми Rexroth, однак, її ціна майже в 6 разів менша. Розроблена система керування за всіма параметрами значно перевищує систему, реалізовану на елементній базі Гомельського ПО «Гідроавтоматика». Таким чином, нами доведено ефективність використання розробленої системи керування ГА обертання.

### **1.3. Пульсації тиску на виході об'ємної гідромашини**

Джерелами коливань витрати РР у ГА є насосні установки, трубопроводи, регулююча та розподільна гідроапаратура, виконавчі гідродвигуни та резервуари, на яких змонтовано гідрообладнання. Коливання, викликані гідроапаратурою, виникають при коливанні ЗРЕ за рахунок змінних гідродинамічних сил, зумовлених пульсацією РР, а також кавітаційних та турбулентних явищ, зумовлених цими пульсаціями. Саме такі причини викликають у ГА широкий діапазон частот коливань [139]. Зауважимо, що ГА має властивості фільтра [99], тому при виникненні коливань вищі гармоніки приглушуються лінійною частиною фільтра.

Пульсаціям тиску РР в об'ємних ГА присвячено велику кількість наукових робіт [3, 24, 64, 84] та ін. Розглянемо пульсацію витрати РР на прикладі аксіально-поршневого насоса з похилим диском та гідростатичними опорами поршнів (рис. 1.9). При обертанні вала насоса, з'єднаного із блоком циліндрів, поршні з гідростатично розвантаженими підп'ятниками здійснюють зворотно-поступальний рух. Притискання поршнів до нахилених дисків здійснюється за допомогою дисків із підпружиненою опорою.

При русі поршнів РР через камеру всмоктування та кільцеві пази розподільного диска надходить у робочі камери блока циліндрів, а потім – у камеру нагнітання. В «мертвих» положеннях поршнів отвори циліндрів перекриваються верхньою й нижньою відокремлюючими перемичками, розташованими між розподільними вікнами, які розділяють камери всмоктування й нагнітання. Подача насоса регулюється зміною кута  $\gamma$  нахилу осі диска щодо осі циліндрового блока.

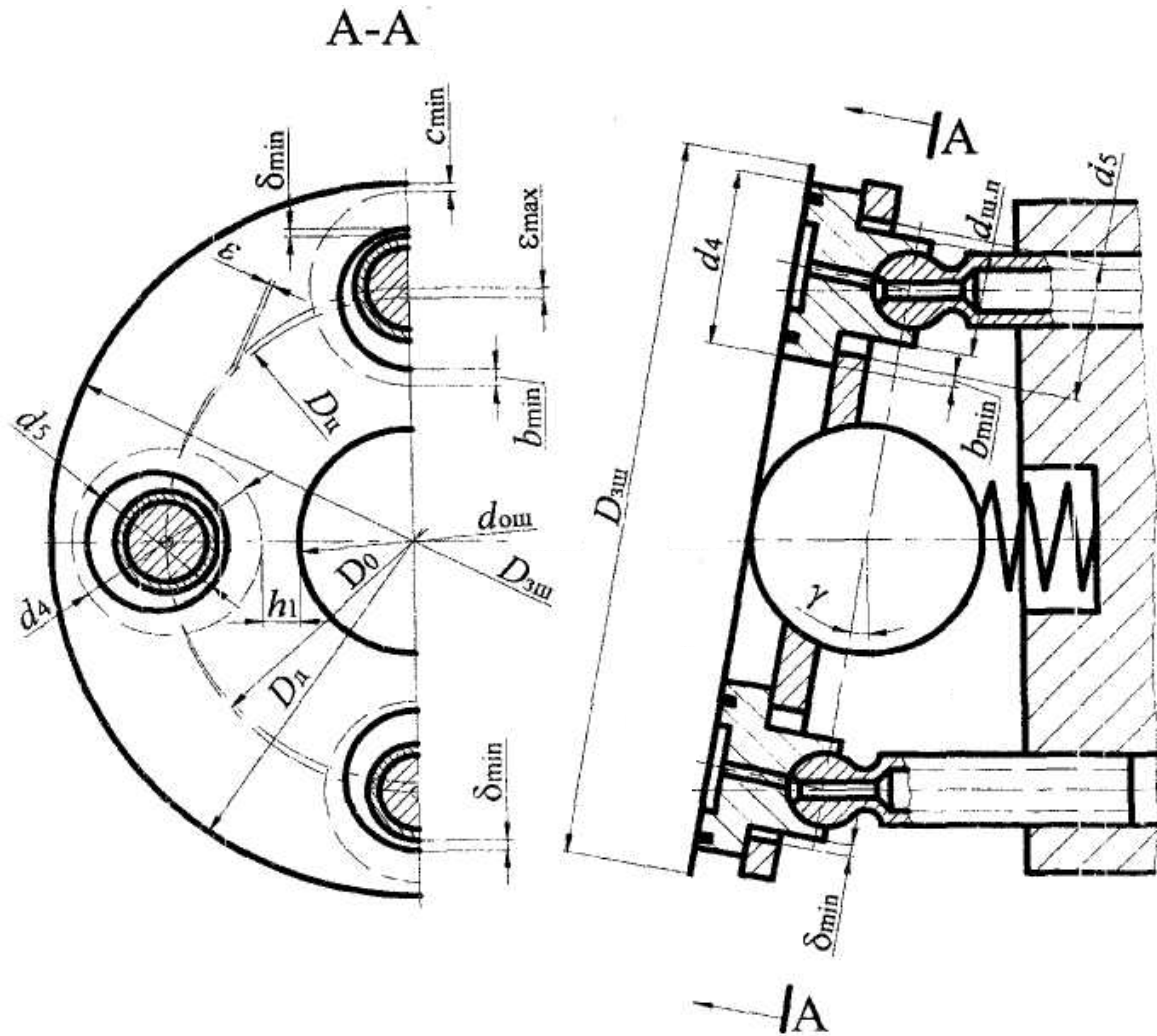


Рис. 1.9. Кінематична схема аксіально-поршневого насоса з похилим диском і кільцевими гідростатичними опорами поршнів

Пульсацію тиску РР насоса розуміють як різницю між максимальним і мінімальним його значенням у вихідній камері, що обумовлено зміною максимальної та мінімальної витрати [102].

Миттєва теоретична (геометрична) подача одного поршня аксіально-поршневої машини з похилим диском пропорційна відносній швидкості його руху в циліндрі та визначається за виразом [87]

$$q_{\varphi}(t) = \omega \cdot \frac{D_0}{2} \cdot A_{\text{п}} \cdot \text{tg} \gamma \cdot \sin \varphi(t),$$

де  $D_0$  – діаметр блока по осях циліндрів, м;  $A_{\text{п}} = \pi d^2/4$  – площа поршня, м<sup>2</sup>;  $d$  – діаметр поршня, м;  $\gamma$  – кут, утворений осями циліндрового блока і похилого диска, град.;  $\varphi(t)$  – кут повороту вала, град.

Теоретична подача рідини має нерівномірний пульсуючий характер і складається із суми подач окремих поршнів, які здійснюють у поточний момент робочий цикл [26]

$$q_{н. теор}(t) = \sum q_{\varphi}(t) = \omega \cdot \frac{D_0}{2} \cdot F \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sum_{k=0}^{m_z-1} \sin[\varphi(t) + k \cdot \beta] =$$

$$= \omega \cdot \frac{D_0}{2} \cdot A \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \sin\left[\varphi(t) + \frac{m_z-1}{2} \cdot \beta\right] \cdot \sin \frac{m_z \cdot \beta}{2} \cdot \operatorname{cosec} \frac{\beta}{2}, \quad (1.2)$$

де  $m_z$  – кількість поршнів, що одночасно перебувають у зоні нагнітання;  $\beta = 2 \cdot \pi / z$  – кут між поршнями, град.;  $z$  – загальна кількість поршнів;  $k$  – коефіцієнт, який послідовно приймається  $0, 1, 2, \dots, m_z$ .

Для насосів із непарною кількістю поршнів при зміні  $\varphi$  від  $0$  до  $\beta/2$  кількість поршнів, що одночасно перебувають у зоні нагнітання  $m_z = (z+1)/2$ , а при зміні  $\varphi$  від  $\beta/2$  до  $\beta - m_z = (z-1)/2$ .

Коефіцієнт нерівномірності подачі насоса (рис. 1.10) розраховують [26]:

– при парній кількості циліндрів

$$\sigma_{\Pi} = [q_{н(ГМ) теор \max} - q_{н(ГМ) теор \min}] / q_{\max} \approx 5/z^2,$$

– при непарній

$$\sigma_{\Pi} = [q_{н(ГМ) теор \max} - q_{н(ГМ) теор \min}] / q_{\max} \approx 1,25/z^2,$$

де  $q_{н(ГМ) теор \max}$ ,  $q_{н(ГМ) теор \min}$  – максимальне та мінімальне значення теоретичної подачі, м<sup>3</sup>/с.

Оскільки амплітуда коливань подачі при парній  $z$  значно більша, а частота в два рази менша, ніж при непарній  $z$ , аксіально-поршневі насоси, як і інші об'ємні машини, конструюють із непарною кількістю циліндрів:  $z = 7; 9; 11$  [78].

Нерівномірність витрати є причиною виникнення вимушених коливань тиску РР, частота яких, у загальному випадку, визначається залежністю

$$f = n \cdot z,$$

де  $f$  – частота коливань тиску РР, с<sup>-1</sup>;  $n$  – частота обертання насоса, с<sup>-1</sup>;  $z$  – кількість циліндрів.

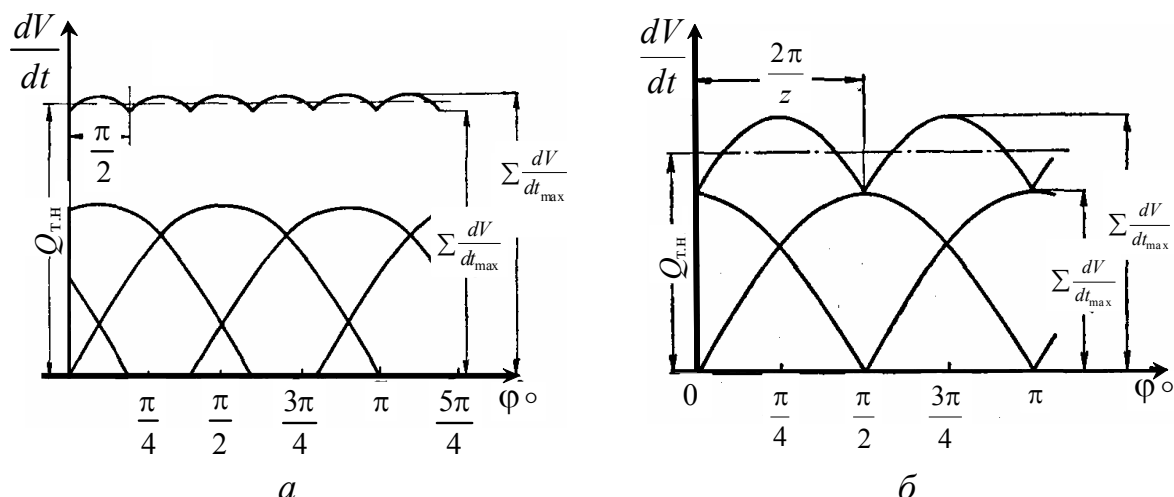


Рис. 1.10. Графіки залежності суми подач поршнів насоса від кута  $\varphi$  повороту вала для: *а* – непарної і *б* – парної кількості поршнів

Установлено, що нерівномірність подачі і викликана нею пульсація тиску РР залежать від типу насоса та конструктивних особливостей розподільного вузла [26]. Такі коливання тиску для аксіально-поршневого нерегульованого насоса типу НА з клапанно-щілинним розподілом відбуваються з частотою 175 Гц, для аксіально-поршневого регульованого насоса типу НА з клапанним розподілом робочої рідини – з частотою 250 Гц [26].

В аксіально-поршневих насосах із плоским розподільним ЗРЕ гідродинамічні коливання тиску виникають при переході робочих камер через розподільну перемичку ГР із вікнами всмоктування та нагнітання і викликаються зворотним потоком РР із нагнітального колектора в камери циліндрів, і переходять від такту всмоктування до такту нагнітання [26]. Стрибокподібне вирівнювання тиску в поршневому просторі супроводжується гідравлічними ударними явищами, збуджує пульсацію РР у нагнітальній магістралі насоса та хвильові процеси в підпоршневому просторі. Коливання тиску з великою амплітудою можуть відбуватися також при роботі насоса з торцевим розподілом у режимі «рідинного голодання» на всмоктуванні [102]. В аксіально-поршневих насосах із клапанним розподілом РР її початкове стискання в робочій камері автоматично регулюється. Однак у цьому випадку потрібний певний перепад тиску для підйому затвора кожного клапана, величина якого залежить від площі ущільнювального пояса затвора

клапана, його інерційності, з урахуванням приєднаної маси РР, гідродинамічної сили та жорсткості пружини. Цей перепад тиску призводить до стрибка тиску в робочих камерах при стисканні, в результаті чого збуджується пульсація тиску РР. Крім цього, однією з основних причин пульсацій може служити великий «мертвий» об'єм у камері насоса [116].

Суттєво впливає на величину пульсацій тиску РР на виході із насоса градієнт наростання тиску в підпоршневих камерах у процесі нагнітання. Результати експериментальних досліджень, наведені в [128], показали, що при роботі аксіально-поршневої гідромашини з торцевим розподілом генеруються коливання чотирьох основних типів: коливання з плунжерною частотою в колекторі, викликані стисканням РР у робочій камері при її реверсуванні та обумовлені роторною частотою в робочій камері; високочастотні пульсації, причиною яких є інерція струменя перетоків РР; високочастотні пульсації, викликані хвильовими процесами в напірній магістралі; високочастотні пульсації, які є наслідком хвильових процесів у робочих камерах. Основні частоти пульсацій для деяких типів насосів наведено в додатку А.

Наявність пульсацій на виході аксіально-поршневого насоса дозволяють використовувати його як генератор синусоїдальних коливань [3]. Відомо, що на виході аксіально-поршневої та інших гідромашин, крім основної гармоніки коливань тиску РР, присутні інші, обумовлені причинами, зазначеними вище. Зазвичай розподіл амплітуди коливань у різних гідромашин подібний.

При проектуванні ГР із ГВК важливо з'ясувати характер пульсацій тиску РР у ГА. Для цього за літературними джерелами проведено аналіз пульсацій тиску на виході об'ємного насоса за розкладенням у ряд Фур'є. Аналіз форми пульсацій тиску РР шестеренного насоса, наведеного в роботі [87] показав, що вищі гармоніки пульсацій на порядок менші від першої. Отже, ними можна знехтувати та розглядати процес пульсацій тиску РР на виході з шестеренного насоса як моногармонічний. Аналогічний висновок можна отримати, якщо окремий імпульс тиску РР апроксимувати гармонічним синусоїдальним коливанням при збереженні основних параметрів імпульсу: тривалості, періоду повторювання, шпаруватості та середнього зна-

чення амплітуди [81] або розглядати спрощену форму такого імпульсу, вважаючи, що вона передає 95 % всієї енергії [81].

Аналіз пульсацій тиску пластинчастого насоса подвійної дії, отриманий експериментальним шляхом на підставі його гармонічного аналізу, встановив, що амплітуда першої гармоніки на порядок вища амплітуд третьої і п'ятої гармонік, а функцію, яка описує пульсацію тиску РР у ГА з достатньою для практичних результатів точністю, можна розглядати як моногармонічну [57]. Аналогічний висновок можна зробити з розгляду експериментально отриманих осцилограм пульсацій тиску РР на виході об'ємних насосів та розкладання їх спектра частот [4, 65, 102].

У роботі [29] показано, що будь-яка регулярно повторювана крива може бути отримана шляхом накладення певного набору синусоїдальних кривих. Таким чином, дослідження характеристик коливального процесу можна звести до визначення простих синусоїд. При малих відхиленнях тиску від їх сталих значень функція витрати лінійно залежить від перепаду тиску, отже, вона й функція швидкості РР у ГА можуть бути описані моногармонічними функціями.

Проведений вище аналіз причин виникнення пульсацій тиску РР на виході об'ємних гідромашин показав, що у наближенні, допустимому для розрахунків, закон зміни пульсацій тиску РР на виході об'ємної гідромашини може бути прийнятий гармонічним, який змінюється напівсинусоїдально.

#### **1.4. Урахування параметрів робочої рідини та робочих процесів у методиках розрахунку гідроагрегату обертання**

Головною функцією, яку виконує РР у ГА є передача енергії. Крім того, вона забезпечує змащування, охолодження, захист деталі від корозії та евакуацію продуктів відпрацьовування [87]. Вимоги до РР ГА досить докладно описані у роботах [34, 110] і інших. Зазвичай у ГА використовуються мінеральні масла, зокрема типу ІПП, характеристики яких наведено у роботі [110]. Розглянемо властивості РР, які впливають на характеристики ГА і потребують урахування при їх розрахунках та проектуванні.

До складу диференційних рівнянь, що описують робочі процеси в об'ємних ГА, входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності РР. Біль-

шість дослідників при розрахунку та моделюванні таких процесів приймають значення цих параметрів постійними, рівними їх середньому значенню. Однак в процесі функціонування ГА внаслідок дроселювання рідини змінюється її температура. З підвищенням температури зменшується її в'язкість, що призводить до збільшення витоків та погіршення змащувальних властивостей. При збільшенні в'язкості рідини у насосі та ГА зростають втрати тиску. Все це призводить до зменшення їх ККД, ось чому для стабільності характеристик ГА важливим є забезпечення відповідного температурного режиму РР.

Зазвичай РР містить розчинене та нерозчинене повітря, причому останнє суттєво впливає на її властивості. Під час експлуатації об'ємного ГА відбувається підсмоктування повітря, що приводить до збільшення газовмісту РР (вмісту розчиненого та нерозчиненого повітря). Найбільш інтенсивно підсмоктування повітря відбувається на лінії всмоктування, внаслідок недостатнього занурення всмоктувального патрубка насоса або значного зниження рівня РР у баку, а також через зливний трубопровід при малому рівні РР у баку та ущільнення рухомих та нерухомих елементів ГА. Потрібно зазначити, що середнє значення газовмісту рідини у ГА становить (0,1–5,0) % [114].

Для визначення характеристик двофазної рідини використовували аналітичні залежності з робіт [75, 104], які подавали у такому вигляді:

– модуль об'ємної пружності

$$E_{\text{сум}}(t) = k(p(t) + 10^5)(Ap(t) + B) \times \\ \times \frac{(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}{k(p(t) + 10^5) (1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 (Ap + B) \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}; \quad (1.3)$$

– густина

$$\rho_{\text{сум}}(t) = \rho_{\text{р0}} \left\{ (1 - m_0) \left[ 1 + \frac{p(t) - p_0}{E_{\text{сум}}(t)} \right] \left[ \frac{1}{1 + \alpha(T(t) - T_0)} \right] \right\} + \\ + \rho_{\text{г0}} m_0 \frac{p(t)}{p_0} \frac{T_0 + 273^\circ}{T(t) + 273^\circ}; \quad (1.4)$$

– коефіцієнт динамічної в'язкості

$$\mu_{\text{сум}}(t) = \mu_0(1 + 1,5m_0) \left[ 1 + a \frac{p(t) - p_0}{p_0} \right] e^{-\lambda_T(T(t) - T_0)}; \quad (1.5)$$

– коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_{t \text{ сум}}(t) = \mu_{\text{сум}}(t) / \rho_{\text{сум}}(t), \quad (1.6)$$

де  $t$  – час;  $k$  – показник політропи;  $p_0$ ,  $p(t)$  – відповідно початковий і робочий тиски рідини у ГА;  $A$ ,  $B$  – параметри рідини, визначені зі статті [104], залежно від її температури й марки;  $m_0 = V_{\text{г0}}/V_{\text{сум0}}$  – відношення фази нерозчиненого повітря  $V_{\text{г0}}$  до повного об'єму газорідинної суміші  $V_{\text{сум0}}$ ;  $\rho_{\text{р0}}$  і  $\rho_{\text{г0}}$  – густина рідини й газової складової за нормальних умов відповідно;  $\alpha$  – температурний коефіцієнт об'ємного розширення рідини;  $T_0$  і  $T(t)$  – початкова й змінна температура рідини в ГА відповідно;  $a$ ,  $\lambda_T$  – коефіцієнти ( $a = 0,003$ , [34];  $\lambda_T$  залежить від типу рідини та для об'ємних ГА знаходиться в межах  $0,023 \dots 0,028$  [135]).

У статті [22] нами доведено, що для розрахунку густини РР при пульсаціях тиску РР у ГА цілком правомірно використовувати залежність (1.4), що дозволяє підвищити точність її визначення. Збільшення газомісту РР призводить до зменшення середнього її значення, а зміна її в часі відбувається з частотою пульсацій тиску РР.

Врахування пружних властивостей трубопроводів, каналів, корпусів здійснювали приведеним модулем пружності РР  $E_{\text{пр. сум}}(t)$ , який з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю [97]

$$E_{\text{пр. сум}}(t) = \frac{E_{\text{сум}}(t)}{1 + \frac{d_{\text{тр}} E_{\text{сум}}(t)}{\delta_{\text{тр}} E_{\text{тр}}}}, \quad (1.7)$$

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

Зауважимо, що зміна температурного режиму роботи ГА протягом експлуатаційного циклу залежить від його навантаження. Як встановлено в результаті експериментальних досліджень, описаних у статті [54], різне навантаження на виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу ГА на сталий температурний режим. При цьому при збільшенні температури рідини на кожні 10 °С, в діапазоні (30–70) °С, відбувається зменшення енергоспоживання ГА на величину від 1,7 до 6 %. У загальному випадку характер зміни температурного режиму роботи ГА невідомий, тому початковою  $T_0$  і змінною температурою рідини  $T(t)$  задаються, визначаючи останню з теплового розрахунку ГА в усталеному режимі.

Для забезпечення стабільності характеристик ГА важливим є підтримання стабільної в'язкості РР, що забезпечується дотриманням відповідного її температурного режиму. Зазвичай температуру РР у ГА з водяним охолодженням приймають у межах від 50 до 60 °С, а з повітряним – від 70 до 80 °С [135]. Більшість дослідників при розрахунках та проектуванні ГА приймають температуру РР – 50 °С та вважають, що РР добре очищена, а тверді частинки, що присутні в ній, не впливають на роботу ГА.

Визначено параметри РР, урахування яких дозволяє підвищити точність розрахунку нестационарних гідродинамічних процесів, що відбуваються у ГА та ГР з осциляцією. Потрібно зазначити, що в роботі [125] наведено рекомендації щодо вибору в'язкості (марки) рідини залежно від типу насоса ГА, а в роботах [107, 110] – їх властивості.

## РОЗДІЛ 2

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ

#### **2.1. Аналіз методів розрахунку й проектування гідроагрегату обертаня та керуючої гідроапаратури**

Основою методів розрахунків ГА обертаня та керуючої гідроапаратури є фундаментальні дослідження таких вчених, як Є.І. Абрамов, Г.А. Аврунін, Т.М. Башта, В.П. Бочаров, М.С. Гаминін, Г.Й. Зайончковський, Ю.М. Захаров, М.І. Іванов, Р.Д. Іскович-Лотоцький, Б.Л. Коробочкін, А.П. Кононенко, В.А. Лещенко, З.Я. Лур'є, Б.Ф. Лямаєв, К.Л. Навроцький, Г.А. Нікітін, І.В. Ніколенко, Д.М. Попов, В.М. Прокоф'єв, О.М. Склярєвський, В.Б. Струтинський, Д.О. Сьомін, З.Л. Фінкельштейн, Е.М. Хаймович, В.А. Хохлов, Ю.І. Чупраков, О.М. Яхно, Д.Ф. Блекборн, М. Гійон та інші.

#### *2.1.1. Аналіз методів розрахунку й проектування гідророзподільника та гідроагрегату*

У статті [137] наведено математичну модель ГВК, побудовану з використанням методу Ейлера, але в ній відсутні рекомендації щодо визначення його раціональних конструктивних і робочих параметрів. Використання цієї математичної моделі є досить трудомістким. Диференційні рівняння, які описують нестационарний рух РР у ГА і можуть бути використані при математичному описі гідродинамічних процесів у ГВК, наведено в роботі [61]. Їх розв'язання здійснюється методом різницевих схем із визначеним кроком дискретизації. При цьому не враховується запізнення імпульсів тиску в межах ділянки трубопроводу ГА, що може призвести до значних похибок, особливо у системах, які працюють із великою циклічністю.

У роботі [134] наведено методику, яка може бути використана при проектуванні ГВК і оснований на електроаналогії, та накладає ряд обмежень, пов'язаних із розмірами ГВК та нестационарністю гідромеханічних процесів. Використання цієї методики потребує проведення попередніх експери-

ментальних досліджень. У роботі [81] для побудови математичних моделей ГВК запропоновано використовувати метод стоячих хвиль, однак, ця методика не враховує сили тертя, обумовленої пульсацією тиску РР, відбиття хвиль тиску, зміну площі перерізу каналів та трубопроводів, а отже, не може бути цілком використана при проектуванні ГВК.

У статті [12] наведено математичні моделі ГВК, побудовані з використанням методу Фур'є, але вони не можуть бути використані при розрахунках ГВК за умови відсутності в ньому витрати. Більш повно висвітлено цю задачу в статті [20], де побудова математичних моделей ГВК здійснюється на основі рівняння Нав'є – Стокса. Такий підхід цілком правомірно може бути використаний при проектуванні ГВК. Однак у цій статті не розглядається оптимізація параметрів ГВК. Таким чином, визначення конструктивних і робочих параметрів ГВК на основі проведення всебічних аналітичних досліджень із використанням оптимізації є актуальним науковим завданням. Більш докладний аналіз методів, які можуть бути використані при проектуванні ГВК, проведено нами в статті [16].

Робота [131], присвячена проектуванню ГР, не містить залежностей для розрахунку та аналізу його динамічних характеристик, не розглядає оптимізацію параметрів ГР і не визначає їх вплив на характеристики ГА. Наведена у роботі [30] методика проектування ГР у складі ГА дозволяє визначити його основні конструктивні параметри, статичні та динамічні характеристики. Багато уваги приділяється вибору форми вікна гільзи, її впливу на коефіцієнти підсилення за витратою та тиском, питанням вибору матеріалу та технології виготовлення елементів ГР. Однак ця методика не враховує нестационарні робочі процеси, що відбуваються у ГР та ГА, змінність коефіцієнтів витрат і втрат, гідравлічного опору каналів тощо.

У методиці розрахунку ГР [135] велика увага приділена характеристикам РР і формулюванню вимог до параметрів ГА, при яких виконується умова нерозривності течії РР та відсутність кавітації. Однак як і у роботі [131], методика, описана в роботі [135], не дозволяє проаналізувати вплив нестационарних гідродинамічних процесів на характеристики ГР та ГА.

Аналіз впливу параметрів РР на характеристики ГА проведено у роботі [78]. Однак характеристикам ГР тут приділяється незначна увага і не розглянуто вплив параметрів РР на характеристики ГР. Таким чином, ця методика не може бути цілком використана при проектуванні ГР з осциляцією у складі ГА.

Докладний аналіз конструктивних особливостей ГР подано у роботі [34], в якій наведено математичні моделі ГР, визначено сили, що діють на його ЗРЕ, розглянуто статичні та динамічні характеристики, їх зв'язок із коефіцієнтами підсилення та конструктивними параметрами ГР та ККД. Однак наведена методика не враховує змінність коефіцієнтів витрат і втрат, гідравлічного опору каналів, властивості РР, несталі гідродинамічні процеси, що відбуваються у ГР та ГА.

Методикам розрахунку та експериментальним дослідженням ГР з осциляцією присвячено роботи [140, 141]. Однак у них не враховані параметри осциляції ЗРЕ, нестационарні гідродинамічні процеси, змінність коефіцієнтів витрат і втрат, гідравлічний опір каналів, властивості РР, що дозволяє докладно визначити характеристики ГР і встановити їх вплив на динамічні характеристики ГА. Тому вони не можуть бути цілком використані при проектуванні ГР з осциляцією.

ГР з осциляцією, яка здійснюється за допомогою механічного вібраційного контуру, розглядається у роботах [24, 25], але не наведено залежності для визначення сили тертя та методики їх проектування. У роботі [97] подано методику проектування ГР з осциляцією у складі ГА, в якій проаналізовано їх конструктивні особливості, наведено математичні моделі, визначено сили, що діють на ЗРЕ, розглянуто статичні та динамічні характеристики. Лінеаризація нелінійних рівнянь, які описують рух ЗРЕ, здійснюється методом гармонічної лінеаризації. Відповідними коефіцієнтами враховується змінність гідравлічного опору каналів. Однак в цій роботі не враховується реальна траєкторія руху ЗРЕ ГР при осциляції, змінність сил, що діють на ЗРЕ при його осциляції, змінність коефіцієнтів витрат і втрат. При гармонічній лінеаризації враховано тільки першу гармоніку коливального процесу. Неусталені гідродинамічні процеси в трубопроводах визначаються

за допомогою диференціальних рівнянь, розв'язання яких при періодичних коливальних процесах є досить складним, а лінеаризація їх може призвести до значних похибок. Таким чином, розглянута методика не може бути повністю використана при проектуванні ГР з осциляцією та ГА.

У роботах [67, 68] наведено методику проектування ГР з осциляцією у складі ГА, яка базується на методі гармонічної лінеаризації. Показано, що на динамічні характеристики ГР впливає як навантаження на його виході, так і параметри на вході. Однак наведена методика не враховує сили демпфування, вплив змінних параметрів РР на характеристики ГР. Не визначено параметри осциляції ЗРЕ, їх вплив на нього та на характеристики ГР і ГА. Неусталені гідродинамічні процеси в каналах ГР та трубопроводах визначаються методом аналогій, що при періодичних коливальних процесах ускладнює їх розрахунок. Не враховано змінність коефіцієнтів витрат і втрат, опору каналів і реальну траєкторію руху ЗРЕ ГР при осциляції. Враховано тільки першу гармоніку коливального процесу ЗРЕ.

Кавітація у ГА суттєво погіршує їх вихідні характеристики. Питанням виникнення кавітації та методам їх усунення присвячено роботи [62, 94] й інші. У роботі [39] встановлено, що кавітація впливає на коефіцієнт витрат гідроапарата, силу, що діє на його ЗРЕ, а отже, на його характеристики. Однак у цій роботі не досліджено вплив осциляції ЗРЕ на процес виникнення кавітації.

Для визначення кавітації в гідроапаратах у роботі [55] пропонується використовувати залежність, яка дозволяє проаналізувати вплив на кавітацію величини переміщення ЗРЕ гідроапарата. Однак і ця залежність не враховує осциляцію ЗРЕ гідроапарата.

У роботі [38] встановлено межі виникнення кавітації у ГР, в якій для недопущення кавітації пропонується, щоб тиск на виході з дроселюючих щілин був не нижче за 2 % від тиску входу в них, а при від'ємному навантаженні не нижче за 4 %. Таким чином, у науково-технічній літературі не розглядаються питання, пов'язані з виникненням кавітації у гідроапаратах з осциляцією, отже, визначення граничних умов її виникнення потребує докладного розгляду.

Оптимізацію параметрів ГР у більшості робіт виконують, використовуючи один або два параметри ГР [98]. У роботі [132] визначення оптимальної відстані між кромками плунжера ГР вирішено графоаналітичним методом, а у роботі [82] задача з визначення оптимальних площ дроселюючих щілин ГР розв'язана прямим аналітичним методом. Отже, у роботах [82, 132] здійснюється раціональний вибір окремих параметрів ГР, але в них не визначено критерії оптимізації, функціональні та критеріальні обмеження.

Отже, ряд припущень, які приймали для зменшення труднощів при обчисленні параметрів та характеристик ГР і ГА, знижували точність розрахунків та не повністю науково обґрунтовані. Оптимізація параметрів мала локальний характер і виконувалася за одним критерієм.

Таким чином, існуючі методи розрахунків не можуть бути цілком застосовані для проектування ГР із розробленим ГВК у складі ГА, оскільки вони комплексно не враховують складні гідродинамічні процеси, змінні параметри РР, реальну траєкторію руху ЗРЕ ГР при осциляції та її вплив на параметри пружин розробленого ГВК. Відсутня доступна інженерна методика розрахунку гідродинамічних процесів у ГВК та динамічних характеристик ГА, розробка якої є складним науково-практичним завданням.

### *2.1.2. Методи розрахунку сил, що діють на запірно-регулюючі елементи гідроапаратів*

Сила тертя є одним із основних параметрів пари плунжер-гільза, що визначає її якість і залежить від величини тиску в ГА, правильності геометричних форм ЗРЕ і гільзи, співвісності їх розташування, радіального зазору, матеріалу, з якого вони виготовлені, якості їх обробки, форми ЗРЕ, фізико-хімічних властивостей РР, її температури, наявності у ній абразивних частинок. У роботах [1, 32, 95, 101, 119] докладно розглянуто вплив на силу тертя матеріалу і якості обробки ЗРЕ та встановлено, що зменшення сили тертя за рахунок цих факторів вичерпано.

В роботах [1, 34, 55, 67, 78, 112] наведено залежності для розрахунку сили тертя на ЗРЕ, але вони комплексно не враховують параметри осциляції ЗРЕ, його неконцентричне розташування відносно втулки, площу поверхні

тертя, силу, прикладену з боку пружного елемента. Залежність, яка враховує фактори, наведені вище, і яка може бути правомірно використана при розрахунку сили тертя на осцилюючому ЗРЕ, наведена в роботі [74]. В ній розрахунок сили тертя ЗРЕ гідроапарата з осциляцією проводять за такою формулою:

$$F_{\text{тр}}(t) = \left\{ \frac{2 k_{\text{т.ко}} c_{\text{пр}\Sigma} x_{\text{пр}0} \left[ \delta + 0,56 D_{\text{пр}} \left( \frac{0,504}{n_{\text{пр}}} + \frac{0,121}{n_{\text{пр}}^2} + \frac{2,06}{n_{\text{пр}}^3} \right) \right]}{L_{\text{ЗРЕ}}} \right\} \text{sign } \dot{x}_{\text{ЗРЕ}} +$$

$$+ 8\pi\mu k_{\text{тр}} \left[ \frac{l_{\text{е.ЗРЕ}}(d_{\text{ЗРЕ}}\delta + \delta^2)}{\left(\frac{d_{\text{ЗРЕ}}}{2} + \delta\right)^2 + \left(\frac{d_{\text{ЗРЕ}}}{2}\right)^2 - \frac{d_{\text{ЗРЕ}}\delta + \delta^2}{\ln\left(1 + \frac{2\delta}{d_{\text{ЗРЕ}}}\right)}} \right] \dot{x}_{\text{ЗРЕ}} \quad (2.1)$$

де  $t$  – час, с;  $c_{\text{пр}\Sigma}$  і  $x_{\text{пр}0}$  – сумарна жорсткість (Н/м) і попередній підтиск пружини, м;  $\delta$  – радіальний зазор, м;  $x_{\text{ЗРЕ}}$  – переміщення ЗРЕ, м, з урахуванням осциляції;  $\text{sign } \dot{x}_{\text{ЗРЕ}}$  – функція Кронекера від  $\dot{x}_{\text{ЗРЕ}}$ ;  $D_{\text{пр}}$  і  $n_{\text{пр}}$  – відповідно діаметр, м, і кількість робочих витків пружини;  $L_{\text{ЗРЕ}}$  – довжина ЗРЕ, м;  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості РР, Па·с;  $k_{\text{т.ко}}$  – коефіцієнт, значення якого знаходиться в межах 0,19–0,21;  $k_{\text{тр}}$  – безрозмірний коефіцієнт тертя, який враховує положення золотника в гільзі;  $d_{\text{ЗРЕ}}$ ,  $l_{\text{е.ЗРЕ}}$  – відповідно діаметр ЗРЕ й ефективна довжина контакту між ним та гільзою, м.

Для зменшення сили тертя обмежують швидкість осциляції ЗРЕ гідроапарата, яку розраховують за формулою [55]

$$\dot{x}_{\text{осц}} \leq \frac{2 F_{\text{р}}(t) k_{\text{т.ко}}}{\mu k_{\text{т}} k_{\text{тр}}}, \quad (2.2)$$

де  $F_p$  – радіальна сила, що діє на ЗРЕ гідроапарата, Н;  $k_T$  і  $k_{тр}$  – відповідно безрозмірний коефіцієнт, що характеризує положення ЗРЕ в гільзі, та коефіцієнт тертя, м, які розраховуються за залежностями, наведеними в роботі [55].

Сила пружини, що діє на ЗРЕ гідроапарата, розраховується за залежністю

$$F_{пр}(t) = c_{пр}(x_{зре}(t) + x_{пр0}), \quad (2.3)$$

де  $x_{пр0}$  – попередній підтиск пружини, який визначає початкову силу, що діє на ЗРЕ, м.

У гідроапаратах з осциляцією пружини входять до ГВК. Динамічні навантаження пружин викликають необхідність урахування різнобічних факторів, що приводить до необхідності уточнення їх конструктивних параметрів, розрахованих за відомими методиками. Тому існуючі методики розрахунку таких пружин мають бути доповнені аналізом коливальних явищ, які впливають на точність відтворення ними заданих функцій та міцність. За умовами праці пружини ГР з осциляцією близькі до паливної апаратури, проектуванню яких присвячено роботи [51, 53] та інші. Крім того, на такі пружини накладаються певні конструктивні обмеження, обумовлені особливістю конструкції ГВК. Однак у цих та інших роботах не досліджено вплив реального закону переміщення ЗРЕ гідроапарата на динамічні характеристики таких пружин. Отже, необхідно доповнити існуючі методики проектування пружин з урахуванням їх роботи в ГВК гідроапаратів.

Міцність пружини знаходять з нерівності [52]

$$\frac{8D_{пр}K_w}{\pi d_{пр}^3} F(t) \leq \tau_{пр.кр}(t), \quad (2.4)$$

де  $\tau_{пр.кр}(t)$  – критична дотична напруга у пружині, МПа;  $F(t)$  – сила, під дією якої відбувається деформація пружини, Н;  $K_w$  – коефіцієнт пропорційності [130]:  $K_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}$ , а  $c = D_{пр}/d_{пр}$ .

$$K_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}, \text{ а } c = D_{пр}/d_{пр}.$$

Для виключення співудару витків пружини має виконуватися умова [124]

$$v_{пр0} \leq v_{пр.кр}, \quad (2.5)$$

де  $v_{\text{пр}0}$  – найбільша швидкість переміщення рухомого кінця пружини (найбільша швидкість руху ЗРЕ), м/с;  $v_{\text{пр.кр}}$  – критична швидкість переміщення рухомого кінця пружини, м/с, яка визначається з залежності [124]

$$v_{\text{пр.кр}} = \frac{\tau_{\text{з.пр}} (1 - F_{\text{пр}2} / F_{\text{пр}3})}{\sqrt{2G_{\text{ст}}\rho_{\text{ст}}}},$$

де  $\tau_{\text{з.пр}}$  – максимальна дотична напруга крутіння, МПа;  $F_{\text{пр}2}$  та  $F_{\text{пр}3}$  – відповідно сили пружини при робочій та максимальній деформації, Н;  $\rho_{\text{ст}}$  – густина матеріалу пружини, кг/м<sup>3</sup>;  $G_{\text{ст}}$  – модуль зсуву матеріалу пружини, МПа.

Визначенню осьової гідродинамічної сили присвячено роботи [59, 77] та інші, але наведені в них залежності не враховують характеристики РР і осциляцію ЗРЕ. Труднощі, що виникають при її розрахунку, пояснюються складністю течії РР у проточній камері гідроапарата при осциляції ЗРЕ, тому значна кількість наукових робіт присвячена експериментальному визначенню цієї сили, наприклад стаття [129].

У роботі [97] наведено залежності для розрахунку осьової гідродинамічної сили, що діє на ЗРЕ ГР, яка враховує характеристики РР. Однак наведена залежність не враховує осциляцію ЗРЕ. В роботі [6] наведено залежність, яка, крім параметрів РР, дозволяє враховувати осциляцію ЗРЕ і правомірно може бути використана при розрахунках гідродинамічної сили:

$$F_{\text{гд}}(t) = -2 c_{\text{гд}} (x_{\text{ЗРЕ}}(t) + x_{\text{осц}} \cos \varphi) - k_{\text{ін}} \frac{d}{dt} (x_{\text{ЗРЕ}}(t) + x_{\text{осц}} \cos \varphi), \quad (2.6)$$

$$\text{де} \quad c_{\text{гд}} = \mu_{\text{ГР}} b_{\text{вік}} (p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}}) \cos \theta_{\text{н}}; \quad (2.7)$$

$$k_{\text{ін}} = \rho(l_3 - l_2) \mu_{\text{ГР}} b_{\text{вік}} \sqrt{\frac{p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}}}{\rho}}, \quad (2.8)$$

де  $l_3$  і  $l_2$  – відповідно відстані між віссю каналу живлення та виточкою в гільзі ГР, віссю каналу зливу та виточкою в гільзі ГР, м;  $\varphi = \omega_{\text{осц}} \cdot t$ , де  $\omega_{\text{осц}}$  – частота осциляції, с<sup>-1</sup>.

