

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИ УНІВЕРСИТЕТ

*Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису*

ЧЖАН ІХЕН

УДК 621.646.45

ДИСЕРТАЦІЯ
ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРЯМИХ ПАСИВНИХ РЕДУКЦІЙНИХ
КЛАПАНІВ З МЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ

131 – «Прикладна механіка»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



Чжан Іхен

Науковий керівник: **Сидоренко Ігор Іванович**, доктор технічних наук,
професор

Одеса - 2020

АНОТАЦІЯ

Чжан Іхен Обґрунтування параметрів прямих пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії (PhD) за спеціальністю 131 «Прикладна механіка». – Одеський національний політехнічний університет, Міністерство освіти та науки України, Одеса, 2020.

Дисертаційне дослідження присвячене актуальним питанням синтезу та аналізу принципово нових прямих пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління та обґрунтуванню їх структурних параметрів.

Підвищення вимог до якості та точності технологічних процесів, в разі їх інтенсифікації, підвищення ефективності використання існуючих прямих редукційних клапанів, як основного елемента, що у більшості випадків визначає працездатність трубопроводів, потребує їх значного удосконалення за показниками відповідності, кратності, а також зменшення їх масо-габаритних показників. Використання активних систем редукування тиску, що мають високий потенціал для зниження динамічних процесів в трубопроводі і працюють у режимі реального часу, у більшості випадків є нерентабельним, в наслідок значної вартості, і є виправданим тільки в умовах де вимоги до масо-габаритних показників обладнання є низькими. В даний час відсутні науково обґрунтовані рекомендації щодо розширення функціональних можливостей прямих пасивних редукційних клапанів, які мають в своєму складі типові дроселі, що і визначило напрямок проведених теоретичних і експериментальних досліджень.

В дисертаційній роботі проведено аналіз існуючих конструкцій прямих пасивних редукційних клапанів. Аналіз проведений з використанням системи наукових принципів і методик, що дозволили обумовити області застосування прямих пасивних редукційних клапанів, виконати порівняння їх функціональних можливостей, що пов'язані з їх кінематичними структурами,

визначити основні напрямки їх розробки, а також встановити вплив їх характеристики редукування на динамічні процеси в трубопроводах різного призначення.

Основними науковими результатами роботи є наступні. У результаті проведеного критичного аналізу більшості типів існуючих прямих пасивних редукційних клапанів визначено, що з метою розширення їх функціональних можливостей найбільш перспективними є вирішення задач синтезу пов'язаних з розширенням додатковими механічними структурами структур існуючих прямих редукційних клапанів мембранного типу. Вперше для синтезу елементів гідро-пнеumo апаратури, у вигляді принципово нових пасивних прямих редукційних клапанів, вдало використана методика, яка базується на аксіоматичній теорії синтезу пружних пристроїв з використанням теорії графів. В результаті застосування цієї методики: вперше запропоновано при аналізі і синтезі прямих пасивних редукційних клапанів з додатковою механічною системою управління використовувати в якості моделі модифіковані кінематичні графи, уточнивши існуючу модель у вигляді мультиграфу, явно вираженим оргграфом, який визначає основну функціональну взаємодію елементів клапана; при синтезі прямих пасивних редукційних клапанів з додатковою механічною системою управління, вперше в графовій моделі пристрою, у вигляді модифікованого кінематичного графу, науково обґрунтована заміна віртуальної кінематичної пари 4-го класу на її реальний аналог, показано, що дана заміна призводить до багатоваріантності рішень; запропоновано для вибору оптимального рішення, в разі їх багатоваріантності, використовувати в матрицях складання, при визначенні енергії графів, вагових коефіцієнтів в наступному пріоритеті: «основний параметр» - «допоміжний параметр» - «технологічна складність виготовлення»; синтезовано два принципово нових пасивних редукційних клапана, оригінальність яких підтверджена відповідними патентами на винаходи України та КНР.

В роботі вперше розроблено математичні моделі та розрахункові схеми для отриманого, при проведеному синтезі, оптимального рішення, яке у

подальшому отримало конструктивну реалізацію. Це дозволило, шляхом варіації конструктивними параметрами отримати характеристики редукування, які неможливо реалізувати за допомогою відомих конструкцій прямих пасивних редуційних клапанів. Науково обґрунтований тісний взаємозв'язок між геометричними параметрами додаткової механічної системи управління і характеристикою редукування, що обумовило напрямки досліджень по відтворенню цільових характеристик редукування. При цьому встановлено що показники ефективності запропонованого редуційного клапана значно вищі ніж у існуючих (коефіцієнт відповідності $k_v = 0,86 \dots 0,95$ на відміну від існуючих $k_v = 0,56 \dots 0,75$, та коефіцієнт кратності $k_k = 2 \dots 5$ на відміну від існуючих $k_k = 1,5 \dots 2,4$).

Автором запропоновано математичну модель для визначення динамічної стійкості розроблених пристроїв, при цьому науково обґрунтовано використання різних моделей тертя в залежності від виду робочого тіла. При застосуванні чисельного методу Рунге-Кутта та діаграм Кенінгса-Ламерея встановлено, що запропонований пристрій є динамічно стійким, а можливість виникнення автоколивань пов'язане лише з величиною коефіцієнта в'язкості робочого тіла β та з величиною витрати на вході клапану Q .

В роботі проведені порівняльні дослідження динаміки гідравлічної системи, до складу якої окрім редуційного клапану входять інші елементи гідроапаратури. У якості контрольного пристрою використано широко розповсюджений редуційний клапан РД-120. Встановлено, що при зміні подачі насоса (при незмінних інших вихідних даних) в досліджуваному діапазоні стає значення тиску в системі залишається практично на одному рівні, проте для клапана типу РД коливання тиску становить 12 ... 15%, а для запропонованого клапана 6 ... 8%, що відповідає очікуваній витратно-перепадній характеристиці; зміна запобіжного обсягу робочого тіла і сили тертя істотно не впливає на якість перехідного процесу, а стає значення тиску в системі p_1 залишається незмінним. При малих витратах для клапана типу РД спостерігаються пульсації тиску p_1 (близько 15% від сталого значення), а для

запропонованого клапана пульсації тиску практично відсутні (менше 2% від сталого значення).

Автором запропонована процедура формалізації складання математичного опису прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління для оцінки його працездатності за критеріями помилки при спрацьовуванні та герметичності. Результати математичного моделювання по визначенню впливу різних чинників на помилку спрацьовування розглянутого клапана свідчать, що вони можуть носити як лінійний так і нелінійний характер в залежності від фактору, що змінюється. Встановлено, що існуючий критерій працездатності у вигляді герметичності до запропонованого клапану застосовувати не можливо в наслідок його конструктивних відмінностей від існуючих.

Виготовлені експериментальні зразки та стенд для випробувань. Автором розроблена програма низки експериментів після проведення яких підтверджено: адекватність розроблених розрахункових схем та математичних моделей пропонованого пристрою; теоретичні положення про тісний взаємозв'язок кривизни паза направляючої пластини пропонованого клапана і його характеристики редукування (похибка між теоретичними і експериментальними даними становить 6...14 %); теоретичні положення про автономну стабілізацію тиску на «виході» клапана при зміні тиску на «вході» (похибка між теоретичними і експериментальними даними склала 8...16 %); теоретичні положення про автономну стабілізацію тиску «за клапаном» при зміні сумарної витрати в системі за «входом» з клапану (імітація «включення споживачів»). Похибка між теоретичними і експериментальними даними склала 8...15 %.

Таким чином поставлені в дисертаційній роботі цілі були досягнуті, а сформульовані наукові завдання – вирішені.

Практичну цінність дисертаційної роботи підтверджено актами впровадження результатів до промисловості, а саме *Huzhou Machine Tool Works Co.,Ltd* (КНР) і ТОВ "ЕЛЕМЕНТ" м. Одеса. Результати роботи також

використовуються при виконанні держбюджетних НДР Міністерства освіти України. Основні положення, висновки та рекомендації, викладені в дисертаційній роботі, використовуються у навчальному процесі Інституту промислових технологій, дизайну і менеджменту, Одеського національного політехнічного університету.

Ключові слова: пасивний редуційний клапан, механічна система управління, кінематичний граф, модифікований кінематичний граф, матриця складання, цільова характеристика редукування.

ABSTRACT

Zhang Yiheng. Substantiation of parameters of direct passive pressure reducing valves with mechanical control system. – Manuscript.

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy (PhD) in specialty 131 "Applied Mechanics". - Odessa National Polytechnic University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2020.

The dissertation research is devoted to actual questions of synthesis and the analysis of designs of essentially new direct passive reducing valves with mechanical control system and substantiation of their structural parameters.

Improving the requirements for quality and accuracy of technological processes in case of their intensification, increasing the efficiency of existing valves of direct pressure reduction as the main element determining the efficiency of pipelines, requires their significant improvement in terms of compliance, multiplicity and reduction of their weight and size. The use of active pressure reduction systems that have a high potential to reduce dynamic processes in the pipeline and work in real time, in most cases is unprofitable, due to the significant cost, and is justified only in conditions where the requirements for mass and size of equipment are low.

Currently, there are no scientifically sound recommendations for expanding the functionality of direct passive pressure reducing valves, which include typical chokes, which determined the direction of theoretical and experimental studies.

In the dissertation work the analysis of existing designs of direct passive reduction valves is carried out. The analysis was performed using a system of scientific principles and techniques that allowed to determine the scope of direct passive pressure reducing valves, to compare their functionality associated with their kinematic structures, to determine the main directions of their development, as well as to establish the impact of their reduction characteristics on dynamic processes in pipelines for various purposes.

The main scientific results of the work are as follows. As a result of critical analysis of most types of existing direct passive pressure reducing valves, it was determined that in order to expand their functionality the most promising are the synthesis problems associated with the expansion of additional mechanical structures of existing direct pressure reducing valves membrane type.

For the first time for the synthesis of elements of hydro-pneumatic equipment, in the form of fundamentally new passive direct reduction valves, a technique based on the axiomatic theory of synthesis of elastic devices using graph theory was successfully used. As a result of this technique: for the first time it is proposed to use modified kinematic graphs as a model in the analysis and synthesis of direct passive pressure relief valves with an additional mechanical control system with refinement of the existing model in the form of a multigraph; in the synthesis of direct passive pressure reducing valves with an additional mechanical control system, for the first time in the graph model of the device, in the form of a modified kinematic graph, scientifically substantiated replacement of virtual kinematic pair of 4th class with its real analogue, it is shown that this replacement leads to a variety of solutions; proposed to select the optimal solution, in the case of their multivariate, to use in the addition matrices, when determining the energy of graphs, weights in the following priority: "main parameter" - "auxiliary parameter" - "technological complexity of manufacture"; two fundamentally new passive pressure reducing valves were synthesized, the originality of which was confirmed by the corresponding patents for inventions of Ukraine and China.

For the first time, mathematical models and calculation schemes for the optimal solution obtained during the synthesis were developed in the work, which later received a constructive implementation. This allowed, by varying the design parameters to obtain the characteristics of the reduction, which cannot be realized with the known designs of direct passive pressure reducing valves. The close relationship between the geometric parameters of the additional mechanical control system and the recovery characteristic is scientifically substantiated, which led to the directions of research of reproduction of the target characteristics of reduction. It was found that the efficiency of the proposed pressure reducing valve is much higher than the existing ones (compliance factor $k_v = 0.86 \dots 0.95$ in contrast to the existing $k_v = 0.56 \dots 0.75$, and the multiplicity factor $k_k = 2 \dots 5$ in contrast from the existing $k_k = 1.5 \dots 2.4$).

The author proposes a mathematical model to determine the dynamic stability of the developed devices, while scientifically substantiated the use of different models of friction depending on the type of working fluid. Using the numerical Runge-Kutta method and Kennings-Lamiere diagrams, it was found that the proposed device is dynamically stable, and the possibility of self-oscillations is associated only with the value of the viscosity coefficient β and the value of the flow at the valve inlet Q .

The comparative researches of dynamics of hydraulic system which structure besides the reducing valve includes other elements of the hydraulic equipment are carried out in work. A widely used pressure reducing valve RD - 120 is used as a control device. It is established that at change of giving of the pump (at constant other initial data) in the investigated range the constant value of pressure in system remains practically at one level, however for the valve of type RD pressure fluctuations make 12 ... 15%, and for the offered valve 6 ... 8%, which corresponds to the expected cost-difference characteristic; the change in the safety volume of the working fluid and the friction force does not significantly affect the quality of the transient process, and the constant value of the pressure in the system p_1 remains unchanged. At low costs for the valve type RD there are pressure pulsations p_1 (about 15% of the constant value),

and for the proposed valve pressure pulsations are almost absent (less than 2% of the constant value).

The author proposes a procedure for formalizing the mathematical description of a direct passive pressure reducing valve with a mechanical control system to assess its performance by the criteria of error in operation and tightness. The results of mathematical modeling to determine the influence of various factors on the error of the valve in question indicate that they can be both linear and nonlinear depending on the changing factor. It is established that the existing criterion of efficiency in the form of tightness to the offered valve cannot be applied owing to its constructive differences from existing.

Experimental samples and a test stand were made. The author developed a program of a number of experiments after which it was confirmed: the adequacy of the developed calculation schemes and mathematical models of the proposed device; theoretical provisions on the close relationship of the curvature of the groove of the guide plate of the proposed valve and its reduction characteristics (the error between theoretical and experimental data is 6...14%); theoretical provisions on the autonomous stabilization of the pressure at the "outlet" of the valve when the pressure at the "inlet" changes (the error between theoretical and experimental data was 8...16%); theoretical provisions on the autonomous stabilization of pressure "behind the valve" when changing the total flow in the system at the "inlet" of the valve (imitation of "consumer inclusion"), the error between theoretical and experimental data was 8... 15%.

Thus, the goals set in the dissertation were achieved, and the formulated scientific tasks were solved.

The practical value of the dissertation is confirmed by the acts of implementation of results in the industry, namely Huzhou Machine Tool Works Co., Ltd (China) and "ELEMENT". LLC (Ukraine, Odessa) and are also used in the implementation of state budget research of the Ministry of Education of Ukraine. The main provisions, conclusions and recommendations set out in the dissertation are

used in the educational process of the Institute of Industrial Technology, Design and Management, Odessa National Polytechnic University.

Key words: passive reduction valve, mechanical control system, kinematic graph, modified kinematic graph, addition matrix, target characteristic of reduction.

Список публікацій здобувача

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати

1. I.I. Sydorenko, Zhang Yiheng. Synthesis of lever-blade dampers with enhanced mechanical structure. *Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi*. 2015. № 1. pp. 15 – 20.

2. Sydorenko Igor I., Korolyov Alexander V. Zhang Yiheng. Synthesis of pressure reducing valve with enhanced functionality. *Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi*. 2017. №1. pp. 34 – 42.

3. Sydorenko, I., Sinko, I., Zhang, Y. Characteristics of pressure passive reduction valve with mechanical control system. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. pp. 608 – 615 (Scopus. ISSN 2195-4356 ISSN 2195-4364 (electronic))

4. Zhang, Y., Sydorenko, I., Tonkonogyi, V., Bovnegra, L., Dašić.. Structural Analysis of Direct Passive Pressure Reducing Valves Using Modified Kinematic Graphs. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2020. pp.114 – 121 (Scopus. ISSN 2367–3370 ISSN 2367–3389 (electronic)).

5. Sydorenko, I., Tonkonogyi, V., Babych, Y., Barchanova, Y., Zhang, Y.. Operating Characteristics of Lever-Blade Shock Absorbers with the Extended Mechanical Structure. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. pp. 95–104 (Scopus. ISSN 2195–4356 ISSN 2195–4364 (electronic)).

6. Амортизатор важільно – лопатевий: пат. UA 112593 C2 Україна: МПК F16F 9/14. № а2015 01215; заявл. 13.02.2015; опубл.: 26.09.2016, Бюл. № 18. – 5 с.

7. Амортизатор важільно – лопатевий: пат. UA 123643 U Україна: МПК F16K 9/14 № u 2017 04390; заявл. 03.05.2017; опубл.: 12.03.2018, Бюл. № 5. – 5 с.

8. Редукційний клапан: пат. UA 123644 U Україна: МПК F16K 17/06. № u 2017 04412; заявл. 03.05.2017; опубл.: 12.03.2018, Бюл. № 5. – 5 с.

9. 中国实用新型专利 CN 206487819 U 《一种杠杆叶片式液压减震器》西多连科·伊戈尔·伊万诺维奇; 张懿恒。专利申请日: 2016-10-12, 专利授权日: 2017-09-12。Chinese utility model patent CN 206487819 U 《一种杠杆-叶片式液压减震器》 I.I. Sydorenko, Zhang Yiheng。 2017-09-12.

10. 中国发明专利 CN 107061818 B 《一种减压阀门》西多连科·伊戈尔·伊万诺维奇; 张懿恒。 专利申请日: 2016-12-08, 专利授权日: 2019-01-22。Chinese invention patent CN 107061818 B 《一种杠杆-叶片式液压减震器》 I.I. Sydorenko, Zhang Yiheng。 2019-01-22

*Наукові праці апробаційного характеру та
праці, в яких опубліковані додаткові наукові результати*

1. Сидоренко, І. Чжан Ихен. Застосування методики модифікації кінематичного графу при синтезі редукційного клапану з механічною системою керування. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: Матеріали 5-а Міжнародна науково-технічна конференція 2016. Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2016. С. 168 – 173.

