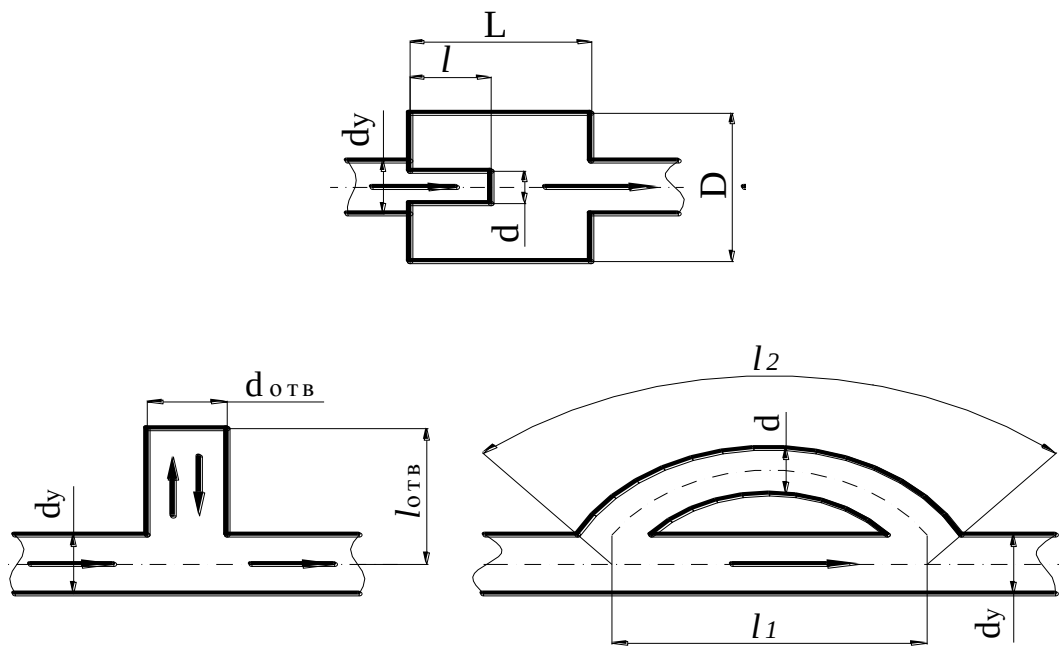


П.М. АНДРЕНКО
О.В. ДМИТРИЄНКО
М.С. СВИНАРЕНКО

ГІДРАВЛІЧНІ ПАСИВНІ ГАСИТЕЛІ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ



Харків 2016

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА ТА АРХІТЕКТУРИ

П.М. АНДРЕНКО

О.В. ДМИТРІЄНКО

М.С. СВИНАРЕНКО

ГІДРАВЛІЧНІ ПАСИВНІ ГАСИТЕЛІ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Харків

2016

УДК 621.646.94

ББК 34.447

А 65

Рецензенти:

Г.Й. Зайончковський, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри гідрогазових систем, НАУ;

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

Рекомендовано вченою радою Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», протокол № 7 від 03. 07. 2015 р.

Андренко П. М.

А65 Гідравлічні пасивні гасителі пульсацій тиску : монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свинаренко. – Х. : Видавництво ФОП Панов, 2016. – 147 с.

ISBN 978-617-7293-46-9

У монографії наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень щодо проектування гасителів пульсацій тиску рідини для об'ємних гідроагрегатів. Особливу увагу приділено розробці математичних моделей їх робочих процесів, встановленню впливу конструктивних параметрів гасителя та робочих параметрів гідроагрегату, характеристик робочої рідини на коефіцієнт гасіння. Розглянуто питання оптимізації параметрів гасителя, надійності та економічної ефективності застосування гасителів у гідроагрегатах.

Для наукових працівників, інженерів, аспірантів та студентів.

Іл. 61. Табл. 23. Бібліогр. 151 назв.

УДК 621.646.94

ББК 34.447

ISBN 978-617-7293-46-9

© Андренко П.М., Дмитрієнко О.В.,
Свинаренко М.С., 2016

© Видавництво ФОП Панов, 2016

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	6
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1. ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ.....	11
1.1. Причини виникнення пульсацій витрати та тиску в гідроагрегаті.....	11
1.2. Пульсації тиску та їх зв'язок з рівнем шуму.....	17
1.3. Конструктивні та схемні рішення гасителів пульсацій тиску.....	17
1.3.1. Вимоги до гасителів пульсацій тиску при їх проектуванні.....	23
1.3.2. Схемні рішення пасивних гасителів пульсацій тиску	24
1.3.3. Гасителі пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.....	25
1.4. Методи розрахунку робочих процесів у гасителях пульсацій тиску	27
РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ГАСИТЕЛЯХ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ.....	31
2.1. Властивості робочої рідини.....	31
2.2. Математичні моделі структурних елементів гасителів пульсацій тиску	34
2.2.1. Математичні моделі трубопроводів та каналів.....	34
2.2.2. Дроселі.....	39
2.2.3. Сопло	40
2.2.4. Гідравлічна камера	41
2.2.5. Проточна камера	42
2.2.6. Проточна камера з сільфоном	43
2.2.7. Пружні елементи.....	44
2.3. Математичні моделі робочого процесу гасителів пульсацій тиску.....	52
2.3.1. Математична модель робочого процесу однокамерного гасителя пульсацій тиску.....	52
2.3.2. Математична модель робочого процесу інтерференційного гасителя пульсацій тиску.....	53
2.3.3. Математичні моделі робочого процесу гасителя	

пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.....	55
2.3.4. Математична модель робочого процесу удосконаленого гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів	58
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ГАСИТЕЛЯХ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ.....	61
3.1. Визначення частотного діапазону ефективного застосування пасивних гасителів пульсацій тиску.....	61
3.2. Дослідження робочого процесу в гасителі пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів у складі об'ємного гідроагрегата.....	66
3.2.1. Математичне моделювання течії робочої рідини у гасителі пульсацій тиску.....	67
3.2.2. Дослідження робочого процесу в гасителі пульсацій тиску.....	70
3.2.3. Визначення впливу конструктивних параметрів на коефіцієнт гасіння гасителя пульсацій тиску.....	77
3.2.4. Дослідження впливу форми пульсацій тиску в гідроагрегаті на коефіцієнт гасіння гасителя пульсацій тиску.....	81
3.2.5. Встановлення критеріїв ефективності гасителя пульсацій тиску.....	83
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГАСИТЕЛІВ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ.....	85
4. 1. Методика проведення експерименту.....	85
4.2. Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура.....	87
4.3. Оцінка достовірності отриманих результатів.....	87
4.4. Дослідження пасивних гасителів пульсацій тиску.....	89
4.5. Дослідження гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.....	93
4.6. Дослідження шумових характеристик гідроагрегату з гасителем пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів.....	103
РОЗДІЛ 5. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ГАСИТЕЛЯ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ У СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТА.....	106

5.1. Методика розрахунку і проектування гасителів пульсацій тиску у складі гідроагрегата.....	106
5.2. Багатокритеріальна оптимізації параметрів гасителя пульсацій тиску.....	110
5.3. Надійність та економічна ефективність гасителів пульсацій тиску.....	114
5.3.1. Оцінка економічної ефективності гасителя пульсацій тиску.....	118
5.3.2. Економічна оцінка надійності гасителів пульсацій тиску при їх розробці та експлуатації.....	123
5.3.3. Склад економічних збитків при експлуатації гасителя пульсацій тиску в гідроагрегаті стенда для випробувань гідроапаратів.....	125
ВИСНОВКИ.....	128
ДОДАТОК.....	130
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	135

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Лінійні виміри, площі та кути

A – площа прохідного перетину, м

$A_{\text{др}}$ – площа прохідного перерізу дроселя, м

A_i – площа i -го трубопроводу (каналу), м²

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

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

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

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

Тиск

p – тиск, МПа

$p_{\text{ж}}$ – тиск живлення, МПа

$p_{\text{з}}$ – тиск зливу, МПа

$p_{\text{пар}}$ – тиск насичених парів робочої рідини, МПа

p_i – тиск у i -тій камері, МПа

Δp – перепад тиску, МПа

Швидкість, витрати та потужність

c – швидкість звуку в робочій рідині, м/с

g – прискорення сили тяжіння

q і $q_{\text{т}}$ – відповідно дійсна і теоретична витрати, м³/с

$q_{\text{др}}$ – витрата через дросель, м³/с

$q_{\text{ст0}}$ – витрата стискування, м³/с

q_{max} і q_{min} – відповідно максимальне і мінімальне значення сумарної миттєвої подачі, м³/с

T – період, с

t – час, с

v – швидкість течії робочої рідини, м/с

$v_i(x, t)$ – середня швидкість потоку в i -тій трубі, м/с

f – частота, Гц

$\omega = 2\pi f$ – кругова частота, с⁻¹

P – потужність, Вт

n – частота обертання, с^{-1}

Характеристики робочої рідини

$\mu_{\text{с}}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, $\text{Па} \cdot \text{с}$

$\nu_{t\text{с}}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, $\text{м}^2/\text{с}$

$\rho_{\text{р0}}$ і $\rho_{\text{г0}}$ – густина рідини і газової складової за нормальних умов відповідно, $\text{кг}/\text{м}^3$

$\rho_{\text{с}}$ – густина робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$

$E_{\text{р}}$ – модуль об'ємної пружності робочої рідини, МПа

$E_{\text{с}}$ – модуль об'ємної пружності робочої рідини з урахуванням вмісту нерозчиненого повітря, МПа

$E_{\text{прс}}(t)$ – приведений модуль пружності робочої рідини, МПа

Коефіцієнти

$c_{\text{гд}}$ – коефіцієнт жорсткості гідродинамічної пружини, $\text{кг}/\text{с}^2$

$k_{\text{г}}$ – коефіцієнт гасіння

$\text{Re}_{\text{к}}$ – коефіцієнт корекції

$\mu_{\text{др}}(\text{Re}_{\text{др}})$ – коефіцієнт витрати дроселя залежно від числа $\text{Re}_{\text{др}}$

$\mu_{\text{с}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати сопла залежно від числа Re

Параметри гасителів пульсацій тиску

$A_{\text{с}}$ – ефективна площа сильфона

$d_{\text{к}}$ – діаметр гідравлічної камери, м

$d_{\text{с}}$ – середній діаметр сильфона, м

d_i і l_i – діаметр і довжина i -ї камери (каналу) відповідно, м

$l_{\text{с}}$ – довжина сильфона, м

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

$c_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини, $\text{Н}/\text{м}$

$c_{\text{с}\Sigma}$ – жорсткість сильфона за тиском, $\text{Н}/\text{м}$

i – кількість елементів

q_i і p_i – витрата і тиск в i -й камері гасителя пульсацій тиску відповідно, м³/с і МПа;

r_i – радіус перерізу i -го каналу, м

V_i – об'єм i -ї камери, м³

$L_i(t)$ – індуктивний опір i -го каналу, кг/м⁴

$R_i(t)$ – активний опір i -го каналу, кг/с · м⁴

$C_i(t)$ – ємність i -го каналу, с² · м⁴/кг

Критерії

Re – число Рейнольдса

Re_{др} – число Рейнольдса дроселя

$Re_m = \frac{\nu \cdot d_\Gamma}{\nu_t}$ – число Рейнольдса, що обчислюється за миттєвим значенням швидкості ν

Скорочення

ГА – гідроагрегат

ГПТ – гаситель пульсацій тиску

РР – робоча рідина

ВСТУП

Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та ГА, енергозбереженням, поліпшенням умов праці. До їх робочих і експлуатаційних характеристик ставляться досить жорсткі вимоги з підвищення технічного рівня. Стосовно об'ємних ГА, які найбільш повно задовольняють вимогам ощадливої витрати матеріалів і енергоресурсів та забезпечують високі показники ККД і надійності, є зменшення шуму та вібрації, значення яких регламентовано відповідними ДСТУ. Сьогодні існує два шляхи вирішення цієї важливої проблеми. Перший – це зменшення пульсацій тиску РР на виході з об'ємної гідромашини, які виникають внаслідок нерівномірної подачі та опору гідравлічної системи, за рахунок удосконалення конструкції її розподільного вузла чи шляхом вибору раціональних параметрів ГА та розміщення його елементів. Другий – застосування гідравлічних ГПТ, що, на нашу думку, є найбільш перспективним, оскільки технологічні можливості удосконалення конструкцій об'ємних гідромашин багато в чому вже вичерпані.

Встановлено, що зменшення пульсацій тиску РР не тільки забезпечує надійність роботи окремих елементів і ГА в цілому, а в окремих випадках є необхідною умовою функціонування ГА. Пульсації тиску РР у ГА є основним видом руйнування трубопроводів. Їх зменшення допускає зниження запасів міцності трубопроводів, а отже, і їх маси. Крім того пульсації тиску РР є однією з причин розгерметизації з'єднань, вони зменшують надійність об'ємних ГА внаслідок впливу на їх чутливі елементи та виконавчі механізми, викликають незатухаючі коливання клапанів, дроселюючих гідророзподільників, сервомеханізмів, що є одним із факторів, який впливає на стійкість роботи ГА.

Серед проблем, які повинні бути вирішені при проектуванні ГПТ, особливе місце займає питання правильного вибору параметрів пружних

елементів, застосування яких дозволяє підвищити їх коефіцієнт гасіння та забезпечити автоматичне підстроювання до змінних параметрів ГА. Високі динамічні навантаження таких елементів викликають необхідність врахування різносторонніх динамічних факторів, що, в свою чергу, приводить до необхідності уточнення деяких їх конструктивних параметрів, розрахованих за допомогою існуючих інженерних методик. Тому існуючі методики їх проектування, в разі їх застосування для проектування ГПТ, повинні бути доповнені аналізом коливальних явищ, які суттєво впливають на точність відтворення ними заданих функцій, та її утомлену міцність. Крім того, при роботі пружних елементів в ГПТ відбувається зміна об'єму їх проточних порожнин, яку необхідно враховувати при математичному описі робочих процесів, що відбуваються в них. До пружних елементів, що використовуються в ГПТ, відносяться сільфони, пружини і мембрани.

Застосування ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів дозволяє підстроюватися до зміни тиску та витрати у ГА викликане спрацюванням виконавчих механізмів, що робить їх застосування більш ефективним. При проектуванні ГПТ актуальним завданням є визначення раціональних конструктивних параметрів які забезпечують ефективне гасіння пульсацій тиску при незначних втратах тиску в них та малих масогабаритних показниках, встановленню впливу конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння.

Слід зазначити, що існуючі методи розрахунку та проектування ГПТ не враховують: нестационарність гідромеханічних процесів; що відбувається в них; характеристик РР та пружних елементів, що змінюються в процесі їх функціонування; ряд інших важливих факторів, які підвищують точність математичних моделей робочого процесу, що відбуваються в них та ГА. На сьогодні відсутні такі конструкції ГПТ, які могли б у широкому діапазоні автоматично підстроюватися під зміну до пульсацій тиску в ГА. Тому розробка та дослідження ГПТ для об'ємних ГА, удосконалення їх конструкцій, створення науково обґрунтованих методів їх розрахунку та проектування становить складову важливої наукової проблеми, що має також не меншу практичну значимість.

Автори висловлюють щире подяку докторам технічних наук, професорам Г.Й. Зайончковському, З.Я. Лур'є за ряд цінних зауважень, зроблених під час рецензування рукопису.

РОЗДІЛ 1. ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ ГПТ

1.1. Причини виникнення пульсацій витрати та тиску в ГА

Основною причиною пульсації тиску РР у ГА є пульсації, обумовлені нерівномірністю подачі об'ємного насоса та опору гідравлічної системи. Важливе значення у виникненні збудження пульсації РР мають гідродинамічні перехідні процеси в гідроапаратах, які обумовлені спрацюванням запірно-регулюючих елементів та їх коливанням під дією змінних гідродинамічних сил, що виникають внаслідок дії пульсуючого потоку РР на виході з об'ємного насоса. Крім того, пульсація РР може бути викликана внаслідок кавітаційних та турбулентних явищ, які можуть мати місце у проточній частині насосів, трубопроводів, гідроапаратів, а також коливаннями рухомих механічних частин як елементів насоса, так й інших елементів ГА [74, 150].

Нерівномірність подачі є однією з важливих характеристик насосів. Подача насоса є сумою подач його робочих камер, зміна об'ємів яких в функції кута обертання вала нестала. Зміна подачі, обумовлена зміною об'ємів камер, не залежить від тиску нагнітання та визначається коефіцієнтом нерівномірності подачі [93]

$$\delta_{т.н} = (q_{\max} - q_{\min}) / q_{т.сер}, \quad (1.1)$$

де $q_{т.сер}$ – середня теоретична витрата на виході з насоса.

При роботі насоса під тиском фактична нерівномірність його подачі значно перевищує величину $\delta_{т.н}$, що обумовлено стисканням робочої рідини, яка міститься в камерах насоса, при її переносі з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Внаслідок стискання РР до об'єму, що відповідає тиску нагнітання, з напірної магістралі в камеру потрапляє потік РР, який викликає додаткову нерівномірність подачі $\delta_{с.н}$. Значення $\delta_{с.н}$ розраховується за залежністю, аналогічною (1), однак, на відміну від $\delta_{т.н}$, суттєво залежить від тиску нагнітання.

Загальний коефіцієнт нерівномірності подачі δ_n визначається за залежністю [93]

$$\delta_n \approx \delta_{т.н} + \delta_{с.н}.$$

Для більшості об'ємних насосів аналітичні залежності для визначення $\delta_{т.н}$ наведені у літературних джерелах. Так, за даними роботи [93] для аксіально-поршневих насосів теоретичний коефіцієнт нерівномірності подачі

$\delta_{т.н}$: при непарній кількості поршнів $\delta_{т.н} \approx 1,25/z^2$; при парній кількості поршнів $\delta_{т.н} \approx 5/z^2$, де z – кількість поршнів. При $z = 3$, $\delta_{т.н} = 0,139$, при $z = 4$, $\delta_{т.н} = 0,3125$ [93]. Теоретичний коефіцієнт нерівномірності подачі шестеренного насоса визначається за формулою [93]

$$\delta_{т.н} = 2,17/(z + 1,276),$$

де z – кількість зубців.

Для шестеренного насоса $\delta_{т.н}$ суттєво залежить від кількості зубців і за даними роботи [44] при $z = 5$ $\delta_{т.н} = 0,4$ та при $z = 20$ $\delta_{т.н} = 0,1$.

Коефіцієнт нерівномірності подачі пластинчатого насоса знаходять за залежністю [34]

$$\delta_n \approx b \frac{d p_{вих}}{d \varphi(t)} / E_c,$$

де b – ширина ротора; $p_{вих}$ – тиск на виході з насоса; $\varphi(t)$ – кут повороту ротора насоса.

За даними з роботи [34] коефіцієнт нерівномірності подачі пластинчатого насоса суттєво залежить від тиску нагнітання та знаходиться в межах 0,015 ... 0,09. Причому меншим значенням тиску відповідають менші значення δ_n .

У більшості робіт, присвячених проектуванню гвинтових насосів, теоретичний коефіцієнт нерівномірності подачі приймають рівним нулю $\delta_{т.н} = 0$ та вважають нерівномірність подачі обумовлену стискуванням РР в його робочому об'ємі. Коефіцієнт нерівномірності подачі гвинтових насосів δ_n знаходиться в межах 0,06 ... 0,007 [35].

Під пульсацією тиску Δp розуміємо перепад між максимальним і мінімальним миттєвим тиском у порожнині нагнітання насоса $\Delta p = p_{max} - p_{min}$, викликаний зміною витрати q_{max} і q_{min} . Якщо коливання РР рівні за величиною або кратні власній частоті коливань, яка змінюється разом зі зміною навантаження ГА, то відбувається підсилення амплітуди пульсації [144]. Треба, однак, зауважити, що гідравлічна система має властивості фільтра коливань [96], тому при виникненні періодичних коливань усі вищі гармоніки придушуються лінійною частиною фільтра [90, 150]. Зазначимо, що перша гармоніка коливань витрати та тиску РР обумовлена нерівномірністю подачі об'ємного насоса і є домінуючою для більшості об'ємних насосів [32, 73, 85].

Розглянемо пульсацію витрати РР, маючи на увазі її зв'язок з тиском

через конструктивні параметри, на прикладі шестеренного насоса, рис. 1.1. Зазначимо, що дійсне значення подачі насоса зазвичай визначають методом, оснований на середній статистичній зміні подачі групи однотипних насосів. Теоретична нерівномірність витрати шестеренного насоса $\delta_{тн}$, визначена через його геометричні параметри, (рис. 1.2) має пульсуючий характер та визначається за залежністю [44]

$$\delta_{тн} = \frac{t^2/4}{r_r^2 - r^2 - t^2/12}, \quad (1.2)$$

де t – основний крок; r_r – радіус виступів; r – радіус початкового кола.

Треба зауважити, що фактична нерівномірність витрати РР значно перевищує її значення, розраховане за формулою (1.2), що обумовлено стисканням РР [93] та конструктивними особливостями насоса (рис. 1.3). Вона зазвичай визначається дослідним шляхом. Коливання витрати РР на виході з насоса внаслідок опору потоку рідини у ГА викликають відповідні цим коливанням пульсації тиску, частота яких визначається за залежністю

$$f = \omega z, \quad (1.3)$$

де ω – частота обертання вала насоса; z – кількість робочих органів насоса.

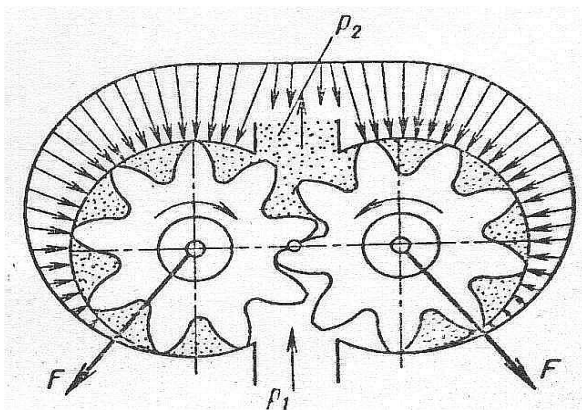


Рис. 1.1. Схема робочого процесу шестеренного насоса: переміщення РР шестернями та епюра розподілу тиску

Зауважимо, що в деяких випадках треба брати подвійне значення частоти, визначеної за формулою (1.3), яке відповідає урахуванню частоти тактів всмоктування та нагнітання насоса. Частота вимушених коливань визначена за формулою (1.3) є основною. Її значення для різних типів насосів наведені у додатку А та знаходяться в межах від 6 до 1000 Гц. Там же наведені дані стосовно пульсацій тиску РР, амплітуда яких залежить від типу насоса, а також рівня тиску на його виході та для більшості об'ємних насосів становить 3 – 5 % від величини останнього.

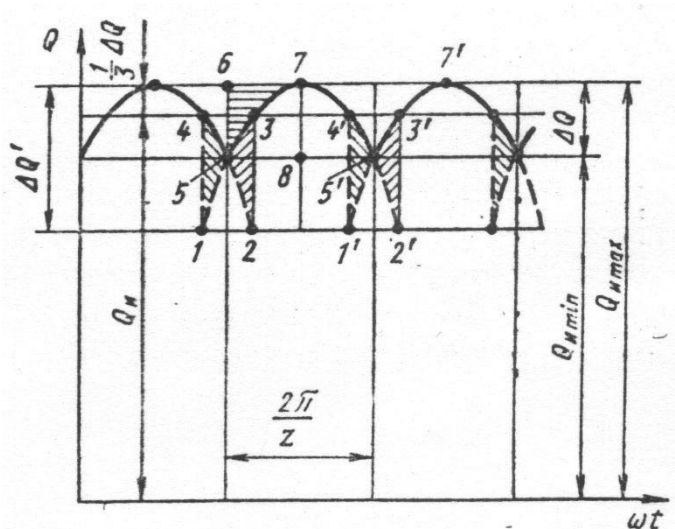


Рис. 1.2. Залежність ідеальної витрати шестеренного насоса від кута повороту

Для аналізу форми пульсацій тиску РР шестеренного насоса користувалися їх розкладом у ряд Фур'є, амплітуда i -ї гармоніки якого має вигляд [93]

$$A_i = \frac{a T}{\pi^2 i^4} \left[3(i^2 \pi^2 - 2) \cos i\pi + (i^2 \pi^2 - 6) \sin i\pi + 6 \right], \quad (1.4)$$

де i – порядковий номер гармоніки; T – період функції, що описує пульсації тиску;

$$a = C_0 E_{\text{см}} / V,$$

де V – об'єм магістралі живлення, який складається з половини витрати насоса за один оберт, об'єму трубопроводу цієї магістралі, половини об'єму гідравлічного циліндра; C_0 – геометрична постійна насоса [93]

$$C_0 = 2 r_0^2 z b \omega,$$

де r_0 – радіус основної розгортки кола; z – кількість зубців шестерні; b – ширина шестерні; ω – кутова швидкість приводного валу насоса.

Порівняння гармонік пульсацій тиску РР, проведене за формулою (1.4), показало, що вищі гармоніки пульсацій на порядок менше 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 значення амплітуди [87]. Або розглядати спрощену форму такого імпульсу, вважаючи,

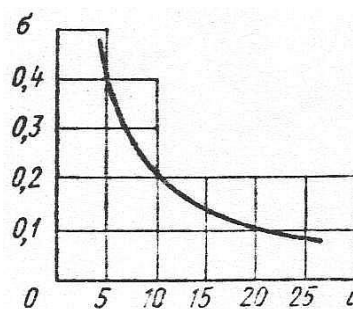


Рис. 1.3. Залежність нерівномірності витрати шестеренного насоса від кількості зубців

що вона передає 95 % всієї енергії [87]. Енергію сигналу, знаючи його частотний спектр, знаходять за формулою Релея [128]

$$\int_{-\infty}^{\infty} [x(t)]^2 dt = \frac{1}{\pi_0} \int_0^{\infty} |X(j\omega)|^2 d\omega, \quad (1.5)$$

де $x(t)$ і $X(j\omega)$ – відповідно гармонічний (періодичний) сигнал і його подання у частотній області; j – уявна одиниця; ω – частота.

Аналіз залежності (1.5) показує, що енергія, яка передається сигналом, розподіляється за частотами пропорційно квадратам амплітуд частотного спектра. Причому дійсний періодичний сигнал може бути поданий у вигляді дискретного спектра гармонічних складових [128]

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} X(jk\omega_0) e^{jk\omega_0 t},$$

де $X(jk\omega_0) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} x(t) e^{-jk\omega_0 t} dt$; $\omega_0 = \frac{2\pi}{T}$; T – період сигналу; $k = 1, 2, \dots$

На основі гармонічного аналізу осцилограми пульсацій тиску на виході з пластинчатого насоса подвійної дії НПЛ-40/63, отриманої нами експериментальним шляхом [8], функцію, що описує пульсацію тиску, подавали у вигляді

$$f(x) = -\frac{104}{\pi^2} \cos\left(\frac{\pi x}{2}\right) - \frac{104}{9\pi^2} \cos\left(\frac{3\pi x}{2}\right) - \frac{104}{25\pi^2} \cos\left(\frac{5\pi x}{2}\right) - \dots \quad (1.6)$$

Розрахунками, проведеними за формулою (1.6), встановлено, що амплітуда першої гармоніки на порядок більша за амплітуди третьої і п'ятої гармонік. Таким чином, функцію, що описує пульсацію тиску РР на виході пластинчатого насоса подвійної дії, з достатньою для практичних розрахунків точністю можна розглядати як моногармонічну. Похибка від такої заміни не буде перевищувати 8 ... 10 % [42].

Проведений нами аналіз експериментально отриманих осцилограм пульсацій тиску РР на виході об'ємних насосів та розклад їх спектра частот, наведених у роботах [74, 106, 143, 149], рис. 1.4, 1.5, дозволив установити, що з достатньою для практичних розрахунків точністю закон зміни пульсацій тиску РР може бути прийнятим моногармонічним, частота якого дорівнює частоті тактів нагнітання чи тактів усмоктування насоса, а амплітуда пульсацій становить 3 ... 5 % тиску на виході з насоса. Таким чином, методами гармонічного аналізу, аналізу імпульсного ряду негармонійних коливань, аналізу експериментально отриманих осцилограм пульсацій тиску РР доведено, що закон їх зміни можна вважати моногармонічним.

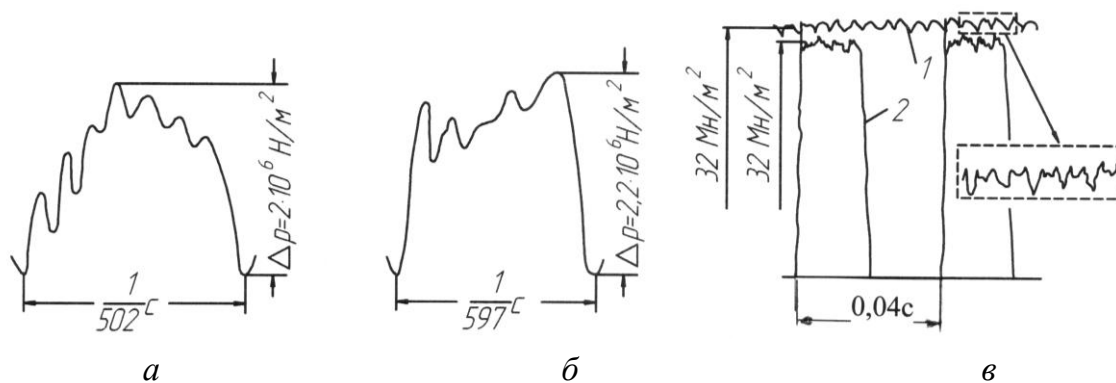


Рис. 1.4. Осцилограми пульсації тиску РР: *а, б* – на виході насосних станцій літака: *а* – $p = 18$ МПа, $q = 4,66 \times 10^4$ м³/с, $n = 55,83$ об/с; *б* – $p = 10$ МПа, $q = 2,83 \times 10^4$ м³/с, $n = 66,5$ об/с [74]; *в* – насоса типу НА...ОАО «Гідропривод» $p = 32$ МПа, $q = 20 \times 10^{-4}$ м³/с, $n = 25$ об/с: 1 – у підпоршневих камерах, 2 – у магістралі нагнітання [106]

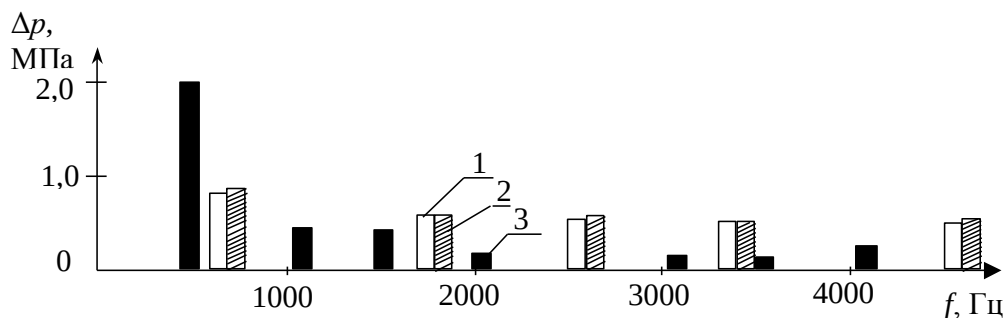


Рис. 1.5. Спектри складових частот та відповідні їм амплітуди пульсацій тиску РР: 1 – на виході насосної станції літака (для рис. 2.4, *а*) [74]; 2, 3 – на виході шестеренного насоса [147]

Зауважимо також, що за допомогою накладення (суперпозиції) простих синусоїд з різними частотами можна отримати складну гармонічну функцію [31]. Отже, і з цієї точки зору прийняття закону зміни пульсацій тиску РР моногармонічним, розрахованим, виходячи з рівності енергії імпульсів реального насоса і модульованих гармонічних впливів, є цілком виправданим.

1.2. Пульсації тиску та їх зв'язок з рівнем шуму

У загальному випадку пульсації витрати і тиску в ГА є неконтрольованими параметрами, а отже, виходячи з умови міцності, їх рівень повинен бути обмежений, що було враховано у методиках розрахунку на міцність елементів та систем ГА, наведених в роботах [1, 133]. З іншого боку, пульсації тиску РР є однією з причин виникнення шуму і вібрації гідрофікованих машин та обладнання, гранично допустимий рівень яких

обмежено відповідними ДСТУ [50, 51, 53]. Зазвичай для оцінки рівня шуму замість амплітуди пульсацій тиску та витрати використовують рівень інтенсивності звуку L_y , який визначають із залежності [106]:

$$L_y = 20 \lg p/p_0,$$

де p – величина звукового тиску; p_0 – граничне значення звукового тиску.

При цьому за нульовий рівень інтенсивності вибрано мінімальний рівень, який сприймається вухом людини ($p_0 = 10^{-12} \text{ Вт/м}^2$). Інтенсивність такого звуку прийнята за 0 дБ. Зауважимо, що рівень шуму ГА є показником комплексним, оскільки включає не тільки рівень шуму, викликаний РР, але і механічною та електричною частинами ГА, а також може бути використаний при його діагностуванні. Отже, зниження рівня пульсацій РР в ГА не тільки підвищує його технічний рівень та конкурентоспроможність, але і покращує умови праці. Зазначимо, що розв'язанню цієї проблеми присвячено ряд робіт, виконаних в НДІ Гідропривід [106, 123], іншими дослідниками [138, 147, 149], в тому числі і безпосередньо авторами [14, 15, 23].

1.3. Конструктивні та схемні рішення ГПТ

В об'ємних ГА широке застосування знайшли ПГТ, табл. 1.1 [17, 138], тобто такі, у яких підведення енергії зовні відсутнє. У загальному випадку їх можна поділити на чотири великі групи: ємнісні, інерційні, інтерференційні та комбіновані, які являють їх сполучення. У ємнісних ГПТ гасіння пульсацій тиску відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступне її повернення до магістралі. В інерційних ГПТ – за рахунок створення гідравлічного опору потоку РР. Принцип дії інтерференційних ГПТ базується на інтерференції хвиль тиску. Конструкція таких ГПТ являє собою з'єднання відрізків трубопроводів, опорів, пружних перегородок та ємностей.

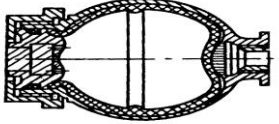
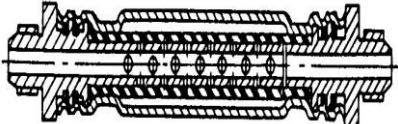
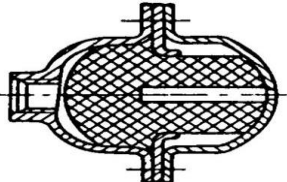
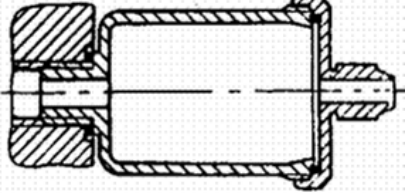
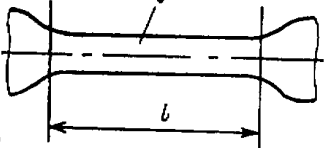
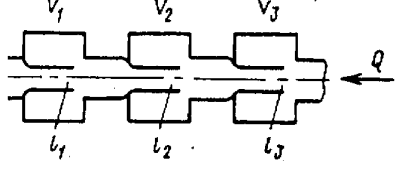
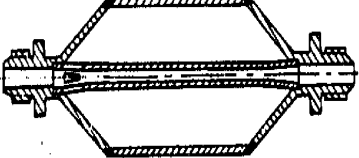
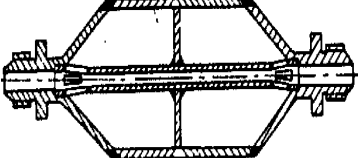
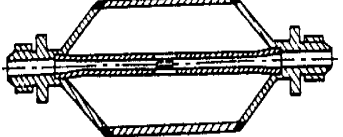
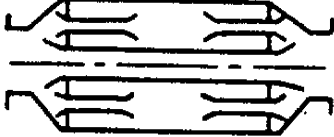
При робочому процесі в ГПТ відбувається розсіювання енергії коливань за рахунок в'язкого або внутрішнього тертя та створення перешкоди проходженню коливань певних частот від джерела коливань (насоса) до трубопровідної мережі.

Велику групу ГПТ становлять ГПТ ємнісного типу – газорідинні акумулятори (тип І). Гасіння пульсацій тиску в них відбувається за рахунок накопичення енергії у ємності та наступного її повернення до магістралі. Вони знайшли широке застосування в ГА для гасіння низькочастотних коливань та захисту від гідравлічного удару. Недоліком газорідинних акумуляторів є малий ресурс еластичного елемента розділення та відсутність підстроювання до

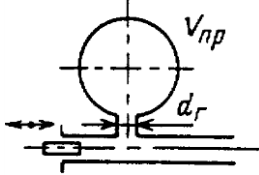
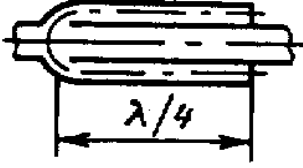
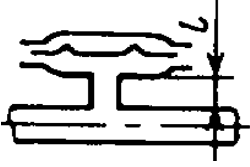
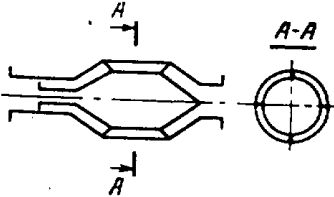
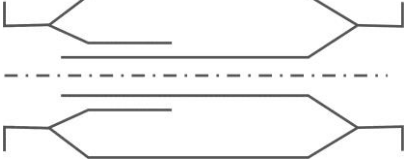
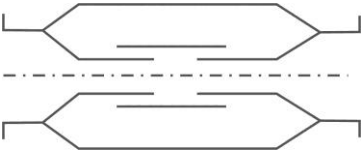
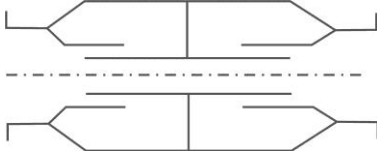
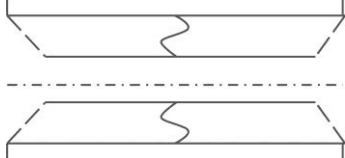
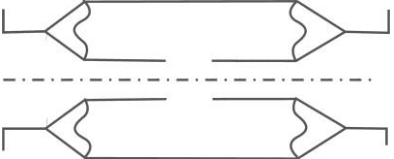
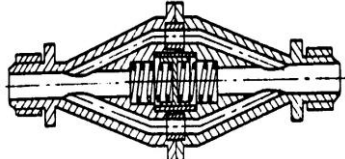
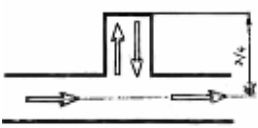
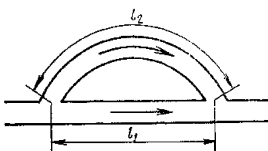
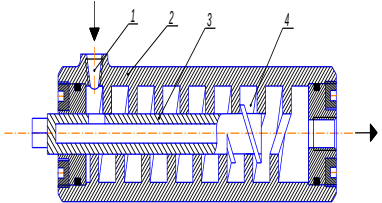
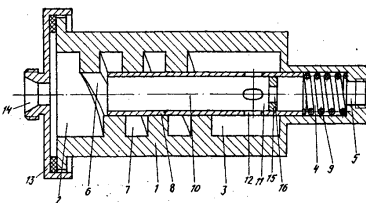
змінних параметрів ГА. Більший ресурс мають кільцеві ГПТ, тип II, де елемент еластичного розділення опирається на перфоровану трубу з отворами, а також ємнісні ГПТ, в порожнинах яких розміщені пружні податливі елементи, тип III, які, крім того, мають малі габарити. Зазначимо, що підвищити коефіцієнт гасіння ємнісних ГПТ можна шляхом профілювання їх проточних порожнин [134].

При частотах коливань більше ніж 200 Гц доцільно використовувати ємнісні ГПТ без елемента еластичного розділення, тип IV. ГПТ ємнісного типу доцільно використовувати в ГА з джерелом змінної витрати, тобто з джерелами пульсації на виході яких мало залежить від характеристики гідравлічної мережі. При цьому ГПТ необхідно розміщувати безпосередньо біля з насосом – джерелом пульсації витрати.

Таблиця 1.1 – Конструктивні та схемні рішення ГПТ

 I	 II
 III	 IV
 V	 VI
 VII	 VIII
 IX	 X

Продовження табл. 1.1

 XI	 XII
 XIII	 XIV
 XV	 XVI
 XVII	 XVIII
 XIX	 XX
 XXI	 XXII
 XXIII	 XXIV
 XXV	 XXVI

У ГА з джерелами зі змінним тиском, які забезпечують відносну незалежність амплітуди пульсацій тиску від характеристики гідравлічної мережі, більш доцільно використовувати ГПТ з інерційними властивостями, тип V. Величина інерційного опору такого ГПТ при фіксованій частоті коливань РР прямо пропорційна довжині і зворотно пропорційна площі поперечного перерізу відрізка l . Зазначимо, що такі ГПТ мають значний гідравлічний опір та не забезпечують у широкому діапазоні підстроювання до змінних параметрів ГА.

Виконання ГПТ комбінованими, з послідовним з'єднанням ємнісних та інерційних елементів, типи VI ... X, та описаного в роботі [110], розширює область гасіння частот, зменшує втрати тиску та габарити. Однак такі комбіновані ГПТ не забезпечують підстроювання до змінних параметрів ГА.

Широке поширення отримали ГПТ, що містять резонансні контури. Такі ГПТ забезпечують високу ефективність гасіння пульсацій тиску, мають просту конструкцію, малі габарити і масу та малий гідравлічний опір стаціонарній складовій потоку РР. Існує дві схеми резонансних контурів, які можуть бути використані як автономні ГПТ або як складові комбінованих ГПТ.

Якщо в якості пружного елемента використовується гідравлічна ємність, яка з'єднана з основною магістраллю каналами зі значним інерційним опором, тобто реалізується шунтуючий резонансний контур, відомий як резонатор Гельмгольца, тип XI. При співпаданні частоти коливання РР з власною частотою резонатора, його опір для пульсуючої складової стрімко зменшується. Гасіння коливань пульсацій РР в ГА за резонатором відбувається за рахунок "перекачування" енергії пульсуючої складової потоку РР з джерела коливань у резонатор і у зворотному напрямку. При цьому швидкість РР у вхідному патрубку резонатора стрімко зростає, що обумовлює поглинання енергії в ГА.

Максимальний надлишковий тиск $\Delta p_{p \max}$, що виникає в резонаторі, розраховується за залежністю [4]

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

де A і l_2 – відповідно площа і довжина патрубка, який з'єднує камеру з основною магістраллю; W_0 і L – відповідно об'єм і довжина камери.

Власна частота коливань у патрубка, який з'єднує камеру з основною магістраллю, або частота резонатора розраховується за залежністю [4]

$$\omega_0 = c \sqrt{A / (W_0 L)}.$$

ГПТ типу відгалуженого резонатора (інтерференційні з відгалуженням) можуть бути виконані з використанням декількох порожнин з каналами різної форми, типи XII ... XIV, XIX, XXIII. Недоліком таких ГПТ є те, що при великих частотах коливань РР у з'єднувальних трубопроводах відбувається її нагрівання та зміна пружних властивостей і, як наслідок, змінюється настроювання резонатора. Крім того, вони не забезпечують підстроювання до змінних параметрів ГА.

Більш ефективним для забезпечення гасіння пульсацій у достатньо широкому діапазоні є застосування комбінованих ГПТ типів XX ... XXII, до конструкції яких входять пружні елементи. Зменшення пульсацій тиску на виході з ГПТ досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих властивостей порожнин та інерційних властивостей коротких звужених патрубків. Пружні елементи ГПТ цих типів за рахунок підсилення акумулюючих властивостей порожнин дещо підвищують їх ефективність. Однак внаслідок постійної жорсткості пружних елементів діапазон гасіння пульсацій тиску таких ГПТ обмежений. Вони мають досить складну конструкцію, що обмежує їх використання, та не забезпечують підстроювання до змінних параметрів ГА.

У ГПТ типу XXII для підвищення ефективності гасіння пульсацій тиску й зменшення габаритів у корпусі паралельно центральній трубі вмонтовані пружні елементи. Недоліком цього гасителя є те, що гасяться тільки високочастотні пульсації, а пружні елементи внаслідок наявності сил тертя мають зону нечутливості та не забезпечують у широкому діапазоні зміну тиску в ГА автоматичного підстроювання. Крім того, він також має складну конструкцію.

Інтерференційні ГПТ з обвідним каналом – тип XXIV ... XXVII, використовуються для гасіння пульсацій у вузькому діапазоні частот. ГПТ з обвідним каналом дозволяють настроювати довжини каналів, яке проводиться вручну, тип XXV, чи автоматично, тип XXVI. Однак їх настроювання відбувається у невеликому діапазоні частот, а при автоматичному настроюванні є досить значна зона нечутливості, обумовлена силами тертя між рухомими елементами.

Настроювання довжини обвідного каналу у широкому діапазоні частот дозволяє отримати гаситель, виконаний згідно з [96]. Однак його конструкція включає електронний блок керування та датчики тиску, що робить його вартість досить високою.

1.3.1. Вимоги до ГПТ при їх проектуванні

Аналіз літературних джерел показав, що ГПТ повинні задовольняти таким вимогам:

- зменшувати амплітуду вхідних пульсацій тиску в широкому діапазоні частот;
- мати невеликий гідравлічний опір у широкому діапазоні витрат та прийнятні динамічні характеристики, що виключають появу резонансних явищ;
- мати легку в обслуговуванні конструкцію і малі габарити, що дозволяють легко вмонтувати його в існуючий ГА. Забезпечувати можливість підстроювання до параметрів ГА, що змінюються в процесі його роботи;
- не забруднювати РР та забезпечувати задовільну роботу ГА в широкому діапазоні зміни її температури.

Більш повно сформульованим вимогам задовольняють ГПТ комбінованого типу, які повинні мати пружні елементи зі змінною жорсткістю, що забезпечить автоматичне його підстроювання до змінних параметрів ГА.

Враховуючи, що ГПТ розміщено на виході з насоса – джерела пульсацій витрати РР, за критерій його ефективності нами був прийнятий коефіцієнт гасіння, який враховує ступінь зменшення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР у ГА

$$k_{\Gamma} = a_{p \text{ вх}} / a_{p \text{ вих}} , \quad (1.7)$$

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

Зауважимо, що в іншому випадку, наприклад, у досить довгому трубопроводі, перед ГПТ може відбуватися часткове гасіння пульсацій РР, а також підсилення пульсацій РР за рахунок резонансу, що не враховується запропонованим критерієм. Проте цей критерій збігається з критерієм визначення ефективності пристроїв, у тому числі і гідравлічних, за методом амплітудно-частотних характеристик [28, 70, 146].

Зазначимо, що встановлення в ГА гідропневматичних акумуляторів дозволяє зменшити пульсації тиску, але, як відзначено в [93], вони можуть використовуватися тільки в системах, в яких частота пульсацій РР не перевищує 20 Гц. А у більшості ГА частота пульсацій тиску основної гармоніки – частота обертання, помножена на кількість робочих органів, перевищує це значення.

Нами запропоновано використовувати для оцінки ефективності ГПТ такі критерії [27]:

- узагальнений критерій гашення пульсацій тиску, який, крім ступеня

гашення амплітуди вхідних пульсацій тиску РР, враховує гідравлічні втрати тиску в ньому

$$K_o = k_r(1 - \Delta p_{\text{сер}} / p_{\text{вх сер}}), \quad (1.8)$$

де $\Delta p_{\text{сер}}$ і $p_{\text{вх сер}}$ – відповідно середнє за період коливання РР втрати тиску в ГПТ і тиск на його вході;

- масогабаритний критерій

$$K_{mV} = (m_{\text{тр}} V_{\text{тр}}) / (m_r V_r), \quad (1.9)$$

де $m_{\text{тр}}$ і m_r – відповідно маса трубопроводу одиничної довжини з діаметром умовного проходу ГПТ і його маса; $V_{\text{тр}}$ і V_r – відповідно об'єм трубопроводу одиничної довжини з діаметром умовного проходу ГПТ і його об'єм.

1.3.2. Схемні рішення ГПТ

Найбільш перспективними, з точки зору сформульованих вимог, є схеми ГПТ, зображені на рис. 1.6, конструктивні параметри яких наведені у додатку А.

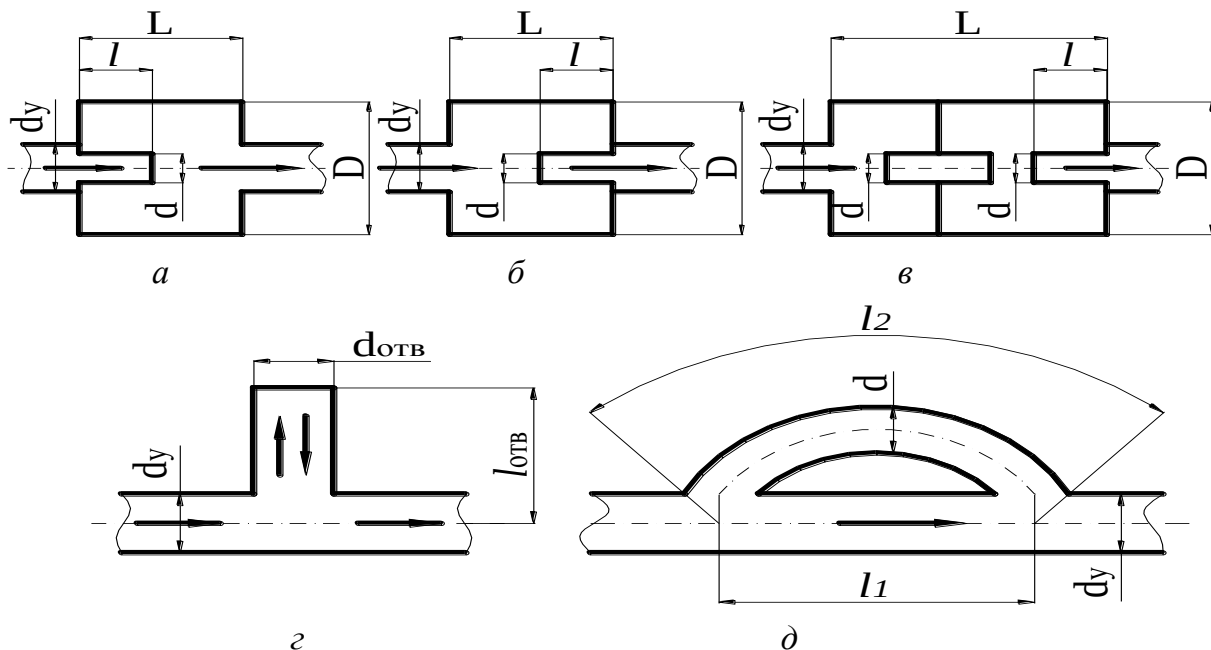


Рис. 1.6. Схеми ГПТ: а – камерний, з патрубком на вході; б – камерний, з патрубком на виході; в – двокамерний, з двома патрубками; г – інтерференційний з боковим відгалуженням; д – інтерференційний з обвідним каналом

1.3.3. ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

Для підвищення ефективності гасіння пульсацій тиску в ГА нами розроблено нову конструкцію ГПТ, рис. 1.7 [97], який працює таким чином.