## **2.2. Математична модель робочого процесу гідроагрегату обертання**

Особливість робочих процесів у ГА обертання обумовлена взаємодією РР із рухомими елементами регулюючих, розподільних та виконавчих пристроїв, її течією в каналах та трубопроводах із місцевими опорами, наявністю витоків та перетікань. Крім того, внаслідок стислості РР у ГА мають місце коливання окремих рухомих елементів, зміни тиску та витрати РР. Це призводить до появи складних нестационарних гідродинамічних процесів, які необхідно враховувати при побудові математичних моделей. Декомпозиція ГА на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити їх аналіз і синтез, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях.

При розробці математичної моделі робочого процесу ГА обертання проводили його декомпозицію на окремі структурні елементи – насос і ГМ, ГВК і трубопроводи, ГР, клапан тиску, запобіжний клапан та ГР з електрокеруванням. Нестационарність гідродинамічних процесів, які відбуваються в структурних елементах ГА, враховували за розробленою нами методикою, наведеною у статті [11].

### *2.2.1. Обґрунтування прийнятих припущень*

Проведений аналіз робочих процесів у ГА дозволяє зробити такі припущення.

По-перше, діаметри каналів та трубопроводів розподільних, регулюючих та виконавчих пристроїв однакові, а їх вибір здійснювали таким чином, щоб забезпечити ламінарний режим течії РР (мінімальні втрати) [110]. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, а це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску РР, а їх пружні властивості необхідно враховувати приведеним об'ємним модулем пружності РР.

По-друге, враховуючи, що довжина трубопроводів та з'єднувальних каналів значно перевищує їх діаметр, початковими ділянками, на яких відбувається формування профілів швидкостей, нехтували. Також нехтували опором каналів ГР. Зауважимо, що таке припущення приймають більшість

дослідників, наприклад у роботі [34], при розрахунку й проектуванні слідкуючих ГР. Вважали, що у ГА резонанс та гідравлічний удар відсутні.

По-третє, приймали припущення, що кавітація в ГА та його елементах відсутня, немає розриву РР, швидкість звуку в РР, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є величиною сталою та значно більшою за швидкість руху РР. Вважали РР ньютонівською, а її течію – ізотермічною.

У загальному випадку нестационарна ізотермічна течія в'язкої РР у каналах (трубопроводах) і камерах елементів об'ємних ГА описується рівнянням Нав'є – Стокса. Приймали, що швидкість РР у коловому напрямку мала, рівняння Нав'є – Стокса й нерозривності в циліндричній системі координат записували у вигляді [58]:

$$\left. \begin{aligned} F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_t \left[ \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right] &= \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} \\ F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu_t \left[ \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} - \frac{u_r}{r^2} \right] &= \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \end{aligned} \right\}; \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} (\rho r u_r) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho r u_x) \right] = 0, \quad (2.10)$$

де  $F_x$  і  $F_r$  – проекції питомої масової сили, що припадають на одиницю маси РР і мають розмірність прискорення, м/с<sup>2</sup>;  $u_x = f(x, r, t)$  – швидкість РР по осі  $x$ , м/с;  $u_r = f(r, x, t)$  – радіальна швидкість РР, м/с.

Зазначимо, що при дослідженнях гідродинамічних процесів рівняння (2.9) і (2.10) розглядаються разом із початковими та граничними умовами, тобто розв'язується класичне завдання гідродинаміки. Початковими умовами зазвичай є розподіл проекцій швидкостей в області течії в початковий момент часу  $t_0$ , а граничними умовами – значення шуканих функцій у точках границі в усі моменти часу. Розв'язання такого завдання пов'язане з математичними труднощами і його можна розв'язати тільки для видів течій, які мають найпростіші граничні умови [58]. При розв'язанні (2.9) і (2.10) приймаються ряд припущень, що накладаються на розподіл фізичних величин, безперервність функцій, існування похідних тощо і виключають ті фі-

зичні явища, які не враховані даною математичною моделлю. Приймають також, що значення температури й в'язкості РР постійні й дорівнюють їх середнім значенням.

Перед використанням рівняння (2.9) для розрахунку хвильових процесів в об'ємних ГА проводили його спрощення. Для цього використовували методику, яка базується на порівнянні порядків членів рівняння Нав'є – Стокса з роботи [97]. В статті [20] нами доведено можливість використання методів на основі зосередження параметрів при розрахунку хвильових процесів у ГА. Про правомірність такого підходу при розгляді гідромеханічних процесів, що відбуваються в об'ємних ГА, зазначено й у роботі [2]. Таким чином, нами доведено можливість розрахунку гідродинамічних процесів у трубопроводах та каналах ГА за Т і Г-подібними схемами зосередження.

Розрахунок коефіцієнтів витрат проводили за залежністю з роботи [55], яка, крім геометричних розмірів дроселюючих щілин, враховує також режим течії РР через неї

$$\mu_n = \mu_c \cdot \sqrt{\text{Re}} / \sqrt{\text{Re}_k + \text{Re}}, \quad (2.11)$$

де  $\mu_c$  – коефіцієнт витрат у статичному режимі.

### 2.2.2. Математична модель робочих процесів насоса і гідромотора

Враховуючи, що розроблений ГА містить: аксіально-поршневий насос та ГМ, робота яких описується однотипними рівняннями, розглядали математичні моделі їх робочих процесів разом, а відмінність враховували відповідними індексами.

Максимальна частота обертання ГМ визначається з залежності [26]

$$n_{\text{макс}} = \frac{q_n}{V_{0\text{ГМ}}}, \quad (2.12)$$

де  $V_{0\text{ГМ}}$  – робочий об'єм ГМ, м<sup>3</sup>;  $q_n$  – витрата на виході з насоса, м<sup>3</sup>/с.

Корисна потужність насоса (ГМ) [88]

$$N_{\text{к.н(ГМ)}}(t) = q(t)p_{\text{н(ГМ)}}(t), \quad (2.13)$$

де  $q(t)$  – фактична подача насоса (ГМ), м<sup>3</sup>/с;  $p_{н(ГМ)}(t)$  – перепад тиску на насосі (ГМ), МПа.

Потужність, яка споживається насосом (ГМ)

$$N_{н(ГМ)}(t) = M_{н(ГМ)}(t) \omega_{н(ГМ)}, \quad (2.14)$$

де  $M_{н(ГМ)}(t)$  – момент на валу насоса (ГМ), Н·м;  $\omega_{н(ГМ)}$  – кутова швидкість його вала, с<sup>-1</sup>.

$$\left. \begin{aligned} M_{н}(t) &= \frac{V_{0н} p_{н}(t)}{2\pi \eta_{г.н}} \\ M_{ГМ}(t) &= \frac{V_{0ГМ} p_{ГМ}(t) \eta_{г.ГМ}}{2\pi} \end{aligned} \right\}, \quad (2.15)$$

де  $V_{0н(ГМ)}$  – робочий об'єм насоса (ГМ), м<sup>3</sup>;  $\eta_{г.н(ГМ)}$  – гідромеханічний ККД насоса (ГМ).

Коефіцієнт нерівномірності крутного моменту ГМ [88]

$$\delta_{н(ГМ)} = \frac{M_{\max ГМ} - M_{\min ГМ}}{M_{\text{теор. ГМ}}}, \quad (2.16)$$

де  $M_{\max ГМ}$ ,  $M_{\min ГМ}$  і  $M_{\text{теор. ГМ}}$  – відповідно максимальний, мінімальний і середній теоретичний крутний моменти ГМ, Н·м.

Для забезпечення стійкої роботи ГМ в області низьких частот обертання необхідне виконання нерівності [88]

$$\tau_{кр} \geq \frac{1}{V_{0ГМ}} \sqrt{\frac{V}{E_{пр} \cdot J}}, \quad (2.17)$$

де  $\tau_{кр}$  – критичний критерій герметичності, 1/(МПа·м<sup>3</sup>·с);  $V_{0ГМ}$  – робочий об'єм ГМ, см<sup>3</sup>;  $V$  – об'єм РР у напірній магістралі, м<sup>3</sup>;  $E_{пр}$  – приведений модуль об'ємної пружності РР, МПа;  $J$  – приведений до вала ГМ момент інерції зовнішнього навантаження, кг·м<sup>2</sup>.

Витрати на виході з насоса (ГМ)

$$q_{н(ГМ)}(t) = q_{н(ГМ)\text{теор}}(t) - q_{\text{вит. н(ГМ)}}(t), \quad (2.18)$$

де  $q_{н(ГМ)\text{теор}}(t)$  – геометрична подача аксіально-поршневого насоса (ГМ), м<sup>3</sup>/с;  $q_{\text{вит. н(ГМ)}}(t)$  – витрата витоків насоса (ГМ), м<sup>3</sup>/с.

Витрата витоків через кільцеву щілину між поршнем і гільзою насоса (ГМ) [85]

$$q_{\text{вит. пор. н(ГМ)}}(t) = \frac{1,75\pi d_{\text{сер}} \delta_{\text{н}}^3 \Delta p_{\text{н(ГМ)}}(t) z + 1}{12\mu(t) l_{\text{п}}} \frac{z + 1}{2}, \quad (2.19)$$

де 1,75 – середнє значення коефіцієнта, який враховує неконцентричне розміщення золотника;  $l_{\text{п}}$  – довжина кільцевої щілини, яка залежить від ходу поршня та визначається з [71], м;  $\delta_{\text{н}} = R_2 - R_1$  – величина зазору між поршнем і гільзою циліндра, м;  $d_{\text{сер}} = d_{\text{п}} + \delta_{\text{н}}/2$  – середній діаметр поршня, м;  $z$  – загальна кількість поршнів;  $\Delta p_{\text{н(ГМ)}}(t)$  – перепад тиску на насосі (ГМ), МПа.

Рівняння, яке враховує об'ємні втрати на стиснення РР у камерах ГМ [87]

$$\frac{dp_{\text{к}}(t)}{dt} = \frac{E_{\text{РР}}(t)}{V} \left[ \frac{d(\Delta V)}{dt} + q_{\text{к1}}(t) + q_{\text{к2}}(t) + q_{\text{к3}}(t) \right], \quad (2.20)$$

де  $\Delta V$  – зменшення об'єму РР, м<sup>3</sup>;  $V$  і  $p_{\text{к}}(t)$  – відповідно об'єм камери, м<sup>3</sup>, і тиск в ній (маючи на увазі, для нашого випадку, сумарний об'єм робочих камер ГМ і середній тиск в них), МПа;  $q_{\text{к1}}(t)$  і  $q_{\text{к2}}(t)$  – зміни витрати РР у камерах 1 і 2 відповідно, обумовлені витіканням її через зазори, м<sup>3</sup>/с;  $q_{\text{к3}}(t)$  – зміна витрати РР, обумовлена витіканням її через проріз розподільного диску, м<sup>3</sup>/с.

Оскільки величини  $q_{\text{к1}}(t)$  і  $q_{\text{к2}}(t)$  зневажливо малі, зазвичай ними нехтують [87] і подають (2.20) для об'ємних гідромашин із безштанунним приводом у вигляді

$$\frac{dp_{\text{к}}(t)}{dt} = \frac{E_{\text{РР}}(t)}{V} \left[ \omega A \sin \varphi(t) + \mu_{\text{пр}} A_{\text{пр}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2(t) - p_{\text{к}}(t))} \right], \quad (2.21)$$

де  $V = 2rA_{\text{п}} \text{tg} \alpha + V_0$ ,  $V_0$  – об'єм шкідливого простору, м<sup>3</sup>;  $A = rA_{\text{п}} \text{tg} \alpha$ ;  $\varphi(t)$  – кут повороту вала ГМ, град.;  $\mu_{\text{пр}}$  – коефіцієнт витрат через проріз;  $A_{\text{пр}}$  – площа прорізу, м<sup>2</sup>;  $p_2(t)$  – тиск на вході ГМ, МПа;  $p_{\text{к}}(t)$  – тиск у камері ГМ, МПа;  $r$  – радіус кола ротора, на якому розміщено центри поршнів, м;  $A_{\text{п}}$  – площа поршня ГМ, м<sup>2</sup>;  $\alpha$  – кут нахилу шайби, град.

Із (2.21) витокі в ГМ, викликані об'ємними втратами на стискання РР у камерах ГМ

$$q_{\text{вит. об}}(t) = \left[ \omega A \sin \varphi(t) + \mu_{\text{пр}} A_{\text{пр}} \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} (p_2(t) - p_k(t))} \right]. \quad (2.22)$$

Витоки через стик торцевого розподільника ГМ [87]

$$q_{\text{вит. ст}}(t) = \frac{\Delta p_{\text{ГМ}}(t) h^3}{6\mu(t)} 2 \left[ \frac{\varphi_1}{\ln \frac{r_a}{e + r_i}} + \int_0^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{\ln \frac{r_e}{r_i}} + \frac{e \sin \varphi_1}{0,5(l_1 + l_2)} \right], \quad (2.23)$$

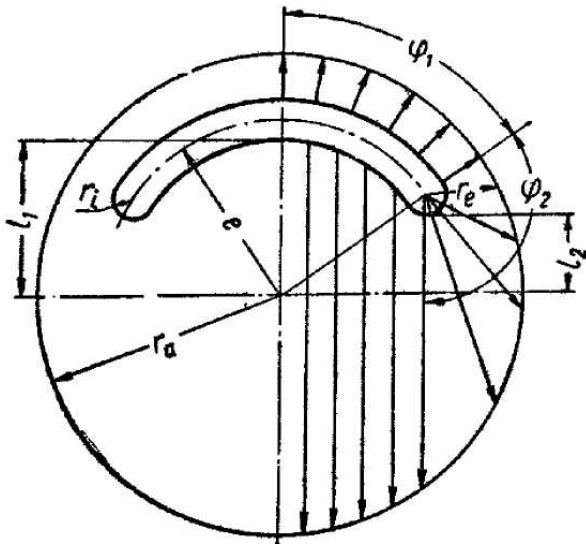


Рис. 2.1. Лінійні та кутові розміри розподільника, які входять до формули (2.23)

де  $\Delta p_{\text{ГМ}}(t)$  – перепад тиску в вікні нагнітання, МПа;  $h$  – торцевий зазор між ротором і розподільним диском, м;  $\mu(t)$  – коефіцієнт динамічної в'язкості РР, Па·с; лінійні та кутові розміри, що входять до формули (2.23), наведено на рис. 2.1.

Витрата витоків ГМ, враховуючи залежності (2.21), (2.24) і (2.25) може бути подана у такому вигляді:

$$\begin{aligned} q_{\text{вит. ГМ}}(t) &= q_{\text{вит. пор. ГМ}}(t) + q_{\text{вит. об}}(t) + q_{\text{вит. ст}}(t) = \\ &= \frac{1,75\pi d_{\text{сеп}} \delta_{\text{н}}^3 \Delta p_{\text{ГМ}}(t) z + 1}{12\mu(t) l_{\text{п}}} \frac{z + 1}{2} + \left[ \omega A \sin \varphi(t) + \mu_{\text{пр}} A_{\text{пр}} \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} (p_2(t) - p_k(t))} \right] + \\ &+ \frac{\Delta p_{\text{ГМ}}(t) h^3}{6\mu(t)} 2 \left[ \frac{\varphi_1}{\ln \frac{r_a}{e + r_i}} + \int_0^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{\ln \frac{r_e}{r_i}} + \frac{e \sin \varphi_1}{0,5(l_1 + l_2)} \right]. \end{aligned} \quad (2.24)$$

Рівняння нерозривності РР у ГА

$$q_{\text{н}}(t) = q_{\text{ГМ}}(t) + q_{\text{ЗК}}(t), \quad (2.25)$$

де  $q_{\text{ЗК}}(t)$  – витрата через запобіжний клапан, м<sup>3</sup>/с.

### 2.2.3. Математична модель робочого процесу удосконаленого гідравлічного вібраційного контуру

Математична модель удосконаленого ГВК отримана з загальних рівнянь гідродинаміки (2.9) і (2.10) з урахуванням прийнятих у п. 2.2.1 припущень.

При її складанні вважали, що витікання відбувається в проточну камеру ГР, а витрата в кільцевій щілині між ЗРЕ і корпусом ГР ламінарна. Отримано математичну модель у зосереджених параметрах (зосередження наприкінці труби проводилося за Г-подібною схемою) [112], яка включає рівняння (рис. 2.2):

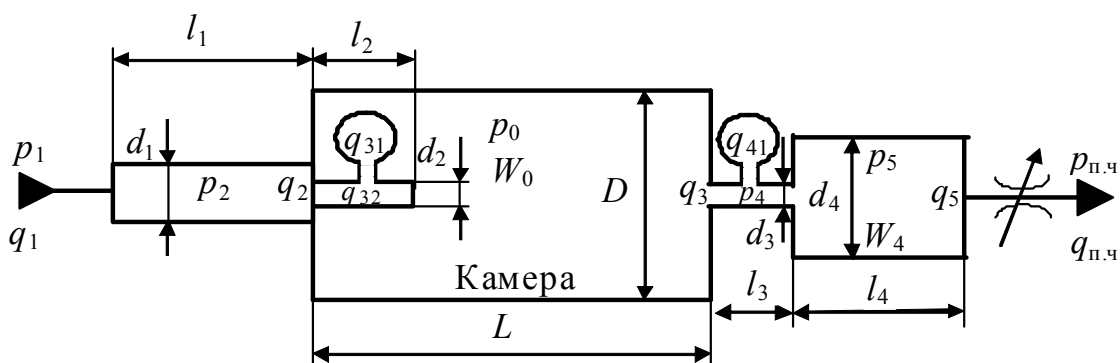


Рис. 2.2. Розрахункова схема ГВК із камерою керування ГР

– руху РР у входному каналі ГВК та трубопроводах ГА

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t); \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)], \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

де  $q_1(t)$  і  $q_2(t)$  – відповідно витрати на вході та виході ГВК, м<sup>3</sup>/с;  $q_{21}(t)$  – витрата, обумовлена стисканням РР у входному каналі, м<sup>3</sup>/с;

– руху РР у внутрішньому патрубку

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t); \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)]; \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_0(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t), \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

де  $q_{31}(t)$  – витрата, обумовлена стисканням РР у внутрішньому патрубку,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $q_{32}(t)$  – витрата на виході із внутрішнього патрубка,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

– руху РР у вихідному каналі ГВК

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_3(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_0(t) - p_4(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_3(t); \\ \frac{d p_4(t)}{d t} &= \frac{1}{C_4(t)} q_{41}(t) = \frac{1}{C_4(t)} [q_3(t) - q_{42}(t)]; \\ \frac{d q_{42}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_4(t) - p_5(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_{42}(t), \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

де  $q_{41}(t)$  – витрата, обумовлена стисканням РР у вихідному каналі ГВК,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $q_{42}(t)$  – витрата на виході із вихідного каналу ГВК,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

– нерозривності

$$q_0(t) = q_{32}(t), \quad (2.29)$$

де  $q_0(t)$  – витрата на вході камери,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

– тиску в камері

$$\frac{d p_0(t)}{d t} = [q_0(t) - q_3(t)] \frac{E_p(t)}{W_0}, \quad (2.30)$$

де  $W_0$  – об'єм камери,  $\text{м}^3$ ;  $q_3(t)$  – витрата на виході камери,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

– нерозривності

$$q_4(t) = q_{42}(t), \quad (2.31)$$

де  $q_4(t)$  – витрата на вході в камеру ГР,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

– тиску в камері ГР

$$\frac{d p_4(t)}{d t} = [q_4(t) - q_5(t)] \frac{E_p(t)}{W_4}, \quad (2.32)$$

де  $W_4$  – об'єм камери ГР,  $\text{м}^3$ ;  $q_5(t)$  – витрата на виході камери ГР,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

– витрати через кільцеву щілину між ЗРЕ і корпусом ГР для щілинного дроселя, у разі концентричної поверхні, у якому режим течії РР ламінарний [25]

$$q_5(t) = \frac{\pi}{12} \frac{d_4 \delta_{\text{щ}}^3}{v_t(t) \rho(t) l_{\text{щ}}} [p_4(t) - p_{\text{п.ч}}(t)], \quad (2.33)$$

де  $d_4$  – діаметр камери керування ГР, м;  $l_{щ}$  – довжина кільцевої щілини, м;  $p_{п.ч}(t)$  – тиск у проточній частині ГР, МПа.

При складанні рівнянь моделі використано відомі міркування про аналогію гідродинамічних і електродинамічних процесів, що, зокрема, дістало висвітлення у використаних позначеннях. У рівняннях (2.26)–(2.32) величини  $L_1(t) = \rho(t)l_1/A_1$  і  $L_{2(3)}(t) = \rho(t)l_{2(3)}/2A_{2(3)}$  – відіграють роль індуктивного опору трубопроводу 1-го і 2 (3)-го каналів, кг/м<sup>4</sup>; величини  $R_1(t) = 8v_t(t)\rho(t)l_1/A_1r_1^2$  і  $R_{2(3)}(t) = 8v_t(t)\rho(t)l_{2(3)}/2A_{2(3)}r_{2(3)}^2$  – роль активного опору трубопроводу 1-го і 2 (3)-го каналу, кг/с·м<sup>4</sup>; величини  $C_i(t) = A_i l_i / E_p(t)$  – роль ємності  $i$ -го трубопроводу (каналу), с<sup>2</sup>·м<sup>4</sup>/кг. Крім того, позначено:  $r_i$  – радіус перерізу  $i$ -го трубопроводу (каналу), м;  $A_i$  – площа  $i$ -го трубопроводу (каналу), м<sup>2</sup>.

З урахуванням прийнятих припущень математична модель трубопроводу (каналу) подана у зосереджених параметрах наприкінці труби за Г-подібною схемою [112], а її математична модель описується системою рівнянь (2.26).

#### 2.2.4. Математична модель робочого процесу гідророзподільника

Математичну модель робочого процесу ГР із ГВК отримали, розглядаючи його в ГА (рис. 2.3). Прийнято, що виконується умова нерозривності РР та відсутня кавітація. Корпус ГР і ЗРЕ абсолютно жорсткі та виконані з однакового матеріалу, а жорсткість трубопроводу враховується при обчисленні приведенного модуля об'ємної пружності РР. Оскільки пружини ГВК мають невелику довжину та кількість робочих витків, прийнято, що вони працюють у лінійному діапазоні своїх характеристик, та при роботі ГР не відбувається їх відрив від поверхонь контакту. Кут відхилення потоку РР, що протікає через дроселюючу щілину ГР, постійний і рівний 69°.

Зміна сили керування відбувається повільно порівняно зі зміною сили, під дією якої відбувається осциляція ЗРЕ. Розміри внутрішньої камери ГР невеликі порівняно з розмірами трубопроводів, що підводять РР до ГР, і значно більші площі робочого вікна, тому власним опором каналів знехтували. Злив РР відбувається в атмосферу.

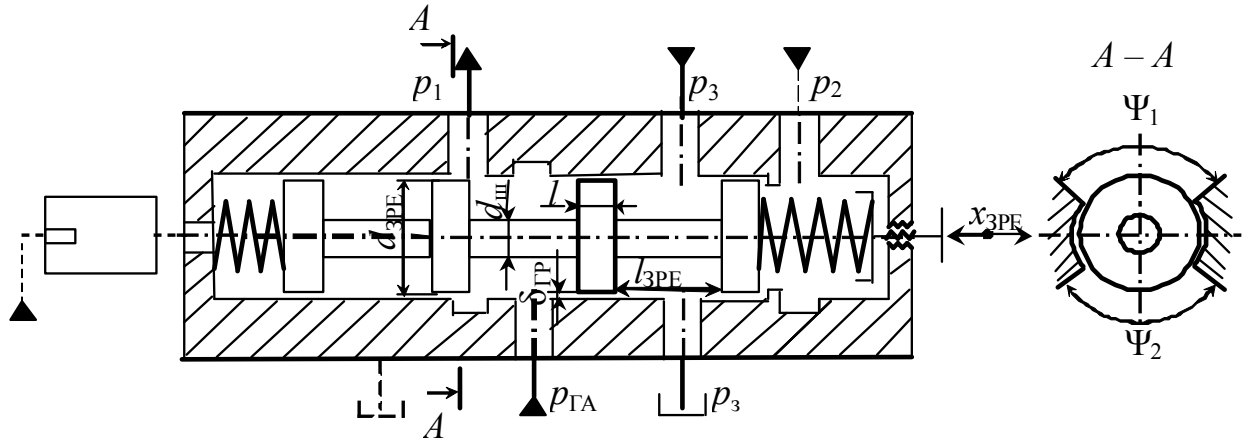


Рис. 2.3. Розрахункова схема ГР:  $x_{ЗРЕ}$  – переміщення ЗРЕ;  $d_{ЗРЕ}$  і  $d_{ш}$  – відповідно діаметр ЗРЕ та шийки;  $l$  – ширина пояса ЗРЕ;  $\psi = \sum \psi_i$  – сумарний центральний кут вікна для втулки ( $\psi_{\max} = 360^\circ$ );  $l_{ЗРЕ}$  – відстань між кромками ЗРЕ;  $p_{ГА}$ ,  $p_3$  – відповідно тиск в ГА та зливу

Математична модель робочого процесу ГР:

– рівняння руху ЗРЕ ГР

$$m\ddot{x}_{ЗРЕ} = F_{кер}(t) - F_{пр\Sigma}(t) - F_{гд}(t) - F_{тр}(t) + F_{осц}(t), \quad (2.34)$$

де  $m$  – приведена маса золотника

$$m = m_{ЗРЕ} + 1/3m_{пр} + m_{п},$$

де  $m_{ЗРЕ}$  – маса ЗРЕ, кг;  $m_{пр}$  – маса пружин, кг;  $m_{п}$  – приведена до ЗРЕ маса РР, кг, яка обумовлена його осциляцією і розраховується за залежністю [82]

$$m_{п} = \frac{\rho l q_{осц}^2}{\dot{x}_{осц}^2 b_{вік} \sqrt{x_{ЗРЕ}^2 + \delta^2}},$$

де  $l$  – довжина трубопроводів, м;  $q_{осц}$  – витрата, обумовлена осциляцією ЗРЕ,  $m^3/c$ ;  $b_{вік}$  – довжина дроселюючого вікна ЗРЕ, м; сили  $F_{пр\Sigma}(t)$ ,  $F_{гд}(t)$  і  $F_{тр}(t)$  визначали відповідно за залежностями (2.1), (2.3) і (2.6);  $F_{кер}(t)$  – сила тиску в гідравлічній камері керування ГР

$$F_{кер}(t) = \frac{\pi d_{ЗРЕ}^2}{4} p_{кер}(t), \quad (2.35)$$

де  $p_{кер}(t)$  – тиск у гідравлічній камері керування, МПа;

$F_{\text{осц}}(t)$  – сила, під дією якої відбувається осциляція ЗРЕ

$$F_{\text{осц}}(t) = k_{\text{п}} \frac{\pi d_{\text{ЗРЕ}}^2}{4} p_{\text{ГА}}(t), \quad (2.36)$$

де  $k_{\text{п}}$  – коефіцієнт підсилення ГВК;  $d_{\text{ЗРЕ}}$  – діаметр ЗРЕ, м;  $p_{\text{ГА}}(t)$  – тиск у ГА, визначений з урахуванням пульсацій, МПа;

– рівняння витрати через дроселюючу щілину ГР

$$q_{\text{щ}}(t) = q_1(t) - q_{\text{вит}}(t) - q_{\text{ст}}(t) + q_{\text{осц}}(t), \quad (2.37)$$

де  $q_1(t)$  – витрата через дроселюючу щілину ГР, м<sup>3</sup>/с

$$q_1(t) = \mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вик}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}^2 + \delta_{\text{ГР}}^2} \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} [p_{\text{н}} - p_1(t)]}, \quad (2.38)$$

де  $p_1(t)$  – тиск на виході з ГР, МПа;  $\mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}})$  – коефіцієнт витрати дроселюючої щілини, що визначається за залежністю (2.11);  $q_{\text{вит}}(t)$  – витрата витоків у ГР, яка розраховується за уточненою нами залежністю [46]

$$q_{\text{вит}}(t) = q_{\text{вит}}^*(t) + q_{\text{вит}}^{**} = \frac{1,75\pi d_{\text{ш}} \Delta p(t) \delta_{\text{у}}^{*3}}{12\nu_t \rho L} + 2d_{\text{ш}} \delta_{\text{у}}^* x_{\text{осц}} \omega_{\text{осц}} \left( 1 - e^{\left( -\delta_{\text{у}}^* \sqrt{\frac{\omega_{\text{осц}}}{2\nu_t}} \right)} \right), \quad (2.39)$$

де  $q_{\text{вит}}^*(t)$  – витоки, обумовлені перепадом тиску в дроселюючій щілині, м<sup>3</sup>/с;  $q_{\text{вит}}^{**}$  – витоки, обумовлені осциляцією ЗРЕ, м<sup>3</sup>/с; 1,75 – коефіцієнт, який враховує неконцентричне розміщення золотника в щілині;  $d_{\text{ш}}$  – діаметр шийки ЗРЕ, м;  $L$  – довжина нерухомої стінки, м;  $\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад тиску, МПа; глибина проникнення хвилі вздовж осі  $y$ , перпендикулярній осі симетрії струменя  $\delta_{\text{у}}^* = e/0,03 \sqrt{2\nu_t/\omega}$ ;  $e$  – ірраціональне число,  $e = 2,718$ .

Витрату стискання визначали за залежністю

$$q_{\text{ст}}(t) = \frac{V}{E_{\text{сум}}(t)} \frac{d p_{\text{ГА}}(t)}{dt}, \quad (2.40)$$

де  $V$  – об’єм РР у камерах ГР при середньому положенні ЗРЕ, м<sup>3</sup>;  $p_{\Gamma A}(t)$  – тиск у ГА,  $p_{\Gamma A}(t) = 1/2 p_H$ , МПа.

Витрату, яка обумовлена осциляцією ЗРЕ, розраховували за залежністю

$$q_{\text{осц}}(t) = A(x_{\text{ЗРЕ}}) \dot{x}_{\text{осц}}. \quad (2.41)$$

Витрата через відвідний канал ГР  $q_3(t)$

$$q_3(t) = \mu_{\text{к.ГР}} A_{\text{к.ГР}} \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} [p_3(t) - p_3]}, \quad (2.42)$$

де  $\mu_{\text{к.ГР}}$  – коефіцієнт витрати відвідного каналу ГР;  $A_{\text{к.ГР}}$  – площа відвідного каналу ГР, м<sup>2</sup>;  $p_3(t)$  – тиск на виході ГМ, МПа;

– рівняння обмеження переміщення ЗРЕ ГР

$$0 < x_{\text{ЗРЕ}}(t) \leq x_{\text{ЗРЕ max}},$$

де  $x_{\text{ЗРЕ max}}$  – максимальне переміщення ЗРЕ, м.

Лінеаризована математична модель робочого процесу ГР із ГВК у складі ГА, отримана нами, наведена у статті [14].

### 2.2.5. Математична модель робочого процесу клапана тиску

Математична модель робочого процесу клапана тиску (рис. 2.4) складається з таких рівнянь:

– рівняння руху ЗРЕ клапана тиску, яке за аналогією до (2.34) записане у вигляді

$$m_{\text{кл}} \ddot{x}_{\text{кл}} = \frac{\pi d_{\text{кл}}^2 [p_{\Gamma A} - p_1(t)]}{4} - F_{\text{пр}}(t) - F_{\text{гд}}(t) - F_{\text{тр}}(t), \quad (2.43)$$

де  $m_{\text{кл}}$  – приведена маса ЗРЕ клапана тиску, кг,

$$m_{\text{кл}} = m_{\text{ЗРЕ}} + 1/3 m_{\text{пр}}, \quad (2.44)$$

де  $m_{\text{ЗРЕ}}$  – маса ЗРЕ клапана тиску, кг;  $m_{\text{пр}}$  – маса пружин, кг;  $x_{\text{кл}}$  – переміщення ЗРЕ клапана тиску, м;  $d_{\text{кл}}$  – діаметр ЗРЕ клапана тиску, м;  $F_{\text{пр}}(t)$  – сила пружини клапана тиску, Н; інші складові аналогічні, як у рівнянні (2.34);

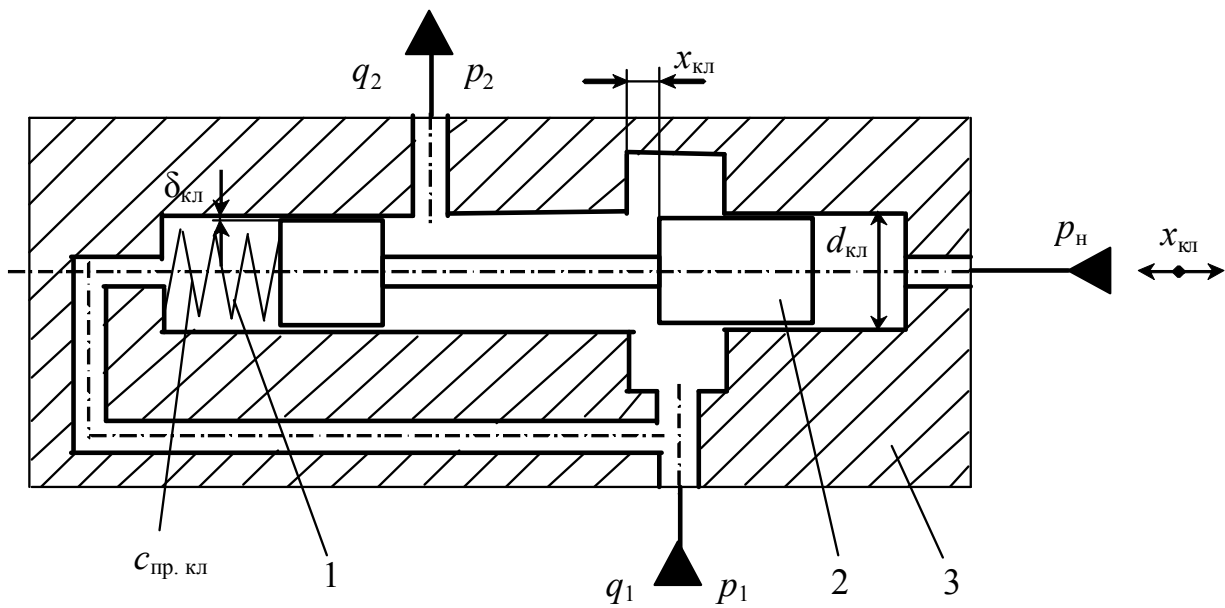


Рис. 2.4. Розрахункова схема клапана тиску: 1 – пружина; 2 – ЗРЕ; 3 – корпус

– рівняння витрати через клапан тиску

$$q_2(t) = \mu_{\text{ккл}}(\text{Re}, x_{\text{ккл}}) b_{\text{ккл}} \sqrt{x_{\text{ккл}}(t)^2 + \delta_{\text{ккл}}^2} \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} [p_1(t) - p_2(t)]}, \quad (2.45)$$

де  $\mu_{\text{ккл}}(\text{Re}, x_{\text{ккл}})$  – коефіцієнт витрати дроселюючої щілини клапана тиску, що визначається за залежністю (2.11);  $b_{\text{ккл}}$  – ширина вікна клапана тиску, м;  $x_{\text{ккл}}(t)$  – переміщення ЗРЕ клапана тиску, м;  $\delta_{\text{ккл}}$  – радіальний зазор між корпусом і ЗРЕ клапана тиску, м;

– рівняння обмеження переміщення ЗРЕ клапана тиску

$$0 < x_{\text{ккл}}(t) \leq x_{\text{ккл max}},$$

де  $x_{\text{ккл max}}$  – максимальне переміщення ЗРЕ клапана тиску, м.

### 2.2.6. Математична модель робочого процесу запобіжного клапана

Математична модель робочого процесу запобіжного клапана (рис. 2.5) складається з рівнянь:

– рівняння руху ЗРЕ основного клапана

$$m_{\text{п.з.ккл}} \ddot{x}_{\text{з.ккл}} = A_{\text{з.ккл}} (p_{\text{н}} - p_{\text{кер}}(t)) - F_{\text{з.ккл.гд}}(t) - F_{\text{з.ккл.пр}}(t) - F_{\text{з.ккл.тр}}(t) - F_{\text{з.ккл.р.пр}}(t), \quad (2.46)$$

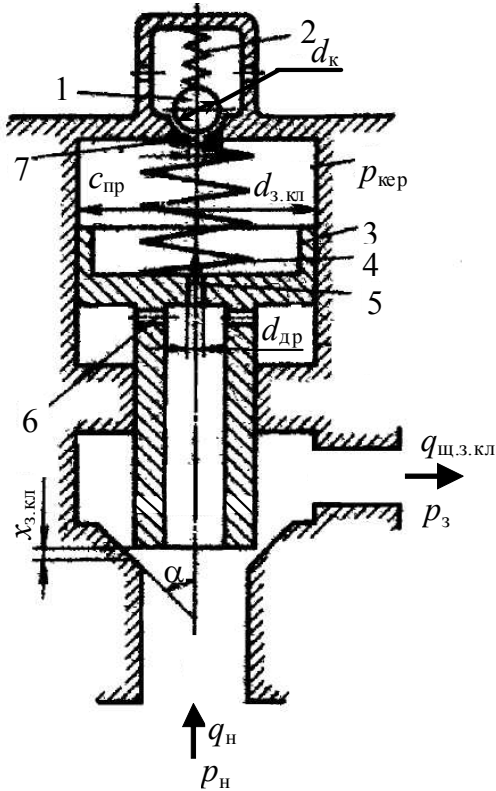


Рис. 2.5. Розрахункова схема запобіжного клапана: 1 – кулька; 2 – пружина; 3 – ЗРЕ основного клапана; 4 – пружина; 5 – дросель; 6 – демпфуючий отвір; 7 – сідло керуючого клапана

#### основний клапан

$$q_{з.кл}(t) = q_{щ.з.кл}(t) - A_{з.кл} \dot{x}_{з.кл} + q_{др}(t) + q_{ст.з.кл}(t), \quad (2.47)$$

де  $q_{з.кл}(t)$  – витрата, яка протікає в підвідному каналі клапана,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $q_{щ.з.кл}(t)$  – витрата через щілину основного клапана,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$$q_{щ.з.кл}(t) = \mu_{з.кл}(Re, x_{з.кл}) \pi d_{з.кл} x_{з.кл}(t) \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} (p_n - p_з)}, \quad (2.48)$$

де  $\mu_{з.кл}(Re, x_{з.кл})$  – коефіцієнт витрати основного клапана;  $d_{з.кл}$  – діаметр ЗРЕ клапана,  $\text{м}$ ;  $\alpha$  – кут сідла основного клапана, град.;  $q_{др}(t)$  – витрата через дросель 5,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$$q_{др}(t) = \mu_{др} A_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} (p_n - p_{кер}(t))}, \quad (2.49)$$

де  $m_{п.з.кл}$  – приведена до ЗРЕ основного клапана маса всіх рухомих частин, яка визначається за залежністю, аналогічною (2.44),  $\text{кг}$ ;  $x_{з.кл}$  – переміщення ЗРЕ клапана,  $\text{м}$ ;  $A_{з.кл} = \pi d_{з.кл}^2 / 4$  – площа основного клапана,  $\text{м}^2$ ;  $d_{з.кл}$  – діаметр ЗРЕ основного клапана,  $\text{м}$ ;  $F_{з.кл.тр}(t)$ ,  $F_{з.кл.пр}(t)$ ,  $F_{з.кл.гд}(t)$  – відповідно, сили: тертя, пружини, гідродинамічна і рідинної пружини,  $\text{Н}$ , які визначаються за залежностями, аналогічними (2.1), (2.3), (2.6);  $p_{ГА}$  – тиск на виході із насоса в ГА,  $\text{МПа}$ ;  $p_{кер}(t)$  – тиск керування ЗРЕ основного клапана,  $\text{МПа}$ ;  
– рівняння витрати РР через

де  $\mu_{др}$  – коефіцієнт витрати дроселя;  $A_{др}$  – площа дроселя, м<sup>2</sup>;  $q_{ст з кл}(t)$  – витрата стискання, яка визначається за залежністю (2.40), м<sup>3</sup>/с;

– рівняння руху кульки керуючого клапана (нехтуючи силою тертя)

$$m_k \ddot{x}_k = A_k (p_{кер}(t) - p_3) - F_{к.гд}(t) - F_{к.пр}(t), \quad (2.50)$$

де  $m_k$  – маса кульки керуючого клапана, кг;  $x_k$  – переміщення кульки клапана, м;  $A_k = \pi d_k^2 / 4$  – площа перерізу кульки, м<sup>2</sup>;  $d_k$  – діаметр кульки, м;  $F_{к.пр}(t)$ ,  $F_{к.гд}(t)$  – відповідно сили керуючого клапана: пружини, гідродинамічна, Н, які визначаються за залежностями, аналогічними (2.3) і (2.6);

– рівняння витрати керуючого клапана

$$q_{кер.з.кл}(t) = A_k \dot{x}_k + q_{др}(t); \quad (2.51)$$

– рівняння обмеження переміщення ЗРЕ основного клапана

$$0 < x_{з.кл}(t) \leq x_{з.кл \max},$$

де  $x_{з.кл \max}$  – максимальне переміщення ЗРЕ основного клапана, м;

– рівняння обмеження переміщення кульки керуючого клапана

$$0 < x_k(t) \leq x_{к \max},$$

де  $x_{к \max}$  – максимальне переміщення кульки керуючого клапана, м.