2. Ihor Sydorenko, Inna Sinko and Yiheng Zhang. Characteristics of pressure passive reduction valve with mechanical control system *Selected Papers from the Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes (InterPartner-2019), September 10-13, 2019. Odessa, 2019, P. 608 – 615.*

ЗМІСТ

ВСТУП	15
РАЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ТЕОРІЇ ТА ПРАКТИКИ ВИКОРИСТАННЯ РЕДУКЦІЙНИХ КЛАПАНІВ У СКЛАДІ ГІДРАВЛІНИХ ТА ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ	21
1.1 Використання, властивості та оцінка ефективності редукційних клапанів.....	21
1.2 Аналіз існуючих конструкцій редукційних клапанів прямої дії з ручним налаштуванням і керованих. Конструктивні напрямки їх розвитку.....	26
1.3 Аналіз аналітичних досліджень редукційних клапанів і гідравлічних та пневматичних систем, в складі яких вони працюють.....	33
1.4. Аналіз експериментальних досліджень редукційних клапанів і гідравлічних та пневматичних систем, в складі яких вони працюють.....	37
1.5 Висновки за розділом 1. Мета, предмет, об'єкт та основні задачі дослідження.....	42
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ПРЯМИХ ПАСИВНИХ РЕДУКЦІЙНИХ КЛАПАНІВ З МЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ	46
2.1 Модифіковані кінематичні графи. Аналіз існуючих конструкцій прямих пасивних редукційних клапанів на основі модифікованих кінематичних графів	46
2.2. Синтез структур прямих пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління на основі модифікованих кінематичних графів	54
2.3. Конструктивна реалізація, аналіз синтезованої структури прямого пасивного редукційного клапану з механічною системою управління	58

2.4 Синтез цільової характеристики редукування за допомогою прямого пасивного редуційного клапану з механічною системою управління	65
2.5. Висновки за розділом 2.....	70
РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРЯМОГО ПАСИВНОГО РЕДУКЦІЙНОГО КЛАПАНУ З МЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ, ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ У СКЛАДІ ЯКИХ ВІН ПРАЦЮЄ	73
3.1. Особливості математичного моделювання прямого пасивного редуційного клапану з механічною системою управління.	74
3.2. Математичне моделювання динамічних процесів у прямому пасивному редуційному клапані з механічною системою управління. Оцінювання динамічної стійкості клапану	77
3.3. Внутрішні динамічні процеси у прямому пасивному редуційному клапані з механічною системою управління при його спільній роботі з іншими елементами гідравлічних і пневматичних систем	87
3.4. Математична модель оцінювання працездатності прямого пасивного редуційного клапану з механічною системою управління	98
3.5. Визначення надійності синтезованої системи к вигляді прямого редуційного клапану з механічною системою управління.....	106
3.6. Висновки за розділом 3	110
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРЯМОГО ПАСИВНОГО РЕДУКЦІЙНОГО КЛАПАНУ З МЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ.....	113
4.1. Експериментальні зразки прямого пасивного редуційного клапану з механічною системою управління	113
4.2. Експериментальне обладнання и засобі вимірювання.	

Планування експерименту і оцінювання достовірності його результатів	118
4.3. Експериментальне визначення характеристик редукування пасивного прямого редуційного клапану з механічною системою управління, що визначає їх взаємозв'язок з кривизною пази напрямної пластини	124
4.4. Експериментальне визначення характеристик редукування пасивного прямого редуційного клапану з механічною системою управління, що визначають стабілізацію тиску	135
4.5. Висновки за розділом 4	142
ВИСНОВКИ.....	145
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	148
Додаток А. Акти впровадження, що підтверджують практичне значення наукових результатів дисертаційної роботи	160

ВСТУП

Підвищення вимог до якості та точності технологічних процесів, в разі їх інтенсифікації, підвищення ефективності використання існуючих прямих редуційних клапанів, як основного елементу, що у більшості випадків визначає працездатність трубопроводів, потребує їх значного удосконалення за показниками відповідності, кратності, а також зменшення їх масо-габаритних показників.

Актуальність теми. Теорія і практика використання відомих редуційних клапанів в складі технічних систем показав, що їх конструкції розробляються з урахуванням вимог відповідності встановленим критеріям якості досить широкого переліку завдань. До таких завдань відносяться: стабілізація тиску в трубопроводах в разі його живлення від поповнюваних джерел (газобалонне обладнання); зниження тиску в трубопроводі при його живленні від джерела з надлишковим тиском; стабілізація перепадів тиску в трубопроводі при одночасному включенні (виключенні) певного числа споживачів (на поточний час вирішується опціонально); оптимізація технологічних процесів при використанні редуційного клапана в складі пневмо- або гідросистеми управління шляхом реалізації цільових показників редукування. Слід зазначити, що інтенсифікація та оптимізація технологічних процесів, підвищені вимоги до функціональних можливостей технічних систем, все більше вимагає від редуційних клапанів точності відтворення характеристики редукування, а в разі їх застосування в складі систем управління – підвищених функціональних можливостей по реалізації цільових показників редукування.

На сучасному етапі практика синтезу редуційних клапанів для вирішення представлених завдань заснована на використанні металевої мембрани круглої форми як датчика тиску на вході редуційного клапану. У більшості випадків конструкції таких редуційних клапанів реалізовані на ламінарному дроселі, що визначає лінійну характеристику редукування і не завжди є оптимальним. Відомі випадки, коли для отримання відмінної від

лінійної характеристики редукування, використовувалася пара редукційних клапанів з різною схемою установки або редукційні клапани з додатковими пасивними елементами управління. У ряді випадків використовувалися клапани побудовані на турбулентному дроселі. Однак результати таких спроб є дуже неоднозначними, оскільки клапани з ламінарним дроселем в цьому випадку дозволяють реалізувати кусочно-лінійні характеристики зі значною втратою точності характеристики редукування, а клапани з турбулентним дроселем дозволяють реалізувати тільки кубічні характеристики редукування все з тією ж втратою точності характеристики редукування.

В даний час найбільш ефективними пристроями слід визнати активні редукційні клапани з зовнішньою системою управління (найчастіше з електромеханічною). Вони дозволяють реалізувати цільові характеристики редукування в режимі реального часу. Однак, в наслідок їх значних габаритів, високої вартості і складності, ці пристрої використовуються вибірково.

Значний розрив між функціональними можливостями пасивних і активних редукційних клапанів, пов'язаний різницею в насиченості їхніх структур елементами контролю та управління, а також певні обмеження на застосування активних редукційних клапанів визначають **актуальність** синтезу та наукового обґрунтування параметрів структур принципово нових прямих пасивних редукційних клапанів, функціональні можливості яких істотно розширені внаслідок введення до їхньої структури додаткової механічної системи управління, що складається тільки з механічних елементів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконувалася відповідно до координаційного плану держбюджетних НДР Міністерства освіти і науки України, кафедри «Теоретична механіка» Одеського національного політехнічного університету "Наукові обґрунтування визначення динамічних міцнісних, якісних параметрів і технічного рівня механічних систем" (№ державної реєстрації 011U006767) "Розробка та удосконалення пружних та демпфіруючих елементів почіпок" (№ державної реєстрації 0115U000832).

Мета і завдання дослідження. Мета дослідження – розвиток теоретичних і практичних методів науково обґрунтованого аналізу і синтезу структур принципово нових пасивних прямих редуційних клапанів з механічною системою управління, функціональні можливості яких, по реалізації цільової характеристики редукування і її точності, значно розширені за рахунок додавання до їх основної механічної структури додаткової механічної структури управління.

Поставлена мета дослідження досягається шляхом вирішення комплексу наступних **задач дослідження:**

1. Аналіз існуючих і обґрунтований вибір методики синтезу прямого редуційного клапана з механічною системою управління.

2. Синтез, як мінімум, одного зразка оригінальної структури прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.

3. Оптимізація синтезованого зразка при його конструкторській реалізації за габаритними показниками.

4. Розробка узагальненої математичної моделі прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління, оцінка його ефективності та надійності.

5. Розробка узагальненої методики проектування прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.

6. Фізичне моделювання з теоретичних положень і оцінка ефективності та надійності прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.

7. Визначення загальних положень щодо направлення подальшого розвитку оптимізації коливальних явищ в пневмо- і гідروпроводі за допомогою прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.

Об'єкт дослідження – процеси функціонування пасивних прямих редуційних клапанів з механічною системою управління, методи і алгоритми їх оптимального синтезу і проектування за показниками відповідності та кратності;

Предмет дослідження – редуційні властивості і функціональна взаємодія між елементами пасивного прямого редуційного клапана

У роботі структури, що обумовлюють об'єкт дослідження, визначені пристроями з обмеженням за діаметром трубопроводу 20...50 мм і максимальним тиском 4 МПа.

Методи досліджень. Визначена та використана методика синтезу структур пружних та дисипативних пристроїв, яка базується на теорії функціонально – структурного аналізу з використанням модифікованих кінематичних графів; математичне моделювання пасивних прямих редуційних клапанів з механічною системою управління і подальші теоретичні дослідження їх динамічної стійкості, коливань тиску та коливань в механічній частині клапану при його роботі у різних штатних режимах виконано з використанням методів аналітичної механіки, наближеного аналітичного і чисельного рішення диференціальних рівнянь другого порядку (методами гармонійного балансу, Рунге – Кутта, побудовами діаграм Кенінгса-Ламерея) з використанням програмних продуктів *Maple* 18 та *Matlab* 12; результат застосування обраної методики синтезу у вигляді структурних тривимірних моделей прототипів прямих пасивних редуційних клапанів з механічною системою управління виконано засобами тривимірного комп'ютерного моделювання в середовищі *AutoDesk Inventor Series* 16; для стендових випробувань дослідних зразків використовувалися методи чисельного і фізичного експерименту; обробку результатів експериментальних досліджень виконано методами теорії ймовірності та кореляційного аналізу з використанням програмного математичного пакета *Maple* 18.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

– вперше, для синтезу елементів гідро–пневмо апаратури, у вигляді принципово нових пасивних прямих редуційних клапанів, вдало використана методика, яка базується на аксіоматичній теорії синтезу пружних пристроїв з використанням теорії графів.

– вперше запропоновано при аналізі і синтезі прямих пасивних

редукційних клапанів з механічною системою управління використовувати в якості моделі модифіковані кінематичні графи, уточнивши існуючу модель, у вигляді мультиграфу, явним орграфом, який визначає основну функціональну взаємодію елементів клапана;

- вперше при синтезі прямих пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління розроблена модель у вигляді модифікованого кінематичного графу, науково обґрунтована заміна віртуальної кінематичної пари 4-го класу на її реальний аналог, показано, що дана заміна призводить до багатоваріантності рішень;

- вперше запропоновано для вибору оптимального рішення, в разі їх багатоваріантності, використовувати в матрицях складання, при визначенні енергії графів, вагових коефіцієнтів в наступному пріоритеті: «основний параметр» - «допоміжний параметр» - «технологічна складність виготовлення»;

- вперше синтезовано два принципово нових пасивних редукційних клапана, оригінальність яких підтверджена відповідними патентами на винаходи України та КНР.

- дістав подальший розвиток метод застосування модифікованих кінематичних графів до аналізу і синтезу механічних систем;

- дістав подальший розвиток метод оцінки надійності синтезованих технічних систем за допомогою графу станів.

Практичне значення отриманих результатів. Практичну цінність дисертаційної роботи підтверджено актами впровадження її результатів до промисловості, а саме *Huzhou Machine Tool Works Co.,Ltd* (КНР) і ТОВ "ЕЛЕМЕНТ" м. Одеса. Результати дисертаційної роботи також використовуються при виконанні держбюджетних НДР Міністерства освіти України. Основні положення, висновки та рекомендації, викладені в дисертаційній роботі, використовуються у навчальному процесі Інституту промислових технологій, дизайну і менеджменту, Одеського національного політехнічного університету.

Особистий внесок здобувача. Результати теоретичних і експериментальних досліджень, що представлені до захисту, отримані автором самостійно. Постановка наукових завдань і обговорення результатів проводилися разом з науковим керівником. У роботах опублікованих у співавторстві, особистий внесок здобувача полягає в наступному: [1] – аналіз та формулювання відмінних ознак прямих пасивних редукційних клапанів; [2] – обґрунтування структурної моделі, синтез пристрою. [3] – створення 3-D моделі, обґрунтування функціональної взаємодії елементів. [4] – розробка розрахункової схеми, визначення динамічних характеристик, [5] – обробка та аналіз результатів дослідження; [6-10] – конструктивне рішення та отримання патенту на винахід.

Апробація результатів дисертації. V Міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (Львів, 2016 р.); Міжнародна науково-технічна конференція «Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes» (InterPartner-2019), (Odessa, 2019). Міжнародна науково-технічна конференція «New Technologies, Development and Application NT-2020» (Sarajevo, 2020).

У повному обсязі дисертація розглядалася і схвалена на розширеному засіданні кафедри «Інформаційних технологій проектування в машинобудуванні», Інституту промислових технологій, дизайну та менеджменту», ОНПУ від 2 липня 2020 р. за участю провідних фахівців Одеського регіону в галузі аналізу та синтезу механічних структур та захисту від негативного прояву коливаль, динаміки і надійності механічних систем.

Публікації. За результатами дисертаційної роботи опубліковано 10 наукових праць: 3 статті у періодичних виданнях, що входять до міжнародної науково – метричної бази SCOPUS, 2 статті у спеціалізованих наукових журналах і збірниках наукових праць, затверджених ВАК України, які входять до міжнародних науково – метричних баз (*Index Copernicus, Google Scholar* та ін.), 3 патенти на винахід України; 2 патенти на винахід КНР.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ТЕОРІЇ ТА ПРАКТИКИ ВИКОРИСТАННЯ РЕДУКЦІЙНИХ КЛАПАНІВ У СКЛАДІ ГІДРАВЛІНИХ ТА ПНЕВМАТИЧНИХ ОСИСТЕМ

В даному розділі проведено аналіз теорії і практики використання редукційних клапанів в складі пневмо- і гідросистем. Розглянуто існуючі конструкції редукційних клапанів, проведено аналіз функціональної взаємодії між їх складовими елементами, які визначають їх основні функції. Наведено основні показники, які визначають ефективність використання. Розглянуто типові математичні моделі і методики розрахунків редукційних клапанів. Проведено аналіз експериментального обладнання та методик експериментального дослідження ефективності редукційних клапанів. Сформульовано висновки, які визначають мету, основні наукові завдання і напрямки досліджень.

1.1. Використання, властивості та оцінка ефективності редукційних клапанів.

Метою проведених досліджень є: аналіз існуючої теорії і практики використання редукційних клапанів в складі пневмо- і гідросистем, яка визначає спектр завдань, які вирішують з їх допомогою, а також визначення основних показників, які визначають ефективність їх застосування.

Основною властивістю будь-якої пневмо- або гідросистеми є її надійність. Ця властивість залежить від багатьох факторів, серед яких: раціональна компоновка елементів системи, правильність і точність їх розрахунку, якість їх виготовлення, якість поточного технічного обслуговування і т. ін. Але одним з найважливіших є надання елементам системи функціональних можливостей, які визначають їх ефективне функціональне взаємодія під час експлуатації даної системи.

Редукційний клапан – це автоматично діючий пневматичний або гідравлічний дросель. Дані пристрої дозволяють реалізувати наступні функції:

зниження тиску в лінії що відводиться від основної, підтримання тиску на постійному рівні і обмеження тиску (тільки для трьохлінійних клапанів).

В ідеалі, опір редукційного клапана в кожен момент часу має бути пропорційний різниці між змінним (підвищеним) тиском на вході і постійним зниженим (редукованим) тиском на виході. Характеристика редукування клапана в графічній інтерпретації може бути подана кількома видами , що представлено на рисунку 1.1.

Перший вид подання, це залежність «тиск на вході p_2 – витрата Q » (витратно-перепадна характеристика). З графіка видно, що збільшення минаючої через редукційний клапан витрати супроводжується зменшенням редукційного тиску (рисунок 1.1, а). Пояснюється це тим, що для пропущення більших витрат необхідно збільшення прохідного перетину клапана. Крутизна характеристики редукційного клапана $K_{КА}$ прямої дії, а значить, і точність підтримки редукованого тиску залежить від налаштування клапана. Другий вид подання, це залежність «тиск на вході p_1 – тиск на виході p_2 » (рисунок 1.1, б). Такий вид подання дозволяє встановити діапазон тисків в якому клапан може бути налаштований (діапазон управління) і область тисків, де робота клапана неможлива.