Після насоса РР з частотою пульсацій тиску, кратною частоті обертання приводного електродвигуна, помноженою на кількість робочих органів насоса, подається у вхідний патрубок 2 ГПТ і далі в центральну трубу 4. Через отвори 5 центральної труби 4 РР потрапляє в проточну порожнину 9, в якій частина акустичної енергії від насоса накопичується, і потім ця ж частка енергії повертається назад до насоса, завдяки чому відбувається часткове гасіння пульсацій тиску в проточній порожнині 9.

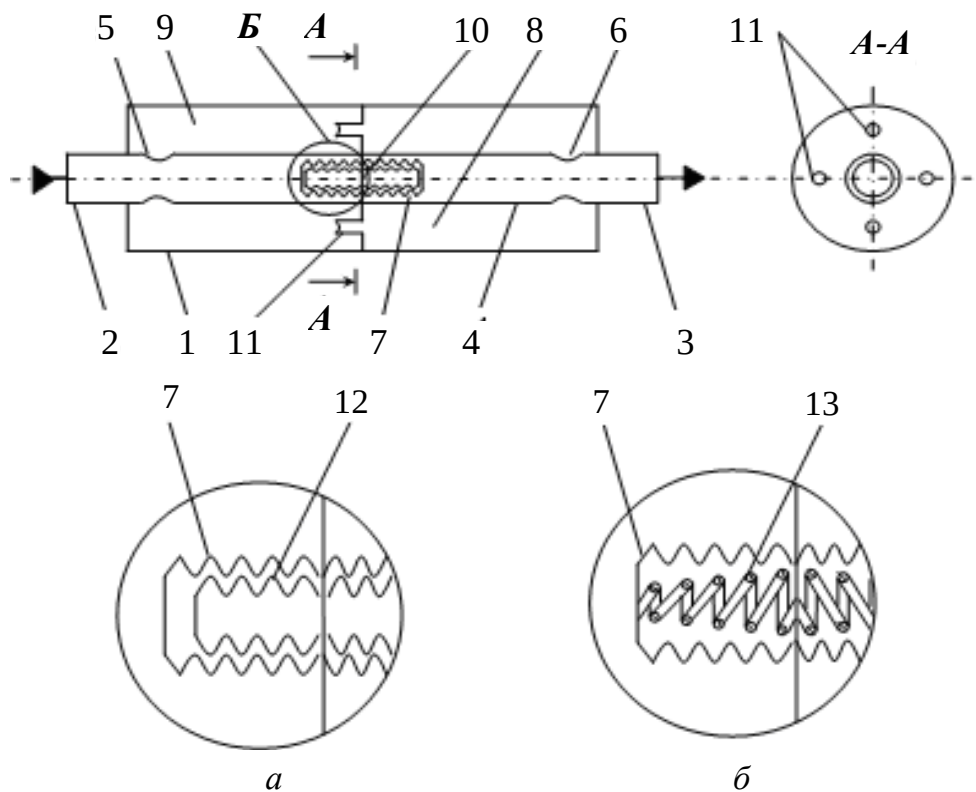


Рис. 1.7. Конструктивна схема ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів: *а, б* – приклади виконання пружних елементів в гасителі: 1 – циліндричний корпус; 2 – вхідний патрубок; 3 – вихідний патрубок; 4 – центральна труба; 5, 6 – отвори; 7 – пружні елементи; 8, 9 – проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – внутрішні патрубки; 12 – сильфон; 13 – пружина

При проходженні РР крізь короткі внутрішні патрубки 11 знову відбувається часткове гасіння пульсацій тиску, тепер за рахунок інерційного опору каналів патрубків 11. З каналів патрубків 11 РР потрапляє в проточну порожнину 8, в якій знову відбувається часткове гасіння пульсацій тиску, аналогічно як і у проточній порожнині 9. З проточної порожнини 9 РР через отвори 6, центральну трубу 4 потрапляє у вихідний патрубок 3. Таким чином, зменшення пульсацій тиску на виході з ГПТ досягається за рахунок одночасного прояву акумулюючих властивостей проточних порожнин 8 і 9 та

інерційних властивостей коротких внутрішніх патрубків 11. Крім того, при пульсуючій течії РР у проточних порожнинах 8 та 9 ГПТ, отворах 5 і 6, що їх з'єднують, та патрубках 11 виникає інерційний перепад тисків, що змінюється за періодичним законом. Під дією цього перепаду тисків коливаються пружні елементи 7, генеруючи за рахунок свого руху витрату РР, що змінюється також за періодичним законом. Порожнини, утворені центральною трубою 4 та отворами 5 і 6, разом з пружними елементами 7 є коливальним контуром, у якому змінна складова витрати РР, через центральну трубку 4 як з одного боку, так із іншого, зміщена відносно витрати, що генерується за рахунок руху пружного елемента 7, на 180° . В області частот, близьких до резонансної частоти контуру, обидві складові витрати РР стають рівними і величина змінної витрати за ГПТ дорівнює нулю, тобто він має нескінченно великий акустичний опір.

Постійна складова витрати РР з малими гідравлічними втратами проходить через отвори 5 і 6, проточні порожнини 8 і 9, патрубки 11 у вихідний патрубок 3. При зміні чи величини тиску в системі, чи амплітуди його пульсацій, що пов'язана зі зміною навантаження в ГА, яка надходить до насоса, відбувається зміна жорсткості пружного елемента 7 за рахунок його переміщення, що забезпечує автоматичне підстроювання коливального контуру (центральна труба 4 – пружний елемент 7) до змінних параметрів ГА.

Таке поєднання дозволяє розширити ефективну область гасіння пульсацій тиску РР розробленого ГПТ за рахунок з'єднання в одному корпусі фільтра низьких частот (проточна порожнина із внутрішніми патрубками) і паралельного резонансного контуру (проточна порожнина із центральною трубою, в якій установлені пружні елементи зі змінною жорсткістю), забезпечуючи автоматичне підстроювання в діапазоні високих частот до зміни тиску у ГА. В додатку А наведено креслення ГПТ та його параметри.

У ГПТ, рис. 1.7, зміна жорсткості пружних елементів відбувається за рахунок:

- розміщення один в одному двох (трьох) сильфонів, за відсутності тиску дно зовнішнього сильфона не торкається внутрішнього, жорсткість пружного елемента дорівнює жорсткості зовнішнього сильфона, при збільшенні тиску дно зовнішнього сильфона “сідає” на дно внутрішнього сильфона, жорсткість пружного елемента дорівнює сумарній жорсткості двох сильфонів, рис. 1.7, а;
- сильфона, всередині якого розміщена пружина змінної жорсткості, спочатку працює тільки сильфон, при збільшенні тиску дно сильфона “сідає” на

пружину, працює змінна жорсткість сильфона – пружина змінної жорсткості, рис. 1.7, б;

- сильфона, в середині якого розміщено пружинний блок, що працює аналогічно як і з сильфоном, в середині якого розміщена пружина змінної жорсткості. Таке конструктивне рішення ГПТ дозволяє значно зменшити його габарити порівняно з існуючими; легко вбудовувати в існуючі ГА.

Аналіз робочих процесів у ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів дозволив удосконалити його конструкцію, рис. 1.8 [99].

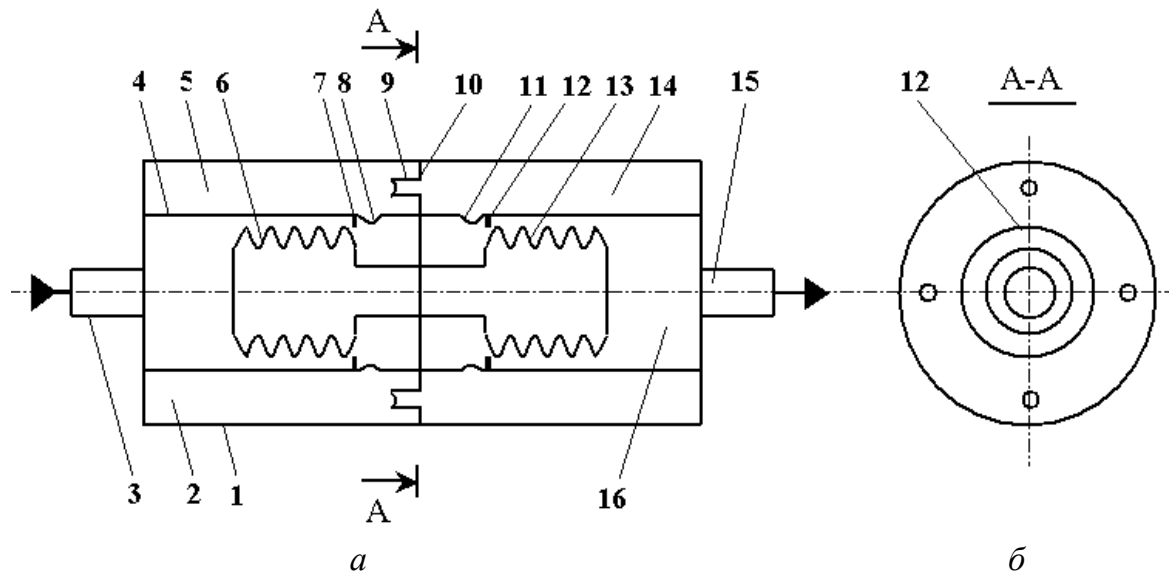


Рис. 1.8. Конструктивна схема удосконаленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів: *а* – схема; *б* – перетин; 1 – корпус; 2, 5, 14, 16 – проточні порожнини; 3 і 15 – вхідний і вихідний патрубки відповідно; 4 – центральна труба; 6, 13 – сильфони; 7, 12 – кільця; 8, 11 – отвори; 9 – короткі внутрішні патрубки; 10 – перегородка

Удосконалений ГПТ працює таким чином. Після насоса РР з частотою пульсацій тиску, кратною частоті обертання приводного електродвигуна, помноженою на кількість робочих органів насоса, подається у вхідний патрубок 3 ГПТ і далі в порожнину 2. В проточній порожнині 2 частина акустичної енергії від насоса накопичується, і потім ця ж частка енергії повертається назад до насоса, завдяки чому відбувається часткове гашення пульсацій тиску РР. З порожнини 2 РР проходить крізь регульований опір – кільцеву щілину між першим гофром сильфона 6 та кільцем 7, величина якого змінюється разом зі зміною тиску в центральній трубі 4, отвори 8 в проточну порожнину 5, утворену центральною трубою 4 та корпусом 1. При проходженні РР через регульований опір відбувається часткове гашення пульсацій тиску та підстроювання параметрів ГПТ до зміни витрати і тиску в ГА.

У проточній порожнині 8 частина акустичної енергії знову накопичується і потім повертається назад до порожнини 5, відбувається часткове гашення пульсацій тиску РР. При проході рідини крізь короткі звужені патрубки 9 знову відбувається часткове гашення пульсацій тиску, тепер за рахунок інерційного опору каналів патрубків 9. З каналів патрубків 9 РР потрапляє в проточну порожнину 14, в якій знову відбувається часткове гашення пульсацій тиску, аналогічно як і у проточній порожнині 5. З проточної порожнини 14 РР через регульований опір – кільцеву щілину між першим гофром сильфона 13 та кільцем 12, потрапляє в порожнину 16, в якій відбувається часткове гашення пульсацій тиску, аналогічно як і у проточній порожнині 2. З порожнини 16 РР потрапляє у вихідний патрубок 15 і далі в ГА.

Таке поєднання дозволяє розширити область застосування за рахунок з'єднання в одному корпусі фільтра низьких частот (проточні порожнини із регульованими опорами та звуженими патрубками) і паралельного резонансного контуру (проточні порожнини із центральною трубою, в якій установлені сильфони), забезпечуючи автоматичне підстроювання в діапазоні високих частот до зміни тиску у ГА, а також дозволяє розширити ефективну область гасіння пульсацій тиску РР, зменшити його габарити. Такий ГПТ ефективно працює як у низькому, так і високому діапазоні частот.

1.4. Методи розрахунку робочих процесів у ГПТ

Методам опису робочих процесів, що відбуваються у ГПТ, присвячені роботи М.М. Глазкова, В.Ю. Гурбана, Б.Т. Ємцева, М.Д. Комітовського, К.А. Колісниченка, Г.Л. Лойцяньського, З.Я. Лур'є, Б.Ф. Лямаєва, Г.А. Нікітіна, Д.О. Сьоміна, О.М. Скляревського, Л.М. Тарка, Є.В. Цуханової, І.А. Чарного, В.П. Шоріна, W. Kolleka, N. Pirsola та ін. Вони полягають у визначенні конструктивних і робочих параметрів ГПТ, які виконують на підставі аналізу математичних залежностей, що описують робочі процеси в ньому. Слід зазначити, що застосування ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів дозволяє підстроюватися до зміни тиску та витрати у ГА, викликаних спрацюванням виконавчих механізмів, що робить їх застосування більш ефективним. Стосовно ГПТ усіх типів постають проблеми визначення раціональних конструктивних параметрів, які забезпечать їх ефективне функціонування при незначних втратах тиску в ньому та малих масогабаритних показниках, встановлення впливу конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння.

Робочі процеси, що відбуваються у ГА та ГПТ, у загальному випадку описуються диференціальними, інтегральними, різницевиими чи алгебричними

рівняннями, які разом із граничними та початковими умовами складають математичну модель його робочого процесу. Дослідження властивостей ГА та ГПТ зводиться до розв'язання цих рівнянь. Таке рішення може бути отримане на ЕОМ числовими методами з використанням пакетів прикладних програм. Однак для виявлення загальних закономірностей впливу великої кількості чинників на характеристики ГА та ГПТ зазвичай потрібно виконувати великий обсяг розрахунків. Крім того, потрібно узагальнити закономірності, отримані для різних ГА та ГПТ. Ось чому є доцільним дослідження ГА та ГПТ аналітичними методами. Аналітичні методи, які використовують для дослідження математичних моделей ГА та ГПТ, залежать від виду рівнянь. У загальному випадку диференціальні, інтегральні та алгебричні рівняння, які складають математичну модель ГА чи ГПТ, – нелінійні. Для дослідження математичних моделей ГА більшість дослідників використовують теорію лінійних систем, що містить достатній арсенал різних методів аналізу і синтезу, які дозволяють забезпечити високі показники якості перехідних процесів, що відбуваються в ГА. Лінеаризовані математичні моделі дозволяють одержати аналітичні рішення, найбільш важливою перевагою яких є можливість оцінити вплив фізичних параметрів, початкових і граничних умов на характер рішення [130]. Крім цього, більшість сучасних методів аналізу і синтезу ГА базуються на лінеаризованих математичних моделях, використання яких дозволяє досить легко і швидко провести вибір його конструктивних параметрів, вибрати структуру і параметри корегуючої ланки, забезпечити необхідну якість процесу регулювання.

Розглянемо роботи, які присвячені розрахунку і проектуванню ГПТ. У статтях [117, 148] наведено принципові схеми ГПТ, залежності для визначення співвідношення довжини каналів. Однак наведені залежності не дозволяють проаналізувати вплив змінних у часі параметрів РР на характеристики ГПТ, визначити його раціональні конструктивні та робочі параметри. У роботі [104] розглянутий метод гармонійної лінеаризації, який дозволяє досліджувати нелінійні процеси у ГА. Його використання вимагає визначення коефіцієнтів гармонійної лінеаризації, які наведені у літературних джерелах тільки для обмеженого кола типових нелінійностей і обчислення яких для математичного опису нестационарних гідромеханічних процесів має певні труднощі. Отримані методом гармонійної лінеаризації математичні моделі робочих процесів вирішуються за допомогою перетворення Лапласа, за умови малого відхилення всіх, без винятку, параметрів ГА від їхніх стаціонарних значень.

У роботі [138] наведено методику проектування, що ґрунтується на електроаналогії, при використанні якої накладається ряд обмежень, пов'язаних

з розмірами ГПТ, часом проходження нестационарних робочих процесів та використання якої потребує проведення попередніх експериментальних досліджень. У роботі [87] для побудови математичних моделей робочих процесів ГПТ запропоновано використовувати метод стоячих хвиль. Однак наведена у роботі [87] методика не враховує сил тертя, обумовлених пульсацією РР, зміну площі перерізу каналів та трубопроводів, а отже, не може бути цілком використана при математичному описі робочих процесів у ГПТ.

У статті [143] наведено математичну модель ГПТ, побудовану з використанням методу Ейлера, але в ній відсутні рекомендації щодо визначення його раціональних конструктивних і робочих параметрів. Крім того, використання наведеної математичної моделі є досить трудомістким. Диференціальні рівняння, які описують нестационарний рух РР у ГА і можуть бути використані при математичному описі робочих процесів у ГПТ, наведені у статті [70]. Їх розв'язання здійснюється методом різницевих схем Рунге – Кутта – Фельберга з визначеним кроком дискретизації. Однак таке розв'язання не враховує запізнення імпульсів тиску в межах ділянки трубопроводу (каналу) ГА, що розглядається. Це може призвести до значних похибок, особливо в елементах, що працюють з великою циклічністю, яким і є ГПТ.

У роботі [119] нестационарний рух РР у ГА описано системою безрозмірних диференціальних рівнянь, рішення яких здійснюється методом характеристик, що вважається кращим для математичного опису хвильових процесів, які орієнтовані та ефективно працюють при розрахунку несталої течії з нульовими початковими умовами. При математичному описі робочих процесів у ГПТ ми розглядаємо пульсуючу течію РР, в якій немає моменту часу, коли всі швидкості дорівнюють нулю, тобто апіорі не відомі значення нульових умов. Це робить використання даного методу для математичного опису робочих процесів у ГПТ менше придатним. В інженерній практиці нерідко для вирішення цієї проблеми використовують метод «розрахунку на встановлення». У цьому випадку спочатку (штучно) приймають нульові початкові умови і одним із сіткових методів послідовно розраховують кілька циклів підряд. Розрахунок проводять доти, поки результати не зациклуються, тобто відхилення розрахункових значень через період стають дуже малими. Цей чисельний метод є суттєво трудомістким, тому дослідники віддають перевагу прямим (аналітичним) методам. Крім того, у роботі [119] інтегрування звичайних диференціальних рівнянь першого порядку проводиться методом Ейлера, який не забезпечує достатньо малої похибки при великому кроці інтегрування. Тому в інженерній практиці метод Ейлера замінюють методом

Рунне – Кутта другого і четвертого порядку або одним з неявних методів, наприклад, формулою Адамса.

У роботах [74, 76] розрахунок пульсацій тиску РР здійснюється за допомогою перетворення Лапласа, які визначено на так званих функціях-оригіналах, що мають властивість $f(t) = 0$ при $t < 0$, що не відповідає умові періодичності коливань. Ці перетворення іноді використовують для опису періодичних коливань [101]. У літературних джерелах, присвячених використанню цього методу, наведені формули для так званого періодичного оригіналу, який використовують при розгляді тривалого несталого процесу, при якому тертя приведе до його встановлення і саме тому цей метод використовують для розрахунку несталих гідродинамічних процесів у ГА. Для аналізу періодичних процесів розроблено і рекомендовано для використання замість перетворення Лапласа його «періодичний» аналог Фур'є. Це знайшло своє відображення у статті [13] та у роботі [65], де наведені математичні моделі робочих процесів ГПТ, побудовані з використанням методу Фур'є, що можуть бути використані при визначенні їх раціональних, конструктивних і робочих параметрів. Однак математичні моделі робочих процесів, наведені в даних роботах, не можуть бути використані при аналізі робочих процесів, що відбуваються в ГПТ, які містять пружні елементи.

Найбільш повно методика проектування ГПТ описана в роботі [26]. Однак наведена методика неповною мірою відображає математичні моделі структурних елементів ГПТ, що не дозволяє проводити їх синтез та не містить методики оптимізації його параметрів й універсальних критеріїв оцінки їх ефективності.

Сучасні програмні засоби моделювання дозволяють розв'язувати нелінійні звичайні диференціальні рівняння високого порядку з різними методами інтегрування. У зв'язку з цим для дослідження динамічних характеристик ГА використовують наближені методи [81]. Цими методами досліджують хвильові процеси у трубопроводах та елементах ГА, подаючи їх Т- або П-подібними схемами [76], раціональною кількістю ділянок із зосередженими параметрами [89] чи у вигляді чотириполюсника [60, 130]. Проведені у статті [81] дослідження ГА з гідродвигуном прямолінійного руху доказали правомірність використання методів, які базуються на зосередженні параметрів, для дослідження хвильових процесів у трубопроводах. Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що для опису нестационарних гідравлічних процесів у ГА та ГПТ пульсацій тиску доцільно використовувати наближені методи на базі зосередження їх параметрів.

РОЗДІЛ 2. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ У ГПТ

Проектування та дослідження ГПТ базується на математичних моделях робочого процесу, що відбувається в них. Особливістю цих процесів є те, що при течії РР в об'ємних ГА відбувається її взаємодія з їх рухомими елементами, та її течія в каналах з місцевими опорами і в щілинах. Крім того, у ГА внаслідок стисливості РР мають місце коливання витрати, тиску і пружних елементів. Поєднання всіх цих явищ приводить до появи складних нестационарних гідродинамічних процесів, які необхідно враховувати при побудові математичних моделей.

Математичний опис процесів, що відбуваються в ГПТ, ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування. Причому для об'ємних ГА характерними є процеси, у яких рух РР є несталим [102]. Зазвичай ГПТ збудовані з однотипних структурних елементів: корпусів, каналів, камер, опорів, пружних елементів. Їх декомпозиція на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити аналіз і синтез ГПТ, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях.

2.1. Властивості РР

Точність моделювання робочих процесів у гідравлічних пристроях і ГА, в тому числі і ГПТ, залежить від правильного визначення параметрів РР. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності, які, в свою чергу, залежать від її температури. Більшість дослідників при розрахунку та моделюванні таких процесів приймають значення цих параметрів постійними, що дорівнюють їх середньому значенню. Однак у 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 забезпечення стабільності характеристик ГА важливим є забезпечення відповідного температурного режиму РР.

Зазначимо, що зі збільшенням тиску та розширенням діапазону робочих температур ГА значимість параметрів РР зростає [108]. Так, при збільшенні температури РР на кожні 10 °С в діапазоні 30 ... 70 °С відбувається зменшення енергоспоживання ГА на величину від 1,7 % до 6 %, а рівень навантаження на

виконавчому механізмі впливає на тривалість часу виходу її на сталий режим теплового балансу [59]. Температура РР у ГА з водяним охолодженням знаходиться в межах 50 ... 60 °С, а з повітряним – 70 ... 80 °С [111]. Зауважимо, що зміна температурного режиму роботи ГА протягом експлуатаційного циклу залежить від його навантаження. У загальному випадку характер зміни температурного режиму роботи ГА невідомий, тому початковою T_0 і змінною температурою РР $T(t)$ задаються, визначаючи останню з теплового розрахунку, ГА в усталеному режимі.

Значний вплив на параметри РР має нерозчинене повітря, що міститься в ній. Під час експлуатації 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 патрубку насоса або значного зниження рівня РР в баку, а також через зливний трубопровід при малому рівні РР в баку та ущільнення рухомих і нерухомих елементів ГА. У роботі [125] встановлено, що бульбашки повітря рівномірно розподілені по усьому об'єму РР, їх випадкові радіуси становлять 0,065 ... 0,075 мм, середньоквадратичне відхилення яких складає 0,032 ... 0,037 мм, та в одному кубічному міліметрі РР знаходиться в середньому 7 ... 8 бульбашок повітря. Це відповідає концентрації газоповітряної фази 1,4 ... 1,6 % та співпадає з даними концентрації нерозчиненого повітря у відкритих ГА (1 ... 2 %), наведених в різних літературних джерелах, наприклад [111]. Таким чином далі розглядаємо бульбашкову, згідно з класифікацією [66], течію рідини, у якій газова фаза у вигляді окремих бульбашок різної величини і форми рівномірно розподілена у середовищі рідини, яке є дисперсним. Зазначимо, що при зміні тиску у ГА нерозчинене повітря переходить у розчинене і навпаки, а середнє значення газовмісту РР у ГА становить 0,1 ... 5,0 % [121].

При підвищенні тиску розчинене у РР повітря переходить у нерозчинене, причому такий перехід у першому наближенні відбувається за експонентою з постійною часу, наприклад для масла АМГ-10А перехід з газоподібного стану у розчинений при тиску 5 МПа 2580 с, а при зворотному процесі – 25 200 с, тобто на порядок більшою. Слід зазначити, що при турбулентному русі РР значення цих постійних часу зменшується на два, а інколи і на три порядки [85].

Зміну об'єму розчиненого повітря у РР на окремих ділянках ГА, приймаючи постійним значення об'єму рідинної фази, визначають за залежністю

$$W_{r0}(t) = \alpha_p W_p p(t) / p_0,$$

де α_p – коефіцієнт розчинності повітря у РР; W_p – об’єм рідинної фази РР, см³; $p(t)$ – тиск у ГА, кгс/см²; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску, кгс/см².

З урахуванням наведеної вище формули об’єм нерозчиненого повітря у РР визначають за залежністю

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

де $W_{r\Sigma}$ – сумарний об’єм розчиненого та нерозчиненого повітря у РР.

Для визначення характеристик двофазної рідини використовували аналітичні залежності з робіт [82, 107], які подали у такому вигляді:

* модуль об’ємної пружності

$$E_C(t) = k(p(t) + 10^5)(Ap(t) + B) \times \\ \times \frac{(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0 \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}{k(p(t) + 10^5)(1 - m_0) \sqrt[4]{\frac{Ap_0 + B}{Ap(t) + B}} + m_0(Ap + B) \sqrt[4]{\frac{p_0 + 10^5}{p(t) + 10^5}}}; \quad (2.1)$$

* густину

$$\rho_C(t) = \rho_{p0} \left\{ (1 - m_0) \left[1 + \frac{p(t) - p_0}{E_C(t)} \left[\frac{1}{1 + \alpha(T(t) - T_0)} \right] \right] + \right. \\ \left. + \rho_{r0} m_0 \frac{p(t)}{p_0} \frac{T_0 + 273^\circ}{T(t) + 273^\circ} \right\}; \quad (2.2)$$

* коефіцієнт динамічної в’язкості

$$\mu_C(t) = \mu_0(1 + 1,5m_0) \left[1 + \alpha \frac{p(t) - p_0}{p_0} \right] e^{-\lambda_T(T(t) - T_0)}; \quad (2.3)$$

* коефіцієнт кінематичної в’язкості

$$\nu_{tC}(t) = \mu_C(t) / \rho_C(t). \quad (2.4)$$

У формулах (2.1)–(2.4) позначено: k – показник політропи; p_0 , $p(t)$ – відповідно початковий і робочий тиски РР у ГА; A , B – параметри РР, визначені зі статті [100], залежно від її температури і марки; $m_0 = V_{r0}/V_{c0}$ – відношення фази нерозчиненого повітря V_{r0} до повного об’єму газорідинної суміші V_{c0} ; α – температурний коефіцієнт об’ємного розширення рідини; T_0 і $T(t)$ – початкова і змінна температура РР в ГА відповідно; a , λ_T – коефіцієнти

($a = 0,003$, [43]; λ_T залежить від типу РР та для масла об'ємних ГА і знаходиться в межах $0,023 - 0,028$, [139]).

Врахування пружних властивостей трубопроводів, каналів, корпусів здійснюють приведеним модулем пружності РР $E_{\text{прС}}(t)$, який з урахуванням матеріалу труб та їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю [102]

$$E_{\text{прС}}(t) = \frac{E_{\text{С}}(t)}{1 + \frac{d_{\text{тр}} E_{\text{С}}(t)}{\delta_{\text{тр}} E_{\text{тр}}}} \quad (2.5)$$

У роботі [133] наведені рекомендації щодо вибору в'язкості (марки) РР залежно від типу насоса ГА, а в роботах [111, 108] їх властивості.

2.2. Математичні моделі структурних елементів ГПТ

2.2.1. Математичні моделі трубопроводів та каналів

Трубопроводи та канали ГПТ є складними гідравлічними лініями, що містять перехідні ділянки, дроселі та повороти. При математичному описі робочих процесів, що відбуваються в них, їх поділяють на окремі ділянки, з'єднані між собою через місцеві опори. Зауважимо, що довжина ділянки трубопроводу чи каналу повинна бути такою, щоб місцеві опори, які знаходяться в них, не впливали один на одний. Проведений аналіз робочих процесів у ГПТ дозволив зробити такі припущення при їх математичному описі.

По-перше, діаметри підвідних та відвідних трубопроводів ГПТ та інших апаратів ГА однакові, а їх вибір здійснюють згідно з рекомендаціями роботи [111]. 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.

По-друге, враховуючи, що довжина трубопроводів та каналів значно перевищує їх діаметр, початковими ділянками, на яких відбувається формування профілів швидкостей, нехтуємо. Вважаємо, що в об'ємних ГА резонанс та гідравлічний удар відсутні.

По-третє, приймаємо, що кавітація в об'ємних ГА та їх елементах відсутня, немає розриву РР; швидкість звуку в РР з урахуванням пружних властивостей трубопроводів є сталою та значно більшою за швидкість руху РР. Вважаємо РР ньютонівською, а її течію – ізотермічною.

Проведений у статті [15] аналіз режимів течії на виході з об'ємних насосів показав, що вони змінюються в широких межах. Причому в 81,6 % насосах і гідростанціях режим течії РР на виході з насоса є ламінарним, а у 10,5 % – близький до ламінарного. Таким чином, розглядаємо ламінарний режим течії РР, $Re < Re_{кр}$.

У загальному випадку нестационарна ізотермічна течія в'язкої РР у каналах (трубопроводах) і камерах елементів об'ємних ГА описується рівняннями Нав'є – Стокса. Вважаємо, що швидкість РР в окружному напрямку мала, тоді рівняння Нав'є – Стокса й нерозривності в циліндричній системі координат мають такий вигляд [67]:

$$\left. \begin{aligned} F_x - \frac{1}{\rho_c} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_{tc} \left[\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right] &= \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} \\ F_r - \frac{1}{\rho_c} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu_{tc} \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} - \frac{u_r}{r^2} \right] &= \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \rho_c}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (\rho_c r u_r) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_c r u_x) \right] = 0, \quad (2.7)$$

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

При дослідженнях рівняння (2.6) і (2.7) розглядаються разом з початковими та граничними умовами, тобто розв'язується класична задача гідродинаміки. Початковими умовами зазвичай є розподіл проекцій швидкостей в області течії у початковий момент часу t_0 , а граничними умовами – значення шуканих функцій у точках границі в усі моменти часу. Відзначимо, що розв'язання такої задачі натрапляє на математичні труднощі і вона вирішена тільки для видів течій, які мають найпростіші граничні умови [67]. При розв'язанні (2.6) і (2.7) приймаються ряд припущень, що накладаються на розподіл фізичних величин, безперервність функцій, існування похідних тощо і виключають ті фізичні явища, які не враховані даною математичною моделлю. Приймають також, що значення температури й в'язкості РР постійні і дорівнюють їх середнім значенням.

Для спрощення рівняння (2.6) (перед його використанням для розрахунку хвильових процесів в гасителях пульсацій тиску) проведена оцінка питомої масової сили порівнянні з членом $\partial u_x / \partial t$, який виражає локальне прискорення. Для цього використана методика, яка базується на порівнянні

порядків членів рівняння Нав'є – Стокса [84]. Питома масова сила визначалася силою ваги РР (прискоренням вільного падіння) і приєднаною масою (прискоренням рухомих елементів гідроапаратів). Відзначимо, що таке припущення дає трохи завищені значення питомої масової сили, яка припадає на одиницю маси РР.

Порядок ($\tilde{\Pi}$) питомої масової сили складається із суми прискорень вільного падіння g й рухомих елементів гідроапаратів $\ddot{x}$. Порядок члена рівняння Нав'є – Стокса, який виражає локальне прискорення, визначається

$$\partial u_x / \partial t - \tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L,$$

де L – характерна довжина осі каналу або трубопроводу (довжина поширення хвилі збурення).

Порядок відношення цих членів рівняння Нав'є – Стокса

$$\tilde{\Pi}[(g + \ddot{x}) : \partial u_x / \partial t] = (g + \ddot{x}) L / u_x c.$$

Проведені чисельно-аналітичні дослідження показали, що $\tilde{\Pi}[(g + \ddot{x}) : \partial u_x / \partial t]$ не перевищує 0,103. Отже, масовою силою у рівнянні (2.6) можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 0,17 %. Аналогічне припущення без належного обґрунтування приймають більшість дослідників, наприклад, у роботах [48, 67, 78, 82, 127].

За методикою з роботи [84] проводилася оцінка члена рівняння (2.6) $u_x \partial u_x / \partial x$, який виражає конвективне прискорення у порівнянні з локальним прискоренням $\partial u_x / \partial t$. Оцінювали порядок членів $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x) = u_x^2 / L$ і $\tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L$. Порядок відношення цих членів рівняння Нав'є – Стокса

$$\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) = u_x^2 / L : u_x c / L = u_x / c.$$

З огляду на конструктивні й робочі параметри елементів гасителів пульсацій тиску, а також на те, що у них завжди виконується умова $u_x \ll c$, встановлено, що $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) \approx 0,01$. Отже, членом рівняння Нав'є – Стокса, який враховує конвективне прискорення, можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 0,25 %.

Оцінка члена, яким ураховується у рівнянні (2.6) в'язкість РР, проводилася за методикою з роботи [102]. Оцінювався порядок членів $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial x^2) = u_x / L^2$ і $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial r^2) = u_x / r^2$. Розрахунки показали, що величина $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial r^2)$, як мінімум, на два порядки більша за величину $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial x^2)$. Таким чином, членом $\partial^2 u_x / \partial x^2$ у рівнянні (2.6) можна знехтувати, при цьому

похибка не перевищить 1,7 %.

Піддаючи усередненню швидкість і тиск РР у довільному перерізі трубопроводу, далі розглядали одновимірну модель. Прийняті припущення дозволили записати рівняння (2.6) і (2.7) у вигляді одновимірної моделі [81]

$$\left. \begin{aligned} \rho_c \frac{\partial u_{cp}}{\partial t} + \frac{\partial p_{cp}}{\partial x} + F(t) &= 0, \\ \frac{\partial u_{cp}}{\partial x} + \frac{1}{E_{прс}} \frac{\partial p_{cp}}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.8)$$

де u_{cp} і p_{cp} – відповідно усереднені швидкості РР і тиски в довільному перерізі

трубопроводу, $F(t) = \frac{8v_{тс}\rho_c u_{cp}}{r_{тр}^2} + \frac{4v_{тс}\rho_c}{r_{тр}^2} \int_0^t \frac{\partial u_{cp}(t_1)}{\partial t} W^*(t-t_1) dt_1$ – падіння тиску

на одиницю довжини трубопроводу [130]; $W^*(t-t_1)$ – безрозмірна вагова функція, що враховує зміну швидкості у попередні моменти часу.

Результати досліджень хвильових процесів, що наведені у статті [81], на прикладі гідроприводу з гідродвигуном прямолінійного руху були спрямовані на порівняння математичного опису руху РР в трубопроводі з розподіленими параметрами (метод характеристик) і зосередженими параметрами (методи чотириполюсника, Б.Л. Коробочкіна й У. Карплюса). Результати проведених досліджень показали можливість використання методів на базі зосередження параметрів. Про правомірність такого підходу при розгляді гідромеханічних процесів, що відбуваються в об'ємних ГА, йде мова й у роботі [2]. Зосередження параметрів трубопроводів та каналів проводили за Г- та Т-подібною схемами, рис. 2.1 [118].

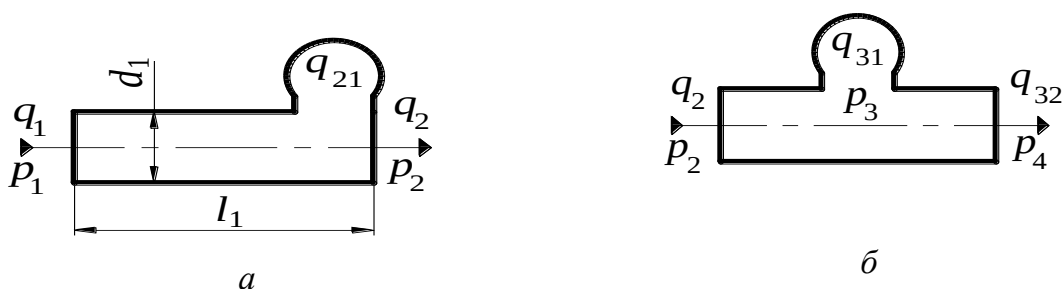


Рис. 2.1. Розрахункова схема трубопроводу: а – Г-подібна; б – Т-подібна

Математичну модель трубопроводу (каналу):

– зосередження наприкінці труби за Г-подібною схемою, рис. 2.1, а:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (2.9)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно витрати на вході та виході трубопроводу; $q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у трубопроводі;

– зосередження за Т-подібною схемою рис. 2.1, б:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.10)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у трубопроводі; $q_{32}(t)$ – витрата на виході трубопроводу.

У рівняннях (2.9) і (2.10) величини $L_1(t) = \rho_c(t) l_1 / A_1$ і $L_3(t) = \rho_c(t) l_3 / 2A_3$ – виконують функцію індуктивного опору трубопроводу; величини $R_1(t) = 8v_{tc}(t) \rho_c(t) l_1 / A_1 r_1^2$ і $R_3(t) = 8v_{tc}(t) \rho_c(t) l_3 / 2A_3 r_3^2$ – функцію активного опору трубопроводу; величини $C_i(t) = A_i l_i / E_{npC}(t)$ – функцію ємності i -го трубопроводу (каналу).

При розрахунку втрат тиску в ГПТ приймали, що вони виконані з металевих труб круглого перерізу однакової товщини. Втрати тиску в трубопроводі круглого перерізу у статичному режимі при нехтуванні початковою ділянкою розраховували за відомою залежністю

$$\Delta p_T = p_1 - p_2 = \zeta_H v_0^2 \rho_{C0} / 2, \quad (2.11)$$

де v_0 і ρ_{C0} – відповідно швидкість РР в трубопроводі і її густина в сталому режимі; ζ_H – нестационарний коефіцієнт опору трубопроводу, який знаходиться за залежністю [145]

$$\zeta_H = \zeta_{KKS} + \frac{2 l_1 \sqrt{\omega / v_{tc0}}}{Re_0}, \quad (2.12)$$

де Re_0 – число Рейнольдса, що розраховується за швидкістю сталого потоку, на

який накладаються коливання; ω – частота коливань (пульсацій тиску РР); ν_{tC0} – кінематична в'язкість РР у сталому режимі; $\zeta_{ккк}$ – квазістаціонарний коефіцієнт опору трубопроводу

$$\zeta_{ккк} = \lambda l_1 / d_1, \quad (2.13)$$

де λ – квазістаціонарний коефіцієнт гідравлічного опору тертя, який залежить від числа Рейнольдса та визначається за залежностями з роботи [29].

Зауважимо, що площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів вибирають залежно від допустимої швидкості РР у них. Згідно з рекомендаціями роботи [33], значення допустимих швидкостей РР в трубопроводах та каналах залежно від тиску наведені у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Значення допустимих швидкостей РР у трубопроводах та каналах

Параметр	Значення			
Тиск, МПа	5,0	10,0	15,0	20,0
Швидкість, м/с	3,0	4,5	5,5	6,0

Для трубопроводів всмоктування швидкість РР становить 0,5 ... 1,5 м/с, а для зливних – 2 ... 2,5 м/с. В окремих випадках для ГА високого тиску швидкість приймають 30 м/с.

2.2.2. Дроселі

Отвір виконує в ГПТ функції нерегульованого дроселя. Витрата через отвір, рис. 2.2, визначається з відомої залежності

$$q_4(t) = \varphi_{отв} \varepsilon_{отв} A_{отв} \sqrt{2[p_5(t) - p_6(t)] / \rho_c(t)}, \quad (2.14)$$

де $\varphi_{отв}$ і $\varepsilon_{отв}$ – відповідно коефіцієнт швидкості і стиснення струменя, які визначаються з роботи [71]; $A_{отв}$ – площа поперечного перерізу отвору.

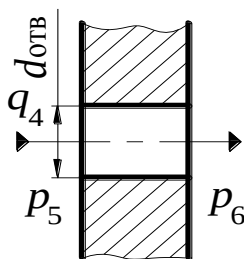


Рис. 2.2. Розрахункова схема отвору

Зазначимо, що тут і далі використовуємо значення квазістаціонарних коефіцієнтів місцевих опорів які, як відмічено в роботі [96], забезпечують достатню для практичних розрахунків точність.

Втрати тиску в отворі у статичному режимі розраховували за залежністю

$$\Delta p_{отв} = p_5 - p_6 = \varphi_{отв} \varepsilon_{отв} v_{отв}^2 \rho_{C0} / 2, \quad (2.15)$$

де $v_{отв}$ – швидкість РР в отворі.

Зауважимо, що діаметр отвору в шайбі $d_{\text{отв}}$ повинен бути не менше за 0,3 ... 0,5 мм. Для отримання великої різниці тиску на дроселі використовують капілярні дроселі – трубки малого діаметра і значної осьової довжини. Режим течії через такий дросель ламінарний, а витрата через нього знаходиться за формулою Пуазейля

$$q_{\text{дрк}}(t) = \frac{\pi d_{\text{дрк}}^4}{128 \rho(t) \nu_t(t) l_{\text{дрк}}} [p_5(t) - p_6(t)], \quad (2.16)$$

де $d_{\text{дрк}}$ і $l_{\text{дрк}}$ – відповідно діаметр і довжина капілярного дроселя.

Зазначимо, що для малих круглих отворів у тонкій стінці $\zeta_{\text{отв}} \approx 0,065$ [29].

2.2.3. Сопло

У ГПТ зазвичай використовують осесиметричні сопла, рис. 2.3. У соплі відбувається безперервне збільшення швидкості рідини, яка залежить від перепаду тиску у ньому. Витрата через сопло знаходиться за формулою

$$q_8(t) = \mu_{\text{соп}}(\text{Re}) A_{\text{соп}} \sqrt{\frac{2}{\rho_c(t)} [p_7(t) - p_8(t)] + 2gh_{\text{вт соп}}(\text{Re})}, \quad (2.17)$$

де $\mu_{\text{соп}}$ – коефіцієнт витрати сопла;

$$\mu_{\text{соп}} = \varepsilon_{\text{соп}} / \sqrt{\zeta_{\text{пз}} + \zeta_{\text{рр}}}, \quad (2.18)$$

де $\varepsilon_{\text{соп}}$ – коефіцієнт стиснення струменя, який визначається з роботи [71]; $\zeta_{\text{пз}}$ – коефіцієнт місцевого опору, зумовлений поступовим звуженням потоку

$$\zeta_{\text{пз}} = 0,5 k_{\text{пз}} (1 - d_7^2 / d_8^2), \quad (2.19)$$

де $k_{\text{пз}}$ – коефіцієнт зм'якшення, що враховує поступове звуження потоку РР з кутом конусності сопла α_c , який за даними з роботи [29] для $20^\circ \leq \alpha_c \leq 60^\circ$, $k_{\text{пз}} \approx 0,2$; d_7 і d_8 – відповідно діаметри входу і виходу сопла; $\zeta_{\text{рр}}$ – коефіцієнт місцевого опору, зумовлений раптовим розширенням потоку

$$\zeta_{\text{рр}} = (1 - d_8^2 / d_9^2)^2, \quad (2.20)$$

де d_9 – діаметр камери, в якій встановлено сопла.

Втрати тиску в соплі у статичному режимі

$$\Delta p_{\text{соп}} = p_7 - p_8 = 0,5 v_{\text{соп}}^2 \rho_{c0} / \mu_{\text{соп}}^2, \quad (2.21)$$

де $v_{\text{соп}}$ – швидкість РР на виході з сопла.

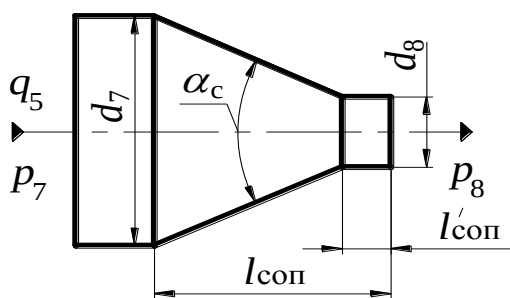


Рис. 2.3. Розрахункова схема сопла

Гідравлічний опір сопла розраховується за залежністю [43]

$$\zeta_{con} = 2(p_7 - p_8) / (v_{сопс}^2 \rho), \quad (2.22)$$

де $v_{сопс}$ – середнє значення швидкості у соплі.

Зазначимо, що для підвищення ефективності сопла циліндрична ділянка на його кінці повинна мати довжину $l'_{соп} = 0,25d_8$ [131].

2.2.4. Гідравлічна камера

Гідравлічна камера (ємність) використовується у ГПТ як рідинна пружина, середній коефіцієнт жорсткості якої визначається за формулою [139]

$$C_{p\text{ ср}} = \frac{\pi^2 d_k^4 E_{прс}}{8 W_0 (1 + \bar{W}_{тр})}, \quad (2.23)$$

де d_k – діаметр гідравлічної камери; W_0 – об'єм РР, що знаходиться у гідравлічній камері; $\bar{W}_{тр}$ – відносний об'єм трубопроводів та камери: $\bar{W}_{тр} = W_{тр} / W_0$, де $W_{тр}$ – об'єм трубопроводів.

У математичних моделях робочого процесу в ГПТ використовується залежність між зміною тиску в камері $dp_0(t)$ та витратою стискування, яка визначається за формулою [33]

$$\frac{dp_0(t)}{dt} = q_{ст0}(t) \frac{E_{прс}(t)}{W_0}, \quad (2.24)$$

де $q_{ст0}(t)$ – витрата стискування.

Гідравлічна камера, яка з'єднана з основною магістраллю каналом зі значним інерційним опором, реалізує шунтуючий резонансний контур, відомий як резонатор Гельмгольца. При співпаданні частоти коливання РР з власною частотою резонатора, його опір для пульсуючої складової стрімко зменшується. Гасіння коливань пульсацій РР в ГА за резонатором відбувається за рахунок «перекачування» енергії пульсуючої складової потоку РР з джерела коливань у резонатор і у зворотному напрямку. При цьому швидкість РР у вхідному патрубку резонатора стрімко зростає, що зумовлює поглинання енергії в ГА.

Максимальний надлишковий тиск $\Delta p_{p\text{ max}}$, що виникає в резонаторі, розраховується за залежністю [4]

$$\Delta p_{p \max} = \rho_{C0} c^2 A_k (L_0 - l_k) / W_0, \quad (2.25)$$

де W_0 – об'єм камери; L_0 – довжина камери.

Власна частота коливань у внутрішньому патрубку або частота резонатора розраховується за залежністю [4]

$$\omega_0 = c \sqrt{A_k / W_0 l_k}. \quad (2.26)$$

Коефіцієнт місцевого опору гідравлічної камери обумовлений раптовим розширенням потоку.

2.2.5. Проточна камера

Зміна тиску в проточній камері, рис. 2.4, описується рівнянням

$$\frac{dp_{11}(t)}{dt} = [q_6(t) - q_7(t)] \frac{E_{прС}(t)}{W_{11}}, \quad (2.27)$$

де W_{11} – об'єм камери.

Втрати тиску в камері у статичному режимі розраховували за залежністю

$$\Delta p_w = p_{10} - p_{12} = 0,5 \rho_{C0} [\zeta_{pp} v_{10}^2 + \zeta_{pz} v_{12}^2], \quad (2.28)$$

де ζ_{pp} і ζ_{pz} – відповідно коефіцієнти місцевого опору, обумовлені раптовим розширенням і звуженням потоку, які розраховуються за формулами, аналогічними (2.19) і (2.20) при $k_{пз} = 1$; v_{11} і v_{12} – відповідно швидкості РР у вхідному і вихідному каналі.

Коефіцієнт місцевого опору проточної камери, знехтувавши опором на тертя в ній, визначається із залежності

$$\zeta_k = \zeta_{pp} + \zeta_{pz}. \quad (2.29)$$

Для підвищення ефективності камерних ГПТ в проточній камері розміщують вхідний та вихідний патрубки, на яких виконують косі зрізи під

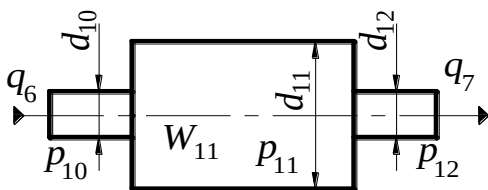


Рис. 2.4. Розрахункова схема проточної камери

кутом 45° , і які спрямовані у протилежні сторони. При умові, що камера ГПТ досить велика і її стінки не впливають на параметри течії й струмінь, який витікає з патрубка, ізобаричний та осесиметричний; потік сталий, а розподіл швидкостей

на зрізі патрубка – рівномірний; косі зрізи враховують діаметром вхідного патрубка $d_{пвх}$, який розраховують за залежністю [134]

$$d_{\text{п вх}} = (1 + 2\text{tg}\beta) d_{\text{п вх геом}}, \quad (2.30)$$

де $d_{\text{п вх геом}}$ – геометричний діаметр вхідного патрубку; β – кут розширення струменя, $\text{tg}\beta = 0,158$ [61].