### 2.2.7. Математична модель робочого процесу гідророзподільника з електрокеруванням

Математична модель робочого процесу ГР з електрокеруванням складається з таких рівнянь:

– рівняння витрати на його виході залежно від вмикання електромагніта і переміщення ЗРЕ

$$q_{ГР} = \begin{cases} 0, & \text{при } i_{кер} \neq 0; \\ q_{кер.з.кл}(t), & \text{при } i_{кер} = 0, \end{cases} \quad (2.52)$$

де  $q_{кер.з.кл}(t)$  – витрата через керуючий клапан, м<sup>3</sup>/с;  $i_{кер}$  – струм керування електромагнітами, А;

– рівняння обмеження переміщення ЗРЕ ГР з електрокеруванням

$$0 < x_{ЗРЕ ГР}(t) \leq x_{ЗРЕ ГР \max},$$

де  $x_{ЗРЕ ГР}(t)$  – переміщення ЗРЕ, м;  $x_{ЗРЕ ГР \max}$  – максимальне переміщення ЗРЕ, м;

Рівняння (2.12)–(2.52) доповнювали обмеженням

$$p_{п.ч}(t) \geq p_{пар}, \quad (2.53)$$

де  $p_{пар}$  – тиск насиченої пари РР, МПа;

– рівняння зміни стану РР

$$T_a = \text{const}, \quad \rho(t), \quad (2.54)$$

при цьому температуру РР  $T_a$  приймали рівною її середньому значенню, а густину робочої рідини  $\rho(t)$  визначали за формулою (1.4).

Рівняння (2.12)–(2.54) становлять математичну модель робочого процесу ГА обертання. При розробці моделі враховано важливі фактори, які не розглядалися раніше в дослідженнях, що передували даній роботі: врахування при математичному описі ГА нестационарності гідромеханічних процесів; характеристик РР, що змінюються в процесі його функціонування; підвищення точності розрахунку витоків у рухомих елементах ГА; приведення до ЗРЕ маси РР, обумовленої його осциляцією; нелінійних сил тертя і гідродинамічних сил, які враховують осциляцію ЗРЕ.

Робота ГР із ГВК у складі ГА відбувається при малих відхиленнях величин від їх усталених значень, де вони описуються безперервними функціями. Попередні розрахунки показали, що витратами, обумовленими витокami, перетіканнями та стисненням РР, при усталеному процесі можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 0,1 %. Приймали, що тиск живлення та витрата на виході з ГР є сталими величинами, отримали передавальну функцію ГР із ГВК [14]

$$W(s) = \frac{p_1}{p_{кер}} = \frac{K^*(b_0 s^3 + b_1 s^2 + b_2 s + 1)}{a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + 1}, \quad (2.55)$$

де коефіцієнти передавальної функції визначено через параметри ГР:

$$K^* = \frac{A_T K_A}{c_\Sigma K_B}; \quad a_0 = \frac{m \left( 1 + \frac{x_{осц}}{x_{ЗРЕ 0}} \right)}{K_\omega c_\Sigma}; \quad a_1 = \frac{k_{тр} \frac{x_{осц}}{x_{ЗРЕ 0}} + 2k_{тр} + c_s}{K_\omega c_\Sigma};$$

$$a_2 = \frac{mK_\omega + 2c_s \frac{k_{\text{тр}}}{m} + c_\Sigma}{K_\omega c_\Sigma}; \quad a_3 = \frac{c_s K_\omega + 2c_\Sigma \frac{k_{\text{тр}}}{m}}{K_\omega c_\Sigma}; \quad b_0 = \frac{T_x}{K_A K_\omega}; \quad b_1 = \frac{2T_x \frac{k_{\text{тр}}}{m} + K_A}{K_A K_\omega};$$

$$b_2 = \frac{T_x K_\omega + 2K_A \frac{k_{\text{тр}}}{m}}{K_A K_\omega};$$

$$K_A = \frac{\partial(\mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}^2 + \delta_{\text{ГР}}^2})}{\partial x_{\text{ЗРЕ}}} \times$$

$$\times \left\{ \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\text{ГА}0} - p_{10}} + \frac{\left[ \mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}^2 + \delta_{\text{ГР}}^2} \right]_{\text{max}}}{\left[ \mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}^2 + \delta_{\text{ГР}}^2} \right]_0} \dot{x}_{\text{осц}} \right\};$$

$$K_B = \left[ \mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}^2 + \delta^2} \right]_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{1}{2\sqrt{p_{\text{ГА}0} - p_{10}}},$$

де  $m$  – маса ЗРЕ та пов’язаних із ним елементів, кг;  $s$  – перетворювач Лапласа;  $c_s = k_{\text{ін}} + k_{\text{н}}$  – коефіцієнт рідинного тертя, кг/с;  $k_{\text{ін}}$  – коефіцієнт, який враховує інерційну дію неусталеного потоку РР на ЗРЕ (1.8), кг/с;  $k_{\text{тр}}$  – коефіцієнт тертя, кг/с;  $k_{\text{н}}$  – коефіцієнт, який у загальному випадку залежить не тільки від структури та параметрів ГР, але й від амплітуди та частоти зовнішньої сили та визначається з залежності  $k_{\text{н}} = \left( \frac{d\Phi}{dx^0} \right)_{x^0=x_c^0}$ , кг/с;  $\Phi$  – функція зсуву;  $x_c^0$  – номінальне значення  $x^0$ , яке задається умовами конкретної задачі [99], м;  $c_\Sigma = c_{\text{гд}} + c_{\text{пр}\Sigma}$  – сумарна жорсткість, Н/м;  $c_{\text{гд}}$  – коефіцієнт жорсткості гідродинамічної пружини, визначається за рівнянням (2.7), Н/м;  $c_{\text{пр}\Sigma}$  – сумарна жорсткість пружин ГВК, Н/м;  $A_{\text{T}}$  – площа торця ЗРЕ, м<sup>2</sup>;  $k_{\text{п}}$  – коефіцієнт підсилення ГВК;  $p_{\text{кер}}$  – тиск керування, МПа;  $\left[ \mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}^2 + \delta^2} \right]_0$  – площа дроселюючої щілини ГР при заданому  $x_{\text{ЗРЕ}}$ , м<sup>2</sup>;  $p_{\text{н}0}$  і  $p_{10}$  – відповідно тиск на вході та виході ГР в усталеному режимі, МПа;  $c_\omega$  – коефіцієнт, який враховує демпфуючі властивості камери керування ГР, викликані осциляцією ЗРЕ [47], с

$$c_{\omega} = \frac{x_{\text{осц}}}{x_{\text{ЗРЕ}} K_{\omega}} \left( s + \frac{k_{\text{тр}}}{m} \right),$$

де  $K_{\omega} = \left( \frac{k_{\text{тр}}}{m} \right)^2 + \omega_{\text{осц}}^2$ ,  $1/c^2$ ;  $x_{\text{осц}}$ ,  $\omega_{\text{осц}}$  – відповідно амплітуда і частота осциляції ЗРЕ, м і  $c^{-1}$ .

Умова стійкості ЗРЕ ГР

$$a_1 a_2 a_3 - a_0 a_3^2 - a_1^2 > 0. \quad (2.56)$$

### 2.3. Залежність частоти обертання вала гідромотора від сили натягу дроту

Для її визначення використана залежність (2.12), в яку витрату через ГМ та витоки в ньому підставили з формул (2.18) та (2.24) відповідно. Враховували, що крутний момент на валу ГМ створюється силою натягу дроту  $P_H(t)$ , і залежність (2.15) подавали у вигляді

$$\frac{V_{0\text{ГМ}}}{2\pi} \eta_{\text{Г.ГМ}} [p_2(t) - p_3(t)] = P_H(t) r_{\text{кот}}, \quad (2.57)$$

де  $\eta_{\text{Г.ГМ}}$  – гідромеханічний ККД ГМ;  $r_{\text{кот}}$  – радіус котушки, м.

Вважали, що витрата через запобіжний клапан відсутня, тоді з рівнянь (2.18), (2.24) і (2.45) отримали

$$\begin{aligned} q_{\text{ГМ}}(t) &= q_{\text{ГМ теор}}(t) - q_{\text{вит. пор. ГМ}}(t) - q_{\text{вит. об}}(t) - q_{\text{вит. ст}}(t) = \\ &= \mu_{\text{кл}}(\text{Re}, x_{\text{кл}}) b_{\text{кл}} \sqrt{x_{\text{кл}}(t)^2 + \delta_{\text{кл}}^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_2(t)]} - \\ &- \frac{1,75\pi d_{\text{сер}} \delta_{\text{н}}^3 \Delta p_{\text{ГМ}}(t) z + 1}{12\mu l_{\text{п}}} \frac{z + 1}{2} - 2\pi \omega A \sin \varphi(t) - \mu_{\text{пр}} A_{\text{пр}} \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_2(t) - p_k(t)]} - \\ &- \frac{\Delta p_{\text{ГМ}}(t) h^3}{6\mu} 2 \left[ \frac{\varphi_1}{\ln \frac{r_a}{e + r_i}} + \int_0^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{\ln \frac{r_e}{r_i}} + \frac{e \sin \varphi_1}{0,5(l_1 + l_2)} \right]. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Прийняли, що тиск у камері дорівнює тиску на виході з ГМ і записували (2.58) у вигляді

$$q_{\Gamma M}(t) = \mu_{\text{кл}}(\text{Re}, x_{\text{кл}}) b_{\text{кл}} \sqrt{x_{\text{кл}}(t)^2 + \delta_{\text{кл}}^2} \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_2(t)]} - K_1 \Delta p_{\Gamma M}(t) - 2\pi \omega A \sin \varphi(t) - K_2 \sqrt{p_2(t) - p_3(t)} - K_3 \Delta p_{\Gamma M}(t), \quad (2.59)$$

де коефіцієнти, обумовлені витоками: між поршнем та гільзою  $K_1 = \frac{1,75\pi d_{\text{сер}} \delta_{\text{н}}^3}{12\mu l_{\text{п}}} \frac{z+1}{2}$ , об'ємними втратами РР  $K_2 = \mu_{\text{пр}} A_{\text{пр}} \sqrt{2/\rho}$  і через тор-

цевий розподільник ГМ  $K_3 = \frac{h^3}{6\mu} 2 \left[ \frac{\varphi_1}{\ln \frac{r_a}{e+r_i}} + \int_0^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{\ln \frac{r_e}{r_i}} + \frac{e \sin \varphi_1}{0,5(l_1+l_2)} \right]$ .

Нехтували витоками і перетіканнями в ГР із ГВК і клапані тиску й записали рівняння нерозривності

$$q_1(t) = q_2(t) = q_{\Gamma M}(t) + q_{\text{вит. ГМ}}(t), \quad (2.60)$$

в яке підставили значення  $q_1(t)$  та  $q_2(t)$  з (2.38) та (2.45) відповідно та отримали

$$p_1(t) - p_2(t) = \frac{\mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}})^2 \cdot b_{\text{вік}}^2 \cdot [x_{\text{ЗРЕ}}(t)^2 + \delta_{\text{ГР}}^2]}{\mu_{\text{кл}}(\text{Re}, x_{\text{кл}})^2 \cdot b_{\text{кл}}^2 \cdot [x_{\text{кл}}(t)^2 + \delta_{\text{кл}}^2]} [p_{\text{н}} - p_1(t)]. \quad (2.61)$$

З рівнянь (2.12), (2.57), (2.59)–(2.61) отримали залежність для визначення частоти обертання вала ГМ від сили натягу дроту

$$n(t) = \frac{\mu_{\text{ГР}}(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}(t)^2 + \delta_{\text{ГР}}^2}}{V_{0\text{ГМ}}} \eta_{\text{Г. ГМ}} \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{\text{н}} - p_1(t)]} - \frac{K_1 + K_3}{V_{0\text{ГМ}}^2} \frac{2\pi P_{\text{н}}(t) r_{\text{кот}}}{\eta_{\text{Г. ГМ}}} - \frac{K_2}{V_{0\text{ГМ}}} \sqrt{\frac{2\pi P_{\text{н}}(t) r_{\text{кот}}}{V_{0\text{ГМ}} \eta_{\text{Г. ГМ}}}} - \frac{2\pi \omega A \sin \varphi(t)}{V_{0\text{ГМ}}}. \quad (2.62)$$

Рівняння (2.62) дозволяє зробити висновок про те, що на частоту обертання, крім зовнішнього навантаження  $P_{\text{н}}(t)$ , яке збільшує витоки через ГМ, впливає переміщення ЗРЕ ГР із ГВК  $x_3(t)$ , яке, в свою чергу, залежить від тиску зворотного зв'язку  $p_2(t)$ .

Задавши початкові умови  $x_{\text{ЗРЕ}}(t); \dot{x}_{\text{ЗРЕ}}(0) = 0; x_{\text{кл}}(0) = x_{\text{кл}0}; \dot{x}_{\text{кл}}(0) = 0; p_{\text{н}}(0) = 0; p_{\text{зл}}(0) = 0$ , рівняння (2.62) розв'язали разом із рівняннями (2.34), (2.38), (2.43) і (2.45), які доповнили рівнянням нерозривності РР у ГА

$$q_2(t) = q_3(t) \quad (2.63)$$

та рівнянням перепаду тиску на ГМ

$$p_2(t) - p_3(t) = 1/2 p_1(t). \quad (2.64)$$

Знехтувавши  $\delta_{\Gamma P}$ ,  $\delta_{\text{кл}}$  і втратами на стискання РР, отримано рівняння (2.62) у приростах

$$\Delta n = \frac{\mu_{\Gamma P} (\text{Re}, x_3) b_{\text{вік}} \Delta x_{\text{ЗРЕ}}}{V_{0\text{ГМ}}} \eta_{\Gamma. \text{ГМ}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{н}} - \Delta p_1)} - \frac{K_1 + K_3}{V_{0\text{ГМ}}^2} \frac{2\pi \Delta P_{\text{н}} r_{\text{кот}}}{\eta_{\Gamma. \text{ГМ}}} - \frac{K_2}{V_{0\text{ГМ}}} \sqrt{\frac{2\pi \Delta P_{\text{н}} r_{\text{кот}}}{V_{0\text{ГМ}} \eta_{\Gamma. \text{ГМ}}}}, \quad (2.65)$$

де  $\Delta n = n_0 - n(t)$ ;  $\Delta x_{\text{ЗРЕ}} = x_{\text{ЗРЕ}0} - x_{\text{ЗРЕ}}(t)$ ;  $\Delta P_{\text{н}} = \Delta P_{\text{н}0} - \Delta P_{\text{н}}(t)$ , тут індексами 0 позначено відповідні параметри в усталеному режимі.

При повній компенсації зміни сили натягу дроту  $\Delta P_{\text{н}}$  зміна частоти обертання відсутня  $\Delta n = 0$ . Тоді (2.65) набирає вигляду

$$\Delta n = \frac{\mu_{\Gamma P} (\text{Re}, x_3) b_{\text{вік}} \Delta x_{\text{ЗРЕ}}}{V_{0\text{ГМ}}} \eta_{\Gamma. \text{ГМ}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{н}} - \Delta p_1)} = \frac{K_1 + K_3}{V_{0\text{ГМ}}^2} \frac{2\pi \Delta P_{\text{н}} r_{\text{кот}}}{\eta_{\Gamma. \text{ГМ}}} + \frac{K_2}{V_{0\text{ГМ}}} \sqrt{\frac{2\pi \Delta P_{\text{н}} r_{\text{кот}}}{V_{0\text{ГМ}} \eta_{\Gamma. \text{ГМ}}}}. \quad (2.66)$$

У статичному режимі, нехтуючи гідродинамічною силою, силою рідинної пружини й силою тертя, які діють на ЗРЕ ГР із ГВК, із рівняння (2.34) отримано

$$\Delta x_{\text{ЗРЕ}} = \frac{\pi d_{\text{ЗРЕ}}^2 (p_{\text{ГА}} - \Delta p_2)}{4(c_{\text{пр}2} - c_{\text{пр}1})}, \quad (2.67)$$

де  $\Delta p_2 = p_{20} - p_2(t)$ ;  $d_{\text{ЗРЕ}}$  – діаметр ЗРЕ ГР;  $c_{\text{пр}1}$  і  $c_{\text{пр}2}$  – відповідно жорсткості пружин 10 і 19 ГР 9 (див. рис. 1.7).

Підставляючи (2.67) в (2.66), остаточно отримали

$$\Delta n = \frac{\mu_{\Gamma P} (\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}}}{V_{0\text{ГМ}}} \frac{\pi d_{\text{ЗРЕ}}^2 (p_{\text{ГА}} - \Delta p_2)}{4(c_{\text{пр}2} - c_{\text{пр}1})} \eta_{\Gamma. \text{ГМ}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\text{н}} - \Delta p_1)} = \frac{K_1 + K_3}{V_{0\text{ГМ}}^2} \frac{2\pi \Delta P_{\text{н}} r_{\text{кот}}}{\eta_{\Gamma. \text{ГМ}}} + \frac{K_2}{V_{0\text{ГМ}}} \sqrt{\frac{2\pi \Delta P_{\text{н}} r_{\text{кот}}}{V_{0\text{ГМ}} \eta_{\Gamma. \text{ГМ}}}}. \quad (2.68)$$

Зусилля пружини жорсткістю  $c_{\text{пр. кл}}$  створюється її попереднім стис-  
канням, тоді перепад тисків

$$(p_{\text{н}} - \Delta p_1) = \frac{4c_{\text{пр. кл}} x_{\text{кл}0}}{\pi d_{\text{кл}}^2} \approx \text{const}, \quad (2.69)$$

сталість якого забезпечується малим ходом ЗРЕ  $x_{\text{кл}}$  пружини невисокої жорсткості, що впливає на значення перепаду тиску.

Таким чином, витрата через дросель клапана тиску при постійних значеннях площі перерізу й перепаду тисків набуває також постійного значення. Беручи до уваги (2.69), з (2.68) видно, що компенсація збільшення  $\Delta P_{\text{н}}$  відбувається за рахунок зміни тиску зворотного зв'язку  $\Delta p_2$ , що збільшується разом зі збільшенням  $\Delta P_{\text{н}}$  і зменшується разом із його зменшенням. Таким чином, компенсуються витоки в ГМ ГА обертання.

Шляхом декомпозиції ГА обертання отримано математичну модель його робочого процесу, яка комплексно (порівняно з раніше відомими) ураховує такі фактори: параметри осциляції ЗРЕ ГР, нелінійність сил тертя, нестационарність гідромеханічних процесів, властивості РР. Розроблена математична модель є підґрунтям для постановки і розв'язання наукового завдання, пов'язаного з поліпшенням динамічних характеристик ГА обертання, та відкриває можливість більш повного використання сучасних методів математичного моделювання і теорії оптимальних систем.

Уперше отримано аналітичну залежність частоти обертання вала ГМ від сили натягу дроту, використання якої дозволяє визначити вплив конструктивних і робочих параметрів гідравлічної системи керування на цю силу.

## РОЗДІЛ 3

### ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ ТА ЙОГО ЕЛЕМЕНТІВ

При проведенні цих досліджень використовували математичну модель робочого процесу ГА, розроблену в розділі 2. Вважали, що тиск зливу в ГА дорівнює атмосферному. Параметри РР (масла ІГП – 30): густина  $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$ ; кінематична в'язкість  $\nu_t = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ; температура  $50^\circ\text{C}$ ; вміст повітря – 0,8 %. Конструктивні параметри ГА і його елементів наведено в додатку А.

#### 3.1. Аналіз впливу газовмісту та параметрів пульсації тиску робочої рідини у гідроагрегаті на густину робочої рідини

При дослідженнях таких хвильових процесів ГА густину РР зазвичай беруть постійною та такою, що дорівнює її середньому значенню. В роботі середню густину РР з урахуванням газовмісту розраховували за залежністю (1.4), яка отримана за умови, що характерна довжина акустичної хвилі велика порівняно з радіусом бульбашок газу та середньою відстанню між ними. В цьому випадку справедливе так зване гомогенне наближення: рідину з бульбашками газу можна розглядати як однорідне середовище з деякими ефективними середніми значеннями густини, тиску й іншими величинами.

Розглядали випадок, коли в ГА присутні гармонічні коливання тиску  $p(t)$  біля якогось постійного значення  $p_1$ , причому зміна в часі тиску відбувається за залежністю

$$p(t) = p_1(1 + k \sin \omega t), \quad (3.1)$$

де  $k$  – коефіцієнт амплітуди пульсацій тиску у відсотках від його усталеного значення;  $\omega$  – частота пульсацій,  $\text{с}^{-1}$ .

З метою порівняння точності розрахунку густини РР за залежностями (1.4) та відомою зі статті [83], а також аналізу впливу газовмісту та параметрів пульсації РР у ГА на її зміну, проведено аналітичні дослідження в па-

кеті прикладних програм Mathcad. Прийнято, що  $\rho_{pp0} = 885 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_{r0} = 1,297 \text{ кг/м}^3$ ,  $\omega = 2 \pi f$ , де  $f$  – частота пульсацій, Гц. Результати досліджень наведено на рис. 3.1–3.3.

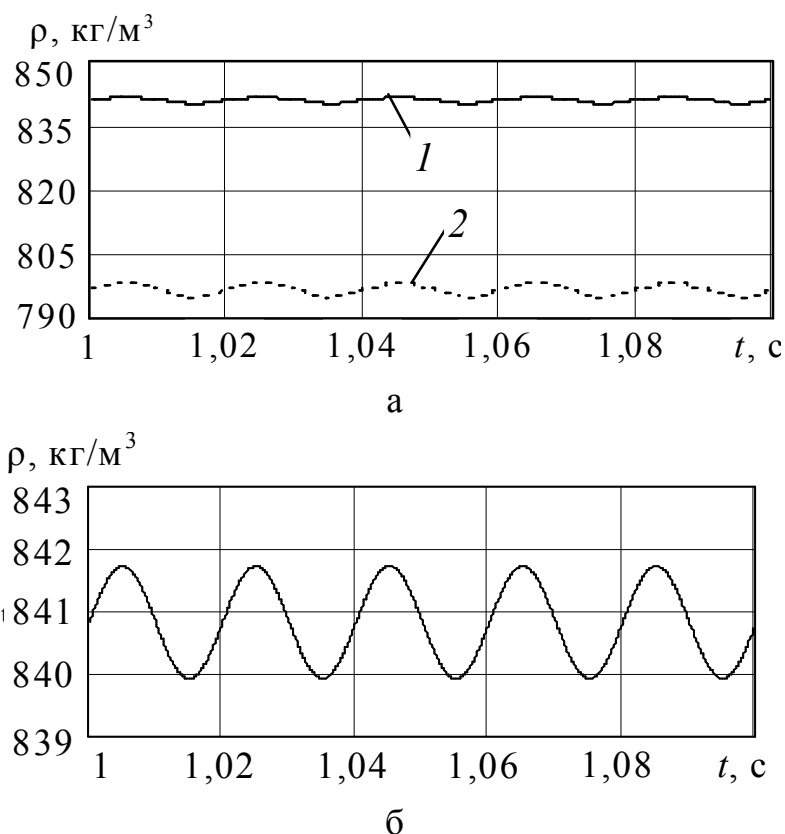


Рис. 3.1. Графіки зміни в часі густини РР при пульсації тиску при  $k = 0,3$ ;  $f = 50 \text{ Гц}$ : 1 (рис. а, б) –  $z = 0,05$ ; 2 –  $z = 0,1$

Як видно з рис. 3.3, при урахуванні газовмісту та використанні залежності (1.4) для розрахунку густини РР її значення майже на 5 % менше. Дуже близькі значення густини РР, похибка яких не перевищувала 0,35 %, отримали при її розрахунку через модуль об'ємної пружності РР, визначений за залежністю, наведеною в роботі [105]. Таким чином, для розрахунку густини РР при пульсаціях тиску в ГА цілком правомірно використовувати залежність (1.4), що дозволить підвищити точність її визначення. Збільшення газовмісту РР призводить до зменшення середнього значення її густини (рис. 3.1, а), зміна якої в часі відбувається з частотою пульсацій тиску (рис. 3.1, б).

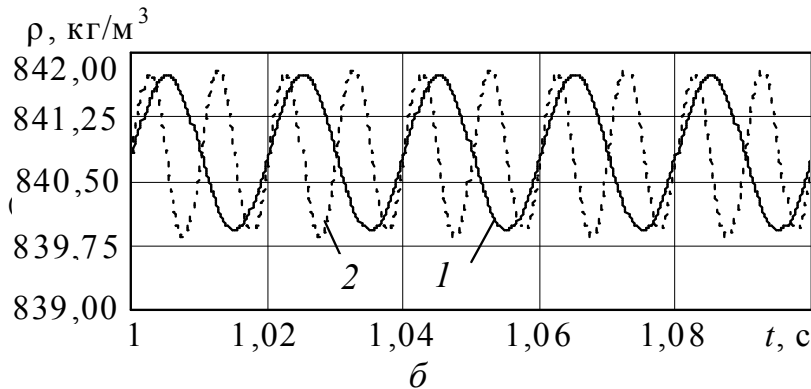
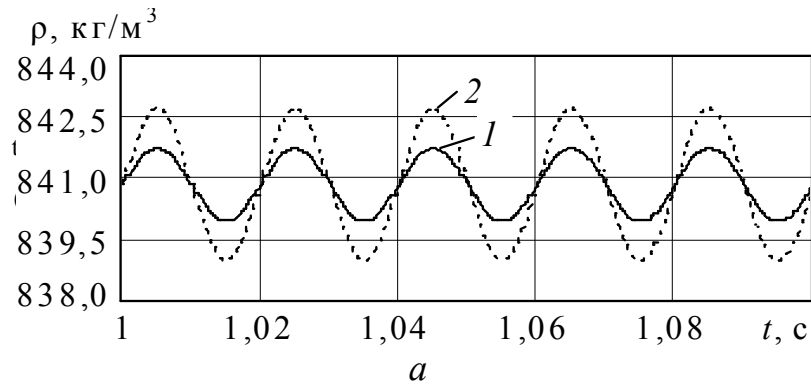


Рис. 3.2. Графіки зміни в часі густини РР при пульсації тиску при  $z = 0,05$ :  
 1 (рис. а, б) –  $k = 0,3, f = 50$  Гц; 2 (рис. а) –  $k = 0,6, f = 50$  Гц; 2 (рис. б) –  $k = 0,3, f = 100$  Гц

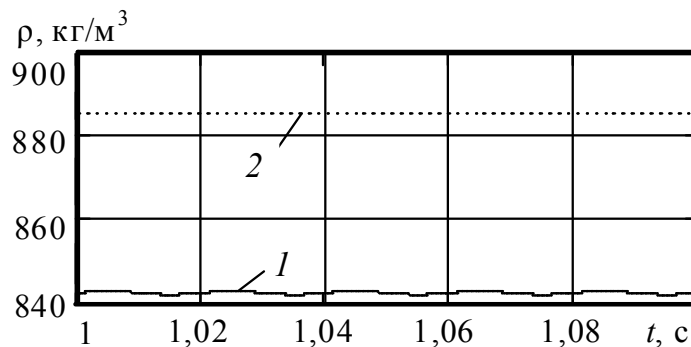


Рис. 3.3. Графіки зміни в часі густини РР при пульсації тиску при  $z = 0,05$ ;  $k = 0,3; f = 50$  Гц, розраховані за різними математичними залежностями: 1 – формула (1.4); 2 – формула з роботи [83]

### 3.2. Дослідження робочого процесу в розробленому гідравлічному вібраційному контурі

#### 3.2.1. Математичне моделювання течії робочої рідини в гідравлічному вібраційному контурі

При визначенні течії РР у камері ГВК (рис. 3.4) було прийнято, що одна вісь системи координат співпадає з віссю ГВК, а інша – перпендикуляр-

на до неї, ЗРЕ ГР знаходиться у нерухомому стані. Розглянута плоска задача течії в'язкої нестисливої РР ( $\rho = \text{const}$ ), для якої використано рівняння руху та нерозривності (2.9) і (2.10).

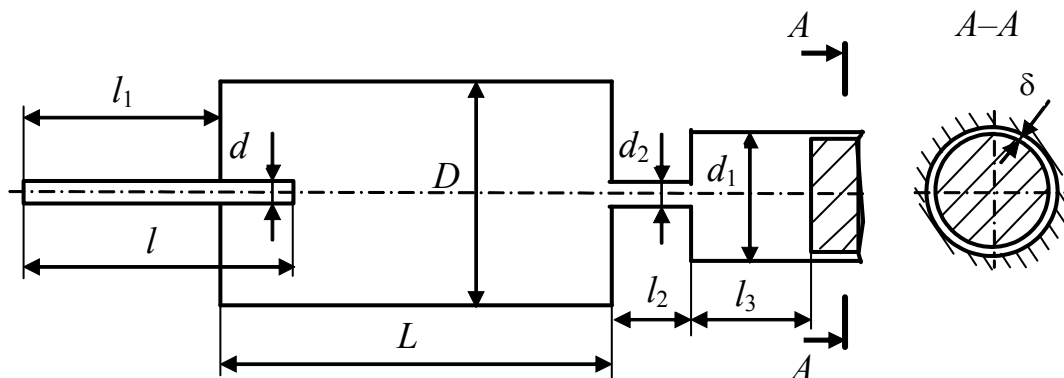


Рис. 3.4. Схема для моделювання течії РР у ГВК

При розрахунку задали початкові й граничні умови: тиск РР на вході ГВК  $p_1(0) = p_1(T)$ ,  $p_1(0, t) = p_1(t)$ ,  $T$  – період повторення циклу коливань; швидкість РР на нерухомих поверхнях ГР дорівнює нулю. Вважали, що зміна пульсацій тиску  $p_1(t)$  відбувається згідно з напівсинусоїдальним законом із частотою  $f = 250$  Гц та амплітудою 0,3 МПа, постійна складова тиску на вході ГВК становить 6,0 МПа. Витрата РР у кільцевій щілині між ЗРЕ і корпусом ГР становить  $1,67 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/с.

Розв'язання гідродинамічної задачі, яка описується рівняннями (2.9) і (2.10), граничними та початковими умовами, наведеними вище, провели у пакеті прикладних програм FEMLab, який призначений для моделювання фізичних процесів і базується на методі кінцевих елементів. Вибрали двовимірне завдання й тип математичної моделі «Динаміка в'язкої рідини» (*Fluid dynamics*). Використали нестационарні рівняння Нав'є – Стокса (*Incompressible Navier–Stokes*). Для побудови розрахункової області проточної камери ГВК використано геометричні фігури, прямі й криві лінії. У списку *Boundary conditions* вибрали тип граничної умови. Для твердих стінок, де рідина прилипає до стінок, встановили *No slip* – без проковзування. Для вхідної межі задали *Inflow/outflow velocity* – вектор швидкості у вигляді проєкцій по осях. Для вихідної межі задали *Outflow/pressure* – тиск на вихо-

ді. Використовуючи рівносторонні трикутники, побудували сітку і згустили її до потрібного розміру. Результати моделювання отримано у вигляді ліній течії та епюр швидкості РР (рис. 3.5–3.9).

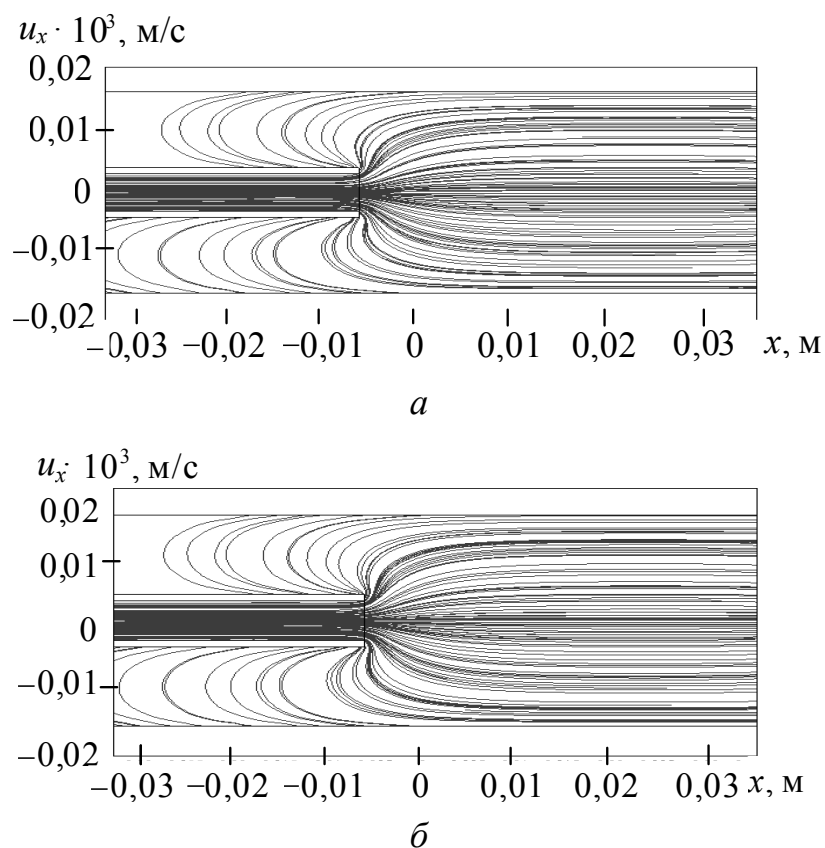


Рис. 3.5. Лінії течії РР в камері ГВК на виході з циліндричного внутрішнього патрубка в різні проміжки часу: *a* –  $t = 0$ ; *б* –  $t = 0,001$  с

Отримані лінії течії РР у проточній камері в різні проміжки часу (рис. 3.5–3.7) дозволили визначити області, в яких формуються пульсації тиску РР у резонансному контурі. Установлено межі зміни швидкості РР на виході циліндричного внутрішнього патрубка й усередині патрубка, який з'єднує шунтувальний резонансний контур із камерою керування ГР (рис. 3.8 і 3.9), що дозволили визначити області, в яких відбувається зворотний рух РР та режим течії в них. Зворотний рух РР відбувається на ділянках, які безпосередньо знаходяться на виході циліндричного внутрішнього патрубка. В каналах ГВК зворотний рух РР не спостерігається.

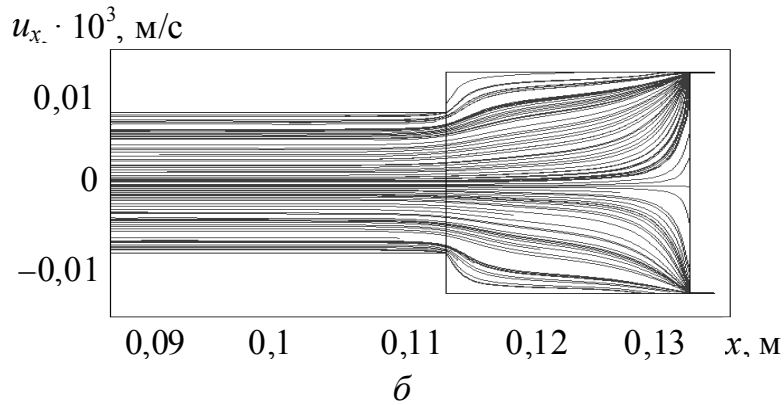
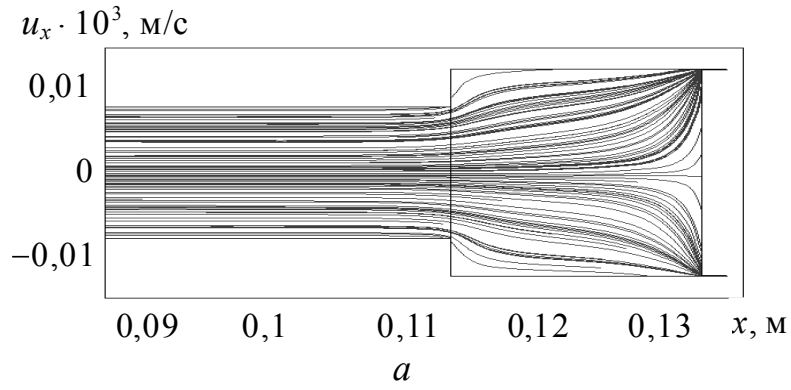


Рис. 3.6. Лінії течії РР у камері керування ГР у різні проміжки часу:  $a - t = 0$ ;  $b - t = 0,001$  с

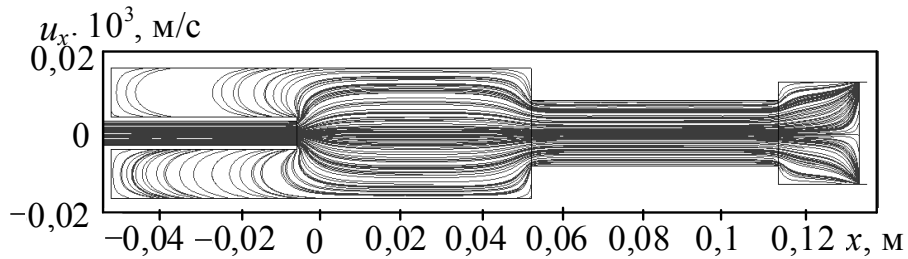


Рис. 3.7. Лінії течії РР у камері ГВК при  $t = 0,0005$  с

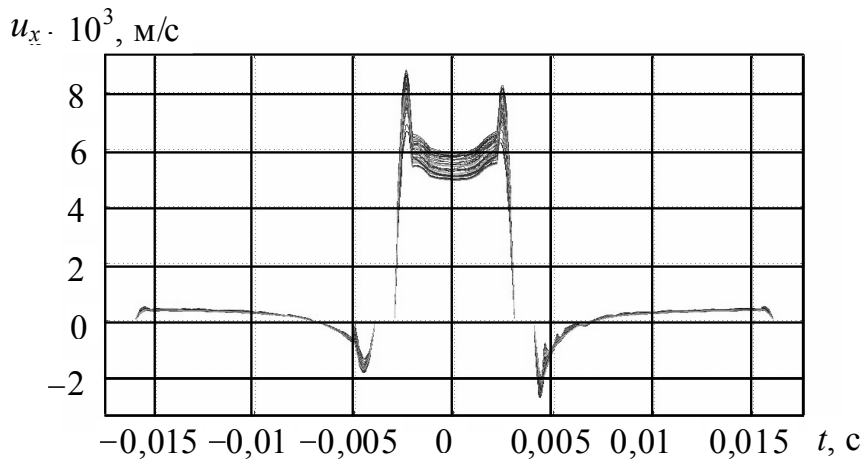


Рис. 3.8. Епюра швидкості РР на виході циліндричного внутрішнього патрубку в різні проміжки часу

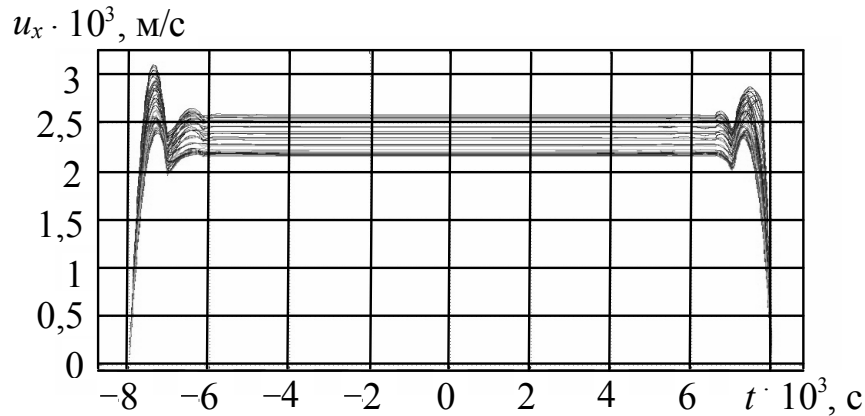


Рис. 3.9. Епюра швидкості РР усередині патрубку, який з'єднує шунтувальний резонансний контур із камерою керування ГР у різні проміжки часу

Ці результати можуть бути використані при профілюванні проточної камери розробленого ГВК. Однак треба мати на увазі, що для даного вібраційного контуру визначальним параметром є об'єм, визначений із залежності максимального надлишкового тиску в резонаторі.

### 3.2.2. Визначення впливу конструктивних параметрів гідравлічного вібраційного контуру на його коефіцієнт підсилення

Проведено імітаційне моделювання робочих процесів у ГВК за допомогою пакета прикладних програм Mathcad. Задали розміри ГВК (див. рис. 2.2):  $l_1 = 0,02$  м;  $d_1 = 0,01$  м;  $L = 0,126$  м;  $D = 0,032$  м;  $d_2 = 6 \cdot 10^{-3}$  м;  $l_2 = 0,045$  м;  $l_3 = 0,05$  м;  $d_3 = 8 \cdot 10^{-3}$  м;  $l_4 = 0,032$  м;  $d_4 = 0,012$  м;  $\delta = 2 \cdot 10^{-5}$  м. Тиск РР на його вході становив 5 МПа, а пульсації тиску  $p(t)$  формуються згідно з напівсинусоїдальним законом із частотою  $f = 97,5$  Гц та амплітудою 0,5 МПа. Оцінку ефективності ГВК проведено за значенням коефіцієнта підсилення амплітуди пульсацій тиску РР на виході ГВК  $k_{\Pi}$ , який дозволяє визначити, на скільки збільшиться величина пульсацій тиску на виході ГВК порівняно з його входом

$$k_{\Pi} = a_{p \text{ вих}} / a_{p \text{ вх}}, \quad (3.2)$$

де  $a_{p \text{ вх}}$  і  $a_{p \text{ вих}}$  – відповідно амплітуди пульсацій тиску на вході і виході ГВК, МПа.

В результаті розрахунку отримано графік пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при заданих параметрах. Співставлення розрахунку витрат

на вході та виході ГВК показало, що похибка не перевищує 1 %, що свідчить про коректність розробленої математичної моделі.