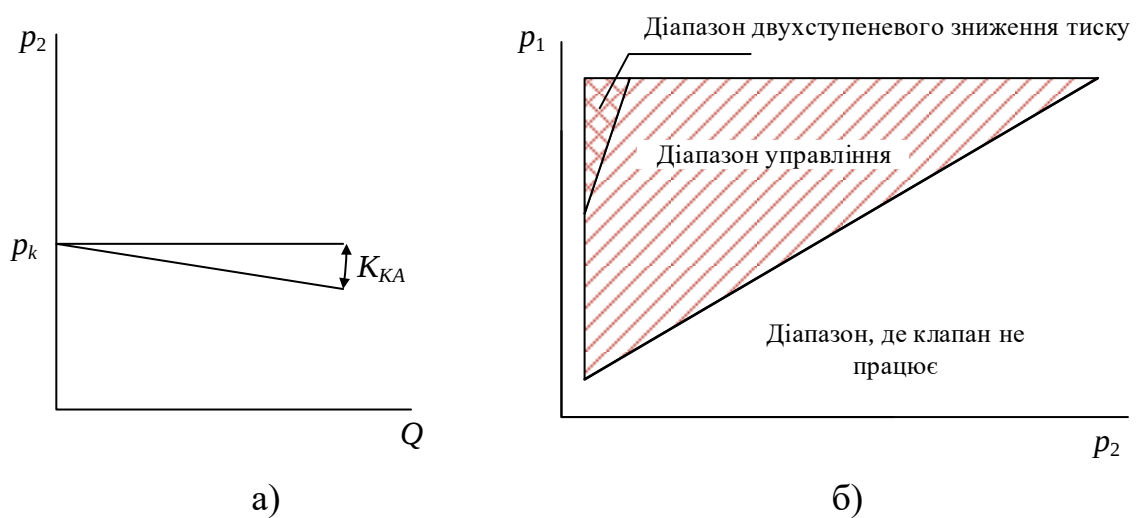


Рисунок 1.1 – Характеристики редукційного клапана: у вигляді «тиск на виході p_2 – витрата Q » (а); у вигляді тиск на вході p_1 – тиск на виході p_2 (б).

Область застосування редукційних клапанів досить широка. Наприклад, ці клапани застосовуються в гідроприводі в тому випадку, коли від одного джерела гідравлічної енергії (насоса) необхідно живити кілька споживачів гідравлічної енергії (гідродвигунів), що працюють одночасно і мають різний характер навантаження. Необхідність застосування редукційного клапана обумовлена тим, що включення в роботу одного з гідродвигунів призводить (при відсутності редукційного клапана) до зміни тиску на вході в інші гідродвигуни, а отже, і до падіння зусиль на вихідних ланках гідродвигунів. Однак, якщо гідродвигуни включаються в роботу не одночасно або мають однакові характеристики навантажень, то використання редукційних клапанів, як правило, вважається необов'язковим.

На відміну від гідроприводу в пневмоприводі застосування редукційних клапанів є обов'язковим, оскільки, внаслідок стискання повітря, пневматичні системи схильні до значних коливань тиску.

До основних характеристик редукційних клапанів можна віднести:

- номінальний діаметр отвору в приєднувальних патрубках D_N . Значення D_N застосовується для уніфікації типорозмірів трубопровідної арматури. Фактичний діаметр отвору може незначно відрізнятись від номінального в більшу або меншу сторону. Ряд умовних проходів D_N трубопровідної арматури регламентований відповідним стандартом [11].

- номінальний тиск P_N – найбільший надмірний тиск робочого середовища з температурою 20°C, при якому забезпечується тривала і безпечна експлуатація. Ряд номінальних тисків P_N трубопровідної арматури регламентований відповідним стандартом [12].

- коефіцієнт пропускної здатності редукційного клапана K_{vs} відповідає витраті (Q) води, в м³/год з температурою у 20°C, при якому втрати напору на клапані регулятора складуть 1 бар. Значення коефіцієнта пропускної здатності використовується в гідравлічних розрахунках для визначення втрат напору.

– діапазон тисків підтримуваних клапаном (діапазон налаштування), залежить від пружності пружини (зусилля задатчика) контролюючого штока або мембрани редукційного клапана.

Остання характеристика дозволяє оцінювати ефективність того чи іншого редукційного клапана й тісно пов'язана з його функціональними можливостями. Ефективність клапана по реалізації необхідної (цільової) характеристики редукування в деякому діапазоні зміни тиску на його вході оцінюється за допомогою *коефіцієнта кратності* [13,14,15]

$$k_k = \frac{P_{\max}}{P_{\min}}; \quad (1.1)$$

де $P_{\max}$ і $P_{\min}$ – максимальне і мінімальне значення тиску на вході в клапан, які визначають межі діапазону його штатної роботи.

Найважливішим показником ефективності редукційного клапана є точність реалізації клапаном цільової характеристики редукування. Оцінка за цим показником проводиться за допомогою *коефіцієнта відповідності* [13, 16]

$$k_B = \sum_{i=1}^n \frac{P_{ц_i}}{P_{p(e)_i}}; \quad (1.2)$$

де n – кількість контрольованих точок на характеристиці;

$P_{ц_i}$ і $P_{p(e)_i}$ – значення тиску на виході з клапану відповідно на цільовій та розрахунковій (експериментальній) характеристиці у i -й точці.

Слід зазначити, що зростаючі вимоги до ефективності гідравлічного і пневматичного обладнання, особливо трансмісій, вимагає відсутності відхилень редукованого тиску від необхідного в процесі роботи, особливо коливань тиску в системі при одночасному включенні декількох пристроїв. Саме тому представлений показник ефективності можна вважати найбільш важливим.

У ряді випадків існуючі проблеми реалізації цільової характеристики редукування вдається вирішити шляхом установки в систему декількох клапанів, що представлено на рисунку 1.2. Наприклад, при високих перепадах тиску розглядається можливість «послідовної» установки клапанів.

Якщо на виході потрібний тиск менший, ніж максимально можливий

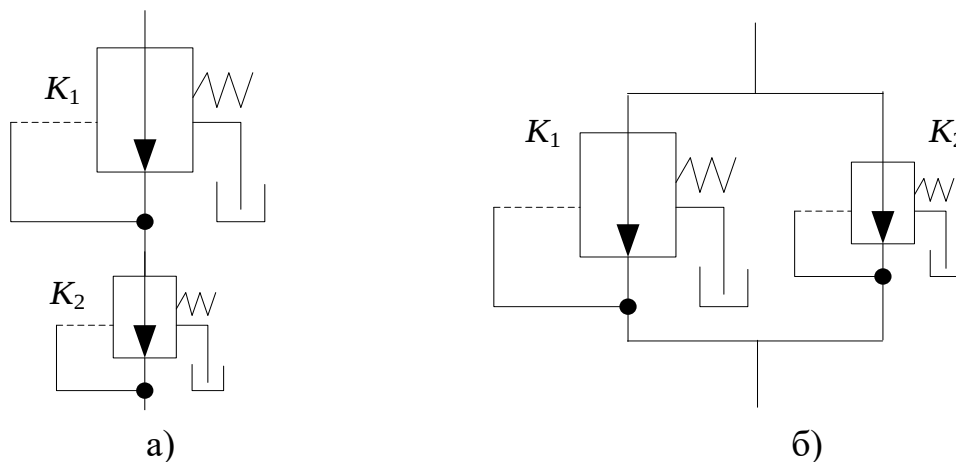


Рисунок 1.2 – Схеми установки редукційних клапанів в залежності від величини витрати: «послідовно» (а); «паралельно» (б)

перепад на клапані, в цьому випадку можуть бути використані два клапана K_1 і K_2 , які встановлюються «послідовно» (рисунок 1.2, а). Коли в системі великі зміни витрат, необхідно встановлювати два клапана «паралельно» (рисунок 1.2, б). У такій системі один більший K_1 і один менший K_2 клапан повинні бути встановлені з загальною продуктивністю більше, ніж максимально необхідно. Витрата меншого клапана K_2 повинна бути трохи більше мінімально необхідної витрати. Установка меншого клапана K_2 трохи вище мінімальної продуктивності більшого клапана K_1 забезпечить закриття більшого клапана при мінімальних витратах. При зростанні продуктивності тиск за клапанами падає, що забезпечує відкриття більшого клапана.

Однак, слід зазначити, що наведені рішення носять вибірковий характер, і не можуть застосовуватися в більшості випадків. Як правило, рішення того чи іншого завдання здійснюється за рахунок застосування певного виду клапанів, а в разі невідповідності їх характеристик необхідним визначає проектування нового клапана або його системи управління.

В якості критеріїв що визначають працездатність клапана як самостійного пристрою іноді використовують показники у вигляді помилки спрацьовування і оцінки герметичності пари «дросельний отвір – заслінка» [13,16,17].

Помилки спрацьовування для редукційних клапанів, з урахуванням

конструктивних особливостей визначається наступним емпіричним виразом

$$\delta_{\text{cp}} = \frac{Q_{\text{min}} + \eta \frac{d_c}{4}}{S_b}, \quad (1.3)$$

де d_c – діаметр дросельного отвору, в разі його круглої форми.

Для клапанів виконаних з сідлом для розрахунку герметичності (розрахунку ущільнюючої сили) використовується вираз

$$F_{\text{yn}} = (F_{\text{n}} + F_{\text{тр}}) - F_{\text{д}}, \quad (1.4)$$

де F_{n} – сила пружини; $F_{\text{тр}}$ – сила тертя; $F_{\text{д}}$ – сила тиску.

На основі проведеного аналізу встановлено наступне:

1. Редукційні клапани є одним з найбільш важливих представників гідроапаратури.

2. Одним з основних показників ефективності застосування редукційного клапана є його здатність реалізувати необхідну (цільову) характеристику редукування в деякому діапазоні зміни тиску на його вході. Даний показник оцінюється за допомогою *коефіцієнта кратності*.

3. Найважливішим показником ефективності редукційного клапана є точність реалізації клапаном цільової характеристики редукування. Оцінка за цим показником проводиться за допомогою *коефіцієнта відповідності*.

4. Рішення завдання по точності реалізації цільової характеристики редукування на сьогоднішній день здійснюється за рахунок застосування певного виду клапанів або схеми їх спільної установки, а в разі невідповідності їх характеристик необхідним рішення даного завдання призводить до проектування нового клапана або його системи управління.

1.2 Аналіз існуючих конструкцій редукційних клапанів прямої дії з ручним налаштуванням і керованих. Конструктивні напрямки їх розвитку.

Метою даного дослідження є: аналіз існуючих конструкцій редукційних клапанів прямої дії і керованих; аналіз функціональної взаємодії між їх складовими елементами, яка визначає основні функціональні можливості

редукційних клапанів і впливає на основні показник, які визначають ефективність їх застосування.

З огляду на велику різноманітність конструкцій редукційних клапанів їх конструкції доцільно розділити на два види: редукційні клапани прямої дії; редукційні клапани непрямої дії [13, 17, 18].

У свою чергу кожен із зазначених видів можна розділити на два підвиди: редукційні клапани з ручним налаштуванням; редукційні клапани керовані (найчастіше електроприводом, але можливі варіанти з пневмо- або гідроприводом) [13, 14, 17].

Розглянемо основні елементи та принцип роботи редукційного клапана прямої дії з налаштуванням (рисунок 1.3, а). Золотник 1 розташований в корпусі 2, в якому також встановлена пружина 3, її підтискання регулюється гвинтом 4 (рисунок 1.3, б). Тиск в напорній лінії (P_n) підводиться до робочої порожнини золотника 1, не здійснюючи на нього силового впливу, так як площі пасків золотника рівні. Осьовими силами, що діють на золотник є сила пружини і сила, яка обумовлена редукованим тиском на виході клапана ($P_{ред}$). Положення золотника буде визначатися силою дії пружини і редукованим тиском $P_{ред}$. Налаштування тиску на виході редукційного клапана здійснюється гвинтом 4, який підтискає пружину.

При збільшенні редукованого тиску, золотник, під дією цього тиску буде зміщуватися (вгору за схемою), зменшуючи площу прохідного перетину S , збільшуючи гідравлічний опір. В результаті збільшених втрат редукований тиск зменшиться до величини початкового налаштування. При зменшенні редукованого тиску золотник під дією зусилля пружини переміститься вниз, збільшуючи прохідний перетин. В результаті зниження втрат, тиск у лінії відводу досягне величини налаштування.

У редукційному клапані прямої дії на золотник з одного боку впливає пружина, а з іншого – редукований тиск. Зусилля пружини залежить від ступеня її стиснення, тобто від положення золотника, яке, в свою чергу, залежить від витрати на виході клапана. У зв'язку з цим при збільшенні витраті

через редукційний клапан прямої дії буде зменшуватися редукований тиск. Ця особливість роботи клапанів прямої дії може робити істотний вплив на роботу клапана при великих величинах витрати. Тому для роботи при великих витратах використовують *редукційні клапани непрямої дії* (рисунки 1.4, а).

Рідина підводиться в клапан через отвір 9, пройшовши через зазор між золотником 5 і сідлом в корпусі, рідина надходить в лінію відведення 10. Тиск рідини в лінії відведення впливає на нижній торець золотника. Рідина з лінії відведення, до того ж, через постійний дросель 4 підводиться до верхнього торця золотника і до кульки 1, яка підтиснута пружиною 2, зусилля підтикання регулюється гвинтом 6. Лінія 7 з'єднується зі зливом (рисунки 1.4, б). Положення золотника 5 визначається співвідношенням сил тиску в лінії відведення (редукованого) і тиску в камері 8. Величина тиску в камері 8 залежить від налаштування пружини 2, тобто величину тиску налаштування клапана можна регулювати гвинтом 6.

У разі збільшення тиску в лінії, яка відводиться від основної вище тиску налаштування, кулька відсунеться від сідла, пропускаючи частину рідини на злив. В результаті появи витрати через дросель 4, тиск на верхній торець золотника знизиться (через втрати на дроселі), золотник під дією редукованого тиску переміститься вгору, зменшуючи прохідний перетин, що викликає зниження редукованого тиску до величини налаштування.

Слід зазначити, що переважна більшість існуючих редукційних клапанів є клапанами прямої дії і найчастіше реалізовані у вигляді пристроїв мембранного типу (рисунки 1.5, а). Пристрій орієнтований в трубопроводі за допомогою фланців, виконаних в нижній частині корпусу і працює наступним чином. З порожнини І, яка утворена нижньою і середньою частинами корпусу 0, середовище, що транспортується, перетікає в його нижню частину через щілину утворену сідлом, закріпленим на корпусі, і тарілкою клапана закріпленою на рухомому штоку 1, прямуючи далі на вихід. Система управління, яка визначає налаштування на зміну тиску, розташована в порожнині ІІ, яка утворена середньою частиною і кришкою корпусу 0. Вона складається з трьох основних

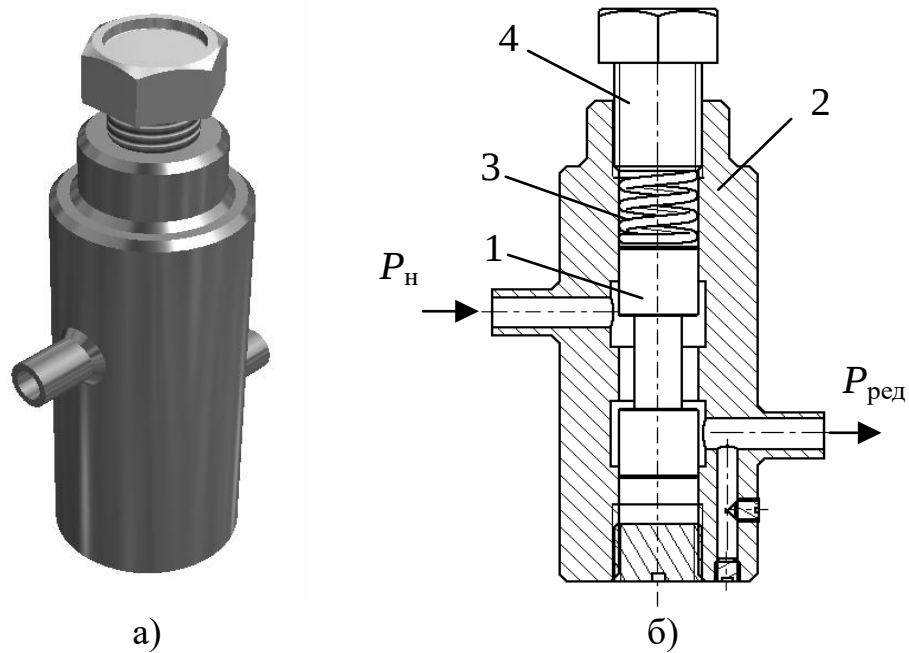


Рисунок 1.3 – Редукційний клапан прямої дії: зовнішній вигляд (а); складові елементи (б)