Рівняння (2.30) доповнюють рівнянням обмеження відстані між патрубками $l_{\text{п}} > l_{\text{поч}}$, де $l_{\text{п вх}}$ – відстань між патрубками; $l_{\text{поч}}$ – довжина початкової ділянки струменя $l_{\text{поч}} = 4,47 d_{\text{п вх герм}}$ [67]. Таке виконання проточної ділянки ГПТ дозволяє гасити зворотні хвилі у ГА, зменшити його габарити. Зауважимо, що при $l_{\text{п}} \leq l_{\text{поч}}$ виконання косих зрізів на вхідному та вихідному патрубках ГПТ не ефективно. Коефіцієнт місцевого опору такої проточної камери визначаються за формулою (2.29) яку доповнюють коефіцієнтами входу і виходу РР у ці патрубки.

2.2.6. Проточна камера з сільфоном

Втрати тиску в такій камері, рис. 2.5, у статичному режимі розраховують за залежністю, аналогічною (2.28).

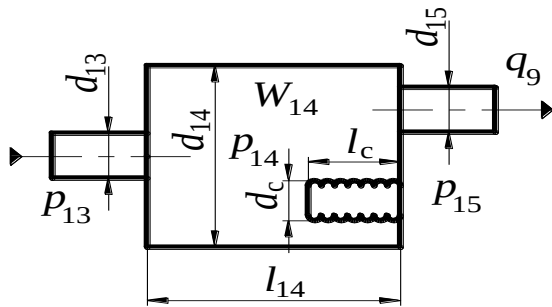


Рис. 2.5. Розрахункова схема проточної камери з сільфоном

Зміна тиску в проточній камері з сільфоном описується рівнянням, аналогічним (2.27)

$$\frac{dp_{14}(t)}{dt} = [q_8(t) - q_9(t)] \frac{E_{\text{пр с}}(t)}{W_{14}(t)}, \quad (2.31)$$

де $W(t)_{14}$ – об'єм камери 14, який розраховується за залежністю

$$W(t)_{14} = \frac{\pi d_{14}^2 l_{14}}{4} - W_c(t), \quad (2.32)$$

де $W_c(t)$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, об'єм камери сільфона, який розраховують за залежністю

$$W_c(t) = \frac{\pi d_c^2}{4} [l_c - l_{p14}(t)] ; l_{p14}(t) = \begin{cases} \frac{\pi d_c^2 p_{14}(t)/4}{c_{c\Sigma}}, & \text{при } \frac{\pi d_c^2 p_{14}(t)/4}{c_{c\Sigma}} < l_{c \max} \\ l_{c \max}, & \text{при } \frac{\pi d_c^2 p_{14}(t)/4}{c_{c\Sigma}} \geq l_{c \max} \end{cases} ;$$

де $l_{p14}(t)$ і $l_{c \max}$ – відповідно переміщення сильфона під дією тиску p_{14} і максимальне.

Зазначимо, що розрахунок сумарного коефіцієнта опору в елементах ГПТ при послідовному їх з'єднанні

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \dots + \zeta_i, \quad (2.33)$$

та при паралельному

$$1/\zeta_{\Sigma} = 1/\zeta_1 + 1/\zeta_2 + 1/\zeta_3 + \dots + 1/\zeta_i. \quad (2.34)$$

2.2.7. Пружні елементи

Серед задач, які повинні бути вирішені при проектуванні ГПТ, особливе місце займає питання правильного вибору параметрів пружних елементів. Високі динамічні навантаження таких елементів викликають необхідність врахування різносторонніх динамічних факторів, що, в свою чергу, потребують уточнення деяких їх конструктивних параметрів, розрахованих за допомогою існуючих інженерних методик. Тому існуючі методики їх проектування у разі їх застосування для проектування ГПТ повинні бути доповнені аналізом коливальних явищ, які суттєво впливають на точність відтворення ними заданих функцій та її утомну міцність. Крім того, при роботі пружних елементів у ГПТ відбувається зміна об'єму їх проточних порожнин, яку необхідно враховувати при математичному описі робочих процесів, що відбуваються в ГПТ. До пружних елементів, що використовуються у ГПТ, належать сильфони, пружини і мембрани.

Питанням проектування пружин присвячена достатня кількість наукових робіт, наприклад [54, 58, 135]. За умовами праці пружини ГПТ найбільш близькі до пружин паливної апаратури, проектування яких висвітлено у роботах [57, 58] та ін. Однак навантаження таких пружин відрізняються від навантажень, які властиві пружинам паливної апаратури. Крім того, на такі пружини накладаються певні конструктивні обмеження, викликані особливістю конструкції ГПТ.

Проектуванню сильфонів присвячені роботи [72, 142] та ін. У роботах [100, 115] наведені загальні методики їх розрахунку та проектування, математичні залежності для визначення їх основних параметрів, розглянуто

питання їх виготовлення. У роботі [115] зроблено докладний огляд методів розрахунку сильфонів. Однак в цих роботах не наведено залежностей для визначення їх власних частот коливання та зміни об'єму сильфона при пульсуючому навантаженні. У роботі [142] наведені диференціальні рівняння, що описують зміну геометрії мембрани в процесі навантаження, розв'язання яких здійснюється чисельним методом. Але використання цих рівнянь при визначенні зміни об'єму викликає великі труднощі.

Загальні зауваження щодо проектування пружних елементів ГПТ.

Пружні елементи у них знаходяться у проточних або глухих порожнинах та забезпечують часткове зменшення амплітуди пульсацій тиску РР, обумовленої пульсаціями витрати на виході із насоса і внаслідок створення опору в ГА за рахунок власних коливань та зміну об'єму порожнин. Сила, під дією якої відбувається деформація та коливання пружних елементів, визначається за залежністю

$$F(t) = F_1(t) + F_{\text{пул}}(t), \quad (2.35)$$

де $F_1(t)$ – сила, обумовлена попередньою деформацією пружного елемента під дією постійної складової тиску в порожнині ГПТ; $F_{\text{пул}}(t)$ – сила, обумовлена дією пульсації тиску в порожнині ГПТ.

При визначенні параметрів пружного елемента для забезпечення його міцності необхідно забезпечити виконання умови відсутності резонансу. Умова міцності пружного елемента визначається з нерівності

$$\tau_{\text{пр}}(t) \leq \tau_{\text{пркр}}(t), \quad (2.36)$$

де $\tau_{\text{пр}}(t)$ і $\tau_{\text{пркр}}(t)$ – відповідно максимальне та критичне дотичні напруження у пружному елементі.

Зауважимо, що для пружних елементів, які працюють при циклічних навантаженнях, значення критичного дотичного напруження $\tau_{\text{пркр}}(t)$ повинно бути зменшено залежно від коефіцієнта асиметрії циклу [63]

$$r = \tau_{\text{мін}} / \tau_{\text{макс}},$$

де $\tau_{\text{мін}}$ і $\tau_{\text{макс}}$ – відповідно мінімальне і максимальне дотичні напруження у пружному елементі при циклічному навантаженні.

Коефіцієнт зменшення критичного дотичного напруження визначають залежно від кількості циклів та коефіцієнта асиметрії за графіками, наведеними у довідковій літературі, наприклад, довіднику [63]. Оскільки точне визначення коефіцієнта запасу міцності ускладнено, для пружних елементів розтягнення–стискання коефіцієнт запасу міцності беруть в межах від 1,8 до 2,2 [63].

Для виключення співудару гофрів сільфона чи витків пружини повинна виконуватися умова

$$v_{\text{пр}0} \leq v_{\text{пркр}}, \quad (2.37)$$

де $v_{\text{пр}0}$ – найбільша швидкість переміщення рухомого кінця пружного елемента; $v_{\text{пркр}}$ – критична швидкість його переміщення.

Серед усіх параметрів, які характеризують роботу пружних елементів, найважливішими є власні коливання, які не повинні співпадати з частотою вимушених коливань та перевищувати деякі критичні. Крім частоти коливань та міцності, важливою характеристикою пружного елемента є його жорсткість. Зауважимо, що для отримання лінійної залежності жорсткості пружного елемента від його переміщення в гідравлічних пристроях використовують сумісну роботу декількох пружних елементів, для ГПТ – це розміщення всередині сільфона пружини чи іншого сільфона. При розміщенні пружини всередині сільфона їх сумарна жорсткість визначається із залежності

$$c_{\Sigma} = c_{\text{пр}} + c_{\text{с}}, \quad (2.38)$$

де $c_{\text{пр}}$ і $c_{\text{с}}$ – відповідно жорсткість пружини і сільфона.

У тому випадку, коли всередині сільфона ГПТ розміщені пружини чи сільфони, які не контактують з дном сільфона, в якому вони розміщені, сумарна жорсткість на кожній ділянці визначається сумою жорсткостей працюючих елементів. Виходячи з вимоги мінімізації габаритів ГПТ, кількість робочих гофрів сільфона чи витків пружини повинна бути невеликою, а діаметр якомога меншим.

Пружини. Їх виготовляють згідно з рекомендаціями, наведеними у роботі [132]. При розрахунку сили, під дією якої відбувається деформація та коливання пружин, треба мати на увазі, що для пружин, які знаходяться під дією динамічних та змінних навантажень, максимальне дотичне напруження у пружині, яка розрахована для статичного режиму, повинно бути збільшено на 20 ... 60 % [83]. Значення найбільшої та найменшої деформації пружини, не залежно від типу кріплення її кінців, відбувається біля її нерухомого кінця [57]. Тому саме в ньому виникає максимальне дотичне напруження, яке визначає міцність пружини. Дотичне напруження у пружині визначається за формулою [55]

$$\tau_{\text{пр}}(t) = \frac{8D_{\text{пр}}K_w}{\pi d_{\text{пр}}^3} F(t), \quad (2.39)$$

де $\tau_{\text{пр}}(t)$ і $\tau_{\text{пркр}}(t)$ – відповідно максимальне та критичне дотичні напруження у

пружині; K_w – коефіцієнт пропорційності [135]: $K_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}$, а $c = D_{\text{пр}}/d_{\text{пр}}$.

Критична швидкість переміщення рухомого кінця пружини визначається згідно із залежністю [132]

$$v_{\text{пркр}} = \frac{\tau_{\text{зпр}}(1 - F_{\text{пр2}}/F_{\text{пр3}})}{\sqrt{2G_{\text{ст}}\rho_{\text{ст}}}}, \quad (2.40)$$

де $\tau_{\text{зпр}}$ – максимальне дотичне напруження крутіння; $F_{\text{пр2}}$ та $F_{\text{пр3}}$ – відповідно сили пружини при робочій та максимальній деформації; $\rho_{\text{ст}}$ – щільність матеріалу пружини.

На пружини діють сили внутрішнього тертя, які, як зазначено у [57], в області частот менших, ніж 10 кГц не виявляють суттєвого впливу на частоту коливань. Отже, її впливом можна знехтувати. Власну частоту повздовжніх коливань пружини розраховують за формулою [135]

$$\omega_{\text{пр}} = \omega_{\text{пр0}} \frac{n(1 - 0,25n^2/i^2)}{\sqrt{1 + 0,25n^2/(1 + \mu_{\text{П}})i^2}}, \quad (2.41)$$

де n – номер гармоніки; i – кількість робочих витків пружини; $\mu_{\text{П}}$ – коефіцієнт Пуассона; $\omega_{\text{пр0}}$ – найменша власна частота повздовжніх коливань, яку розраховують згідно із залежністю

$$\omega_{\text{пр0}} = \frac{d_{\text{пр}}}{D_{\text{пр}}^2 i} \sqrt{\frac{G_{\text{ст}} g}{2\gamma_{\text{пр}}}}, \quad (2.42)$$

де $G_{\text{ст}}$ – модуль зсуву матеріалу пружного елемента; $\gamma_{\text{пр}}$ – питома вага матеріалу дроту.

Аналіз залежності (2.41) показує, що із зростанням номера гармоніки n , відношення $\omega_{\text{пр}}/(n\omega_{\text{пр0}})$ наближається до нуля, особливо для малої кількості витків, і, як відзначено у [135], для перших трьох частот, при кількості витків $i \geq 8$, $\omega_{\text{пр}} \approx \omega_{\text{пр0}}$ і похибка не перевищує 5 %, а для основної частоти таку похибку отримують вже при $i \geq 3$. Однак треба мати на увазі, що похибка у розрахунках власної частоти коливань може виникнути через похибку виготовлення та неточність механічних характеристик матеріалу дроту пружини.

При визначенні кількості витків пружини треба мати на увазі, що їх кількість на 1,5 ... 2 витка повинна бути більшою, оскільки крайні витки, які стикаються з опорами, практично не беруть участі у деформації пружини.

Монтаж пружини у сільфоні необхідно виконувати з деяким попереднім натягом. При роботі пружини її один кінець нерухомий, а інший рухається разом з дном сільфона, причому робочий хід повинен бути не меншим за робочий хід сільфона, а також не повинно відбуватися відриву її кінців.

Жорсткість пружини розраховують за формулою [40]

$$c_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} d_{\text{пр}} H}{8 D_{\text{пр}} i}, \quad (2.43)$$

де H – висота стиснутої пружини; i – кількість робочих витків.

Сільфони. Їх виготовляють згідно з рекомендаціями, наведеними у [5]. Зазначимо, що значення найбільшого та найменшого напруження, яке визначає міцність сільфона, зазвичай є вершиною чи впадиною гофра (рис. 2.6). Точне місце розміщення точки найбільшого напруження не визначено та залежить від багатьох чинників.

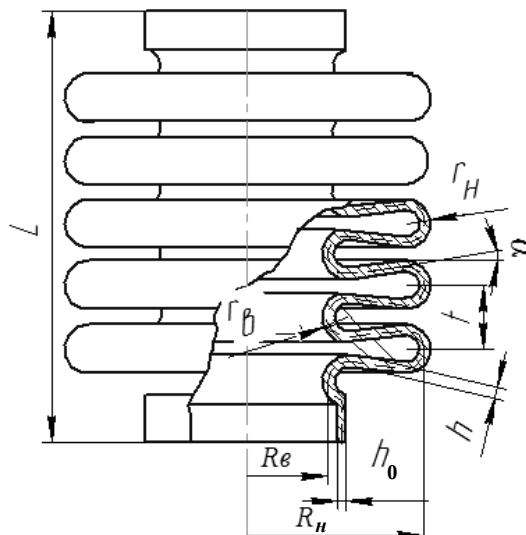


Рис. 2.6. Схема сільфона

У загальному випадку еквівалентне напруження визначається за залежністю [115]

$$\tau_{\text{екв}}(t) = \sqrt{\tau_1(t)^2 + \tau_2(t)^2 - \tau_1(t)\tau_2(t)}, \quad (2.44)$$

де $\tau_1(t)$ і $\tau_2(t)$ – відповідно головні напруження в точках внутрішньої і зовнішньої поверхонь.

Власну частоту повздовжніх коливань сільфона знаходять із системи диференціальних рівнянь [72]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) + \beta(x_1 - x_2) = F_0 \left[\frac{\delta_1}{2} \cos(\omega t + \varphi_{1/2}) - \delta_{3/2} \cos(\omega t + \varphi_{3/2}) \right]; \\ m \ddot{x}_i + c(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) + \beta(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) = \\ = F_0 [\delta_{i-1/2} \cos(\omega t + \varphi_{i-1/2}) - \delta_{i+1/2} \cos(\omega t + \varphi_{i+1/2})]; \\ m \ddot{x}_n + c(x_n - x_{n-1}) + \beta(x_n - x_{n-1}) = \\ = F_0 [\delta_{n-1/2} \cos(\omega t + \varphi_{n-1/2}) - \delta_{n+1/2} \cos(\omega t + \varphi_{n+1/2})], \end{array} \right. \quad (2.45)$$

де m – маса рідини; x_i – переміщення i -ї маси; c – жорсткість гофра; β – коефіцієнт демпфірування; F_0 – амплітуда сили зриву; $\varphi_{i\pm 1/2}$ – зсув фаз сусідніх гофрів при коливаннях; δ_i – коефіцієнти, які розраховуються за залежностями, наведеними в роботі [72]; ω – частота коливання.

Жорсткість сильфонів розраховують за формулою [100]

$$c_{C\Sigma} = \frac{E_C h_0}{n_C (1 - \mu_{II}^2)} \left(A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B \frac{h_0^2}{R_B^2} \right), \quad (2.46)$$

де E_C – модуль об'ємної пружності матеріалу сильфона; h_0 – товщина стінки сильфона; n_C – кількість гофрів сильфона; R_B – внутрішній радіус сильфона; μ_{II} – коефіцієнт Пуассона; A_0, A_1, A_2, α і B – коефіцієнти, які залежать від геометрії сильфона та визначаються за залежностями, наведеними в [100].

Розрахунок змінного, під дією пульсуючого тиску $p(t)$, об'єму камери сильфона проводять згідно із залежністю

$$W(t)_C = \frac{\pi d_C^2 A_C}{4 c_{C\Sigma}} p(t). \quad (2.47)$$

Зауважимо, що при використанні двох, що працюють одночасно, сильфонів чи сильфона, в якому розміщено пружину, $c_{C\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

У ГПТ сильфони знаходяться під дією пульсуючого тиску, тому при їх проектуванні виникає необхідність визначення циклічної міцності, яка залежить від багатьох факторів: властивостей матеріалу; геометричних розмірів; умов експлуатації тощо. Циклічна міцність зазвичай визначається експериментальним шляхом [52]. Проведений аналіз роботи та конструктивних розмірів сильфонів ГПТ дозволив встановити, що вони виготовляються з Бр.Б2, модуль пружності яких становить $E_{Br} = 13500 \text{ кг/мм}^2$, межа міцності – $\sigma_B = 125 \text{ кг/мм}^2$, а межа текучості – $\sigma_T = 110 \text{ кг/мм}^2$ [115]. Зазвичай сильфони

виготовлені саме з Бр.Б2, а їх конструктивні розміри становлять:

$$k = R_H / R_B = 1,4; \quad \delta = h_0 / R_B = 0,02; \quad m = r_b / R_B = 0,10, \quad (2.48)$$

де R_H і R_B – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси сільфона, мм; h_0 – товщина стінки матеріалу сільфона, мм; $r_b = t_c / 4$; t_c – крок сільфона, мм.

Прийняті конструктивні розміри сільфонів дозволили з графіків роботи [115] визначити відносні напруження на вільному ході. Тоді максимальне та мінімальне меридіанні згинальне й окружне напруження визначаються за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1\text{и max (min)}} &= 7,6 \frac{E_{\text{Бр}} h_0 l_{\text{п max (min)}}}{R_H^2 n_c} \\ \sigma_{2\text{o max (min)}} &= 3,33 \frac{E_{\text{Бр}} h_0 l_{\text{п max (min)}}}{R_H^2 n_c} \end{aligned} \right\}, \quad (2.49)$$

де n_c – кількість робочих гофрів сільфона; $l_{\text{п max (min)}}$ – переміщення сільфона в міліметрах, під дією тиску $p_{\text{max (min)}}$ – максимального (мінімального) значення тиску з урахуванням пульсації, кг/мм².

Максимальне (мінімальне) переміщення дна сільфона розраховують за формулою

$$l_{\text{п max (min)}} = \frac{\pi (R_H^2 + R_B^2) p_{\text{max (min)}}}{2 c_{c\Sigma}}, \quad (2.50)$$

де $c_{c\Sigma}$ визначають з формули $c_{c\Sigma} = (4,3 - 4,8) \frac{\pi E_{\text{Бр}} h_0^3}{R_H^2 n_c}$.

Максимальне та мінімальне меридіанні згинальне й окружне напруження визначають за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1\text{o max (min)}} &= \frac{\left[2 (R_H + R_B)^2 + (R_H^2 + R_B^2) \right] p_{\text{max (min)}}}{16 (R_H^2 + R_B^2) h_0} \\ \sigma_{2\text{и max (min)}} &= \mu_{\text{п}} \sigma_{1\text{и max (min)}} \end{aligned} \right\}, \quad (2.51)$$

де $\mu_{\text{п}}$ – коефіцієнт Пуассона.

Головні напруження розраховують за залежностями:

$$\sigma_{i \text{ max (min)}} = \sigma_{i\text{o max (min)}} - \sigma_{i\text{н max (min)}}, \quad (2.52)$$

де i – індекси головних напружень, $i = 1, 2$.

Головні напруження приводять до рівнопульсаційного циклу

$$\tilde{\sigma}_i = \frac{\sigma_B^2}{\sigma_{a i}} (1 - m_i^2) \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2a_i}{1 - m_i^2} \right)^2} \right], \quad (2.53)$$

$$\text{де } m_i = \frac{\sigma_{mi}}{\sigma_B}; a_i = \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_B}; \sigma_{mi} = \frac{\sigma_{1\max} + \sigma_{1\min}}{2}; \sigma_{ai} = \frac{\sigma_{1\max} - \sigma_{1\min}}{2}.$$

Значення еквівалентного напруження у небезпечній точці сільфона розраховують за залежністю, отриманою з енергетичної теорії міцності, аналогічною (2.27)

$$\sigma_{\text{екв}}^0 = \sqrt{\tilde{\sigma}_1^2 + \tilde{\sigma}_2^2 - \tilde{\sigma}_1 \tilde{\sigma}_2}. \quad (2.54)$$

Середнє значення циклічної міцності $\bar{N}_c$ знаходять із залежності [107]

$$\lg \bar{N}_c = a - m \lg \sigma_{\text{екв}}^0, \quad (2.55)$$

де a і m – експериментально визначені коефіцієнти.

Для Бр.Б2: $a = 6$; $m = 0,62$ [115]. Таким чином розраховують циклічну міцність сільфонів ГПТ, яка визначає їх надійність.

Мембрана – гнучка тонка плівка, яка під дією зовнішніх сил знаходиться в стані натягу та має пружність. Мембрани виготовляють з гуми, прогумованої тканини тощо. Їх використовують як чутливі елементи, які перетворюють зміну тиску в лінійні переміщення.

Ефективною площею мембрани називають умовну площу, що дорівнює частки від ділення зовнішнього робочого зусилля, яке розвиває мембрана під дією перепаду тиску, на цей перепад, $A_{\text{ем}} = F / \Delta p$. Вимушені коливання мембрани під дією зосереджених чи розподілених періодичних зовнішніх сил відбуваються з частотою зовнішнього впливу. Зазначимо, що при співпаданні частоти зовнішньої сили з однією з власних частот мембрани відбувається резонанс.

Мембрана кріпиться по контуру, на якому утворюється натяг, який забезпечує роботу мембрани як пружної системи. Максимальний прогин мембрани під дією рівномірно розподіленого навантаження інтенсивністю p на одиницю площі A_m , яка перекриває мембрану, визначається за наближеною формулою

$$x_{m\max} = k p A_m / F_0,$$

де F_0 – натяг на одиницю довжини контуру; k – коефіцієнт, який залежить від проекції мембрани на площину: для квадратної $k = 0,08$; для круглої $k = 0,078$; для трикутної $k = 0,063$.

Жорсткість мембрани вказується в її технічній характеристиці.

Математичні моделі робочих процесів структурних елементів ГПТ, які отримані нами з урахуванням максимальної кількості факторів, наведених вище, дозволяють на основі єдиних методологічних підходів будувати математичні моделі його робочого процесу, проводити їх синтез.

2.3. Математичні моделі робочого процесу ГПТ

2.3.1. Математична модель робочого процесу однокамерного ГПТ

Розглядався однокамерний ГПТ із звуженим патрубком на вході. При складанні математичної моделі його робочого процесу вважали, що вихід ГПТ з'єднано з ГА, навантаження якого моделюється регульованим дроселем, рис. 2.7.

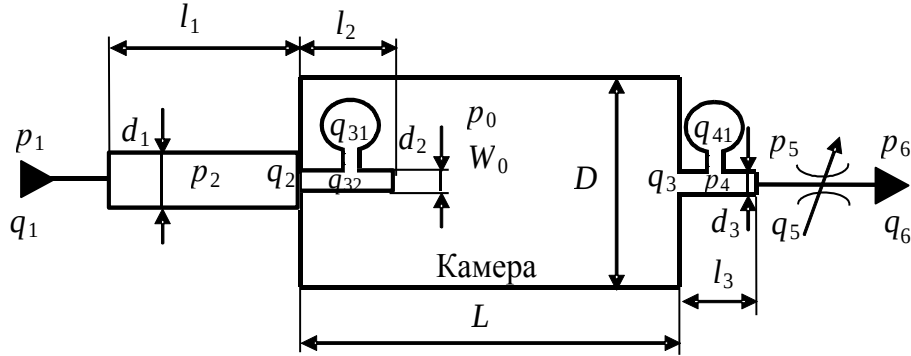


Рис. 2.7. Розрахункова схема однокамерного ГПТ зі звуженим патрубком на вході

Математична модель такого ГПТ включає рівняння:

– руху РР у вхідному каналі ГПТ

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (2.56)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно витрати на вході та виході вхідного каналу ГПТ;
 $q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у вхідному каналі ГПТ;

– руху РР у звуженому патрубку, встановленому на вході ГПТ

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_0(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.57)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у звуженому патрубку, встановленому на вході ГПТ; $q_{32}(t)$ – витрата на виході із звуженого патрубка, встановленого на вході ГПТ;

– нерозривності

$$q_0(t) = q_{32}(t), \quad (2.58)$$

де $q_0(t)$ – витрата на вході камери;

– зміни тиску в камері

$$\frac{dp_0(t)}{dt} = [q_0(t) - q_3(t)] \frac{E_{\text{прс}}(t)}{W_0}, \quad (2.59)$$

де W_0 – об'єм камери; $q_3(t)$ – витрата на виході камери;

– руху РР у вихідному каналі ГПТ

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_3(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_0(t) - p_4(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_3(t), \\ \frac{d p_4(t)}{d t} &= \frac{1}{C_4(t)} q_{41}(t) = \frac{1}{C_4(t)} [q_3(t) - q_{42}(t)], \\ \frac{d q_{42}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_4(t) - p_5(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_{42}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.60)$$

де $q_{41}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням РР у вихідному каналі ГПТ; $q_{42}(t)$ – витрата на виході із вихідного каналу ГПТ;

– нерозривності

$$q_{42}(t) = q_5(t) = q_6(t), \quad (2.61)$$

де $q_5(t)$ і $q_6(t)$ – відповідно витрати на виході з ГПТ і ГА;

– витрати через регульований дросель

$$q_6(t) = \mu_{\text{др}}(\text{Re}) A_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{с}}(t)} [p_5(t) - p_6(t)]}, \quad (2.62)$$

де $\mu_{\text{др}}(\text{Re})$ і $A_{\text{др}}$ – відповідно, коефіцієнт витрати і площа дроселя.

Рівняння (2.56)–(2.62) доповнювали обмеженням $p_6(t) \geq p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$ – тиск насиченої пари РР, та $p_{\text{max}} \leq p_{\text{ГПТ}}^*$, де $p_{\text{ГПТ}}^*$ визначають з умови його міцності. Зазначимо, що ці обмеження входять до усіх математичних моделей ГПТ і далі опускаються. Аналогічним чином будують математичні моделі робочого процесу будь-яких камерних ГПТ.

2.3.2. Математична модель робочого процесу інтерференційного ГПТ

Розглядався інтерференційний ГПТ з обвідним каналом, рис. 2.8. При складанні математичної моделі його робочого процесу вважали, що навантаження, яке створюється ГА на його виході, моделюється регульованим дроселем, а витікання РР відбувається в атмосферу.

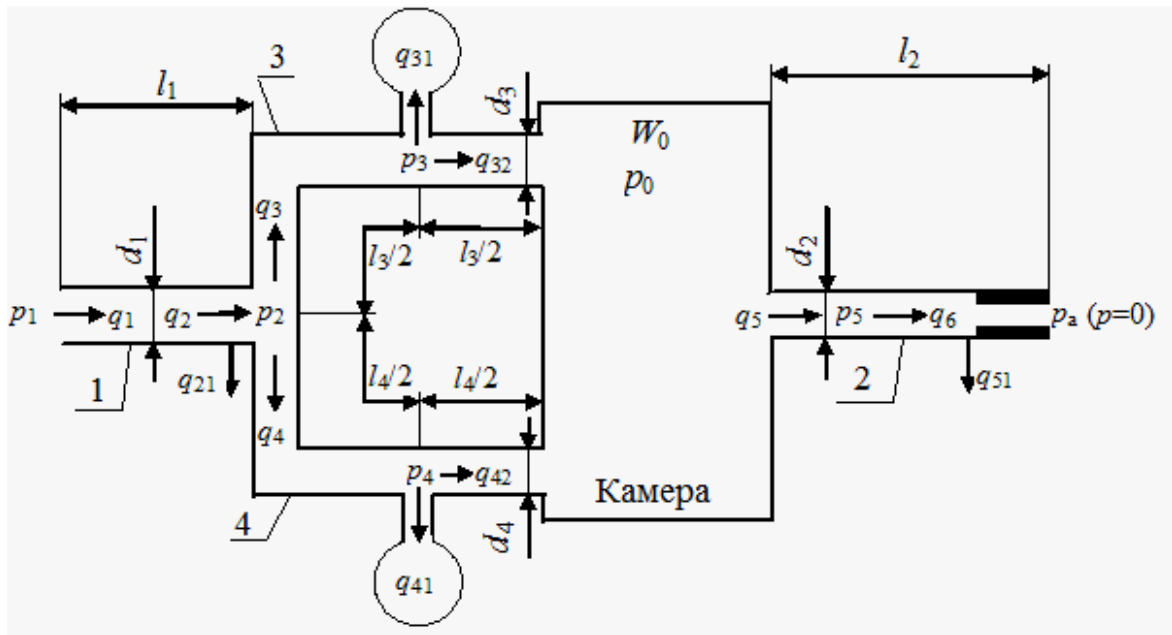


Рис. 2.8. Розрахункова схема інтерференційного ГПТ

Математична модель включає рівняння:

– руху РР в трубі 1

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}; \quad (2.63)$$

– руху РР в каналі 3

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_3(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_3(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_3(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_0(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (2.64)$$

– руху РР в каналі 4

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_4(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_2(t) - p_4(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_4(t), \\ \frac{d p_4(t)}{d t} &= \frac{1}{C_4(t)} q_{41}(t) = \frac{1}{C_4(t)} [q_4(t) - q_{42}(t)], \\ \frac{d q_{42}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_4(t)} [p_4(t) - p_0(t)] - \frac{R_4(t)}{L_4(t)} q_{42}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (2.65)$$

– нерозривності

$$q_2(t) = q_3(t) + q_4(t); \quad (2.66)$$

– зміни тиску в камері, яка з'єднує канали 3 і 4

$$\frac{dp_0(t)}{dt} = [q_{32}(t) + q_{42}(t) - q_5(t)] \frac{E_{\text{прС}}(t)}{W_0}, \quad (2.67)$$

де W_0 – об'єм цієї камери;

– руху РР в трубі 2

$$\left. \begin{aligned} \frac{dq_5(t)}{dt} &= \frac{1}{L_2(t)} [p_0(t) - p_5(t)] - \frac{R_2(t)}{L_2(t)} q_5(t), \\ \frac{dp_5(t)}{dt} &= \frac{1}{C_2(t)} q_{51}(t) = \frac{1}{C_2(t)} [q_5(t) - q_6(t)] \end{aligned} \right\}; \quad (2.68)$$

– витрати через дросель

$$q_6(t) = \mu_{\text{др}}(\text{Re}) A_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_5(t)}, \quad (2.69)$$

де $\mu_{\text{др}}(\text{Re})$ і $A_{\text{др}}$ – відповідно коефіцієнт витрати і площа дроселя.

Рівняння (2.63)–(2.69) доповнювали умовою інтерференції хвиль пульсацій тиску $l_3 \neq l_4$.

2.3.3. Математична модель робочого процесу ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

Розглядався ГПТ, рис. 2.9 [97].

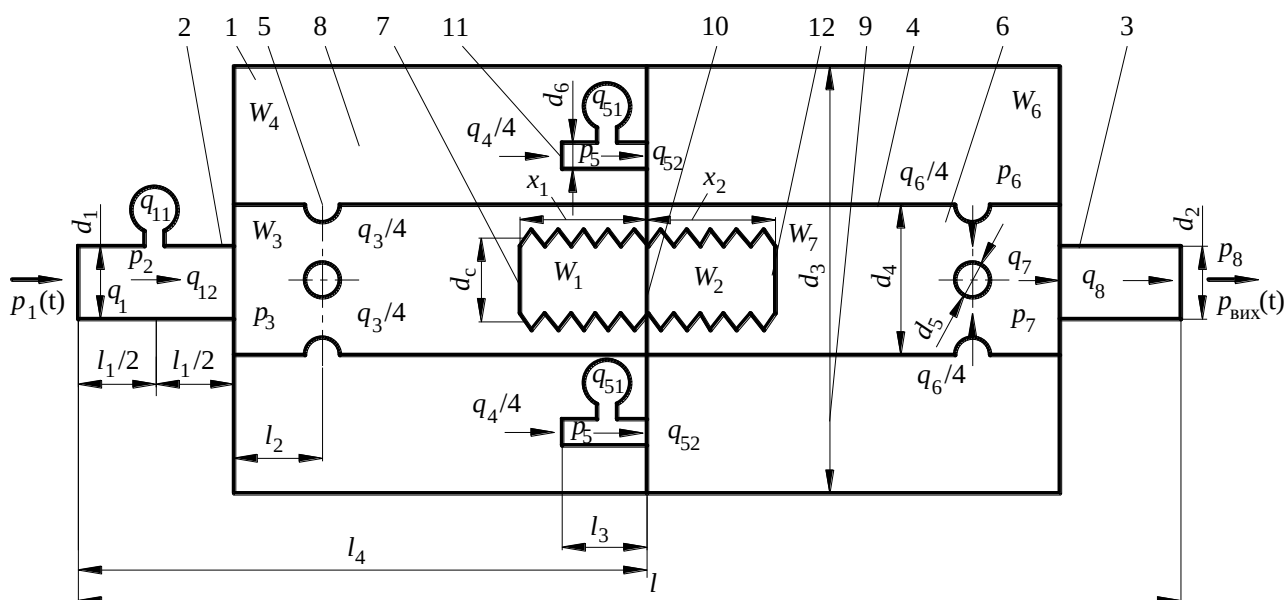


Рис. 2.9. Розрахункова схема ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів: 1 – корпус; 2 і 3 – вхідний і вихідний патрубки; 4 – центральна труба; 5 і 6 – отвори; 7, 12 – пружні блоки зі змінною жорсткістю (сильфони); 8 і 9 – проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – короткі внутрішні патрубки

При складанні математичної моделі робочого процесу ГПТ вважали, що навантаження, яке створюється ГА на його виході, моделюється регульованим дроселем. Зауважимо, що витрата через цей дросель розраховувалась згідно з залежністю, аналогічною (2.69). Математична модель робочого процесу ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів складається з рівнянь [21]:

– руху РР в каналі 1

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1} q_{11}(t) = \frac{1}{C_1} [q_1(t) - q_{12}(t)], \\ \frac{d q_{12}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_{12}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (2.70)$$

– зміни тиску в камерах зі змінним об'ємом 3

$$\frac{d p_3(t)}{d t} = [q_{12}(t) - q_3(t)] \frac{E_{\text{нрС}}(t)}{W(t)_3}, \quad (2.71)$$

де $W(t)_3$ – об'єм камери;

– зміни об'єму камери 3

$$W(t)_3 = \frac{\pi d_4^2}{4} (l_4 - l_1) - W(t)_1, \quad (2.72)$$

де $W(t)_1$ – змінний під дією пульсуючого тиску об'єм камери сильфона, який розраховують за залежністю

$$W(t)_1 = \frac{\pi d_C^2}{4} (l_C - l_{\text{лр3}}(t)); \quad l_{\text{лр3}}(t) = \begin{cases} \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t)}{c_{C\Sigma}}, & \text{при } \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t)}{c_{C\Sigma}} < l_{\text{лmax}} \\ l_{\text{лmax}}, & \text{при } \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_3(t)}{c_{C\Sigma}} \geq l_{\text{лmax}} \end{cases};$$

– витрати через отвори з камери 3 в камеру 4

$$1/4 q_3(t) = \mu(\text{Re}) A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)]}; \quad (2.73)$$

– зміни тиску в камері 4

$$\frac{d p_4(t)}{d t} = [q_3(t) - q_4(t)] \frac{E_{\text{нрС}}(t)}{W_4}, \quad (2.74)$$

де W_4 – об'єм камери, $W_4 = \frac{\pi (d_3^2 - d_4^2)}{4} (l_4 - l_1) - 4 \frac{\pi d_6^2}{4} l_3$;

– нерозривності

$$q_5(t) = 1/4 q_4(t); \quad (2.75)$$

– руху РР в каналі 5

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_5(t)}{d t} &= \frac{1}{L_5(t)} [p_4(t) - p_5(t)] - \frac{R_5(t)}{L_5(t)} q_5(t), \\ \frac{d p_5(t)}{d t} &= \frac{1}{C_5} q_{51}(t) = \frac{1}{C_5} [q_5(t) - q_{52}(t)], \\ \frac{d q_{52}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_5(t)} [p_5(t) - p_6(t)] - \frac{R_5(t)}{L_5(t)} q_{52}(t) \end{aligned} \right\}; \quad (2.76)$$

– зміни тиску в камері 6

$$\frac{d p_6(t)}{d t} = [4 q_{52}(t) - q_6(t)] \frac{E_{\text{нрС}}(t)}{W_6}, \quad (2.77)$$

де W_6 – об’єм камери, $W_6 = \frac{\pi (d_3^2 - d_4^2)}{4} (l_4 - l_1)$;

– витрати через отвори у внутрішніх камерах

$$1/4 q_6(t) = \mu(\text{Re}) A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_6(t)}} [p_6(t) - p_7(t)]; \quad (2.78)$$

– зміни тиску в камерах зі змінним об’ємом 7

$$\frac{d p_7(t)}{d t} = [q_6(t) - q_7(t)] \frac{E_{\text{нрС}}(t)}{W(t)_7}, \quad (2.79)$$

де $W(t)_7$ – об’єм камери 7;

– зміни об’єму камери 7

$$W(t)_7 = \frac{\pi d_4^2}{4} l - W(t)_2, \quad (2.80)$$

де $W(t)_2$ – змінний під дією пульсуючого тиску об’єм камери сильфона

$$W(t)_2 = \frac{\pi d_C^2}{4} (l_C - l_{\text{п7}}(t)); \quad l_{\text{п7}}(t) = \begin{cases} \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t)}{c_{\text{С}\Sigma}}, \text{ при } \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t)}{c_{\text{С}\Sigma}} < l_{\text{max}} \\ l_{\text{max}}, \text{ при } \frac{\frac{\pi d_C^2}{4} p_7(t)}{c_{\text{С}\Sigma}} \geq l_{\text{max}} \end{cases};$$

– руху РР у вихідному каналі 8

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_7(t)}{d t} &= \frac{1}{L_8(t)} [p_7(t) - p_8(t)] - \frac{R_8(t)}{L_8(t)} q_7(t), \\ \frac{d p_8(t)}{d t} &= \frac{1}{C_8} q_{81}(t) = \frac{1}{C_8} [q_7(t) - q_8(t)] \end{aligned} \right\}. \quad (2.81)$$

Рівняння (2.70)–(2.81) доповнювали обмеженнями: $l_{\max} \leq n_C(t_C - 2\delta_C)$, де $l_{p3}(t)$, $l_{p7}(t)$ і $l_{\max}$ – відповідно переміщення сифона під дією тиску p_3 , p_7 і максимальне; t_C – крок гофрування сифона; δ_C і n_C – відповідно товщина стінки і кількість робочих гофрів сифона. При використанні в якості пружних елементів сифонів, які працюють разом з гвинтовою циліндричною пружиною, або двох сифонів, $c_{C\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

2.3.3. Математична модель робочого процесу удосконаленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

Розглядався удосконалений ГПТ, рис.2.10 [99].

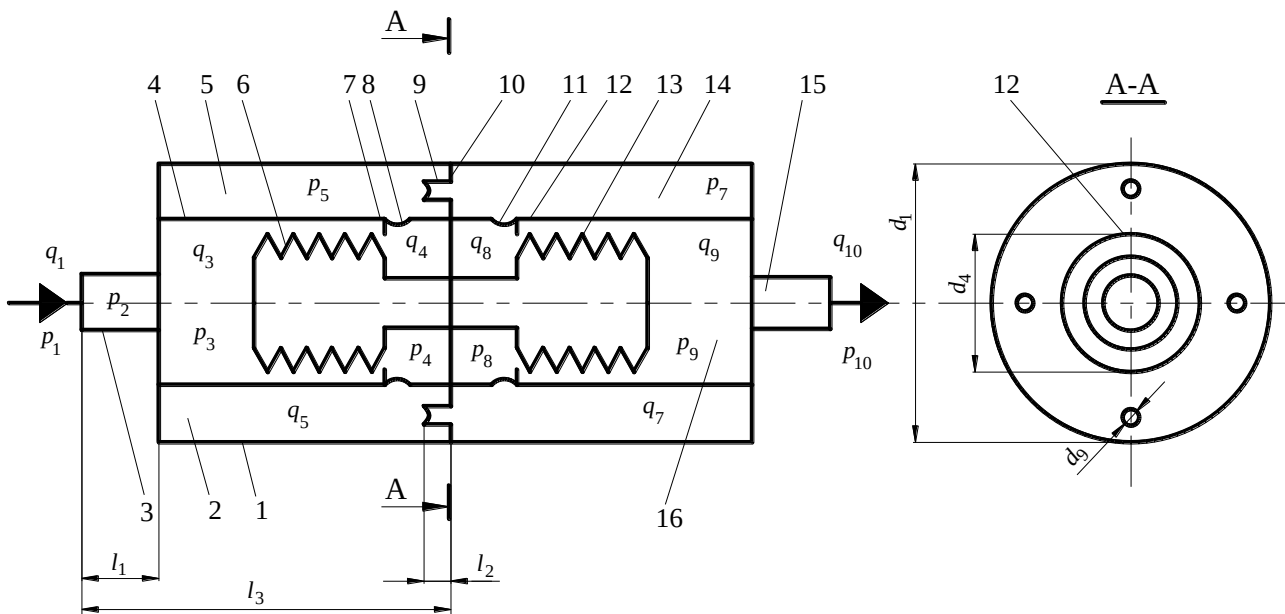


Рис. 2.10. – Схема удосконаленого ГПТ: 1 – корпус; 2, 5, 14, 16 – проточні порожнини; 3 і 15 – вхідний і вихідний патрубки; 4 – центральна труба; 6, 13 – сифони; 7, 12 – кільця; 8, 11 – отвори; 9 – короткі внутрішні патрубки; 10 – перегородка

Математична модель удосконаленого ГПТ складається з рівнянь:

– руху РР в каналі 3 (9)

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_{1(6)}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_{1(6)}(t)} [p_{1(5)}(t) - p_{2(6)}(t)] - \frac{R_{1(6)}(t)}{L_{1(6)}(t)} q_{1(6)}(t), \\ \frac{d p_{2(6)}(t)}{d t} &= \frac{1}{C_{1(6)}} q_{11(61)}(t) = \frac{1}{C_{1(6)}} [q_{1(6)}(t) - q_{12(62)}(t)], \\ \frac{d q_{12(62)}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_{1(6)}(t)} [p_{2(6)}(t) - p_{3(7)}(t)] - \frac{R_{1(6)}(t)}{L_{1(6)}(t)} q_{12(62)}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.82)$$

де $q_{11(61)}(t)$ і $q_{12(62)}(t)$ – відповідно витрата, обумовлена стисканням РР у 3 каналі (9 звуженому патрубку) і на його виході;

– зміни тиску в камерах зі змінним об'ємом 2 (16)

$$\frac{d p_{3(7)}(t)}{d t} = [q_{12(16)}(t) - q_{3(9)}(t)] \frac{E}{W(t)_{2(16)}}, \quad (2.83)$$

де $W(t)_{2(16)}$ – об'єм камери 2 (16);

– зміни об'єму камери 2 (16)

$$W(t)_{2(16)} = \pi d_4^2 (l_3 - l_1) / 4 - W(t)_{C1(C2)}, \quad (2.84)$$

де $W(t)_{C1(C2)}$ – змінний, під дією пульсуючого тиску, об'єм камери сильфона 1 (2), який розраховують за залежністю

$$\begin{aligned} W(t)_{C1(C2)} &= \pi d_C^2 [l_C - l_{p3(9)}(t)] / 4, \\ l_{p3(9)}(t) &= \begin{cases} \pi d_C^2 p_{3(9)}(t) / 4c_{C\Sigma}, & \text{при } \pi d_C^2 p_{3(9)}(t) / 4c_{C\Sigma} < l_{\max}; \\ l_{\max}, & \text{при } \pi d_C^2 p_{3(9)}(t) / 4c_{C\Sigma} \geq l_{\max} \end{cases}; \end{aligned}$$

– витрати через щілину між гофрами розташованими з боку основи сильфона 6 (13) та кільцем 7 (12)

$$q_{4(9)}(t) = \frac{1,75\pi [(d_{7(12)} + d_C)/2] [(d_{7(12)} - d_C)/2]^3}{2\mu l_{\text{щ}}} \Delta p_{4(9)}(t), \quad (2.85)$$

де 1,75 – коефіцієнт, який враховує концентричність зазору; $d_{7(12)}$ – внутрішній діаметр кільця 7 (12); $\Delta p_{4(9)}$ – перепад тиску на щілині; $l_{\text{щ}}$ – довжина щілини між гофрами, розташованими з боку основи сильфона 6 (13), та кільцем 7 (12);

– витрати через отвори 8 (11)

$$(1/4) q_{4(7)}(t) = \mu(\text{Re}) A_o \sqrt{2[p_{4(7)}(t) - p_{5(8)}(t)] / \rho_{4(7)}(t)}; \quad (2.86)$$

– зміни тиску в камері 5 (14)

$$\frac{d p_{5(14)}(t)}{d t} = [q_{4(62)}(t) - q_{5(7)}(t)] \frac{E}{W_{5(14)}}, \quad (2.87)$$

де $W_{5(14)}$ – об’єм камери,

$$W_5 = \pi (d_1^2 - d_4^2)(l_3 - l_1)/4 - \pi d_9^2 l_2; \quad W_{14} = \pi (d_1^2 - d_4^2)(l_3 - l_1)/4;$$

– нерозривності

$$q_{5(8)}(t) = q_{6(7)}(t)/4; \quad (2.88)$$

– руху РР у вихідному каналі 15

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_9(t)}{d t} &= \frac{1}{L_{10}(t)} [p_9(t) - p_{10}(t)] - \frac{R_{10}(t)}{L_{10}(t)} q_9(t), \\ \frac{d p_{10}(t)}{d t} &= \frac{1}{C_{10}} q_{101}(t) = \frac{1}{C_{10}} [q_9(t) - q_{10}(t)] \end{aligned} \right\}. \quad (2.89)$$

Рівняння (1.82)–(2.89) доповнювали обмеженнями: $l_{\text{imax}} \leq n_C(t_C - 2\delta_C)$, де $l_{\text{pз}}(t)$, $l_{\text{p9}}(t)$ і l_{imax} – відповідно переміщення сильфона під дією тиску p_3 , p_9 і максимальне; t_C – крок гофра сильфона; δ_C і n_C – товщина стінки і кількість робочих гофрів сильфона. При використанні в якості пружних елементів сильфонів, які працюють разом із гвинтовою циліндричною пружиною, або двох сильфонів $c_{C\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

Розроблені математичні моделі робочого процесу в ГПТ у складі ГА, які базуються на декомпозиції його на вузли та зосередженні параметрів за Т- і Г-подібними схемами і комплексно, порівняно з раніше відомими, враховують такі фактори, як: нестаціонарність гідромеханічних процесів, властивості РР, змінність коефіцієнта витрат. Їх використання дозволяє більш докладно визначити вплив робочих і конструктивних параметрів ГПТ на його характеристики, провести раціональний вибір останніх.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ГПТ

Ці дослідження проводили, розглядаючи ГПТ у складі об'ємного ГА. Розглядали ГПТ, схеми та конструктивні розміри яких наведені в додатку А – рис. А.1–А.4, табл. А.2–А.5. Вважали, що тиск зливу в ГА дорівнює атмосферному. Параметри РР (масла ІПП–30): густина $\rho = 885 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu_t = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; температура 50°C . Використовували розроблені математичні моделі.

3.1. Визначення частотного діапазону ефективного застосування пасивних ГПТ

За розробленими математичними моделями робочого процесу ГПТ, в пакеті прикладних програм, визначали коефіцієнт гасіння залежно від частоти пульсацій тиску на виході насоса, його конструктивних параметрів, робочих параметрів ГА, газовмісту РР, рис. 3.1 ... 3.5. За результатами досліджень встановлено, що ефективним частотним діапазоном гасіння пульсацій тиску однокамерного ГПТ з патрубком на вході є частоти більші за 150 Гц, рис. 3.1. У цьому діапазоні частот його коефіцієнт гасіння суттєвим чином залежить від діаметра і довжини його камери, а також газовмісту РР. Зміна витрати в ГА, в межах $\pm 15\%$ від її номінального значення, рівня тиску в ГА та діаметра умовного проходу на коефіцієнт гасіння практично не впливають.

Дослідження ГА з однокамерним ГПТ з патрубком на виході показали, що його коефіцієнт гасіння в діапазоні частот, більших за 50 Гц, є практично незмінним та значно меншим за коефіцієнт гасіння однокамерного ГПТ з патрубком на вході, рис. 3.2. При цьому значний вплив на його коефіцієнт гасіння має діаметр умовного проходу. Застосування такого ГПТ в ГА з діаметром умовного проходу $d_y \leq 10 \text{ мм}$ неефективно.