Варіювали конструктивні розміри та робочі параметри ГВК, моделювали робочі процеси в ньому та дослідили вплив конструктивних параметрів на коефіцієнт підсилення, деякі з яких подано на рис. 3.10–3.12, де верхня крива – тиск на вході ГВК, а нижня – тиск на виході.

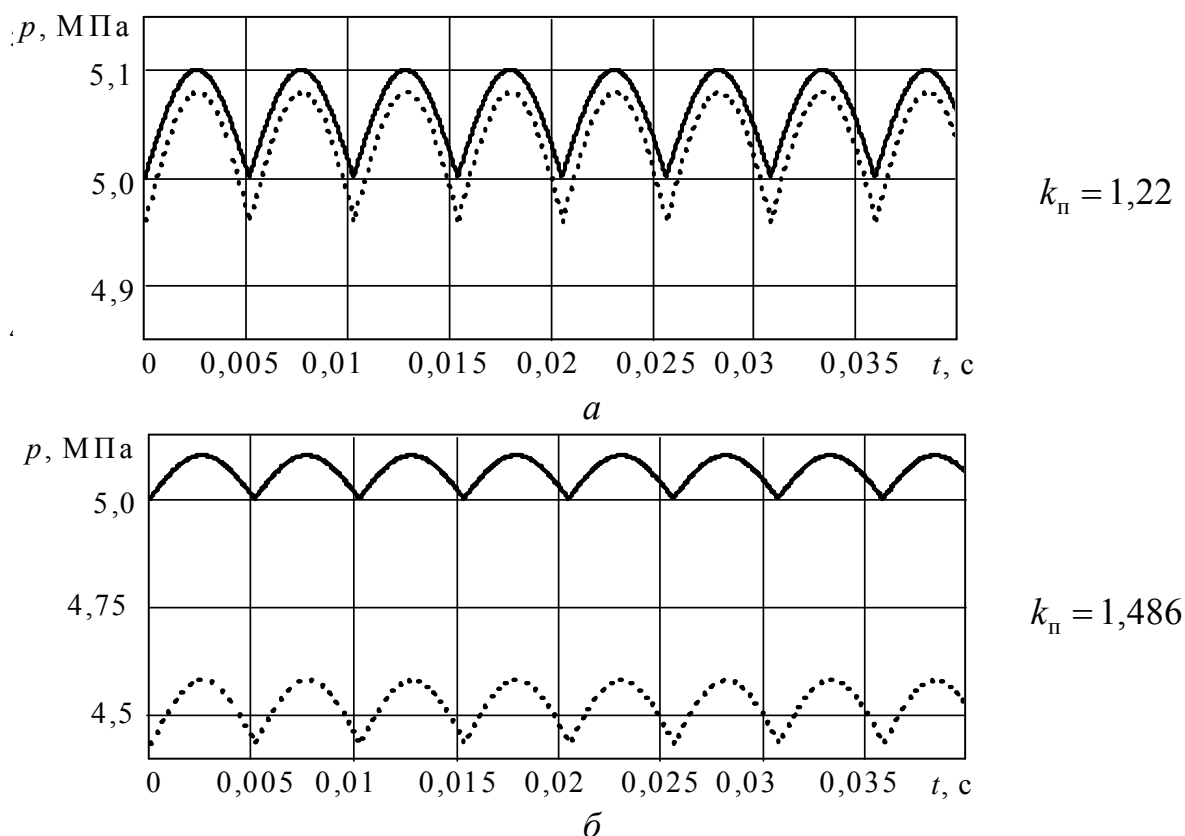
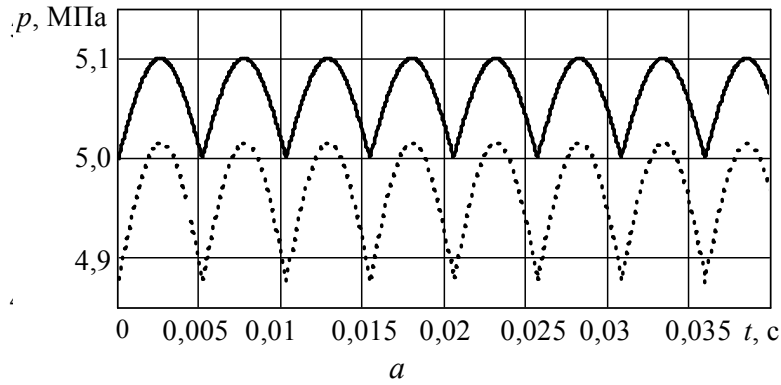
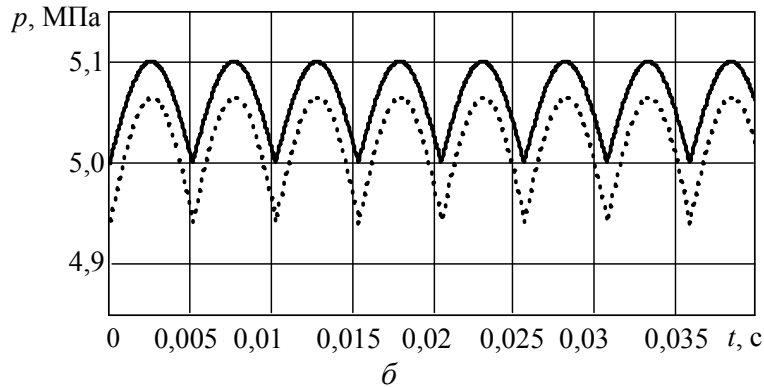


Рис. 3.10. Графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при:  $a$  –  $d_2 = 0,012$  м;  $b$  –  $d_2 = 0,003$  м

В результаті обробки графіків пульсацій тиску в ГВК отримано залежності коефіцієнта підсилення від його конструктивних та робочих параметрів (рис. 3.13). Проведені дослідження дозволили встановити, що для забезпечення ефективної роботи ГВК (отримання максимального значення коефіцієнта підсилення) об'єм його камери не повинен бути більшим ніж  $75 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> (рис. 3.13,  $a$ ), тому що при збільшенні об'єму і довжини камери ГВК коефіцієнт підсилення зменшується (рис. 3.13,  $b$ ). Це свідчить про те, що розроблений ГВК має раціональні конструктивні параметри, малу масу та габарити.

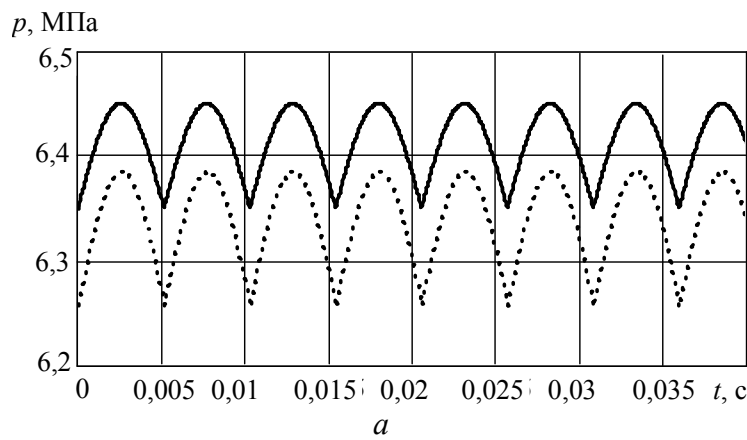


$$k_{\Pi} = 1,296$$

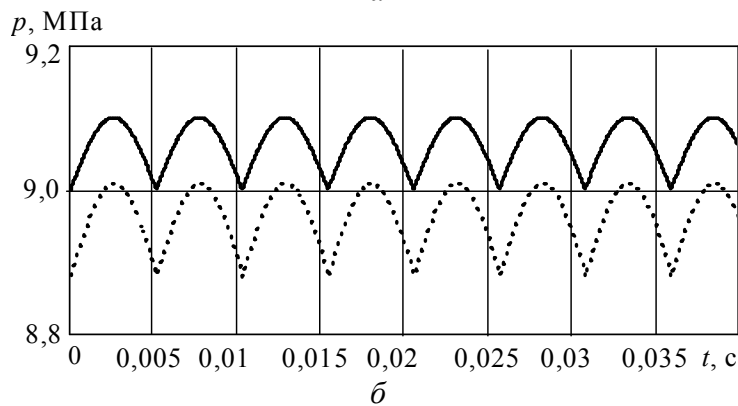


$$k_{\Pi} = 1,242$$

Рис. 3.11. Графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при:  $a - l_2 = 0,09$  м;  $б - l_2 = 0,0225$  м



$$k_{\Pi} = 1,294$$



$$k_{\Pi} = 1,296$$

Рис. 3.12. Графіки пульсацій тиску на вході і на виході ГВК при:  $a - p_1 = 6,35$  МПа;  $б - p_1 = 9$  МПа

Встановлено, що найбільше на значення коефіцієнта підсилення ГВК впливають розміри внутрішнього патрубку: зменшення його діаметра та збільшення довжини приводить до підвищення коефіцієнта підсилення (рис. 3.13, в, з), що відповідає фізиці процесу, який відбувається в ГВК.

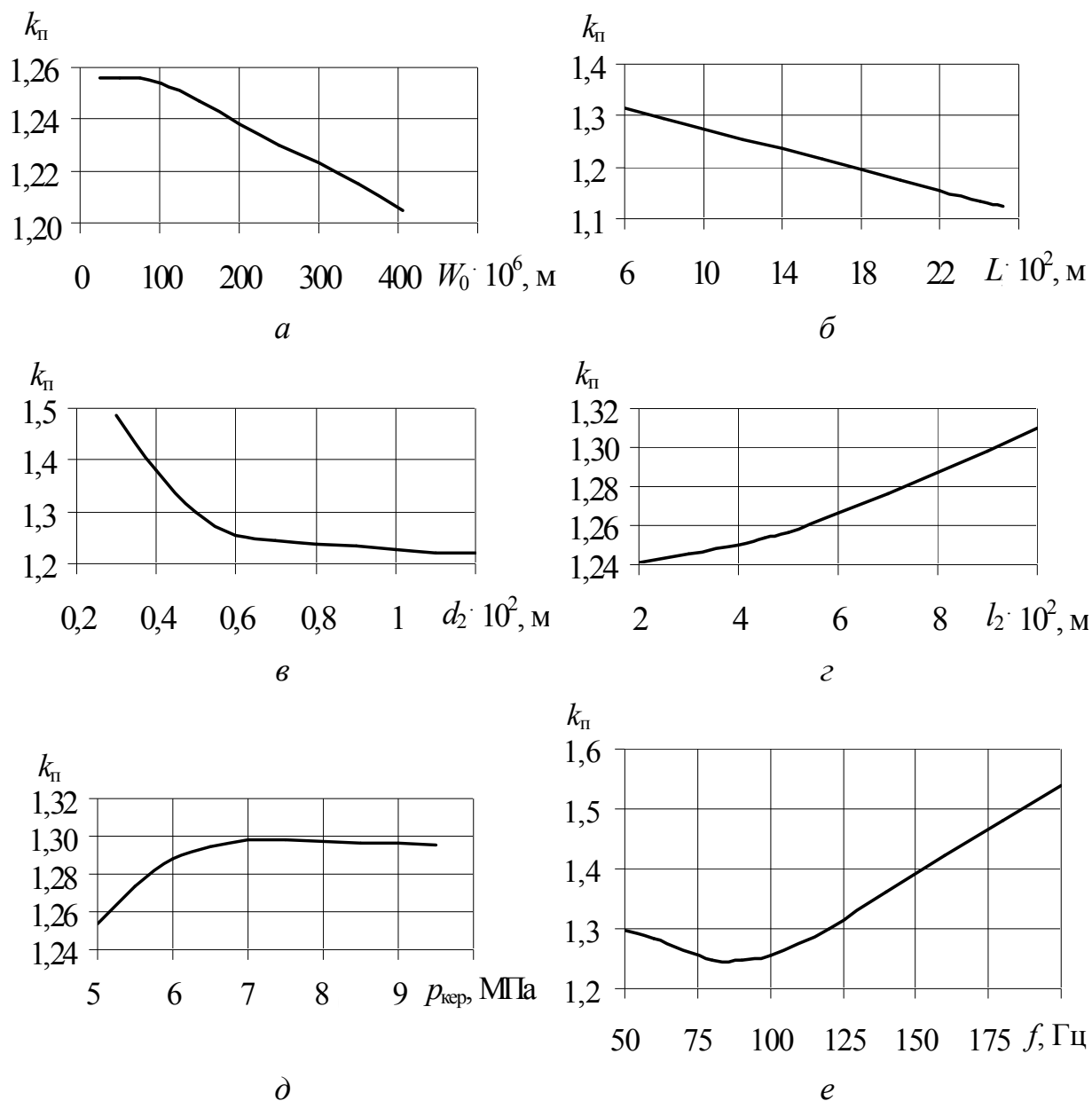


Рис. 3.13. Залежність коефіцієнта підсилення ГВК від його конструктивних та робочих параметрів: *a* – об’єму камери ГВК  $W_0$ ; *б* – довжини камери ГВК  $L$ ; *в* – діаметра внутрішнього патрубку ГВК  $d_2$ ; *з* – довжини внутрішнього патрубку ГВК  $l_2$ ; *д* – тиску в камері ГВК  $p_1$ ; *е* – частоти пульсації РР  $f$

Тиск у камері ГВК практично не впливає на його коефіцієнт підсилення (рис. 3.13, д). Установлено, що частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса суттєво впливає на коефіцієнт підсилення ГВК (рис. 3.13, е), причому в області частот 75–100 Гц спостерігається його зменшення. Значно впливає на коефіцієнт підсилення ГВК також діаметр камери гідравлічного керування ГР, який обмежений його габаритними розмірами.

За допомогою аналітичної обробки графіків (рис. 3.13) у пакеті прикладних програм Mathcad отримали залежність для розрахунку коефіцієнта підсилення ГВК, похибка якої не перевищує 3,6 %.

$$k_{\text{п}} = 60,045d_2^2 + 0,124l_2^2 + 7,591d_2l_2 - 127,086d_2 - 5,872l_2 + 59,054. \quad (3.3)$$

В результаті проведених досліджень установлено, що визначення раціональних параметрів ГВК потрібно здійснювати шляхом постановки та розв'язання оптимізаційної задачі.

### *3.2.3. Дослідження роботи пружин гідророзподільника*

Динамічні характеристики пружини, досліджені за допомогою розробленої програми у пакеті прикладних програм Mathcad, наведено у статті [15]. Математична модель пружини врахувала її реальну геометричну форму, а також реальні граничні умови, що виникають в опорних витках пружини, та інерцію витків при всіх трьох урахованих формах поздовжніх коливань. Розв'язувалася задача визначення частот та форм вільних коливань, а також розрахунку вимушених коливань пружини за умови жорсткого закріплення її кінців та подачі на вхід осцилюючого сигналу трикутної форми, яка описує реальну траєкторію переміщення ЗРЕ ГР при осциляції.

За результатами розрахунку встановлено, що під час коливання пружини дотичне напруження змінюється в часі та його величина значною мірою залежить від місця перерізу. Для пружини розробленого ГВК дотичне напруження становить:  $\tau_{\text{max}} = 166,9$  МПа; у статиці  $\tau_{\text{max}} = 150,7$  МПа. Зауважимо, що дотичне напруження, визначене на кінцях пружини та її середині, співпадає з його статичним значенням, а максимальне значення спостерігається в перерізах, розташованих ближче до її кінців.

Максимальні значення амплітуди дотичного напруження спостерігаються при збігу власної частоти коливань із вимушеною. При кратності ча-

стоти вимушених коливань власній, максимальні значення цієї амплітуди дещо зменшуються та трохи зміщуються, згідно з правилом Зомерфельда. Причому величина цієї амплітуди різна для різних перерізів пружини. Максимальна амплітуда коливань дотичного напруження спостерігається біля її нерухомого кінця, а потім – біля рухомого.

Перерізуюча сила пружини змінюється в часі і практично не залежить від місця розташування перерізу. Коефіцієнт асиметрії циклу дорівнює 0,9. Кількість циклів за графіками, наведеними в довіднику [56], становить  $10^7$  циклів, що є достатнім для надійної роботи пружини у ГВК.

Фазовий зсув значною мірою залежить від віддаленості перерізу від кінців пружини. Проведений розрахунок динамічних характеристик пружин ГВК показав, що в раціонально спроектованих пружинах не відбувається співудару витків. Для забезпечення бажаної міцності та довготривалості таких пружин частота їх власних коливань не повинна збігатися або бути кратною частоті вимушених коливань.

### **3.3. Вплив параметрів осциляції на характеристики гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром**

Ці дослідження проводили шляхом імітаційного моделювання у пакеті прикладних програм Mathcad. Використовували математичну модель, наведену в п. 2.2. Задавали конструктивні параметри ГР та тиск живлення. Навантаження на ГР моделювали за допомогою регульованого дроселя, встановленого між каналами, призначеними для з'єднання ГР із ГМ. При дослідженнях розглядали ГР із ГВК, у якого: діаметр ЗРЕ – 0,012 м, загальна довжина ЗРЕ – 0,035 м, максимальний хід ЗРЕ –  $1,2 \cdot 10^{-3}$  м, а маса – 0,186 кг, жорсткість пружини –  $120 \cdot 10^3$  Н/м і тиск живлення – 12,0 МПа. Приймали, що перепад тиску на ГМ дорівнював половині тиску живлення та амплітуда пульсацій тиску на виході об'ємної гідромашини – 3 % від тиску живлення.

Досліджено вплив конструктивних та робочих параметрів ГР із ГВК на амплітуду осциляції його ЗРЕ. Результати досліджень показали, що амплітуда осциляції ЗРЕ зменшується при збільшенні його маси та частоти осциляції (рис. 3.14, а).

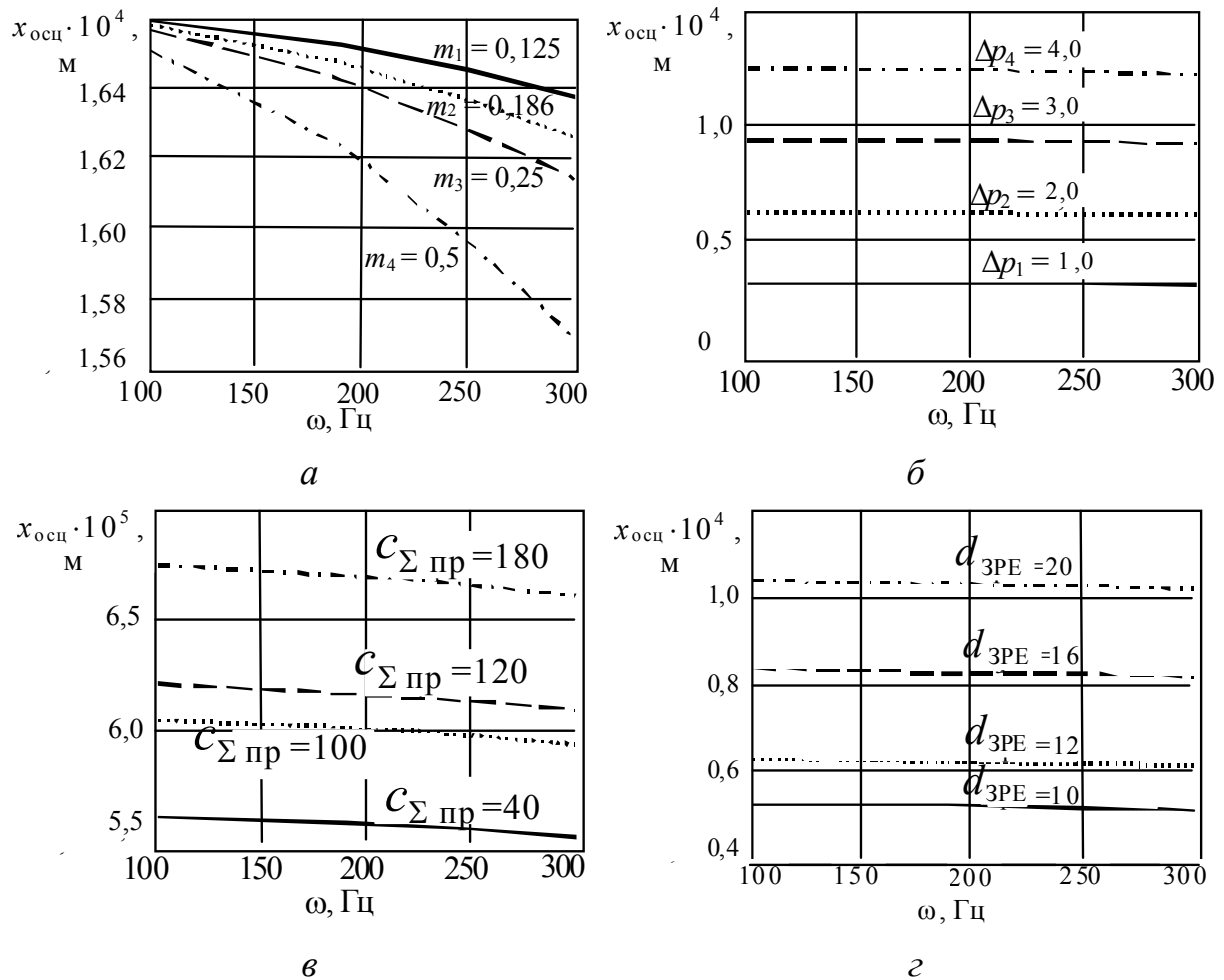


Рис. 3.14. Залежність амплітуди осциляції ЗРЕ ГР від частоти: *a* – при  $m = \text{const}$  ( $m$ , кг); *б* – при  $\Delta p = \text{const}$  ( $\Delta p \cdot 10^{-5}$  Па); *в* – при  $c_{\Sigma \text{ пр}} = \text{const}$  ( $c_{\Sigma \text{ пр}} \cdot 10^{-3}$  Н/м); *г* – при  $d_{\text{ЗРЕ}} = \text{const}$  ( $d \cdot 10^3$  м)

Це пояснюється тим, що при збільшенні маси ЗРЕ для його осциляції потрібні більші зусилля. Збільшення тиску живлення ГР із ГВК автоматично приводить до збільшення амплітуди пульсацій у камері керування ГР і відповідно амплітуди осциляції його ЗРЕ. Причому зростання амплітуди осциляції ЗРЕ ГР відбувається практично за лінійною залежністю (рис. 3.14, б), а зміна частоти осциляції на амплітуду практично не впливає.

Зі збільшенням жорсткості пружини амплітуда осциляції ЗРЕ збільшується (рис. 3.14, в). Аналогічно на амплітуду осциляції золотника впливає діаметр ЗРЕ з боку камери ГВК (рис. 3.14, г).

Залежно від перепаду тиску на торцях ЗРЕ визначили його переміщення, коефіцієнти жорсткості гідродинамічної пружини, коефіцієнт, який враховує інерційну дію несталого потоку на ЗРЕ, силу тертя спокою та коефіцієнт витрат. Встановлено, що зі збільшенням частоти та амплітуди осциляції ЗРЕ ГР відносно відхилення сумарної жорсткості пружини від її середнього значення зменшується (рис. 3.15, *а*, *б*). Цей висновок відповідає сучасній тенденції розвитку гідроапаратів із осциляцією на збільшення частоти осциляції. Вплив сумарної жорсткості пружини зменшується з відкриттям ЗРЕ, а вплив частоти осциляції на сумарну жорсткість пружини незначний, що пояснюється зміною осьової гідродинамічної сили вздовж переміщення ЗРЕ.

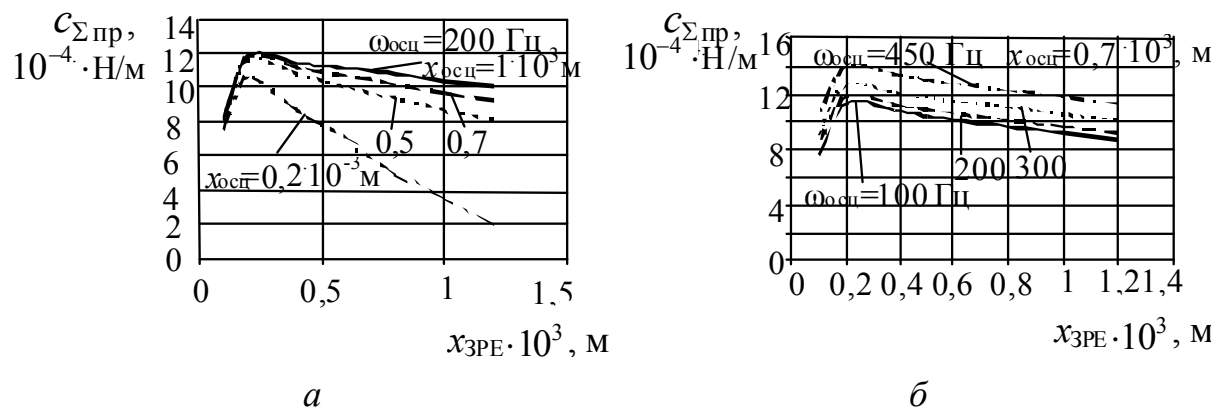


Рис. 3.15. Зміна сумарної жорсткості пружини ГР із ГВК залежно від переміщення його ЗРЕ: *а* – при зміні амплітуди осциляції ЗРЕ; *б* – при зміні частоти осциляції ЗРЕ

При постійній сумарній жорсткості пружини ГВК переміщення ЗРЕ ГР значно впливає на амплітуду його осциляції (рис. 3.16). Амплітуда осциляції ЗРЕ на початку відкриття дроселюючої щілини змінюється більш інтенсивно, що пояснюється зміною осьової гідродинамічної сили.

Таким чином, поліпшення вихідних характеристик ГР із ГВК полягає, перед усім, у забезпеченні стабільної амплітуди осциляції його ЗРЕ, що може бути досягнуто шляхом використання пружин ГВК зі змінною жорсткістю, а саме фасонних пружин, які мають нелінійні пружні характеристики та

дозволяють компенсувати зміну осьової гідродинамічної сили. Для забезпечення стабільної сумарної жорсткості пружин ГВК, амплітуду та частоту осциляції його ЗРЕ потрібно вибирати, виходячи з їх максимальних значень.

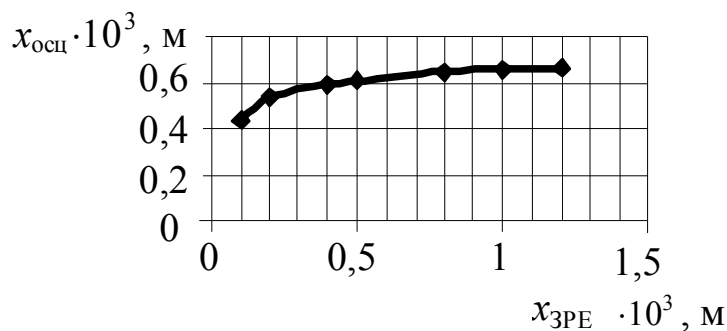


Рис. 3.16. Зміна амплітуди осциляції ЗРЕ ГР із ГВК залежно від переміщення ЗРЕ

У статті [47] нами доведено, що застосування ГВК дозволяє підвищити точність ГР більш ніж на 43 % та на 12,1 % зменшити час регулювання ГР. Значною мірою точність та динамічні характеристики ГР із ГВК залежать від параметрів осциляції його ЗРЕ, властивий вибір яких необхідно виконувати, проводячи оптимізацію його конструктивних і робочих параметрів.

Визначено вплив параметрів осциляції ЗРЕ на кавітацію у ГР із осциляцією. Число кавітації обчислюється за залежністю [38]

$$G = \frac{2(p_{\text{вих}} - p_{\text{пар}})}{\rho v^2}, \quad (3.4)$$

де  $p_{\text{вих}}$  і  $p_{\text{пар}}$  – відповідно тиск у вихідному каналі ГР та тиск насичених парів РР, МПа;  $v$  – швидкість течії РР у стисненому перерізі проточної частини ГР, м/с.

Прийнявши, що  $p_{\text{пар}}/p_{\text{жив}} \approx 0$ , замість залежності (3.4) використано

$$G = p_{\text{пар}}/p_{\text{жив}} = \bar{p}, \quad (3.5)$$

яку часто використовують як критерій кавітації. Зауважимо, що число кавітації залежить від типу РР, її температури, газовмісту, наявності твердих частинок, геометрії проточної частини ГР тощо і при збільшенні газовмісту збільшується та супроводжується гістерезисним ефектом [94].

Ввели відносне число кавітації

$$\bar{G} = \frac{G_{\text{осц}}}{G}, \quad (3.6)$$

де  $G_{\text{осц}}$  – число кавітації ГР з осциляцією.

З умови, що тиски на вході та виході ГР з осциляцією та без неї однакові, відносне число кавітації подали у вигляді

$$\bar{G} = \frac{\dot{x}_{\text{осц}}^2}{v^2}, \quad (3.7)$$

де  $\dot{x}_{\text{осц}}$  – швидкість осциляції ЗРЕ ГР, м/с.

Знехтувавши опором каналів і витокami в ГР з осциляцією та без неї, з рівняння витрат, наведеного в п. 2.2, знайшли швидкість РР через його дроселюючу щілину, з урахуванням якої відносне число кавітації (3.7) подавали у вигляді

$$\bar{G} = \frac{1}{1 + \frac{K_k \dot{x}_{\text{осц}}}{\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p_{\text{щ}}}} + \frac{\rho K_k^2 \dot{x}_{\text{осц}}^2}{2 \mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}})^2 \Delta p_{\text{щ}}}}, \quad (3.8)$$

де  $K_k = \frac{\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ max}}) \sqrt{x_{\text{ЗРЕ max}}^2 + \delta^2}}{\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}^2 + \delta^2}}$ ;  $\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}})$  – коефіцієнт витрати дроселюючої щілини, що визначається за залежністю (2.11);  $x_{\text{ЗРЕ max}}$  – максимальне переміщення ЗРЕ, м;  $\Delta p_{\text{щ}}$  – перепад тиску на дроселюючій щілині ГР, МПа.

Аналіз рівняння (3.8) показав, що третій член у знаменнику на чотири порядки менший від другого. Отже, ним можна знехтувати. Розрахункові дослідження, проведені в пакеті прикладних програм Mathcad, показали, що найбільше на відносне число кавітації впливає амплітуда осциляції ЗРЕ (рис. 3.17, б).

Частота осциляції та перепад тиску на дроселюючій щілині на відносне число кавітації впливають меншою мірою (рис. 3.17, а). Причому зі збільшенням відкриття дроселюючої щілини ГР вплив осциляції ЗРЕ на відносне число кавітації зменшується. Таким чином, для зменшення імовірності ви-

никнення кавітації у ГР з осциляцією амплітуда осциляції ЗРЕ має бути малою, а відкриття – великим. Дослідження показали, що для забезпечення безкавітаційної роботи ГР з осциляцією, а отже підвищення технічного рівня ГР, амплітуда осциляції його ЗРЕ повинна вибиратися з урахуванням частоти осциляції та перепаду тиску на дроселюючій щілині. При цьому відкриття дроселюючої щілини має бути не меншим ніж  $2,7 \cdot 10^{-5}$  м.

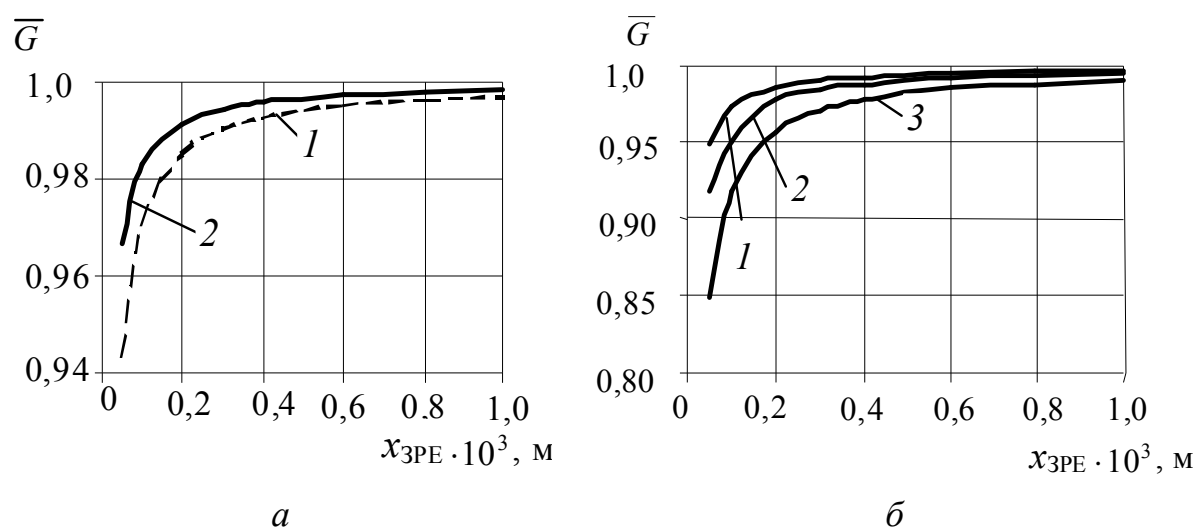


Рис. 3.17. Залежність відносного числа кавітації ГР від переміщення ЗРЕ: *a* – від перепаду тиску на дроселюючій щілині: при  $x_{\text{осц}} = 1 \cdot 10^{-4}$  м і  $f_{\text{осц}} = 159,23$  Гц: 1 –  $\Delta p = 1$  МПа; 2 –  $\Delta p = 3$  МПа; *б* – від амплітуди осциляції ЗРЕ: при  $\Delta p = 1$  МПа і  $f_{\text{осц}} = 238,85$  Гц: 1 –  $x_{\text{осц}} = 5 \cdot 10^{-5}$  м; 2 –  $x_{\text{осц}} = 1 \cdot 10^{-4}$  м; 3 –  $x_{\text{осц}} = 2 \cdot 10^{-4}$  м

Однією з основних вимог, що ставляться як до систем, так і до їх елементів, є надійність, показником якої є імовірність безвідмовної роботи [120]. Розрахунок надійності ГР із ГВК виконаний за допомогою методу структурних схем, який застосовується за умови, що всі складові його частини є одновідмовними й відмови елементів незалежні. Використовували середні значення інтенсивності відмов, відомі з літературних джерел [9, 79, 119, 120]. Правомірність використання методу структурних схем для розрахунку надійності ГА обертання доведено в [23]. За результатами розрахунку

ків встановлено, що імовірність безвідмовної роботи ГР із ГВК до 10000 год  $P(10000) = 0,99873$ , дисперсія  $G_p^2 \cdot 10^2 = 0,0529$ , а термін безвідмовної роботи  $1,753 \cdot 10^{10}$  с. [9]. Таким чином, розрахунковим шляхом доведено високу надійність ГР із ГВК, яка належить до нульового рівня надійності.

### 3.4. Дослідження динамічних характеристик гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром

Перед тим як навести результати аналітичних досліджень ГР із ГВК, зауважимо, що їх статичні характеристики, які показують залежність вихідної величини від вхідної в статичному (усталеному) режимі, аналогічні, як і для ГР без ГВК, та наведені в різних літературних джерелах, наприклад в роботі [34]. Динамічні характеристики ГР із ГВК у складі ГА досліджували за графіками перехідних процесів та використовували оцінки якості, коефіцієнти похибки відтворення керуючого сигналу та поліпшену інтегральну оцінку. Дослідження проведені в пакеті прикладних програм SIAM із використанням його передавальної функції (2.55). Правомірність використання лінеаризованих математичних моделей для дослідження ГА, збудованих із гідроапаратами з осциляцією, доведено в статті [19]. Приймали, що діаметр ЗРЕ ГР дорівнює 0,012 м, переміщення ЗРЕ знаходиться у діапазоні  $0 - 1,2 \cdot 10^{-3}$  м; тиск живлення становить 6,3 МПа.

Досліджували точність ГР в усталеному режимі. В такому режимі завжди є усталена похибка від сигналу керування та збурення, яку називають статичною похибкою [76]. Причому чим більший коефіцієнт  $K^*$  передавальної функції, тим менші коефіцієнт статизму та усталені похибки. В цьому випадку усталене значення похибки має дві складові

$$\tilde{p}_1 = \tilde{p}_{1 \text{ кер}} + \tilde{p}_{1 \omega}, \quad (3.9)$$

де  $\tilde{p}_{1 \text{ кер}}$  – похибка відтворення керуючого сигналу, МПа;  $\tilde{p}_{1 \omega}$  – похибка від сигналу осциляції, МПа.

Вважали, що збурення на виході ГР відсутнє, а він працює в межах, де його характеристики лінійні. Приймали, що значення  $\tilde{p}_{1 \text{ кер}}$  і  $\tilde{p}_{1 \omega}$  є довіль-

ними та достатньо плавними функціями часу, які визначали за допомогою коефіцієнтів похибок [76]

$$\tilde{p}_{1 \text{ кер}} = C_0 p_{\text{кер}} + C_1 \frac{dp_{\text{кер}}}{dt} + \frac{C_2}{2!} \frac{d^2 p_{\text{кер}}}{dt^2} + \frac{C_3}{3!} \frac{d^3 p_{\text{кер}}}{dt^3} + \dots; \quad (3.10)$$

$$\tilde{p}_{1 \omega} = \tilde{C}_0 p_{\omega} + \tilde{C}_1 \frac{dp_{\omega}}{dt} + \frac{\tilde{C}_2}{2!} \frac{d^2 p_{\omega}}{dt^2} + \frac{\tilde{C}_3}{3!} \frac{d^3 p_{\omega}}{dt^3} + \dots, \quad (3.11)$$

де  $p_{\omega}$  – тиск, під дією якого відбувається осциляція ЗРЕ, МПа.

З передавальної функції ГР із ГВК у складі ГА (2.55) отримали залежності для розрахунку коефіцієнтів похибки відтворення керуючого впливу чи коефіцієнтів похибки слідкування ГР із ГВК

$$C_0 = \frac{1}{1 + K^*}; \quad C_1 = \frac{a_3 - (a_3 + K^* b_2) C_0}{1 + K^*};$$

$$C_2 = \frac{a_2 - (a_2 + K^* b_1) C_0 - (a_3 + K b_2) C_1}{1 + K^*};$$

$$C_3 = \frac{a_1 - (a_1 + K^* b_0) C_0 - (a_2 + K^* b_1) C_1 - (a_3 + K^* b_2) C_2}{1 + K^*}.$$

Причому  $C_0, C_1, C_2$  – відповідно коефіцієнт статизму та похибки за швидкістю та прискоренням,  $-, c^{-1}, c^{-2}$ .

Аналіз рівняння (3.10) та розрахунок згаданих вище коефіцієнтів показує, що ряд є збіжний, отже, інші його члени можна не враховувати. При розрахунку похибки відтворення керуючого сигналу вважали, що тиск керуючого сигналу змінюється за експонентою  $p_{\text{кер}} = p_{\text{кер}0} \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right)$ , де  $T$  –

стала часу аперіодичної ланки, с;  $t = 3T$  – час регулювання, с [121]. З урахуванням цього, рівняння (3.10) набирає вигляду:

$$\tilde{p}_{1 \text{ кер}} = C_0 p_{\text{кер}0} + C_1 \frac{p_{\text{кер}0}}{T} e^{-\frac{t}{T}} - \frac{C_2}{2!} \frac{p_{\text{кер}0}}{T^2} e^{-\frac{t}{T}} + \frac{C_3}{3!} \frac{p_{\text{кер}0}}{T^3} e^{-\frac{t}{T}}. \quad (3.12)$$

Коефіцієнти для визначення похибки від сигналу осциляції ГР із ГВК

$$\tilde{C}_0 = \frac{K^*}{1 + K^*}; \quad \tilde{C}_1 = \frac{K^*(a_3 - b_2)}{(1 + K^*)^2};$$

$$\tilde{C}_2 = \frac{(1 + K^*)(b_1 - a_2 - b_2^2 K^* - a_3 b_2) + (a_3 + b_2 K^*)^2}{(1 + K^*)^3};$$

$$\tilde{C}_3 = \frac{K^*}{(1 + K^*)^4} \left\{ \begin{array}{l} (K^*)^2 [b_0 + a_3 b_1 - a_1 + b_2(a_2 - 2b_1) + b_2^2(1 - a_3)] + \\ + 2K^* [b_0 - a_1 + a_2 a_3 - b_2(b_1 + a_3^2 - b_2)] + \\ + b_0 - a_1 - a_3(b_1 - 2a_2 + a_3^2) - b_2(a_2 - a_3^2) \end{array} \right\}.$$

Приймали, що осциляція ЗРЕ описується моногармонічною функцією  $p_\omega = p_{\omega 0} \sin(\omega t)$  та, обмежившись чотирма коефіцієнтами з рівняння (3.11), отримали

$$\tilde{p}_{1\omega} = p_{\omega 0} \left[ \left( \tilde{C}_0 - \frac{\omega^2}{2} \tilde{C}_2 \right) \sin(\omega t) + \left( \omega \tilde{C}_1 - \frac{\omega^3}{6} \tilde{C}_3 \right) \cos(\omega t) \right]. \quad (3.13)$$

Аналіз рівняння (3.13) та розрахунок коефіцієнтів, які входять до нього, показав, що ряд є також збіжний, отже, інші його члени можна не враховувати.

Незалежно від параметрів осциляції ЗРЕ ГР із ГВК має вищу точність ніж без ГВК (табл. 3.1, 3.2). Статична похибка для ГР із ГВК багато в чому залежить від параметрів осциляції його ЗРЕ, й при відповідному їх значенні точність ГР із розробленим ГВК на два порядки вища від його точності без ГВК.