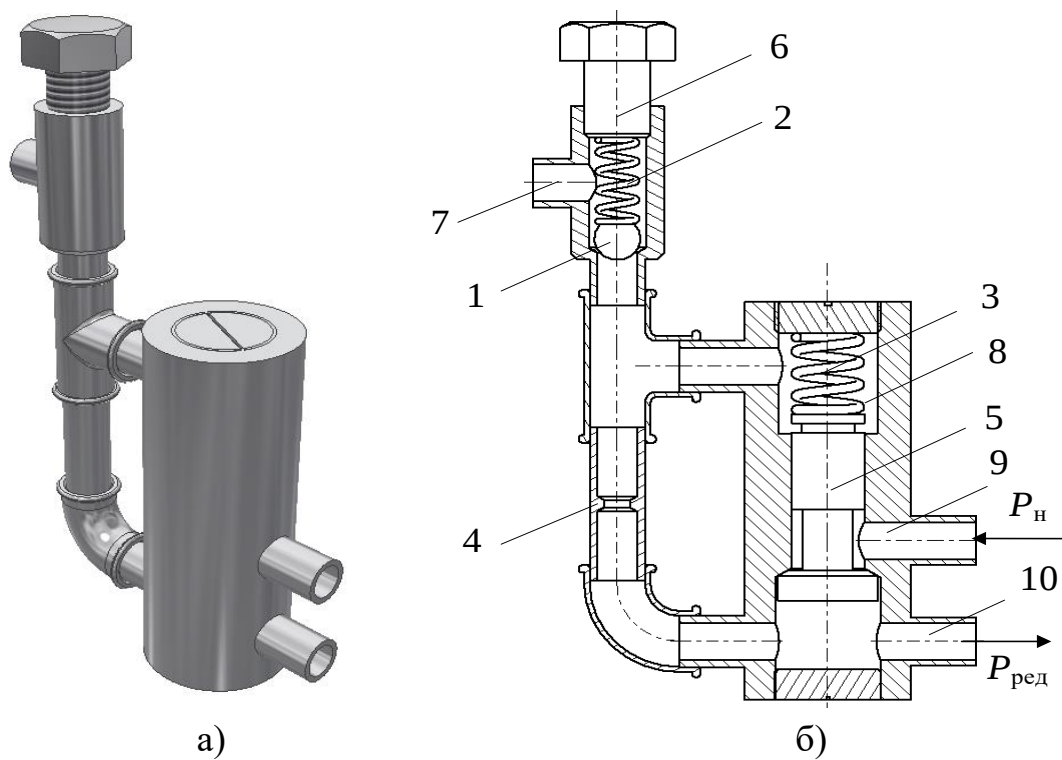


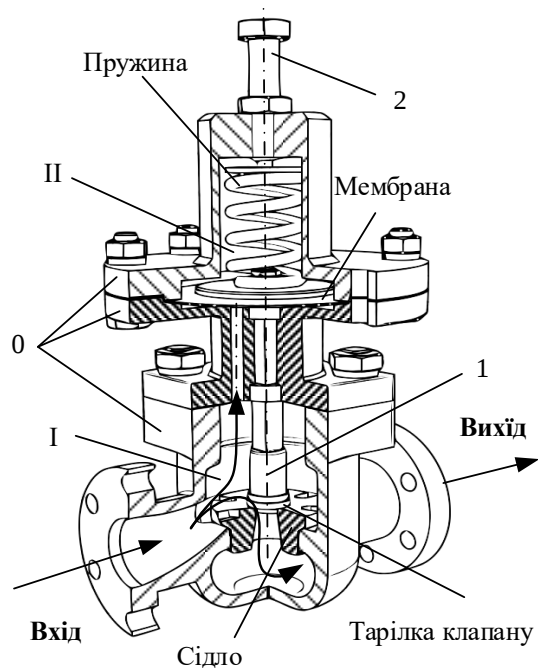
Рисунок 1.4 – Редукційний клапан непрямої дії: зовнішній вигляд (а); складові елементи (б)

елементів: елементи порівняння (датчика) – мембрани; задаючого елемента – пружини; регулюючого органу – гвинта 2. Елемент порівняння – мембрана ділить порожнину II на дві частини і в нижній частині порожнини контактує з середовищем, що передається, що надходить через циліндричний канал в середній частині корпусу 0. Зміна тиску середовища, що передається, призводить до деформації мембрани, яка в свою чергу у вигляді переміщення передається штоку 1. Вплив регулювального гвинта 1 на пружину дозволяє коригувати переміщення пов'язаного з нею штока 1 в залежності від величини тиску. Варіації переміщення штока, від яких залежить розмір щілини між закріпленої на ньому тарілкою клапана і сідлом, яке закріплене на корпусі 0 і визначає певне самокерування представленого пристрою.

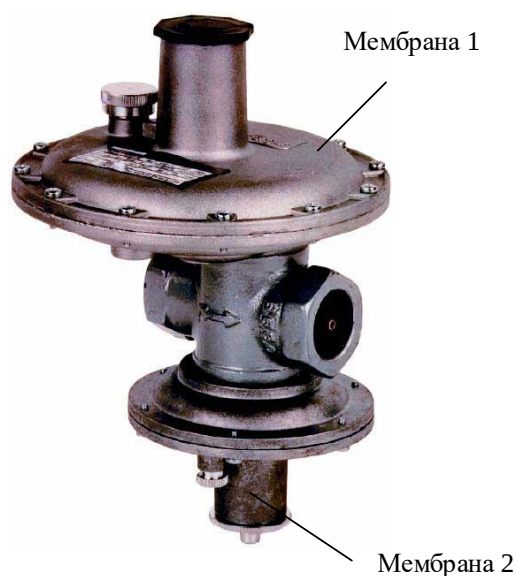
Застосування даного виду редуційних клапанів прямої дії в якості регулюючих клапанів тиску рекомендовано в разі автономності систем, їх суворой спеціалізації і відсутності в них взаємозалежних параметрів. Визначальною умовою їх застосування, які безпосередньо пов'язані з їх функціональними можливостями, вважають відсутність, за умовами експлуатації, вимог точності регулювання. [14, 20]. Це пов'язано з тим, що чутливість регуляторів прямої дії знижується через виконання чутливим елементом (мембраною) подвійних функцій: чутливого елемента і приводу управління. Саме проблема низької чутливості і потреба в більш точних регулюваннях привели до створення нових видів редуційних клапанів: полімембранних (рисунок 1.5, б). У таких редуційних клапанах точність регулювання підвищується шляхом додавання в структуру пристрою додаткових чутливих елементів різних форм і перетинів.

Розроблені і використовуються редуційні клапани з більш складною пасивною гідравлічною (пневматичною) системою управління (рисунок 1.5, в). У таких клапанах точність регулювання досягається за рахунок застосування додаткових елементів гідро- пневмо апаратури у вигляді клапанів та мембран.

Все більш зростаючі вимоги до точності регулювання тиску, створення систем з активною електромеханічної системою управління, в яких точність регулювання досягається за рахунок застосування зовнішніх датчиків і



а)



б)



в)



д)

Рисунок 1.5 – Редукційні клапани прямої дії: одно мембранний (а); двох мембранний (б); с гідравлічною системою управління (в); з активною електромеханічною системою управління (д)

механізмів управління (рисунки 1.5, д). Такі системи здатні реалізовувати необхідні характеристики редукування в режимі реального часу.

Однак представлені пасивні і активні пристрої мають ряд недоліків. Крім низької точності регулювання (що відноситься до всіх пристроїв мембранного типу) всі представлені типи пасивних керованих редукційних клапанів мають в своїй структурі додаткові, в більшості випадків дублюючі, елементи. Дані елементи як правило зовнішні і вводяться в структуру клапана з метою поліпшення його функціональних можливостей [13, 14, 15, 16, 21]. Як наслідок, це визначає як значні габарити і маси даних пристроїв, так і інерційність їх системи управління, що в ряді випадків нівелює їх функціональні переваги в порівнянні з пристроями без управління. Крім того, активні пристрої містять в своєму складі вимірювальні датчики і механізми управління зі своїм приводом, яким, в свою чергу, необхідне додаткове джерело енергії. Тому собівартість активних систем висока, а їх експлуатація досить складна [15, 21].

На основі проведеного аналізу встановлено наступне:

1. Більшість з вживаних в даний час редукційних клапанів є редукційними клапанами прямої дії.
2. Існуючі прямі редукційні клапани і більшість непрямих редукційних клапанів є мембранними пристроями і мають низьку точність регулювання.
3. Відомі пасивні прямі регульовані редукційні клапани, в які, з метою поліпшення їх функціональних властивостей, введені додаткові елементи гідро-пневмо апаратури у вигляді клапанів та мембран. Такий підхід до підвищення точності регулювання характеристики редукування визначає значні габарити і масу даних пристроїв.
4. Існуючі активні прямі редукційні клапани містять в своєму складі вимірювальні датчики і механізми управління зі своїм приводом, яким, в свою чергу, необхідне додаткове джерело енергії. Тому, крім значних габаритів і маси даних пристроїв, їх собівартість і експлуатаційні витрати високі, а їх експлуатація вимагає кваліфікованого персоналу.

1.3. Аналіз аналітичних досліджень редукційних клапанів і гідравлічних та пневматичних систем, в складі яких вони працюють.

Метою проведеного дослідження є: аналіз теоретичних досліджень пов'язаних визначенням дроселюючої характеристики редукційних клапанів; аналіз впливу дроселюючих характеристик клапанів на зміну загального тиску в системі при різних режимах роботи що в нього входять. Теоретичні дослідження пов'язані з визначенням дроселюючих характеристик редукційних клапанів виконують з урахуванням геометричних параметрів їх складових систем, а також функціональної взаємодії між ними.

У попередньому підрозділі зазначено, що редукційні клапани можуть бути нерегульованими і регульованими. У нерегульованих редукційних клапанах реалізовано постійний робочий прохідний (дросельний) перетин. Вони служать для обмеження витрати робочої рідини. Регульовані редукційні клапани, що мають змінний прохідний перетин, служать для зміни витрати робочої рідини.

Саме вид прохідного перетину – дроселя, в ряді випадків і визначає відповідний вид розрахунку.

За принципом дії розрізняють турбулентні і ламінарні дроселі. У турбулентних дроселях опір створюється в основному за рахунок втрат на раптове звуження і розширення потоку рідини, характерне для щільних прохідних перетинів. Завдяки цьому коефіцієнт витрати рідини, що визначає залежність витрати від перепаду тиску на дроселі, залежить тільки від числа

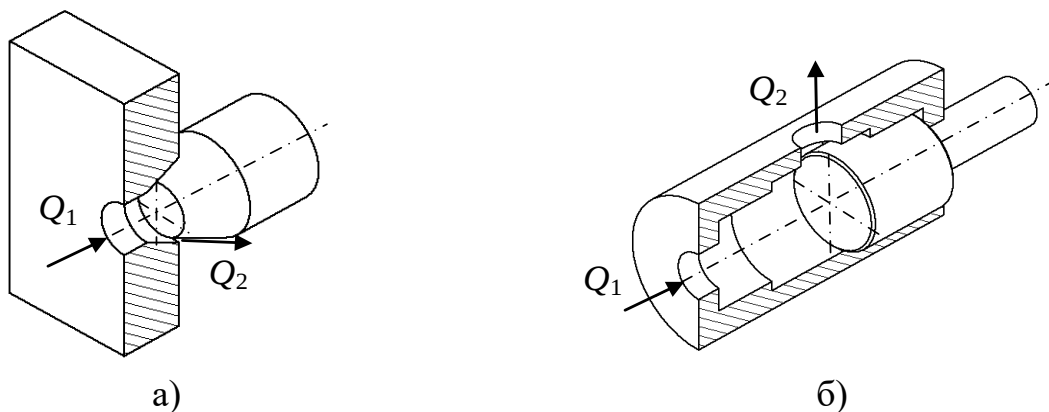


Рисунок 1.6 – Види дроселів: ламінарний (а); турбулентний (б)

Рейнольдса і не залежить від в'язкості, тобто від температури робочої рідини. У ламінарних дроселях опір створюється в основному силами рідинного тертя, в результаті чого витрата робочої рідини в значній мірі залежить від її температури. Конструктивні схеми найбільш часто використовуваних дроселів наведені на рисунку 1.6.

Залежно від виду редукційного клапана його теоретичні дослідження мають різний підхід [16, 17, 20, 21]. Так, в разі некерованого редукційного клапана визначаються його статичні характеристики, а саме залежності тиску на виході з клапана p_2 від тиску на вході p_1 і від витрати рідини Q через нього.

Вони можуть бути отримані з таких рівнянь, при записі яких сила тертя і гідродинамічна сила прийняті рівними нулю:

– рівняння силової рівноваги золотника клапана

$$p_2 \frac{\pi D^2}{4} = R_0 - ch, \quad (1.5)$$

де D – найбільший діаметр золотника; h – відкриття робочого прохідного перетину I, R_0 – зусилля стиснення пружини, відповідне $h = 0$, c – жорсткість пружини основного золотника.

– рівняння витрати рідини через робочий прохідний перетин

$$Q = \mu \pi d h \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}, \quad (1.6)$$

де d – діаметр робочого прохідного перетину I.

З рівнянь (1.5) і (1.6) отримуємо вираз, що зв'язує основні характеристики некерованого редукційного клапана, а саме p_2 , p_1 і Q

$$Q = \mu \pi d \left(\frac{R_0}{c} - p_2 \frac{\pi D^2}{4} \right) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_2)}. \quad (1.7)$$

Аналізуючи рівняння (1.5) можна помітити, що зі збільшенням витрати робочої рідини тиск, підтримуваний редукційним клапаном, зменшується. Причому ступінь зміни тиску зменшується зі збільшенням найбільшого діаметра золотника і зменшенням жорсткості пружини. Враховуючи, що

пружина золотника не силова, трилінійні редуційні клапани підтримують вихідний тиск з досить високим ступенем точності.

У разі керованого редуційного клапана теоретичні дослідження зводяться до визначаються його статичних характеристик у вигляді регулювальної характеристики і витратно-перепадної характеристики. Регулювальна характеристика $Q = f(f_{dp})$ – залежність витрати Q від площі прохідного перетину дроселя f_{dp} при постійному перепаді тиску або з урахуванням залежності площі прохідного перетину дроселя від кута повороту регулювального гвинта – $Q = f(\phi)$. Витратно-перепадна характеристика $Q = f(p_1 - p_2)$ – залежність витрати від різниці тисків на вході p_1 і виході p_2 дроселя при постійному його прохідному перерізі.

У разі, якщо в конструкції редуційного клапана реалізований турбулентний дросель, то залежність, що зв'язує перераховані параметри, має вигляд

$$Q = \mu f_{dp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (1.8)$$

де μ – коефіцієнт витрати дроселя, f_{dp} – площа робочого прохідного перетину, ρ – щільність робочої рідини.

Якщо в конструкції редуційного клапана реалізований ламінарний дросель, то вірний вираз

$$Q = k \Delta p, \quad (1.9)$$

де k – постійна ламінарного дроселя, що залежить від форми каналу дроселя, його довжини l , в'язкості і щільності робочої рідини.

Для робочого каналу круглого прохідного перетину

$$k = \frac{\pi d^4}{128 \nu l}, \quad (1.10)$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

З рівняння (1.6) неважко помітити, що витратно-перепадні характеристика редуційного клапана з турбулентним дроселем має

квадратичну залежність, в результаті чого редукційний клапан з такими дроселями також називається квадратичним. Відповідно редукційний клапан з ламінарними дроселями називаються лінійними.

На основі проведеного аналізу встановлено наступне:

1. Теоретичні дослідження пов'язані з визначенням дроселюючих характеристик редукційних клапанів залежать від виду реалізованого в ньому дроселя. Розрізняють редукційні клапани з ламінарним дроселем (лінійний редукційний клапан) і турбулентним дроселем (квадратичний редукційний клапан).

2. При теоретичних дослідженнях пов'язаних із силовою рівновагою елементів редукційного клапана і витратою рідини через робочий прохідний перетин, силу тертя і гідродинамічну силу приймають рівними нулю.

3. У разі некерованого редукційного клапана його теоретичні дослідження зводяться до визначення його статичної характеристики, а саме залежності тиску на виході з клапана p_2 від тиску на вході p_1 і від витрати рідини Q через нього.

4. У разі керованого редукційного клапана його теоретичні дослідження зводяться до визначення його статичних характеристик у вигляді витратно-перепадної характеристики $Q = f(p_1 - p_2)$ – залежність витрати від різниці тисків на вході p_1 і виході p_2 дроселя при постійному його прохідному перетині, а також регулювальної характеристики $Q = f(f_{op})$ – залежність витрати Q від площі прохідного перетину дроселя f_{op} при постійному перепаді тиску або з урахуванням залежності площі прохідного перетину дроселя від деякої функції регулювання (найчастіше кута повороту регулювального гвинта клапана) – $Q = f(\varphi)$.

1.4. Аналіз експериментальних досліджень редукційних клапанів і гідравлічних та пневматичних систем, в складі яких вони працюють.

Метою проведених досліджень є: аналіз джерел інформації присвячених експериментальним дослідженням щодо визначення характеристик редукційних клапанів прямої і непрямої дії, а також їх впливу на роботу гідро-

пневмосистеми в яких вони працюють; аналіз експериментальних стендів і вимірювальної апаратури, які при цьому використовуються.

Фізичне (експериментальне) вивчення редукційних клапанів як правило зводиться до визначення їх статичної характеристики редукування. Кожне з цих видів досліджень базується на наявності експериментального зразка. Залежно від виду редукційного клапана використовуються різні схеми експериментальних стендів, різна вимірювальна апаратура і план проведення експерименту [16, 17, 20, 21].