За результатами дослідження ГА з двокамерним ГПТ з двома патрубками встановлено, що характер зміни його коефіцієнта гасіння від газовмісту РР та зміни витрати в ГА в межах $\pm 15\%$ від її номінального значення подібний до коефіцієнта гасіння однокамерного ГПТ з патрубком на вході, однак його значення значно менші, рис. 3.3. Найбільший вплив на коефіцієнт гасіння двокамерного ГПТ з двома патрубками в діапазоні частот, більших за 150 Гц, мають діаметри його камери та умовного проходу. Слід зазначити, що на частотах від 120 Гц до 175 Гц двокамерний ГПТ з двома патрубками може підсилювати пульсації тиску. Діапазоном ефективного застосування такого

ГПТ є частоти до 80 Гц та більші за 190 Гц.

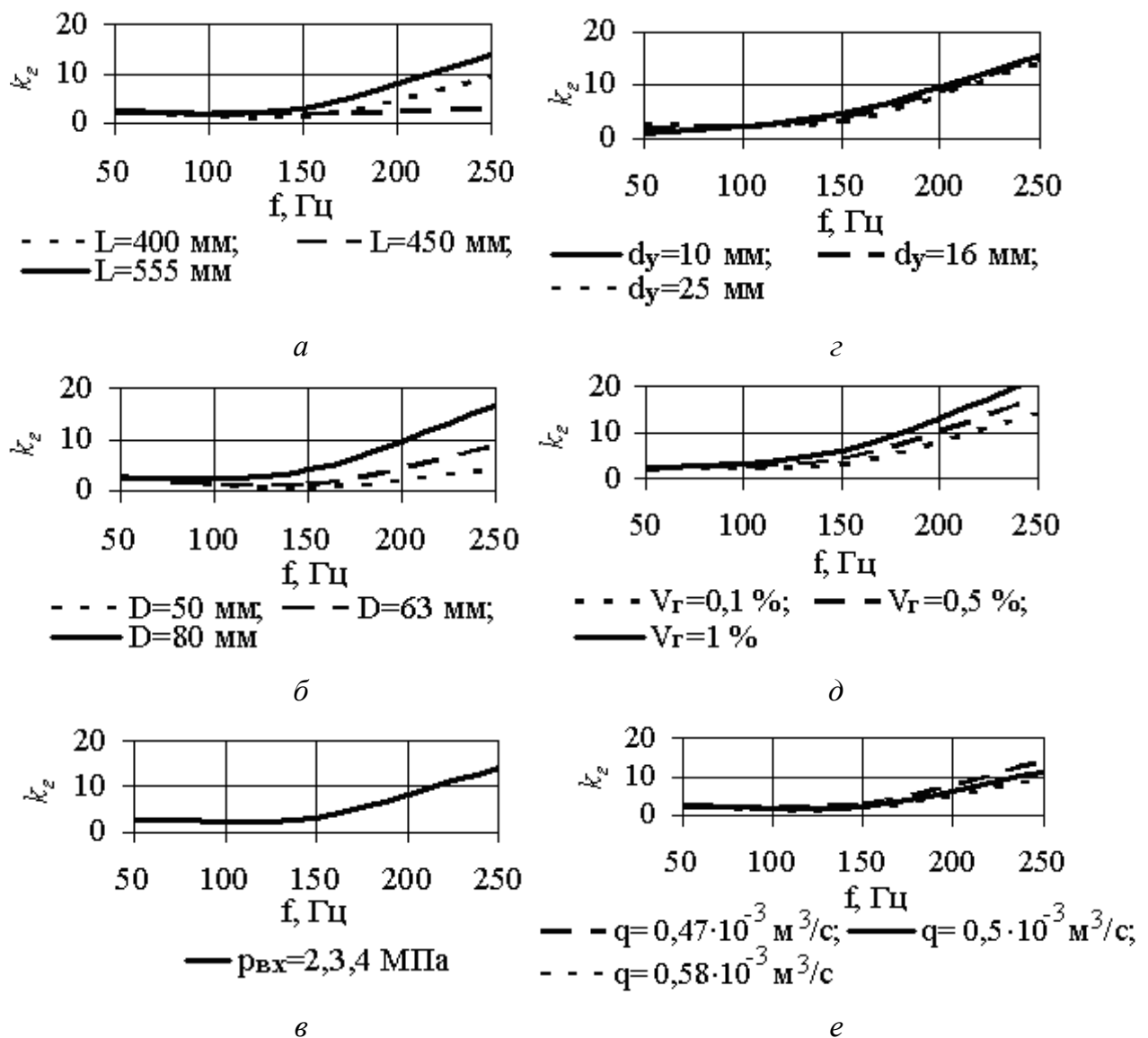


Рис. 3.1. Залежність коефіцієнта гасіння k_r однокамерного ГПТ з патрубком на вході від частоти f та: *a* – довжини його камери L ($d_y = 20$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *б* – діаметра його камери D ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм); *в* – тиску на вході в ГПТ $p_{вх}$ ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *г* – діаметра умовного проходу ГПТ d_y ($L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *д* – газовмісту РР V_r ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *е* – витрати ГА q ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

Дослідження ГА з інтерференційними ГПТ виявили, що зміна витрати та тиску в ГА в діапазоні частот від 150 Гц і вище не мають суттєвого впливу на їх коефіцієнт гасіння, рис. 3.4, 3.5. Інтерференційний ГПТ з боковим відгалуженням має високий коефіцієнт гасіння в діапазоні частот, менших за

100 Гц при $d_{\text{від}} < d_y$, а в діапазоні частот більших за 100 Гц при $d_{\text{від}} \geq d_y$, рис. 3.4, в.

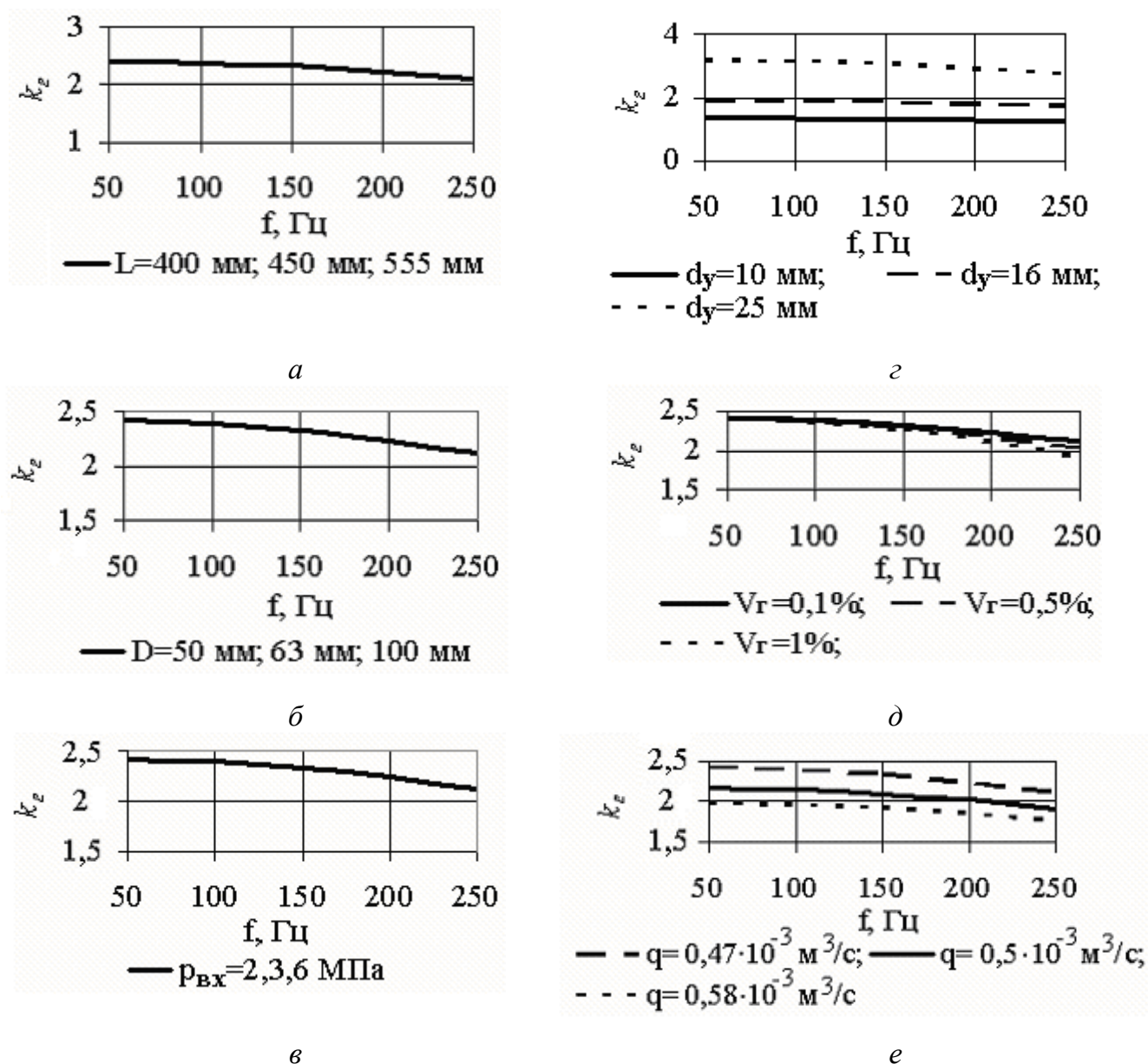


Рис. 3.2. Залежність коефіцієнта гасіння k_r однокамерного ГПТ з патрубком на виході від частоти f та: *а* – довжини його камери L ($d_y = 20$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *б* – діаметра його камери D ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм); *в* – тиску на вході в ГПТ $p_{\text{вх}}$ ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *г* – діаметра умовного проходу ГПТ d_y ($L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *д* – газовмісту РР V_r ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *е* – витрати ГА q ($d_y = 20$ мм, $L = 555$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

Суттєвою відмінністю інтерференційного ГПТ з обвідним каналом від інтерференційного ГПТ з боковим відгалуженням є те, що в діапазоні частот від

80 Гц до 200 Гц тільки газовміст РР має значний вплив на його коефіцієнт гасіння. Зазначимо, що ефективний частотний діапазон застосування інтерференційних ГПТ суттєвим чином залежить від їх конструктивних параметрів, робочих параметрів ГА.

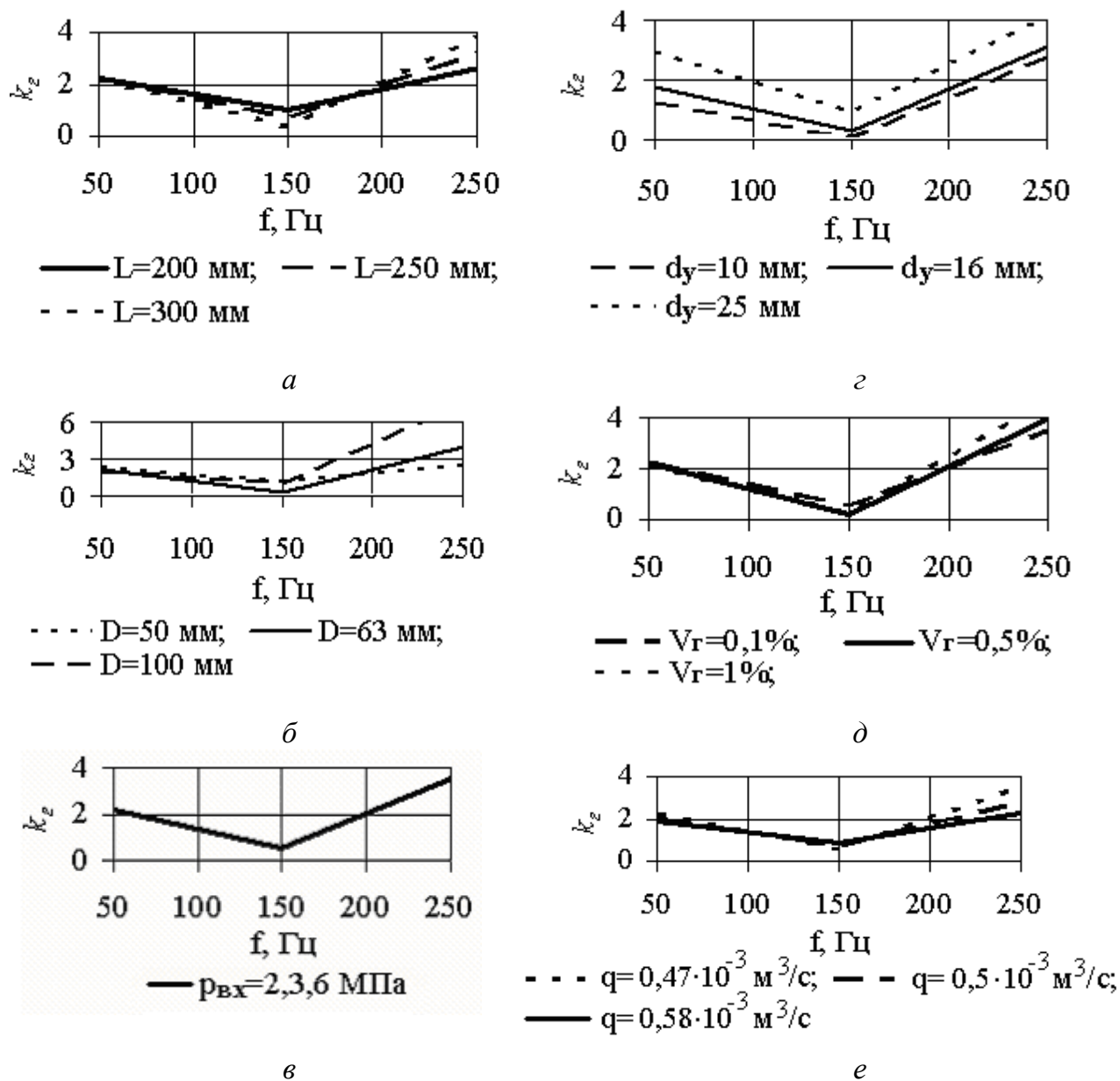


Рис. 3.3. Залежність коефіцієнта гасіння k_r двокамерного ГПТ з двома патрубками від частоти f та: *а* – загальної довжини його камер L ($d_y = 20$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *б* – діаметра його камери D ($d_y = 20$ мм, $L = 275$ мм, $d = 10$ мм); *в* – тиску на вході в ГПТ $p_{вх}$ ($d_y = 20$ мм, $L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *г* – діаметра умовного проходу ГПТ d_y ($L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *д* – газовмісту РР V_r ($d_y = 20$ мм, $L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм); *е* – витрати ГА q ($d_y = 20$ мм, $L = 275$ мм, $d = 10$ мм, $D = 75$ мм)

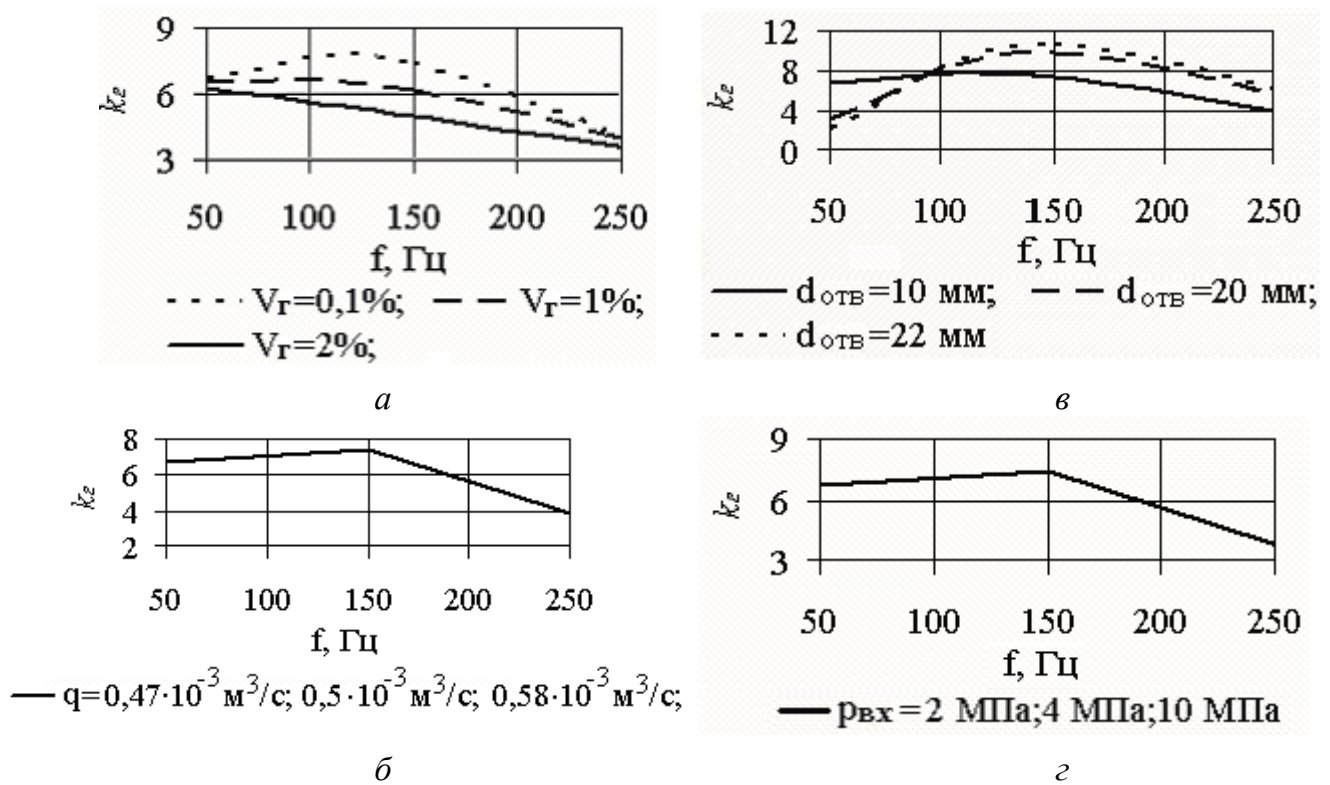


Рис. 3.4. Залежність коефіцієнта гасіння k_r інтерференційного ГПТ з боковим відгалуженням від частоти f та: а – газовмісту РР V_r ($d_y = 20$ мм, $l_{\text{від}} = 1000$ мм, $d_{\text{від}} = 10$ мм); б – витрати ГА q ($d_y = 20$ мм, $l_{\text{від}} = 1000$ мм, $d_{\text{від}} = 10$ мм); в – діаметра бокового відгалуження $d_{\text{від}}$ ($d_y = 20$ мм, $l_{\text{від}} = 1000$ мм); г – тиску на вході в ГПТ $p_{\text{вх}}$ ($d_y = 20$ мм, $l_{\text{від}} = 1000$ мм, $d_{\text{від}} = 10$ мм)

За результатами розрахунків встановлено, що при використанні інтерференційних ГПТ низькочастотні пульсації тиску в ГА, спричинені спрацюванням виконавчих механізмів та апаратури, практично не пропускаються до насоса, отже, не впливають на його роботу. За результатами досліджень ГПТ всіх типів встановлено, що робочі параметри РР (газо вміст, температура, в'язкість) мають суттєвий вплив на їх характеристики. При газовмісті РР від 0,5 % та вище найбільш ефективно гасіння пульсацій тиску відбувається при застосуванні камерних ГПТ, а при газовмісті РР до 1 % – інтерференційних.

Однією з важливих вимог, що ставляться до ГПТ, є забезпечення малих втрат тиску. Ці втрати розраховуються згідно з відомими методиками, наприклад, роботи [98]. За результатами розрахунку встановлено, що сумарні втрати тиску в спроектованих нами ГПТ не перевищують 4 ... 6 %. Для зменшення втрат тиску в ГПТ розміри їх проточних частин слід вибирати з урахуванням середньої швидкості течії РР в трубопроводах ГА.

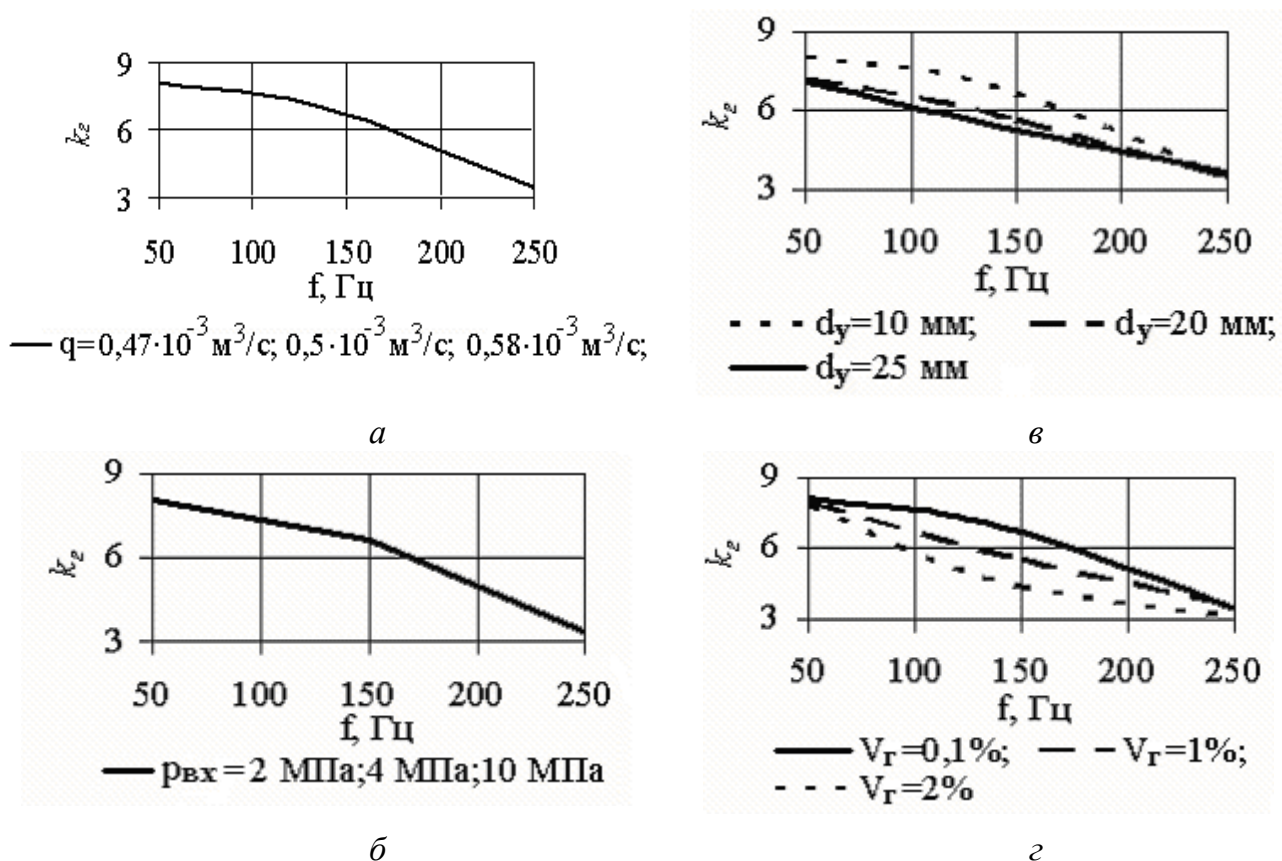


Рис. 3.5. Залежність коефіцієнта гасіння k_r інтерференційного ГПТ з обвідним каналом від частоти f та: *a* – витрати ГА q ($d_y = 20$ мм, $l_1 = 80$ мм, $l_2 = 283$ мм, $d_1 = d_2 = 10$ мм); *б* – тиску на вході в ГПТ $p_{\text{вх}}$ ($d_y = 20$ мм, $l_1 = 80$ мм, $l_2 = 283$ мм, $d_1 = d_2 = 10$ мм); *в* – діаметра умовного проходу ГПТ d_y ($l_1 = 80$ мм, $l_2 = 283$ мм, $d_1 = d_2 = 10$ мм); *г* – газовмісту РР V_r ($d_y = 20$ мм, $l_1 = 80$ мм, $l_2 = 283$ мм, $d_1 = d_2 = 10$ мм)

3.2. Дослідження робочого процесу в ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів у складі об'ємного ГА

Проведений нами аналіз літературних джерел дозволив встановити, що дослідження робочих процесів в ГПТ не знайшло в них належного висвітлення. Більшість дослідників обмежуються визначенням конструктивних та робочих параметрів ГПТ та коефіцієнта гасіння. Отже, дослідження робочих процесів у ГПТ є актуальним науковим завданням, вирішення якого відкриває шлях для їх удосконалення. Зазначимо, що розгляд робочого процесу саме в ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів зумовлений тим, що він має складну конструкцію та в літературних джерелах відомості про нього відсутні. При дослідженнях вважали, що тиск зливу в ГА дорівнює атмосферному, а газовміст РР – 0,8 %. Використовували математичну модель робочого процесу ГПТ, розроблену в п. 2.3.3.

3.2.1. Математичне моделювання течії РР у ГПТ

При визначенні течії РР у ГПТ, рис. 3.6, приймали, що одна вісь системи координат співпадає з його віссю, а інша – перпендикулярна до неї. Розглядали плоску задачу течії в'язкої нестисливої РР ($\rho = \text{const}$), для якої використовували рівняння руху та нерозривності (2.6) і (2.7).

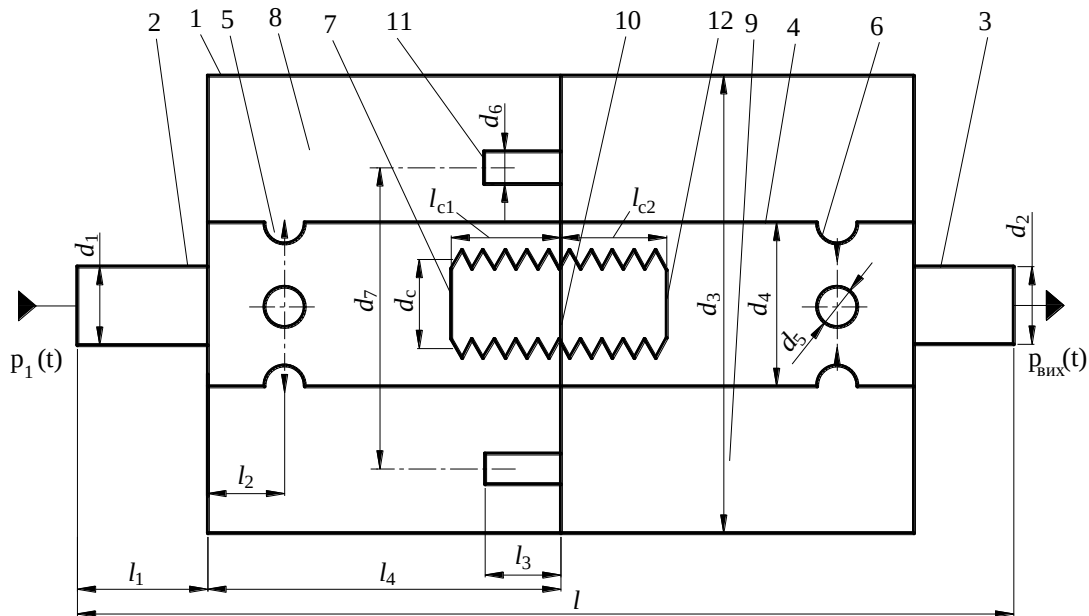


Рис. 3.6. Схема ГПТ для моделювання в ньому течії РР: 1 – корпус; 2 і 3 – відповідно вхідний і вихідний патрубки; 4 – центральна труба; 5 і 6 – отвори; 7, 12 – сильфони; 8 і 9 – проточні порожнини; 10 – перегородка; 11 – короткі внутрішні патрубки

При математичному моделюванні вважали, що ГПТ має такі розміри: $d_1 = d_2 = 10$ мм; $d_3 = 100$ мм; $d_4 = 50$ мм; $d_5 = d_6 = 5$ мм; $d_7 = 70$ мм; $d_c = 40$ мм; $l = 400$ мм; $l_1 = 25$ мм; $l_2 = 20$ мм; $l_3 = 10$ мм; $l_4 = 200$ мм; $l_{c1} = l_{c2} = 50$ мм. При розрахунку задавали початкові і граничні умови: $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0, t) = p_1(t)$, T – період повторення циклу коливань. Швидкість РР на нерухомих поверхнях ГПТ дорівнює нулю. Вважали, що зміна пульсацій тиску $p_1(t)$ відбувається згідно з синусоїдальним законом з частотою $f = 250$ Гц та амплітудою 0,3 МПа, постійна складова тиску на вході в ГПТ становить 6,0 МПа. Витрата РР через ГПТ $0,1 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Пружні елементи мають нескінченно велику жорсткість.

Розв'язання гідродинамічної задачі, яка описується рівняннями (2.6) і (2.7), граничними та початковими умовами, наведеними вище, проводили у пакеті прикладних програм FEMLab, який призначений для моделювання

фізичних процесів і базується на методі кінцевих елементів. Вибирали двовимірне завдання й тип математичної моделі – «Динаміка в'язкої рідини» (*Fluid dynamics*). Використовували нестационарні рівняння Нав'є–Стокса (*Incompressible Navier–Stokes*). Для побудови розрахункової області проточної частини ГПТ використовували геометричні фігури, прямі й криві лінії. У списку *Boundary conditions* вибирали тип граничної умови. Для твердих стінок, у місцях, де рідина прилипає до них, встановлювали *No slip* – «без проковзування». Для входної границі задавали *Inflow/outflow velocity* – вектор швидкості у вигляді проекцій по осях. Для вихідної границі задавали *Outflow/pressure* – тиск на виході. Використовуючи рівносторонні трикутники, побудували сітку і згустили її до потрібного розміру.

У результаті моделювання отримали у вигляді ліній течії та епюр швидкості РР в різні проміжки часу, рис. 3.7, 3.8. Вони дозволили визначити області, в яких відбувається гасіння пульсації тиску та зворотний рух РР. Ці результати можуть бути використані при профілюванні проточної порожнини ГПТ.

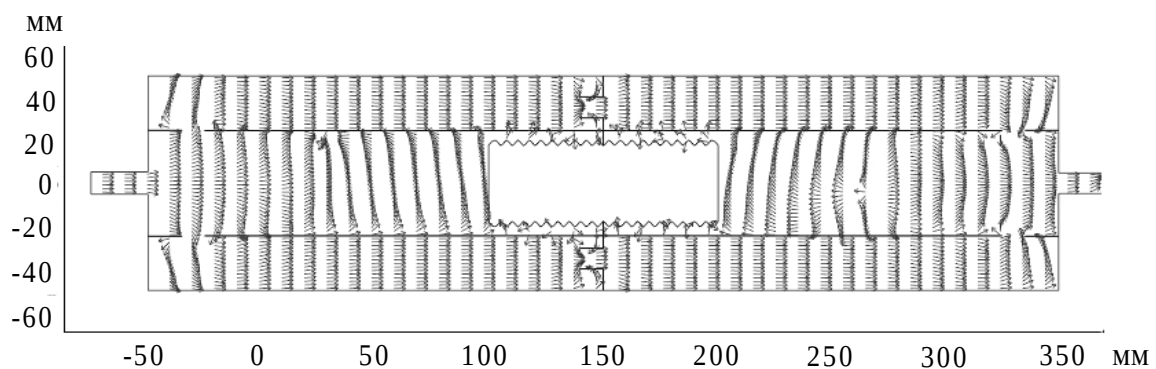


Рис. 3.7. Векторне поле швидкостей РР у порожнині ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів у проміжку часу $t = 0,003$ с

Аналіз отриманих результатів дозволив сформулювати такі рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів:

- зазор між сильфоном та центральною трубою на роботу ГПТ практично не впливає і, виходячи із задання мінімізації його габаритів, повинен бути мінімальним;
- відстань між віссю отворів в центральній трубі 4 та дном сильфона не повинна перевищувати значення двох робочих ходів сильфона;
- корпус сильфона з метою заощадження металу потрібно виготовляти овалоподібної форми.

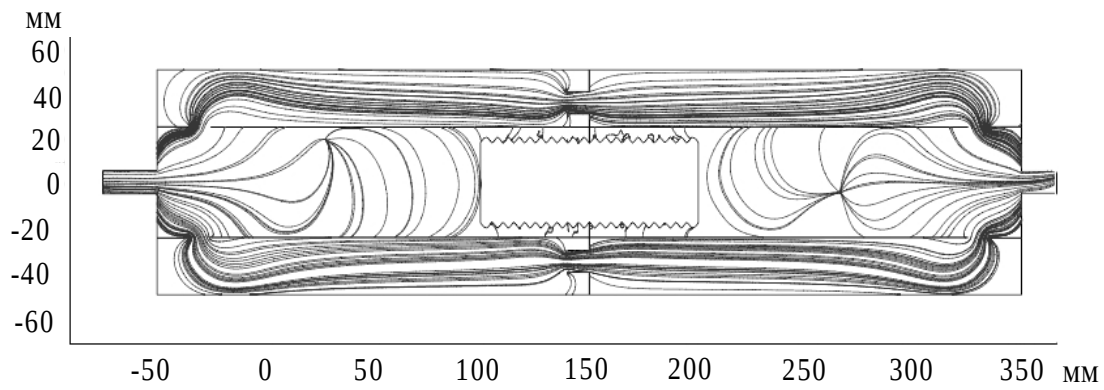


Рис. 3.8. Лінії течії РР у порожнині ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів у проміжку часу $t = 0,003$ с

Аналіз втрат тиску в порожнині ГПТ, рис. 3.9, виявив, що ГПТ, який розглядається, має значний гідравлічний опір, отже, вибір його конструктивних параметрів треба проводити шляхом постановки та розв'язання задачі багатокритеріальної оптимізації, тоді його встановлення у ГА не призведе до значних втрат енергії.

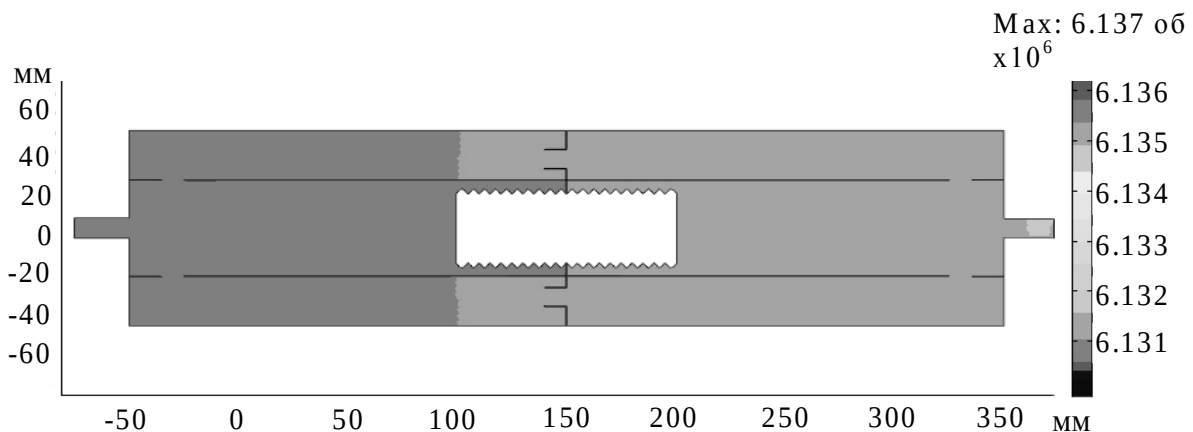


Рис. 3.9. Поле тиску РР у порожнині ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів у проміжку часу $t = 0,003$ с

Розроблена методика моделювання ліній течії і поля швидкостей РР у порожнині ГПТ та сформульовані рекомендації щодо вибору його конструктивних параметрів можуть бути використані при проектуванні ГПТ інших типів.

3.2.2. Дослідження робочого процесу в ГПТ

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad на базі математичної моделі, розробленої в п. 2.3.3, проводили імітаційне моделювання робочих процесів у ГПТ у складі ГА. Задавали його розміри, рис. 3.6: $d_1 = d_2 = 1 \cdot 10^{-2}$ м;

$d_3 = 0,1\text{ м}; \quad d_4 = 6,5 \cdot 10^{-2}\text{ м}; \quad d_5 = 8 \cdot 10^{-3}\text{ м}; \quad d_6 = 5 \cdot 10^{-3}\text{ м}; \quad d_7 = 3 \cdot 10^{-2}\text{ м};$
 $d_c = 6 \cdot 10^{-2}\text{ м}; \quad l = 27,2 \cdot 10^{-2}\text{ м}; \quad l_1 = 3,6 \cdot 10^{-2}\text{ м}; \quad l_2 = 1,5 \cdot 10^{-2}\text{ м}; \quad l_3 = 8 \cdot 10^{-3}\text{ м};$
 $l_4 = 0,1\text{ м}; \quad l_{c1} = l_{c2} = 7 \cdot 10^{-2}\text{ м};$ максимальне переміщення сильфонів
 $l_{c\text{ max}} = 5,5 \cdot 10^{-2}\text{ м};$ діаметр отвору 5 дорівнював $2,2 \cdot 10^{-3}\text{ м};$ стаціонарні
 коефіцієнти витрат отворів та дроселя $\mu_c = 0,7$. Модуль об'ємної пружності РР
 $E = 1,35 \cdot 10^3\text{ МПа}.$ Жорсткість сильфонів, які розташовані у вхідній та вихідній
 камерах ГПТ, відповідно становить $27 \cdot 10^4\text{ Н/м}$ і $22 \cdot 10^4\text{ Н/м}.$ При розрахунку
 задавалися початковими і граничними умовами: задавали витрату на виході з
 об'ємного насоса, яка становила $5,1 \cdot 10^{-4}\text{ м}^3/\text{с},$ та, знаючи опір ГА, який
 задавали за допомогою дроселя, встановленого на виході гасителя (діаметр
 дроселя становив $4,2 \cdot 10^{-3}\text{ м}),$ знаходили $p_1(0) = p_1(T), \quad p_1(0, t) = p_1(t), \quad T$ –
 період повторення циклу коливань. Пульсація витрати з виходу об'ємного
 насоса, які моделювали півсинусоїдами, як найбільш наближеними до реальних
 пульсацій, становила 5 % від її усталеного значення, а частота – $f = 250\text{ Гц}.$

Результати математичного моделювання робочих процесів у ГПТ
 наведені на рис. 3.10–3.18. На них позначено: 1 – параметри ГПТ з
 автоматичним підстроюванням параметрів, рис. 3.6, тип III; 2 – параметри ГПТ
 згідно з рис. 3.6, у якого замість сильфонів розміщені циліндри, об'єм яких
 дорівнював об'єму сильфонів, тип III а; 3 – параметри ГПТ, згідно з рис. 3.6, у
 якого відсутні сильфони, тип III б. З осцилограм пульсацій витрати та тиску,
 рис. 3.10–3.17, знаходили амплітуди їх пульсацій, табл. 3.2 та аналізували вплив
 окремих конструктивних елементів на робочий процес у ньому.

За результатами досліджень встановлено, що найбільша зміна амплітуд
 пульсацій відбувається в камері 8, де пульсації витрати підсилюються за
 рахунок зміни об'єму камери, який обумовлено зміною об'єму сильфона з
 частотою, що дорівнює частоті пульсацій РР у ГПТ. Значний вплив на робочий
 процес у ГПТ мають внутрішні патрубки 11 та вихідна частина центральної
 труби 4, де пульсації витрати підсилюються за рахунок зміни об'єму камери,
 який обумовлено зміною об'єму сильфона в ній. Таким чином, можна
 констатувати, що розміщення в проточних камерах ГПТ сильфонів дозволяє
 інтенсифікувати робочий процес в ньому.

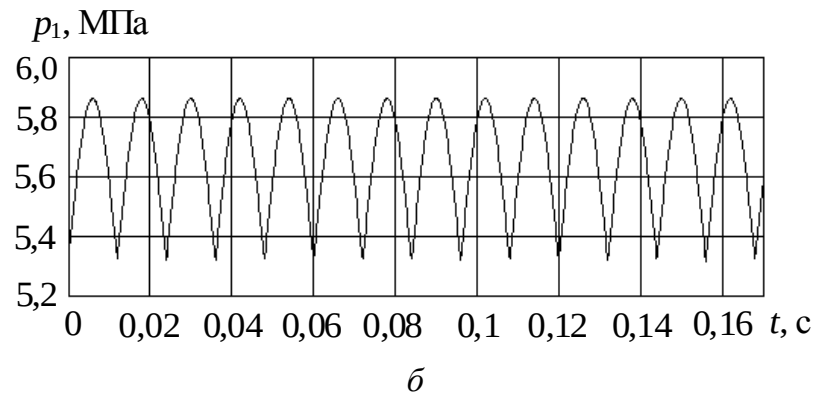
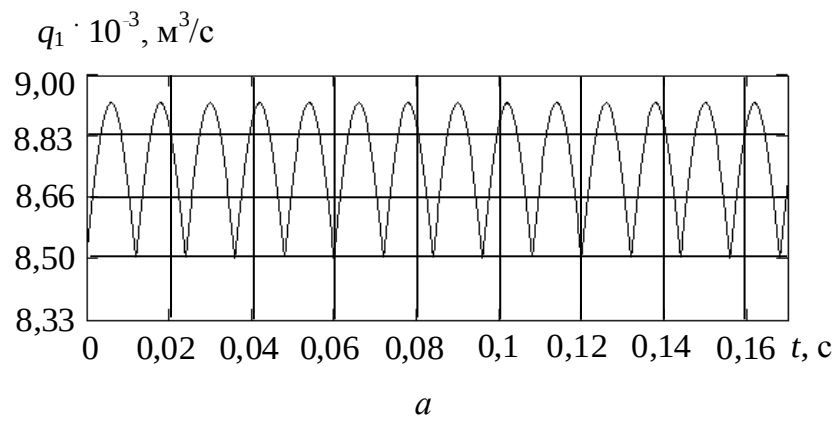


Рис. 3.10. Осцилограми пульсацій на вході в ГПТ: *a* – витрати; *б* – тиску

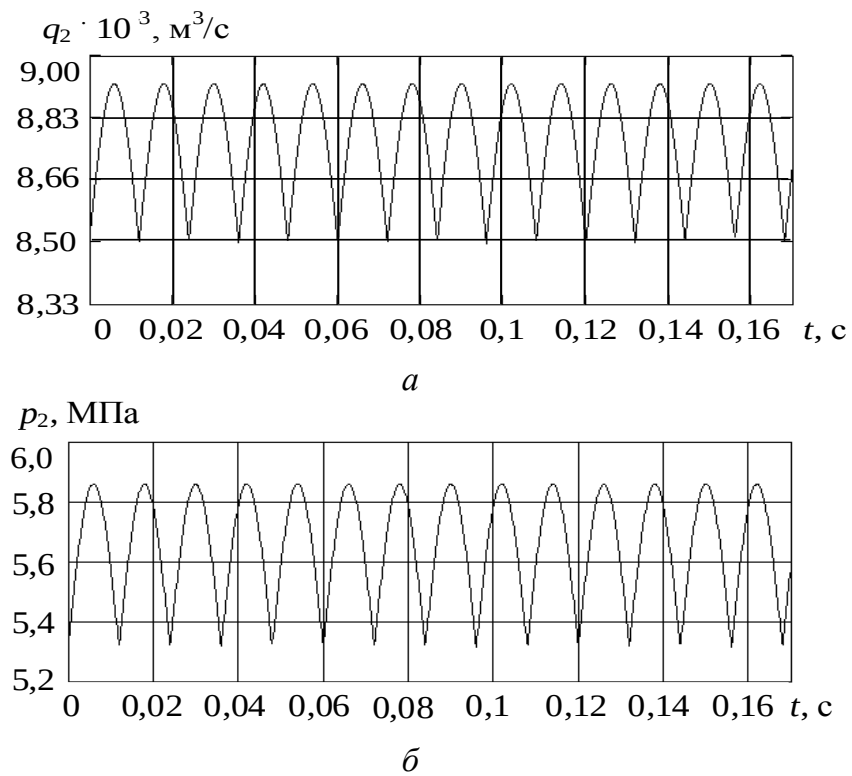
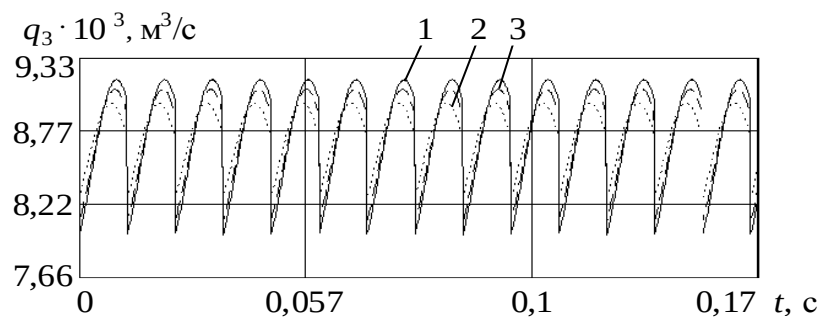
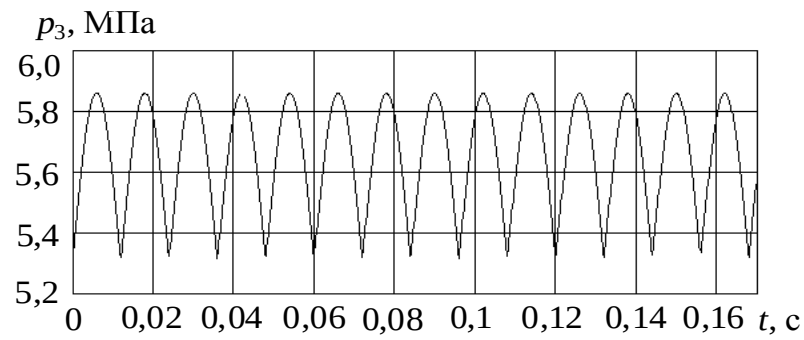


Рис. 3.11. Осцилограми пульсацій у вхідному патрубку 2: *a* – витрати; *б* – тиску

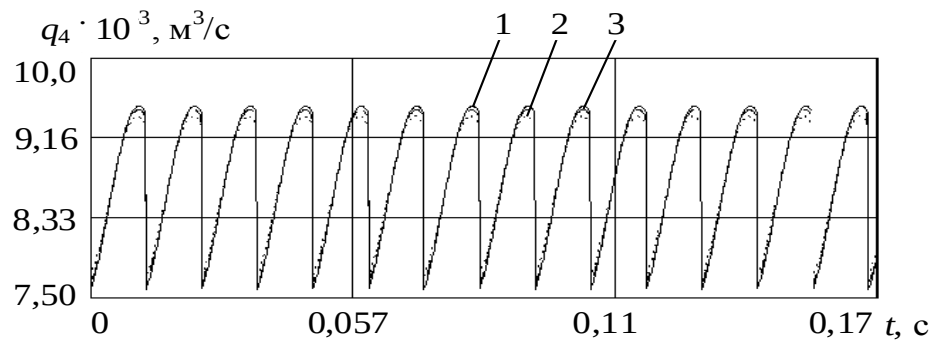


a

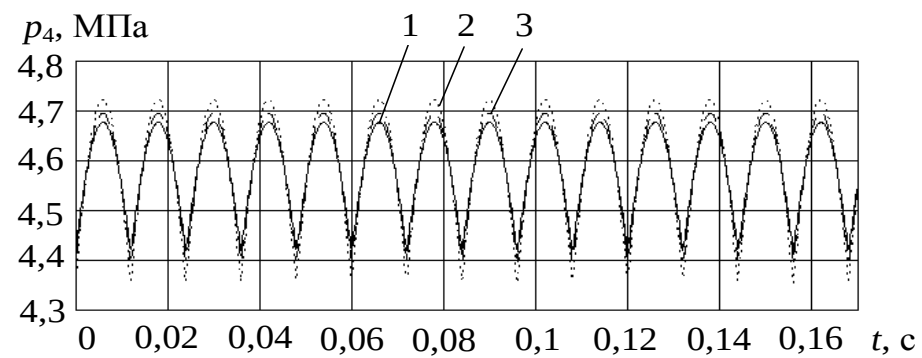


б

Рис. 3.12. Осцилограми пульсацій у вхідній частині центральної труби 4: *a* – витрати; *б* – тиску

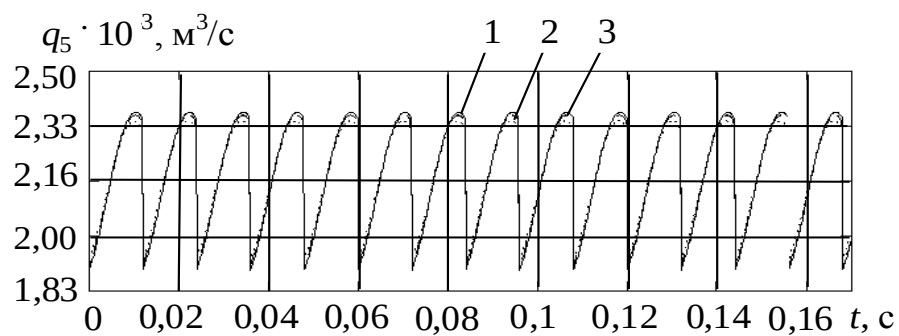


a

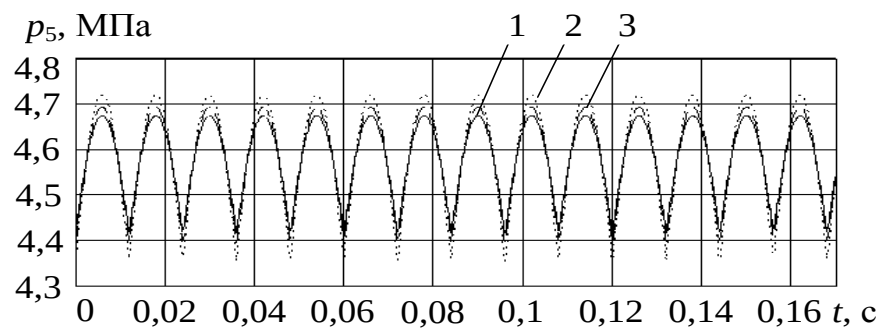


б

Рис. 3.13. Осцилограми пульсацій у проточній камері 8: *a* – витрати; *б* – тиску