Поліпшену інтегральну оцінку визначали за залежністю [76]

$$J_T = \int_0^T \{ [p_1(t)]^2 + T^2 [\dot{p}_1(t)]^2 \} dt, \quad (3.14)$$

де  $T$  – стала часу, с.

Зазначимо, що кращий ГР має меншу поліпшену інтегральну оцінку.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку коефіцієнтів для розрахунку точності ГР

$x_{ЗРЕ 0} \cdot 10^3, \text{ М}$	$x_{осц} \cdot 10^3, \text{ М}$	$\omega_{осц}, \text{ Гц}$	$C_0$	$C_1 \cdot 10^2, \text{ с}^{-1}$	$C_2 \cdot 10^3, \text{ с}^{-2}$	$C_3 \cdot 10^4, \text{ с}^{-3}$
0,1	0,075	119,43	0,989	4,218	-4,76	25,4
0,4	0,075	119,43	0,992	2,234	-2,27	7,991
0,5	0,075	119,43	0,992	2,337	-2,39	8,698
0,5	0,15	119,43	0,992	2,339	-2,39	8,705
0,5	0	0	1,0	-27,77	86,14	31,99

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку точності ГР

$x_{ЗРЕ 0} \cdot 10^3, \text{ М}$	$x_{осц} \cdot 10^3, \text{ М}$	$\omega_{осц}, \text{ Гц}$	$\tilde{p}_{1 \text{ кер}}, \text{ МПа}$	$\tilde{p}_{1 \omega}, \text{ МПа}$	$\tilde{p}_1, \text{ МПа}$
0,1	0,075	119,43	0,09402	0,021	0,115
0,4	0,075	119,43	0,09433	0,4658	0,560
0,5	0,075	119,43	0,09428	0,5275	0,622
0,5	0,15	119,43	0,09432	0,5282	0,623
0,5	0	0	9,501	–	9,501

Відомо, що чим менше значення  $J_T$ , тим менше відхилення перехідної характеристики від експоненти  $p_1^*(t)$  зі сталою часу  $T$ , яку називають екстремаллю  $p_1^*(t) = p_{1 \text{ кер}} \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right)$ . Для визначення  $J_T$  використано методику, наведену в роботі [76], згідно з якою (3.14) розбивають на дві складові

$$J_T = \int_0^{\infty} [p_1(t)]^2 dt + T^2 \int_0^{\infty} [\dot{p}_1(t)]^2 dt = J + T^2 J', \quad (3.15)$$

значення яких знаходять за таблицями залежно від передавальної функції (2.55), де  $a_i$  і  $b_i$  – відповідні коефіцієнти передавальної функції.

$$J = (K^*)^2 \left\{ \frac{(b_2^2 - 2b_1 + a_2)(a_1 a_2 - a_0 a_3) + a_1(b_1^2 - 2b_0 b_2 - a_0) + a_3 b_0^2}{2[a_3(a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1^2]} + \frac{a_3}{2} - b_2 \right\},$$

та

$$J' = (K^*)^2 \frac{a_0 a_1 (a_2 + b_2^2 - 2b_1) - a_0 a_3 (a_0 - b_1^2 + 2b_0 b_2) + b_0^2 (a_2 a_3 - a_1)}{2a_0 [a_1 (a_2 a_3 - a_1) - a_0 a_3^2]}. \quad (3.16)$$

Таблиця 3.3 – Результати розрахунку поліпшеної інтегральної оцінки ГР

$x_{ЗРЕ\ 0} \cdot 10^3, \text{ м}$	$x_{\text{осц}} \cdot 10^3, \text{ м}$	$\omega_{\text{осц}}, \text{ Гц}$	$J \cdot 10^6, \text{ Па/с}$	$J', \text{ Па/с}$	$J_T, \text{ Па/с}$
0,1	0,075	119,43	11,47	1,403	0,898
0,4	0,075	119,43	3,802	1,022	0,163
0,5	0,075	119,43	4,042	1,043	0,375
0,5	0,15	119,43	4,452	1,042	0,167
0,5	0	0	12,53	2,47	1,022

Таким чином, розрахунковим шляхом встановлено, що незалежно від параметрів осциляції ЗРЕ, ГР із ГВК має кращі динамічні характеристики (динамічну точність), що є підтвердженням висновків, відомих із літературних джерел, тобто осциляція покращує динамічні властивості гідроапаратів (табл. 3.3).

### 3.5. Результати дослідження динамічних характеристик гідроагрегату обертання

Вважали, що у розглянутому вище ГА обертання (див. рис. 1.7) трубопроводи мають великий діаметр, а процеси, які в них відбуваються, описуються без урахування розподілу параметрів РР за довжиною, що дозволило не розглядати хвильові процеси в них. Тиск зливу  $p_3$  прийняли рівним атмосферному. Використовували математичну модель ГА з ГР із ГВК (п. 2.2). У пакеті прикладних програм Mathcad проводили імітаційне моделювання робочих процесів у ньому.

Зазначимо, що перехідні процеси в ГА виникають за рахунок зміни витрати навантаження (витрати через ГМ). Після закінчення перехідних процесів у ГА швидкість ЗРЕ ГР  $\dot{x}_{ЗРЕ} = 0$  і  $x_{ЗРЕ}$  набуває значення, при якому запобіжний клапан зливає в бак різницю витрат РР між навантаженням

(витратою через ГМ) і насосом. Для одержання єдиного рішення в режимі розгону ГА при ступеневому впливі  $\Delta q = q_n - q_{ГМ}$  задавали три початкові умови:  $x_{ЗРЕ}(0) = 0$ ,  $\dot{x}_{ЗРЕ}(0) = 0$  і  $p_{ГА}(0) = 0$ . Величина  $p_{ГА}$  в усталеному режимі відповідає навантаженню на ГМ, що трансформується витратою  $q_{ГМ}$ . Змінюючи вхідний вплив (а саме навантаження на ГМ, а отже, і  $\Delta q$ ), за заданих початкових умов отримано графіки перехідних процесів у ГА.

Аналіз динамічних характеристик ГА обертання проведено за графіками перехідних процесів переміщення ЗРЕ ГР, зміни тиску в ГА, витрати через ГР та ГМ та зміни частоти обертання ГМ. Частота пульсацій тиску на виході з насоса моделювалася у відповідності з рівнянням витрат (1.2) (рис. 3.18).

Для оцінки близькості перехідних процесів у ГА з ГР із ГВК та ГР без ГВК використовували відносну інтегральну оцінку

$$J_q = \frac{\int_0^{t_p} |q_1(t) - q_2(t)| dt}{\int_0^{t_p} q_1(t) dt} 100 \%, \quad (3.17)$$

де  $q_1(t)$  і  $q_2(t)$  – відповідно витрати через ГМ, розраховані в ГА з ГР із ГВК і ГР без ГВК,  $m^3/c$ ;  $t_p$  – час перехідного процесу, с.

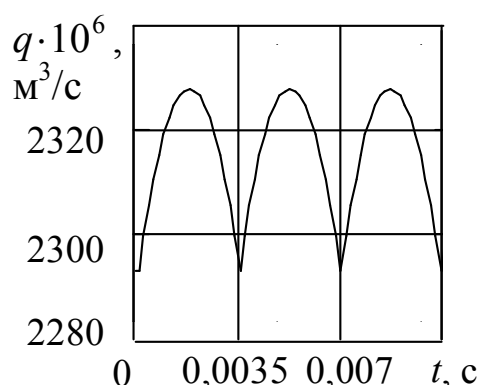


Рис. 3.18. Пульсації витрати на виході з аксіально-поршневого насоса 2Г15-14

Оцінка (3.17) характеризує відношення значень різниці площ під кривими  $q_1(t)$  і  $q_2(t)$  до площі під кривою  $q_1(t)$  за час перехідного процесу  $t_p$ . Аналогічно до (3.17) прийнято вирази для інших змінних. Проведені попередні розрахунки перехідних процесів ГА показали, що  $t_p \leq 1,5$  с. Для розрахунку відносної інтегральної оцінки прийнято  $t_p = 1,5$  с.

Перехідні процеси ГА обертання оцінено за такими показниками якості (табл. 3.4): часом регулювання  $t_p$ ; перерегулюванням  $\sigma$ ; частотою коливань  $\omega$ ; кількістю коливань  $n_{\text{кол}}$ ; часом досягнення першого максимуму  $t_{\text{max}}$ ; часом наростання перехідного процесу  $t_H$  та ступенем загасання  $\chi$  [122]. Графіки перехідних процесів ГА (рис. 3.19), отриманих для ГА з ГР із ГВК та ГР без ГВК, мають подібний (коливальний) характер.

Таблиця 3.4 – Оцінки якості перехідних процесів ГА обертання

Параметр	Витрата через ГМ		Частота обертання	
	з ГВК	без ГВК	з ГВК	без ГВК
$t_H$ , с	0,01	0,01	0,01	0,01
$t_{\text{max}}$ , с	0,03	0,03	0,03	0,03
$t_p$ , с	1,15	1,15	1,15	1,15
$\sigma$ , %	21,7	95,5	200	237
$\omega$ , Гц	25,2	25,2	25,2	25,2
$n_{\text{кол}}$	6	6	4	4
$\chi$	43	220	85	100

ЗРЕ ГР із ГВК швидше відпрацьовує сигнал керування, має менший час наростання, що свідчить про більшу його чутливість до керуючих сигналів (рис. 3.19, а), менший час регулювання (в ГР із ГВК  $t_p = 1,2$  с; у ГР без ГВК  $t_p = 1,5$  с), однак, більше перерегулювання, що можна пояснити осциляцією його ЗРЕ. Зміна в часі витрати через ГМ при використанні ГР із ГВК дозволяє отримати в перехідному процесі більш стабільну витрату (рис. 3.19, б). Зміна тиску в ГА (рис. 3.19, в) при використанні ГР із ГВК

практично така, як і при використанні ГР без ГВК, за виключенням моменту вмикання ГМ, що можна пояснити наявністю значної сили тертя спокою в ГР без ГВК.

Максимальне значення відносної інтегральної оцінки витрати через ГМ і тиску в ГА становлять: для витрати 24,1 %, для тиску – 5,1 %.

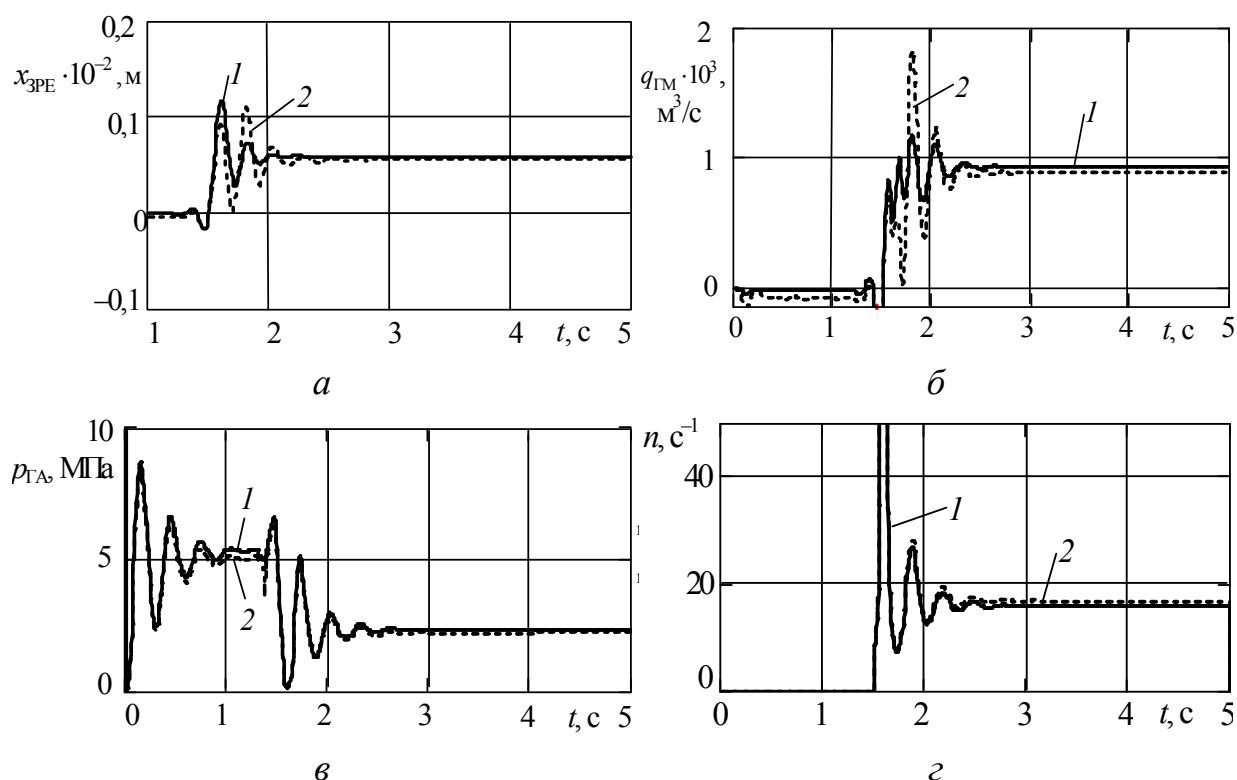


Рис. 3.19. Перехідні процеси в ГА обертання: а – переміщення ЗРЕ ГР; б – витрати через ГМ; в – тиску в ГА; г – частоти обертання ГМ; 1 – з ГВК, 2 – без ГВК

Використання ГР із ГВК дозволило зменшити силу тертя ЗРЕ (відносна інтегральна оцінка сили тертя становить 16,3 %), завдяки чому збільшилась його чутливість до керуючих сигналів. Точність підтримання частоти обертання в ГА з ГР із ГВК, що розрахована за відносною інтегральною оцінкою, на 5,3 % вище ніж у ГА з ГР без ГВК, що свідчить про ефективність використання таких ГР у слідкуючих ГА. Зауважимо, що сила натягу дроту залежить від приведенного моменту на валу ГМ, який визначається за залежністю (2.17).

Таким чином, використання ГР із ГВК та гідравлічного зворотного зв'язку в ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів дозволяє підвищити точність підтримання частоти обертання ГМ на 5,3 % та покращити його експлуатаційні характеристики.

### *3.5.1. Оцінка впливу стохастичної сили тертя на точність підтримання частоти обертання гідромотора*

При роботі ГА на нього впливають як зовнішні, так і внутрішні збурення, при цьому необхідно забезпечити задану точність підтримання частоти обертання вихідної ланки ГМ. У даному випадку зовнішніми збуреннями є випадково змінні витрата та тиск РР у ГА, а внутрішніми збуреннями – сила тертя рухомих елементів, у тому числі й ЗРЕ ГР. Якщо зміна витрати і тиску в ГА безпосередньо пов'язана з алгоритмом його функціонування, то зміна сили тертя прямо залежить від конструктивних особливостей ГР. Зазвичай оцінку точності підтримання вихідних характеристик ГА проводять без урахування випадкових збурень, використовуючи при цьому коефіцієнти похибок [76]. Підвищення точності розрахунків характеристик ГА та їх елементів може бути здійснено шляхом використання їх стохастичних моделей. Такі моделі базуються на описі фізичних процесів у ГА з використанням масивів випадкових величин чи набору випадкових функцій, що дозволяє підвищити якість прогнозуючих оцінок ГА та їх елементів [117].

Одним із основних елементів ГА обертання є ГР із ГВК, характеристики якого значною мірою визначають точність підтримування частоти обертання ГМ. Зазначимо, що питання, пов'язані з дослідженням впливу точності виготовлення ГР на їх статичні й динамічні характеристики, достатньо докладно висвітлено в роботах [55, 127] і ін. Щодо впливу стохастичної сили тертя на ЗРЕ ГР із ГВК на його характеристики, вимірювання якої ускладнене, це питання не дістало свого належного висвітлення в доступних нам літературних джерелах. Проведений аналіз літературних джерел не виявив опублікованих результатів дослідження впливу стохастичних процесів на точність підтримування сили натягу дроту (частоти обертання ГМ) у ГА обертання.

Оцінку впливу стохастичної сили тертя на точність підтримання частоти обертання ГА обертання проведено в пакеті прикладних програм Mathcad на нелінійній математичній моделі ГА, яка наведена в п. 2.2. Виключено з розгляду процес пуску асинхронного електродвигуна та електромагнітні перехідні процеси, оскільки асинхронний двигун має жорстку механічну характеристику, тобто при зміні навантаження (навантаження, що створює аксіально-поршневий насос, який працює від електродвигуна) швидкість обертання електродвигуна змінюється мало [31]. При моделюванні стохастичних процесів у ГА стабілізації частоти обертання ГМ прийнято, що частота обертання привідного електродвигуна є величиною постійною.

Стохастична сила тертя врахована в рівнянні руху ЗРЕ ГР:

$$m_{\text{ГР}}\ddot{x}_{\text{ГР}} = F_{\text{кер1}}(t) - F_{\text{пр}\Sigma_1}(t) - F_{\text{гд1}}(t) - \hat{F}_{\text{тр1}}(t) + F_{\text{осц}}(t), \quad (3.18)$$

де  $\hat{F}_{\text{тр1}}(t)$  – стохастична сила тертя, Н.

Сила тертя в математичній моделі ГР є сумою сил сухого і рідинного тертя, яка розраховується за залежністю (2.1). Зауважимо, що найбільший розкид значень має сила сухого тертя, точне значення якої визначити досить важко [24]. Як встановлено в роботі [66], випадкові зміни характеристик регулюючої гідроапаратури відбуваються в межах смуги, ширина якої становить 5–15 % від їх номінального значення. В межах цієї смуги випадкові зміни характеристик, як правило, відповідають нормальному закону розподілу. Нормальне розподілення (закон Гауса) описує більшість процесів, що відбуваються в ГА [119]. Отже, цілком обґрунтовано можна прийняти, що зміна сили тертя відповідає нормальному закону розподілу.

Стохастичну силу тертя, яка діє на ЗРЕ ГР, моделювали в пакеті прикладних програм Mathcad. Випадкові значення коефіцієнта при силі сухого тертя задавались генератором випадкових чисел із нормальним законом розподілення. Часовий інтервал зміни коефіцієнта при моделюванні динамічних процесів у ГА становив від 0,0005 до 0,005 с. Середньоквадратичне відхилення приймали рівним 0,15. Урахування стохастичної сили тертя приводить до зменшення відкриття ЗРЕ ГР, що добре видно з рис. 3.20, б і

підтверджує наявність осциляції на ЗРЕ ГР за відсутності керуючого сигналу. Це, в свою чергу, приводить до зменшення на 4,2 % витрати через ГМ, і, як наслідок, зменшення частоти обертання на 2,44 % порівняно з нелінійною математичною моделлю, яка не враховує стохастичну силу тертя.

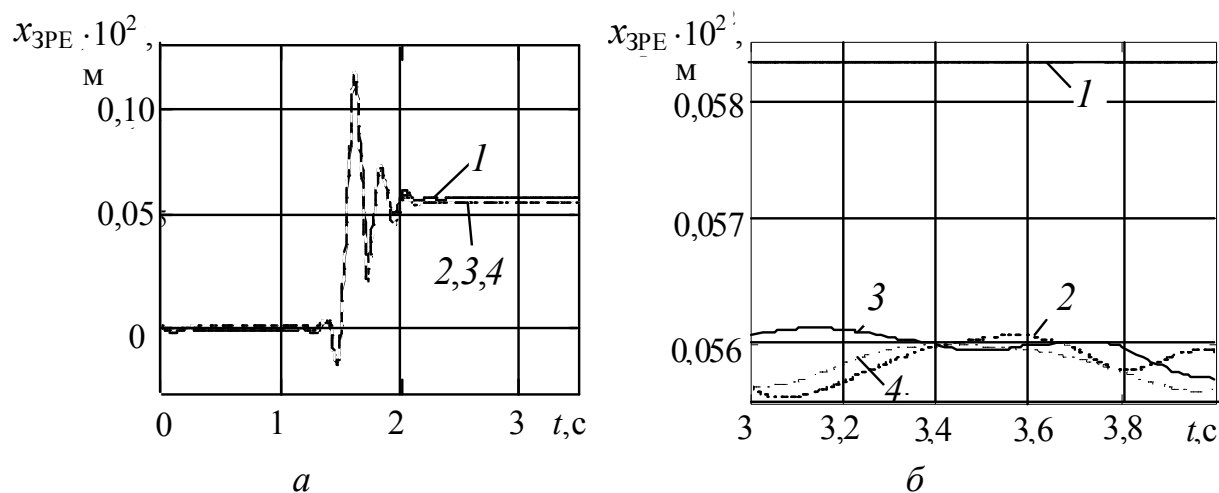


Рис. 3.20. Зміна в часі переміщення ЗРЕ ГР із ГVK: 1 – нелінійна математична модель; 2–4 – стохастична математична модель

Як видно з графіків реалізацій перехідних процесів у ГА (рис. 3.21, б), стохастична сила тертя на ЗРЕ ГР із ГVK практично не впливає на тиск у ньому. Оцінка математичного сподівання і дисперсії випадкових функцій  $n_{об}(t)$  і  $q_{ГМ}(t)$  при врахуванні стохастичної сили тертя та фіксованому часі  $t_k$  випадкового процесу виконана за формулами [121]

$$\tilde{m}_{n_{об}}(t_k) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n n_{об_i}(t_k); \quad (3.19)$$

$$\tilde{D}_{n_{об}}(t_k) = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [n_{об_i}(t_k) - \tilde{m}_i(t_k)]^2, \quad (3.20)$$

де  $n_{об_i}(t_k)$  – реалізація випадкової функції  $n_{об}(t_k)$ ,  $c^{-1}$ ;  $n$  – кількість експериментів.

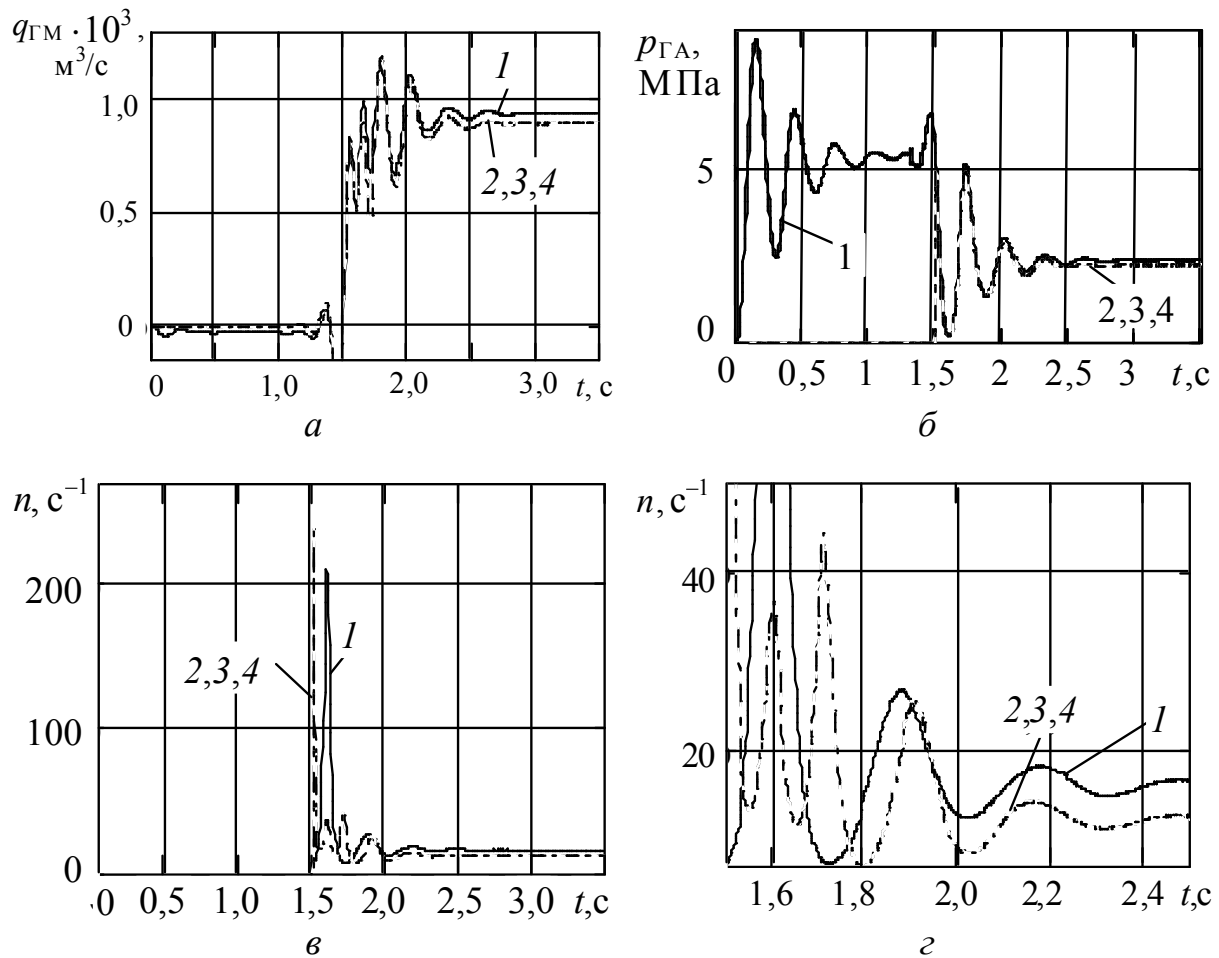


Рис. 3.21. Зміна в часі: *a* – витрати через ГМ; *б* – тиску в ГА; *в*, *г* – частоти обертання ГМ: *1* – нелінійна математична модель; *2–4* – стохастична математична модель

Математичне сподівання і дисперсію для  $q_{ГМ}(t_k)$  визначено за формулами, аналогічними (3.19) і (3.20), до яких замість  $n_{об}$  підставляли  $q_{ГМ}$ . Точність наближення оцінок  $\tilde{m}_{n_{об}}(t_k)$  і  $\tilde{D}_{n_{об}}(t_k)$  до правдивих значень математичного сподівання  $m_{n_{об}}(t_k)$  і дисперсії  $D_{n_{об}}(t_k)$ . Оцінено імовірності попадання їх значень у задані інтервали, які для нормального розподілення чи близького до нього визначено за формулами [121]

$$\alpha_1 = P\left(\left|\tilde{m}_{n_{об}}(t_k) - m_{n_{об}}(t_k)\right| < \varepsilon_1\right) = 2 \Phi\left(\varepsilon_1 / \sigma_{\tilde{D}_{n_{об}}}\right); \quad (3.21)$$

$$\alpha_2 = P\left(\left|\tilde{D}_{n_{об}}(t_k) - D_{n_{об}}(t_k)\right| < \varepsilon_2\right) = 2 \Phi\left(\varepsilon_2 / \sigma_{\tilde{D}_{n_{об}}}\right), \quad (3.22)$$

де  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  – довірчі ймовірності;  $\Phi(\varepsilon_1/\sigma_{\tilde{D}_{n_{об}}})$  і  $\Phi(\varepsilon_2/\sigma_{\tilde{D}_{n_{об}}})$  – функції Лапласа, які визначали за таблицями з роботи [106];  $2\varepsilon_1$  і  $2\varepsilon_2$  – задані (довірчі) інтервали.

Середні квадратичні відхилення оцінок, що входять до формул (3.21) і (3.22), визначено за залежністю

$$\sigma_{\tilde{m}_{n_{об}}} = \sqrt{D_{n_{об}}/n}, \quad \sigma_{\tilde{D}_{n_{об}}} = \sqrt{D_{n_{об}}/(n-1)}.$$

Задавши значення довірчих ймовірностей  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  (0,90 чи 0,95), визначено довірчі інтервали  $\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  математичного сподівання і дисперсії, які за розрахунками становлять:

– для витрати  $\varepsilon_1 = 0,925 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $\varepsilon_2 = 0,948 \cdot 10^{-6} \text{ м}^6/\text{с}^2$ ;

– для частоти обертання ГМ  $\varepsilon_1 = 0,026 \text{ с}^{-1}$ ;  $\varepsilon_2 = 0,026 \text{ с}^{-2}$ .

За результатами статистичної обробки розрахункових реалізацій витрати через ГМ і частоти обертання ГМ, визначено їх статистичні характеристики. Математичне сподівання витрати через ГМ становить  $894,46 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , частоти обертання ГМ –  $12,043 \text{ с}^{-1}$ . Дисперсія витрати становить  $6,603 \cdot 10^{-6} \text{ м}^6/\text{с}^2$ , дисперсія частоти обертання ГМ –  $0,00484 \text{ с}^{-2}$ , середнє квадратичне відхилення витрати –  $2,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  чи 0,287 % від математичного сподівання витрати через ГМ і середнє квадратичне відхилення частоти обертання ГМ –  $0,07 \text{ с}^{-1}$  чи 0,58 % від математичного сподівання частоти обертання ГМ. При врахуванні стохастичної сили тертя дещо збільшується час перехідного процесу. Таким чином, врахування стохастичної сили тертя на ЗРЕ ГР із ГВК дозволило підвищити точність розрахунку характеристик ГА.

## РОЗДІЛ 4

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Завданням експериментальних досліджень було підтвердження адекватності математичної моделі робочого процесу ГА обертання та ГР із ГВК. Проводили двофакторний активний експеримент із урахуванням того, що фактори є сумісні та некорельовані, а кількість паралельних дослідів достатня для виключення великих похибок на спеціальних стендах, розроблених і виготовлених у НТУ «ХПІ» та НДІ Гідропривід у формі ТОВ. Відповідно до прийнятого плану експерименту перевіряли відтворення дослідів. При проведенні всіх серій експериментів температура РР була постійною та рівною 50–55 °С, яку досягали, пропускаючи її через запобіжний клапан. Електронна апаратура підключалась відповідно до інструкції з експлуатації. Тиск зливу був постійним та дорівнював атмосферному. Використовували мінеральне масло ІПП–30 ( $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu_l = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ).

#### 4.1. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура

При вимірюванні тиску, витрати, температури й переміщень застосовують стандартні методи та прилади. Для забезпечення високої точності вимірювання використано: для тиску – зразкові манометри (тип МО, похибка вимірювання за паспортом 0,05 %) і барометр-анероїд (тип М67, діапазон вимірів (0,61–0,79) м рт. ст., межа допустимої похибки  $\pm 8 \cdot 10^{-4}$  м рт. ст.); для температури – термометри (похибка вимірювання не більше 1 °С); для витрати РР – вимірювальний бак (поділка шкали –  $8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{мм}$ ) та секундомір.

При визначенні динамічних характеристик ГА, ГР та ГВК використано перетворювачі тиску ПД/20/2 (похибка вимірювань  $\pm 0,5$  %, частота пропускання 1200 Гц за паспортом перетворювачів тиску). Для вимірювання переміщень використаний індуктивний датчик соленоїдного типу, який мав лінійну залежність індуктивності котушки від переміщення. Перетворювачі

та датчики тиску і переміщень були заздалегідь таровані. Реєстрували сигнали за допомогою багатоканального вимірювального комплексу, створеного на базі ноутбука.

Розрахунки оцінки похибок вимірювань дозволили встановити, що вимірювання проводилися з відносною середньою квадратичною похибкою, яка при вимірюванні нестационарного тиску становить 2,45 %, переміщення – 3,27 %, витрати – 1,5 %. Причому з імовірністю, яка дорівнює 0,95, можна стверджувати, що значення вимірюваних величин знаходиться у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного значення не більше: для тиску та пульсацій тиску – 4,58 %; переміщення – 6,28 %; витрати – 5,76 %.

#### 4.2. Дослідження гідравлічного вібраційного контуру

Дослідження проводились у лабораторії НДГідропривід у формі ТОВ. Фотографія експериментальної установки показана на рис. 4.1, а схема – на рис. 4.2.



Рис. 4.1. Експериментальна установка для дослідження ГВК

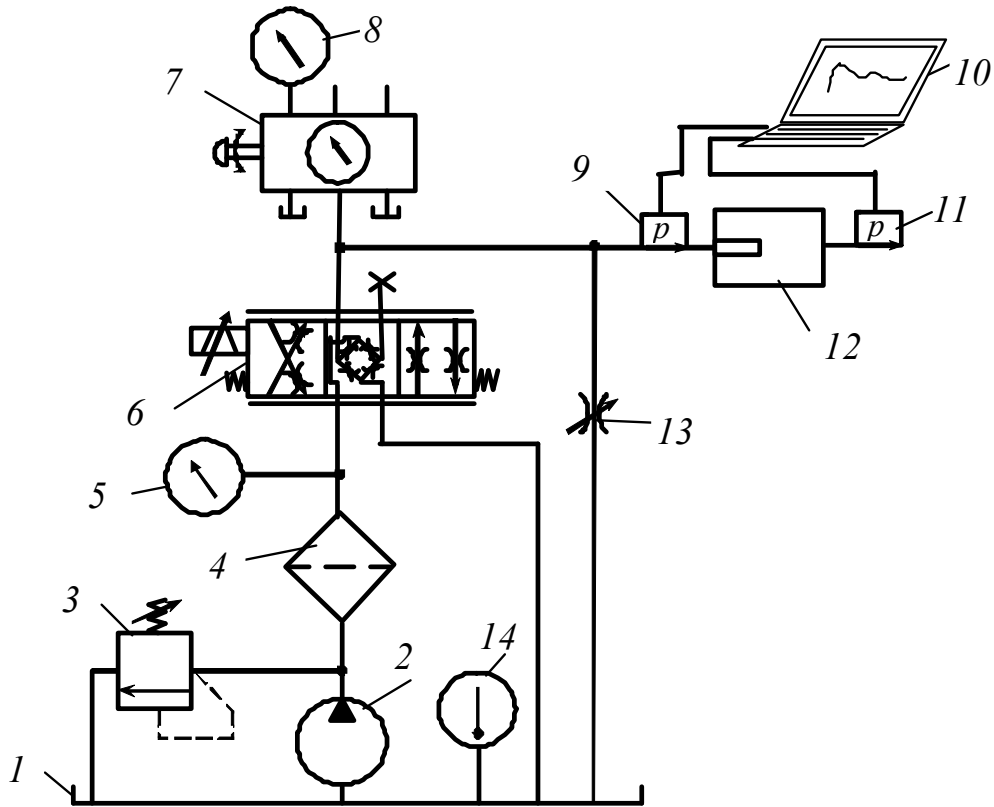


Рис. 4.2. Схема експериментальної установки для дослідження ГВК: 1 – бак; 2 – насос типу НАР–125/32; 3 – запобіжний клапан типу МКП; 4 – фільтр; 5, 8 – зразкові манометри; 6 – дроселюючий ГР типу УЕ85; 7 – кран перемикавання манометрів; 9, 11 – перетворювачі тиску типу ПД20/2; 10 – багатоканальний вимірювальний комплект, створений на базі ноутбука; 12 – розроблений ГВК; 13 – регулюючий дросель; 14 – термометр

Температуру РР контролювали термометром 14. Досліджували ГВК, параметри якого отримано шляхом попередніх аналітичних досліджень за математичною моделлю та наведено в додатку А. Тиск у ГА встановлювали за допомогою запобіжного клапана 3, який працював у переливному режимі, і контролювали за допомогою зразкового манометра 5. Пульсуючий потік РР у ГА створювали за допомогою дроселюючого ГР типу УЕ85–6, частоту пульсацій на виході з якого змінювали в діапазоні від 50 до 120 Гц за допомогою електричного генератора. Величину тиску, що подавався на вхід ГВК, змінювали у діапазоні від 4,0 до 10,0 МПа за допомогою регулюючого дроселя 13 та контролювали за допомогою зразкового манометра 8, ввімкненого в ГА через перемикач манометра 7. На вході і виході ГВК були вмон-

товані перетворювачі тиску ПД/20/2. Сигнали від перетворювачів тиску на вході та виході ГВК реєстрували за допомогою багатоканального вимірювального комплексу. Деякі з осцилограм наведені на рис. 4.3.

З експериментально отриманих осцилограм за формулою (3.2) визначали коефіцієнт підсилення ГВК (рис. 4.3).

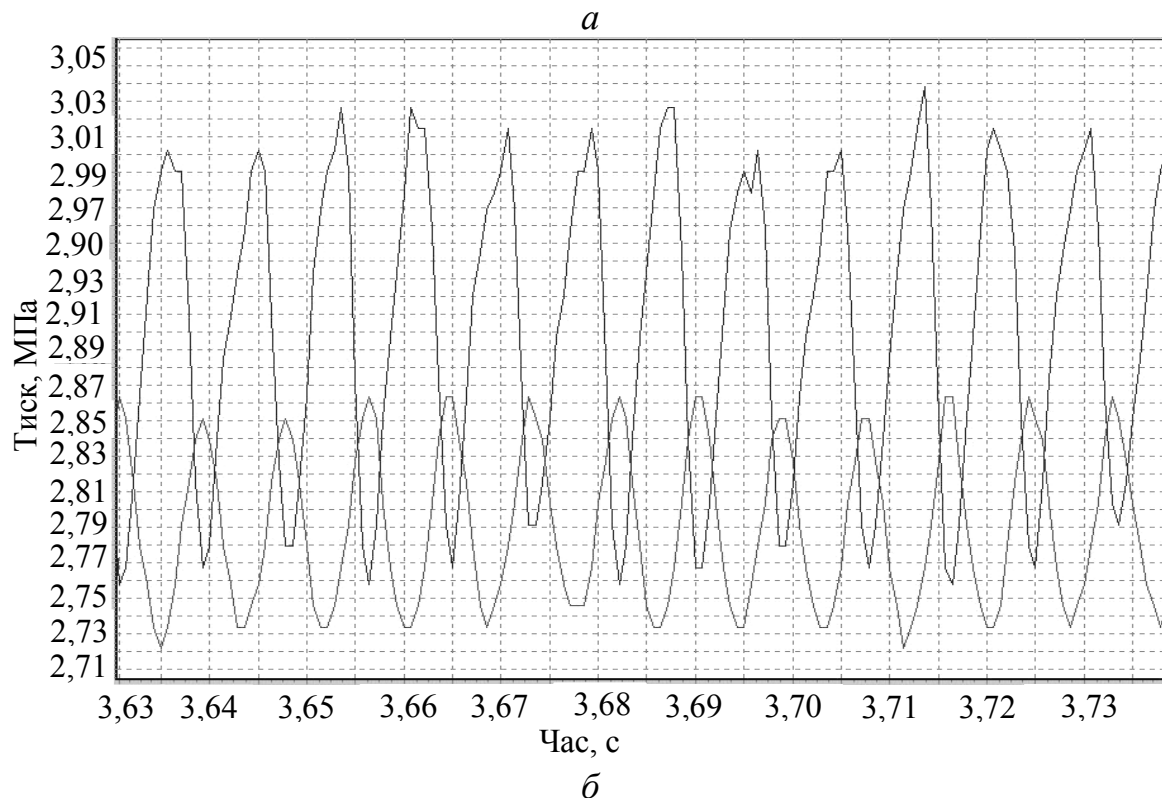
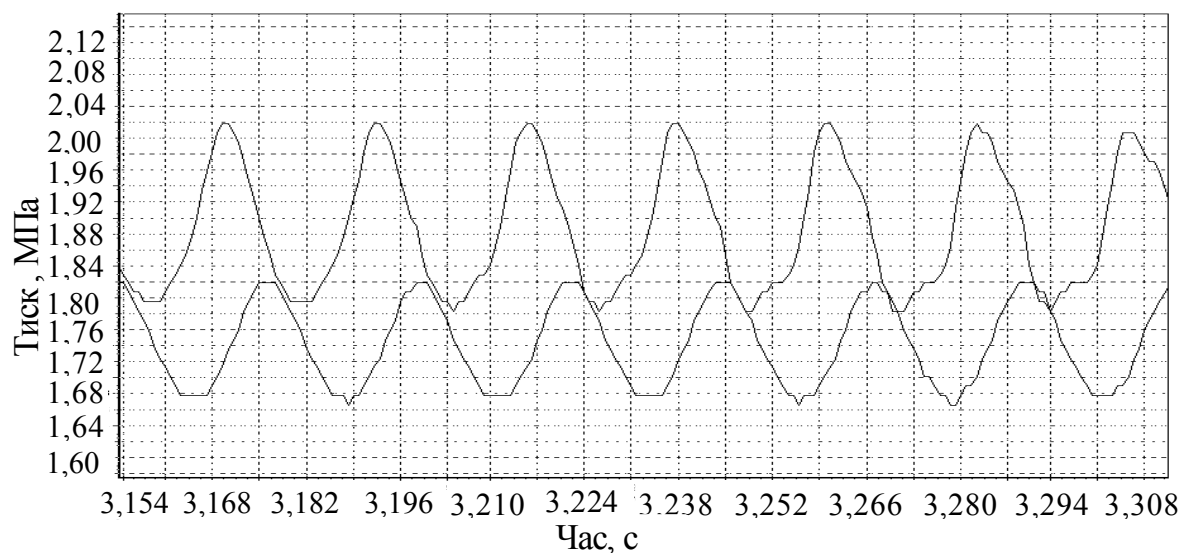


Рис. 4.3. Осцилограми пульсацій тиску РР на вході (нижня крива) і виході (верхня крива) ГВК:  $a - p_{ГА} = 5 \text{ МПа}; f = 50 \text{ Гц}$ ;  $b - p_{ГА} = 7 \text{ МПа}; f = 120 \text{ Гц}$

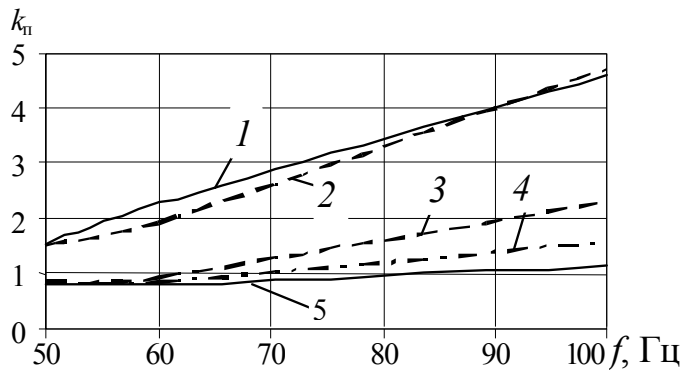


Рис. 4.4. Залежність коефіцієнта підсилення ГВК від частоти вхідних пульсацій тиску РР у ГА: 1 –  $p_{ГА} = 4$  МПа; 2 –  $p_{ГА} = 5$  МПа; 3 –  $p_{ГА} = 6$  МПа; 4 –  $p_{ГА} = 7$  МПа; 5 –  $p_{ГА} = 8$  МПа

Як видно з результатів експериментальних досліджень (рис. 4.4), при постійних геометричних розмірах ГВК його коефіцієнт підсилення суттєво залежить від тиску в ГА і частоти його пульсацій. При цьому частота пульсацій тиску РР на вході ГВК практично дорівнює частоті вихідних пульсацій, а за певних значень тиску та частоти

вхідних пульсацій у ГВК може виникнути резонанс, при якому вхідні коливання тиску РР різко зростають за амплітудою.