Розглянемо зміст експерименту на прикладі дослідження трилінійного нерегульованого редукційного клапана прямої дії. Метою експерименту є експериментальне отримання його статичних характеристик. В експерименті визначаються залежності тиску на виході від тиску на вході $p_2 = f(p_1)$ при різних тисках налаштування клапана і залежність тиску на виході від витрати $p_2 = f(Q)$. Після чого розраховується точність підтримки тиску на виході p_2 постійним в повному діапазоні зміни витрати Q [18, 19, 21]..

Для проведення експерименту збирається відповідна гідравлічна схема (рисунок 1.7). До вихідного штуцера насосної установки НУ приєднується

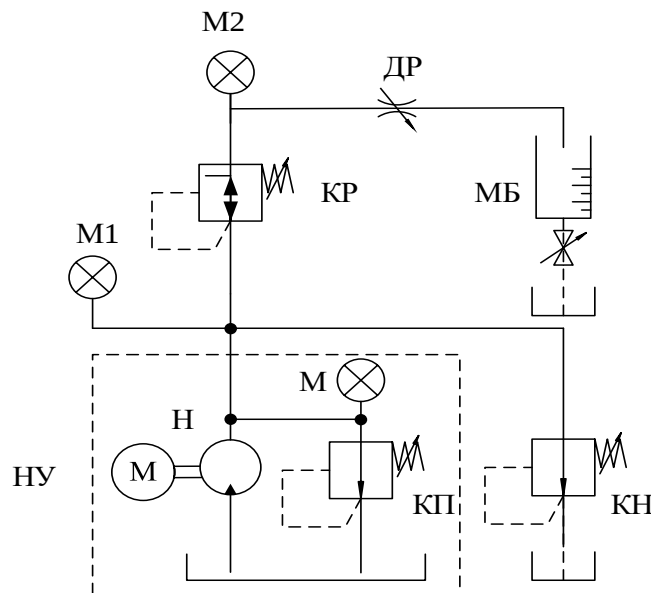


Рисунок 1.7 – Гідравлічна схема експериментальної установки для дослідження нерегульованого редукційного клапана.

напірний клапан КН, за допомогою якого змінюється тиск на вході у випробуваний редукційний клапан КР. Дросель ДР призначений для зміни витрати робочої рідини через редукційний клапан. Вимірювання витрати проводиться за допомогою мірного бака МБ.

На початку експерименту напірний клапан КН налаштовують на деякий тиск, що вимірюється манометром М1, забезпечивши максимальну витрату робочої рідини через нього шляхом закриття дроселя ДР і дають прогрітися рідині протягом 10 хв. При закритому дроселі налаштовують досліджуваний редукційний клапан КР на тиск дещо менше, ніж тиск що забезпечує напірний клапан Н.

Змінюючи тиск на вході в досліджуваний редукційний клапан від мінімально можливого до максимального, вимірюють тиск в його вихідній гідравлічній лінії. Результати вимірювань записують в таблицю, або в разі застосування електронних манометрів (датчиків тиску) і відповідної апаратури вимірювання і запису даних формують відповідний файл даних. Такі операції повторюють при ручному налаштуванні редукційного клапана на інші тиски.

Після налаштування редукційного клапана на середній тиск (при закритому дроселі) визначають повний діапазон зміни тиску в вихідній гідравлічній лінії досліджуваного редукційного клапана в процесі відкриття дроселя. Змінюючи прохідний перетин дроселя, встановлюють 6-8 проміжних значень, для яких вимірюють тиск у вихідній гідравлічній лінії клапана і витрату рідини через нього, підтримуючи тиск на вході в клапан постійним. Встановлювані значення вибираються таким чином, щоб забезпечити наявність експериментальних точок у всьому діапазоні зміни витрати рідини. При цьому враховують, що діапазон зміни тиску в повному діапазоні зміни витрати, відповідно до вимог до характеристики редукційного клапана, невеликий. Результати випробувань записують у таблицю або в разі застосування електронних манометрів (датчиків тиску) і відповідної апаратури вимірювання і запису даних формують відповідний файл даних.

За результатами вимірювань будують на одному графіку характеристики досліджуваного редукційного клапана $p_2 = f(p_1)$ для трьох значень тисків його налаштування. Розраховують витрати рідини для всіх точок вимірювань і за результатами розрахунку. Будують характеристику $p_2 = f(Q)$. Для оцінки ефективності досліджуваного клапана визначають нерівномірність підтримуваного тиску як різницю найбільшого і найменшого значень в повному діапазоні зміни витрати.

Результати розрахунку виражають в процентному відношенні до тиску налаштування клапана і оцінюють значення нерівномірності підтримуваного тиску досліджуваного редукційного клапана, тим самим визначаючи його ефективність роботи за критерієм *коефіцієнту відповідності* [16, 17, 19., 20].

Ще однією метою експериментальних досліджень регульованого редукційного клапана є експериментальне отримання його регульовальної і витратно-перепадної характеристик. При проведенні експерименту визначаються залежності $Q = f(\phi)$ для одного-двох перепадів тисків на дроселі і $Q = f(p_1 - p_2)$ для трьох прохідних перетинів дроселя. При цьому попередньо визначається тип дроселя і розраховуються (вимірюються) площі обраних прохідних перетинів.

Для отримання експериментальних характеристик збирається відповідна гідравлічна схема (рисунок 1.8). Випробуваний зразок редукційного клапана підключається до вихідного штуцера насосної установки НУ. Тиск на вході в дросель змінюється або підтримується постійним за допомогою напірного клапана КН1. Зміна тиску на виході з дроселя здійснюється напірним клапаном КН2. Вимірювання витрати проводиться за допомогою мірного бака МБ. Перепад тиску на дроселі визначається за показаннями манометрів М1 і М2. Після налаштування напірного клапана КН1 на середній тиск, забезпечують максимальну витрату робочої рідини через нього шляхом закриття дроселя ДР, і дають прогрітися рідині протягом 10 хв.

Змінюючи прохідний перетин дроселя РК від нуля до максимального (зазвичай 8-10 значень) за допомогою регульовального гвинта, підтримуючи

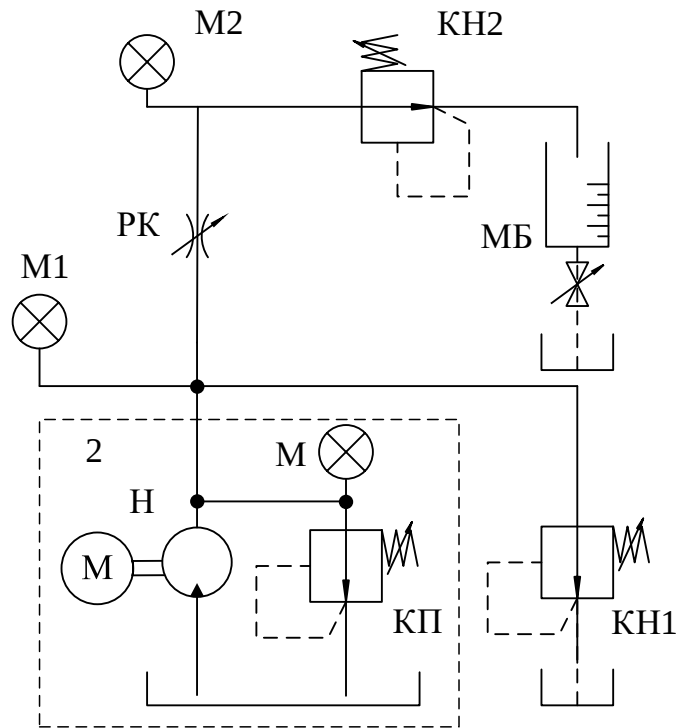


Рисунок 1.8 – Гідравлічна схема експериментальної установки для дослідження регульованого редукційного клапана

при цьому перепад тиску на дроселі постійним, за допомогою напірних клапанів КН1 і КН2, вимірюють витрату рідини Q , і тиску p_1 , p_2 і фіксуючи при цьому кут положення ручки управління. Кут положення ручки управління дроселя фіксують за поділком і шкалою, що нанесені на неї. Результати вимірювань записують в таблицю, або, в разі застосування електронних манометрів (датчиків тиску) і відповідної апаратури вимірювання і запису даних, формують відповідний файл даних.

Після того, як при великих прохідних перетинах дроселя умова підтримки постійного перепаду тиску дотримуватися не вдається, вимірювання закінчуються. При цьому співвідносячи початковий перепад тиску і перепад тиску при якому виконується умова підтримання постійного перепаду тиску не вдається, дозволяє судити про якість роботи досліджуваного редукційного клапана за критерієм *коефіцієнта кратності*.

Необхідно також врахувати, що найбільшу чутливість дроселів має на самому початку повороту ручки управління і досить швидко прохідний перетин

стає максимальним. У зв'язку з цим зміна кута положення ручки управління має бути нерівномірною.

За результатами вимірювань будують витратно-перепадні характеристики і регулювальні характеристики дроселя $Q = f(\phi)$ при обраному перепаді тиску, визначаючи тим самим його якість роботи за критерієм *коефіцієнта відповідності* [16, 17, 19., 20]...

На основі проведеного аналізу встановлено наступне:

1. Основним видом експериментальних досліджень, які дозволяють встановити основні характеристики редуційного клапана є фізичне моделювання.

2. З огляду на, що в ламінарних дроселях коефіцієнт витрати рідини, що визначає залежність витрати від перепаду тиску на дроселі, залежить від температури робочої рідини перед проведенням експерименту рекомендується 10...15 хвилинна «прогрівуюча» циркуляція робочої рідини в експериментальній установці.

3. При експериментальних дослідженнях некерованих редуційних клапанів проводять їх гідравлічні випробування в результаті яких визначають витратно-перепадні характеристики і визначають його ефективність роботи за критерієм *коефіцієнта відповідності* k_v .

4. При експериментальних дослідженнях керованих редуційних клапанів проводять їх гідравлічні випробування в результаті яких визначають витратно-перепадні характеристики і регулювальні характеристики, оцінюючи ефективність роботи клапана за критеріями *коефіцієнта відповідності* k_v і *коефіцієнта кратності* k_v .

1.5. Висновки за розділом 1. Мета, предмет і об'єкт дослідження.

Виконаний аналіз теорії і практики використання відомих редуційних клапанів в складі технічних систем показав, що їх конструкції розробляються з урахуванням вимог відповідності встановленим критеріям якості досить широкого переліку завдань. До таких завдань відносяться: стабілізація тиску в трубопроводах в разі його живлення від поповнюваних джерел (газобалонне

обладнання); зниження тиску в трубопроводі при його живленні від джерела з надлишковим тиском; стабілізація перепадів тиску в трубопроводі при одночасному включенні (виключенні) певного числа споживачів (вирішується опціонально); оптимізація технологічних процесів при використанні редукційного клапана в складі пневмо- або гідросистеми управління шляхом реалізації цільових показників редукування.

Слід зазначити, що інтенсифікація та оптимізація технологічних процесів, підвищені вимоги до функціональних можливостей технічних систем, все більше вимагає від редукційних клапанів точності відтворення характеристики редукування, а в разі їх застосування в складі систем – управління підвищених функціональних можливостей по реалізації цільових показників редукування.

На сучасному етапі практика синтезу редукційних клапанів для вирішення представлених завдань заснована на використанні металевої мембрани круглої форми як датчика тиску на вході редукційного клапана (див. рисунок 1.5, а). У більшості випадків конструкції таких редукційних клапанів реалізовані на ламінарному дроселі, що визначає лінійну характеристику редукування і не завжди є оптимальним (див. рисунок 1.1). Відомі випадки, коли для отримання відмінної від лінійної характеристики редукування, використовувалася пара редукційних клапанів з різною схемою установки (див. рисунок 1.2) або редукційні клапани з додатковими пасивними елементами управління (див. рисунок 1.5, б і рисунок 1.5, в). У ряді випадків використовувалися клапани побудовані на турбулентному дроселі (див. рисунок 1.6, б). Однак результати таких спроб є дуже неоднозначними, оскільки клапани з ламінарним дроселем в цьому випадку дозволяють реалізувати кусочно-лінійні характеристики зі значною втратою точності характеристики редукування, а клапани з турбулентним дроселем дозволяють реалізувати тільки кубічні характеристики редукування все з тією ж втратою точності характеристики редукування.

В даний час найбільш ефективними пристроями слід визнати активні редукційні клапани з електромеханічної системою управління, які дозволяють

реалізувати цільові характеристики редукування в режимі реального часу (див. рисунок 1.5, д). Однак, в наслідок їх значних габаритів, високої вартості і складності, ці пристрій використовуються вибірково.

Відомі наукові роботи, в яких на основі науково обґрунтованих положень вироблені рекомендації щодо синтезу редуційних клапанів [14, 19, 16, 21]. Розроблено методики проектування та оцінки ефективності роботи подібного виду елементів пневмо- і гідроапаратури і особливостей їх застосування в складі пневмо- або гідросистеми [16, 22]. Дані роботи, в основному, присвячені прямим пасивним редуційним клапанів з ручним керуванням.

У той же час відомі наукові роботи, в яких на основі науково обґрунтованих положень теорії синтезу пружних пристроїв з використанням модифікованих кінематичних графів, синтезовані принципово нові пасивні пружні пристрої, які в своїй структурі мають елементи активних систем [23, 24, 25, 26]. Дані пристрої класифікуються як пасивні пристрої з механічним зворотним зв'язком, а апробація результатів представлених робіт свідчить про значне розширення їх функціональних можливостей [27, 28, 29, 30, 31]. У зв'язку з цим, висловлено припущення про те, що застосування представленої теорії синтезу до синтезу елементів пневмо- або гідроапаратури, у вигляді редуційного клапана, може принести позитивний результат.

На підставі усього вищевикладеного сформульована **мета** даного дослідження – розвиток теоретичних і практичних методів науково обґрунтованого аналізу і синтезу структур принципово нових пасивних прямих редуційних клапанів з механічною системою управління, функціональні можливості яких, по реалізації цільової характеристики редукування і її точності, значно розширені за рахунок додавання до їх основної механічної структури додаткової механічної структури управління.

Сформульована мета дослідження визначає:

об'єкт дослідження – процеси функціонування пасивних прямих редуційних клапанів з механічною системою управління, методи і алгоритми їх

оптимального синтезу і проектування за показниками відповідності та кратності;

предмет дослідження – редукційні властивості і функціональна взаємодія між елементами пасивного прямого редукційного клапана з механічною системою управління і їх вплив на редукування тиску за показниками відповідності та кратності.

Слід зазначити, що пристрій, зумовлений метою досліджень, має відповідне розміщення в класифікації прямих редукційних клапанів і визначений як пасивний прямий редукційний клапан з механічною системою управління (рисунок 1.9).

Область застосування таких пристроїв визначена обмеженням за діаметром трубопроводу 20...50 мм і максимальним тиском 4 МПа.

Поставлена мета дослідження досягається шляхом вирішення комплексу наукових завдань:

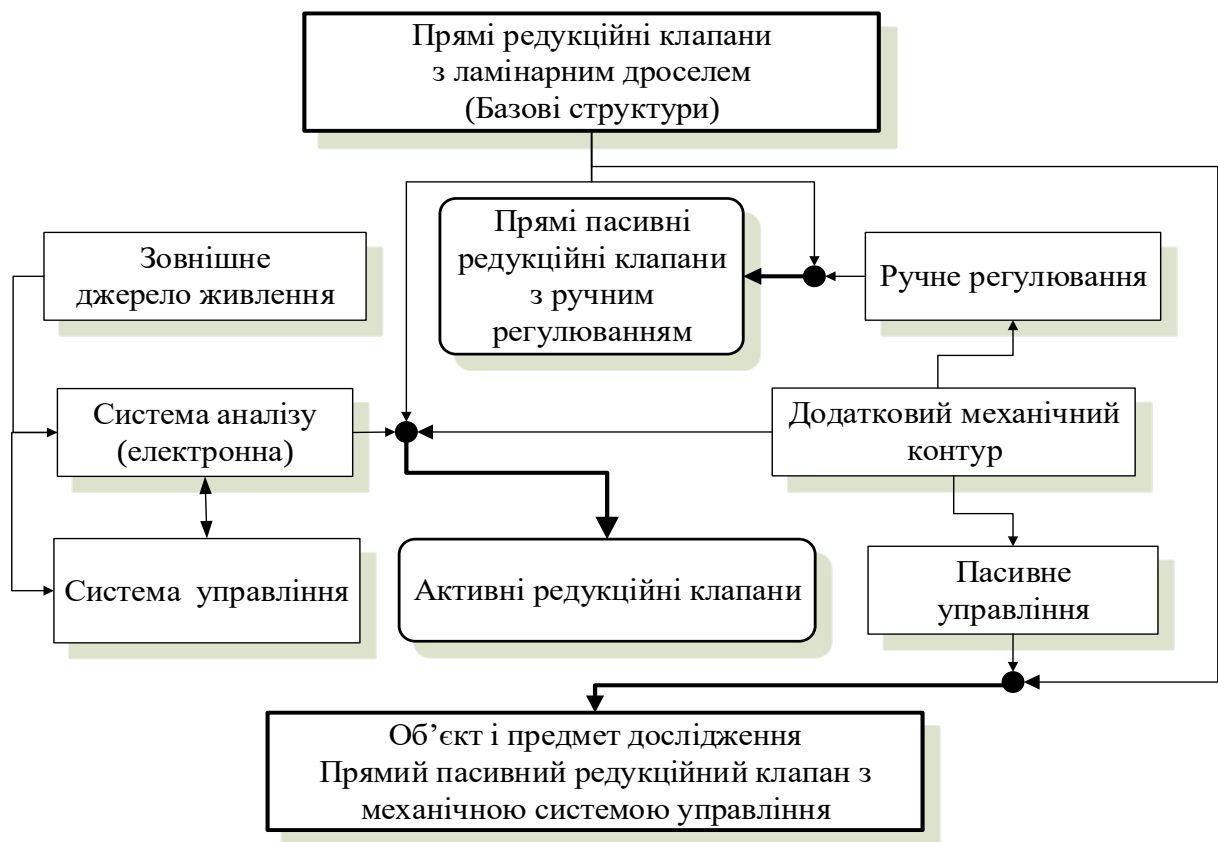


Рисунок 1.9 – Класифікація редукційних клапанів за структурними

1. Аналіз існуючих і обґрунтований вибір методики синтезу прямого редуційного клапана з механічною системою управління.
2. Синтез, як мінімум, одного зразка оригінальної структури прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.
3. Оптимізація синтезованого зразка при його конструкторській реалізації за габаритними показниками.
4. Розробка узагальненої математичної моделі прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.
5. Розробка узагальненої методики проектування прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.
6. Фізичне моделювання з теоретичних положень і оцінка ефективності синтезованого прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.
7. Визначення загальних положень щодо направлення подальшого розвитку оптимізації коливальних явищ в пневмо- і гідропроводі за допомогою прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ПАСИВНИХ ПРЯМИХ РЕДУКЦІЙНИХ КЛАПАНІВ З МЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ

В даному розділі проведені дослідження, пов'язані з аналізом існуючих редукційних клапанів, на основі якого синтезований пасивний редукційний клапан з механічною системою управління. Аналіз і синтез пристроїв проведено з використанням теорії модифікованих кінематичних графів, згідно з якою сформований принцип ідеалізованого уявлення структури редукційного клапана з механічною системою управління. Використано критерії вибору оптимального рішення, яке дозволяє виділити одне рішення з безлічі можливих. Отримана кінематична схема, яка після відповідної конструкторської реалізації за допомогою *CAD* частини пакета *AutoDesk Inventor*, перетворена в прототип. Прототип пристрою визначає основні конструктивні елементи і складові частини пропонованого пристрою і їх функціональну взаємодію.