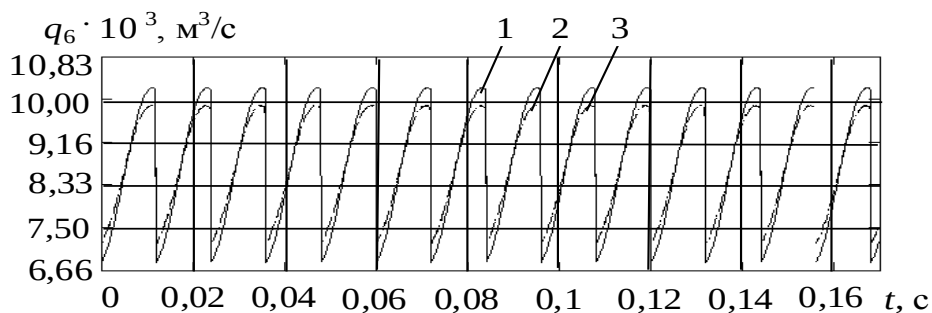


a

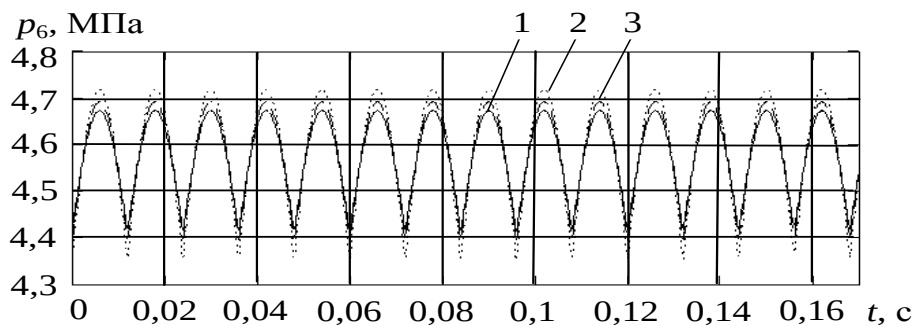


б

Рис. 3.14. Осцилограмми пульсацій у коротких внутрішніх патрубках 11: *a* – витрати; *б* – тиску

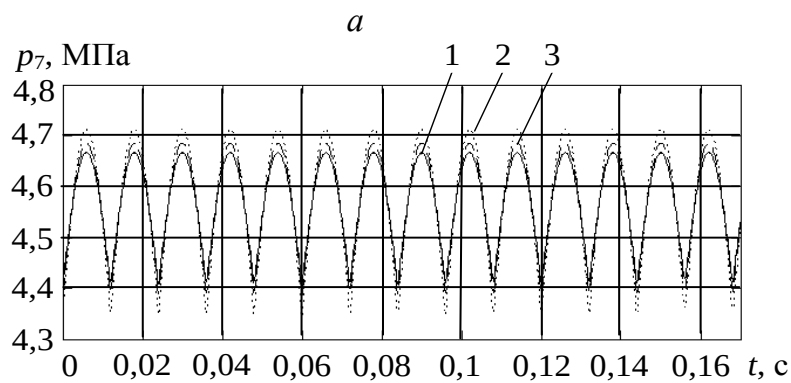
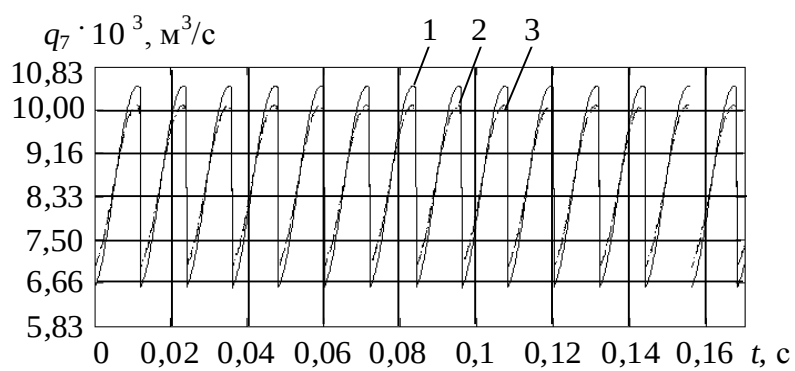


a



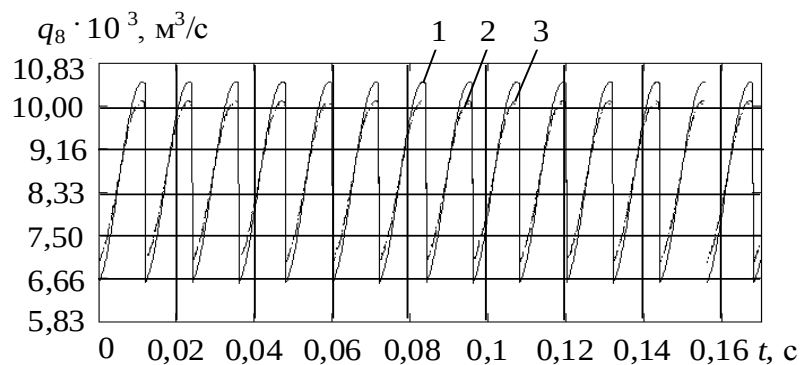
б

Рис. 3.15 Осцилограмми пульсацій у проточній камері 9: *a* – витрати; *б* – тиску

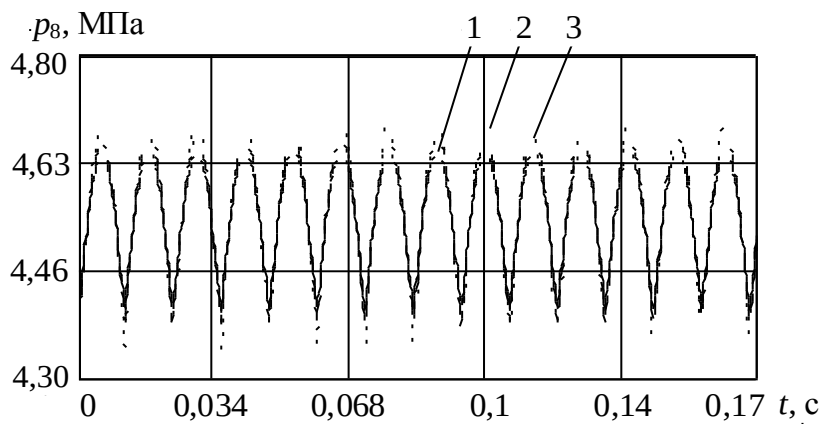


б

Рис. 3.16. Осцилограми пульсацій у вихідній частині центральної труби 4:
а – витрати; *б* – тиску



а



б

Рис. 3.17. Осцилограми пульсацій у вихідному патрубку 3: *а* – витрати;
б – тиску

Таблиця 3.2 – Амплітуди пульсацій тиску та витрати в проточних камерах ГПТ

Елемент ГПТ	Вхід ГПТ		Внутрішній патрубок 2		Вхідна частина центральної труби 4	
тип ГПТ	$\Delta p_1 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_1 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_2 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_2 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_3 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_3 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с
III	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	7,07
III <i>a</i>	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	4,37
III <i>б</i>	5,446	3,55	5,457	2,578	5,444	6,034

Продовження табл. 3.2

Елемент ГПТ	Камера 8		Внутрішні патрубки 11		Камера 9	
Тип ГПТ	$\Delta p_4 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_4 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_5 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_5 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_6 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_6 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с
III	2,062	11,5	2,595	2,876	2,588	20,43
III <i>a</i>	3,683	10,06	3,677	2,518	3,671	16,31
III <i>б</i>	3,015	10,99	3,008	2,746	3,004	16,14

Продовження табл. 3.2

Елемент ГПТ	Вихідна частина центральної труби 4		Вихід ГПТ	
Тип ГПТ	$\Delta p_7 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_7 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с	$\Delta p_8 \cdot 10^5$, Па	$\Delta q_8 \cdot 10^{-5}$, м ³ /с
III	2,599	23,3	2,504	23,34
III <i>a</i>	3,673	18,17	3,6	18,22
III <i>б</i>	3,01	18,79	2,935	18,84

Як видно з табл. 3.3, де наведені розраховані за середнім значенням швидкості числа Рейнольдса в проточних елементах ГПТ, режим течії РР в них ламінарний.

Таблиця 3.3 – Числа Рейнольдса в проточних елементах ГПТ

Елемент ГПТ	Число Рейнольдса
Вхідний патрубок 2	2319
Вхідна частина центральної труби 4	356,79
Камера 8	40,16
Внутрішній патрубок 11	1160
Камера 9	40,16
Вихідна частина центральної труби 4	356,8
Вихід ГПТ	2319

Вперше отримані осцилограми пульсацій витрати і тиску в каналах та камерах ГПТ, за якими зроблено аналіз робочого процесу в ньому та визначено вплив сильфонів, встановлених в його проточних камерах, на коефіцієнт гасіння. Це дозволило обґрунтовано проводити вибір конструктивних параметрів останніх.

Аналіз зміни в часі коефіцієнтів гасіння ГПТ, що розглядаються, дозволив встановити, що він має пульсуючий характер, причому частота його коливань значно перевищує частоту пульсацій тиску РР в ГА, а амплітуда становить 10^{-12} від його усталеного значення (рис. 3.18). На початку перехідного процесу в ГА амплітуда коливань коефіцієнта гасіння ГПТ різко зростає та за 40 мікросекунд набуває значення, яке характерне усталеному режиму. Максимальне середнє значення коефіцієнта гасіння 2,175 має розроблений нами ГПТ (тип III). Коефіцієнти гасіння ГПТ типу III *a* – 1,513, тобто на 30,4 % менший, ГПТ типу III *б* – 1,855, тобто на 14,7 % менший (табл. 3.2). Таким чином, розрахунковим шляхом доведено ефективність використання в об’ємних ГА розробленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів.

Потужність на вході і виході в ГПТ розраховували за формулою

$$P_i(t) = \int_0^t p_i(t)q_i(t)dt,$$

де *i* – номер ГПТ; *t* – час, за який розраховували потужність.

Приймали, що *t* = 0,05 с. Аналіз втрат потужності у досліджуваному ГПТ показав, що максимальна різниця між ними становить 0,27 %, табл. 3.4. Таким чином, їх енергетичні характеристики практично однакові. З аналізу втрат робочого процесу в проточних камерах ГПТ видно, що великі втрати

потужності відбуваються на отворах 5 і 6, рис. 3.6, це вказує на шлях зменшення втрат потужності.

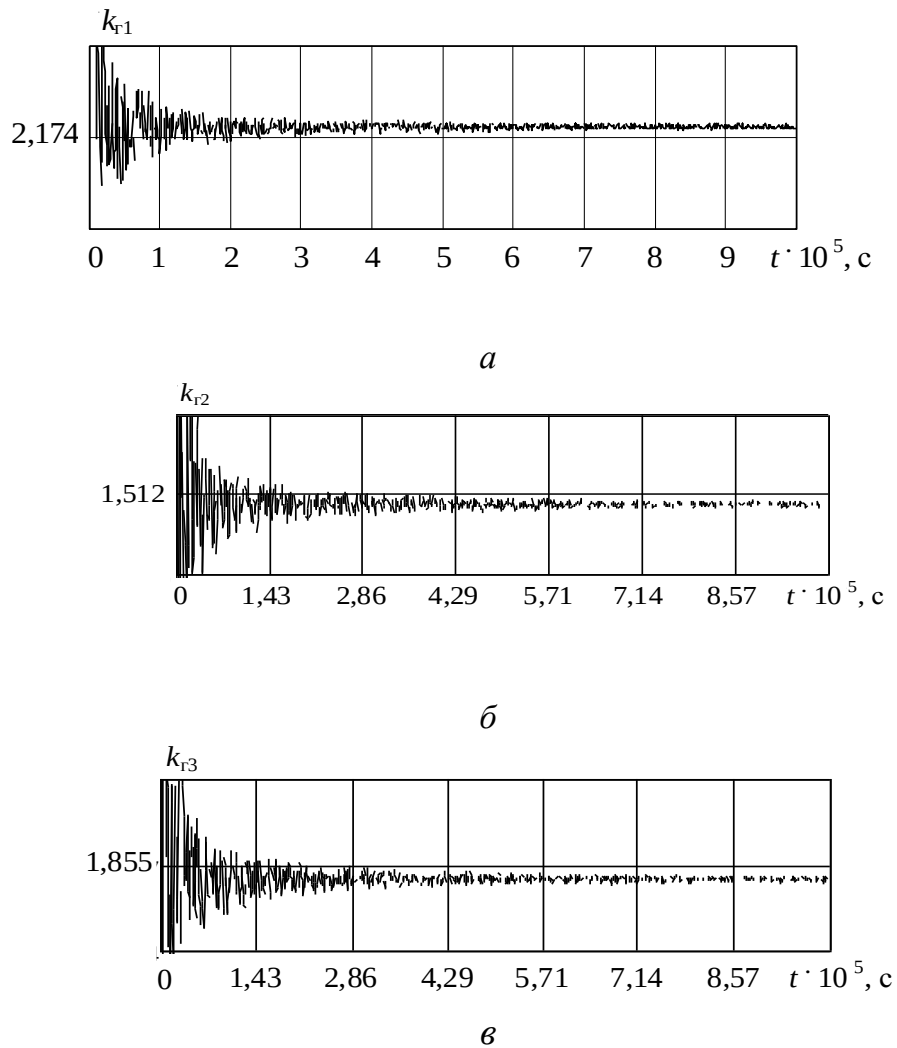


Рис. 3.18. Зміна в часі коефіцієнта гасіння ГПТ: *а* – тип III; *б* – тип III *а*; *в* – тип III *б*

Таблиця 3.4 – Коефіцієнт гасіння та потужність на вході і виході ГПТ

Тип ГПТ	Середнє значення коефіцієнта гасіння	Потужність, кВт		Втрати потужності, %
		на вході	на виході	
III	2,175	1,487	1,190	19,97
III <i>а</i>	1,513	1,487	1,194	19,70
III <i>б</i>	1,855	1,487	1,192	19,83

3.2.3. Визначення впливу конструктивних параметрів на коефіцієнт гасіння ГПТ

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad на базі математичної моделі моделювали робочі процеси в ГА з ГПТ. За вихідний приймали гаситель

з конструктивними параметрами, наведеними вище. Задавали параметри ГА: постійну складову витрати PP на виході об'ємного насоса, яка становила $0,510 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, та її пульсацію, яку моделювали напівсинусоїдою з частотою $f = 83,3 \text{ Гц}$, та амплітудою – 5 % від її усталеного значення. Знаходили пульсації тиску в ГА, на виході з об'ємного насоса, які виникають внаслідок опору каналів і камер ГПТ та навантаження ГА, яке задавали дроселем з діаметром $d_{\text{др}} = 0,0042 \text{ м}$. Ефективність ГПТ оцінювали за коефіцієнтом гасіння амплітуди пульсацій тиску PP на його виході. Змінювали конструктивні параметри ГПТ і робочі параметри ГА. У результаті розрахунку отримали графік пульсацій тиску на його вході та виході, за якими досліджували вплив конструктивних та робочих параметрів ГА на коефіцієнт гасіння.

У результаті обробки графіків пульсацій тиску на вході та виході ГПТ отримали залежності коефіцієнта гасіння від його конструктивних та робочих параметрів ГА. Проведені дослідження дозволили встановити, що при збільшенні діаметра вхідного патрубку ГПТ коефіцієнт гасіння зменшується, рис. 3.19, *а*. Зауважимо, що мінімальне значення діаметра вхідного патрубку ГПТ зазвичай вибирають відповідно до існуючих методик, наприклад, наведеної у роботі [1], залежно від робочих параметрів ГА. Тобто приймають його заданим. При збільшенні довжини вхідного патрубку ГПТ в ньому спостерігаються втрати тиску, обумовлені втратами на тертя, рис. 3.19, *б*. Значною мірою коефіцієнт гасіння залежить від діаметрів отворів 5 і 7, рис. 3.6, виконаних в центральній трубі 4, рис. 3.19, *в*, *г*, де внаслідок дроселювання PP відбуваються значні втрати тиску в ГПТ. Зі збільшенням половини довжини камери гасителя l_4 коефіцієнт гасіння незначно зростає, рис. 3.19, *д*.

З рис. 3.19 видно, що залежність коефіцієнта гасіння від внутрішнього діаметра корпусу d_3 має виразний мінімум. Це характеризує вплив на коефіцієнт гасіння властивостей камер ГПТ, а саме в правій частині кривої більше проявляються акумулюючі (демпфірувальні) властивості камери, а в лівій – пружні. Діаметр короткого звуженого патрубку d_6 та його довжина l_3 , в розглянутому діапазоні їх зміни, на коефіцієнт гасіння практично не впливають, рис. 3.19, *ж*, *з*. Таким чином, найбільший вплив на коефіцієнт гасіння ГПТ мають такі його конструктивні параметри: діаметри отворів 5 і 7, рис. 3.6, виконаних в центральній трубі 4, та внутрішній діаметр корпусу ГПТ – d_3 . Значний вплив на коефіцієнт гасіння ГПТ мають конструктивні параметри сильфонів. Зазначимо, що для ГПТ, який розглядається, вони вибиралися нами за розробленою методикою з умови забезпечення максимального значення

коефіцієнта гасіння залежно від робочих параметрів ГА. Тому їх вплив на коефіцієнт гасіння досліджуваного ГПТ незначний, рис. 3.20.

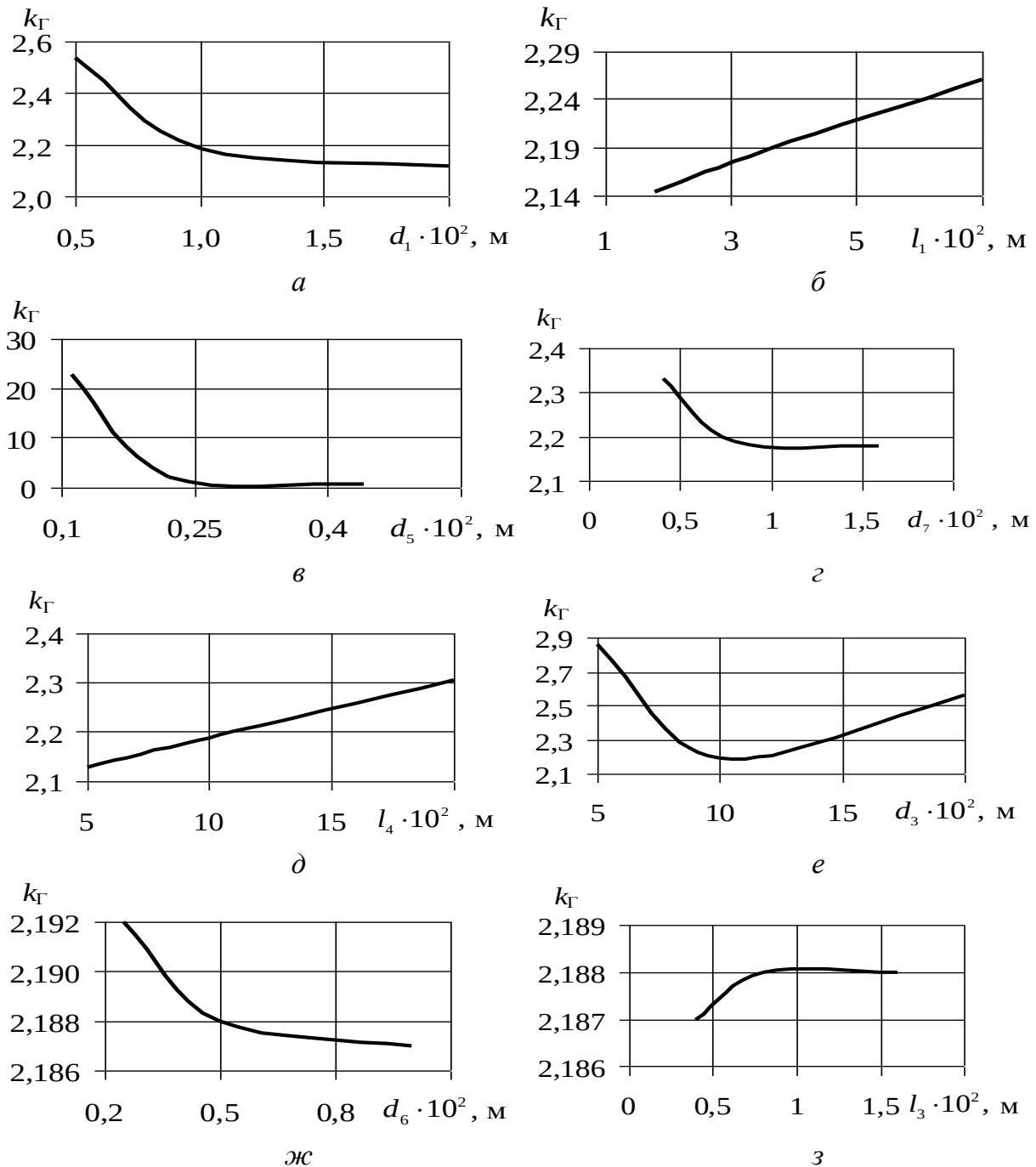


Рис. 3.19. Залежність коефіцієнта гасіння ГПТ від його конструктивних параметрів: *a* – діаметра вхідного патрубку d_1 ; *б* – довжини вхідного патрубку l_1 ; *в* – діаметра отвору 5; *г* – діаметра отвору 7 d_5 ; *д* – половини довжини проточних камер ГПТ l_4 ; *е* – внутрішнього діаметра корпуса d_3 ; *ж* – діаметра короткого внутрішнього патрубку d_6 ; *з* – довжини короткого внутрішнього патрубку l_3

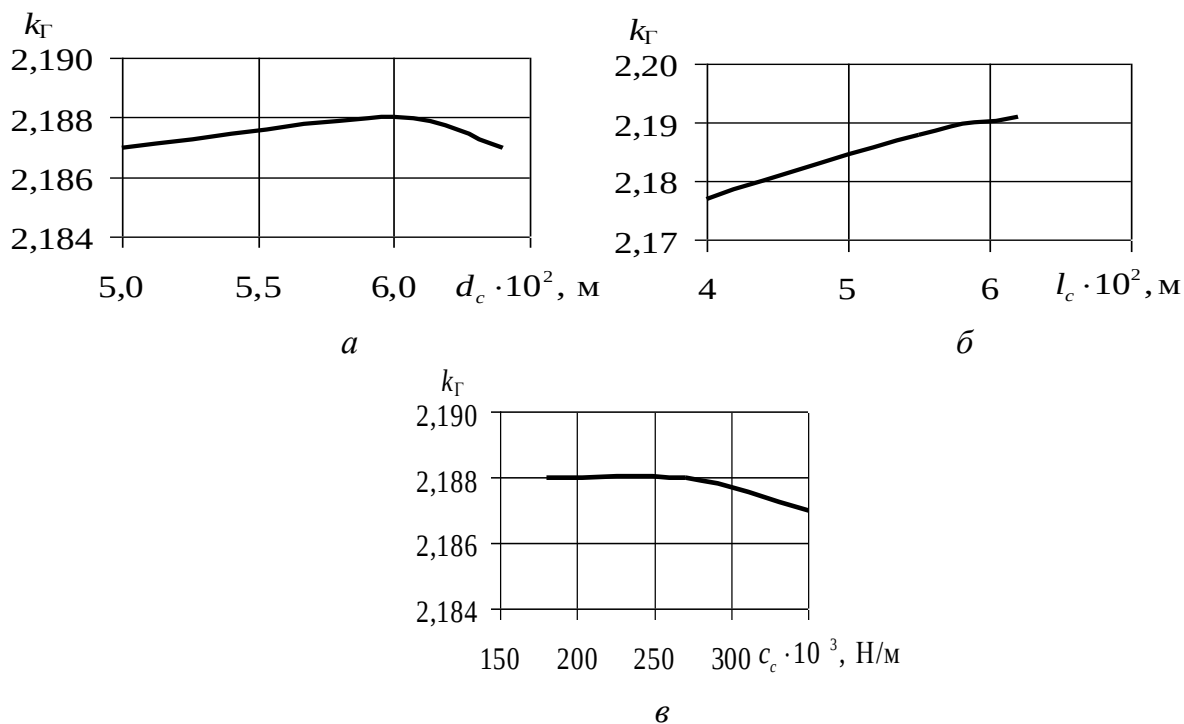


Рис. 3.20. Залежність коефіцієнта гасіння ГПТ від конструктивних параметрів сильфонів: *a* – середнього діаметра d_c ; *б* – максимального переміщення дна сильфона l_c ; *в* – жорсткості сильфона c_c

Значною мірою коефіцієнт гасіння ГПТ залежить від робочих параметрів ГА. Так, при збільшенні витрати ГА, коефіцієнт гасіння стрімко зростає, рис. 3.21, *a*. Аналогічно змінюється коефіцієнт гасіння і при збільшенні навантаження в ГА, рис. 3.21, *б*.

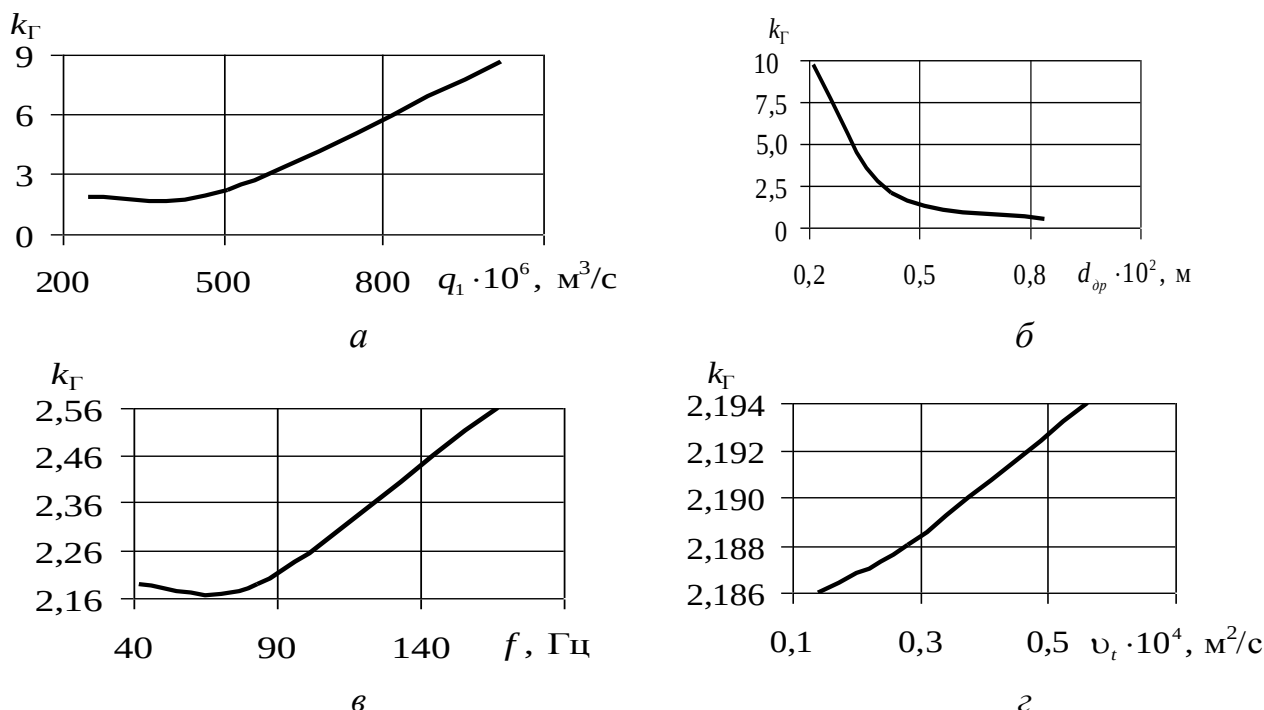


Рис. 3.21. Залежність коефіцієнта гасіння ГПТ від робочих параметрів ГА: *a* – витрати РР q_1 ; *б* – навантаження $d_{\text{др}}$; *в* – частоти пульсації РР f ; *г* – кінематичної в'язкості РР

Установлено, що частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса суттєво впливає на коефіцієнт гасіння ГПТ, рис. 3.21, в. Збільшення частоти пульсацій тиску в ГА призводить до збільшення коефіцієнта гасіння ГПТ. За результатами розрахункових досліджень установлено, що зміна температури РР у робочому діапазоні її значень (зміна кінематичної в'язкості РР) на коефіцієнт гасіння ГПТ практично не впливає. Зауважимо, що при роботі ГА температурний режим РР вибирають таким чином, щоб він був постійним і дорівнював 55 ... 60 °С при водяному охолодженні та 70 ... 80 °С при повітряному [111]. Зміна температурного режиму РР у ГА відбувається тільки на початкових стадіях його роботи і в даній роботі не розглядалась.

За допомогою аналітичної обробки графіків, рис. 3.19, в пакеті прикладних програм Mathcad отримали аналітичну залежність для розрахунку коефіцієнта гасіння ГП залежно від його конструктивних параметрів

$$k_{\Gamma}^* = 14,971 + 0,087d_3l_4 + 3,829d_4 - 257,041d_5 - 0,294d_4^2 + 470,897d_5^2, \quad (3.1)$$

де d_3 , d_4 і d_5 – відповідно діаметри корпусу, центральної труби та отворів в центральній трубі, см; l_4 – половина довжини корпусу, см.

У результаті проведених досліджень установлено, що найбільший вплив на коефіцієнт гасіння ГПТ мають діаметри отворів 5 і 7, виконаних в центральній трубі 4, та внутрішній діаметр корпусу ГПТ d_3 , робочі параметри ГА: витрата, навантаження та частота пульсацій тиску на виході з об'ємного насоса. Таким чином, визначення його раціональних параметрів треба здійснювати шляхом постановки та розв'язання задачі оптимізації.

3.2.4. Дослідження впливу форми пульсацій тиску в ГА на коефіцієнт гасіння ГПТ

За допомогою пакета прикладних програм Mathcad на базі математичної моделі, розробленої в розділі 2 [21], провели імітаційне моделювання робочих процесів у ГПТ в складі ГА. Задавали форму вхідних пульсацій витрати на вході в ГПТ (форму вихідних пульсацій витрати насоса) та знаючи опір гідравлічної системи отримали пульсації тиску на вході в ГПТ, рис. 3.22, 3.23.

Використовували ГПТ, розміри якого наведені вище. Постійна складова витрати в ГА становила $5,1 \cdot 10^{-6}$ м³/с. Амплітуда та частота пульсацій тиску відповідно становили: 0,5 МПа та 83,34 Гц.

Вхідні пульсації моделювали: синусоїдальною, півсинусоїдальною, трикутною та прямокутною формами. Пульсації прямокутної форми мали третю гармоніку, амплітуда яких становить 9,5% від основної амплітуди

пульсацій, а частота – 1250 Гц. В результаті розрахунку отримали графік пульсацій тиску на виході ГПТ, рис. 3.23, 3.24.

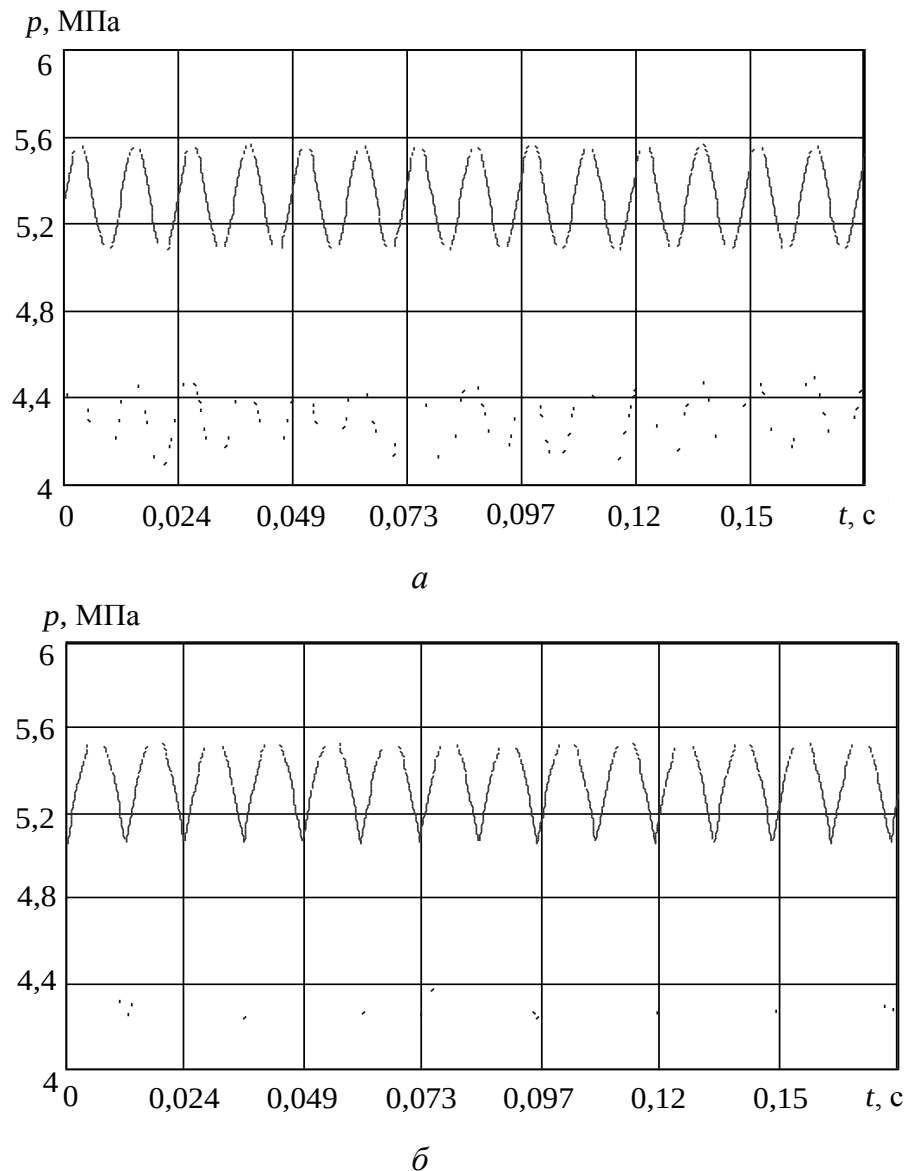


Рис. 3.22. Графік пульсацій тиску на вході (верхня крива) і виході (нижня крива) ГПТ: *a* – синусоїдальної форми; *б* – півсинусоїдальної форми

За графіками пульсацій тиску визначали коефіцієнти гасіння гасителя, які становлять: для синусоїдальної форми пульсацій – 1,19; півсинусоїдальної форми – 2,19; трикутної форми – 1,4; прямокутної форми з третьою гармонікою – 1,1. Таким чином, встановлено, що форма пульсацій тиску (витрати) РР, яка залежить від типу насоса, суттєвим чином впливає на коефіцієнти гасіння розробленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Найбільш складно гасити пульсації тиску (витрати) РР, які мають складну форму, містять гармоніки вищих порядків зі значними амплітудами коливаль. Для гасіння пульсацій тиску (витрати) РР, які мають складну форму, нами пропонується

використовувати комбіновані ГПТ – послідовне з'єднання ГПТ для гасіння основної гармоніки та гармонік вищих порядків. Отже, форму пульсацій тиску (витрати) РР залежно від типу насоса необхідно враховувати при проектуванні ГПТ, що підвищить точність визначення його коефіцієнта гасіння.

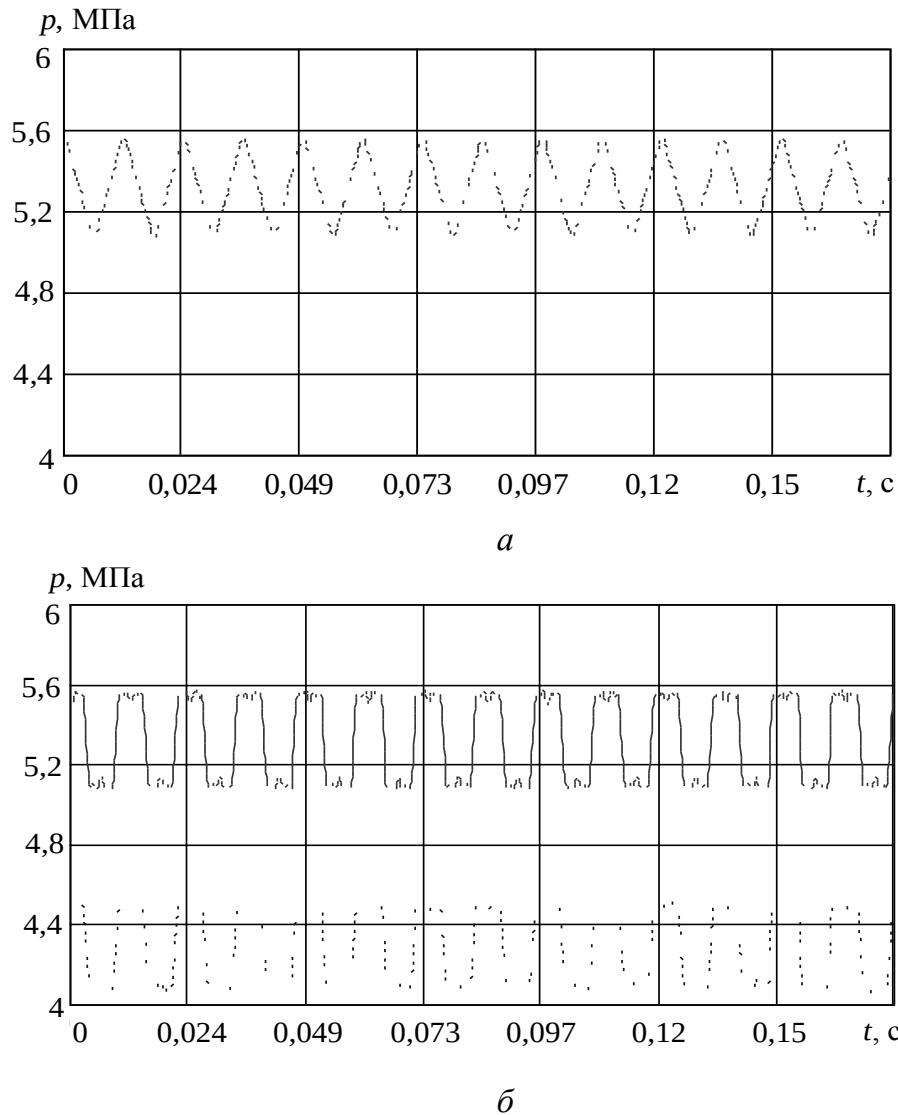


Рис. 3.23. Графік пульсацій тиску на вході (верхня крива) і виході (нижня крива) ГПТ: *а* – трикутної форми; *б* – прямокутної форми з третьою гармонікою

3.2.5. Встановлення критеріїв ефективності ГПТ

Розглядали такі ГПТ: однокамерний зі звуженим патрубком на виході – тип I; інтерференційний з обвідним каналом – тип II; з автоматичним підстроюванням параметрів – тип III; удосконалений з автоматичним підстроюванням параметрів – тип IV. При розрахунку критеріїв за формулами (1.8) та (1.9) приймали, що середнє значення тиску на виході з об'ємного насоса становить 16 МПа, а середня витрата в ГА, залежно від діаметра умовного проходу ГПТ, визначається з табл. 3.5, де також наведено результати

розрахунків. Розрахунки проводили для відносних (відносно d_y) параметрів ГПТ. Розрахунок втрат тиску в ГПТ проводили за залежностями, наведеними у розділі 2. Тиск зливу в ГА дорівнював атмосферному. Параметри РР: густина $\rho_{C0} = 885 \text{ кг/м}^3$; кінематична в'язкість $\nu_t = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; температура 50 С , модуль об'ємної пружності $E = 1,35 \cdot 10^3$. За базові параметри ГПТ приймали такі, як наведені в додатку А.

Таблиця 3.5 – Значення K_o та K_{mV} залежно від d_y ($q_{сеп}$) та типу ГПТ

Тип ГПТ	d_y^* , мм	6 (0,6)	10 (1,0)	16 (1,6)	20 (2,0)	32 (3,2)
	$q_{сеп}$, л/хв	12,5	32,0	100,0	160,0	250,0
I	K_o	2,05	2,08	1,97	1,95	2,17
	K_{mV}	0,038	0,017	0,0068	0,0055	0,0031
II	K_o	5,27	5,28	5,26	5,27	5,29
	K_{mV}	0,81	0,31	0,12	0,07	0,03
III	K_o	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79
	$K_{mV} \cdot 10^2$	1,70	0,914	0,402	0,245	0,152
IV	K_o	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89
	$K_{mV} \cdot 10^2$	1,70	0,914	0,402	0,245	0,152

* В дужках наведені відносні діаметри умовного проходу ГПТ.

За результатами розрахунків встановлено, що узагальнений критерій гасіння пульсацій тиску K_o , визначений для ГПТ у відносних параметрах, є величиною практично постійною та значною мірою залежить від його типу. Це пояснюється подібністю течії РР в проточній частині ГПТ при збереженні його відносних розмірів. Масогабаритний критерій K_{mV} суттєво залежить від діаметра умовного проходу ГПТ. Коефіцієнт гасіння удосконаленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів більший ніж у базового ГПТ та на його значення суттєвий вплив має частота пульсацій на виході з насоса. Запропоновані критерії ефективності доцільно використовувати при як при проведенні оптимізації конструктивних параметрів ГПТ, так і для порівняння показників технічного рівня ГПТ різних типів з однаковим діаметром умовного проходу.

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГПТ

Перед тим, як зупинитися на експериментальних дослідженнях ГПТ зазначимо, що в літературних джерелах є відомості, присвячені таким дослідженням. Так, в роботах [106, 123] наведені результати експериментальних досліджень ГПТ, однак в них не розглядається вплив конструктивних параметрів на коефіцієнт гасіння та ГПТ, які забезпечують автоматичне підстроювання до змінних параметрів ГА. Великий обсяг експериментальних досліджень ГПТ різного типу наведено в статтях [148, 149] й інших роботах W. Kolleka. Однак у них не розглядаються ГПТ, які містять пружні елементи. Наведені нижче результати експериментальних досліджень ГПТ, проведених авторами, органічно доповнюють та розширюють існуючі.

Метою експериментальних досліджень було:

- встановлення впливу робочих параметрів ГА та конструктивних параметрів ГПТ на його коефіцієнт гасіння;
- отримання лінійної моделі (апроксимаційної залежності) коефіцієнта гасіння ГПТ;
- встановлення впливу ГПТ на шумові характеристики ГА;
- перевірка адекватності розроблених математичних моделей робочого процесу натурним зразкам.

4. 1. Методика проведення експерименту

Експериментальні дослідження проводили на стенді, схема якого наведена на рис. 4.1. В якості РР використовували масло ІГП–30, характеристики якого наведені у роботі [111]. При проведенні всіх серій експериментів температура РР була постійною та рівною 50 ... 55 С, це дозволило в розрахунках приймати постійною її в'язкість. Доведення температури РР до 50 ... 55 С, яку контролювали термометром 14, досягалось шляхом її пропускання через запобіжний клапан, який працював у переливному режимі. При монтажі експериментальної установки, для виключення підсмоктування повітря, особливу увагу приділяли ущільненням. Вміст нерозчиненого повітря у РР визначали шляхом порівняння об'єму її контрольних відбирань, взятих до та після проведення експериментів. Електронна апаратура підключалась згідно з інструкцією з експлуатації. Тиск зливу з ГА був постійним та дорівнював атмосферному.

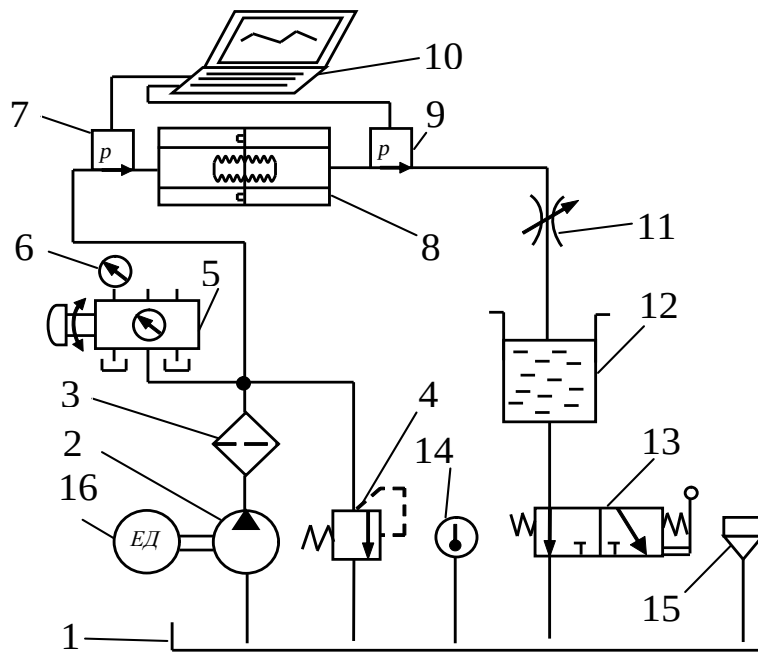


Рис. 4.1. Схема експериментального стенда для дослідження ГПТ в складі ГА: 1 – бак; 2 – об’ємний насос типу Г12–31М; 3 – фільтр 8–80–1К; 4 – гідравлічний клапан тиску ПГ54–32М; 5 – кран перемикання манометрів; 6 – зразковий манометр (МО); 7, 9 – перетворювачі тиску типу ПД/20/2; 8 – досліджуваний ГПТ; 10 – багатоканальний вимірювальний комплект, створений на базі ноутбука; 11 – регульований дросель ПГ77–12; 12 – вимірювальний бак; 13 – гідророзподільник; 14 – термометр; 15 – заливна горловина; 16 – електродвигун

При проведенні експериментів тиск в ГА встановлювали за допомогою запобіжного клапана 4, який працював в переливному режимі, і контролювали за допомогою зразкового манометра 6. Навантаження у ГА задавали дроселем 11. Витрату в ГА вимірювали за допомогою мірного бака 12 та секундоміра. Реєстрацію сигналів здійснювали за допомогою багатоканального вимірювального комплексу, створеного на базі ноутбука 10. Використовували ноутбук ASUS K50IP (K50IP-T330SCGDWW) (TFT HD(1366x768) 15,6" LED/Dual Core T3300 2.0GHz/2048Mb/320Gb/DVD-SM/GeForce GT205M 512Mb). Для реєстрації сигналів була розроблена спеціальна програма. Використовували два канали (частота опитування по кожному каналу складала 1024 Гц, а розрядність АЦП – 10 біт) та перетворювачі тиску типу ПД/20/2, які пройшли державну метрологічну атестацію. Оскільки нас цікавили пульсації тиску на вході та виході і величина вхідного тиску, за допомогою програми (в програму вводили const) величину вихідного тиску зміщали вгору, тому що порівнювалися між собою амплітуди пульсацій. Коефіцієнт гасіння ГПТ визначався за осцилограмами пульсацій тиску на його вході та виході.

4.2. Прилади й контрольно-вимірвальна апаратура

Реєструвальні прилади, датчики та апаратуру вибирали таким чином, щоб вони задовольняли вимогам точності. Для виміру статичного тиску, витрати, температури, шуму використовували стандартні прилади і методи. Статичний тиск вимірювали зразковими манометрами (діапазон вимірювань 0 ... 4,0 МПа, з похибкою вимірювання за паспортом 0,05 %), температуру – термометром з похибкою вимірювання не більше 1°C. Атмосферний тиск міряли за допомогою барометра-анероїда (тип М67, діапазон вимірів (610 ... 790) мм рт. ст., границя допустимої похибки $\pm 0,8$ мм рт. ст.). Витрату РР вимірювали за допомогою мірного бака (поділ шкали – $0,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{мм}$) та секундоміром. Для виміру шуму використовували точний імпульсний шумомір типу 00 024 [129].

Для вимірювання пульсацій тиску в ГА використовували перетворювачі тиску ПД.20/2, похибка вимірювань яких складала $\pm 0,5\%$, а частота пропускання становила 1200 Гц (за паспортом перетворювачів тиску). Реєстрацію сигналів здійснювали за допомогою багатоканального вимірвального комплексу, створеного на базі ноутбука. Тарувальні характеристики датчиків тиску знімали як на спеціальному тарувальному пресі (клас точності 0,05), так і безпосередньо на експериментальному стенді. При таруванні датчиків тиску використовували зразкові манометри.

При проведенні експериментальних досліджень відносна середня квадратична похибка при вимірюванні становила: нестационарного тиску – 2,5 %, витрати – 1,5 %. Причому з імовірністю 0,95 можна стверджувати, що значення вимірюваних величин знаходяться у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного значення не більше: для тиску та пульсацій тиску – 4,6 %; витрати – 5,8 %.

4.3. Оцінка достовірності отриманих результатів

Розрахунок похибок вимірювання в дослідях здійснювали з використанням статистичних методів за такою залежністю:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}, \quad (4.1)$$

де σ_S – випадкова похибка, яка визначається з теорії малих вибірок; σ_S – систематична похибка приладу, яку розраховували за формулою:

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_O^2},$$

де σ_A – похибка вимірвального приладу; σ_O – похибка зчитування показу вимірвального приладу.

Для розрахунку довірчого інтервалу із врахуванням поправки Стюдента j_{st} , що враховує кількість дослідів [3], в границях якого знаходяться усі (випадкові) похибки вимірів середнього значення фактора, використовували співвідношення

$$|\Delta \bar{y}| = j_{st} \sigma.$$

Кінцевий результат паралельних вимірювань записували у такому вигляді:

$$y = \bar{y} \pm \Delta y.$$

Зауважимо, що для всіх проведених вимірів довірна імовірність приймалась постійною та рівною $\alpha = 0,95$.