Тому при проектуванні ГВК необхідно вибирати його конструктивні та робочі параметри таким чином, щоб виключити резонансну область.

Результати експериментального визначення коефіцієнта підсилення ГВК порівнювали з розрахунковими, визначеними за його математичною моделлю, використовуючи оцінку адекватності зі статті [123]. Розходження експериментально отриманого коефіцієнта підсилення ГВК від його теоретичного значення з імовірністю 0,95 не перевищувало 4,7 %, що свідчить про адекватність розробленої математичної моделі. Наявність зсуву по фазі амплітуд пульсацій тиску РР на виході і вході ГВК можна пояснити тим, що розроблена математична модель не враховує те, що об'єм порожнини, розташованої за внутрішнім патрубком, є рідинною пружиною, яка зсуває фазу вихідних пульсацій тиску РР, що наочно видно з графіків ліній течії РР у порожнині ГВК (див. рис. 3.5 і 3.7).

Проведені експериментальні дослідження ГВК дозволили встановити, що при визначених конструктивних та робочих параметрах він працює як підсилювач амплітуди пульсацій тиску, отже, його використання для здійснення гідравлічної осциляції є цілком правомірним. Співставлення результатів розрахунку коефіцієнтів підсилення ГВК, розрахованих за розробленою математичною моделлю, з визначеними експериментально показало її

адекватність, похибка розрахунків не перевищує 4,7 %, чим і визначається правомірність її використання.

#### 4.3. Дослідження впливу частоти осциляції запірно-регулюючого елемента гідророзподільника на статичну точність підтримання тиску в гідроагрегаті

Експериментальний стенд для дослідження статичної точності підтримання тиску РР у ГА (рис. 4.5) містить: досліджуваний ГР *I* із навантаженням *Z* (регулюючий дросель), електронний блок керування *2*, генератор вхідного сигналу *3* і реєструючий пристрій *4* (осцилограф). Насос із постійною подачею та запобіжний клапан, які є джерелом живлення, на схемі не зображені. При проведенні експериментів тиск живлення був постійним та рівним 12 МПа. Як РР використовували Hydrol 30 (коефіцієнт динамічної в'язкості при температурі 20 °С,  $\mu = 0,16 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ).

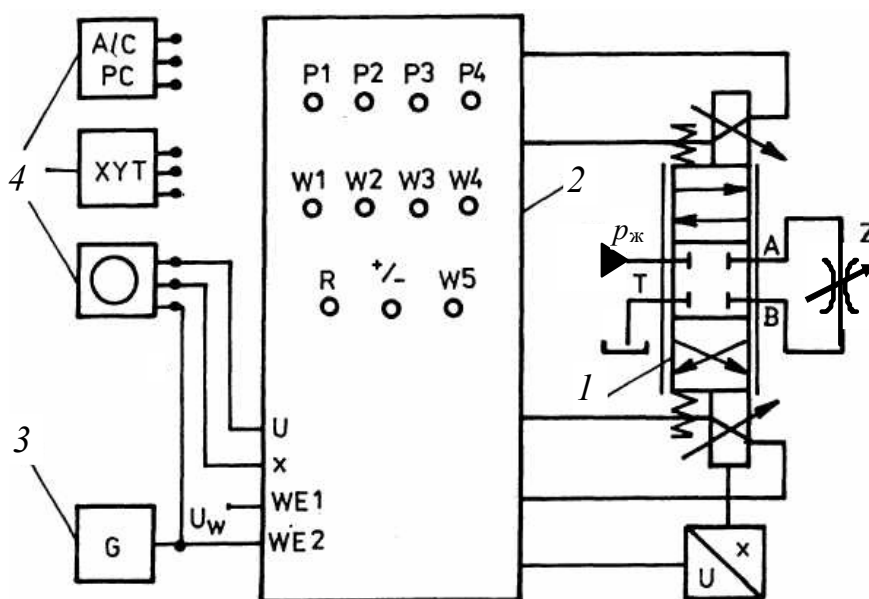


Рис. 4.5. Схема експериментального стенда для дослідження статичної точності підтримання тиску РР у ГА

Досліджували ГР прямої дії (рис. 4.6) з пропорційним електричним керуванням USEB6/11E-L-10 ( $p_{\text{ном}} = 32 \text{ МПа}$ ,  $d_y = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ), який серійно виготовляється на фабриці гідравлічних елементів PONAR-WADOWICE (Польща).

Живлення пропорційних електромагнітів і датчика зворотного зв'язку здійснювали від спеціального електронного блока керування. При подачі вхідного сигналу заданої полярності на вхід електронного блока відповідний електромагніт одержував живлення від електронного блока керування з величиною струму, необхідною для створення зусилля на якорі електромагніта, здатного перемістити ЗРЕ ГР у положення, що відповідає вхідному сигналу.

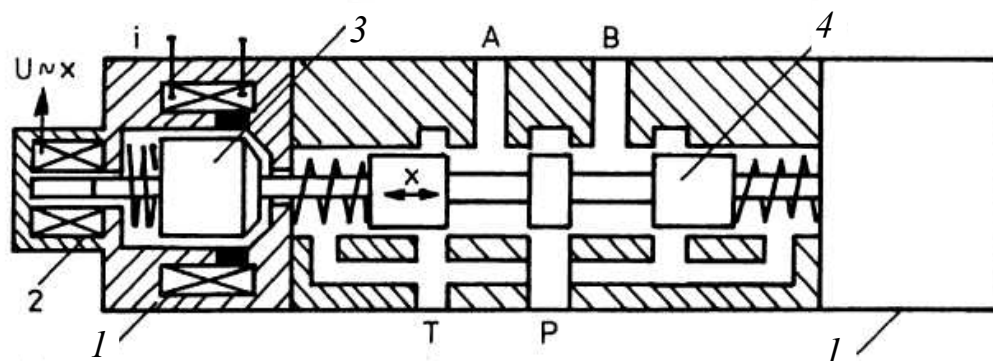


Рис. 4.6. Конструктивна схема ГР прямої дії з пропорційним електричним керуванням: 1 – пропорційні електромагніти; 2 – датчик переміщення ЗРЕ; 3 – сердечник електромагніта; 4 – ЗРЕ

Фактичне положення ЗРЕ у вигляді відповідного сигналу від датчика зворотного зв'язку надходило в електронний блок керування, де порівнювалося із заданим. Із цих двох сигналів формувався єдиний сигнал керування, що надходив на електромагніт. У результаті ЗРЕ ГР займав точно задану позицію і РР через його дроселюючі щілини направлялась до споживача й на злив.

При подачі сигналу на другий електромагніт ГР (сигналу зворотної полярності) здійснювалося реверсування потоку РР, датчик зворотного зв'язку видавав сигнал про фактичне положення ЗРЕ ГР, а далі все відбувається, як і в першому випадку. Таким чином, датчик зворотного зв'язку контролював положення ЗРЕ ГР відповідно до величини заданого сигналу і його полярності.

В електронному блоку керування сигнал осциляції ЗРЕ, трикутної форми, накладали на сигнал керування, який подавали генератором із по-

стійною частотою 25 Гц. Амплітуда сигналу осциляції становила 2 % амплітуди сигналу керування. Зміну частоти сигналу осциляції, в діапазоні 0 – 300 Гц, здійснювали за допомогою генератора, який входить до блока керування. Реєстрували переміщення ЗРЕ ГР  $x_{ЗРЕ}$  при зміні сигналу керування  $u_{кер}$ . Вигляд однієї з експериментально отриманих залежностей переміщення ЗРЕ ГР від напруги керування показано на рис. 4.7. Далі змінювали частоту осциляції ЗРЕ та знову реєстрували зміну  $x_{ЗРЕ}$  залежно від зміни  $u_{кер}$ .

За отриманими характеристиками визначали величину гістерезису, що характеризує статичну точність переміщення ЗРЕ ГР, і будували залежність гістерезису  $\Delta x_{ЗРЕ}$  від частоти осциляції ЗРЕ  $f$  (рис. 4.8). Така залежність, з огляду на однозначний зв'язок між переміщенням ЗРЕ ГР і витратою на його виході, однозначно характеризує його статичну точність. Тобто, чим менший гістерезис, тим вища статична точність ГР та точність підтримання тиску в ГА.

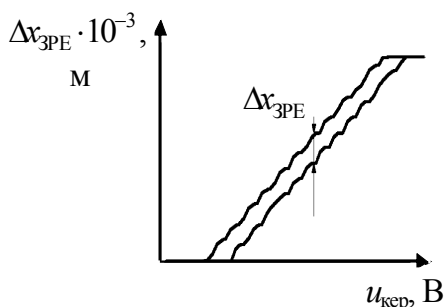


Рис. 4.7. Вигляд статичної характеристики переміщення ЗРЕ ГР

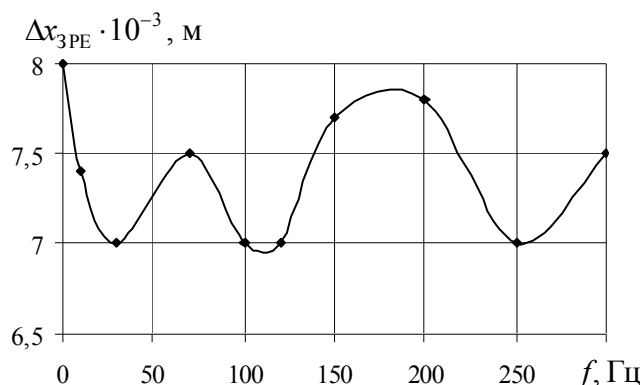


Рис. 4.8. Точність переміщення ЗРЕ ГР залежно від частоти осциляції

З отриманих експериментальних даних видно, що після перевищення частоти осциляції ЗРЕ ГР власної частоти відбувається різка зміна гістерезису (при частоті осциляції, що перевищує 30 Гц), яка коливається біля деякого середнього значення. Це можна пояснити похибкою вимірювань, а також коливаннями тиску в ГА. Зазначимо, що гідравлічні системи мають властивості фільтра, тобто при виникненні коливань всі вищі гармоніки приглушуються лінійною частиною фільтра [97]. Отже, при практичних

розрахунках таких ГА достатньо обмежитися врахуванням першої й третьої гармоніки, тому що амплітуди інших зневажливо малі. При виборі частоти осциляції ЗРЕ ГР для забезпечення стабільності його характеристик необхідно, щоб вона перевищувала 40 Гц. Однак потрібно враховувати, що за наявності вхідних керуючих сигналів, частота яких перевищує 50 Гц, у ГА може бути резонанс, викликаний стисливістю РР, що знижує його статичну точність. Амплітуда осциляції ЗРЕ ГР повинна вибиратися з урахуванням величини перекриття.

Таким чином, для підвищення статичної точності ГР необхідно, щоб частота осциляції його ЗРЕ не збігалася з власною, розрахованою з урахуванням приєднаної маси РР й всіх рухомих частин. Її значення має бути вибране з урахуванням навантаження виконавчого механізму ГА і перевищувати значення 40 Гц. Амплітуда осциляції ЗРЕ ГР повинна вибиратися при знаходженні його в середньому положенні, враховувати величину перекриття та бути мінімальною. Траєкторія осциляції ЗРЕ ГР має незначно відрізнятися від трикутної.

#### **4.4. Дослідження зміни тиску на вході та виході гідромотора залежно від його частоти обертання і сили натягу дроту**

Ці дослідження проводили на спеціально розробленій експериментальній установці (рис. 4.9), в якій силу натягу дроту задавали за допомогою зміни відстані між шківками 10 та 16 і навантажувальним пристроєм 12, змінною плеча  $l_1$  (відстані між центром прикладення сили натягу та вантажем  $G = 5$  кг). Тиск у ГА регулювали за допомогою запобіжного клапана 4 та контролювали зразковим манометром 6.

Тиск на вході та виході ГМ 8 задавали за допомогою регульованих дроселів 7 та реєстрували за допомогою перетворювачів тиску та багатоканального вимірювального комплексу 14, створеного на базі ноутбука. Витрату вимірювали за допомогою вимірювального бака 17 та секундоміра. За допомогою датчика переміщень контролювали зміну переміщення кінця важеля 13 (раптову зміну сили натягу дроту, яку задавали за допомогою вантажу  $G$ ). Сигнал із датчика переміщень подавали на багатоканальний вимірюва-

льний комплект 14. Знаючи витрату через ГМ 8, за відомою залежністю [26] визначали частоту обертання ГМ  $n$ ,  $c^{-1}$

$$n = \frac{q_{ГМ}}{V_{0н(ГМ)}}, \quad (4.1)$$

де  $q_{ГМ}$  – дійсна витрата через ГМ,  $m^3/c$ ;  $V_{0н(ГМ)}$  – робочий об'єм ГМ,  $m^3$ .

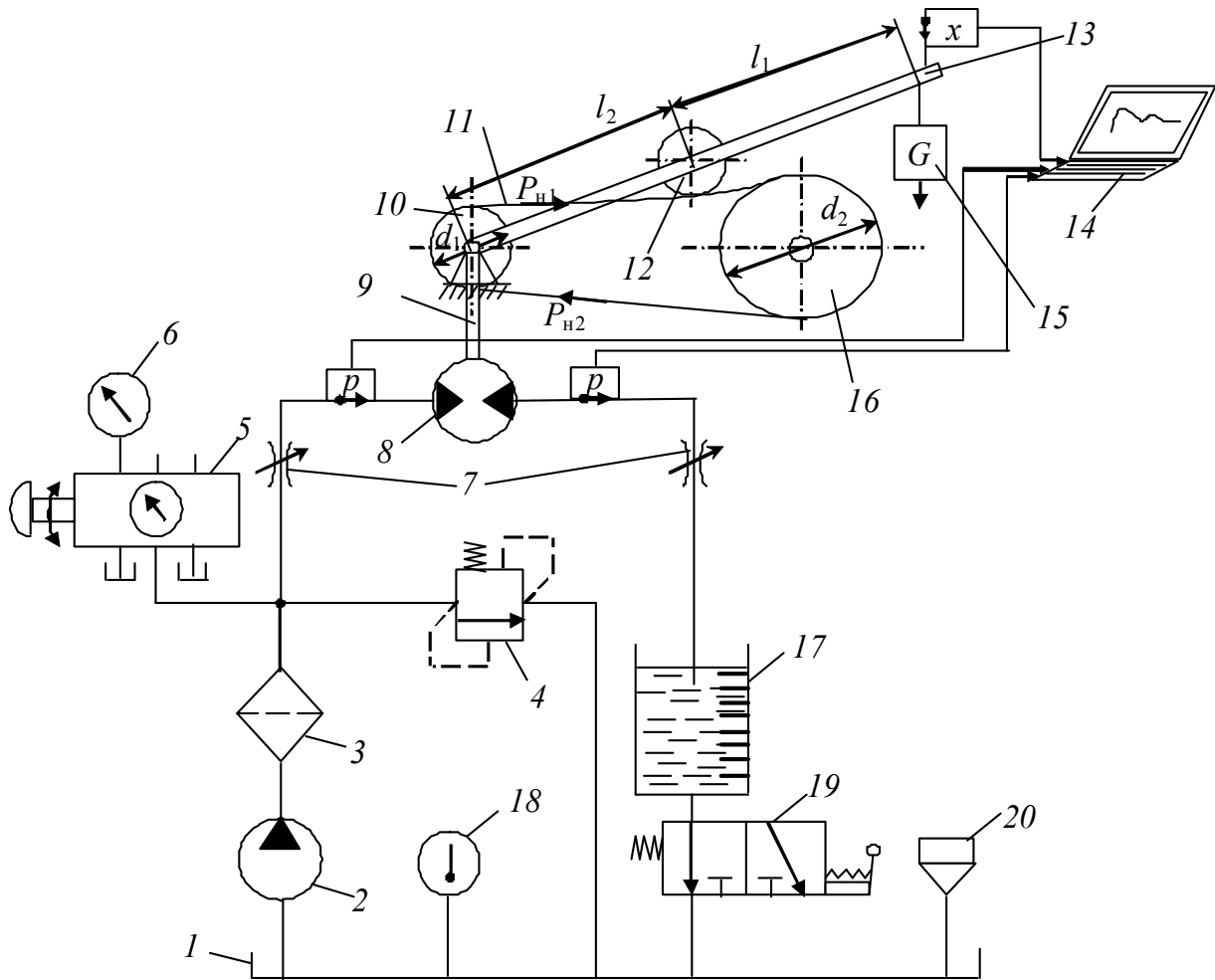


Рис. 4.9. Схема експериментальної установки для визначення зміни тиску РР на вході і виході ГМ залежно від зміни сили натягу дроту: 1 – бак; 2 – об'ємний насос типу Г12–31М; 3 – фільтр 8-80-1К; 4 – гідравлічний клапан тиску ПГ54-32М; 5 – кран перемикання манометрів; 6 – зразковий манометр; 7 – регульований дросель ПГ77-12; 8 – ГМ типу Г15-21Н; 9 – вал ГМ; 10, 16 – шків; 11 – дріт; 12 – навантажувальний пристрій; 13 – важіль; 14 – багатоканальний вимірювальний комплект, створений на базі ноутбука; 15 – вантаж; 17 – вимірювальний бак; 18 – термометр; 19 – ГР; 20 – заливна горловина

Метою проведення досліджень було визначення впливу частоти обертання ГМ та сили натягу дроту на зміну тиску на вході та виході ГМ при раптовій зміні останньої.

За допомогою мікрометричного гвинта змінювали силу натягу дроту, встановлювали тиск у ГА на вході та виході ГМ  $\delta$  і вимірювали витрату. Вмикали запис на багатоканальному вимірювальному комплекті  $14$ , раптово змінювали силу натягу дроту за допомогою важеля  $13$  та реєстрували тиск на вході та виході ГМ  $\delta$  і переміщення кінця важеля  $13$ . Отримали осцилограми перехідних процесів (рис. 4.10–4.12), на яких верхня крива – тиск на вході ГМ, нижня крива – тиск на виході ГМ, зміна переміщення важеля  $13$ , що характеризує раптову зміну сили натягу дроту, наведена кривими, які мають прямокутну форму.

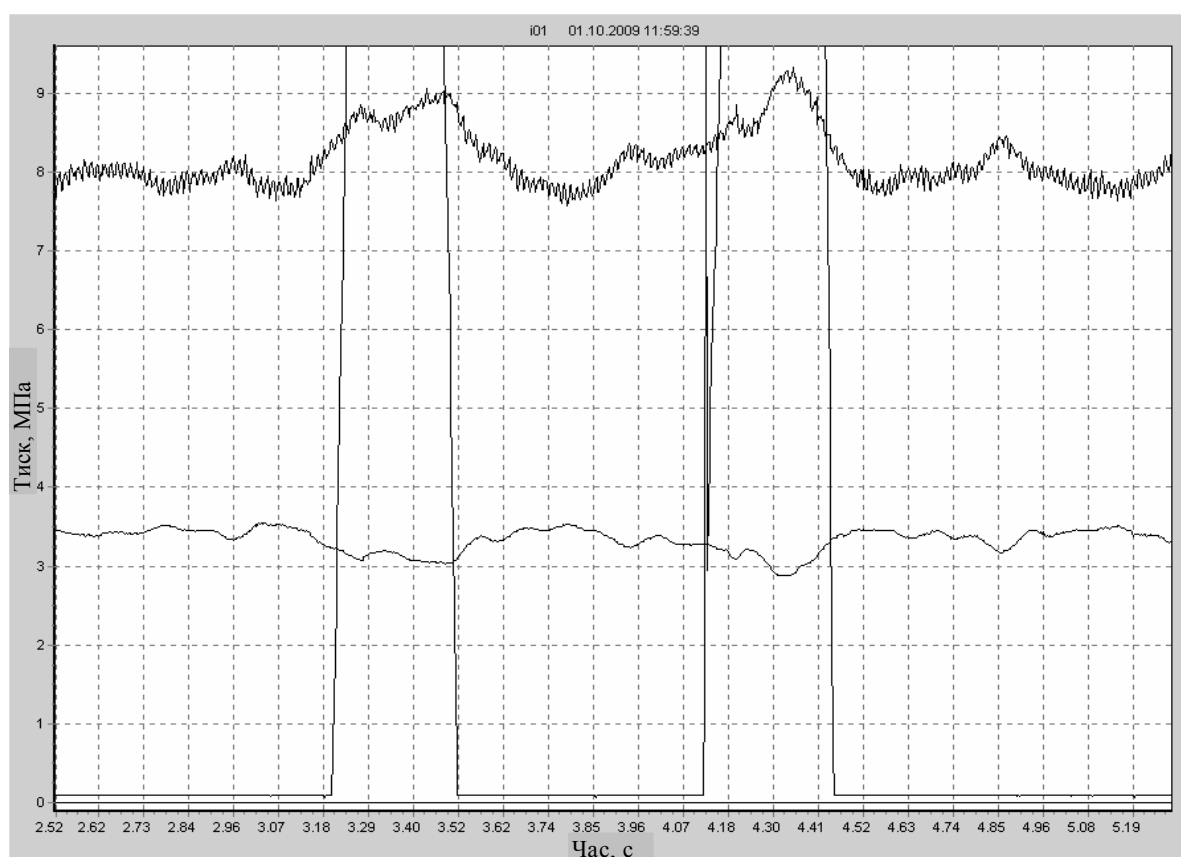
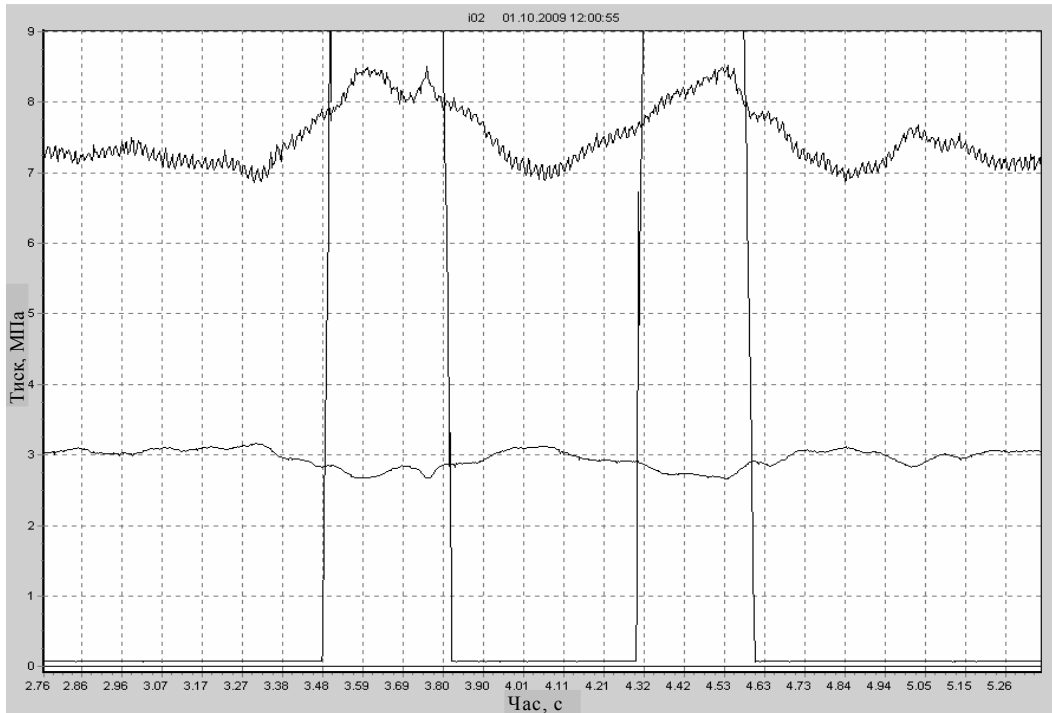
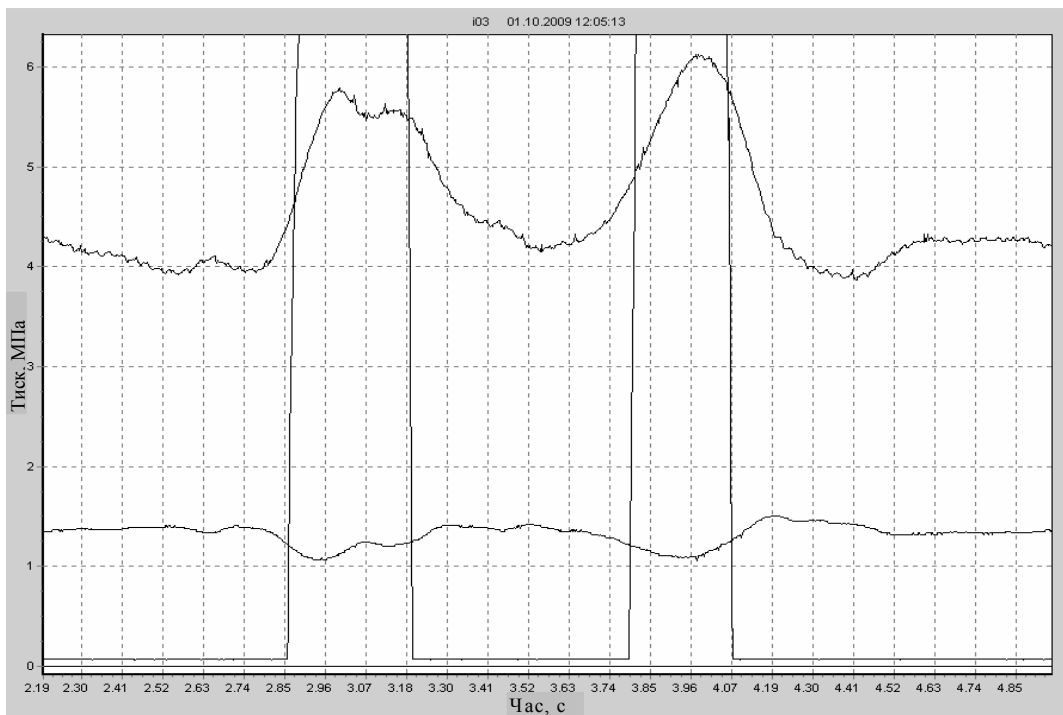


Рис. 4.10. Осцилограми перехідних процесів зміни тиску РР на вході та виході ГМ у ГА обертання при раптовій зміні сили натягу:  $P = 19,5 \text{ Н}$  і  $n = 5,12 \text{ с}^{-1}$

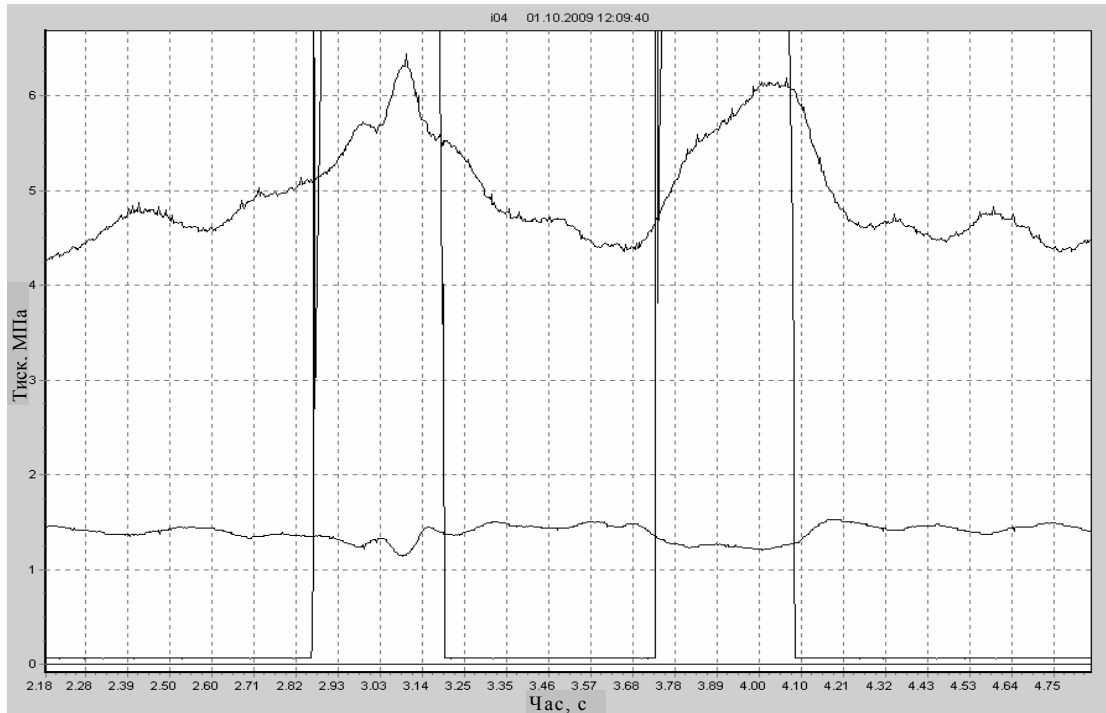


*a*

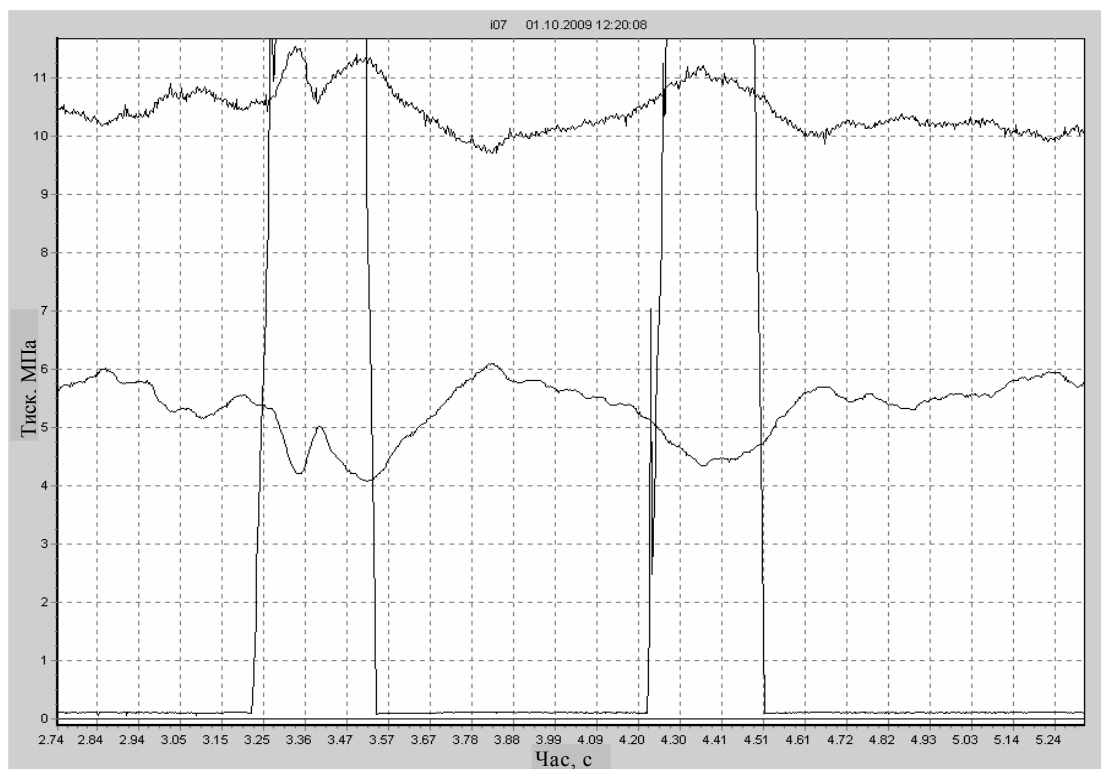


*б*

Рис. 4.11. Осцилограми перехідних процесів зміни тиску РР на вході та виході ГМ у ГА обертання при раптовій зміні сили натягу: *a* –  $P = 19,5 \text{ Н}$  і  $n = 4,59 \text{ с}^{-1}$ ; *б* –  $P = 19,5 \text{ Н}$  і  $n = 2,28 \text{ с}^{-1}$



*a*



*б*

Рис. 4.12. Осцилограми перехідних процесів зміни тиску РР на вході та виході ГМ у ГА обертання при раптовій зміні сили натягу: *a* –  $P = 47,3 \text{ Н}$  і  $n = 2,33 \text{ с}^{-1}$ ; *б* –  $P = 77 \text{ Н}$  і  $n = 2,48 \text{ с}^{-1}$

Дійсне значення сили натягу дроту при проведенні експериментальних досліджень визначали шляхом тарування за допомогою динамометра та за отриманою нами залежністю з формул за розрахунком пасової передачі, наведених у [60]

$$P_n(t) = \frac{N(t)}{v} \left( \frac{0,85C_p C_l}{C_\alpha C_i} - 0,5 \right), \quad (4.2)$$

де  $N(t)$  – потужність на валу ГМ, кВт;  $C_p$ ,  $C_l$ ,  $C_\alpha$  і  $C_i$  – відповідно коефіцієнти: режиму навантаження, довжини паса, кута обхвату і передаточного співвідношення [60];  $v$  – швидкість намотування дроту, м/с, яка визначається за формулою

$$v = \pi d_{ш1} n,$$

де  $n$  – частота обертання вала ГМ,  $\text{с}^{-1}$ ;  $d_{ш1}$  – діаметр шківів, м.

Як видно з отриманих осцилограм (рис. 4.10 і 4.11), при збільшенні частоти обертання ГМ величина перерегулювання зменшується від 43,2 % (рис. 4.11, б) до 17,2 % (рис. 4.10). При зростанні сили попереднього натягу дроту (рис. 4.11, б, 4.12) величина перерегулювання зменшується (перерегулювання на рис. 4.11, б становить 43, 2 %, а на рис. 4.12, б – 14,6 %). Таким чином, при збільшенні частоти обертання ГМ величина перерегулювання зменшується від 43, 2 %, при частоті обертання  $2,28 \text{ с}^{-1}$ , до 17,2 %, при частоті обертання  $5,12 \text{ с}^{-1}$ . Максимальному значенню сили попереднього натягу дроту 77 Н відповідає мінімальна величина перерегулювання 14,6 %. Для забезпечення постійної сили натягу дроту частота обертання ГМ і попередній натяг дроту повинні наближуватися до максимально допустимих значень.

#### 4.5. Оцінка достовірності отриманих результатів

Оцінку достовірності отриманих результатів проводили, визначаючи її довірчий інтервал [119]. Вважали, що випадкова величина вимірювань має розподіл Стьюдента з  $k = n - 1$  степенями вільності, яку рекомендується застосовувати при  $n < 30$ , де  $n$  – кількість вимірювань.

Задавали довірчу достовірність  $\gamma_d = 0,95$  та обчислювали довірчий інтервал вимірювання, наприклад для тиску

$$J_p = p_\gamma \sqrt{s_p^2},$$

де  $p_\gamma$  – табличне значення вимірюваної величини, яке визначено з таблиці [119], залежно від  $\gamma_d$  та  $n$ ;  $s_p$  – середньоквадратичне відхилення вимірюваної величини, яке визначали за залежністю

$$s_p^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (p_i - p_{\text{сер}})^2,$$

де  $p_{\text{сер}}$  – середнє значення вимірюваної величини.

Грубі похибки вимірюваних значень виключали за допомогою критерію Смірнова. Перевірка адекватності даних, отриманих за допомогою математичних моделей, з експериментальними проводилась за критерієм Фішера [133]

$$F_F = S_{\text{ад}}^2 / S_e^2,$$

де  $S_{\text{ад}}$  – дисперсія адекватності, що визначається як сума квадратів відхилень віднесених до числа степеня вільності [118];  $S_e$  – дисперсія відтворення.

Розрахунок дисперсії адекватності із осцилограм проводили для вибраних 25-ти точок порівняння. При довірчій достовірності  $\gamma_d = 0,95$  та кількості точок понад 20 табличне значення критерію Фішера дорівнює  $F_{FT} \approx 1,53$  [133]. Розрахунки показали, що значення критерію Фішера менше табличного  $F_F < F_{FT}$ . Отже, можна зробити висновок про адекватність розроблених математичних моделей. Порівняння експериментально отриманих характеристик ГА та його елементів із розрахованими, за допомогою розроблених математичних моделей, показало, що максимальна похибка не перевищує – 7,9 %, що також свідчить про їх адекватність.

## РОЗДІЛ 5

### МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТА ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТУ ОБЕРТАННЯ

Складність проектування такого ГА обумовлена використанням ГР із гідравлічною осциляцією, гідравлічним керуванням і наявністю гідравлічного зворотного зв'язку за тиском. Загальновідомим шляхом підвищення ефективності проектування будь-яких пристроїв є застосування ЕОМ, яка дозволяє значно скоротити час проектування, формалізувати значну частину розрахункових задач і провести оптимізацію конструктивних параметрів.

#### 5.1. Методика оптимізації параметрів гідроагрегату обертання

##### 5.1.1. Обґрунтування вибору методу оптимізації гідроагрегату

Розробка математичної моделі дозволяє ефективно спроектувати ГА обертання і відкриває можливість ставити та розв'язувати оптимізаційні задачі. Задачі з багатьма параметрами й критеріями математично коректно поставити важко [115], тому що розробник, який має добре уявлення про допустимий інтервал зміни кожного параметра, не знає можливості всіх критеріїв. Для цього необхідні попередні розрахунки. Дослідники подібних задач вказують на те, що пошук оптимального розв'язку означає одночасно і пошук правильної постановки задачі. При проектуванні ГА необхідно виконати низку суперечливих вимог, тобто розв'язати багатокритеріальну задачу

$$\begin{aligned} \Phi(X) = [\Phi_1(X), \dots, \Phi_h(X)] \rightarrow \max, X \in D \\ D : h_j(X) \geq 0, (j = 1, \dots, m), \end{aligned} \quad (5.1)$$

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

Розв'язок  $X_{i\max} = \operatorname{arg} \max_{X \in G} \Phi(X)$  є локальним оптимумом за  $i$ -м критерієм без урахування інших. Розв'язок  $X^0 \in G$  є ефективним (Парето-

оптимальним), якщо не існує розв'язку  $X \in G$ , для якого  $\Phi_i(X) \geq \Phi_i(X^0)$ , де  $i = 1, \dots, m$  та жоден критерій не кращий, ніж при  $X = X^0$ . Сукупність усіх можливих ефективних розв'язків утворює множину Парето (область компромісів)  $P$ , яка є формальним розв'язком (5.1) [69], та визначається тільки вихідними даними ГА.

Більшість математичних методів оптимізації дозволяє знайти оптимальний розв'язок однієї функції – одного критерію. Як зазначено в роботі [115], велика кількість розв'язків оптимізаційних задач, в яких багатокритеріальну задачу зводять до однокритеріальної, призводить до неточного розв'язку. У роботах [27, 69, 72, 73, 108, 115] та інших розглянуто методи багатокритеріальної оптимізації. У статті [27] розглянуто задачі лінійного програмування з багатьма критеріями якості, обговорюються способи зменшення кількості діалогів «дослідник-особа, яка приймає рішення», але не враховується, що особа, яка приймає рішення, в міру знайомства з областю допустимих розв'язків, може дати нову інформацію, як про вагу критеріїв, так і про їх уточнені значення.

У статті [69] розглянуто метод оптимізації, в основі якого лежить діалог особи, яка приймає рішення – ЕОМ. Розв'язок задачі оптимізації базується на послідовному уточненні кращого розв'язку шляхом переходу від однієї альтернативи  $X_L^0 \in D$  до наступної  $X_{L+1}^0 \in D$ , з урахуванням інформації  $I_L$  від особи, яка приймає рішення. В цьому процесі відбуваються паралельно два види адаптації ЕОМ до розв'язків, яким особа, що приймає рішення, надає перевагу, та особи, яка приймає рішення, до задачі, що розв'язується. Недоліком цього методу є можливість виникнення в процесі діалогу особи, яка приймає рішення – ЕОМ, складних питань.