Проведено аналіз і синтез характеристик редукування, які можуть бути отримані за допомогою синтезованих пристроїв, визначені основні конструкційні параметри і вивчено їх вплив на нелінійність характеристик редукування, яке відображає бажане розширення функціональних можливостей пасивних редукційних клапанів.

2.1. Модифіковані кінематичні графи. Аналіз існуючих конструкцій пасивних редукційних клапанів із застосуванням модифікованих кінематичних графів.

Метою проведених досліджень є: апробація теорії модифікованих кінематичних графів до аналізу існуючих конструкцій прямих редукційних клапанів з ручним і автоматичним управлінням; визначення при цьому параметрів, які визначають їх структурну і конструктивну відмінності; виділення і оцінка критерію вибору оптимального рішення, яке дозволить виділити оптимальне рішення з безлічі можливих.

Використання графів як апарату аналізу та синтезу механічних пристроїв є досить поширеним науковим підходом. У роботах вчених Ю.Н. Мальцева, М.О. Асанова, Л. Ю. Березіної, А. Ш. Блоха, Э.Майника, О. Оре, Р. Уилсона та ін. зазначено, що граф, є дуже гнучкою логічною системою [32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39]. Його застосування дозволяє досить точно описувати практично будь-яку технічну систему, функціональне взаємоді. її складових елементів, а також процеси, які відбуваються в ній. У роботах А. Ш. Блоха, О. Оре, Р. Уїлсона вказується, що специфіка завдань, які вирішуються за допомогою графів, може також визначати і їх власну специфіку [35, 37, 38, 39].

Проведені в даному розділі дослідження базуються на розробленій професором І. І. Сидоренко теорії і відповідній до неї методикі аналізу і синтезу пружних систем на основі модифікованих кінематичних графів [23, 24, 25, 40, 41, 42], яка є розвитком теорії синтезу механізмів на основі кінематичних графів, що була запропонована професором Р. В. Амбарцумянцем [43, 44, 45]. Результати досліджень, пов'язаних з апробацією представленої вище теорії, дозволили сформулювати основні принципи структурного синтезу таких пружних систем [46].

Відповідно до одного з принципів використаної теорії, ідеалізованим поданням структури звичайного плоского пасивного пристрою, з одним параметром, який підлягає контрольованому зміні, є модифікований кінематичний граф (не двополюсний), який характеризує нульову рухливість розглянутого пристрою наступним рівнянням:

$$W = 3(p_{\Sigma} - 1) - 2q_5 - q_4 - q_c \leq 0, \quad (2.1)$$

де p_{Σ} – сумарна кількість вершин графа, яка відповідає кількості жорстких ланок пристрою; $q_{(i)}$ – кількість ребер графа, яка дорівнює кількості кінематичних пар i – го класу; q_c – кількість ребер графа, що дорівнює кількості некінематических зв'язків (пружних, дисипативних і ін.), між жорсткими ланками пристрою, при цьому ця складова не впливає на кінематичні

характеристики пристрою і може розглядається як надлишкова кінематична пара.

Згідно іншого принципу, анонсованого у використовуваній теорії, про характер кінематичного керування властивостями того чи іншого пристрою, при його моделюванні модифікованим кінематичним графом, можна судити використавши показник у вигляді цикломатичного числа

$$\sigma = q - p + 1 \geq 2. \quad (2.2)$$

де q – кількість ребер графа незалежно від їх виду;

p – кількість вершин графа, незалежно від їх виду.

Згідно ще одного з принципів використовуваної теорії, більш детальну інформацію про механізм, що підлягає аналізу або синтезу, дає матриця збірки, яка представляє собою більш детальний аналог матриці суміжності.

Зважаючи, що будь-який з існуючих пасивних редукційних клапанів з елементами управління тиском можна уявити як плоский пасивний пристрій, з одним параметром, який підлягає контрольованій зміні, то в даній роботі **вперше** проведено апробацію представленої теорії, стосовно нової задачі – аналізу і синтезу пристрою гідравлічної апаратури .

Виконаємо аналіз базового пристрою у вигляді прямого пасивного редукційного клапана РД-120 (рисунок 2.1, а). На початковому етапі доцільно перейти від реальної конструкції пристрою до його кінематичної схеми (рисунок 2.1, б). Такий перехід дозволяє досить просто отримати модель базового пристрою у вигляді кінематичного графа (рисунок 2.1, в). Моделювання проведено за умови, що: механізм, який розглядається – плоский; p_i – вершина графа з їх загальної кількості p , що визначає i -й елемент пристрою з відповідною нумерацією, q_5 – ребро графа, яке визначає функціональну контактну взаємодію між двома елементами пристрою, і відповідає кінематичній парі 5-го класу. Для більш докладної структуризації моделі прийняті можливі види даного ребра графа, які відповідають оберտальній або поступальній кінематичній парі (q_{B5} і $q_{П5}$ – відповідно). З огляду на це, аналог

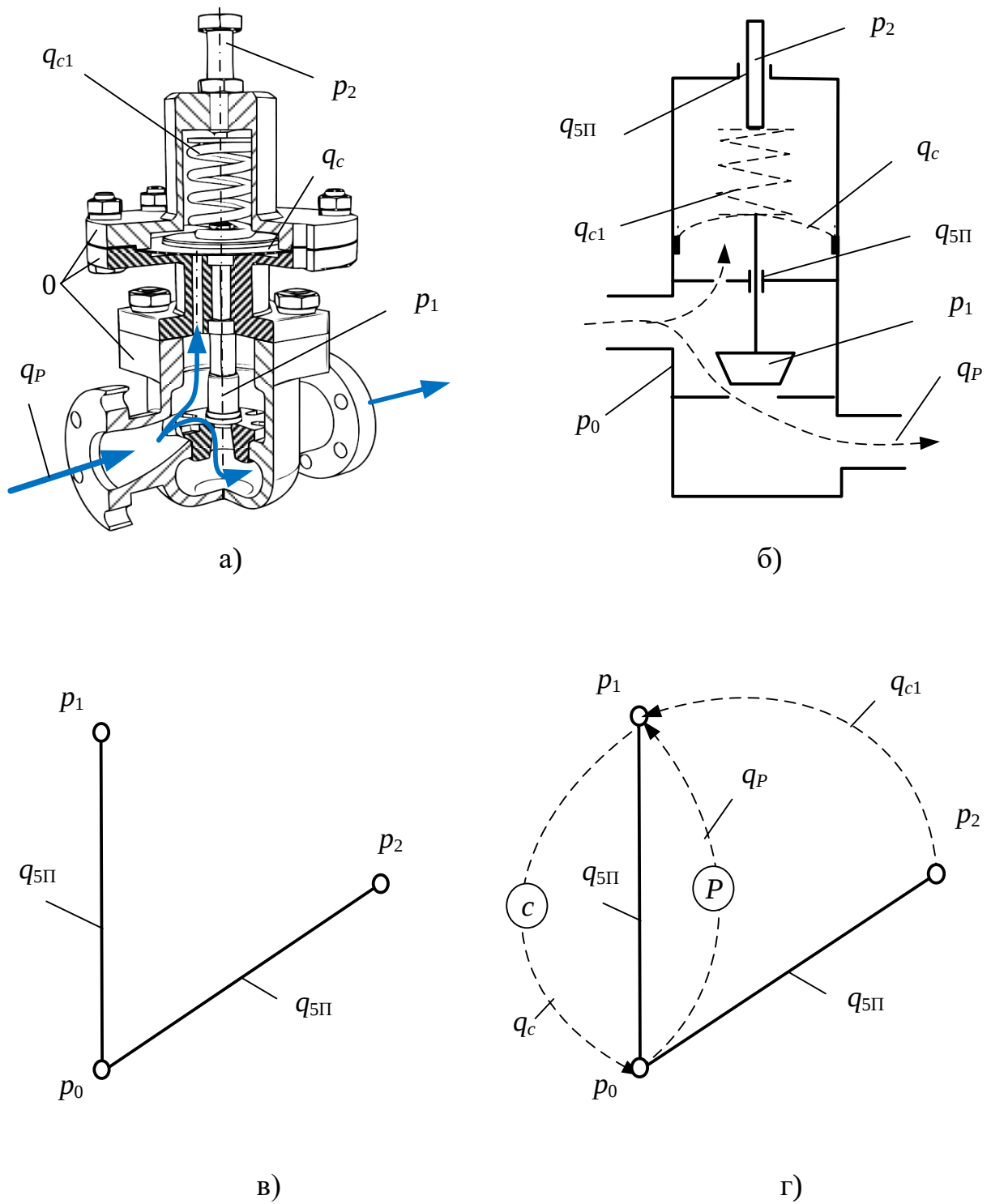


Рисунок 2.1 – Моделювання прямого редукційного клапана: кінематична схема (а); кінематична схема (б); модель у вигляді кінематичного графа (в); модель у вигляді модифікованого кінематичного графа (г)

матриці суміжності для отриманого кінематичного графа названий матрицею складання, яка має вигляд:

$$M = \begin{array}{c|ccc} & p_0 & p_1 & p_2 \\ \hline p_0 & 0 & q_{\text{п5}}^* & q_{\text{п5}} \\ p_1 & q_{\text{п5}}^* & 0 & 0 \\ p_2 & q_{\text{п5}} & 0 & 0 \end{array} \quad (2.3)$$

Характеристика моделі базового пристрою у вигляді кінематичного графа (див. рисунок 2.1, б) за показником рухливості

$$W = 3(p - 1) - 2q_{5(\text{п},\text{в})} - q_4 = 3(3 - 1) - 2 \cdot 2 - 0 = 2. \quad (2.4)$$

Даний результат свідчить про те, що дана модель з точки зору структури визначає механізм з надлишковою рухливістю. В якості надлишкової рухливості виступає елемент – регулювальний гвинт, що відповідає в моделі вершині графа p_2 . Згідно з визначенням про надмірну рухливість, даний елемент не впливає на кінематику механізму, а вводиться в його структуру з конструктивних міркувань [47, 48]. У нашому випадку регулювальний гвинт служить для зміни певного некінематичного параметра (у вигляді переміщення), який визначає жорсткість аналізатора (додатковий вигин мембрани) шляхом підтискання пружини, що з нею контактує.

Про характер кінематичного керування того або іншого пристрою, при його моделюванні кінематичним графом, можна будувати висновки використовуючи показник у вигляді цикломатричного числа. Цикломатичне число базового пристрою

$$\sigma = q - p + 1 = 2 - 3 + 1 = 0. \quad (2.5)$$

Даний результат свідчить про відсутність жодних циклів в кінематичному графі, що характерно для механічних пристроїв, з повною відсутністю кінематичної системи управління.

З наведеного вище аналізу випливає, що кінематичний граф не дозволяє відстежити взаємозв'язок між кінематикою пристрою і зміною його інших,

відмінних від механічних характеристик, оскільки він для цього просто не призначений. Однак, перевага графа в тому, що він дозволяє об'єднати фізично пов'язані параметри різної природи, наприклад, переміщення-сила для пружних систем. Саме ця обставина лежить в основі пропонованої теорією модифікації кінематичного графа (МКГ). Відповідно до цієї теорії, всі функціональні взаємодії між елементами модельованого плоского пристрою, що не приводять до утворення кінематичних пар, на початковому етапі представляються у вигляді мічених ребер, аналогічних кінематичним парам 4-го класу. При цьому, встановлено, що модель у вигляді МКГ для пристрою, характеристики якого можуть бути змінені за рахунок кінематики, повинна являти собою мультиграф [38, 43].

Модифікація кінематичного графа, що визначає базовий пристрій, виконана шляхом введення в його склад додаткових "мічених" ребер $q_m: q_b$ – що визначає контрольований параметр у вигляді тиску; q_c – який визначає жорсткість аналізатора – мембрани; q_{c1} – що визначає жорсткість елемента регулювання - пружини (див. рисунок 2.1. г).

Тоді, характеристики моделі базового пристрою у вигляді МКГ за показником цикломатичного числа:

$$\sigma = q - p + 1 = 5 - 3 + 1 = 3, \quad (2.6)$$

що визначає наявність трьох циклів в отриманому графі.

Розглянемо цикли МКГ, які повинні відповідати певним функціональним взаємодіям елементів модельованого пристрою, а також мати адекватність до рівняння рівноваги, що визначає працездатність даного пристрою. Запишемо рівняння рівноваги в наступному вигляді

$$pS - cx = c_1(x_{1П} + x_1), \quad (2.7)$$

де p – тиск що діє на мембрану; S – площа мембрани; c – жорсткість мембрани; c_1 – жорсткість пружини; x – деформація мембрани під дією сили тиску

середовища; $x_{1п}$ – попереднє стиснення пружини під час встановлення в пристрій.; x_1 – регульовальне стиснення пружини при регулюванні пристрою.

Враховуючи, що порядок вершин для ребер q_P і q_c – різний, то наявна пара циклів із загальним ребром $q_{5п}$ ($p_0 - q_{5п}^* - p_1 - q_c$ і $p_0 - q_{5п}^* - p_1 - q_P$) визначають орграф [36, 37, 39, 43]. Даний орграф показує, що зміна тиску (ребро q_P) що викликає поступальне переміщення (ребро $q_{5п}^*$) рухомого штока (вершина p_1) з одного боку буде компенсовано пружним опором мембрани (вершина p_c) на штоці (вершина p_1), величина якого визначена тим же поступальним переміщенням (ребро $q_{5п}^*$). Отже, представлена частина МКГ описує основну функціональну взаємодію між елементами базового пристрою, які є основними і адекватна лівій частині рівняння (2.7).

Цикл $p_0 - q_{5п} - p_2 - q_{c1} - p_1 - q_{5п}^*$ в даному випадку показує функціональну взаємодію між основними (вершини p_0, p_1) і додатковими (вершина p_2) елементами базового пристрою, який визначає зміну його властивостей і є адекватним правій частині рівняння (2.7). Даний результат дозволяє припустити, що МКГ, якій обумовлює пристрій, що відноситься до елементів гідроапаратури із змінними характеристиками, повинен мати як мінімум три цикли, два з яких визначають основну функціональну взаємодію елементів пристрою, а ті, які залишилися – їх зміну.