Для посередніх вимірів відносну похибку визначали за залежністю

$$\Delta \bar{P} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial \ln \Phi}{\partial y_i} \Delta y_i \right)^2},$$

де $\bar{P}$ – параметр; Φ – функція, що описує рівняння вимірювання; y_i – величини, що вимірюються та входять до рівняння вимірювання; Δy_i – похибки вимірювань величин.

Визначення випадкових похибок вимірюваних величин (статичного тиску, температури тощо) проводили таким чином. Для одного й того ж значення фактора x_i з n вимірів знаходили найбільш імовірне значення вимірюваної величини $\bar{y}$. Апріорі приймали, що закон розподілення похибок – “нормальний” та знаходили найбільш імовірне значення вимірюваної величини

$$\bar{y} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{y_i}{n}.$$

Похибка окремого виміру оцінювалася його дисперсією

$$D^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (\bar{y} - y_i)^2}{n-1}.$$

За критерієм Стюдента

$$J_s = \frac{|\bar{y} - y_i|}{D} \tag{4.2}$$

визначали грубі виміри, для яких розраховане за залежністю (4.2) значення критерію Стюдента перевищує табличне. Виключали грубі виміри, знову визначали значення $\bar{y}$ та оцінювали його дисперсію відтворення

$$D_i^2 = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (\bar{y} - y_i)^2}{n(n-1)}.$$

Довірчий інтервал всіх вимірюваних величин розраховували, виходячи з довірчої імовірності, що дорівнює $\alpha = 0,95$. При цьому враховували поправки Стюдента, які враховують скінченну кількість дослідів.

Проведені розрахунки похибок вимірювань дозволили встановити, що вимірювання проводили з відносною середньою квадратичною похибкою, яка при вимірюванні нестационарного тиску складає – 2,94 %, витрати – 1,12 %. Причому, з імовірністю, яка дорівнює 0,95, можна стверджувати, що значення вимірюваних величин знаходились у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного значення не більше: для тиску та пульсацій тиску – 5,5 %; витрати – 4,3 %.

Перевірка адекватності даних, отриманих за допомогою математичних моделей, експериментальним проводилась за критерієм Фішера [137]

$$F = S_{\text{ад}}^2 / S_{\text{е}}^2,$$

де $S_{\text{ад}}$ – дисперсія адекватності, що визначається як сума квадратів відхилень, віднесених до числа степеня вільності [133]; $S_{\text{е}}$ – дисперсія відтворення.

Розрахунок дисперсії адекватності із осцилограм проводили для вибраних 25 точок порівняння. При довірчій достовірності $\gamma_{\text{д}} = 0,95$ та кількості точок більше ніж 20, з роботи [137] визначали табличне значення критерію Фішера. Математична модель є адекватною, якщо розраховане значення критерію Фішера менше табличного $F < F_T$.

4.4. Дослідження пасивних ГПТ

Їх проводили за рівномірною сіткою. Зауважимо, що для використання ортогонального чи рототабельного центрального і композиційного планування необхідно попередньо провести експеримент за рівномірною сіткою, визначити інтервали для кускової апроксимації, після чого планувати експеримент для даних відрізків. Враховуючи, що кількість змінних становила дві та обмеження варіювання конструктивними параметрами ГПТ, експериментальні дослідження проводили за рівномірною сіткою. При проведенні експериментальних досліджень пасивних ГПТ, на відміну від стенда, зображеного на рис 3.1, використовували пластинчатий насос типу НПл-40/6,3 – 2; датчик тиску типу ДД-16 – 7, 9; шлейфовий осцилограф типу Н-115 – 10 [8, 9].

Досліджували камерні ГПТ: однокамерні: з патрубком на вході; з патрубком на виході; без патрубка; двокамерний та інтерференційні: з боковим відгалуженням і боковим відвідним каналом. Конструктивні розміри досліджуваних ГПТ наведені в додатку А, табл. А.2. ... А.4. Результати досліджень наведені на рис. 4.2.–4.7.

Досліджували вплив конструктивних параметрів ГПТ на коефіцієнт гасіння. За результатами досліджень встановлено, що частота пульсацій тиску на вході в ГПТ незалежно від його типу практично дорівнює частоті на його виході, рис. 4.2–4.4, 4.6, 4.7. Для однокамерного ГПТ з патрубком на вході коефіцієнт гасіння суттєвим чином залежить від довжини цього патрубка, рис. 4.2. *а, б*. Патрубок встановлений на виході однокамерного ГПТ і його довжина також суттєво впливають на коефіцієнт гасіння, рис. 4.3.

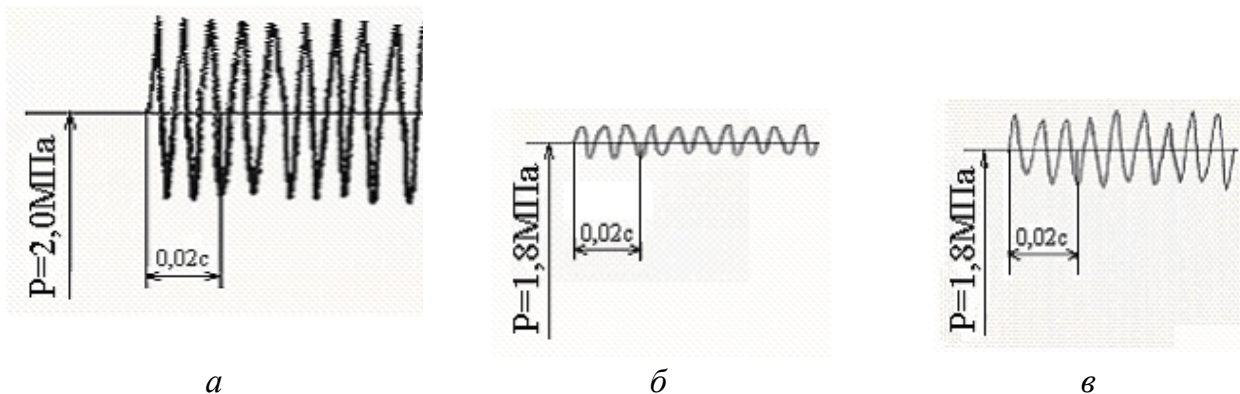


Рис. 4.2. Осцилограми пульсацій тиску на вході (*а*) та на виході (*б, в*) однокамерного ГПТ з патрубком на вході при $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $q = 0,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, довжина патрубка: *б* – $l_1 = 330$ мм, $k_r = 8$; *в* – $l_1 = 96$ мм, $k_r = 4$

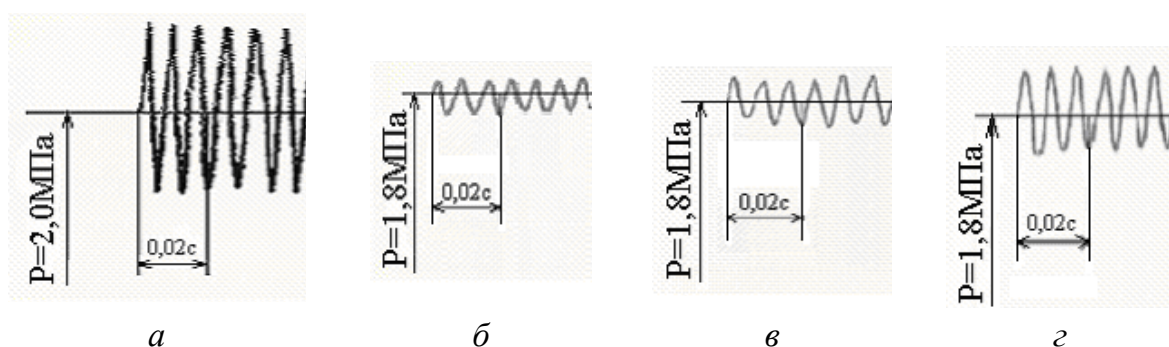


Рис. 4.3. Осцилограми пульсацій тиску на вході (*а*) та на виході (*б, в, г*) однокамерного ГПТ: *б, в* – з патрубком на виході, *г* – без патрубка, $k_r = 2,1$: при $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $q = 0,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, довжина патрубка: *б* – $l_2 = 220$ мм, $k_r = 5$; *в* – $l_2 = 100$ мм, $k_r = 3,6$

У двокамерному ГПТ з патрубками на вході і виході коефіцієнт гасіння $k_r = 2,1$, рис. 4.4. Коефіцієнт гасіння камерних ГПТ суттєвим чином залежить

від довжини патрубків, встановлених на його вході та виході.

За результатами експериментальних досліджень трикамерного ГПТ з патрубками на вході і виході, наведеними у статті [9], встановлено, що його використання неефективно.

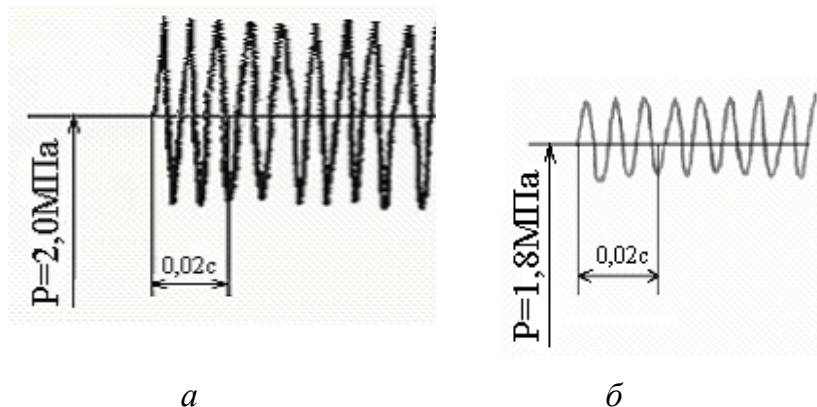


Рис. 4.4. Осцилограми пульсацій тиску на вході (а) та на виході (б) двокамерного ГПТ з патрубками на вході та виході: при $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $q = 0,47 \cdot 10^{-3}$ м³/с, $k_r = 2,1$

При збільшенні витрати в ГА від $0,47 \cdot 10^{-3}$ до $0,58 \cdot 10^{-3}$ м³/с, що відповідає зменшенню його навантаження від номінального до нуля, тиск в ГА зменшується зі швидкістю зміни навантаження, одночасно зменшується амплітуда вихідних пульсацій тиску РР, рис. 4.5. Таким чином, амплітуда пульсацій тиску в ГА залежить від його рівня, що треба враховувати в методиках проектування ГПТ.

Дослідження інтерференційного ГПТ з боковим відгалуженням показало, що його коефіцієнт гасіння суттєвим чином залежить від довжини бокового відгалуження, рис. 4.6.

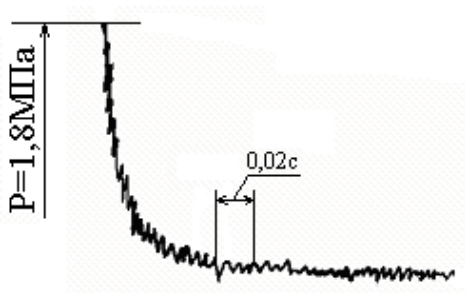


Рис. 4.5. Осцилограма зміни пульсацій тиску на виході одно камерного ГПТ з патрубком на виході при зміні навантаження ГА від номінального значення до нуля; $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа

В інтерференційному ГПТ з обвідним каналом коефіцієнт гасіння суттєвим чином залежить від рівня тиску в ГА, рис. 5.7. Слід зауважити, що такий ГПТ при певних значеннях довжини обвідного каналу та робочих параметрах ГА може працювати як підсилювач пульсацій [8]. Це накладає певні обмеження на застосуванні таких ГПТ.

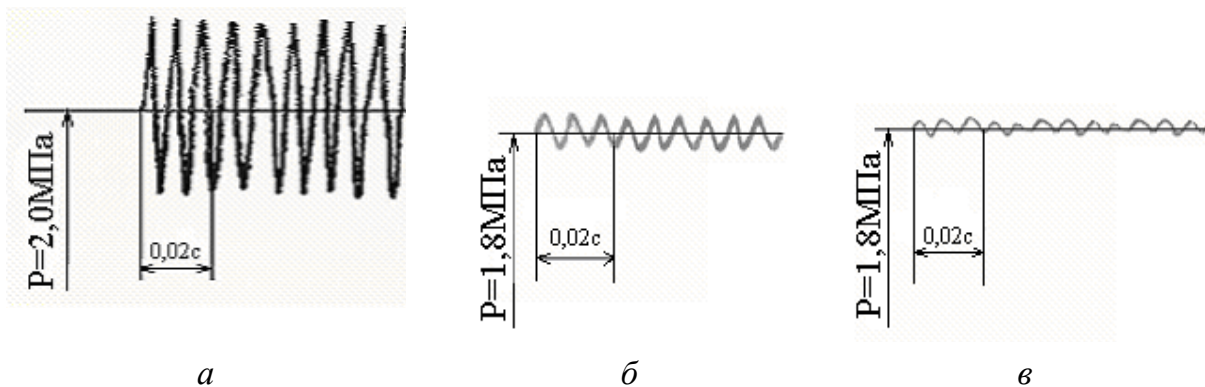


Рис. 4.6. Осцилограми пульсацій тиску на вході (а) та на виході (б, в) інтерференційного ГПТ з боковим відгалуженням при $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $q = 0,47 \cdot 10^{-3}$ м³/с, довжина бокового відгалуження: б – $l_{\text{від}} = 1,0$ м, $k_r = 5,4$; в – $l_{\text{від}} = 0,64$ м, $k_r = 8,3$

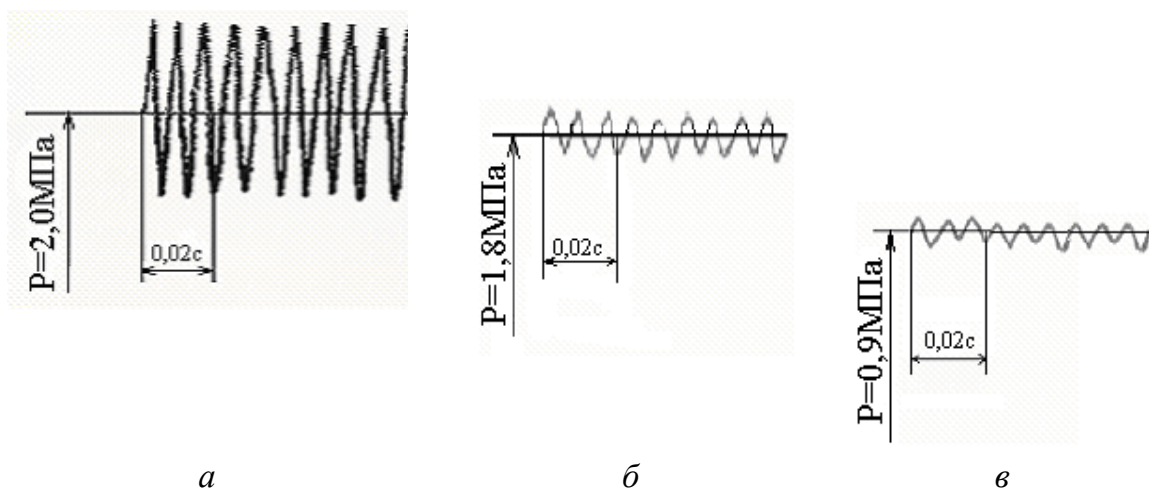


Рис. 4.7. Осцилограми пульсацій тиску на вході (а) та на виході (б, в) інтерференційного ГПТ з обвідним каналом при $q = 0,47 \cdot 10^{-3}$ м³/с: б, – $p_{\text{вх}} = 2,0$ МПа, $k_r = 4,4$; в – $p_{\text{вх}} = 1,0$ МПа, $k_r = 3,5$

Визначали табличне значення критерію Фішера, яке дорівнює $F_T \approx 1,9$ [128], та порівнювали його з розрахованим. Розраховане значення критерію Фішера менше табличного $F < F_T$, отже, розроблені математичні моделі є адекватними. Порівняння експериментально отриманих характеристик камерних ГПТ з розрахованими за допомогою розроблених математичних моделей показало, що максимальна похибка не перевищує: для однокамерних ГПТ з патрубками та без них – 4 %; двокамерного ГПТ з патрубками на вході та виході – 4 %; інтерференційних з боковим відгалуженням та з обвідним каналом – 6 %, що також свідчить про їх адекватність.

Порівняння отриманих експериментальних даних з експериментальними дослідженнями, отриманими іншими дослідниками, дозволило зробити висновок про їх якісний збіг. Відмінність отриманих результатів можна

пояснити тим, що досліджувалися ГПТ з відмінними конструктивними розмірами в ГА з іншими робочими параметрами: номінальними значеннями тиску і витрати, частотою та амплітудою пульсацій тиску (основною гармонікою пульсацій).

4.5. Дослідження ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

Досліджували дослідний зразок ГПТ, параметри якого наведені в додатку А, рис. А.5, табл. А.5. При експериментальних дослідженнях цього ГПТ для зменшення кількості дослідів здійснювали їх планування [22]. Проводили трьохфакторний активний експеримент. Для цього використовували плани другого порядку, які складали за методикою, наведеною у роботі [41]. Експерименти проводили таким чином, щоб кожний фактор варіювався на трьох рівнях. На першому етапі проводили кодування факторів згідно з табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Кодування факторів

Інтервал варіювання та рівень факторів	Рівень тиску на виході з насоса, МПа	Витрата через ГПТ (на виході з насоса), $\cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$	Частота	
			обертання вала електродвигуна, об./хв	пульсацій тиску, 1/с
Нульовий рівень, $x_i = 0$	0,9	0,045	1230	246
Інтервал варіювання, δ_i	0,26	0,025	270	54
Нижній рівень, $x_i = -1$	0,64	0,020	960	192
Верхній рівень, $x_i = +1$	1,16	0,070	1500	300
Кодове позначення	x_1	x_2	-	x_3

Зв'язок між кодовим та натуральним виразом факторів здійснювали за формулою

$$x_i = \frac{X_i - x_{i0}}{\delta_i}, \quad (4.3)$$

де X_i – натуральне значення фактора; x_{i0} – значення i -го фактора на нульовому рівні; δ_i – інтервал варіювання i -го фактора.

На другому етапі здійснювали рандомізацію дослідів, для чого використовували таблицю випадкових чисел з роботи [37]. Отримали таку послідовність проведення дослідів: 2, 3, 1, 2, 4, 1, 3, 4, ... Зауважимо, що паралельні досліди передбачалися для оцінки відтворення дослідів та визначення статистичних оцінок.

На третьому етапі реалізували серію експериментів для побудови лінійної моделі. При тризмінних параметрах (рис. 4.8) ставили експеримент (піврепліку) в точках 2, 3, 5 і 8. Потім ставили експеримент в центрі та перевіряли гіпотезу адекватності. Оскільки модель виявилася адекватною, то далі проводили експеримент у декількох точках, розташованих на відстані d від центра (зіркові точки). Зауважимо, що якщо б модель виявилася неадекватною, то необхідно було б проводити повний факторний експеримент і реалізувати експеримент в усіх вершинах куба.

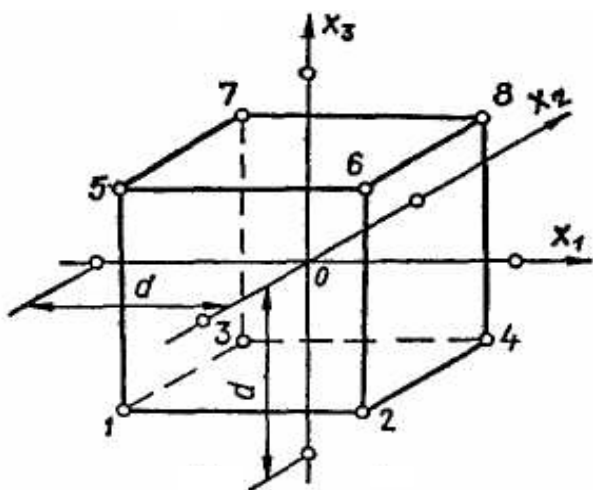


Рис. 4.8. Побудова плану експерименту

Для забезпечення ортогональності плану другого порядку перевіряли виконання умови [41]

$$x'_i = x_i^2 - \bar{x}_i^2, \quad (4.4)$$

де $\bar{x}_i^2 = \frac{2^k + 2d^2}{2^k + 2k + 1}$; k – кількість факторів.

Умова (4.4) для нашого випадку виконувалась.

Для кількості факторів $k = 3$ загальна кількість дослідів $n = 15$ та $d = 1,2154$ [41]. Знаючи n та d отримали ортогональний план другого порядку для трифакторного експерименту (табл. 4.2), де у позначено коефіцієнт гасіння пульсацій тиску у ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Таким чином, розроблений план другого порядку трифакторного активного експерименту ГПТ дозволив зменшити кількість дослідів.

У першій серії експериментів досліджували розроблений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Включали асинхронний електродвигун 16 з постійною частотою обертання, який обертав вал об'ємного насоса 2. За допомогою запобіжного клапана 4 встановлювали тиск на вході в ГА, який змінювали у діапазоні від 0,6 до 1,4 МПа, а дроселем 11 –

навантаження. Реєстрували пульсації тиску перед та за ГПТ 8. Змінювали тиск та навантаження в ГА та реєстрували пульсації тиску перед і за ГПТ 8. Змінювали частоту обертання асинхронного електродвигуна 16 (використовували асинхронний двигун з частотним регулюванням) та повторювали досліди. Встановлювали частоту обертання електродвигуна 16: 960, 1230 і 1500 об./хв. Отримали осцилограми пульсацій тиску на вході і виході ГПТ, деякі з них наведені на рис. 4.9–4.11 та в табл. 4.3.

З експериментально отриманих осцилограм за формулою (1.7) визначали коефіцієнт гасіння ГПТ.

Таблиця 4.2 – Центральне композиційне ортогональне планування експерименту другого порядку

Дослід	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1^2 - 11/15$
Планування типу 2^3	+1	-1	-1	-1	4/15
	+1	+1	-1	-1	4/15
	+1	-1	+1	-1	4/15
	+1	+1	+1	-1	4/15
	+1	-1	-1	+1	4/15
	+1	+1	-1	+1	4/15
	+1	-1	+1	+1	4/15
	+1	+1	+1	+1	4/15
Зіркові точки	+1	-1,215	0	0	23/30
	+1	+1,215	0	0	23/30
	+1	0	-1,215	0	-11/15
	+1	0	+1,215	0	-11/15
	+1	0	0	-1,215	-11/15
	+1	0	0	+1,215	-11/15
Нульова точка	+1	0	0	0	-11/15

Продовження табл. 4.2

Дослід	$x_1^2 - 11/15$	$x_1^2 - 11/15$	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	y
Планування типу 2^3	4/15	4/15	+1	+1	+1	2,5
	4/15	4/15	-1	-1	+1	2,75
	4/15	4/15	-1	+1	-1	2,4
	4/15	4/15	+1	-1	-1	2,7
	4/15	4/15	+1	-1	-1	1,8
	4/15	4/15	-1	+1	-1	1,75
	4/15	4/15	-1	-1	+1	1,65
	4/15	4/15	+1	+1	+1	1,7
Зіркові точки	-11/15	-11/15	0	0	0	1,6
	-11/15	-11/15	0	0	0	1,9
	23/30	-11/15	0	0	0	2,3
	23/30	-11/15	0	0	0	2,1
	-11/15	23/30	0	0	0	2,0
	-11/15	23/30	0	0	0	1,78
	-11/15	23/30	0	0	0	1,78
Нульова точка	-11/15	-11/15	0	0	0	1,8

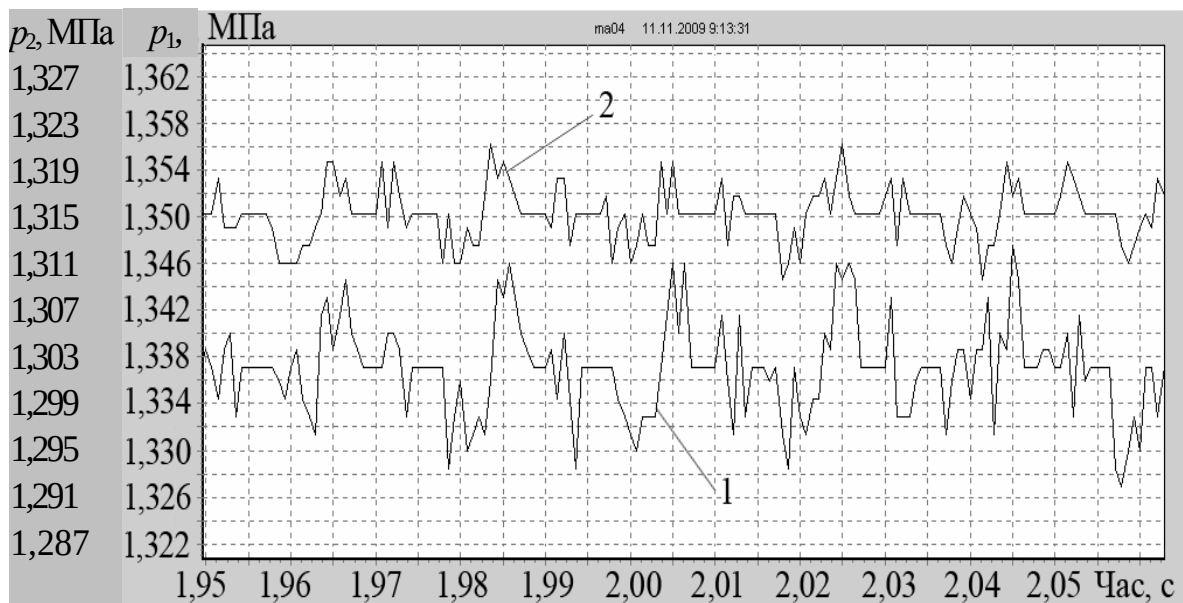


Рис. 4.9. Осцилограми пульсацій тиску на вході (1) і на виході (2) ГПТ:

$$q = 0,064 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} ; f = 300 \text{ 1/с} (n = 1500 \text{ об./хв}); k_r = 1,69$$

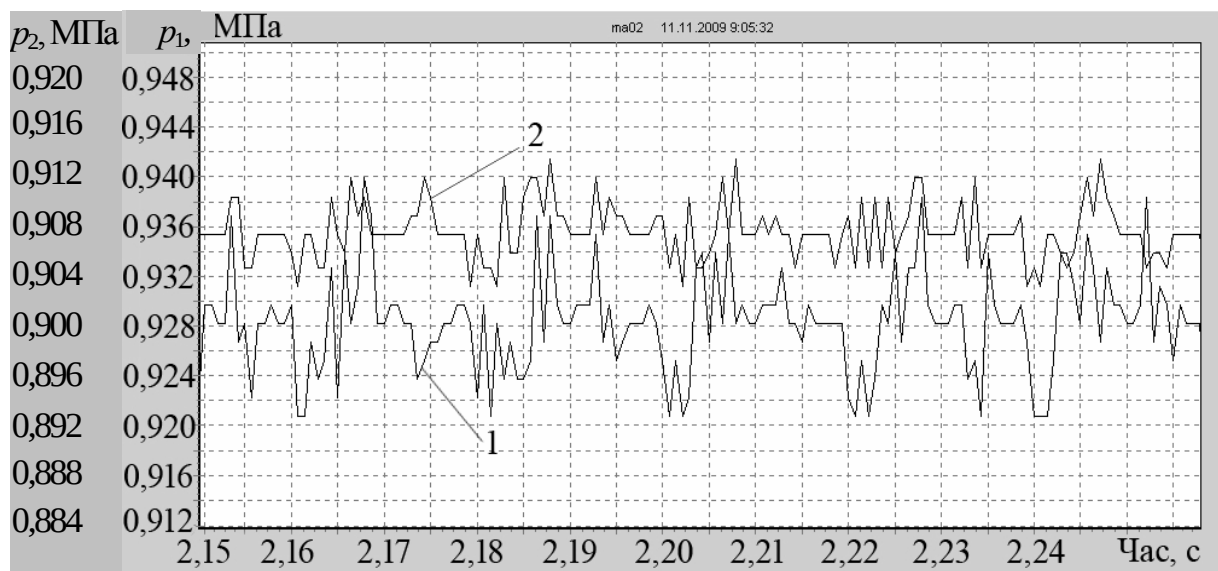


Рис. 4.10. Осцилограми пульсацій тиску на вході (1) і на виході (2) ГПТ:
 $q = 0,045 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об./хв}$); $k_r = 1,78$

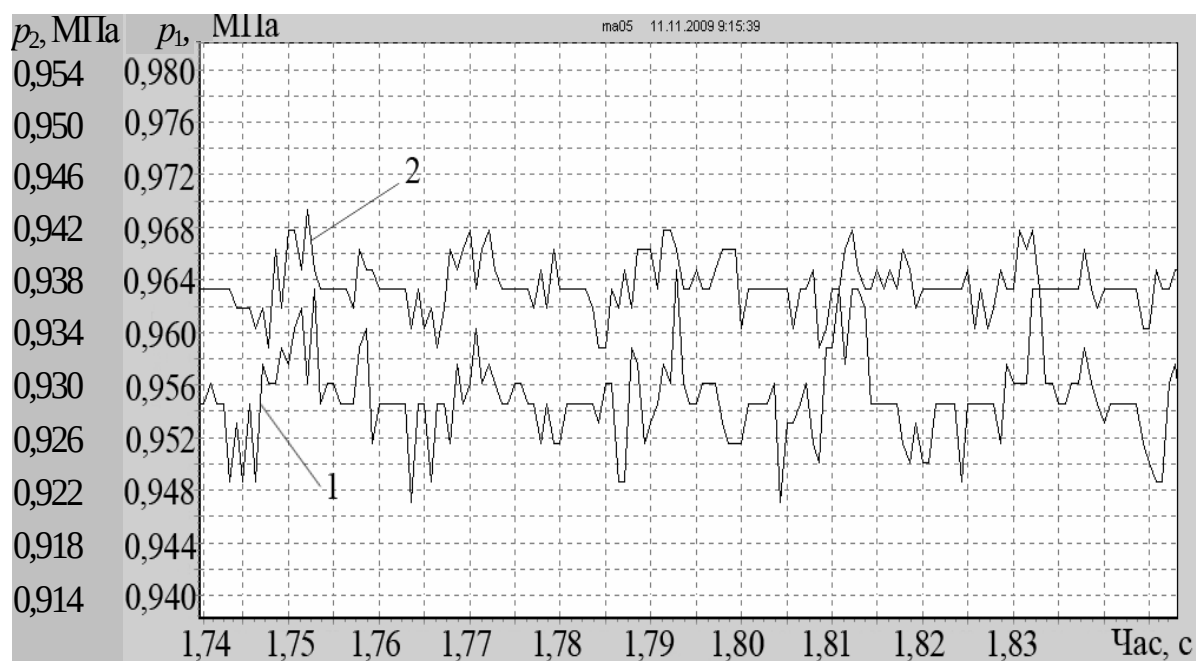


Рис. 4.11. Осцилограми пульсацій тиску на вході (1) і на виході (2) ГПТ:
 $q = 0,020 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об./хв}$); $k_r = 1,83$

У другій серії експериментів досліджували розроблений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів (з сильфонами) та ГПТ (без сильфонів). Причому в останній замість сильфонів вставляли шпильки діаметром, що дорівнює середньому діаметру сильфона, та довжиною, що дорівнює довжині сильфона. Це дозволило отримати рівні початкові об'єми

проточних порожнин ГПТ. Використовували електродвигун 16 з постійною частотою обертання 1500 об./хв. Осцилограми пульсацій тиску для цієї серії експериментів наведені на рис. 4.11, 4.12.

Таблиця 4.3 – Результати дослідження ГПТ

№ з/п	$q, \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$	$p, \text{ МПа}$	$n, \text{ об./хв}$	k_r
1	0,020	1,0	1230	1,8
2	0,020	0,9	960	2,09
3	0,020	0,95	1500	1,83
4	0,045	0,65	1230	1,9
5	0,045	0,93	1500	1,78
6	0,060	0,6	960	2,5

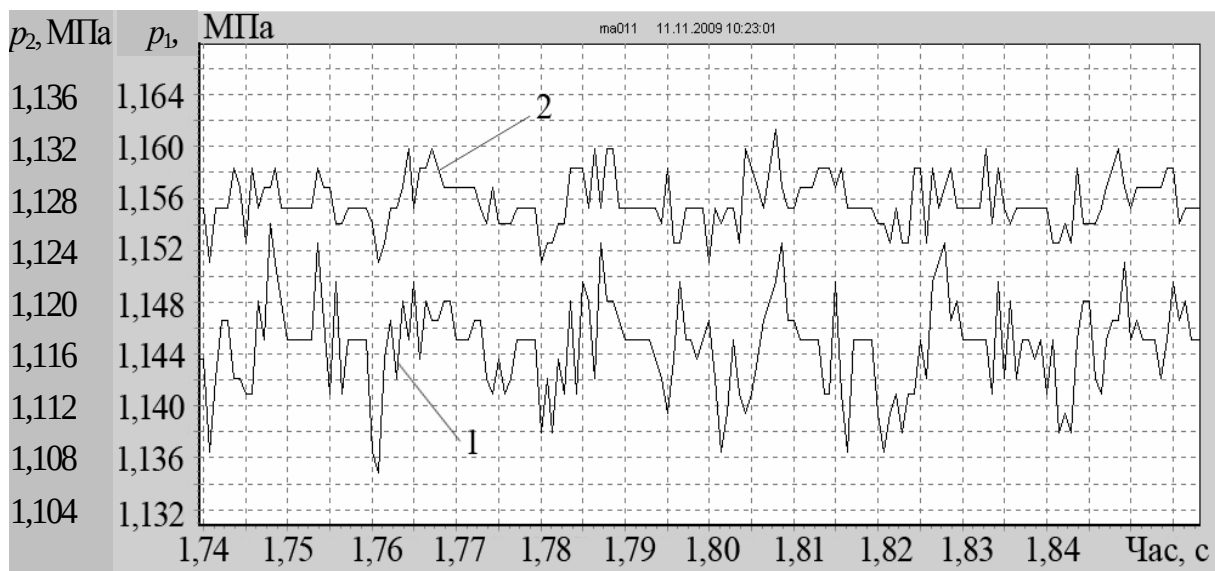


Рис. 4.12. Осцилограми пульсацій тиску на вході (1) і на виході (2) ГПТ:
 $q = 0,020 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об./хв}$); $k_r = 1,5$

Експеримент, згідно з описаною вище методикою, проводили за складеним планом (табл. 4.2). За його результатами заповнювали останній стовпець табл. 4.2, де замість y підставляли його значення – коефіцієнт гасіння ГПТ, отриманий за результатами обробки експериментальних осцилограм пульсацій тиску. Зауважимо, що у загальному випадку функція відгуку (коефіцієнт гасіння) визначається поліномом [41]

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i<j} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \dots, \quad (4.5)$$

де b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – коефіцієнти регресії, які визначалися за результатами експериментів за формулами [41]

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^n \bar{y}_u}{n}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u}{n}; \quad b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{n},$$

де i – номер стовпця в матриці планування експерименту; $\bar{y}_u$ – середнє значення вихідної величини (коефіцієнта гасіння ГПТ) в одній серії дослідів; u – u -те поєднання рівнів факторів.

Аналіз осцилограм пульсацій тиску на вході і виході ГПТ показав, що в ньому відбувається невелике відставання вихідних пульсацій від вхідних. Аналіз робочого процесу в ГПТ у складі ГА, проведений за осцилограмами пульсацій тиску на його вході і виході, показав, що його коефіцієнт гасіння значною мірою залежить від рівня тиску та витрати в ГА, що треба враховувати в методиках їх розрахунку та проектування.

Коефіцієнт регресії визначали за формулою [41]

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} y_u}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2},$$

де i – номер стовпця у матриці планування; x_{iu} – елементи i -го стовпця.

У результаті розрахунку отримали: $b'_0 = 2,049$; $b_1 = 0,128$; $b_2 = -0,054$; $b_3 = -0,339$; $b'_{11} = -0,0083$; $b'_{52} = 0,306$; $b'_{33} = 0,086$; $b_{12} = 0,019$; $b_{13} = -0,069$; $b_{23} = -0,006$.

Рівняння регресії – формулу (4.5) подавали у вигляді:

$$y = b'_0 + \sum_{1 \leq i \leq k} b_i x_i + \sum_{1 \leq i \leq j \leq k} b_{ij} x_i x_j + \sum_{1 \leq i \leq k} b_{ii} (x_i^2 - \varphi), \quad (4.6)$$

$$\text{де } \varphi = \sqrt{\frac{2^k}{n}}; \quad b_i = \frac{\sum_{u=1}^n x_{iu} y_u}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2} - \text{коефіцієнти регресії.}$$

Після підстановки в формулу (4.6) коефіцієнтів регресії отримали:

$$k_r = 2,049 + 0,128x_1 - 0,054x_2 - 0,339x_3 + 0,019x_1x_2 - 0,069x_1x_3 - 0,006x_2x_3 - 0,008\left(x_1^2 - \frac{11}{15}\right) + 0,306\left(x_2^2 - \frac{11}{15}\right) + 0,086\left(x_3^2 - \frac{11}{15}\right) \quad (4.7)$$

Переходили до звичайної форми запису (4.5) функції відклику (лінійної

моделі коефіцієнта гасіння). Використовували формулу зв'язку між коефіцієнтами регресії

$$b_0 = b'_0 - \sum_{1 \leq i \leq k} \varphi b_{ii}, \quad (4.8)$$

де k – кількість коефіцієнтів зі штрихом.

У результаті розрахунку отримали: $b_0 = 1,767$. Привели рівняння (4.7) до нормального вигляду.

$$k_T = 1,767 + 0,128x_1 - 0,054x_2 - 0,339x_3 + 0,019x_1x_2 - 0,069x_1x_3 - 0,006x_2x_3 - 0,008x_1^2 + 0,306x_2^2 + 0,086x_3^2. \quad (4.9)$$

Оцінку дисперсії коефіцієнтів регресії проводили за формулою [36]

$$s_{bi}^2 = \frac{s_y^2}{\sum_{u=1}^n x_{iu}^2}, \quad (4.10)$$

$$\text{де } s_y^2 = \frac{\sum_{p=1}^m (y_{up} - \bar{y}_u)^2}{m-1}; p = 1, 2, 3, \dots; m - \text{кількість паралельних дослідів.}$$

Розрахунки дисперсії коефіцієнтів регресії за (4.10) показали, що вона знаходиться в межах 0,002 ... 0,5. Таким чином, точність розробленої моделі достатньо висока.

За критерієм Кохрена перевіряли відтворення процесу, для чого використовували формулу [41]

$$G = \frac{s_{u \max}^2}{\sum_{u=1}^n s_u^2} \leq G_{(0.05; f_n; f_u)},$$

$$\text{де } s_u^2 = \frac{\sum_{p=1}^m (y_{up} - \bar{y}_u)^2}{m-1} - \text{дисперсія, яка характеризує розсіювання результатів дослідів на } u\text{-му сполученні рівнів факторів; } p = 1, 2, \dots, m - \text{кількість паралельних дослідів; } s_{u \max}^2 - \text{найбільша з дисперсій у рядках плану; } G_{(0.05; f_n; f_u)} - \text{табличне значення критерію Кохрена при 5 \% -му рівні значимості; } f_n = n - \text{кількість незалежних оцінок дисперсії; } f_u = m - 1 - \text{кількість степенів вільності кожної оцінки.}$$

За результатами розрахунку G становить 0,3. Табличне значення $G_{(0.05; f_n; f_u)}$ становить 0,3346 [41]. Таким чином, умова відтворення процесу

виконується.

За критерієм Фішера перевіряли адекватність лінійної моделі коефіцієнта гасіння

$$F = \frac{s_{ад}^2}{s_y^2} \leq F_{таб(0.05; f_{ад}; f_y)},$$

де $s_{ад}^2 = \frac{\sum_{u=1}^n (\bar{y}_u - y_u)^2}{n - k - 1}$; y_u – розрахункове значення відклику в u -му досліді; $F_{таб(0.05; f_{ад}; f_y)}$ – критерій Фішера при 5 %-ній значимості; $f_{ад} = n - k - 1$ – кількість степенів вільності дисперсії адекватності; f_y – кількість степенів вільності дисперсії відтворення; n – кількість дослідів; k – кількість факторів.

За розрахунками дисперсія адекватності $s_{ад}^2 = 0,256$. Критерій Фішера F становить 3,004, а табличне значення критерію Фішера $F_{таб} = 3,2874$ [41]. Таким чином, отримана лінійна модель адекватна. Порівняння експериментально отриманих характеристик ГПТ з розрахованими за допомогою розроблених математичних моделей показало, що максимальна похибка не перевищує – 5 %, що також свідчить про їх адекватність.

Використовували формулу (4.3) та з залежності (4.9) отримали значення коефіцієнта гасіння ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів через натуральні значення факторів.

$$k_r = 1,601 + 0,57 p_n - 0,005 q_n - 0,001 f + 0,003 p_n q_n - 0,118 p_n^2, \quad (4.11)$$

де p_n – тиск на виході з насоса, МПа; q_n – витрата через гаситель (на виході з насоса), см³/с; f – частота пульсацій тиску, 1/с.

Отримана лінійна модель коефіцієнта гасіння ГПТ, залежно від робочих параметрів ГА, дозволяє проводити їх раціональний вибір та може бути використана при визначенні його оптимальних параметрів.

При використанні в ГА розробленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів гасіння пульсацій тиску відбувається і при перехідному процесі, рис. 4.13.

Співставлення результатів дослідження звичайних ГПТ (без сильфонів) (рис. 4.12) та ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів (рис. 4.10 і 4.11), отриманих за однакових умов, показало, що коефіцієнт гасіння у розробленого ГПТ більше на 20 %. Таким чином, експериментальним шляхом доведено ефективність використання в об'ємних ГА розробленого ГПТ з автоматичним

підстроюванням параметрів.

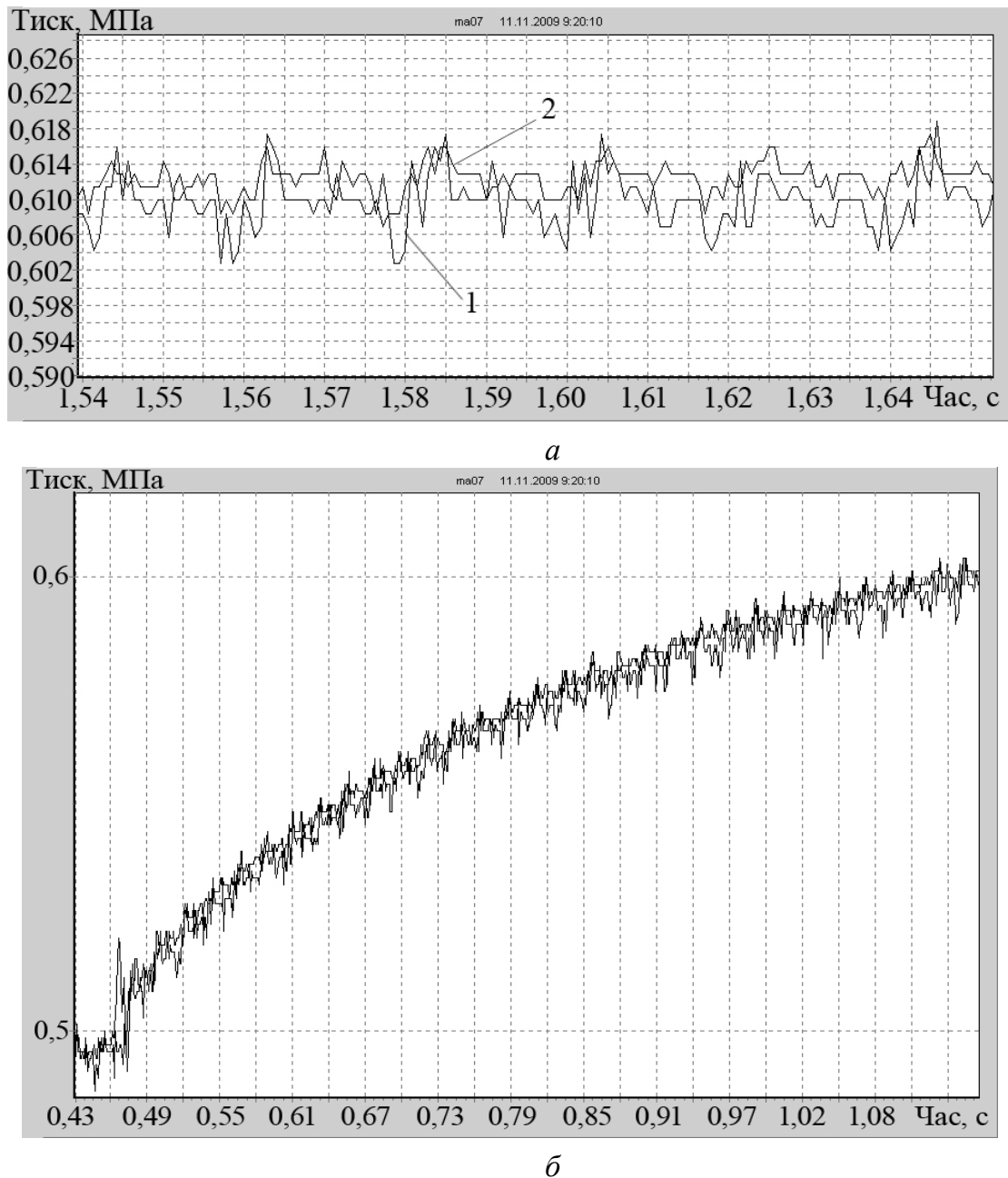


Рис. 4.13. Осцилограми пульсацій тиску на вході (1) і на виході (2) ГПТ: $q = 0,020 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; $f = 300 \text{ 1/с}$ ($n = 1500 \text{ об./хв}$); $k_r = 1,75$: *a* – в усталеному режимі; *б* – при переходному процесі

Коефіцієнт гасіння ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів визначений з осцилограм, отриманих експериментальним шляхом та розрахованих за математичною моделлю в зосереджених параметрах за Г- і Т-подібними схемами зосередження, показав гарний збіг. Деяку відмінність форми пульсацій тиску на виході з насоса та ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів на осцилограмах, отриманих експериментальним

шляхом, можна пояснити спрацюванням насоса, цей висновок співпадає з експериментальними даними пульсацій тиску на виході з насоса, наведеними в роботі [126].

Крім того, монтаж гідравлічної апаратури та ГПТ на стенді здійснювався шлангами, модуль пружності яких в математичних моделях не враховано. Порівняння теоретичних та експериментальних даних дозволяє зробити висновок про їх достатньо добру збіжність. Коефіцієнт гасіння з теоретичної осцилограми дорівнює 1,645, з експериментальної – 1,69. Похибка становить 2,74 %.

4.6. Дослідження шумових характеристик гідроагрегату з ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

Визначення і розрахунок шумових характеристик ГПТ у складі ГА проводили відповідно до методики [49], згідно з якою, вимірювання у вільному звуковому полі над звуковідбивною площиною забезпечує отримання максимального середнього квадратичного відхилення рівнів звукової потужності у смугах частот та корегованої характеристики А звукової потужності за ГОСТ 22941–79. Випробування проводили у лабораторії гідроавтоматики кафедри гідропневмоавтоматики і гідропривід НТУ «ХП» площею $A_{\text{пр}} = 186 \text{ м}^2$. Вимір рівня шуму здійснювали за допомогою точного імпульсного шумоміра 00 024 [129]. В якості поверхні вимірювання, яка оточує джерело шуму та закінчується на звуковідбивній площині, приймали півсферу з радіусом $r = 1 \text{ м}$. Кількість вимірювальних точок на поверхні півсфери дорівнювала 4. Координати точок вимірювання показані на рис. 4.14.

Площу вимірювальної поверхні розраховували за залежністю

$$A = 2\pi r^2, \quad (4.12)$$

де r – радіус напівсфери, $r = 1 \text{ м}$.

Шумоміром вимірювали сумарний рівень звукового тиску, дБ, $Li(\text{ГА})$, працюючого ГА, в кожній вимірювальній точці, вказаній на рис. 4.15. Вимір здійснювали у точках, розташованих з чотирьох сторін на відстані не менше ніж 0,15 м від підлоги.

Визначали середній рівень звукового тиску $Lm(\text{ГА})$ дБА працюючого ГА

$$Lm(\text{ГА}) = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{0,1Li(\text{ГА})}, \quad (4.13)$$

де $Li(\text{ГА})$ – звуковий тиск, дБА; i – точка вимірювання; n – кількість точок вимірювання, $n = 4$.