У статті [108] наведено порівняльний аналіз великої кількості методів оптимізації, що містять діалогові процедури особи, яка приймає рішення – ЕОМ, який дозволяє провести вибір найбільш ефективного методу оптимізації, використовуючи такі критерії: зручність використання діалогу між особою, яка приймає рішення, та ЕОМ; легкість опанування логікою методу; довіра особи, яка приймає рішення, до кінцевого розв'язку як найкращо-

го; швидкість сходження процесу; час розрахунку; корисність для особи, яка приймає рішення інформації, що отримана в процесі розв'язання задачі. Розглянуті у статті [108] методи оптимізації базуються на використанні чотирьох основних процедур організації діалогу між особою, яка приймає рішення, та ЕОМ, що названі параметричними методами. Вони найбільш прості з адаптивних діалогових методів багатокритеріальної оптимізації, однак, при нелінійних функціях критеріїв у особи, яка приймає рішення, виникають труднощі щодо визначення ваги критеріїв, що дещо знижує цінність цих методів.

Процедури, що використовують повідомлення особи, яка приймає рішення про порівняння важливості критеріїв, використовуються в адаптивних сіткових методах [115], котрі широко застосовуються в розв'язанні задач багатокритеріальної оптимізації ГА та їх елементів, наприклад у статтях [40, 73], а також процедур із використанням комбінованих форм подання додаткової інформації.

Задачі багатокритеріальної оптимізації у статті [72] поділено на три класи. При розв'язанні задач першого класу на кожному кроці діалогу особа, яка приймає рішення, повідомляє порівняльні значення критеріїв, указує свої вагові уявлення про важливість критеріїв. Далі шукають розв'язок, при якому функціонал, отриманий агрегуванням багатьох критеріїв в один, мінімізується. Адаптивність процедури полягає в швидкому отриманні розв'язку на попередніх кроках діалогу. Процедури цього класу задач найбільш прості [115]. Однак при нелінійних функціях критеріїв у особи, яка приймає рішення, виникають труднощі при визначенні та коректуванні ваги критеріїв. Одним із суттєвих недоліків розв'язання задач цього класу є припущення, що якість розв'язання можна оцінювати одним критерієм [90].

При розв'язанні задач другого класу, особа, яка приймає рішення, установлює деякі рівні критеріїв. Всі вони передбачають діалог особи, яка приймає рішення, з ЕОМ, під час якого особа, яка приймає рішення, може уточнити алгоритм, додавши обмеження, здійснити їх корегування або перевести критерії в обмеження з одночасним уточненням їх граничних значень. До цього класу належить і метод послідовних поступок [115].

Третій клас задач – це комбінація задач першого та другого класу.

На підставі аналітичного огляду методів оптимізації, для багатокритеріальної оптимізації ГА обертання з ГР із ГВК та гідравлічним зворотним зв'язком за тиском вибрано метод дослідження простору параметрів. Його характерною особливістю є систематичний перегляд багатовимірних областей, у яких як пробні точки використовуються точки ЛП<sub>τ</sub>-послідовностей. Він не вимагає від проектувальника ранжування критеріїв та призначення вагових коефіцієнтів, дозволяє здійснювати кореляційний аналіз взаємозв'язків між критеріями, а також між критеріями й варійованими параметрами, забезпечує простий аналіз результатів розрахунків та використання моделей різних типів.

Особливістю використання методу дослідження простору параметрів при багатокритеріальній оптимізації ГА обертання є те, що спочатку потрібно провести оптимізацію розробленого ГВК із метою визначення діапазону змін його коефіцієнта підсилення. Для зменшення трудомісткості процесу оптимізації по можливості критерії необхідно подавати звичайними рівняннями. А перед початком діалогу в процесі оптимізації необхідно отримати таблицю досліджень, яка містить частину пробних точок.

### *5.1.2. Багатокритеріальна оптимізація параметрів гідроагрегату*

Метою оптимізації є визначення конструктивних параметрів ГА обертання, які при відомих вихідних параметрах об'ємного насоса, ГМ, ГР із ГВК, клапана тиску та запобіжного клапана забезпечать високу точність підтримання сили натягу дроту й швидкодію, тобто підвищать показники технічного рівня. Зауважимо, що для зменшення собівартості ГА обертання при його проектуванні використовували серійний об'ємний насос, ГМ, клапан тиску та запобіжний клапан. Тому основну увагу при проведенні оптимізації приділяли вибору конструктивних параметрів розробленого ГР із ГВК та робочих параметрів ГА, які забезпечать раціональне значення коефіцієнта підсилення амплітуди пульсацій тиску РР, високу точність підтримання витрати в ГА (частоту обертання ГМ), його швидкодію і чутливість до керуючих гідравлічних сигналів. Оптимізація проводилась методом до-

слідження простору параметрів [115]. Розглядали ГА обертання, схема якого наведена в п. 1.2. Для цього використовували його математичну модель (п. 2.2) за умов праці, описаних вище. Оптимізацію виконували за допомогою розробленої програми, яка здійснювала складання таблиць досліджень, перевірку виконання функціональних та критеріальних обмежень, вибір оптимальної точки.

Вважали, що діаметри трубопроводів та з'єднувальних каналів є рівними між собою, їх вибір здійснюється відповідно до відомих методик, наприклад із роботи [1]. Оскільки витрата через розроблений ГВК є зневажливо малою, втрати тиску в ньому не розглядалися. Довжину трубопроводу, який з'єднує ГВК із проточним каналом, довжину проточного каналу, інших трубопроводів вважали заданими та приймали постійними. Попередньо задавалися типом РР та її газовмістом. Амплітуду та частоту пульсацій тиску РР, тиск у ГА визначали на попередніх етапах розрахунку, розглядаючи математичну модель насоса.

Вибирали варійовані параметри ГА та ГР із ГВК:

$$x_1 = r_2 = d_2 / 2 - \text{радіус звуженого патрубку ГВК (м);}$$

$$x_2 = l_2 - \text{довжина звуженого патрубку ГВК (м);}$$

$$x_3 = R = D / 2 - \text{радіус камери ГВК (м);}$$

$$x_4 = L - \text{довжина камери ГВК (м);}$$

$$x_5 = d_{\text{ЗРЕ}} - \text{діаметр ЗРЕ ГР (м);}$$

$$x_6 = d_y - \text{діаметр каналу ГР (м);}$$

$$x_7 = x_{\text{ЗРЕ}} - \text{переміщення ЗРЕ ГР (м);}$$

$$x_8 = x_{\text{осц}} - \text{амплітуда осциляції ЗРЕ ГР (м);}$$

$$x_9 = \delta - \text{радіальний зазор (м);}$$

$$x_{10} = n_{\text{ГМ}} - \text{частота обертання вала ГМ (с}^{-1}\text{);}$$

$$x_{11} = c_{\text{пр}\Sigma} - \text{сумарна жорсткість пружини (Н/м);}$$

$$x_{12} = m - \text{маса ЗРЕ ГР та пов'язаних із ним елементів (кг);}$$

$$x_{13} = \Delta p_{\text{т}} - \text{перепад тиску на торцях ЗРЕ ГР (МПа);}$$

$x_{14} = N_{\Gamma M}$  – потужність на валу ГМ (кВт).

Приймалися такі параметричні обмеження:

$$\begin{aligned} 2 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq x_1 \leq 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad 6 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq x_6 \leq 0,01 \text{ м}; \quad 0,07 \text{ Н/м} \leq x_{11} \leq 0,12 \text{ Н/м}; \\ 0,02 \text{ м} \leq x_2 \leq 0,045 \text{ м}; \quad 8 \cdot 10^{-5} \text{ м} \leq x_7 \leq 1,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}; \quad 0,12 \text{ кг} \leq x_{12} \leq 0,30 \text{ кг}; \\ 0,01 \text{ м} \leq x_3 \leq 0,02 \text{ м}; \quad 6 \cdot 10^{-6} \text{ м} \leq x_8 \leq 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}; \quad 0,1 \text{ МПа} \leq x_{13} \leq 3 \text{ МПа}; \quad (5.2) \\ 0,05 \text{ м} \leq x_4 \leq 0,13 \text{ м}; \quad 3 \cdot 10^{-6} \text{ м} \leq x_9 \leq 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}; \quad 0,6 \text{ кВт} \leq x_{14} \leq 4 \text{ кВт}. \\ 8 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq x_5 \leq 0,012 \text{ м}; \quad 15 \text{ с}^{-1} \leq x_{10} \leq 25 \text{ с}^{-1}; \end{aligned}$$

Обмеження (5.2) виділяти у просторі параметрів  $D$ ,  $n$ -вимірному просторі, паралелепіпед  $\Pi = \{ X / (5.2) \}$ , де  $X$  точка (вектор), яка відповідає набору параметрів  $(x_1, \dots, x_{14})$ . Надалі розглядали точки  $X$ , параметри яких задовольняють обмеженням (5.2).

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

– функція обмеження довжини внутрішнього патрубку ГВК (в ньому має сформуватися усталений рух РР)

$$l_2 \geq 5 r_2, \quad l_2 \leq 0,7 L;$$

– функція обмеження діаметра внутрішнього патрубку ГВК

$$d_2 \leq d_y;$$

– функція відсутності застою ЗРЕ ГР

$$\left| P_{\text{пр}\Sigma}^*(x_{\text{ЗРЕ}}) - P_{\text{тр}}(\dot{x}_{\text{ЗРЕ}}) \right| < \left| P_{\text{осц}}(t) + P_{\text{кер}}(t) \right| < \left| P_{\text{пр}\Sigma}^*(x_{\text{ЗРЕ}}) + P_{\text{тр}}(\dot{x}_{\text{ЗРЕ}}) \right|,$$

де індексом  $*$  позначено значення сумарної сили механічної та рідинної пружин, розраховані для значень  $x_{\text{ЗРЕ}}$ , при яких відбулася зупинка ЗРЕ ГР;

– функція обмеження швидкості осциляції ЗРЕ ГР для зменшення сили тертя (2.2)

$$\dot{x}_{\text{осц}} \leq \frac{2 P_r k_{\text{т.ко}}}{\mu k_{\text{т}} k_{\text{тр}}};$$

– функція міцності пружини (2.4)

$$\frac{8D_{\text{пр}}K_w}{\pi d_{\text{пр}}^3} F(t) \leq \tau_{\text{пр.кр}}(t);$$

– функція виключення співудару витків пружини (2.5)

$$v_{\text{пр0}} \leq v_{\text{пр.кр}};$$

– функція обмеження амплітуди осциляції ЗРЕ ГР

$$x_{\text{осц}} \leq 0,1x_{\text{ЗРЕ}};$$

– функція стійкості ГР

$$a_1 a_2 a_3 - a_0 a_3^2 - a_1^2 > 0,$$

де  $a_i$  – коефіцієнти передавальної функції ГР (2.55);

– функція обмеження частоти обертання вала ГМ

$$n_{\text{ГМ}}(t) \leq n_{\text{ГМ ном}};$$

– функція обмеження потужності на валу ГМ

$$N_{\text{ГМ}}(t) \leq N_{\text{ГМ ном}};$$

– функція відсутності автоколивань у ГА (2.17)

$$\tau_{\text{кр}} \geq 1/V_{0\text{ГМ}} \sqrt{V/E_{\text{пр}} \cdot J}.$$

При проведенні оптимізації особливу увагу приділяли вибору амплітуди осциляції ЗРЕ ГР, оскільки при великій амплітуді осциляції ЗРЕ, ГР втрачає працездатність, збільшується витрата, обумовлена осциляцією, зростає імовірність виникнення кавітації у проточній камері.

Сформулювали критерії якості ГА, значення яких бажано зменшити.

1. Величина, зворотна коефіцієнту підсилення тиску в ГВК, який визначається з формули (3.3)

$$\Phi_1(X) = 1/k_{\text{п}} \rightarrow \min.$$

2. Похибка відтворення ГР керуючого сигналу та сигналу осциляції (точність ГР)

$$\Phi_2(X) = \tilde{p}_2 = \tilde{p}_{2\text{ кер}} + \tilde{p}_{2\text{ ос}} \rightarrow \min,$$

де  $\tilde{p}_{2_{\text{кер}}}$  – похибка відтворення керуючого сигналу (3.10), МПа;  $\tilde{p}_{2_{\omega}}$  – похибка від сигналу осциляції (3.11), МПа.

3. Квадратична інтегральна оцінка (3.15), яка характеризує наближення траєкторії перехідного процесу ГР до бажаної

$$\Phi_3(X) = J_T = \int_0^{\infty} [p_2(t)]^2 dt + T^2 \int_0^{\infty} [\dot{p}_2(t)]^2 dt = J + T^2 J' \rightarrow \min ,$$

де  $\Delta p_2(t) = p_{20} - p_2(t)$ , МПа;  $T$  – постійна часу експоненти, траєкторію якої приймали як бажану, с;  $J(t)$  і  $J'(t)$  – визначали за залежностями (3.16), Па/с.

4. Похибка підтримання постійної частоти обертання вала ГМ

$$\Phi_4(X) = \Delta n_{\text{ГМ}}(t) = \Delta q_{\text{ГМ}}(t) / q_{\text{дійсн. ГМ}}(t) \rightarrow \min ,$$

де  $\Delta q_{\text{ГМ}}(t)$  – витрата через ГМ внаслідок неточності підтримання перепаду тиску на клапані тиску в ГА, м<sup>3</sup>/с;  $q_{\text{дійсн. ГМ}}(t)$  – дійсна витрата через ГМ (м<sup>3</sup>/с), яка розраховується за залежністю (2.18), де відповідно підставляють тиск похибки відтворення ГР керуючого сигналу й сигналу осциляції та тиск у ГА.

5. Похибка підтримання постійної сили натягу дроту

$$\Phi_5(X) = \Delta P_{\text{н}}(t) \rightarrow \min ,$$

де  $\Delta P_{\text{н}}(t)$  – похибка підтримання постійної сили натягу дроту (Н), яка визначалась за формулою (4.2). В цю формулу, при визначенні потужності ГМ, підставляли похибку відтворення керуючого сигналу ГР та похибку підтримання постійної частоти обертання вала ГМ.

Критеріальні обмеження. Їх вибирали на етапі попереднього дослідження ГА з ГР із ГВК виходячи з фізики процесів, що відбуваються в ГА, та забезпечення мінімальних значень усіх критеріїв якості ГА, і непорожнечі множини допустимих точок у просторі параметрів  $D$ .

Приймали, що коефіцієнт підсилення ГВК знаходиться в межах  $1 < k_{\text{н}} \leq 5$ . Таким чином, виключали з розгляду резонансну область та область його непрацездатності. Обмежували масу ГВК, порівнюючи її з ма-

сою серійних гідроапаратів з аналогічним діаметром умовного проходу, значення яких наведено у статті [13]

$$m \leq m_{\text{сер}},$$

де  $m$  і  $m_{\text{сер}}$  – відповідно маса ГВК і середня маса гідроапарата прямої дії з аналогічним діаметром умовного проходу, кг.

Для стійкої роботи ГМ обмежували частоту обертання його вала

$$n_{\text{ГМ min}} \leq n_{\text{ГМ}}(t) \leq n_{\text{ГМ ном}}.$$

Псевдокритерії. Оскільки значення амплітуди осциляції ЗРЕ ГР є важливим параметром, що забезпечує бажану якість його характеристик, розглядали її не як функціональне обмеження, а як псевдокритерій, який бажано мати найменшим у вибраному варіанті.

Задавали вихідні дані:

$d_2 = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м};$	$l_2 = 0,03 \text{ м};$	$D = 0,015 \text{ м};$
$L = 0,08 \text{ м};$	$d_{\text{ЗРЕ}} = 0,01 \text{ м};$	$d_y = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м};$
$x_{\text{ЗРЕ}} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ м};$	$x_{\text{осц}} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ м};$	$\delta = 1 \cdot 10^{-5};$
$n_{\text{ГМ}} = 15 \text{ с}^{-1};$	$c_{\text{пр } \Sigma} = 70 \cdot 10^3 \text{ Н/м};$	$m = 0,12 \text{ кг};$
$\Delta p_{\text{T}} = 0,1 \text{ МПа};$	$N_{\text{ГМ}} = 4 \text{ кВт};$	$E_{\text{ст}} = 210,7 \cdot 10^3 \text{ МПа};$
$v = 28 \text{ сСт};$	$\rho = 900 \text{ кг/м}^3;$	$E = 1,2 \cdot 10^3 \text{ МПа};$
$p_{\text{сис}} = 6,3 \text{ МПа};$	$k = 1,4;$	$\rho_{\text{ст}} = 7700 \text{ кг/м}^3;$
$l_1 - l_2 = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м};$	$d_{\text{пр}} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м};$	$D_{\text{пр}} = 0,014 \text{ м};$
$n_{\text{пр}} = 4;$	$m_0 = 0,001;$	$\mu_{\text{ГР}} = 0,7;$
$k_{\text{т.ко}} = 0,2;$	$k_{\text{ГР}} = 0,1;$	$L_{\text{ЗРЕ}} = 0,03 \text{ м};$
$V_{0\text{ГМ}} = 11,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$	$z = 7;$	$l_{\text{п}} = 0,018 \text{ м};$
$d_{\text{шк1}} = 0,05 \text{ м};$	$C_p = 1,15;$	$\eta_{\text{Г.ГМ}} = 0,85;$
$C_a = 1;$	$C_i = 1,13;$	$C_l = 0,8.$

Знаходження оптимальних параметрів ГА проводили в три етапи відповідно до алгоритму методу дослідження простору параметрів. Задача знаходження оптимальних параметрів ГА, збудованого з використанням ГР із ГВК, при заданих функціональних та критеріальних обмеженнях розв'язувалася за допомогою розробленої програми в пакеті прикладних програм Mathcad. У результаті її розв'язання отримали таблицю досліджень. За результатами розрахунків було взято  $N = 1024$  пробних точок. Функціональним обмеженням задовольняли  $N' = 235$  точок, що свідчить про ефективність відбору ( $\gamma = N'/N = 0,23$ ) [115]. Знаходили точки, в яких задовольняються критеріальні обмеження. Згідно з рекомендаціями [115], для отримання оптимальних параметрів ГА, збудованого з використанням ГР із ГВК, покращували значення оптимальної точки, отриманої на першому етапі. Як початкові брали значення параметрів точки, які максимально відповідали критеріям якості, отримали таблицю досліджень (табл. 5.1).

У виборці з таблиці досліджень параметрів ГА обертання з ГР із ГВК (табл. 5.1) наведено точки, в яких критерії якості мають мінімальне, максимальне та середнє значення і варійовані параметри – мінімальні та максимальні значення. Оптимальні параметри в табл. 5.1 виділено. Мінімальне значення похибки підтримання постійної сили натягу дроту отримане при мінімальній похибці підтримання частоти обертання ГМ та похибці відтворення ГР керуючого сигналу та сигналу осциляції. При цьому квадратична інтегральна оцінка ГР дещо перевищує своє середнє значення, що свідчить про те, що розроблений ГР із ГВК має швидкодію, яка на порядок вища від необхідної для забезпечення постійної сили натягу дроту. А значення коефіцієнта підсилення наближене до 2, що свідчить про те, що розроблений ГВК працює в області, далекій від резонансу. Точність підтримання ГМ постійної сили натягу дроту становить 3 %. Зауважимо, що ця похибка не враховує нерівномірність витрати на виході об'ємного ГМ, яка обумовлена його конструктивним виконанням. Те саме можна сказати й про похибку підтримання постійної частоти обертання вала ГМ.

Таблиця 5.1 – Вибірка із таблиці досліджень параметрів ГА обертання з ГР із ГВК

№ точ- ки	Параметри ГА										Критерії якості				
	$x_1 \times 10^3$ , м	$x_2 \times 10^3$ , м	$x_3 \times 10^3$ , м	$x_4 \times 10^3$ , м	$x_5 \times 10^3$ , м	$x_7 \times 10^3$ , м	$x_8 \times 10^3$ , м	$x_{10}$ , с <sup>-1</sup>	$x_{11}$ , кгс/м	$x_{12} \times 10^3$ , кг	$\Phi_1$ ,	$\Phi_2 \times 10^4$ , Па	$\Phi_3$	$\Phi_4$ , с <sup>-1</sup>	$\Phi_5 \times 10^3$ , кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
<b>1</b>	<b>2,697</b>	<b>21,1</b>	<b>12,49</b>	<b>85,55</b>	<b>11,69</b>	<b>0,093</b>	<b>0,009</b>	<b>15,06</b>	<b>3,682</b>	<b>38,7</b>	<b>0,522</b>	<b>0,598</b>	<b>0,734</b>	<b>0,032</b>	<b>1,196</b>
10	3,26	23,44	17,18	103	8,816	0,13	0,008	19,66	2,995	30,26	0,348	0,876	0,092	0,038	2,117
16	2,357	40,48	18,8	97,58	9,98	0,141	0,011	15,26	3,218	49,78	0,453	1,007	0,160	0,041	2,611
20	2,006	38,82	17,4	129,1	10,96	0,145	0,007	21,1	2,507	40,28	0,604	1,092	0,293	0,043	2,95
45	3,213	26,76	17,72	82,42	8,035	0,137	0,011	16,61	3,792	184,2	0,338	1,378	0,035	0,048	4,181
47	3,787	26,71	14,7	102,99	15,2	0,144	0,009	23,35	3,85	145,8	0,25	1,405	0,054	0,048	4,301
50	2,393	37,21	19,25	87,11	11,33	0,135	0,012	16,3	4,159	111,5	0,469	1,46	0,243	0,049	4,559
52	3,277	37,82	17,91	101,7	11,98	0,092	0,007	19,9	3,852	87,48	0,275	1,509	0,595	0,050	4,788
54	2,662	31,4	15,95	6789	8,902	0,139	0,007	16,47	2,225	61,38	0,436	1,547	0,105	0,051	4,969
55	3,863	27,96	19,09	89,53	11,43	0,091	0,008	24,24	3,516	80,1	0,236	1,553	0,588	0,051	4,998
58	4,063	37,97	15,94	102,58	12,5	0,135	0,007	16,56	3,513	190,3	0,189	1,581	0,030	0,051	5,135
69	2,088	22,8	15,85	117,4	10,29	0,133	0,006	17,24	3,167	99,87	0,829	1,715	0,145	0,053	5,8
83	3,617	43,73	19,8	129,78	8,016	0,102	0,006	20,51	4,192	280	0,214	1,874	0,035	0,056	6,626
112	4,607	37,36	12,55	107,6	10,48	0,15	0,009	24,1	3,968	218,5	0,153	2,219	0,102	0,061	8,54
113	2,023	44,9	13,9	95,94	10,2	0,127	0,007	15,98	3,098	132,3	0,528	2,244	0,163	0,061	8,683
130	3,494	20,12	13,51	126,2	10,85	0,121	0,008	16,46	4,198	222,2	0,322	2,562	0,164	0,065	10,59
132	3,307	33,4	11,94	113,7	11,22	0,11	0,006	24,89	3,261	129,4	0,289	2,596	0,32	0,066	10,8
137	3,998	39,12	19,97	75,7	10,2	0,136	0,009	21,44	3,764	254,4	0,192	2,756	0,121	0,068	11,82
152	3,424	28,23	15,65	50,86	11,2	0,142	0,007	22,12	3,065	174,8	0,294	3,131	0,208	0,072	14,32
154	2,955	30,18	18,31	129,68	8,957	0,093	0,008	23,31	2,596	153,7	0,371	3,177	0,201	0,073	14,63
174	2,627	34,28	10,11	63,98	9,363	0,143	0,011	17,82	2,956	295	0,424	3,63	0,116	0,078	17,87
180	3,242	29,67	19,18	94,69	11,27	0,08	0,007	23,63	3,317	161,8	0,317	3,782	0,673	0,079	19
196	3,74	23,39	11,3	82,27	9,996	0,119	0,011	20,46	3,179	299,7	0,268	4,409	0,206	0,086	23,92
198	2,814	27,25	12,29	101,5	10,99	0,084	0,008	20,1	3,518	235,9	0,427	4,748	0,507	0,089	26,73
202	2,826	25,25	16,14	123,8	9,668	0,148	0,006	21,67	2,374	256,5	0,44	4,849	0,124	0,09	27,58
204	4,713	33,01	15,22	102,49	9,035	0,12	0,007	19,11	2,292	251,7	0,154	5,034	0,151	0,092	29,18
218	2,785	41,83	12,79	102,79	8,36	0,121	0,007	20,41	2,438	288,9	0,339	6,319	0,226	0,103	41,04
221	2,498	20,37	17,47	95,7	11,2	0,118	0,008	23,94	2,264	186,9	0,615	6,512	0,562	0,104	42,94
231	4,8	44,24	17,69	94,61	11,71	0,115	0,009	20,9	2,721	271,8	0,174	7,912	0,627	0,115	57,5
234	2,275	35,36	19,91	124,9	11,66	0,096	0,008	23,8	2,229	209,6	0,528	9,414	1,171	0,125	74,63
235	3,195	20,49	15,98	70,31	11,61	0,108	0,009	20,12	2,458	282,1	0,381	10,06	0,828	0,129	82,48

Оптимальним значенням критеріїв якості ГА відповідають: радіус і довжина внутрішнього патрубку, радіус камери ГВК, частота обертання вала ГМ і маса ЗРЕ ГР, які знаходяться біля мінімальних значень; довжина камери ГВК і амплітуда осциляції ЗРЕ ГР, що розташовані біля своїх середніх значень; діаметр, переміщення ЗРЕ ГР і сумарна жорсткість пружини, які знаходяться біля своїх максимальних значень. Отримані в результаті розв'язання оптимізаційної задачі значення оптимальних параметрів ГА дозволяють, вже на попередньому етапі проектування, проводити їх раціональний вибір, завдяки чому зменшується час на проектування. Зауважимо, що отримані в результаті розв'язання оптимізаційної задачі значення діаметра ЗРЕ ГР, діаметра його каналів, радіуса внутрішнього патрубку і радіуса камери ГВК, відповідно до рекомендацій роботи [110], необхідно вибирати з ряду, що рекомендується. Потрібно зазначити, що маса ГВК не перевищує середню масу серійного гідроапарата з аналогічним діаметром умовного проходу. Експериментальні дослідження ГВК, наведені в п. 4.1, показали гарний збіг розрахункових та експериментальних даних.

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

Таким чином, розроблено методику багатокритеріальної оптимізації ГА, збудованого з використанням ГР із ГВК, яка дозволяє визначити їх робочі й конструктивні параметри, підвищити показники технічного рівня ГА та ефективність його використання.

## **5.2. Методика розрахунку й проектування гідроагрегату обертання**

Розроблено методику розрахунку й проектування ГА обертання (рис. 5.1). Її подано у вигляді загальної послідовності розрахунку їх конструктивних та робочих параметрів із наступною перевіркою динамічних властивостей та показників технічного рівня. Розроблена методика містить вихідні дані та усі операції, які необхідно виконати в процесі розрахунку та проектування, показано взаємозв'язки між ними.

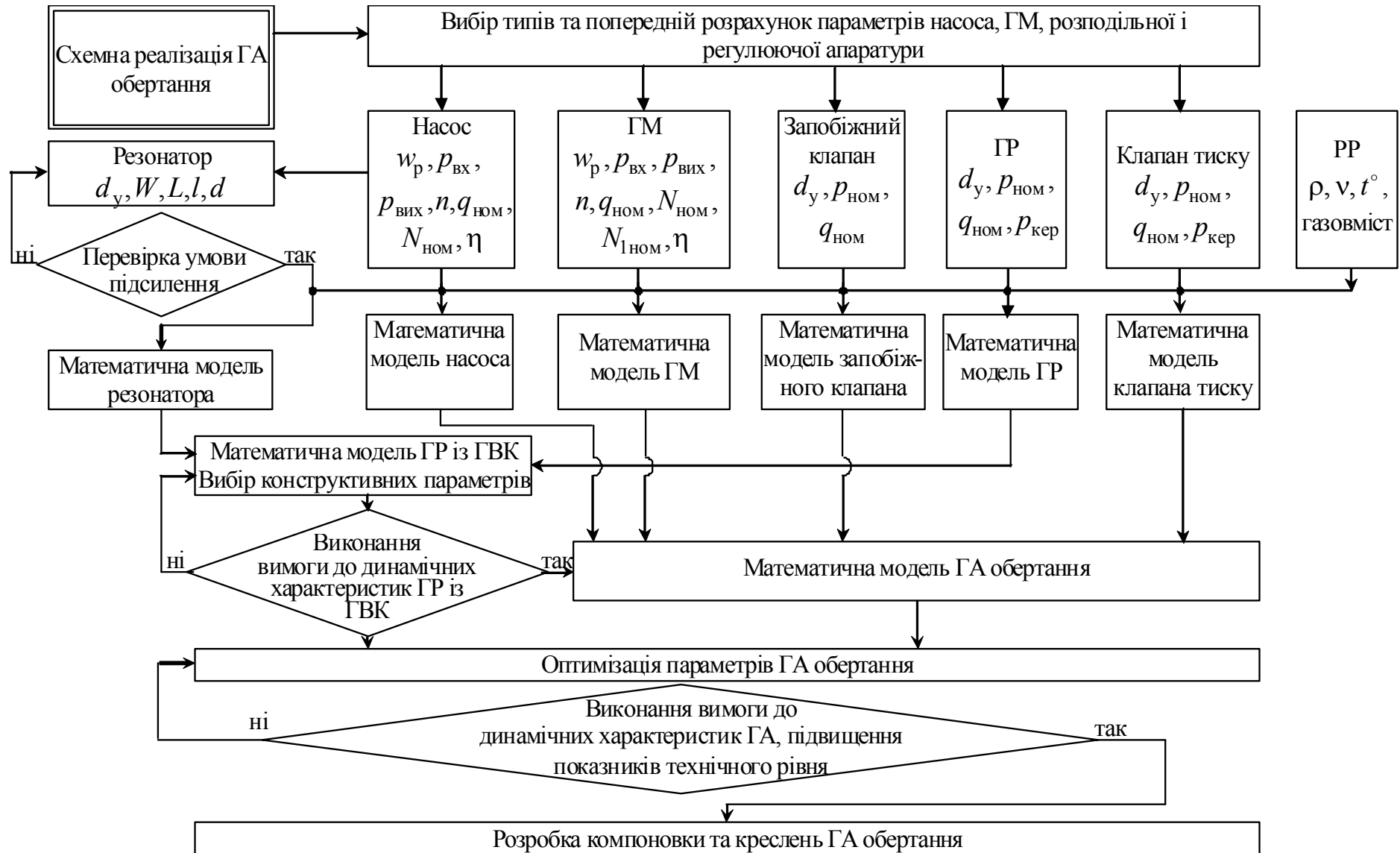


Рис. 5.1. Методика розрахунку й проектування ГА обертання

На першому етапі аналізують схемні рішення ГА, визначають його схемну реалізацію, вибирають РР, проводять вибір типів насоса, ГМ, розподільної та регулюючої апаратури, визначають розміри трубопроводів та підвідних каналів. Це виконують згідно з відомими методиками [82] та ін.

На другому етапі проводять попередній розрахунок робочих параметрів насоса, ГМ, клапана тиску, запобіжного клапана, ГР, тепловий розрахунок ГА, визначають діапазон зміни температури РР і її газоміст. При проведенні цього етапу враховують, що усі елементи ГА повинні мати стандартні з'єднувальні розміри та працювати у визначеному діапазоні тиску. Проводять аналіз вимог щодо статичних та динамічних характеристик елементів ГА. При проведенні цього етапу використовують дані, отримані при аналітичних дослідженнях параметрів ГА та ГР із ГВК (розділ 3).

Під час виконання третього етапу визначають межу квазістаціонарності гідродинамічних процесів, що враховують при обчисленні коефіцієнтів витрат та втрат, гідравлічного опору, тертя. Проводять перевірку умови працездатності ГВК (умови підсилення в ньому пульсацій тиску), в разі потреби корегують його конструктивні розміри. Ці дії повторюють доти, доки умова підсилення пульсацій тиску не буде виконана.

На четвертому етапі, використовуючи математичні моделі робочих процесів насоса, ГМ, запобіжного клапана, ГР, ГВК та клапана тиску, проводять вибір конструктивних та робочих параметрів ГВК, визначають параметри пружини й критичну швидкість осциляції ЗРЕ ГР. Проводять перевірку умови відсутності застою ЗРЕ ГР. Якщо ця умова не виконується, корегують параметри пружини. Виконують розрахунок статичних та динамічних характеристик ГР із ГВК та їх відповідність заданим. Якщо ця умова не виконується, корегують конструктивні та робочі параметри ГР із ГВК. Докладна методика розрахунку ГР із ГВК наведена в табл. 5.2.

На п'ятому етапі використовують математичну модель робочого процесу ГА обертання та проводять оптимізацію його конструктивних та робочих параметрів.

Шостий етап передбачає перевірку вимог щодо статичних та динамічних характеристик ГА обертання, показників їх технічного рівня. Якщо ці

вимоги виконані не в повному обсязі, то повертаються до виконання оптимізації параметрів ГА. Проводять повторну оптимізацію параметрів ГР із ГВК.

При виконанні вимог щодо статичних та динамічних характеристик ГА обертання, показників його технічного рівня, на сьомому етапі виконують розробку креслень загального вигляду ГА, окремих його елементів та вузлів.

Таблиця 5.2 – Методика розрахунку ГР із ГВК

Вихідні дані для розрахунку	Тип РР, геометричні параметри ГВК
1. Витрата рідини, що подається до ГМ	$q_3(t) = \mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}(t)^2 + \delta^2} \sqrt{2/\rho(t)(p_2(t) - p_3(t))}$
2. В'язкість РР	$\nu_t = f(t^\circ)$
3. Подача насоса	$q_{\text{н}}(t) = q_{\text{н.геом}}(t) - q_{\text{н.вит}}(t)$
4. Пульсації тиску на виході з насоса	$\Delta p_{\text{н}}(t) = a_p  \sin \omega t $ , де $a_p$ – амплітуда пульсацій тиску
5. Витрата через щілину ГР	$q_{\text{щ}}(t) = G_{\text{щ}} \sqrt{\Delta p_{\text{щ}}(t)}$
6. Провідність щілини ГР	$G_{\text{щ}}(t) = \mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) b_{\text{вік}} \sqrt{x_{\text{ЗРЕ}}(t)^2 + \delta^2} \sqrt{2/\rho(t)}$
7. Густина РР	$\rho = f(t)$
8. Коефіцієнт витрати щілини ГР	$\mu_{\text{н}} = \mu_{\text{с}} \cdot \sqrt{\text{Re}} / \sqrt{\text{Re}_{\text{к}} + \text{Re}}$
9. Площа дрослюючої щілини ГР	$A_{\text{щ}}(t) = \frac{G_{\text{ГР}}(t)}{\mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{2/\rho(t)}}$
10. Втрата тиску в щілині ГР	$\Delta p_{\text{щ}}(t) = p'_1(t) - p'_2(t)$
11. Провідність отворів гільзи ГР	$G_{\text{г}}(t) = \mu_{\text{г}}(\text{Re}) i A_{\text{г}} \sqrt{2/\rho(t)}$ , де $i$ – кількість отворів у гільзі; $A_{\text{г}}$ – площа одного отвору, м <sup>2</sup>
12. Витрата через ГР	$q_{\text{ГР}}(t) = q_{\text{щ}}(t) - q_{\text{вит}}(t) - q_{\text{ст}}(t) + q_{\text{осц}}(t)$
13. Діаметр ЗРЕ ГР	$d_{\text{ЗРЕ}} \geq 2 \sqrt{\frac{q_{\text{ГР}}}{\pi [1 - (d_{\text{щ}}/d_{\text{ЗРЕ}})^2] v_{\text{доп}}}}$ , $v_{\text{доп}}$ – допустима швидкість РР у ГР, м/с; $d_{\text{щ}}$ – діаметр шийки ЗРЕ, м

Продовження табл. 5.2.

14. Максимальний хід ЗРЕ ГР	$x_{\text{ЗРЕ max}} \geq \delta / (0,01 - 0,02)$
15. Довжина ЗРЕ ГР	$l_{\text{ЗРЕ}} = (5 - 6)d_{\text{ЗРЕ}}$
16. Площа перерізу кільцевого каналу ЗРЕ ГР	$A_{\text{к. ГР}} = d_{\text{ЗРЕ}}^2 \frac{\pi [1 - (d_{\text{ш}} / d_{\text{ЗРЕ}})^2]}{4}$
17. Довжина робочого вікна ГР	$b_{\text{вік}} = A_{\text{к. ГР}} / x_{\text{ЗРЕ max}} n_{30}$ , де $n_{30}$ – кількість вікон
18. Товщина стінок каналів та трубопроводів	$\delta_{\text{тр.мін}} = p_{\text{ГА}} d_{\text{тр}} / (200 G_{\text{тр.доп}})$ , де $p_{\text{ГА}}$ – тиск у ГА, МПа; $G_{\text{тр.доп}}$ – модуль об'ємної пружності матеріалу трубопроводу, МПа
19. Модуль пружності РР	$E_{\text{сум}} = f(p_{\text{ГА}}; t^\circ; V_{\text{г}}^*)$ , де $V_{\text{г}}^*$ – вміст газу в РР
20. Швидкість потоку рідини в робочих вікнах ГР	$v = \mu(\text{Re}, x_{\text{ЗРЕ}}) \sqrt{2/\rho(t)} \sqrt{\Delta p_{\text{вік}}}$
21. Об'єм камери керування ГР	$V_2 = V_{20} - x_{\text{ЗРЕ}} A_{\text{т}}$ , де $V_{20}$ – максимальний об'єм камери керування, м <sup>3</sup> ; $A_{\text{т}}$ – площа торця ЗРЕ ГР, м <sup>2</sup>
22. Коефіцієнт підсилення ГВК	$k_{\text{п}} = f(d_{\text{у}}, l_2, d_2, D, L)$ , де $d_{\text{у}}$ – діаметр умовного проходу, м; $d_2$ і $l_2$ – відповідно діаметр і довжина внутрішнього патрубку ГВК, м; $D$ і $L$ – відповідно діаметр і довжина камери ГВК, м
23. Умова відсутності застою ЗРЕ ГР	$\left  P_{\text{пр\textsubscript{Σ}}}^*(x_{\text{ЗРЕ}}) - P_{\text{тр}}(\dot{x}_{\text{ЗРЕ}}) \right  < \left  P_{\text{осц}}(t) + P_{\text{кер}}(t) \right  < \\ < \left  P_{\text{пр\textsubscript{Σ}}}^*(x_{\text{ЗРЕ}}) + P_{\text{тр.п}}(\dot{x}_{\text{ЗРЕ}}) \right ,$ де індексом * позначені значення сумарної сили механічної та рідинної пружин, розраховані для значень $x_{\text{ЗРЕ}}$ , при яких відбулася зупинка ЗРЕ ГР
24. Умова виникнення кавітації в камері керування ГР	якщо $p_2 \leq 0,02$ МПа, то $p_2 = 0,02$ МПа

Закінчення табл. 5.2

25. Критерій режиму течії в ГР	$Re = v d_{тр} / \nu_t$
26. Сила тертя ЗРЕ ГР	$P_{тр}(t) = \left\{ \frac{2 k_{тр.ко} c_{пр\Sigma} x_{пр0} \left[ \delta + 0,56 D_{пр} \left( \frac{0,504}{n_{пр}} + \frac{0,121}{n_{пр}^2} + \frac{2,06}{n_{пр}^3} \right) \right]}{L_{ЗРЕ}} \right\} \text{sign } \dot{x}_{ЗРЕ} +$ $+ 8 \pi \mu k_{тр} \left[ \frac{l_{е.ЗРЕ} (d_{ЗРЕ} \delta + \delta^2)}{(d_{ЗРЕ}/2 + \delta)^2 + (d_{ЗРЕ}/2)^2 - \frac{d_{ЗРЕ} \delta + \delta^2}{\ln(1 + 2\delta/d_{ЗРЕ})}} \right] \dot{x}_{ЗРЕ}.$ <p>де <math>t</math> – час, с; <math>c_{пр\Sigma}</math> і <math>x_{пр0}</math> – сумарна жорсткість, Н/м, і попередній підтиск пружини, м; <math>\delta</math> – радіальний зазор, м; <math>x_{ЗРЕ}</math> – переміщення ЗРЕ, м, з урахуванням осциляції; <math>\text{sign } \dot{x}_{ЗРЕ}</math> – функція Кронекера від <math>\dot{x}_{ЗРЕ}</math>; <math>D_{пр}</math> і <math>n_{пр}</math> – відповідно діаметр, м, і кількість робочих витків пружини; <math>L_{ЗРЕ}</math> – довжина ЗРЕ, м; <math>\mu</math> – коефіцієнт динамічної в'язкості РР, Па·с; <math>k_{тр.ко}</math> – коефіцієнт, значення якого знаходиться в межах 0,19–0,21; <math>k_{тр}</math> – безрозмірний коефіцієнт тертя, який враховує положення ЗРЕ в гільзі; <math>d_{ЗРЕ}</math>, <math>l_{е.ЗРЕ}</math> – відповідно діаметр ЗРЕ, м, і ефективна довжина контакту між ним та гільзою, м</p>
27. Гідродинамічна сила, що діє на ЗРЕ ГР	$F_{гд}(t) = -2 c_{гд} (x_{ЗРЕ}(t) + x_{осц} \cos \varphi) - k_{ін} \frac{d}{dt} (x_{ЗРЕ}(t) + x_{осц} \cos \varphi),$ <p>де <math>\varphi = \omega_{осц} \cdot t</math>, де <math>\omega_{осц}</math> – частота осциляції, с<sup>-1</sup></p>
28. Сила пружини ГР	$F_{пр}(t) = c_{пр} (x_{ЗРЕ}(t) + x_0)$
29. Втрати тиску в ГР	$\Delta p_{ГР} = \Delta p_{ш} + \Delta p_{вік}$

При цьому враховують технологічність конструкції та можливості заводу-виробника. При проектуванні ГА обертання необхідно враховувати такі особливості:

- недопущення виникнення кавітації у розробленому ГР із ГВК;
- для усунення резонансу в ГА необхідно, щоб частота власних коливань трубопроводу, яка залежить від тиску в ГА та швидкості РР у трубо-

проводі і розраховується за формулою з роботи [100], не співпадала з частотою вимушених коливань. Для цього потрібно використовувати блочно-модульний монтаж гідроапаратури, а кріплення трубопроводу має бути частим, виконаним відповідно до рекомендацій роботи [24];

– для запобігання виникнення гідравлічних ударів та руйнування трубопроводів у ГА обертання необхідно: не допускати великих швидкостей РР у трубопроводах та з'єднувальних каналах; обмежити час спрацювання розподільних пристроїв; з урахуванням часу спрацювання розподільних пристроїв вибрати відповідну довжину каналу чи трубопроводу; встановлювати у ГА запобіжний клапан та гасителі гідравлічних ударів [100];

– для автоматизації режиму розвантаження запобіжного клапана встановлювати ГР з електрокеруванням.