Слід зазначити, що розрахунок ступеня рухливості моделі МКГ при спочатку прийнятих припущеннях

$$W = 3(p - 1) - 2q_{5(п,в)} - q_4 - q_m = 3(3-1) - 2 \cdot 2 - 0 - 3 = -1,$$

не зовсім є вірним і потребує корегування. Для цього скористаємося матрицею складання даної моделі

$$M_1 = \begin{array}{c|ccc} & p_0 & p_1 & p_2 \\ \hline p_0 & 0 & q_{п5}^*, q_P, q_c & q_{п5} \\ \hline p_1 & q_{п5}^*, q_P, q_c & 0 & q_c \\ \hline p_2 & q_{п5} & q_c & 0 \end{array}. \quad (2.8)$$

Не важко помітити, що в суміжності між полюсами (вершинами) p_0 і p_1 присутні ребра $q_{5П}^*$ – що визначають пару 5-го класу і $q_c q_P$ – що визначає віртуальні пари 4-го класу. Зрозуміло, що при такому сусідстві, кількість рухливостей може визначатися тільки кінематичної парою 5-го класу. Виходячи з цього, розрахунок ступеня рухливості потрібно робити в такий спосіб

$$W = 3(p - 1) - 2q_{5(П,В)} - q_4 - q_m = 3(3 - 1) - 2 \cdot 2 - 0 - 1 = 1. \quad (2.9)$$

Результат отриманий за виразом (2.9) показує, що система буде самокерованою. У ній зміна контрольованого параметра викликає певне переміщення призводить до кінематичної взаємодії всіх без винятку елементів пристрою.

На основі результатів проведених досліджень встановлено наступне:

1. Апробація прийнятої теорії і відповідної їй методики аналізу і синтезу пружних систем на основі модифікованих кінематичних графів стосовно аналізу елементів гідроапаратури слід визнати вдалою, оскільки отримані результати адекватно відображають розглянутий в розділі пристрій, функціональна взаємодія між його складовими елементами, а також процеси, що відбуваються в ньому .

2. Розглянутий в розділі прямий пасивний редукційний клапан РД-120 є самокерованим, оскільки встановлено, що зміна контрольованого параметра, що викликає певне переміщення, призводить до кінематичної взаємодії всіх без винятку елементів пристрою.

3. Встановлено, що модифікований кінематичний граф пристрою, що відноситься до елементів гідроапаратури із змінними характеристиками, повинен мати як мінімум три цикли, два з яких визначають основну функціональну взаємодію елементів пристрою, а той, що залишився – їх зміну.

4. Розрахунок ступеня рухливості моделі у вигляді модифікованого кінематичного графа, при спочатку прийнятих припущеннях, потребує корегування на основі матриці збірки даної моделі.

5. За ознаками, що обумовлюють, згідно прийнятій методиці, ознаки

самокерованого пристрою за моделлю у вигляді МКГ (наявність механічного зворотного зв'язку, встановлено:

Перша ознака, а саме ступінь рухомості $W = 3(p_{\Sigma} - 1) - 2q_5 - q_4 - q_c \leq 0$ – виконується;

Друга ознака, а саме цикломатичне число: $\sigma = q - p + 1 \geq 2$ – виконується, але має бути скоректованим завдяки додаванню у модель орграфу і прийме вигляд $\sigma = q - p + 1 \geq 3$.

Третя ознака, а саме відсутність у циклі управління міченого ребра – не виконується.

Виходячи з цього, редукційний клапан типу РД-120 уявляє собою пристрій, що не є самокерованим.

2.2. Синтез структур пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління на основі модифікованих кінематичних графів.

Метою проведених досліджень є: синтез структур пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління на основі модифікованих кінематичних графів; визначення параметрів, що визначають їх структурну і конструктивні відмінності; конструкторська реалізація отриманих результатів синтезу та визначення відповідних конструкторських рішень.

На підставі проведеного в розділі 2.1. аналізу були отримані модель базового пристрою у вигляді модифікованого кінематичного графа, відповідна їй матриця складання (2.8) і ознаки, що визначають його функціонування, у вигляді виразів (2.7) і (2.9). Все це є вихідними даними для синтезу нової конструкції з механічною системою управління.

При синтезі нової конструкції цілком закономірно отримати рішення шляхом виконання третьої ознаки для моделі пристрою у вигляді МКГ-відсутність у циклі управління міченого ребра, узявши за основу базову структуру. Виконання означеної умови можливе шляхом заміни віртуальних кінематичних пар 4-го класу на реальні кінематичні пари того ж класу (рисунки 2.2, а). Однак виконання умов (2.7) і (2.9) визначають декілька варіантів можливого розв'язання (рисунки 2.2, б).

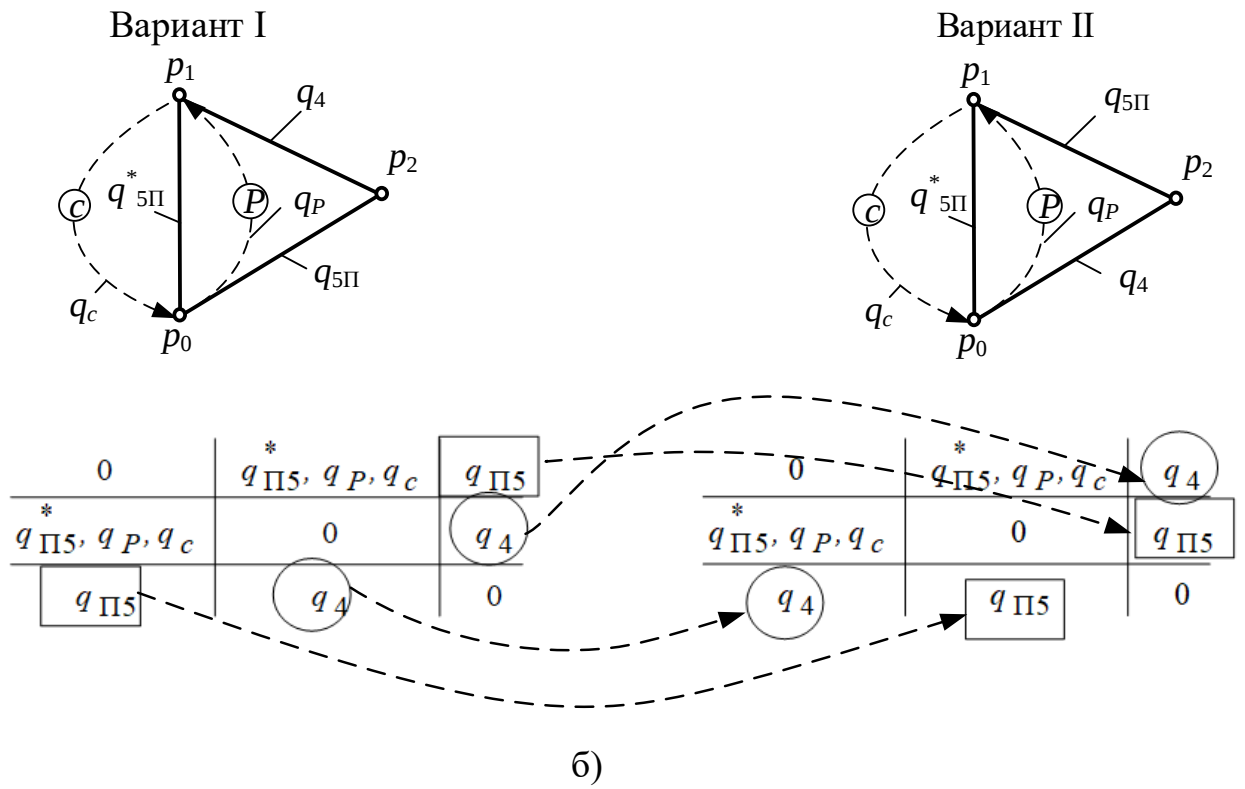
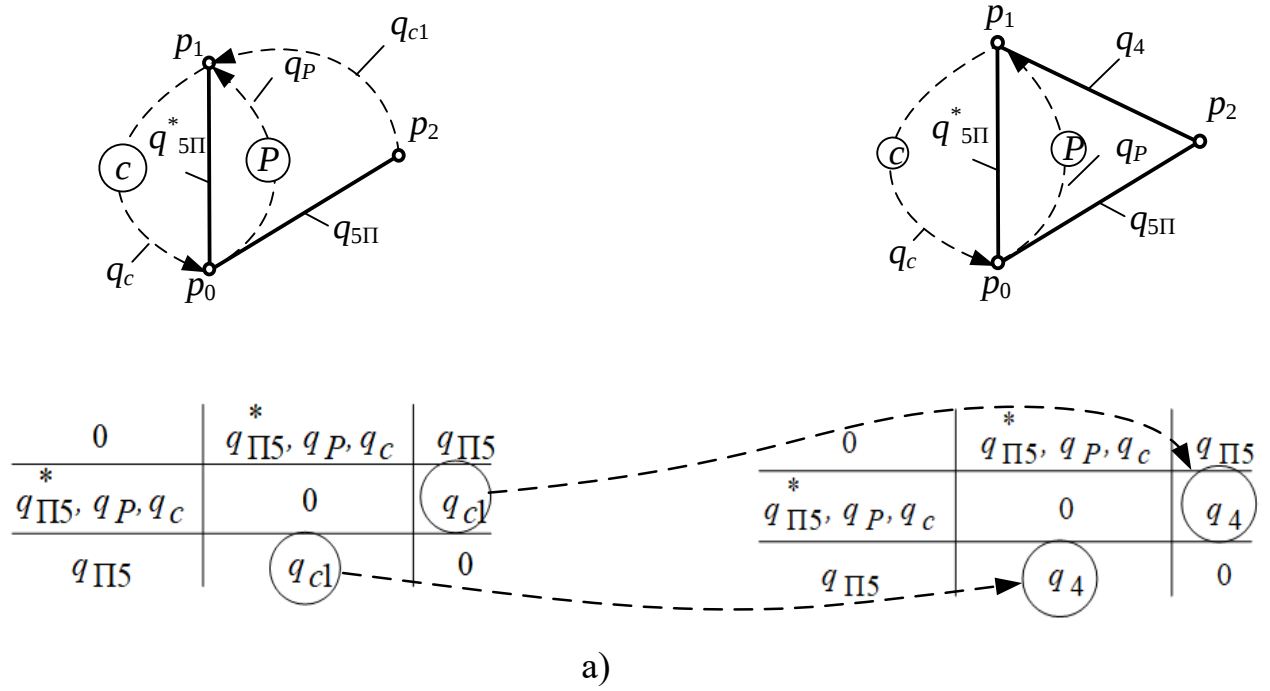


Рисунок 2.2 – Модифіковані кінематичні графи і матриці складання: пошук рішення (а); виявлення багатоваріантності рішень (б).

Таблиця 2.1 – Вагові коефіцієнти ребер модифікованих кінематичних графів
при синтезі пристрою

№	Найменування показника (Позначення)	VK	Примітка
1	Тиск (p)	4	Основний параметр
2	Жорсткість пружини (c)	3	Допоміжний параметр
3	Кінем. пара 5 кл. Поступальна	2	Технологічно простіше
4	Кінем. пара 4 кл	1	Технологічно складніше

Існують кілька методик для вибору оптимального рішення в разі багатоваріантності рішень одержуваних за допомогою графових моделей [33, 35, 36]. Один з цих підходів базується на принципі мінімуму енергії оптимальної механічної системи, яку визначає граф [46, 49, 50].

Для варіантів I та II запропоновано призначити ребрам відповідних модифікованих кінематичних графів вагові коефіцієнти VK, які визначають пріоритет функціональної взаємодії, конструктивні або технологічні міркування (Таблиця 2.1)

Енергія графа визначається як сума абсолютних величин матриці суміжності

$$E(M) = \sum_{i=1}^n \lambda_i, \quad (2.10)$$

де λ_i – власні значення матриці суміжності.

Для визначення власних значень використовуємо в якості матриць суміжності – матриці збірки, які з урахуванням прийнятих вагових коефіцієнтів мають вигляд:

$$M_I = \begin{pmatrix} 0 & 12 & 1 \\ 12 & 0 & 2 \\ 1 & 2 & 0 \end{pmatrix}; \quad M_{II} = \begin{pmatrix} 0 & 12 & 2 \\ 12 & 0 & 1 \\ 2 & 1 & 0 \end{pmatrix}. \quad (2.11)$$

Введемо характеристичний поліном матриць

$$P_I(\lambda) = \text{Det}(M_I - \lambda E) = \begin{pmatrix} 0 - \lambda & 12 & 1 \\ 12 & 0 - \lambda & 2 \\ 1 & 2 & 0 - \lambda \end{pmatrix}; \quad (2.12)$$

$$P_{II}(\lambda) = \text{Det}(M_{II} - \lambda E) = \begin{pmatrix} 0 - \lambda & 12 & 2 \\ 12 & 0 - \lambda & 1 \\ 2 & 1 & 0 - \lambda \end{pmatrix}.$$

Характеристичний поліном для обох матриць (2.12) можна визначити згідно виразу

$$P_{I(II)}(\lambda) = \lambda^4 - 4\lambda^2 = 0. \quad (2.13)$$

Корені характеристичного полінома (2.13) для кожної з матриць (2.12)

$$\Lambda_{I1} = -1,41; \Lambda_{I2} = -1,41; \Lambda_{I3} = 1,41; \Lambda_{I4} = 1,41.$$

$$\Lambda_{II1} = -2; \Lambda_{II2} = -0,00018; \Lambda_{II3} = 0,00018; \Lambda_{II4} = 2.$$

Відповідні енергії графів за виразом (2.10) $E(M_I) = 5,64$; $E(M_{II}) = 4,00036$.

Таким чином, згідно з прийнятими умовами вибору, оптимальним прийнято варіант синтезу II, оскільки енергія його графа найменша.

Подальша робота з оптимальним модифікованим кінематичним графом дозволила отримати кінематичну схему пристрою для його подальшої конструкторської реалізації (рисунок 2.3).

Варіант II

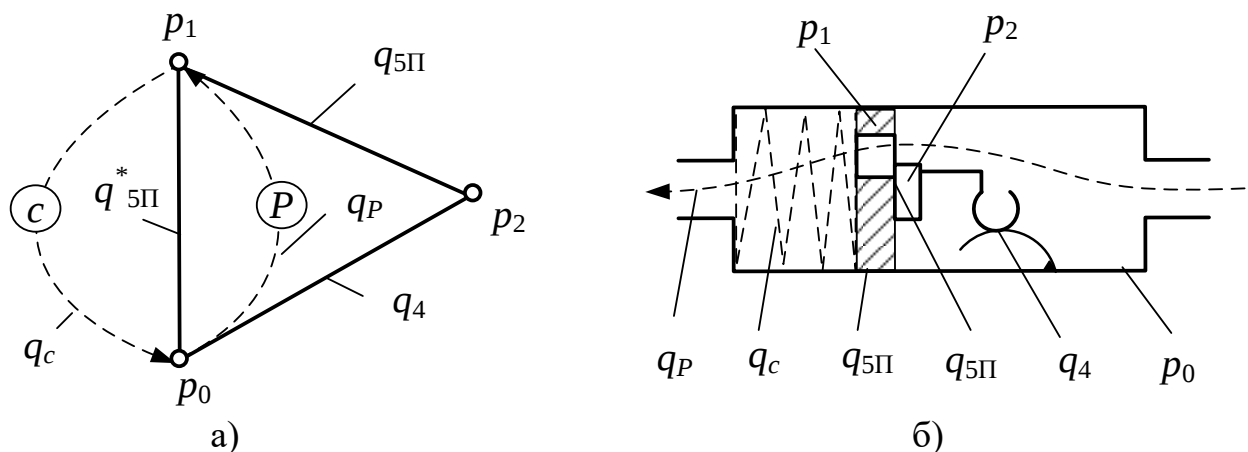


Рисунок 2.3 – Синтез пристрою: модифікований кінематичний граф (а); кінематична схема відповідна до графової моделі (б)

За результатами проведених досліджень встановлено:

1. Апробація прийнятої теорії і відповідної їй методики аналізу і синтезу пружних систем на основі модифікованих кінематичних графів стосовно синтезу елементів гідроапаратури слід визнати вдалою, оскільки отримані результати дозволяють отримати прототип пристрою з необхідною функціональною взаємодією між його складовими елементами.

2. Синтез пристроїв на основі модифікованих кінематичних графів має на увазі багатоваріантність можливих рішень. Вибір оптимального рішення доцільно проводити за методикою, яка базується на принципі мінімуму енергії оптимальної механічної системи, яку визначає граф.

3. Вагові коефіцієнти ребер модифікованих кінематичних графів при синтезі пристрою доцільно вибирати виходячи з пріоритету в порядку спадання: головний змінюваний параметр – допоміжний параметр – технологічна складність.

4. Оптимальним варіантом синтезу прийнята кінематична схема, яка визначає модифікований кінематичний граф з найменшою енергією $E(M_{II}) = 4,00036$.

2.3. Конструкторська реалізація, аналіз синтезованої структури пасивного редукційного клапана з механічною системою управління.

Метою проведених досліджень є: конструкторська реалізація, отриманої в процесі синтезу, кінематичної схеми пристрою та визначення можливих редукційних характеристик, які залежать від його функціональних можливостей; визначення основних конструкційних параметрів, які впливають на вигляд характеристики редукування.

Конструкторська реалізація отриманої кінематичної схеми у вигляді 3D моделі пристрою (позначення елементів пристроїв на кінематичній схемі і 3D моделі збігаються) виконана за допомогою CAD частини пакета *Autodesk Inventor Series* (рисунок 2.4).