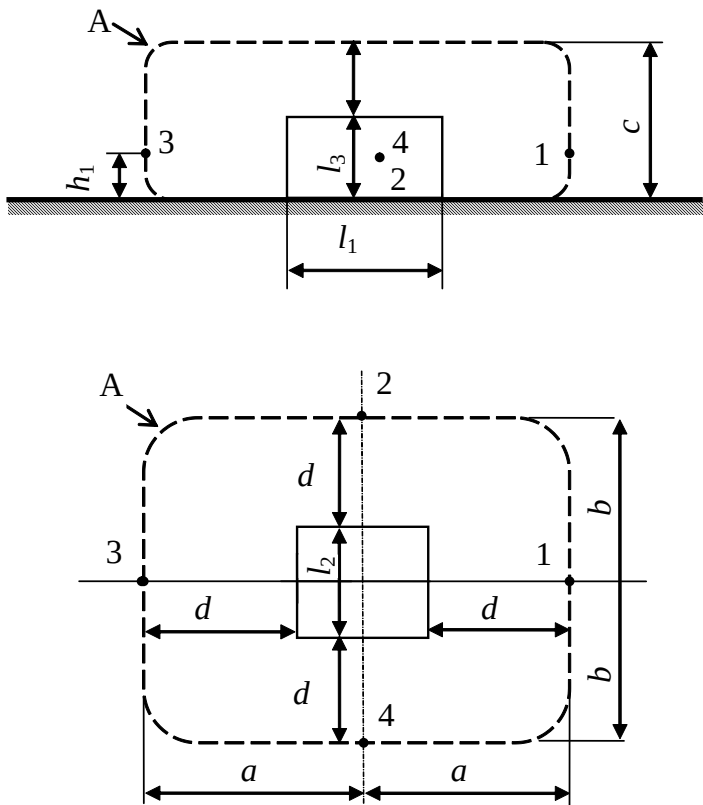


Рис. 4.14. Координати точок вимірювання: A – вимірювальна поверхня шуму; 1...4 – точки вимірювання; l_1, l_2, l_3 – розміри джерела, що огинається; a, b, c – розміри, що характеризують вимірювальну поверхню, $a = b = c = r = 1$ м

Вимірювали шум працюючого ΓA^* за відсутності течії РР в ГПТ. Шум працюючого ΓA є перешкодою, що впливає на визначення шуму ГПТ. При вимірюванні рівня звукового тиску $Li(\Gamma A^*)$, дБА, перешкоди проводимо в тих же точках. За формулою (4.13) знаходили середній рівень звукового тиску перешкоди $Lm(\Gamma A^*)$, дБА. Визначали різницю

$$\Delta L = Lm(\Gamma A) - Lm(\Gamma A^*). \quad (4.14)$$

За різницею ΔL з монограми [49], операції з децибелами, визначили поправку B . Віднімаючи від сумарного середнього рівня звукового тиску $Lm(\Gamma A)$ поправку B , знаходили шуканий рівень шуму ΓA з урахуванням перешкоди.

$$\tilde{Lm}(\Gamma A) = Lm(\Gamma A) - B. \quad (4.15)$$

Постійну величину K , яка враховує вплив відбитого звуку, в дБА, розраховували за формулою

$$K = 10 \lg(1 + 4 A/A_{\text{ек}}), \quad (4.16)$$

де A – площа вимірювальної поверхні, $A = 6,28 \text{ м}^2$; $A_{\text{ек}}$ – еквівалентна площа звукопоглинання в приміщенні, в м^2 , яку знаходили із залежності

$$A_{\text{ек}} = \alpha_{\text{п}} A_{\text{пр}}, \quad (4.17)$$

де $\alpha_{\text{п}}$ – середній коефіцієнт звукопоглинання в приміщенні, $\alpha_{\text{п}} = 0,2$; $A_{\text{пр}}$ – площа обмежуючих поверхонь в приміщенні, включаючи підлогу, м^2 .

Для нашого випадку: $A_{\text{ек}} = 0,2 \cdot 186 = 37,2 \text{ м}^2$. З формули (4.16) знайшли постійну K , яка враховує вплив відбиття звуку, дБА, $K = 2,72$. Приймали $K = 2,7$. Визначали різницю

$$\tilde{L}m(\Gamma A) = \tilde{L}m(\Gamma A) - K. \quad (4.18)$$

Використовували формулу (4.18), визначали $\tilde{L}m(\Gamma A)$ для працюючого ГА при течії РР в гасителі та працюючого ГА* за відсутності течії РР в ньому. Корегований рівень звукової потужності L_p , дБА, обчислювали за формулою

$$L_p = \tilde{L}m(\Gamma A) + 10 \lg \frac{A}{A_0},$$

де $\tilde{L}m(\Gamma A)$ – середній рівень звукового тиску з урахуванням поправок або середній рівень звуку на вимірювальній поверхні; A – площа вимірювальної поверхні; A_0 – масштабний коефіцієнт, $A_0 = 1 \text{ м}^2$.

Дослідження шумових характеристик проводили для ГА з ГПТ та без нього (замість ГПТ в ГА був встановлений трубопровід). Як показали дослідження, рівень звуку в ГА без ГПТ становив 84 дБА, а при використанні ГПТ – на 4,5 дБА менше. Таким чином, рівень пульсацій тиску в ГА може бути посередньо оцінений рівнем шуму. Використання ГПТ в ГА зменшує рівень шуму при їх роботі, а отже, покращує один із важливих показників технічного рівня. Отримані результати досліджень шумових характеристик ГА з ГПТ та без них співпадають з експериментальними даними, одержаними іншими дослідниками, наприклад роботи [149].

РОЗДІЛ 5. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ГПТ У СКЛАДІ ГА

Перед початком проектування ГПТ на підставі аналізу структури та значень номінальних параметрів ГА визначають його робочі параметри. Загальновідомим фактором, що підвищує ефективність розрахунку та проектування будь-яких виробів та пристроїв і дозволяє суттєво підвищити їх характеристики, є використання ЕОМ, яка дозволяє значно скоротити час проектування, формалізувати значну частину розрахункових задач і провести оптимізацію конструктивних параметрів. Перед початком розрахунку та проектування ГПТ у складі ГА треба проаналізувати характер та параметри пульсацій тиску з виходу об'ємного насоса, визначити робочі параметри ГА, тип і газовміст РР. Розробити математичну модель робочого процесу ГПТ, яка є підґрунтям для його розрахунку та проектування.

При розрахунку пружних елементів ГПТ використовують методики, наведені в роботах [16, 56, 100, 112, 115, 132], а при оптимізації параметрів – методики, наведені в роботах [10, 80, 113, 122].

5.1. Методика розрахунку і проектування ГПТ у складі ГА

При проектуванні ГПТ у складі ГА необхідно враховувати ряд особливостей, обумовлених нестаціонарними робочими процесами. До таких особливостей слід віднести резонанс, гідравлічний удар і кавітацію. Питання, пов'язані з умовами виникнення кавітації у ГА, досить докладно розглянуті в роботі [32]. Сформульовані в ній рекомендації щодо недопущення кавітації у ГА слід враховувати при проектуванні ГПТ.

Внаслідок пульсацій тиску РР у ГА, відносного переміщення частин машини, до яких кріпляться трубопроводи, вібрації в ГА можуть виникнути резонансні коливання трубопроводів. Для усунення цього шкідливого явища останнім часом широко використовується блочно-модульний монтаж гідроапаратури. Для запобігання попадання будь-якої ділянки трубопроводу в резонансний режим коливань, кріплення трубопроводу повинно бути частим, виконаним згідно з рекомендаціями роботи [32]. З метою виключення резонансу необхідно не допускати збігу власних коливань гідроапаратів і частин ГА з частотами пульсацій тиску РР, які є наслідком пульсацій витрати на виході з об'ємного насоса та спрацювання гідроапаратів і виконавчих механізмів.

Крім того, внаслідок швидкого спрацювання розподільчих гідроапаратів у ГА може виникнути гідравлічний удар, який може пошкодити трубопроводи. Згідно з рекомендаціями, наведеними у роботі [105], для запобігання

виникнення гідравлічних ударів та руйнування трубопроводів у ГА необхідно: не допускати великих швидкостей РР у трубопроводах та з'єднувальних каналах; обмежити час спрацювання розподільчих гідроапаратів; вибирати відповідну довжину каналу чи трубопроводу; встановлювати у ГА запобіжні клапани та гасителі гідравлічних ударів.

Розроблену методику розрахунку і проектування ГПТ у складі ГА можна подати у вигляді загальної послідовності розрахунку конструктивних параметрів з наступною перевіркою динамічних властивостей (рис. 5.1), де наведені вихідні дані та усі операції, які необхідно виконати в процесі розрахунку та проектування, показані взаємозв'язки між операціями.

На першому етапі аналізують гідравлічну схему ГА, визначають конструктивні та робочі параметри виконавчих механізмів та гідравлічної апаратури. Вибирають об'ємний насос, трубопроводи та РР. При цьому треба мати на увазі, що ГПТ повинен мати стандартні з'єднувальні розміри та працювати у визначеному діапазоні тиску. Проводять тепловий розрахунок ГА, визначають діапазон зміни температури РР і її газовміст. Задаються конструктивними розмірами окремих структурних елементів ГПТ та визначають втрати тиску в них. Розробляють структурні схеми ГПТ та аналізують їх гідравлічний ККД. Для подальшого розгляду залишають структурні схеми ГПТ з прийнятним гідравлічним ККД. У разі малих гідравлічних ККД коректують структурні схеми ГПТ. Зазначимо, що ці розрахунки проводяться згідно з відомими методиками, наприклад роботи [88], а отримані дані є вихідними для подальшого розрахунку ГПТ у складі ГА.

На другому етапі в разі наявності пружних елементів в ГПТ, визначають їх характеристики та зміну розмірів під дією тиску, проводять попередній вибір їх конструктивних та робочих параметрів. При проведенні цього етапу треба мати на увазі, що під дією тиску в проточній порожнині ГПТ відбувається зміна її об'єму. Ці розрахунки проводять згідно з методиками, наведеними в роботах [16, 56, 100, 112, 115, 132]. Обґрунтовують та приймають припущення, записують математичні моделі робочого процесу насоса, виконавчих механізмів, гідравлічної апаратури та трубопроводів. За структурними схемами та математичними моделями робочого процесу окремих структурних елементів ГПТ отримують їх математичні моделі. При складанні математичних моделей робочого процесу елементів ГА спираються на сучасні наукові розробки, наведені в провідних фахових виданнях, наприклад в роботах [69, 79, 81, 124] та ін. Визначають пульсації тиску РР у ГА [15] та динамічні характеристики виконавчих механізмів.

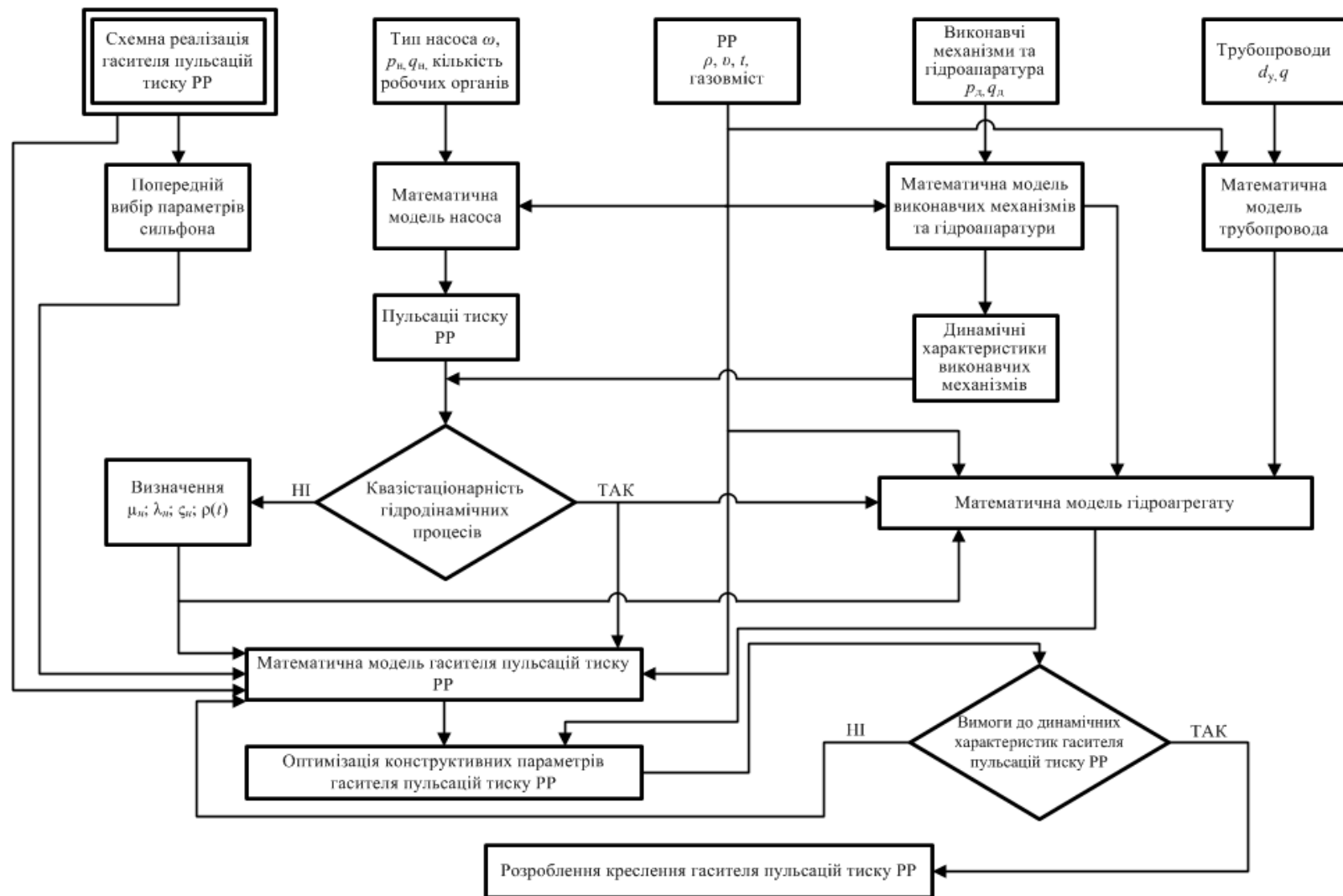


Рис. 5.1. Схема алгоритму розрахунку і проектування ГПТ у складі ГА

На третьому етапі визначають межу квазістаціонарності гідродинамічних процесів у ГА, що враховують при обчисленні коефіцієнтів витрат та втрат, гідравлічного опору тертя та змінної густини РР [12, 82]. Розробляють математичну модель робочого процесу ГПТ у складі ГА [5, 11, 13, 18 – 21]. Розраховують коефіцієнти гасіння ГПТ та узагальнені критерії. За узагальненими критеріями оцінюють ефективність ГПТ. Вибирають схему ГПТ з максимальними значеннями коефіцієнта гасіння та узагальненого критерію. Проводять аналітичне дослідження впливу конструктивних параметрів ГПТ на його характеристики.

Дані, отримані на другому та третьому етапах, є вхідними для четвертого етапу, під час виконання якого проводять оптимізацію конструктивних параметрів ГПТ. Остаточню визначають його коефіцієнт гасіння та коефіцієнти ефективності. Проводять перевірку умови відсутності у ГА гідравлічного удару та резонансу. Якщо ці умови не виконуються, коректують параметри ГПТ. Ці дії повторюють доти, доки умови відсутності гідравлічного удару та резонансу не будуть виконані.

П'ятий етап передбачає перевірку вимог щодо динамічних характеристик ГПТ. Якщо ці вимоги виконані не в повному обсязі, то повертаються до виконання оптимізації параметрів ГПТ (перша частина четвертого етапу) та третього етапу, на якому в математичній моделі робочого процесу ГПТ уточнюють значення параметрів пружних елементів. Проводять повторну оптимізацію його параметрів.

При виконанні вимог щодо динамічних характеристик ГПТ на шостому етапі виконують розробку креслень його загального вигляду та окремих деталей. При цьому треба враховувати технологічність конструкції та можливості заводу-виробника. Зазначимо, що найбільш перспективним напрямком подальшого удосконалення ГПТ є виконання їх комбінованого типу з пружними елементами зі змінною жорсткістю.

На заключному етапі проектування ГПТ розраховують їх надійність, оцінюють економічну ефективність. Зауважимо, що залежно від вимог до гасителя математична модель його робочого процесу може спрощуватися чи ускладнюватися. Причому спрощення, зазвичай, здійснюється шляхом прийняття якоїсь кількості параметрів сталими, нехтуванням втрат у каналах гасителя, зміною модуля пружності РР тощо.

Розроблена методика розрахунку і проектування ГПТ у складі об'ємного ГА, яка суттєво доповнює існуючі методики їх проектування та на відміну від них враховує складні гідродинамічні процеси в ГА, динамічні характеристики

виконавчих механізмів, параметри пружних елементів, реальний характер пульсацій тиску в ГА та характеристики РР, що дозволяє підвищити точність математичних моделей реального об'єкта. Вона дозволяє створити цілу низку конструкцій таких ГПТ, використання яких в сучасних ГА дозволить суттєво підвищити експлуатаційні характеристики та конкурентоспроможність останніх.

5.2. Багатокритеріальна оптимізація параметрів ГПТ

Її розглянемо на прикладі оптимізації параметрів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. У загальному випадку при багатокритеріальній оптимізації розв'язують задачу

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

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

Розв'язання $X_{i\max} = \arg \max_{X \in G} \Phi(X)$, $X \in G$ є локальним оптимумом за i -м критерієм, без урахування інших. Розв'язання $X^0 \in G$ є ефективним (Парето-оптимальним), якщо не існує розв'язання $X \in G$, для якого $\hat{O}_i(\tilde{O}) \geq \hat{O}_i(\tilde{O}^0)$, $i = 1, \dots, m$, та жоден критерій не кращий, ніж при $X = X^0$. Сукупність всіх можливих ефективних розв'язків утворює множину Парето – P , яка є формальним розв'язком (5.1) та визначається тільки вихідними даними ГПТ.

Серед усіх методів багатокритеріальної оптимізації, на сьогодні, широко застосовуються діалогові. Порівняльний аналіз великої кількості методів оптимізації, які містять діалогові процедури проєктант–ЕОМ, наведено в статті [109]. Цей аналіз дозволяє залежно від складності задачі, що розв'язується, провести вибір найбільш ефективного методу оптимізації. На підставі проведеного порівняльного аналізу методів багатокритеріальної оптимізації для оптимізації ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів нами вибрано метод дослідження простору параметрів. Характерною особливістю якого є систематичний перегляд багатовимірних областей, в яких в якості пробних точок використовуються точки рівномірно розподілених послідовностей (ЛП_τ-послідовностей) [122]. Ефективність використання методу дослідження простору параметрів для багатокритеріальної оптимізації параметрів об'ємних гідромашин доведено в [79], ГПТ – в [10].

Метою оптимізації ГПТ є визначення його конструктивних параметрів, які при відомих робочих параметрах об'ємного насоса забезпечать оптимальне значення коефіцієнта гасіння. Оптимізацію параметрів ГПТ проводили методом дослідження простору параметрів, для чого використовували його математичну модель. Оптимізацію виконували за допомогою розробленої програми, яка здійснює складання таблиць досліджень, перевірку виконання функціональних та критеріальних обмежень, вибір оптимальної точки. За базову модель ГПТ брали експериментальну, рис. 2.9 (додаток А).

Вважали, що діаметри трубопроводів ГА, вхідного та вихідного патрубків ГПТ рівні між собою, а їх вибір здійснюється згідно з методикою, наведеною в роботі [1]. Довжину трубопроводів ГА вважали заданою та приймали постійною. Приймали, що конструктивні параметри сильфонів, коротких внутрішніх парубків та діаметри отворів в центральній трубі є рівними між собою, а перегородка розділяє корпус ГПТ на дві рівні частини. Попередньо задавали: тип та параметри об'ємного насоса, характер навантаження ГА, за параметрами яких визначали тиск та витрату у ГА, амплітуду і частоту пульсацій тиску РР на вході в ГПТ. Задавали тип РР її газовміст та температуру.

На попередньому етапі були проведені розрахункові дослідження робочого процесу з умови визначення співвідношень між окремими конструктивними параметрами ГПТ, при яких забезпечується максимальне значення коефіцієнта гасіння:

- середній діаметр сильфона – $d_c = d_4 - 0,003$;
- довжина сильфона – $l_{c1} = l_{c2} = 0,5 l_4$;
- діаметр коротких внутрішніх патрубків і їх кількість – $d_6 = d_1 / \sqrt{n}$;
- довжина коротких внутрішніх патрубків – $l_3 = 0,08 l_4$;
- відстань отворів у центральній трубі від кришки корпусу – $l_2 = 0,2 l_4$;
- діаметр розміщення на перегородці коротких внутрішніх патрубків – $d_7 = d_3 - (d_2 - d_4) / 2$.

Зауважимо, що жорсткість сильфонів та їх максимальне переміщення вибирали залежно від робочих параметрів ГА.

Вибирали варійовані параметри ГПТ:

- $x_1 = d_3$ – діаметр корпусу ГПТ, м;
- $x_2 = d_4$ – діаметр центральної труби, м;
- $x_3 = d_5$ – діаметр отворів у центральній трубі, м;
- $x_4 = l_4$ – половина довжини корпусу, м;

$x_5 = p_H$ – тиск на виході з насоса, МПа;

$x_6 = q_H$ – витрата через ГПТ (на виході з насоса), м³/с;

$x_7 = f$ – частота пульсацій тиску, 1/с.

Приймали такі параметричні обмеження:

$$\begin{aligned} 0,1 \leq x_1 \leq 0,4; & \quad 0,05 \leq x_4 \leq 0,35; \\ 0,05 \leq x_2 \leq 0,2; & \quad 0,5 \leq x_5 \leq 12; & \quad 20 \leq x_7 \leq 350. \\ 0,0011 \leq x_3 \leq 0,005; & \quad 2 \cdot 10^{-4} \leq x_6 \leq 90 \cdot 10^{-4}; \end{aligned} \quad (5.2)$$

Обмеження (5.2) виділяли у просторі параметрів D , n -вимірному просторі, паралелопід $\Pi = \{ X / (1) \}$, де X – точка (вектор), яка відповідає набору параметрів $(x_1, \dots, x_7)$. У подальшому розглядали точки X , параметри яких задовольняють обмеженням (5.2).

Як функціональні обмеження ГПТ приймали вирази, що визначають його працездатність та взаємозв'язки параметрів між собою. Особливу увагу приділяли визначенню відносних втрат тиску в ГПТ (з аналізу втрат в ГПТ в усталеному режимі) $f_0(X) = \frac{\Delta p}{p_{вх}} 100 \% \leq 3$.

Умова, що характеризує працездатність ГПТ (умова гасіння пульсацій тиску РР, який за аналізом літературних джерел та досвіду використання ГПТ в машинобудуванні повинен бути більшим ніж 1,1) $f_1(X) = k_r > 1,1$.

Записали такі функціональні обмеження:

- обмеження діаметра корпусу ГПТ $f_2(X) = d_3 < d_4 + 2d_6$;
- обмеження довжини корпусу ГПТ $f_3(X) = l_4 < 5d_3$;
- обмеження діаметра центральної труби $f_4(X) = d_4 \leq d_3$;
- обмеження діаметра сильфона $f_5(X) = d_c < d_4$;
- обмеження довжини сильфона $f_6(X) = l_{c1,c2} < 3l_4/4$.

Зауважимо, що при використанні пружин, які працюють разом з сильфонами, функціональні обмеження треба доповнювати наступними:

- функцією міцності пружини $\frac{8D_{пр}K_w}{\pi d_{пр}^3} F(t) \leq \tau_{пркр}(t)$.

Максимальне дотичне напруження пружного елемента визначається із залежності $\tau_{пр}(t) = \frac{8D_{пр}K_w}{\pi d_{пр}^3} F(t)$,

де $F(t)$ – сила, під дією якої відбувається деформація пружного елемента,

формула (2.35);

– функцію виключення співудару витків пружини (2.37) $v_{пр0} \leq v_{пркр}$.

Сформулювали критерії якості:

1. Коефіцієнт гасіння пульсацій тиску РР – $\Phi_1(X) = k_r \rightarrow \max$,

де k_r визначався за параметрами ГПТ та ГА.

2. Кількість робочих циклів сильфона – $\Phi_2(X) = N_c(t) \rightarrow \max$.

Середнє значення циклічної міцності $\bar{N}_c$ знаходили з залежності (2.55),

$$\lg \bar{N}_c = a - m \lg \sigma_{\text{екв}}^0.$$

3. Величина, зворотна масі ГПТ – $\Phi_3(X) = 1/m_{\text{ГПТ}} \rightarrow \max$.

Масу ГПТ порівнювали з середніми масами гідроапаратів з аналогічним діаметром умовного проходу, які отримані нами в статті [15].

Задавали вихідні дані: $d_1 = d_2 = 1 \cdot 10^{-2}$ м; $d_6 = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $d_7 = 3 \cdot 10^{-2}$ м; $l = 27,2 \cdot 10^{-2}$ м; $l_1 = 3,6 \cdot 10^{-2}$ м; $l_2 = 1,5 \cdot 10^{-2}$ м; $l_3 = 8 \cdot 10^{-2}$ м; $l_{c1} = l_{c2} = 7 \cdot 10^{-2}$ м; максимальне переміщення сильфонів $l_{c \max} = 5,5 \cdot 10^{-2}$ м; коефіцієнти витрат отворів та дроселя $\mu_0 = 0,7$. Параметри РР : $\rho = 885$ кг/м³; $v_t = 2,8 \cdot 10^{-5}$ м²/с; температура 50 °С; вміст повітря – 0,8 %, $E_{\text{прС}} = 1,35 \cdot 10^3$ МПа. Жорсткості сильфонів, які розташовано у вхідній та вихідній камерах ГПТ, відповідно становлять $27 \cdot 10^4$ і $22 \cdot 10^4$ Н/м.

Знаходження оптимальних конструктивних параметрів ГПТ проводили в три етапи відповідно методу дослідження. На першому етапі була побудована таблиця пробних точок. Функціональним обмеженням задовольнило $N' = 22$ точок. На третьому етапі було визначено раціональні конструктивні та робочі параметри ГПТ (табл. 5.1), при яких коефіцієнт гасіння має максимальне значення. Оптимальна точка нами виділена.

Результати оптимізації показали, що розроблений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів має високий коефіцієнт гасіння в широкому діапазоні зміни робочих параметрів ГА: тиску від 0,6 до 12 МПа; витрати від 0,23 до $8,6 \cdot 10^{-3}$ м³/с; частоти пульсації тиску від 64 до 290 1/с. Циклічна міцність сильфонів ГПТ є достатньо високою – відповідає міцності високонадійних пружних елементів, що працюють при великих циклічних навантаженнях.

Порівняння маси розробленого ГПТ з масою серійного гідроапарата з аналогічним діаметром умовного проходу, величина якої визначена нами в

статті [15], свідчить, що вона її не перевищує. Слід зазначити, що наведена методика багатокритеріальної оптимізації ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів не враховує запропоновані нами узагальнений критерій гашення пульсацій тиску та малогабаритний, які слід використовувати на наступному етапі її проведення.

Таблиця 5.1 – Вибірка із таблиці досліджень параметрів ГПТ

d_3 , м	d_4 , м	$d_5 \cdot 10^3$, м	l_4 , м	p_H , МПа	$q_H \cdot 10^3$, м ³ /с	f , 1/с	$F_1(X)$	$F_2(X) \times$ $\times 10^7$	$F_3(X)$, кг
0,124	0,123	1,48	0,31	1,63	5,021	179,52	8,55	4,260	0,209
0,108	0,103	3,19	0,24	0,80	3,216	69,31	8,23	4,136	0,297
0,140	0,131	3,27	0,16	0,61	6,336	309,40	8,12	4,134	0,303
0,128	0,120	4,39	0,17	3,73	3,225	195,31	8,10	3,964	0,314
0,117	0,115	4,79	0,10	1,51	2,073	273,30	8,05	4,566	0,481
0,119	0,116	2,45	0,21	5,19	6,267	74,785	8,05	3,872	0,290
0,155	0,154	3,86	0,21	4,95	8,416	126,99	7,99	3,867	0,220
0,113	0,108	3,82	0,20	5,14	5,523	213,04	7,80	3,913	0,330
0,104	0,100	4,16	0,33	5,85	3,878	173,40	7,51	3,891	0,239
0,159	0,159	3,21	0,34	6,94	4,127	182,10	7,23	3,853	0,147
0,184	0,177	3,38	0,13	7,85	8,158	290,06	6,65	3,834	0,240
0,198	0,198	1,16	0,12	8,95	2,262	200,47	6,24	3,816	0,229
0,192	0,190	4,73	0,29	8,58	4,832	86,064	6,11	3,822	0,135
0,134	0,132	4,38	0,25	8,62	2,323	169,85	5,97	3,851	0,225
0,187	0,182	3,75	0,23	9,22	6,594	146,33	5,70	3,820	0,164
0,129	0,129	3,40	0,34	9,35	0,234	67,695	5,57	3,846	0,182
0,194	0,191	2,14	0,18	9,74	0,226	305,21	5,40	3,813	0,186
0,143	0,136	2,49	0,31	10,6	5,322	165,66	4,53	3,831	0,177
0,152	0,146	1,60	0,15	11,3	8,596	210,46	3,90	3,821	0,283
0,204	0,195	4,10	0,22	11,2	8,184	184,68	3,88	3,808	0,154
0,188	0,180	2,40	0,34	11,4	1,979	64,150	3,87	3,805	0,123
0,164	0,157	4,19	0,24	11,9	2,898	77,363	3,01	3,812	0,184

5.3. Надійність та економічна ефективність ГПТ

Створення конкурентноспроможної продукції неможливе без підвищення надійності виробничого устаткування. Надійність є одним із найважливіших показників якості і конкурентноспроможності ГПТ. Їх відмови призводять до непланових ремонтів та простоїв технологічного обладнання, це зменшує величину прибутку за рахунок зменшення обсягів виробництва, збільшує собівартість товарів у результаті зростання умовно-постійних витрат на одиницю продукції та інші види витрат.

До основних показників надійності ГА та їх елементів слід віднести імовірність безвідмовної роботи, інтенсивність відмов, термін безвідмовної роботи, 90 %-й ресурс. Фактори, що визначають надійність ГА, достатньо висвітлені в науково-технічній літературі, зокрема в [133]. Вони можуть бути поділені на три групи.

До першої групи належать фактори, що не залежать від споживачів, – це конструкція та якість виготовлення. Ці фактори цілком і повністю обумовлені процесами розробки конструкції та виробництва ГПТ.

До другої групи належать фактори, що лише частково залежать від споживачів, – режим експлуатації та якість експлуатаційних матеріалів.

До третьої належать фактори, що повністю залежать від споживачів, – організація та якість обслуговування, а також якість ремонту. Ці фактори у поєднанні з якістю експлуатаційних матеріалів характеризують культуру експлуатації.

Оскільки відмови ГПТ відбуваються під впливом великої кількості факторів конструктивного, виробничого та експлуатаційного характеру, то й проблема підвищення надійності повинна вирішуватися комплексно на всіх стадіях його життєвого циклу. Зауважимо, що дані щодо дефектації ГПТ у науково-технічній літературі відсутні. Тому їх надійність може бути визначена через надійність окремих його елементів, для яких визначено інтенсивність відмов. У загальному випадку конструктивно ГПТ складаються з трубопроводів, порожнин, каналів, гідравлічних дроселів та пружних елементів – мембран, сифонів, пружин, з'єднаних послідовно-паралельно. У додатку А, табл. А.6, наведено інтенсивності відмов елементів ГПТ та деяких об'ємних насосів.

Аналіз середніх значень інтенсивності відмов ГПТ з пружними елементами (додаток А, табл. А.6), вважаючи, що вони з'єднані послідовно, вказує, що їх надійність не менше за надійність об'ємного насоса. При цьому найменш надійним елементом ГПТ є пружні елементи. Таким чином, підвищення надійності ГПТ лежить в площині підвищення надійності їх пружних елементів. Розрахунок надійності ГПТ зроблено нами в статті [64].

При розрахунку надійності ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів використовували метод структурних схем [23]. Відповідно до нього приймали, що всі елементи ГПТ є одновідмовні та відмови елементів незалежні. Відомі також зв'язки між окремими елементами та час їх функціонування. Вважали, що однотипні елементи є рівнонадійні, режимами їх роботи відповідають номінальним, а параметри оточуючого середовища –

технічним вимогам. Вважали, що інтенсивність відмов не залежить від часу та справедливий експоненціальний закон надійності [133]

$$P(t) = \exp(-\lambda t), \quad (5.3)$$

де t – заданий час роботи; $P(t)$ – імовірність безвідмовної роботи елемента; λ – інтенсивність відмов.

Зазначимо, що розрахунок імовірності безвідмовної роботи згідно з залежністю (5.3) правомірний для елементів, що не відновлюються, та таких систем. Для відновлюваних елементів залежність (5.3) дає занижені результати, однак, маючи на увазі невизначеність часу відновлення, в подальших розрахунках використовували (5.3). Імовірність безвідмовної роботи для структурної схеми будь-якої системи, яка містить k паралельних ланок, у кожній з яких n елементів визначали, за формулою [133]

$$P(t) = 1 - \prod_{i=1}^k \left[1 - \prod_{j=1}^n P_{ij}(t) \right], \quad (5.4)$$

де $P_{ij}(t)$ – імовірність безвідмовної роботи i -го елемента.

Структурну схему ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів подавали у вигляді, рис. 5.2. Відзначимо, що тип з'єднання елементів у структурній схемі залежить від впливу окремих елементів на працездатність пристрою й не завжди збігається з монтажним з'єднанням. Розрахунки проводили для 10 000 годин безперервної роботи ГПТ. Як видно з результатів розрахунку (табл. 5.2), ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів має високу надійність.

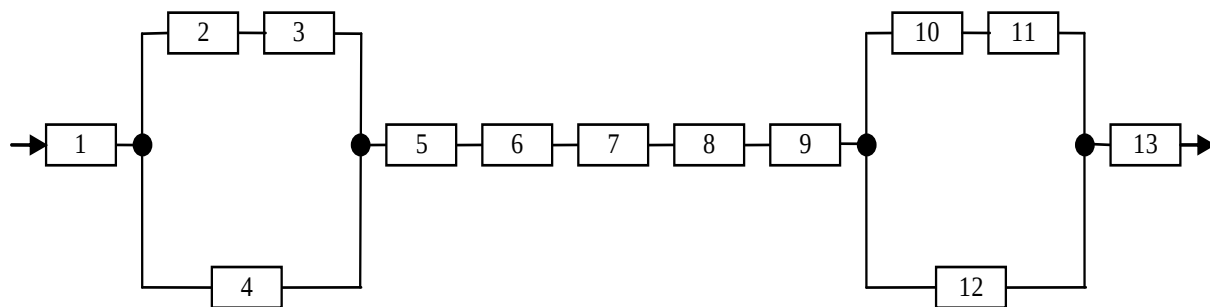


Рис. 5.2. Структурна схема ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів: 1, 4, 12, 13 – трубопроводи; 2, 10 – пружні елементи (сильфони, пружини); 3, 11 – отвори; 5, 9 – відгалуження; 6, 8 – камери; 7 – перегородка

Точність розрахункових значень імовірності безвідмовної роботи ГПТ, що характеризується дисперсією G_P , розрахунок якої, відповідно до структурної схеми проводили за формулою [39]

$$G_P^2 = t^2 \left(\sum_{i=1}^S k_i^2 n_i^2 \lambda_i^2 + 2 \sum_{i=1}^S k_i n_i \lambda_i \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^S k_j n_j \lambda_j \right) e^{-2t \sum_{i=1}^S n_i \lambda_i}, \quad (5.5)$$

де $k_i = (\lambda_{i\max} - \lambda_{i\min}) / (6\lambda_i)$; $\lambda_{i\max}$ та $\lambda_{i\min}$ – відповідно максимальна та мінімальна інтенсивності відмов i -го елемента; λ_i – інтенсивність відмови i -го елемента; t – час роботи; S – кількість груп елементів у гідравлічному пристрої; n_i – кількість елементів у i -й групі.

Таблиця 5.2 – Імовірність безвідмовної роботи ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

ГПТ, елемент ГПТ	$\lambda \cdot 10^{-6}, 1/\text{год}$			$P(10\ 000)$		
	$\lambda_{\min}$	$\lambda_{\text{ср}}$	$\lambda_{\max}$	макс.	серед.	мін.
Сильфон $\lambda_{\text{с}}$	0,3	0,3	0,31	—	—	—
Пружина $\lambda_{\text{п}}$	0,19	0,22	0,42	—	—	—
Трубопровід $\lambda_{\text{т}}$	0,18	0,18	0,324	—	—	—
Відгалуження $\lambda_{\text{в}}$	0,03	0,03	0,031	—	—	—
Камера $\lambda_{\text{к}}$	0,18	0,18	0,324	—	—	—
Отвори $\lambda_{\text{о}}$	0,1	0,6	0,9	—	—	—
Вузол сильфон–пружина	—	—	—	0,995	0,995	0,993
Вузол трубопровід–сильфон–пружина	—	—	—	0,993	0,993	0,989
ГПТ	—	—	—	0,979	0,930	0,893

Мінімальне, середнє та максимальне значення $G_P^2 \cdot 10^2$ відповідно становило: 0,073, 0,031 та 0,014. Розрахунковим шляхом встановлено, що імовірність безвідмовної роботи ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів значною мірою залежить від надійності пружних елементів.

Розглядаючи різні типи ГПТ пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів, проводили порівняння їх надійності. Тип III – розроблений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів. Тип III *а* – ГПТ, що відрізнявся від типу III тим, що замість сильфонів в ньому були розміщені циліндри, об'єм яких дорівнює об'єму сильфонів. Тип III *б* – ГПТ, що відрізнявся від типу III тим, що у нього всі елементи виконані на межі технологічних допусків – мають максимальні значення інтенсивності відмов.

Для порівняння надійності використовували залежність (5.4) та дані з

табл. А.6 додатку А і визначили їх імовірності безвідмовної роботи (табл. 5.3). Знаючи імовірності безвідмовної роботи ГПТ різних типів та сумарну інтенсивність відмов, визначили термін їх безвідмовної роботи

$$T = 1/\Lambda, \quad (5.6)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов ГПТ.

Таблиця 5.3 – Імовірність та термін безвідмовної роботи ГПТ різних типів

Тип гасителя	$P(10\ 000)$	%	T , год	%
III	0,930	98,94	142 045	85,23
III <i>a</i>	0,94	100	166 667	100
III <i>б</i>	0,893	95,0	93 179	55,91

Приймали імовірність безвідмовної роботи ГПТ типу III *a* (без пружних елементів) за 100 % та визначали наскільки пружні елементи зменшують його надійність.

За результатами розрахунку імовірність безвідмовної роботи розробленого ГПТ за 10 000 годин становить 0,930, а термін безвідмовної роботи – 142 045 годин (табл. 5.3). Наявність пружних елементів в ГПТ зменшує імовірність безвідмовної роботи на 1,06 % та термін безвідмовної роботи майже на 15 %. Таким чином, підвищення надійності таких ГПТ лежить в площині підвищення надійності пружних елементів та позначається на його собівартості. Отже, показники надійності та економічної ефективності пов'язані між собою, а їх визначення треба здійснювати шляхом оптимізації.

Наведені вище дані можуть служити для аналізу та порівняння з показниками надійності ГПТ з пружними елементами. Однак слід зауважити, що дані щодо інтенсивності відмов елементів ГПТ, трубопроводів, каналів, камер, отворів, визначені з літературних джерел, не враховують їх складні умови праці (наявність значних пульсацій тиску) і в кожному конкретному випадку повинні визначатися за результатами експлуатації. Зазначимо, що наведені в літературних джерелах дані щодо інтенсивності відмов гідравлічних елементів та пристроїв є орієнтовними [30].

5.3.1. Оцінка економічної ефективності ГПТ

Оцінку ефективності ГПТ здійснюють порівнянням сукупності найважливіших показників його якості з відповідною сукупністю показників базового зразка, який характеризує оптимальний рівень якості продукції даного

виду і типорозміру [46]. Розглядали розроблений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів, встановлений в ГА стенда для випробувань гідроапаратури [25, 114]. В умовах ринкової економіки найважливішим показником, який визначає доцільність виробництва і впровадження в промисловість розробленого ГПТ, є економічний ефект. Зазначимо, що під ефектом, зазвичай, розуміють різницю між результатами та витратами, або абсолютну величину вигоди, одержаної від впровадження наукових розробок. В умовах товарно-грошових відносин виміром ефекту є грошова одиниця. Всі розрахунки проводили за станом цін на 01.07.2010 р.

Госпрозрахунковий економічний ефект. Визначали масу прибутку, яка є синтетичним показником діяльності підприємства і найбільш поширеним показником визначення ефекту при виконанні проектних робіт. Комерційний ефект на основі маси прибутку розраховували, як величину залишкового прибутку Π , що залишається у розпорядженні підприємства [140]:

$$\Pi = \sum_{i=1}^t (P_t - Z_t - H_{\text{прт}}) \alpha_t,$$

де t – період випуску і реалізації виробу, приймали $t = 5$ років; Z_t – вартісна оцінка витрат на виробництво виробу в t -му періоді; P_t – вартісна оцінка результатів виробництва в t -му періоді; $H_{\text{прт}}$ – податок на прибуток в t -му періоді; α_t – коефіцієнт дисконтування результатів, який враховує фактор часу і який розраховували згідно із залежністю [86]:

$$\alpha_t = 1/(1 + E_{\text{пр}}^*)^{t_1-1},$$

де $E_{\text{пр}}^*$ – коефіцієнт приведення результатів і витрат, зіставлений з урахуванням фактору часу, $E_{\text{пр}}^* = 0,1$ [86]; t_1 – кількість років, що відокремлюють результати даного року від кінця розрахункового періоду.

Величину вартісної оцінки результатів виробництва в t -му періоді визначали за формулою [140]

$$P_t = \Pi_{\text{од}} N_{\text{ф}},$$

де $\Pi_{\text{од}}$ – ціна одиниці виробу, що проектується [95]; фактичний річний обсяг продаж $N_{\text{ф}}$ 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 гасителів, приймали $N_{\text{річ}} = 50$ шт.

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

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

де $C_{\text{повн}}$ – повна собівартість одиниці продукції, яка визначалась з [95].

Величину податку на прибуток розраховували за формулою [140]

$$H_{\text{прт}} = \frac{(P_t - З_t) \% H_{\text{прт}}}{100},$$

де $\% H_{\text{прт}}$ – затверджений відсоток податку на прибуток, $\% H_{\text{прт}} = 25 \%$.

Розрахунок величини залишкового прибутку Π , що залишається у розпорядженні підприємства, проводили для ГПТ та ГА стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ [114] (табл. 5.4).

Таблиця 5.4 – Результати розрахунку величини залишкового прибутку Π , що залишається у розпорядженні підприємства при реалізації ГПТ та ГА стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ

	Показник, грн								
	$C_{\text{од}}$	$N_{\text{річ}}$	$N_{\text{ф}}$	$C_{\text{повн}}$	$З_t$	P_t	$H_{\text{прт}}$	Π	$\Pi/5$
ГПТ	1 554	50	47	1 243	62 150	73 038	2 722	54 793,9	10 959
ГА з ГПТ	45 760	5	5	36 602	183 020	228 800	11 445	230 388	46 078

З табл. 5.4 видно, що при реалізації 50 ГПТ величина залишкового прибутку Π , що залишається у розпорядженні підприємства, становить 10 958,77 грн. на рік, (одного ГПТ – 219 грн. у рік), а 5 ГА стендів для випробування гідроапаратури з ГПТ – 46 077,57 грн в рік (одного ГА стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ – 9 215,5 грн у рік). Таким чином, виробництво розробленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів та ГА стенда для випробування гідроапаратури з цим ГПТ є цілком економічно обґрунтованим.

Оцінку конкурентоспроможності розробленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів та ГА стенда для випробування гідроапаратури з таким ГПТ проводили за показниками їх технічного рівня. Для цього параметри розробленого ГПТ зіставляли з аналогічними параметрами ГПТ без пружних елементів, який приймали як еталон. Значення показників технічного рівня визначали розрахунковим методом за нормативно-технічною документацією. Зауважимо, що відповідно до [46] оцінку пристрою проводять за тим

показником, за яким є дані в аналога.

Ступінь відповідності параметрів оцінюваного виробу-еталона розраховували за формулою [140]

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

де I_i – параметричний індекс i -го параметра; P_i та P_i^e – відповідно значення i -го споживацького параметра оцінюваного виробу і виробу-еталона.

Відносний показник рівня звуку визначали за формулою [46]

$$L = 10^{\frac{\Delta p}{20}} ,$$

де Δp – різниця тисків у ГА.

Значення відносного показника рівня звуку визначали за таблицями, наведеними в [46], залежно від точності підтримування тиску в ГА.

Зведений індекс показників технічного рівня розраховували за формулою

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

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

Рівень показників технічного рівня виробу визначали за формулою

$$K = I_v / I_{ва} , \quad (5.7)$$

де $I_{ва}$ – зведений індекс показників технічного рівня виробу-аналога.

При розрахунку показників технічного рівня приймали, що номінальні значення тиску, витрати, ККД і надійність аналога, проекту та еталона однакові.

Зведений індекс показника технічного рівня розробленого ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів становить 0,9746. За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня виробу (табл. 5.5), за залежністю (5.7) визначили конкурентоспроможність розробленого ГПТ. $K = 1,04$, тобто розроблений ГПТ за показниками технічного рівня перевищує виріб-аналог.

Підвищення технічного рівня ГА стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ (табл. 5.6) обумовлено тим, що використання ГПТ дозволило підвищити точність підтримання в ньому тиску та зменшити рівень шуму. За результатами розрахунку зведеного індексу показників технічного рівня ГА стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ (табл. 5.6) він становить 0,9946, за класифікацією [46] за технічним рівнем відповідає кращим

аналогам. Конкурентоспроможність розробленого ГА стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ $K = 1,064$, тобто за показниками технічного рівня він перевищує виріб-аналог.

Таблиця 5.5 – Оцінка показників технічного рівня розробленого ГПТ

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. Коефіцієнт гасіння	6	8	10	0,6	0,8	0,1	0,06	0,08
2. Перевищення тиску від номінального при різкому перевантаженні ГА, %	10	7	7	0,7	1,0	0,05	0,035	0,05
3. Маса ГПТ, кг	3,5	3,7	3,5	1,0	0,946	0,1	0,1	0,0946
4. Відносний рівень звуку	1,7	1,4	1,4	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
5. Однакові показники	–	–	–	1,0	1,0	0,7	0,7	0,7
Комплексний показник	–	–	–	–	–	1	0,936	0,9746

Таблиця 5.6 – Оцінка показників технічного рівня ГА стенда для випробування гідроапаратури з ГПТ

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	2	3	4	5	6	5	8	9

Продовження таблиці 5.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Точність підтримання тиску в ГА, %	7,93	3,7	3,5	0,44	0,946	0,1	0,044	0,095
2. Відносний рівень звука	1,7	1,4	1,4	0,82	1,0	0,05	0,041	0,05
3. Однакові показники	—	—	—	1,0	1,0	0,85	0,85	0,85
Комплексний показник	—	—	—	—	—	1	0,935	0,995

5.3.2. Економічна оцінка надійності ГПТ при їх розробці та експлуатації

Економічну ефективність підвищення надійності ГПТ визначали на основі загального принципу зіставлення результатів і витрат. Збільшення надійності ГПТ пов'язане зі збільшенням витрат на їх виробництво і відповідно до їх цін. Це призводить до зростання витрат на їх придбання у споживачів і амортизаційних відрахувань на реновацію. Однак вони зазвичай перекриваються перевагами в експлуатації. До них належать зменшення витрат на ремонти з відновлення працездатності ГА та величини матеріальних збитків при їх відмовах.

Розрахунок економічної ефективності ГПТ базується на використанні поширених показників величин фактичного та попереднього ефекту нововведень [141]. Серед них – маса і норма прибутку, чиста поточна вартість та коефіцієнт чистої поточної вартості $K_{\text{чпв}}$, внутрішня норма дохідності та ін. Ефект у виробництві розраховували як різницю витрат і відповідно ціни при різних рівнях надійності ГПТ і перевагами, які отримує споживач при підвищенні його надійності. Слід зазначити, що для ГПТ характерна наявність значної номенклатури типових елементів. Тому залежність величини собівартості їх виготовлення від рівня їх надійності є величиною дискретною.

В основу даних розрахунків закладено необхідність оптимізації техніко-економічних параметрів ГПТ, що дозволяє встановити раціональні границі їх підвищення на підставі розрахунку величини економічного ефекту від виробництва та використання виробів із різним рівнем їх техніко-економічних параметрів. Використовували метод функціонально-вартісного аналізу, на основі якого визначали найбільш раціональні шляхи підвищення надійності конструкції ГПТ. При використанні цього методу досить повно враховуються економічні наслідки від відмови ГПТ. Проводили оптимізацію одного з найважливіших показників надійності ГПТ – інтенсивності відмов, який характеризує як витрати на ремонт, так і величину економічних збитків, що

мають місце у результаті відмови промислових зразків. Цільова функція для розв'язання даної задачі має вигляд [141]:

$$B = K_p C_i C_{tm} (\alpha_t + H_{ai}) + n_{pri} t_{bi} \alpha + C_{toi} + C_{vni} + C_{ini} \rightarrow \min, \quad (5.8)$$

де B – величина приведених витрат при визначенні величини попереднього ефекту гасителя або величина їх ціни у першому наближенні; K_p – коефіцієнт, що враховує перевищення ціни над собівартістю (рівень рентабельності), $K_p = 1,25$ [140]; C_i – собівартість виготовлення i -го ГПТ або його елемента; C_{tm} – коефіцієнт, що враховує витрати на монтаж та транспортування виробу споживачу; $C_{tm} = 1,04$ [140]; α_t – коефіцієнт дисконтування, який враховує фактор часу, на сьогодні його чисельна величина в Україні може бути прийнята у розмірі 0,1; H_{ai} – норма амортизації i -го ГПТ на реновацію у відсотках від відпускну ціни, $H_{ai} = 15 \%$ [140]; n_{pri} – кількість простоїв з провини відмови i -го ГПТ чи протягом року, визначається на основі теорії надійності; t_{bi} – середній час відновлення i -го ГПТ чи його елемента; α – часові витрати від відмови ГПТ; C_{toi} – витрати на технічне обслуговування i -го ГПТ; C_{vni} – витрати на непланові ремонти i -го ГПТ; C_{ini} – інші витрати, що мають місце в конкретних умовах експлуатації ГПТ.

Оскільки конструктивно ГПТ є гідравлічним пристроєм, який вбудовано в ГА безпосередньо за насосом, при визначенні величини приведених витрат B приймали, що середній час відбудови i -го ГПТ чи його елемента t_{bi} , часові витрати від відмови ГПТ α , витрати на технічне обслуговування i -го ГПТ C_{toi} та інші витрати C_{ini} , які залежать від конкретних умов експлуатації ГПТ, кваліфікації обслуговуючого персоналу та оснащення підприємства і для варіантів, що розглядаються, є однаковими. Це дозволило цільову функцію (5.8) записати у вигляді

$$B = K_p C_i C_{tm} (E_t + H_{ai}) + n_{pri} t_{bi} \alpha + C_{vni} \rightarrow \min. \quad (5.9)$$

За аналізом літературних джерел приймали: середній час відновлення i -го ГПТ чи його елемента $t_{bi} = 2,4$ год; часові витрати від відмови ГПТ $\alpha = 18,8$ грн/год; кількість простоїв з провини відмови i -го ГПТ $n_{pri} = 1,3/P(t)$ 1/імовірність безвідмовної роботи ГПТ; витрати на непланові ремонти i -го ГПТ $C_{vni} = 410/P(t)$ грн/імовірність безвідмовної роботи ГПТ.