### **5.3. Оцінка показників технічного рівня гідроагрегату обертання з розробленим гідророзподільником із гідравлічним вібраційним контуром**

Оцінку технічного рівня виконували порівнянням сукупності показників якості ГА обертання, що проектується, з відповідною сукупністю показників аналога [37]. Важливим показником, який визначає доцільність виробництва й впровадження в промисловість ГА, що розробляється, є економічний ефект. Тому, перед тим як провести оцінку технічного рівня ГА з ГР із ГВК, проводили розрахунок економічної ефективності від упровадження до виробництва розроблених ГР із ГВК і використання їх у ГА. Зауважимо, що всі розрахунки проводилися за станом цін на 01.07.2009 р.

Метою розрахунку є визначення госпрозрахункового економічного ефекту [136]

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

де  $t$  – період випуску й реалізації виробу, приймали  $t = 5$  років;  $B_t$  – вартісна оцінка витрат на виробництво ГА в  $t$ -му періоді, грн;  $P_t$  – вартісна оцінка результатів виробництва в  $t$ -му періоді, грн;  $\Pi_{\text{пр}t}$  – податок на прибуток в  $t$ -му періоді, грн;  $\alpha_t$  – коефіцієнт дисконтування результатів, який враховує фактор часу (табл. 5.3)

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

де  $E_{\text{пр}}$  – коефіцієнт приведення результатів і витрат, зіставлений з урахуванням фактора часу,  $E_{\text{пр}} = 0,1$  [80];  $t$  – кількість років, що відокремлюють результати цього року від кінця розрахункового періоду.

Таблиця 5.3 – Коефіцієнт дисконтування витрат [80]

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

Величину вартісної оцінки результатів виробництва в  $t$ -му періоді  $P_t$  визначали за формулою [136]

$$P_t = \text{Ц}_{\text{од}} \cdot N_{\text{ф}},$$

де  $\text{Ц}_{\text{од}}$  – ціна одиниці виробу, що проектується, грн [89];  $N_{\text{ф}}$  – фактичний річний обсяг продажу, шт., з урахуванням ступеня ризику  $\beta = 5\%$ , який визначали за формулою

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

де  $N_{\text{річ}}$  – річний обсяг випуску виробів, шт.

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

$$B_t = C_{\text{повн}} N_{\text{річ}},$$

де  $C_{\text{повн}}$  – повна собівартість одиниці виробу, грн, яка визначалась із [89].

Величину податку на прибуток  $\Pi_{\text{пр}t}$  розраховували за формулою [136]

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

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

Розрахунок величини госпрозрахункового економічного ефекту проводили для ГА обертання (ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів) і ГР із ГВК (табл. 5.4).

Таблиця 5.4. – Результати розрахунку величини госпрозрахункового економічного ефекту при реалізації ГА та ГР із ГВК

Виріб	Показник, грн								
	$C_{од}$ , грн	$N_{річ}$ , шт.	$N_{ф}$ , шт.	$C_{повн}$ , грн	$V_t$ , грн	$P_t$ , грн	$P_{прt}$ , грн	$E_{гр}$ , грн	$\Sigma E_{гр}$ , грн
ГР	2692	35	33	2071	72485	88836	4905,3	11446	76858
ГА	102180	5	5	78600	393000	510900	35370	82530	554189

З табл. 5.4 видно, що при реалізації одного ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів величина госпрозрахункового економічного ефекту  $E_{гр}$ , що залишається у розпорядженні підприємства, становить 82530 грн за 5 років, а одного ГР із ГВК – 11446 грн. Таким чином, виробництво розробленого ГА є цілком економічно обґрунтованим.

Для оцінки технічного рівня ГА використовували такі основні показники [111]: класифікаційні, для ГА-аналогів; оціночні, згідно з якими оцінюють технічний рівень і якість, а саме, призначення; конструктивні; надійності; економічного використання матеріалу; економічного використання енергії; ергономічні. Зауважимо, що згідно з [111] допускається використання додаткових показників. До класифікаційних показників належать: діаметр умовного проходу; значення номінального та максимального тиску в ГА; номінальні витрата та потужність; номінальний крутний момент; номінальна тонкість фільтрації РР та інші. До оціночних показників належать: рівень тиску та діапазон його регулювання; точність підтримування заданих значень тиску та потужності; час зміни тиску при ступеневій зміні витрати від номінальної до мінімальної та навпаки; час перемикавання; зона нечутливості; гістерезис; нелінійність; статична неточність та інші. Зауважимо, що для ГА такі показники технічного рівня, як діаметр умовного проходу, витрата, номінальний та максимальний тиск вибираються стандартизовані та визначаються залежно від потужності ГА, необхідної для забезпечення його функціонування. Інші показники залежать від точності підтримування, в заданих межах, вихідної величини та чутливості до керуючих сигналів ГР із ГВК.

При розрахунку показників технічного рівня приймали, що номінальні значення тиску, витрати, витоки, ККД та надійність ГР із ГВК і без нього для варіантів аналога, проекту і еталона однакові.

Ступінь відповідності параметрів оцінюваного ГА-еталона розраховували за формулою [136]

$$I_i = P_i / P_i^e,$$

де  $I_i$  – параметричний індекс  $i$ -го параметра;  $P_i$  та  $P_i^e$  – відповідно значення  $i$ -го параметра, який характеризує споживчі властивості оцінюваного ГА й ГА-еталона.

Показник уніфікації, який характеризує ступінь насиченості пристрою стандартизованими й уніфікованими деталями – коефіцієнт використання, визначали на підставі даних конструкторської документації за формулою [37]

$$K_{\text{пр}} = \frac{\Pi_{\text{д}} - \Pi_{\text{д.о}}}{\Pi_{\text{д}}} \cdot 100,$$

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

Зведений індекс показників технічного рівня розраховували за формулою

$$I = \sum_{i=1}^n B_i \cdot I_i,$$

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

Рівень показників технічного рівня ГА визначали за формулою

$$K = I / I_0, \tag{5.3}$$

де  $I_0$  – зведений індекс показників технічного рівня ГА-аналога.

Зведений індекс показника технічного рівня розробленого ГА обертання становить 0,972 (табл. 5.5) і, за класифікацією [37], відповідає вищій категорії якості (відповідає за технічним рівнем кращим аналогам). Конкуренентоспроможність розробленого ГА, розрахована за залежністю (5.3), становить 1,154, тобто ГА з ГВК за показниками технічного рівня перевищує ГА-аналог.

Таблиця 5.5 – Оцінка показників технічного рівня ГА

Найменування основних параметрів	Величина показників якості за варіантами			Відносний показник технічного рівня виробу		Вагомість показника, бали	Зведений індекс показника технічного рівня	
	Аналог	Проект	Еталон	Аналог	Проект		Аналог	Проект
1. Час спрацювання ГР, с	0,2	0,1	0,1	0,5	1,0	0,09	0,045	0,09
2. Перевищення тиску в ГА від номінального при різкому перевантаженні системи, %	10	8	8	0,8	1,0	0,04	0,032	0,04
3. Гістерезис ГР, %	7,44	5,67	4,64	0,624	0,818	0,07	0,044	0,057
4. Коефіцієнт нерівномірності	0,099	0,075	0,071	0,717	0,947	0,08	0,057	0,076
5. Точність підтримання тиску в ГА, %	7,93	3,7	3,5	0,441	0,946	0,05	0,022	0,047
6. Коефіцієнт використання	0,85	0,77	0,85	1,0	0,906	0,04	0,04	0,036
7. Точність підтримання сили натягу дроту в ГА, %	84	93	97	0,866	0,959	0,1	0,087	0,096
8. Показник економного використання енергії (1/види енергії)	0,5	1	1	0,5	1,0	0,03	0,015	0,03
9. Однакові показники	–	–	–	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5
Комплексний показник	–	–	–	–	–	1	0,842	0,972

Таким чином, розрахунковим шляхом встановлено, що за показниками технічного рівня розроблений ГА обертання з ГР із ГВК і гідравлічним зворотним зв'язком за тиском відповідає вищій категорії якості (відповідає за технічним рівнем кращим аналогам). Зведений індекс показника технічного рівня розробленого ГА становить 0,972, а конкурентоспроможність – 1,154. При застосуванні розроблених ГА величина прибутку від упровадження становить 82530 грн за рік, а ГР із ГВК – 11446 грн.

## ВИСНОВКИ

Проведені результати теоретичних та експериментальних досліджень дозволили створити новий ГА обертання, гідравлічна система керування якого містить слідкуючий ГР із гідравлічною осциляцією та гідравлічний зворотний зв'язок. Запропоновано як гідравлічний вібраційний контур ГР використовувати шунтувальний резонансний контур, що дозволяє спростити його конструкцію та за рахунок використання одного виду енергії підвищити надійність.

Розроблено математичну модель робочого процесу ГА обертання, яка базується на його декомпозиції на вузли та зосередженні параметрів і комплексно, порівняно з раніше відомими, враховує такі фактори, як: нестационарність гідромеханічних процесів, властивості РР, змінність коефіцієнтів витрат, використання якої дозволяє більш докладно визначити вплив конструктивних і робочих параметрів ГА на його характеристики, провести їх раціональний вибір. Співставлення результатів розрахунку з експериментом показало, що похибка розрахунків не перевищує 4,7 %, чим і визначається правомірність її використання.

Виявлено такі особливості динаміки функціонування розробленого ГА обертання:

- визначено вплив конструктивних параметрів ГВК на коефіцієнт підсилення, що дозволяє удосконалити його конструкцію та зменшити габарити;
- встановлено взаємозв'язки між параметрами осциляції ЗРЕ ГР та його переміщенням, між сумарною жорсткістю пружини ГР та його точністю, що дозволяє обґрунтовано проводити їх вибір;
- визначено вплив параметрів осциляції ЗРЕ ГР на умови виникнення кавітації, що дозволяє забезпечити його стабільну роботу.

За отриманими лініями течії РР у камері гідравлічного вібраційного контуру в різні проміжки часу визначено області, які впливають на пульсації тиску РР у резонансному контурі, що дозволяє обґрунтовано вибирати його конфігурацію. Теоретичним та експериментальним шляхом встанов-

лено, що об'єм камери, розташованої за внутрішнім патрубком, є рідинною пружиною, яка зсуває фазу вихідних пульсацій тиску.

Розроблено інженерну методику розрахунку та проектування ГА обертання з ГР із ГВК і гідравлічним зворотним зв'язком за тиском, включаючи багатокритеріальну оптимізацію параметрів, яка дозволяє пришвидшити створення й впровадження нових і модернізованих зразків таких ГА. Доведено, що використання у ГА обертання розробленого ГР із ГВК та гідравлічного зворотного зв'язку дозволяє збільшити на 5,3 % точність підтримання частоти обертання ГМ, зменшити на 12,1 % час регулювання та на 3,23 % – гістерезис. Доведено економічну ефективність від впровадження у виробництво та промисловість розробленого ГА обертання.

Розроблені наукові положення та отримані результати дозволяють надалі створювати нові математичні моделі й досліджувати робочі процеси щодо ГА технологічних машин різних типів, які з конструктивної, технологічної та інформаційної точки зору мають ряд спільних ознак із розробленим ГА обертання, що дозволяє скоротити час їх проектування. Результати впроваджено на СП ЗАТ «ХЕМЗ-ІРЕС» (м. Харків), ОА «Гідроапаратура» (м. Харків), ЗАТ «РЕММАШБУД» та в навчальний процес за спеціальністю «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» у НТУ «ХП».

**ДОДАТОК А**  
**Технічні характеристики гідроапаратів**

Таблиця А.1 – Технічні характеристики ГР

Назва параметра	Величини параметрів
Умовний прохід, м	0,01
Тиск на вході, МПа	10 (16)
Тиск керування, не більше, МПа	5
Тиск на зливі, не більше, МПа	0,5
Витрата РР, при $\Delta p = 1$ МПа, м <sup>3</sup> /с	$0,83 \cdot 10^{-3}$
Внутрішня негерметичність, м <sup>3</sup> /с, не більше, при тиску на вході:       10 МПа 16 МПа	$5 \cdot 10^{-5}$ $9,5 \cdot 10^{-5}$
Максимальний хід ЗРЕ, $x_{ЗРЕ}$ , м	0,001
Радіальний зазор $\delta_{ЗРЕ}$ , м	$8 \cdot 10^{-6}$
Час спрацювання максимальний, с	0,8
Гістерезис, не більше, %	1,8
Чутливість, %	0,03
Максимальна частота вхідних пульсацій, с <sup>-1</sup>	300
Максимальна амплітуда вхідних пульсацій, МПа	0,6
Експлуатаційні показники: РР діапазон температур РР, °С тонкість фільтрації, м	Масло мінеральне ІГП–30 45–55 $1 \cdot 10^{-5}$
Термін безвідмовної роботи, с	$28,4 \cdot 10^9$
Маса ЗРЕ, кг	0,186
Маса (без РР), не більше, кг	2,3

Таблиця А.2 – Технічні характеристики ГВК

Назва параметра	Величини параметрів
Умовний прохід, м	0,01
Тиск на вході, МПа	10 (16)
Діаметр внутрішнього патрубка, м	0,006
Діаметр камери, м	0,032
Довжина внутрішнього патрубка, м	0,045
Довжина камери, м	0,126

Закінчення дод. А

Таблиця А.3 – Технічні характеристики пружини

Назва параметра	Величини параметрів
Середній діаметр пружини $D_{\text{сер}}, \text{ м}$	0,013
Відношення розмірів перерізу дроту	1
Кількість витків, шт.	3,0
Індекс, $c$	4
Початковий міжвитковий зазор поперечних діаметрів дроту $h, \text{ м}$	$0,667 \cdot 10^{-3}$
Кількість точок контакту опорного витка з робочим, шт.	2
Кут зі шліфовки $\theta$ , радіан	0,25
Коефіцієнт перекриття $\Theta_k$	0,025
Попередній підтиск пружини, м	$1 \cdot 10^{-5}$
Висота опорного витка в точках контакту з робочим витком (у частках від висоти дроту) $\delta, \text{ м}$	0,13
Запор у вільному стані $\delta_z, \text{ м}$	0
Густина матеріалу дроту $\rho, \text{ кг/м}^3$	7800
Модуль пружності матеріалу $E_{\text{ст}}, \text{ Н} \cdot \text{ м}^{-2}$	$2,1 \cdot 10^{11}$
Коефіцієнт Пуасона $\mu$	0,3

**Основні частоти пульсацій деяких насосів:**

- шестеренний насос типу НШ 32 М-4:  $q_{\text{ном}} = 1,24 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  
 $p_{\text{ном}} = 20 \text{ МПа}$ ;  $n = 40 \text{ с}^{-1}$ ;  $z = 11$ ;  $f = 440 \text{ Гц}$ ;
- насоси радіально-поршневі регульовані на тиск 10 і 20 МПа:  
 $q_{\text{ном}} = 1,07 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $p_{\text{ном}} = 20 \text{ (10) МПа}$ ;  $n = 16 \text{ с}^{-1}$ ;  $z = 18$ ;  $f = 288 \text{ Гц}$ ;
- насоси аксіально-поршневі з клапанно-щілинним розподіленням типу НА:  $q_{\text{ном}} = 8,75 \cdot 10^{-5} - 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $p_{\text{ном}} = 32 \text{ МПа}$ ;  $n = 25 \text{ с}^{-1}$ ;  $z = 7$ ;  $f = 150 \text{ Гц}$ .

Таблиця А.4 – Амплітуда коливань тиску аксіально-поршневої гідромашини з 7 поршнями  $\Delta p = 9 \text{ МПа}$ ,  $n = 16,67 \text{ с}^{-1}$ , навантаженого ГМ

$f, \text{ Гц}$	$\Delta p, \text{ МПа}$
117	0,45
351	0,1444
585	0,0774
819	0,0531
1053	0,0306
1287	0,01854

## СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода : [справочник] / Е.И. Абрамов, К.А. Колисниченко, В.Т. Маслов. – К. : Техника, 1977. – 320 с.
2. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; под ред. С.А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.
3. Андренко П.Н. Использование пульсаций давления рабочей жидкости в системах гидроприводов / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко, Р.Я. Асатрян // Вестник ХГПУ. – 1997. – Вып. 7. – Ч. 2. – С. 35–37.
4. Экспериментальное исследование многокамерных преобразователей пульсаций / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко, Ю.Н. Стеценко, К.А. Миронов // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2000. – № 4. – С. 72–77.
5. Андренко П.Н. Принцип построения гидравлических аппаратов нового класса / П.Н. Андренко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2001. – № 129. – Ч. 2. – С. 102–106.
6. Андренко П.Н. Расчет гидродинамической силы на осциллирующем золотнике гидроаппарата / П.Н. Андренко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2002. – № 7. – Т. 2. – С. 109–116.
7. Андренко П.М. Проектування гідроприводів із використанням гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Вісник НТУ «ХПІ». – 2002. – № 19. – С. 129–133.
8. Андренко П.М. Розробка гідроапаратів зі стабільними динамічними характеристиками / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: X міжнар. наук.-практ. конф., 16–17 трав. 2002 р. : тези доп. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2002. – С. 88.
9. Расчетные исследования надежности гидроаппаратов с вибрационной линеаризацией / П.Н. Андренко, И.П. Гречка, Г.В. Крикун, А.В. Кулинич // Вісник НТУ «ХПІ». – 2003. – № 5. – С. 106–112.
10. Андренко П.Н. Вибрационная линеаризация – эффективный путь улучшения динамических характеристик гидроаппаратов / П.Н. Андренко // Вибрация в технике и технологиях. – 2003. – № 2 (28). – С. 39–45.
11. Андренко П.М. Визначення межі застосування квазістаціонарності

процесу при проектуванні гідроапаратів з вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко, І.П. Гречка, Г.В. Крикун // Високі технології в машинобудуванні. – 2004. – Вип. 2(9). – С. 3–12.

12. Андренко П.М. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2004. – № 5 (11). – С. 88–93.

13. Андренко П.М. Визначення параметрів гідроприводів, у яких доцільно використовувати пасивні гасники пульсацій і гідроапарати з вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С. 13–21.

14. Андренко П.М. Розрахункові дослідження параметрів осциляції гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – № 1 (7). – С. 68–74.

15. Андренко П.М. Динамічні характеристики циліндричних пружин гідравлічного вібраційного контуру / П.М. Андренко, О.Л. Григор'єв, І.П. Гречка // Вісник НТУ «ХПІ». – 2005. – № 23. – С. 3–12.

16. Андренко П.М. Побудова математичної моделі нового гідравлічного вібраційного контуру / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Вісник СумДУ. – 2005. – № 12(84). – С. 78–86.

17. Андренко П.М. Вибір сумарної жорсткості пружин гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 2 (12). – С. 87–91.

18. Андренко П.М. Вплив параметрів осциляції золотника на кавітацію в гідророзподільнику з вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко, І.П. Гречка, Г.В. Крикун // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. – 2006. – Вип. 1. – С. 76–79.

19. Андренко П.М. Динаміка гідроагрегату, збудованого з використанням гідроапаратів з НГВК / П.М. Андренко, І.П. Гречка, О.В. Дмитрієнко // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2007. – № 3(109). – Ч. 2. – С. 6–13.

20. Интерференция волн давления в элементах объемных гидроагрегатов / П.Н. Андренко, А.Л. Григорьев, З.Я. Лурье, А.Н. Скляревский // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 6/5 (36).

– С. 35–47.

21. Експериментальні дослідження впливу частоти осциляції золотника гідророзподільника на його статичну точність / П.М. Андренко, І.П. Гречка, Г.В. Крикун, В. Медніс // Вісник НТУ «ХПІ». – 2009. – № 2. – С. 23–30.

22. Андренко П.М. Особливості врахування гозовмісту робочої рідини при дослідженнях гідросистем / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідраліка і пневматика. – 2009. – № 2 (24). – С. 71–73.

23. Батлук В.А. Оцінка надійності мехатронних гідроагрегатів на стадії їх проектування / В.А. Батлук, І.М. Федоренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2009. – №5/6 (41). – С. 21–24.

24. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1967. – 495 с.

25. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.

26. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.

27. Линейное программирование. Метод ограничений / Р. Бенайюн, О.И. Ларичев, Ж. де Монговье, Ж. Терни // Автоматика и телемеханика. – 1971. – № 8. – С. 108–115.

28. Билибин К.И. Намоточные работы в производстве элементов электроавтоматики: справ. пособ. / К.И. Билибин и др.; под ред. Е.А. Скороходова. – М. : Энергия, 1972. – 216 с.

29. Бишоп Р. Колебания / Р. Бишоп; пер. с англ.; под ред. Я.Г. Пановко. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 192 [3] с.

30. Блекборн Дж.Ф. Гидравлические и пневматические силовые системы управления / Дж.Ф. Блекборн, Г. Ритхоф, Дж.Л. Шерер; под ред. Дж.Ф. Блекборна; пер. с англ. – М. : Иностран. лит., 1962. – 614 с.

31. Вольдек А.И. Электрические машины / А.И. Вольдек. – 3-е изд. – Л. : Энергия, 1978. – 832 с.

32. Войтов В.А. Масштабный фактор пары трения и его учет на этапе проектирования гидромашин / В.А. Войтов, З.Я. Лурье, А.И. Жерняк // Вестник машиностроения. – 1995. – № 6. – С. 15–18.

33. Гавриленко Б.А. Гидравлический привод / Б.А. Гавриленко, В.А. Минин, С.А. Рождественский. – М. : Машиностроение, 1968. – 502 с.

34. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.
35. Гамынин Н.С. Основы следящего гидравлического привода / Н.С. Гамынин. – М. : Оборонгиз, 1962. – 294 с.
36. Гидравлическое оборудование: каталог. – М. : ВНИИТЭМР, 1988. – 308 с.
37. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества: ОСТ2 Н06–35–84. – [Чинний від 1985-01-01]. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с.
38. Глазков М.М. Кавитация в жидкостных системах воздушных судов: учеб. пособ. для вузов / М.М. Глазков, Н.Г. Макаренко, И.П. Челюканов. – К. : КИИГА, 1987. – 64 с.
39. Глазков М.М. Модель генерирования кавитационных колебаний давления / М.М. Глазков, В.Н. Куренков, Т.В. Тарасенко // Вибрация в технике и технологиях. – 2003. – №4(30). – С. 40–43.
40. Горбатюк Н.В. Многокритериальное проектирование гидрообъемно-механической передачи / Н.В. Горбатюк // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 2 (4). – С. 43–47.
41. Гречка І.П. Гідророзподільник з гідравлічним вібраційним контуром і експериментальний стенд для його дослідження / І.П. Гречка // Вісник НТУ «ХП». – 2003. – № 16. – С. 29–34.
42. Гречка І.П. Визначення параметрів гідророзподільників із новим гідравлічним вібраційним контуром / І.П. Гречка // Вісник НТУ «ХП». – 2004. – № 44. – С. 77–81.
43. Гречка І.П. Обґрунтування необхідності розробки методики проектування гідророзподільників із гідравлічним вібраційним контуром / І.П. Гречка // Вісник НТУ «ХП». – 2004. – № 28. – С. 22–26.
44. Гречка І.П. Математична модель гідророзподільника з новим вібраційним контуром / І.П. Гречка // Автоматизація виробничих процесів. – 2004. – Вип. 2(19). – С. 16–23.
45. Гречка І.П. Аналіз і шляхи зменшення сил, що діють на золотник гідророзподільника / І.П. Гречка // Вестник ХНАДУ. – 2004. – Вып. 25. – С. 40–43.
46. Гречка І.П. Розрахунок витоків у гідророзподільниках із новим

гідравлічним вібраційним контуром / І.П. Гречка // Вісник НТУ «ХП». – 2006. – № 10. – С. 73–78.

47. Гречка І.П. Вплив параметрів осциляції золотника на динамічні характеристики гідророзподільника С-100П / І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 2 (16). – С. 65–71.

48. Гречка І.П. Оцінка впливу стохастичної сили тертя на точність підтримання частоти обертів гідроагрегату намотування обмоток електродвигунів / І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – № 2 (20). – С. 60–62.

49. Гречка І.П. Експериментальне дослідження нового гідравлічного вібраційного контуру / І.П. Гречка, М.Д. Довгополий, І.М. Федоренко // Вестник ХНАДУ. – 2007. – Вып. 38. – С. 257–260.

50. Гречка І.П. Математичне моделювання течії робочої рідини в новому гідравлічному вібраційному контурі / І.П. Гречка, В.В. Клітної, Я.І. Мальцев // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2009. – №2/5 (38). – С. 28–31.

51. Григорьев А.Л. Динамический анализ цилиндрической пружины при симметричных условиях закрепления ее крайних витков / А.Л. Григорьев, И.А. Вештак // Вісник ХДПУ. – 1999. – № 42. – С. 125–134.

52. Григорьев А.Л. Проектирование пружин, испытывающих динамические нагрузки / А.Л. Григорьев, И.А. Вештак // Вісник ХДПУ. – 1999. – № 65. – С. 122–128.

53. Грунауэр А.А. О связи силы пружины с законом ее деформирования / А.А. Грунауэр, И.И. Тартаковский, А.Л. Григорьев // Теория механизмов и машин. – 1985. – Вып. 39. – С. 7–22.

54. Губарев О.П. Вплив температурного режиму роботи багатопривідних циклових систем об'ємного гідроприводу на рівень енергоспоживання / О.П. Губарев, О.В. Левченко, О.В. Ветрова // Вісник НТУУ «КП», Машинобудування. – К. : НТУУ «КП», 2009. – № 59. – С. 216–219.

55. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

56. Детали машин. Расчет и конструирование: справочник в 2-х т. Т. 2 /

под ред. Н.С. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1968. – 408 с.

57. Дмитрієнко О.В. Поліпшення характеристик гідравлічних пасивних гасителів пульсацій у гідроагрегатах шляхом визначення їх раціональних параметрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Дмитрієнко Ольга Вячеславівна. – Х., 2005. – 199 с.

58. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: учеб. для вузов / Б.Т. Емцев. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.

59. Захаров Ю.Е. Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы на золотниках гидравлических сервомеханизмов / Ю.Е. Захаров, В.Н. Баранов, И.Я. Шамло // Станки и инструменты. – 1962. – № 3. – С. 16–21.

60. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для студ. высш. техн. учеб. заведений / М.Н. Иванов. – 5-е изд., перераб. – М. : Высш. шк., 1991. – 383 с.

61. Иванов М.І. Імітаційні дослідження хвильових процесів у довгих гідравлічних лініях гідросистем сільськогосподарських машин / М.І. Иванов, С.В. Дусанюк, С.В. Репінський // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – №4. – С. 69–72.

62. Кнепп Р. Кавитация / Р. Кнепп, Дж. Джейли, Ф. Хеммит; пер. с англ. – М. : Наука, 1974. – 688 с.

63. Алешкевич В.А. Колебания и волны. Лекции [Электронный ресурс] / В.А. Алешкевич, Л.Г. Деденко, В.А. Караваев. – М. : МГУ. – 2001. – Режим доступа: <http://nature.web.ru>.

64. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин / под ред. К.В. Фролова. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.

65. Колисниченко К.А. Резонансные явления в системах с высокооборотными насосами / К.А. Колисниченко, В.А. Коротков // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – Вып. 6. – С. 115–123.

66. Колот О.В. Наукові основи підвищення ефективності систем приводів шляхом врахування стохастичності їх характеристик: автореф. дис. д-ра техн. наук: спец. 05.02.03 «Системи приводів» / Колот Олександр Володимирович. – Х., 2005. – 31 с.

67. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков / Б.Л. Коробочкин. – М. : Машиностроение, 1976. – 240 с.

68. Коробочкин Б.Л. Динамические характеристики напорных золотников гидравлических систем / Б.Л. Коробочкин, М.Д. Комитовски // Теория машин – автоматов и гидропривода. – 1970. – С. 268–278.

69. Ларичев О.И. Человеко-машинные процедуры принятия решений. Обзор / О.И. Ларичев // Автоматика и телемеханика. – 1971. – № 12. – С. 130–142.

70. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В.А. Лещенко. – М. : Машиностроение, 1975. – 288 с.

71. Ліщенко І.Г. Підвищення вихідних характеристик радіально-поршневого гідромотора багатократної дії шляхом оптимізації параметрів: автореф. дис. канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати» / Ліщенко Ігор Геннадійович. – Х. , 2003. – 20 с.

72. Лурье З.Я. Выбор метода многокритериальной оптимизации проектирования объемных гидромашин / З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 89. – С. 155–163.

73. Лурье З.Я. Многокритериальное проектирование радиально-поршневого гидромотора многократного действия / З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко // Привод и управление. – 2001. – № 1. – С. 22–26.

74. Лур'є З.Я. Розрахунок сили тертя на запірно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією / З.Я. Лур'є, П.М. Андренко // Вісник НТУ «ХП». – 2008. – № 4. – С. 129–137.

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

76. Макаров И.М. Линейные автоматические системы: элементы теории, методы расчета и справочный материал: учеб. пособ. / И.М. Макаров, Б.М. Менский. – М. : Машиностроение, 1977. – 464 с.

77. Максунова Е.В. Влияние геометрических размеров проточной части золотника на величину осевой гидродинамической силы / Е.В. Максунова, Н.С. Смольникова // Прочностные и гидравлические характеристики машин и конструкций. – 1975. – №167. – С. 96–99.

78. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; под ред. В.Н. Прокофьева. – М. : Машиностроение, 1978. – 495 с.

79. Методичні вказівки до практичних занять «Вивчення принципу дії, експлуатації та розрахунку надійності гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією» з курсу «Надійність та експлуатація гідромашин і гідроприводів» / уклад. П.М. Андренко, І.П. Гречка, В.В. Клітної, Г.В. Крикун. – Х. : НТУ «ХП», 2003. – 72 с.

80. Методичні вказівки з виконання бакалаврського проекту (роботи) для студентів економічного факультету спеціальності 6.050107 «Економіка підприємств» денної та заочної форм навчання / уклад. А.І. Яковлев. – Х. : НТУ «ХП», 2007. – 28 с.

81. Могендович Е.М. Гидравлические импульсные системы / Е.М. Могендович. – Л. : Машиностроение, 1977. – 216 с.

82. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов: учебник для вузов / К.Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.

83. Наугольных К.А. Нелинейные волновые процессы в акустике / К.А. Наугольных, Л.А. Островский; под ред. А.В. Гапонова-Грехова. – М. : Наука, 1990. – 237 с.

84. Нехай С.М. Колебания в системе гидропривода, возбуждаемые пульсирующей подачей рабочей жидкости / С.М. Нехай // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1972. – Вып. 8. – С. 140–146.

85. Никитин Г.А. Утечки через уплотнения малой длины / Г.А. Никитин, А.М. Ипатов // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – Вып. 6. – С. 81–86.

86. Ніколенко І.В. Методологічні основи проектування аксіально-поршневих гідромашин високого технічного рівня: автореф. дис. д-ра техн. наук: спец. 05.02.02 «Машинознавство» / Ніколенко Ілля Вікторович. – Одеса, 2006. – 36 с.

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

88. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учеб. пособ. /

Г.А. Аврунин, И.В. Грицай, И.Г. Кириченко и др. – Х. : ХНАДУ, 2008. – 412 с.

89. ООО «ТЕХРЕЗЕРВ-УКРАИНА». Прайс лист: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: kharkov@tchrezerv.ru, www.tchrezerv.ru.

90. Оптнер С.М. Системный анализ для решения деловых и промышленных проблем / С.М. Оптнер. – М. : Советское радио, 1963. – 256 с.

91. Панченко А.І. Розвиток наукових основ проектування планетарних гідромоторів з заданими вихідними характеристиками: автореф. дис. д-ра техн. наук: спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини і гідропневмоагрегати» / Панченко Анатолій Іванович. – Х., 2007. – 44 с.

92. Парнес М.Г. Расчет и конструирование намоточных станков / М.Г. Парнес. – М. – Л. : Машиностроение, 1975. – 296 с.

93. Пат. 45554 Україна, МПК F15B 9/00. Гідроагрегат верстата для намотки обмоток електродвигунів / Андренко П.Н., Гречка І.П., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М.; заявник і патентовласник Андренко П.Н., Гречка І.П., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М. – № и 2009 07102; заявл. 07.07.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21.

94. Пирсол Н. Кавитация / Н. Пирсол; пер. с англ., ред. Л.А. Эпштейн. – М. : Мир, 1975. – 95 с.

95. Подшипники скольжения / Н. Типей, В.Н. Константинеску, А.Л. Ника, О. Бицэ. – Бухарест: Академия РСН, 1964. – 457 с.

96. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д.Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1982. – 240 с.

97. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учеб. для вузов / Д.Н. Попов. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.

98. Попов Д.Н. Оценка эффективности и оптимальное проектирование гидроприводов / Д.Н. Попов // Вестник машиностроение. – 1986. – № 9. – С. 20–23.

99. Попов Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е.П. Попов, Н.П. Пальтов. – М. : Гос. изд. физ.-мат. лит., 1960. – 792 с.

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

101. Проектирование гидростатических подшипников / под ред. Г. Риппела; пер. с англ. – М. : Машиностроение, 1967. – 136 с.

102. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учетом обеспечения минимального шума: метод. рекомендации. – М. : НИИмаш, 1979. – 55 с.

103. Прокофьев В.Н. Неравномерность движения гидропривода при работе на нижнем пределе диапазона регулирования / В.Н. Прокофьев, Б.П. Борисов // Известия вузов. Машиностроение. – 1974. – №3. – С. 59–64.

104. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко, А.В. Осецкая // Транспортное и энергетическое машиностроение. – М. : Машиностроение, 1968. – № 2. – С. 87–93.

105. Прокофьев В.Н. Определение критерия упругости гидропривода / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова // Транспортное и энергетическое машиностроение. – М. : Машиностроение, 1966. – № 7. – С. 70–74.

106. Пугачев В.С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления / В.С. Пугачев. – М. : Гос. изд. технико-теоретич. лит., 1957. – 659 с.

107. Рабочие жидкости систем гидропривода: учеб. пособ. / В.А. Трофимов, О.М. Яхно, А.П. Губарев, Р.И. Соломин. – К. : НТУУ «КПИ», 2009. – 184 с.

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

109. Свешников В.К. Перспективы развития гидропривода / В.К. Свешников // Привод и управление. – 2000. – №0. – С. 5–12.

110. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.

111. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номенклатура показателей: ГОСТ 4.37-90. [Введен в действие 1990–06–09] – М. : Издат. стандартов, 1990. – 39 с.

112. Склярєвський О.М. Об'ємний гідропривід: навч. посіб. / О.М. Склярєвський. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.

113. Скороходов Е.А. Намоточные станки / Е.А. Скороходов. – М. : Энергия, 1970. – 176 с.
114. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем: Обзор / В.А. Рокшевский, В.В. Татьков, Г.Ф. Ливада и др. – М. : НИИмаш, 1981. – 58 с.
115. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 107 с.
116. Создание малошумных комплектных гидроприводов на давление до 32 МПа: метод. рекомендации. – М. : НИИмаш, 1984. – 48 с.
117. Струтинський В.Б. Комплексна математична модель детермінованих та стохастичних процесів у технічних системах / В.Б. Струтинський // Вестник НТУУ «КПІ». Машиностроение. – 1998. – Вып. 33. – С. 115–135.
118. Сурикова Е.И. Погрешности приборов и измерений / Е.И. Сурикова. – Л. : Изд. Ленингр. ун-та, 1975. – 160 с.
119. Сырицын Т.А. Надежность гидро- и пневмопривода / Т.А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1981. – 216 с.
120. Сырицын Т.А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов / Т.А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1990. – 248 с.
121. Теория автоматического управления: учебник / Е.А. Санковский, А.С. Шаталов и др.; под ред. А.С. Шаталова. – М. : Высшая школа, 1977. – 448 с.
122. Теория автоматического управления: учеб. пособ. для вузов: в 2-х ч. Ч. 1. / Н.А. Бабаков, А.А. Воронов, А.А. Воронова и др.; под ред. А.А. Воронова. – М. : Высшая школа, 1977. – 303 с.
123. Тумаркин М.М. К оценке адекватности динамической модели гидропривода / М.М. Тумаркин // Известие Вузов. Машиностроение. – 1990. – № 5. – С. 65–68.
124. Унифицированные пружины сжатия: справочник / И.Ф. Прохоренко, Н.Г. Гавриленко и др. – М. : Металлургия, 1982. – 646 с.
125. Финкельштейн З.Л. Эксплуатация гидравлического оборудования / З.Л. Финкельштейн. – Алчевск: ДонДТУ, 2008. – 123 с.
126. Фирма «M. REXROTH». Пропорциональная техника и техника сервоклапанов. Учебный курс гидравлики. Том 2. RSU 00303/10.86.

127. Фомичев В.Д. Проектирование характеристик золотниковых распределителей в области «нуля» [Электронный ресурс] / В.Д. Фомичев // Гидравлика и Пневматика. – 2005. – № 20. – С. 49–54. – Режим доступа к журн.: <http://www.hag.ru>.

128. Фурсенко А.К. О пульсациях в аксиально-поршневых гидромашинах с торцевым распределением / А.К. Фурсенко и др. // Вестник машиностроения. – 1990. – №2. – С. 28–29.

129. Хаймович Е.М. Экспериментальное определение осевой гидродинамической силы на золотниках, работающих в режиме постоянного расхода / Е.М. Хаймович, В.В. Чкалов // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1970. – Вып. 6. – С. 5–9.

130. Хвингия М.В. Вибрация пружин / М.В. Хвингия. – М. : Машиностроение, 1969. – 287 с.

131. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод / В.А. Хохлов. – М. : Наука, 1964. – 231 с.

132. Цуханова Е.А. Динамический синтез дроссельных устройств гидропривода / Е.А. Цуханова. – М. : Наука, 1978. – 254 с.

133. Чепуренко В.Г. Вычисление погрешностей измерений / В.Г. Чепуренко, В.Г. Нижник, Н.И. Соколова. – К. : Вища школа, 1978. – 37 с.

134. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В.П. Шорин. – М. : Машиностроение, 1980. – 156 с.

135. Электрогидравлические следящие системы / В.А. Хохлов, В.Н. Прокофьев, Н.А. Борисова и др.; под ред. В.А. Хохлова. – М. : Машиностроение, 1971. – 431 с.

136. Яковлев А.І. Соціально-економічна ефективність за умов ринку: навч. посіб. / А.І. Яковлев. – К. : ІСДО, 1994. – 228 с.

137. Andrenko P.N. Model matematyczny interferencyjnego przemiennika pulsacji ciśnienia w układach hydraulicznych / P.N. Andrenko // Hydraulika i Pneumatyka. – 2001. – № 3. – S. 25–27.

138. Hydraulics Product Catalog With Preferred & Spotlight Delivery Programs Section. Bosch Rexroth Corporation Industrial Hydraulics: [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.boschrexroth.us.com>.

139. Kudzma Z. Zjawiska falowe w układach hydrostatycznych sterowanych proporcjonalnie / Z. Kudzma, S. Kudzma // *Hydraulika I Pneumatyka*. 6/2002. – S. 15–17.

140. Mednis W. *Laboratorium hydraulicznych napędów i ich sterowania* / W. Mednis. – Warszawa: OWPW, 1996. – 52 s.

141. Mednis W. *Hydrauliczne napędy i ich sterowania* / W. Mednis. – Warszawa: OWPW, 1999. – 93 s.

Наукове видання

АНДРЕНКО Павло Миколайович  
ГРЕЧКА Ірина Павлівна  
СВИНАРЕНКО Максим Сергійович

ПРОЕКТУВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТІВ ОБЕРТАННЯ  
Монографія

Роботу до видання рекомендував проф. Г.А. Крутіков

Редактор О.В. Козюк

План 2013 р., поз. 25  
Підп. до друку 14.06.13. Формат 60x84 1/16. Папір офсет.  
Офс. друк. Ум. друк. арк. 6,7. Наклад 300 прим.  
Ціна договірна

---

Видавництво “НТМТ”.

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 1748 від 15.04.2004 р.  
61072, Харків, пр. Леніна, 58 к. 106. Тел. 763-03-80, 763-03-72

---

Віддруковано в друкарні ТОВ «ЦИФРА принт»  
на цифровому лазерному комплексі Xerox DocuTech 6135.  
Адреса: м. Харків, вул. Культури, 22-Б