Собівартість виготовлення i -го ГПТ визначали за залежністю [140]

$$C_i = C_{пит} P(t),$$

де $C_{\text{пит}}$ – питома собівартість ГПТ-аналога, $C_{\text{пит}} = 1253$ грн/імовірність безвідмовної роботи ГПТ; $P(t)$ – величина імовірності безвідмовної роботи ГПТ (основного технічного параметра), розрахована за (5.4).

При розрахунку імовірності безвідмовної роботи ГПТ варійованими параметрами були значення інтенсивності відмов окремих його елементів, які обмежували їх крайніми значеннями згідно з табл. 5.2.

В якості параметричного обмеження приймали $0 < P(t) \leq 1$.

У загальному випадку мінімум функції (5.8) може бути знайдений за допомогою програм, наведених у роботі [31], наприклад методом найшвидшого спуску. Визначення цільової функції в крайніх точках надійності, при імовірності безвідмовної роботи ГПТ, що дорівнює 0,979 та 0,893, показало, що вона відповідно становить 2472,04 грн та 2342,92 грн. Таким чином, мінімальним витратам на ремонт і величині економічних збитків відповідає мінімальне значення інтенсивності відмов розробленого ГПТ.

Аналіз залежності величини приведених витрат, проведений за формулою (5.9), показує, що зі зменшенням надійності ГПТ зменшується перший доданок, який становить добуток рівня рентабельності, собівартості виготовлення ГПТ, коефіцієнта, що враховує витрати на монтаж та транспортування, на суму коефіцієнта дисконтування і норми амортизації на реновацію. При цьому збільшуються два інших доданка, які характеризують добуток кількості простоїв з провини відмови ГПТ на середній час його відбудови і часові витрати від цієї відмови та витрати на непланові ремонти. Прирівнявши перший доданок до двох інших, визначили граничний рівень імовірності безвідмовної роботи ГПТ (надійності). Згідно з розрахунками він становить $P_{\text{грн}}(t) = 0,48$, а імовірність безвідмовної роботи ГПТ типу III б, у якого всі елементи виконані на межі технологічних допусків, мають максимальні значення інтенсивності відмов, $P(t) = 0,893$. За результатами розрахунку мінімальне значення імовірності безвідмовної роботи розробленого ГПТ в 1,86 рази перевищує граничне значення. Таким чином, надійність розробленого ГПТ достатньо висока.

5.3.3. Склад економічних збитків при експлуатації ГПТ в ГА стенда для випробувань гідроапаратів

При виході з ладу ГПТ порушується робота ГА стенда для випробувань гідроапаратів. Оскільки такі стенди використовуються переважно на підприємствах, що випускають гідроапаратуру, вартісні розрахунки ефекту

виконували для стенда, встановленого на АТ «Гідроапаратура». Зазначимо, що рівень надійності ГПТ впливає не тільки на величину витрат на їх ремонти та обслуговування. Їх відмова призводить до простою стенда, що, в свою чергу, викликає збитки, пов'язані зі зниженням випуску гідроапаратів.

Економічну оцінку величини матеріальних збитків у споживача Z_3 виконували на основі використання правила тотожності зіставлення величин ефектів за варіантами. При цьому всі види збитків, пов'язані з простоями стенда, розраховували у порівнянні з їх нормативною продуктивністю за відсутності відмов та її величиною за наявності відмов. Використовували методику, наведену в роботі [141].

Збільшення капіталовкладень ΔK у зв'язку з необхідністю створення додаткових виробничих потужностей, у результаті недовикористання існуючого стенда, та відмовою ГПТ розраховували за формулою

$$\Delta K = K_1 P_d T_{пр}, \quad (5.10)$$

де K_1 – питомі капітальні витрати на виробництво одного гідроапарата, 423 грн; P_d – добова продуктивність стенда, 14 шт./добу; $T_{пр}$ – кількість діб простою стенда на рік у зв'язку з відмовою ГПТ, 0,07 діб/рік.

Підставляли дані в формулу (5.10) та отримали $\Delta K = 414,5$ грн. Втрати прибутку $\Delta П$ визначали, як різницю між ціною $Ц_1$ та середньою собівартістю C_1 одного гідроапарата на множину часу простою обладнання та добовою продуктивністю за залежністю

$$\Delta П = (Ц_1 - C_1) T_{пр} P_d. \quad (5.11)$$

У формулі (5.9) різницю $(Ц_1 - C_1)$ представляли, як $Ц_1 \% Пр$, де $\% Пр$ – відсоток прибутку у ціні на гідроапарат. Підставляли дані в формулу (5.11) та отримали $\Delta П = 192,6$ грн.

Експлуатаційні збитки при відмові ГПТ ΔE розраховували за формулою

$$\Delta E = C_p + \Delta A + \Delta НВ, \quad (5.12)$$

де C_p – річні витрати на усунення раптових відмов ГПТ; ΔA – недоамортизація обладнання на одиницю продукції у результаті зменшення випуску гідроапаратів; $\Delta НВ$ – зростання накладних витрат у собівартості одного гідроапарата у зв'язку з простоєм стенда.

Складові, які входять до рівняння (5.12), визначали за такими формулами:

$$C_p = n_b [C_m + 3P_p t_p (1 + \% 3П) + 3P_{1r} t_p \% НВ],$$

де n_b – кількість відмов ГПТ, од./рік; C_m – вартість матеріалів на один ремонт,

грн/од.; $ЗП_p$ – заробітна плата ремонтного персоналу, грн/рік; $\% ЗП$ – нарахування на заробітну плату у відсотках $ЗП_{1г}$ – годинна заробітна плата ремонтників, грн/год; t_p – час заміни ГПТ, год/од.; $\% НВ$ – відсоток накладних витрат до заробітної плати;

$$\Delta A = (C_{об} H_a T_{пр}) / \Phi_d,$$

де H_a – норма амортизації обладнання, 15 %; Φ_d – дійсний річний фонд роботи обладнання, діб/рік;

$$\Delta НВ = (C_1 (1 - \% Пр) \gamma НК П_d \Phi_d T_{пр}) / \Phi_d,$$

де $\% Пр$ – відсоток прибутку у ціні на один гідроапарат, 0,32; $\gamma НК$ – питома вага накладних витрат у собівартості одного гідроапарата, 0,15.

Визначали окремі складові, що входять до формули (5.10). У результаті розрахунку отримали: $C_p = 45,3$ грн; $\Delta A = 0,5$ грн; $\Delta НВ = 125,95$ грн, тоді отримали $\Delta E = 171,75$ грн.

Таким чином, економічні збитки при експлуатації ГПТ в ГА стенда для випробувань гідроапаратів становлять: зростання капіталовкладень у зв'язку із необхідністю створення додаткових виробничих потужностей – 414,5 грн; втрати прибутку – 192,6 грн; експлуатаційні збитки – 171,75 грн. Найбільш питому вагу збитків складають втрати на додаткові капіталовкладення, які більше ніж 53 %, та втрати прибутку підприємства за час відновлення стенда, які майже 25 % (табл. 5.7). Зауважимо, що абсолютні величини збитків збільшуються при випуску гідроапаратів з більш високою ціною.

Таблиця 5.7 – Втрати споживачів та їх питома вага

Одиниці вимір.	Додаткові капіталовкладення	Втрати прибутку	Експлуатаційні збитки				Загальна сума збитків
			непланові ремонти	недоамортизація	зростання накладних витрат	Загальна сума	
грн	414,5	192,6	45,3	0,5	125,95	171,75	778,85
%	53,22	24,73	5,82	0,06	16,17	22,05	100

Отримані результати дозволяють в подальшому розрахувати та оптимізувати збитки при використанні ГПТ в інших ГА.

ВИСНОВКИ

ГПТ знаходять все більше застосування в сучасних ГА, особливо в тих галузях промисловості де існують досить жорсткі вимоги до рівня шуму та вібрації. Це пояснюється, в першу чергу, простотою їх конструкцій, високою надійністю, простотою в обслуговуванні та експлуатації. Застосування ГПТ різних типів дозволяє ефективно гасити пульсації тиску в достатньо широкому діапазоні частот.

Доведено, що найбільш перспективним напрямком подальшого удосконалення ГПТ є профілювання проточних камер та виконання їх комбінованого типу з пружними елементами зі змінною жорсткістю. Це дозволяє підвищити їх коефіцієнт гасіння та автоматично підстроюватися до зміни тиску РР у ГА. Розроблено конструкції таких ГПТ. Розроблені математичні моделі робочого процесу в окремих елементах та ГПТ у складі ГА, які базуються на їх декомпозиції на вузли та зосередженні параметрів і комплексно, порівняно з раніше відомими, враховують такі фактори, як: нестационарність гідромеханічних процесів, властивості РР, змінність коефіцієнтів витрат, використання яких дозволяє більш докладно визначити вплив конструктивних і робочих параметрів ГПТ на їх характеристики, провести їх раціональний вибір. Співставлення результатів розрахунку з експериментом показало, що похибка розрахунків не перевищує 5 %, чим і визначається правомірність їх використання.

Виявлені такі особливості робочого процесу ГПТ:

- суттєвий вплив на характеристики ГПТ мають параметри РР, а саме її газовміст;

- не тільки амплітуда і частота пульсацій витрати РР з виходу об'ємного насоса, а і їх форма впливає на коефіцієнт гасіння ГПТ. Для гасіння пульсацій тиску РР, які мають складну форму, пропонується використовувати комбіновані ГПТ;

- в процесі функціонування ГА коефіцієнт гасіння ГПТ має пульсуючий характер, причому частота його коливань значно перевищує частоту пульсацій тиску РР, а амплітуда нескінченно мала від його усталеного значення.

Встановлено граничне значення імовірності безвідмовної роботи ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів за 10 000 год, яке в 1,86 раза перевищує його мінімальне значення, таким чином доведено його високу

надійність.

Доведено економічну ефективність від впровадження у виробництво і промисловість розроблених ГПТ. Встановлено склад економічних збитків при експлуатації ГПТ в ГА стенда для випробувань гідроапаратів. Це дозволяє в подальшому розрахувати та оптимізувати збитки при використанні ГПТ в інших ГА.

Розроблено інженерну методику розрахунку та проектування ГПТ у складі ГА, яка включає багатокритеріальну оптимізацію параметрів та дозволяє прискорити створення і впровадження нових і модернізованих зразків ГПТ, для забезпечення ефективного гасіння пульсацій РР у широкому діапазоні зміни тиску та витрати у ГА.

Розроблені наукові положення та отримані результати дозволяють у подальшому: створювати математичні моделі і досліджувати робочі процеси в проточних елементах об'ємних ГА, які з конструктивної та інформаційної точки зору мають ряд спільних ознак з ГПТ, що дозволяє скоротити час їх проектування.

За розробленою методикою проектування ГПТ створено їх ряд. Вони знайшли застосування на ряді промислових підприємств. Так, розроблений ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів прийнятий до впровадження у виробництво, а методика його проектування включена до складу системи автоматизованого проектування гідравлічних пристроїв у СП ЗАТ «ХЕМЗ-ІРЕС» (м. Харків). Розроблені методики розрахунку та проектування ГПТ у складі ГА впроваджені в проектно-конструкторські роботи АТ «Гідроапаратура» (м. Харків), а ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів рекомендовано до включення в номенклатуру виробництва. Розроблений ГПТ встановлено при модернізації в насосну станцію токарного верстата з ЧПУ моделі 16K20T1 на ЗАТ «РЕММАШБУД» (м. Харків), що дозволило підвищити точність верстата, зменшити рівень вібрації та шуму. Математичні моделі робочого процесу в ГПТ використовуються у навчальному процесі у НТУ «ХП».

Наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень ГПТ різних типів не є вичерпними. Необхідні подальші їх дослідження з метою отримання оптимальних конструкцій за енергетичними та економічними показниками. Достатньо складною та мало дослідженою сферою є робота ГПТ на рідинах з великою кінематичною в'язкістю та неньютонівських рідинах, які використовуються в хімічній промисловості.

Додаток А

Таблиця А.1 – Параметри пульсацій тиску деяких насосів

Тип насоса	Номинальна подача, $q_{\text{ном}}$, $1,66 \times 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$	$p_{\text{ном}}$, МПа	n , об/с	Кількість робочих органів z	f , Гц	$\frac{\Delta p}{p}$, %	Примітка
Шестеренні насоси	17	–	41,6	12	До 880	38,7	[91]
2 насоси	36	–	41,6	12	До 1000	33,6	
	17	–	30	12	460–470	36,5	
Плунжерні насоси	7	–	75	7	До 1500	–	[91]
2 насоси	20	–	36,6	9	До 660	6,7	
	28	–	36,6	7	До 520	9,4	
	28	–	36,6	7	6–440	32,8	
Насоси пластинчасті регульовані типу Г12–5М	25,5–105,6	6,3	25	13	325		[111]
Насоси пластинчасті типу БГ12–4	3,3–16,7	10	25	12	300	–	[45]
Шестеренний насос типу НШ 50А–3	112,8	16	40	11	440	–	[47]
Шестеренний насос типу НШ 3–3	17,4	16 (20)	50	10	500	–	[47]
Аксiально-поршневий типу Г13-3М	100	16	16	9	144	–	[111]

Схеми експериментальних зразків пасивних ГПТ та їх конструктивні параметри

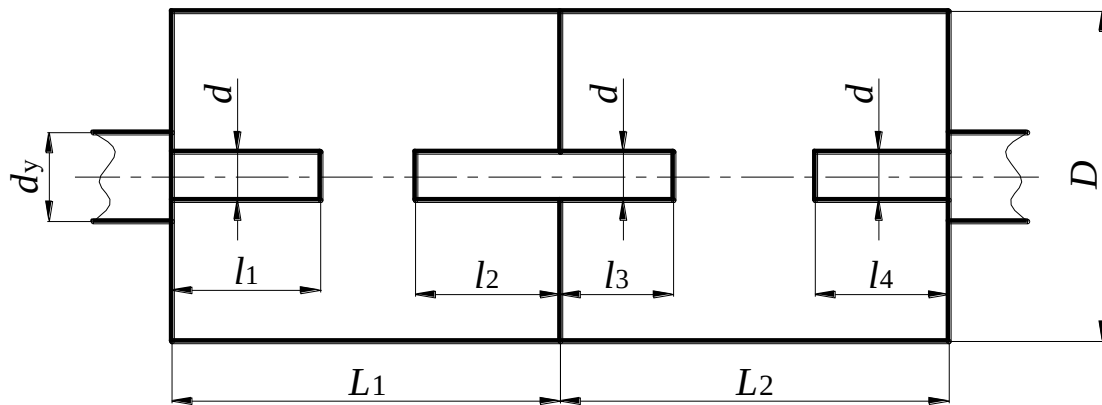


Рис. А.1. Конструктивна схема камерних ГПТ

Таблиця А.2 – Значення конструктивних параметрів камерних ГПТ

Схема гасителя, рис. 1.6	d , мм	d_y , мм	D , мм	l_1 , мм	l_2 , мм	l_3 , мм	l_4 , мм	L_1 , мм	L_2 , мм
<i>a</i>	10	22	75	330	0	0	0	555	0
<i>a</i>	10	22	75	96	0	0	0	555	0
<i>б</i>	10	22	75	0	220	0	0	555	0
<i>б</i>	10	22	75	0	100	0	0	555	0
<i>в</i>	10	22	75	0	20	100	100	275	275

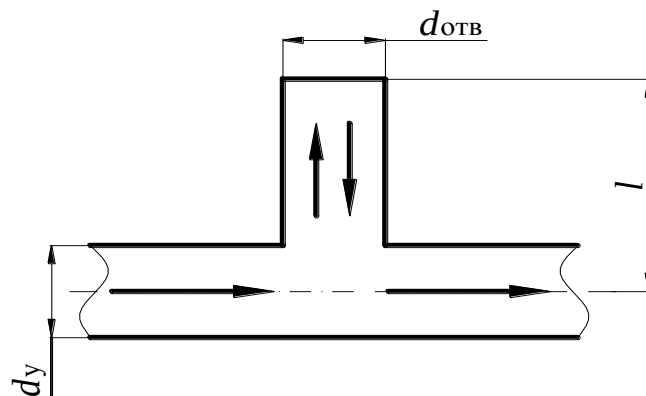


Рис. А.2. Конструктивна схема інтерференційного ГПТ з боковим відгалуженням

Таблиця А.3 – Конструктивні параметри інтерференційного ГПТ з боковим відгалуженням

d_y , мм	$d_{\text{від}}$, мм	$l_{\text{від}}$, мм
20	20	640
20	20	1000

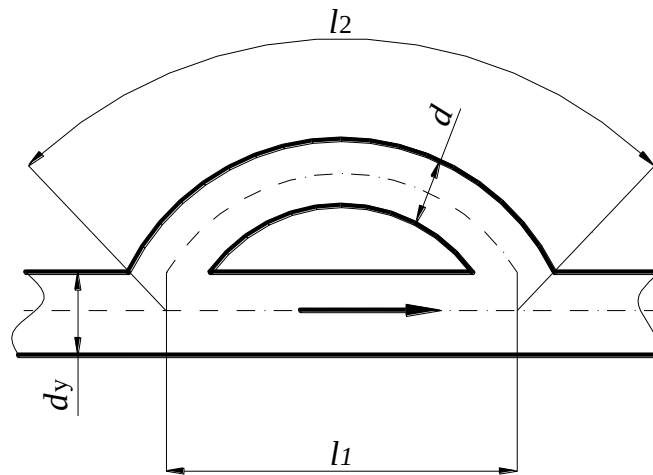


Рис. А.3. Конструктивна схема інтерференційного ГПТ з обвідним каналом

Таблиця А.4 – Конструктивні параметри інтерференційного ГПТ з обвідним каналом

d_y , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм
20	8	6	80	283

Таблиця А.5 – Технічні характеристики ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів

Назва параметра	Величини параметрів
Умовний прохід, мм	10
Витрата через ГПТ л/хв:	
номінальна	40
максимальна	180
Тиск на виході з насоса до, МПа	20
Тиск на зливі, не більше, МПа	0,5
Частота пульсацій, с^{-1}	20 – 300
Максимальна амплітуда входних пульсацій, % від тиску на виході з насоса, МПа	25
Експлуатаційні показники:	
PP	Масло мінеральне
діапазон температур PP, $^{\circ}\text{C}$	ІГП-30
тонкість фільтрації, мкм;	25 – 80
втрати тиску МПа, не більше ніж	0,5
коефіцієнт гасіння, більше ніж	1,8
Термін безвідмовної роботи, год, не менше ніж	142 000
Маса (без PP), не більше, кг	1,7

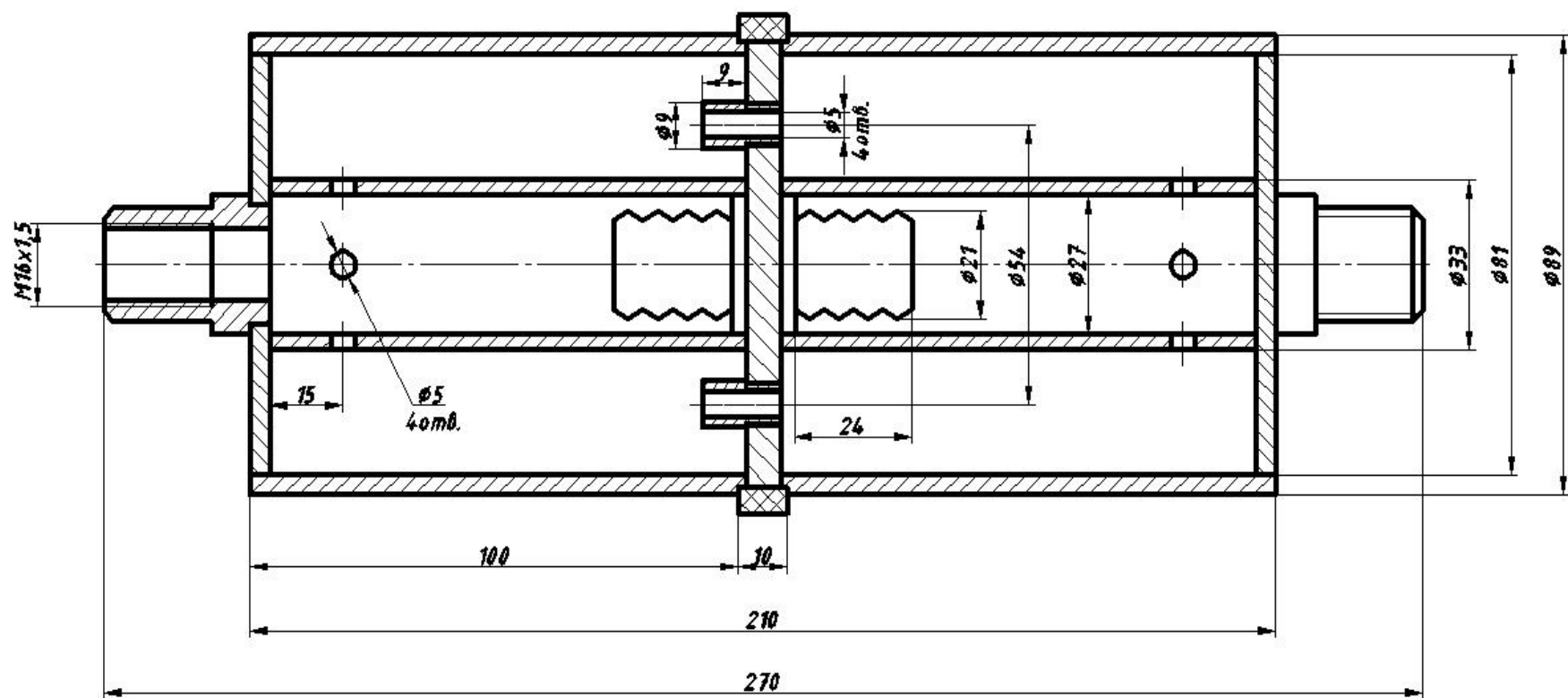


Рис. А.4. Креслення гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів

Таблиця А.6. – Інтенсивності відмов елементів ГПТ з автоматичним підстроюванням параметрів та деяких об'ємних насосів [23, 133]

ГПТ, його елемент	$\lambda \cdot 10^{-6}, 1/\text{год}$		
	$\lambda_{\min}$	λ_{cp}	$\lambda_{\max}$
Сильфон, $\lambda_{\text{с}}$	0,3	0,3	0,31
Мембрани з гумового полотна, $\lambda_{\text{М}}$	—	2,0	—
Мембрани металеві, $\lambda_{\text{М}}$	—	0,4	—
Пружина, $\lambda_{\text{п}}$	0,19	0,22	0,42
Трубопровід, $\lambda_{\text{т}}$	0,18	0,18	0,324
Трубопровід високого тиску, $\lambda_{\text{т}}$	—	0,7	—
Відгалуження, $\lambda_{\text{в}}$	0,03	0,03	0,031
Камера для нормального тиску, $\lambda_{\text{к}}$	0,18	0,18	0,324
Камера для високого тиску, $\lambda_{\text{к}}$	0,044	0,08	0,144
Отвори, $\lambda_{\text{о}}$	0,1	0,6	0,9
Дросель постійний, $\lambda_{\text{д}}$	—	3,0	—
Дросель $\lambda_{\text{д}}$	0,3	1,5	3,0
Сопло, $\lambda_{\text{со}}$	0,01	0,15	2,11
Сопло регульоване, $\lambda_{\text{со}}$	0,045	0,55	3,71
З'єднання трубопроводів, $\lambda_{\text{зт}}$	—	0,03	—
Насоси:			
шестеренні, $\lambda_{\text{нш}}$	—	13	—
аксіально-поршневі нерегульовані, $\lambda_{\text{нан}}$	—	9	—
аксіально-поршневі регульовані, $\lambda_{\text{нар}}$	—	20	—
Насоси, $\lambda_{\text{н}}$	2,9	13,5	27,4

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

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 / Бажин И.И., Беренгард Ю.Г., Гайцгори М.М. и др. ; под ред. С.А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.
3. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М. : Наука, 1971. – 286 с.
4. Алешкевич В.А. Колебания и волны. Лекции [Электронный ресурс] / В.А. Алешкевич, Л.Г. Деденко, В.А. Караваев. – М. : МГУ. – 2001.
5. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов. / Андреева Л.Е. ; под ред. В.И. Феодосьева. – М. : МАШГИЗ, 1962. – 455 с.
6. Андренко П.Н. Математическая модель предохранительного клапана с интерференционным преобразователем пульсаций / П.Н. Андренко, Р.Я. Асатрян, В.В. Клитной // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье : междунар. науч.-техн. конф., 12–14 мая 1997 г. : материалы конф. – Х. : 1997. – Ч. 2. – С. 205–208.
7. Андренко П.Н. Учет упругости рабочей жидкости при проектировании преобразователей пульсаций / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко // Високі технології в машинобудуванні. – 1999. – С. 15–17.
8. Андренко П.Н. Экспериментальное исследование преобразователей пульсаций / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко, Э.В. Белоусов // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 79. – С. 32–33.
9. Андренко П.Н. 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.
10. Андренко П.Н. Оптимизация математических моделей гидравлических пассивных гасителей пульсаций / П.Н. Андренко, О.В. Дмитриенко // Вестник НТУУ “КПИ”. – 2002. – Т. 2. – Вып. 42. – С. 50–53.
11. Андренко П.Н. Построение математических моделей интерференционных преобразователей пульсаций на основе уравнения Навье–Стокса / П.Н. Андренко // Вісник СумДУ. – 2004. – № 2(61). – С. 14–18.
12. 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.

13. 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.

14. Андренко П.М. Шляхи зменшення пульсацій тиску у системах гідроприводів, побудованих із використанням гідравлічного вібраційного контура / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко // Високі технології в машинобудуванні. – 2004. – Вип. 2(9). – С. 13–16.

15. 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.

16. 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.

17. Андренко П.М. Анализ конструктивных особенностей гидравлических гасителей пульсаций давления / П.М. Андренко, В.В. Клітної, М.С. Свиначенко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2005. – № 24. – С. 3–10.

18. Андренко П.М. Метод розрахунку коефіцієнта підсилення інтерференційного підсилювача пульсацій / П.М. Андренко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2006. – № 42. – С. 59–67.

19. Андренко П.М. Математична модель удосконаленого гідравлічного пасивного гасителя пульсацій / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2006. – № 10. – С. 78–92.

20. Андренко П.М. Універсальна математична модель гідравлічних пасивних гасителів пульсацій тиску / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2006. – № 7(101). – С. 218–222.

21. Андренко П. Математическая модель гидравлического гасителя пульсаций давления с автоматической подстройкой параметров / П. Андренко, М. Свиначенко // MOTROL, 2009. – Vol. 11b. – P. 42–49.

22. Андренко П.М. Експериментальні дослідження гідравлічного гасителя пульсацій тиску з автоматичним підстроюванням параметрів / П.М. Андренко, М. С. Свиначенко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Х. : – 2010. – № 4/6 (46). – С. 45–51.

23. Андренко П. Надежность гидравлических гасителей пульсаций и их

экономическая оценка / П. Андренко, М. Свиначенко // MOTROL, 2010. – Vol. 12C. – P.43–53.

24. Андренко П.М. Методика розрахунку та проектування гідравлічного гасителя пульсацій тиску у складі гідроагрегату / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко // Вісник НТУ «ХП». – 2010. – № 10. – С. 78–92.

25. Андренко П.М., Розрахункові дослідження пульсацій тиску в стенді для випробування гідроапаратів / П.М. Андренко, М.С. Свиначенко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Х. : – 2010. – №6/9 (48). – С. 7–9.

26. Андренко П.М. Гасителі пульсацій тиску об'ємних гідроагрегатів: монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, М.С. Свиначенко. – Х. : Видавництво «НТМТ», 2012. – 160 с.

27. Андренко П.М. Визначення раціональних конструктивних параметрів пасивних гасителів пульсацій тиску / П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко, Ю.Ю. Богус // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ. 2014 – № 1(43). – С. 83–89.

28. Артюхов А.В. Особенности частотных испытаний гидравлических насосов / А.В. Артюхов, Л.И. Брудков // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сборник. – Куйбышев : КуАИ, 1982. – Вып. 9. – С. 12–17.

29. Атшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика. Основы механики жидкости: учеб. пособ. / А.Д. Атшуль, П.Г. Киселев. – М. : Стройиздат, 1975. – 323 с.

30. Ащеулов А.В. Анализ интенсивности отказов гидравлического оборудования / А.В. Ащеулов // Гидравлика. Пневматика. Приводы. – 2010. № 1 (3). – С. 8–9.

31. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс : пер. с англ. / Б. Банди. – М. : Радио и связь, 1988. – 128 с.

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

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

34. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем : учеб. для вузов / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974. – 606 с.

35. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика : – справ. пособ. / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.

36. Бишоп Р. Колебания / Р. Бишоп ; пер. с англ. под ред. Я.Г. Пановко. – М. : Наука. гл. ред. физ. мат. лит., 1986. – 192 с.
37. Большев Л.Н. Таблицы математической статистики / Л.Н. Большев, Н.С. Смирнов // – М. : Машиностроение, 1965. – 465 с.
38. Бондарь А.Г. Планирование эксперимента в химической технологии / А.Г. Бондарь, Г.А. Статюха. – К. : Вища школа, 1976. – 184 с.
39. Бычков А.А. Основы теории и организации технической эксплуатации средств связи : сборник задач / А.А. Бычков, В.А. Кальченко. – К. : КВВИУС, 1975. – 105 с.
40. Вибрация в технике : справочник. В 6-ти томах. / Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов ; под ред. Ф.М. Дименберга и К.С. Колесникова. М. : Машиностроение, 1980. – 544 с.
41. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский, М.В. Лурье. – К. : Техніка, 1975. – 168 с.
42. Власов-Власюк О.В. Экспериментальные методы в автоматике / О.В. Власов-Власюк. – М. : Машиностроение, 1969. – 411 с.
43. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.
44. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учеб. для маш. вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
45. Гидравлическое оборудование (Насосы пластинчатые. Тип БГ12-4. Лист № 1.1.03) : каталог. – М. : ВНИИМаш, 1978. – 4 с.
46. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества : ОСТ2 Н06-35–84. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с. – Отраслевой стандарт.
47. Гидросила : каталог. – Кировоград : ОАО «Гидросила», 2000. – 39 с.
48. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б.Ф. Гликман. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит., 1986. – 368 с.
49. ГОСТ 121026-80. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью. – М. : Изд-во стандартов, 1980. – 21 с.
50. ГОСТ 1741-81. Гидроприводы объемные. Общие технические требования. – М. : Изд-во стандартов, 1982. – 5 с.
51. ГОСТ 12.2.107-85. Система стандартов безопасности труда. Шум. Станки металлорежущие. Допустимые шумовые характеристики. – М. : Изд-во стандартов, 1985 – 15 с.

52. ГОСТ 21482-76. Сильфоны однослойные измерительные металлические. – М. : Из-во стандартов, 1987. – 74 с.
53. ГОСТ 12.2.040-79. Система стандартов безопасности труда. Гидроприводы объемные и системы смазочные. Общие требования безопасности к конструкции. – М. : Изд-во стандартов, 1987. – 11 с.
54. Григорьев А.Л. Динамический анализ цилиндрической пружины при несимметричных условиях закрепления ее крайних витков / А.Л. Григорьев, И.А. Вештак // Вісник ХДПУ. – 1999. – № 42. – С. 125–134.
55. Григорьев А.Л. Проектирование пружин, испытывающих динамические нагрузки / А.Л. Григорьев, И.А. Вештак // Вісник ХДПУ. – 1999. – № 65. – С. 122–128.
56. Григорьев А.Л. Алгебраический метод определения собственных частот продольных колебаний цилиндрической пружины / А.Л. Григорьев, А.И. Дерябенко // Високі технології в машинобудуванні. – 2002. – № 1. – С. 101–109.
57. Григорьев А.Л. Влияние трения на колебания цилиндрических пружин топливной системы дизеля / А.Л. Григорьев, И.А. Вештак, А.И. Дерябенко // Вісник НТУ «ХП». – 2003. – Т. 8, № 1. – С. 134–145.
58. 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.
59. 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 «КПІ», Машинобудування. – К. : НТУУ «КПІ», 2009. – № 59. – С. 216–219.
60. Гудсон Р.Е. Обзор методов моделирования переходных процессов в гидравлических линиях / Р.Е. Гудсон, Р.Г. Леонард // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1972. – № 2. – С. 236–244.
61. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.
62. Датчики давления типа ДД : паспорт. – Х. : Гидросенсор, 1985. – 11 с.
63. Детали машин. Расчет и конструирование : справочник ; под ред. Н.С. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1968. Т. 2. – 408 с.
64. Дмитриенко О.В. Надежность преобразователей пульсаций. / О.В. Дмитриенко // Вестник НТУУ "КПИ". – 2000. – Т. 1, № 38. – С. 154–157.
65. Дмитрієнко О.В. Поліпшення характеристик гідравлічних пасивних

гасителів пульсацій у гідроагрегатах шляхом визначення їх раціональних параметрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / О.В. Дмитрієнко. – Х., 2005. – 199 с.

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

67. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика : учеб. для вузов / Б.Т. Емцев. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.

68. Зайончковський Г.Й. Вплив пружності робочої рідини і обмеженої жорсткості опори кріплення гідравлічного слідкуючого рульового приводу на його стійкість і динамічні властивості / Г.Й. Зайончковський, С.І. Пархомчук // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2014 – № 1(3). – С. 59–63.

69. Зайончковський Г.Й. Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів / Г.Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2006. – № 1 (11). – С. 53–58.

70. Іванов М.І. Імітаційні дослідження хвильових процесів у довгих гідравлічних лініях гідросистем сільськогосподарських машин / М.І. Іванов, С.В. Дусанюк, С.В. Репінський // Вибрації в техніке и технологиях. – 2003. – № 4. – С. 69–72.

71. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик ; под ред. М.О. Штейнберга. – М. : Машиностроение, 1992 – 672 с.

72. Итбаев В.К. Исследование предельных состояний сильфонных компенсаторов в условиях криогенных температур / В.К. Итбаев Б.И. Скуратов, В.А. Федоров и др. // Вестник УГАТУ, 2008. – № 1 (26), Т. 10. – С. 36–43.

73. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин ; под ред. К.В. Фролова. – М. : Машиностроение, 1973. – 280 с.

74. 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.

75. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков / Б.Л. Коробочкин. – М. : Машиностроение, 1976. – 240 с.

76. Коробочкин Б.Л. О передаточных функциях в гидросистемах в сосредоточенных и распределенных параметрах / Б.Л. Коробочкин, М.Д. Комитовски // Машиностроение. – 1968. – № 4. – С. 37–44.

77. Кузмичев В.Е. Законы и формулы физики : справочник / В.Е. Кузмичев.; отв. ред. В.К. Тартаковский. – К. : Наукова думка, 1989. – 864 с.
78. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973. – 847 с.
79. Лурье З.Я. Выбор метода многокритериальной оптимизации проектирования объемных гидромашин / З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко // Вестник ХГПУ. – 2000. – Вып. 89. – С. 155–163.
80. Лурье З.Я. Многокритериальное проектирование радиально-поршневого гидромотора многократного действия / З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко // Привод и управление. – 2001. – № 1. – С. 22–26.
81. Лурье З.Я. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания / З.Я. Лурье, А.Н. Скляревский, В.В. Татьков // Вісник НТУ «ХП». – 2005. – № 28. – С. 105–116.
82. Лурье З. Исследование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата системы смазки металлургического оборудования с учетом характеристик двухфазной жидкости / З. Лурье, И. Федоренко // MOTROL, 2010. – Vol. 12 С. – Р. 10–25.
83. Любшиц М.И. Справочник по сопротивлению материалов / М.И. Любшиц, Г.М. Ицкович. – 2-е изд. – Минск: Вышэйш. Школа, 1969. – 464 с.
84. Лямаев Б.Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ / Б.Ф. Лямаев, Г.П. Небольский, В.А. Нелюбов. ; под ред. Б.Ф. Лямаева. – Л. : Машиностроение, 1978. – 192 с.
85. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. ; под ред. В.Н. Прокофьева. – М. : Машиностроение, 1978. – 495 с.
86. Методичні вказівки з виконання бакалаврського проекту (роботи) для студентів економічного факультету спеціальності 6.050107 «Економіка підприємств», денної та заочної форм навчання / уклад. А.І. Яковлєв. – Х. : НТУ «ХП», 2007. – 28 с.
87. Могендович Е.М. Гидравлические импульсные системы / Е.М. Могендович. – Л. : Машиностроение, 1977. – 216 с.
88. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для вузов / К.Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.
89. Немировский И.А. О рациональном построении математической модели при исследовании волновых процессов в трубопроводе / И.А. Немировский, Ж.П. Дусанюк, В.А. Черный // Гидропривод и

гидропневмоавтоматика. – 1986. – Вып. 22. – С. 60–64.

90. Нехай С.М. Колебания в системе гидропривода, возбуждаемые пульсирующей подачей рабочей жидкости / С.М. Нехай // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1972. – Вып. 8. – С. 140–146.

91. Никитин Г.А. Распределительные и регулирующие устройства гидросистем / Г.А. Никитин, А.А. Комаров. – М. : Машиностроение, 1965. – 168 с.

92. Никитин Г.А. Кавитационные явления при течении жидкости через дроссели / Г.А. Никитин, Л.Н. Чебатарева // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1974. – Вып. 10. – С. 106–109.

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

94. Оксененко А.Я. Гидравлические пропорциональные системы управления металлорежущими станками и другими машинами : Обзор / А.Я. Оксененко, Е.А. Скворчевский, Л.А. Подкуйко. – М. : НИИмаш, 1983. – 36 с.

95. ООО «ТЕХРЕЗЕРВ-УКРАИНА». Прайс лист : [Электронный ресурс] // Режим доступа : kharkov@tchrezerv.ru, www.tchrezerv.ru.

96. Інтерференційний гаситель пульсацій : патент України 56290: МПК F16L 55/04 / Андренко П.М., Стеценко Ю.М., Білокінь І.І., Дмитрієнко О.В., Клітної В.В.; заявник і патентновласник СП ЗАТ «ХЕМЗ – ІРЕС». – № 2000073993; заявл. 06.07.00; опубл. 15.05.03. Бюл. № 5.

97. Гаситель коливань рідини в трубопроводі : патент України 82336: МПК F16L 55/04 / Андренко П.М., Білокінь І.І., Стеценко Ю.М., Свинаренко М.С.; заявник і патентновласник СП ЗАТ «ХЕМЗ – ІРЕС». – № 200504242; заявл. 04.05.2005; опубл. 10.04.2006. Бюл. № 7.

98. Гаситель пульсацій тиску рідини : патент України 81454: МПК F16L 55/04 / Білокінь І.І., Дмитрієнко О.В., Фінкельштейн З.Л. заявник і патентновласник СП ЗАТ «ХЕМЗ – ІРЕС». – № а200507615; заявл. 01.08.2005; Опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.

99. Гаситель пульсацій тиску рідини : патент України на корисну модель. UA 83801 МПК F16L 55/04. Андренко П.М., Свинаренко М.С. Власники: Андренко П.М., Свинаренко М.С. – № 201305466; заявл. 26.04.2013; опубл. 25.09.2013, Бюл. №18.

100. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов приборов / С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева – М. : Машиностроение, 1980. – 326 с.

101. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д.Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1982. – 240 с.
102. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учеб. для вузов / Д.Н. Попов. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.
103. Попов Е.П. Динамика систем автоматического регулирования / Е.П. Попов. – М. : Гос. изд. техн.-теорет. лит., 1954. – 798 с.
104. Попов Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е.П. Попов, Н.П. Пальтов. – М. : Гос. изд. физ. мат. лит., 1960. – 792 с.
105. Приходько О.А. Технічна аерогідромеханіка : навч. посіб. / О.А. Приходько, Д.О. Сьомін. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля, 2002. – 170 с.
106. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учетом обеспечения минимального шума : метод. рекомен. – М. : НИИмаш, 1979. – 55 с.
107. Прокофьев В.Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко, А.В. Осецкая // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1968. – № 2. – С. 87–93.
108. Рабочие жидкости систем гидропривода : учеб. пособ. / В.А. Трофимов, О.М. Яхно, А.П. Губарев, Р.И. Соломин. – К. : НТУУ «КПІ», 2009. – 184 с.
109. Растрингін А.Л. Адаптивні методи многокритеріальної оптимізації / А.Л. Растрингін, Я.Ю. Эйдук // Автоматика и телемеханика. – 1985. – № 1. – С. 5–6.
110. Регульовані гідростатичні підшипники для шпиндельних вузлів : монографія / Ю.О. Сахно, Д.Ю. Федориненко, С.В. Бойко, В.С. Волик. – Ніжин: ТОВ Видавництво «Аспект-Поліграф», 2009. – 172с.
111. Свешников В.К. Станочные гидроприводы : справочник / В.К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.
112. Свинарєнко М.С. Проектування пружних елементів гасителів пульсацій тиску / М.С. Свинарєнко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2009. – № 37. – С. 70–76.
113. Свинарєнко М.С. Особливості проектування гідравлічних гасителів пульсацій тиску рідини / М.С. Свинарєнко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2009. – Т. 5, вип. 9. – С. 214–223.
114. Свинарєнко М.С. Математична модель стенда для випробувань гідроапаратів / М.С. Свинарєнко, П.М. Андрєнко // Вісник НТУ «ХПІ». – 2010.

– № 25. – С. 49–58.

115. Сильфоны. Расчет и проектирование / Андреева Л.Е., Беседа А.И., Богданова Ю.А. и др. ; под ред. Л.Е. Андреевой. / – М. : Машиностроение, 1975. – 156 с.

116. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Номенклатура показателей: ГОСТ 4.37-90. [Введен в действие 1990-06-09]. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с.

117. Скворчевский Е.А. Гасители колебаний давления в гидравлических системах / Е.А. Скворчевский, А.П. Усатый // Вестник машиностроения. – 1980. – № 4. – С. 14–15.

118. Скляревский О.М. Об'ємний гідропривід : навч. посіб. / О.М. Скляревский. – Запоріжжя : ЗНТУ, 2001. – 212 с.

119. Скляревский А.Н. Динамика позиционного следящего привода с длинными гидролиниями / А.Н. Скляревский, А.И. Денисенко // Промислова гідроліка і пневматика. – Вінниця : ВДАУ, 2003. – № 1. – С. 47–51.

120. Снижение содержания нерастворенного воздуха в рабочих жидкостях гидросистем : метод. рекомен. / Аврунин Г.А., Венцель Е.С., Ливада Г.Ф. и др. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 28 с.

121. 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.

122. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М. : Наука, 1981. – 107 с.

123. Создание малозумных комплектных гидроприводов на давление до 32 МПа : метод. рекомен. – М. : НИИмаш, 1984. – 48 с.

124. Струтинський В.Б. Оцінка параметрів позиційних приводів металорізальних верстатів за допомогою нелінійної блочно-модульної стохастичної математичної моделі / В.Б. Струтинський, В.К. Даниленко, С.А. Чабан // Весник НТУУ «КПІ». Машиностроение. – 2000. – Т. 1, вып. 38. – С. 137–147.

125. Струтинський В.Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів : монографія / В.Б. Струтинський, В.М. Тіхенко. – Одеса : Астопринт, 2009. – 456 с.

126. Техническая диагностика гидравлических приводов / Алексеева Т.В., Бабанская В.Т., Башта Т.М. и др. ; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1989. – 264 с.

127. Темнов ВК. Волновые процессы в гидросистемах : учеб. пособ. /

В.К. Темнов. – Челябинск : ЧПИ, 1981. – 81с.

128. Теория автоматического управления : учеб. для вузов / Гольдфарб Л.С., Балтрушевич А.В., Нетушил А.В. и др. ; под ред. А.В. Нетушила. – М. : Высшая школа, 1976. – 400 с.

129. Точный импульсный шумомер 00 024. Инструкция по обслуживанию. Veb robotron-messelektronik «Otto Schön» Dresden, DDR-8012, Lingnerallee 3, Postschließfach 211.

130. Трихка Л.М. Эффективный метод моделирования зависящих от частоты силы трения в неустановившемся потоке жидкости / Л.М. Трихка // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1975. – № 1. – С. 207–214.

131. Успенский В.А. Струйные вакуумные насосы / В.А. Успенский, Ю.М. Кузнецов. – М. : Машиностроение, 1973. – 144 с.

132. Унифицированные пружины сжатия : справочник / Прохоренко И.Ф., Гавриленко Н.Г., Ильин А.Д., Томашев Л.А. – М. : Металлургия, 1982. – 646 с.

133. Фінкельштейн З.Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З.Л. Фінкельштейн, П.М. Андренко, О.В. Дмитрієнко; під ред. проф. П.М. Андренка. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – 308 с.

134. Фінкельштейн З.Л. Розрахунок характеристик удосконаленого гасителя пульсацій/ З.Л. Фінкельштейн, О.В. Дмитрієнко // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського – Кременчук : КДПУ, 2008. – Вип. 2/2008 (49). – Ч. 2. – С. 125–128.

135. Хвингия М.В. Вибрация пружин / М.В. Хвингия. – М. : Машиностроение, 1969. – 287 с.

136. Чарный И.А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах / И.А. Чарный. – М. Л. : Гос. изд-во техн.-теоретич. лит., 1951. – 223 с.

137. Чепуренко В.Г. Вычисление погрешностей измерений / В.Г. Чепуренко, В.Г. Нижник, Н.И. Соколова. – К. : Вища школа, 1978. – 37 с.

138. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах / В.П. Шорин. – М. : Машиностроение, 1980. – 156 с.

139. Электрогидравлические следящие системы / Хохлов В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А. и др. ; под ред. В.А. Хохлова. – М. : Машиностроение, 1971. – 431 с.

140. Яковлев А.І. Соціально-економічна ефективність за умов ринку : навч. посіб. / А.І. Яковлев. – К. : ІСДО, 1994. – 228 с.

141. Яковлев А.І. Надійність занурювальних асинхронних електродвигунів та їхня економічна ефективність / А.І. Яковлев,

Ю.М. Стеценко, Ю.Ю. Стеценко – Х. : Бурун Книга. – 2007. – 96 с.

142. Якушев В.Л. Расчет сильфонов с учетом геометрической нелинейности / В.Л. Якушев, Д.Г. Кучерявенко // [Электронный ресурс] – : <http://www.ipdn.ru/rics/doc0/DB/b4/1-yak-k.htm>

143. Andrenko P.N. Model matematyczny interferencyjnego przemiennika pulsacji cisnienia w układach hydraulicznych / P.N. Andrenko // Hydraulika i Pneumatyka. – 2001. – № 3. – P. 25–27.

144. Andrenko P. Some aspects of designing hydraulic valves with dither linearization / P. Andrenko // Hydraulika a Pneumatika. – 2003. – № 4. – P. 5–7.

145. Andrenko P. Determining the limits of applicability of process quasisteadiness when designing hydraulic valves with dither linearisation / P. Andrenko // HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : internat. scien.-techn. conf., 17-19 maja 2005. : – Wrocław. – P. 713–720.

146. Ickiewicz J. Metody pomiaru pulsacji ciśnienia pomp wyporowych // Napędy i sterowania hydrauliczne 93. Konfer. nauk.-techn., Wrocław, 1993. – P. 244–252.

147. Kollek W. Wpływ parametrów eksploatacyjnych pomp zębatych na współczynnik wypromieniowania gźwięku / W. Kollek // II Konferencja pneumatyczne i hydrauliczne elementy automatyki przemysłowej, 1981. – Warszawa, 1981. – P. 473–478.

148. Kollek W. Kształtowanie konstrukcji elementów rozwojem napędów hydraulicznych / W. Kollek // Konfer. nauk.-techn.: Napędy hydrostatyczne maszyn - rozwój i wytwarzanie. – 19–20 listopada, 1999. Gdańsk. – P. 25–38.

149. Kollek W. Untersuchungen der schallemission von flügelzellenpumpe mittels akustische holografie / W. Kollek, E. Gawrys, P. Osinski, J. Rutanski // Innowacje i postęp w Hydraulice i pneumatyce : piąte polsko-niemieckie seminarium, 18-19 września, 2003. – Warszawa. – P. 48–56.

150. Kudzma Z. Zjawiska falowe w układach hydrostatycznych sterowanych proporcjonalnie / Z. Kudzma, S. Kudzma // Hydraulika i Pneumatyka. – 2002. – № 6. – P. 15–17.

151. Mednis W. Hydrauliczne napędy i ich sterowania / W. Mednis. – Warszawa : OWPW, 1999. – 93 s.

Наукове видання

АНДРЕНКО Павло Миколайович
ДМИТРІЄНКО Ольга Вячеславівна
СВИНАРЕНКО Максим Сергійович

ГІДРАВЛІЧНІ ПАСИВНІ
ГАСИТЕЛІ ПУЛЬСАЦІЙ ТИСКУ

Монографія

Відповідальний за випуск проф. В.В. Клітної
Роботу до видання рекомендував Г.А. Крутіков
Редактор Л.А. Пустовойтова

План 2015 р, поз.161
Підп. до друку 07.04.2016. Формат 60x84/16. Папір офс.
Офс. друк. Ум. друк. арк. 8,7. Обл. -вид. арк. 8,9.
Тираж 100 пр. Замовлення №8

Видавництво ФОП Панов А.М.

Надруковано в поліграфцентрі ТОВ «Влавке»
На цифровому лазерному комплексі Херох Docu Tech 6135.
Адреса: м. Харків, вул. Жон Мироносиць (Раднаркомівська), 10, оф. 6