Редукційний клапан працює наступним чином. Корпус 1 орієнтований в трубопроводі по відношенню напрямку руху середовища за допомогою

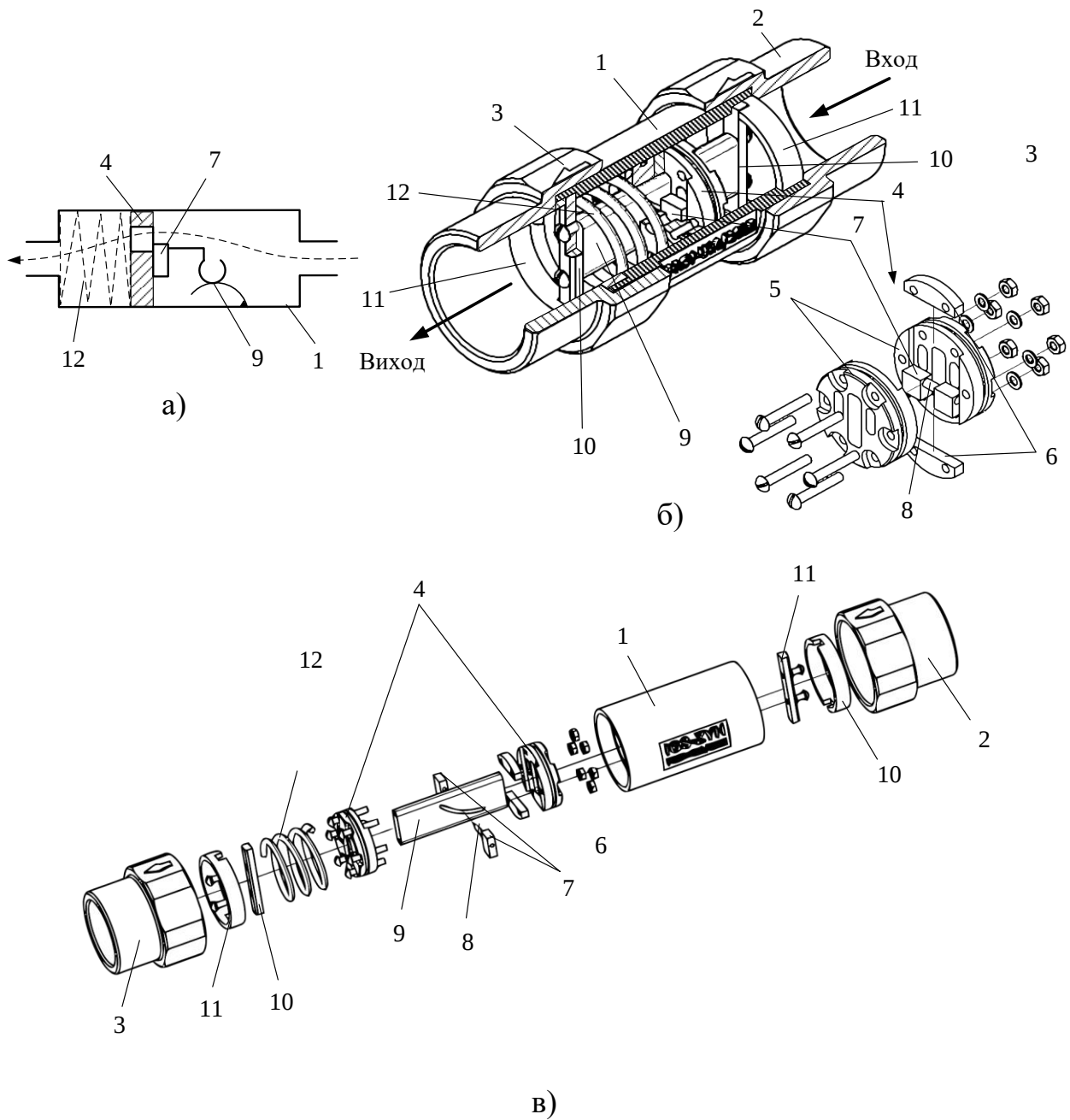


Рисунок 2.4 – Конструктивна реалізація синтезованого пристрою: кінематична схема (а); конструкторська реалізація (б); схема складання пристрою (в)

1 – корпус; 2 – вхідний патрубок; 3 – вихідний патрубок; 4 – складений поршень (2 елементи 5 і два сухаря 6); 7 – заслінка; 8 – вісь заслінки; 9 – напрямна пластина; 10 – радіальні перемички; 11 – затискні кільця; 12 – пружина.

вхідного 2 і вихідного 3 патрубків. Тиск середовища на вхідному патрубку 2 призводить до виникнення сили тиску на складеному поршні 4, викликаючи його переміщення уздовж корпусу на величину x , що залежить від жорсткості пружини 12. При переміщенні поршня 4 уздовж корпусу 1, розташована всередині нього заслінка 7 переміщається в радіальному напрямку на величину $\pm u(x)$ в наслідок контакту її осі 8 з криволінійним пазом направляючої пластини 9. Величина переміщення заслінки 7 в радіальному напрямку $\pm u(x)$ залежить від форми криволінійного паза направляючої пластини 9 і визначає повне або часткове перекриття дросельних отворів (зміна площі їх перетину) і тим самим величину тиску на вихідному патрубку 3. Зміна тиску на вхідному патрубку 2 призводить до відповідного переміщення $\pm x$ поршня 4 вздовж корпусу 1, викликаючи тим самим автономне, яке визначається формою криволінійного паза направляючої пластини 9, переміщення $\pm u(x)$ заслінки 7 в радіальному напрямку, що визначає відповідну зміну площі дросельних отворів поршня 4 і величину тиску на вихідному патрубку 3.

Наявність 3D моделей складових елементів синтезованого пристрою дозволило виконати попередній вибір матеріалу для кожного з них, уточнити їх формоутворення, а також уточнити номенклатуру стандартних виробів, які можуть бути застосовані в конструкції синтезованого пристрою.

Перевіркою кінематики розробленого пристрою, яка була проведена засобами даного пакета, встановлено, що зміна площі прохідного перетину має тісний взаємозв'язок з геометричними параметрами елементів, що визначають кінематичну пару 4-го класу. Її реалізації в вигляді кулачкового механізму з кінематичним замиканням дозволяють припустити про можливість реалізації синтезованої конструкцією характеристик редукування різної форми нелінійності. Причому форма нелінійності буде тісно пов'язана з нелінійністю кулачка, який в даному випадку задає алгоритм управління.

Аналіз синтезованої структури проведено аналітично. В якості вихідних даних при аналізі взаємозв'язку між механічною характеристикою системи управління запропонованого пристрою і його характеристикою редукування

використано як загальні значення технологічних параметрів типових трубопроводів, так і геометричні параметри наявної 3D моделі (рисунок 2.5, а). Прийнято наступні допущення: площі постійних технологічних зазорів між поршнем 4 і спрямовуючої пластиною 9, віссю 8 заслінки 7 і поршнем 4 і обумовлені ними протікання – незначні; дросельні отвори поршня 4 мають прямокутну форму. Прийнято номінальний тиск на вході клапана $p_1 = 1,0 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ (1,0 Бар) і діапазон зміни тиску на вході клапана, що визначає його працездатність $p_1 \dots 4 p_1$. Об'ємна витрата робочого середовища в трубопроводі

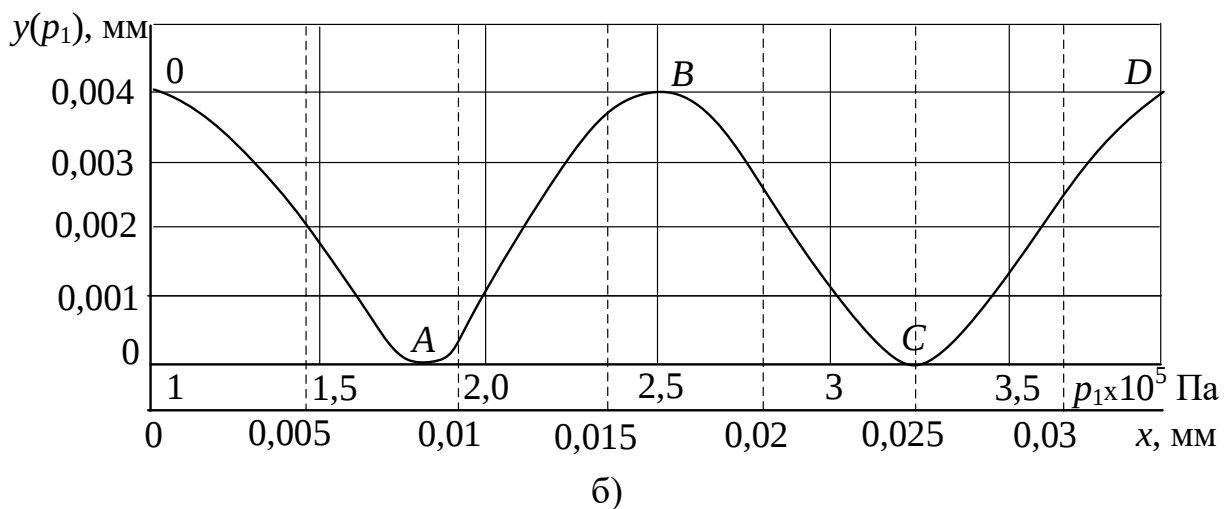
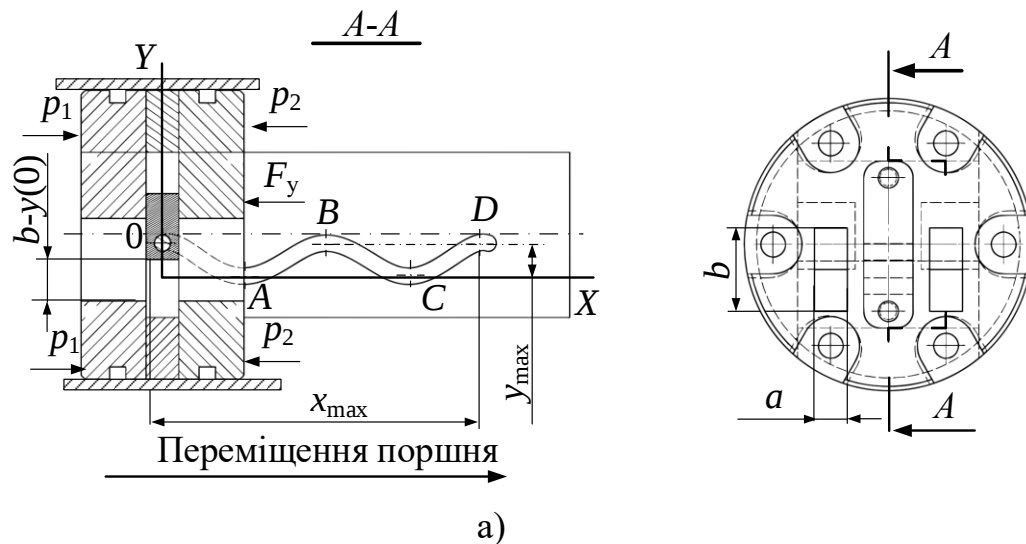


Рисунок 2.5 – Система управління редукційного клапану: розрахункова схема (а); функція управління (б)

постійна і дорівнює $Q = 0,3 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

Геометричні параметри елементів пристрою: діаметр поршня $d = 0,035$ м, розміри не перекритого дросельного отвору $a \times b = 0.004 \times 0.01$ м.

Взаємозв'язок між об'ємною витратою робочого середовища Q_0 , яке проходить крізь дросельні отвори поршня клапана, з урахуванням їх площі, і перепадом тиску визначена виразом

$$Q_0 = \mu n A(p_1) \sqrt{2 \frac{(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (2.14)$$

де μ – коефіцієнт витрати (з урахуванням прийнятих припущень $\mu = 0,85$ для прямокутного отвору при числі Рейнгольса $Re < 10000$ [13,22]); n – кількість дросельних отворів $A(p_1)$ – змінна площа прямокутного дросельного отвору, що залежить від переміщення поршня при зміні величини тиску на вході клапана p_1 ; p_2 – тиск на виході клапана; ρ – щільність робочого середовища (в загальному випадку для стискаемого робочого тіла $\rho = 0,9 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ [13,14,22]).

Параметри механічної системи управління задані наступним чином. Зміна тиску від p_1 до $4p_1$ викликає максимальне лінійне переміщення поршня клапана, яке складе $x_{\max} = 0,04$ м. При цьому прийнято, що дане переміщення пропорційно величині тиску. Це обумовлено застосуванням у пристрої пружини 12, яка має постійну жорсткість c і визначає лінійну характеристику пружної сили $F_y = cx$, яка поряд з тиском p_2 протидіє силі тиску p_1 на вході клапана.

Кривизна паза направляючої пластини задана таким чином, що на всьому прийнятому діапазоні зміни тиску на вході p_1 , визначає відповідне переміщення поршня клапана x , його геометрією забезпечені три максимальні площі дросельних отворів (положення поршня 0, B, D) і дві мінімальні площі дросельних отворів (положення поршня A і C). Характеристики положень у вигляді відповідних площ дросельних отворів і значень тиску на вході клапана представлені в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Залежність між тиском і керованою площею дросельних отворів

Точка на графіку	0	A	B	C	D
Значення тиску на вході $p_1, \times 10^5$ Па	1,00	1,75	2,50	3,25	4,00
Площа дросельних отворів $A(p_1), \times 10^{-5}$ мм ²	4,8	1,6	4,8	1,6	4,8

Кривизна ділянок між зазначеними точками паза направляючої пластини прийнята синусоїдальною. Повне перекриття або повне відкриття дросельного отвору в даному дослідженні не розглядається (див. рисунок 2.5, б).

Функція, що визначає кривизну паза направляючої пластини за координатами X і Y представлена у вигляді полінома, який при прийнятих геометричних параметрах має вигляд

$$y(x) = -1 \cdot 10^6 x^6 + 3 \cdot 10^6 x^5 - 235243 x^4 + 10231 x^3 - 252,07 x^2 + 2,4727 x + 10^{-5} \quad (2.15)$$

З огляду на пропорційність зміни тиску на вході клапана p_1 і переміщення поршня x уздовж відповідної осі, поліном (2.15) перетворений в такий вигляд

$$y(p_1) = -5 \cdot 10^{-7} p_1^6 + 0,0001 p_1^5 - 0,0012 p_1^4 + 0,0061 p_1^3 - 0,0178 p_1^2 + 0,0208 p_1 + 1 \cdot 10^{-5}. \quad (2.16)$$

Надалі взаємозв'язок між тиском p_1 і геометричними параметрами криволінійного паза будемо називати функцією управління (див. рисунок 2.5, б).

З урахуванням того, що площа дросельного отвору

$$A(p_1) = n \cdot [a \cdot (b - y(p_1))] \text{ и } n = 2 \quad (2.17)$$

з виразу (2.14) отримано

$$p_2(p_1) = p_1 - \frac{Q^2 \cdot \rho}{A(p_1) \cdot \mu^2} \quad (2.18)$$

Розрахунок за виразом (2.16) проведений для двох варіантів. У першому випадку, в якості контрольного, розглядався віртуальний пристрій з

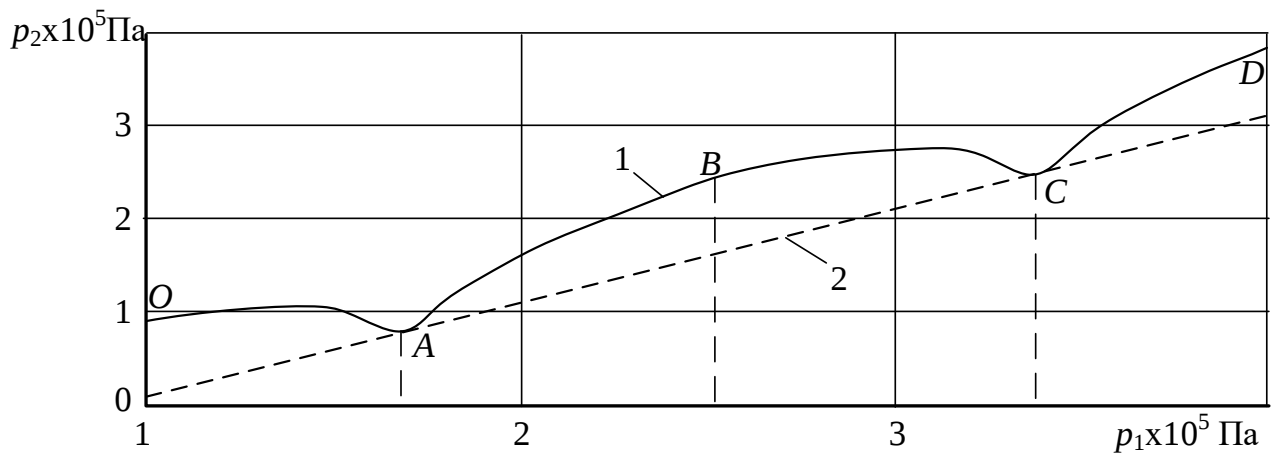


Рисунок 2.6 – Зміна тиску на «виході» редукційного клапана: 1 – клапан з керованою площею дросельних отворів; 2 – клапан з постійною площею дросельних отворів.

дросельними отворами постійного перетину $A(p_1) = 1,6 \times 10^{-5} \text{ мм}^2$, а в другому випадку представлений пристрій зі змінною площею дросельних отворів. Результати проведених розрахунків інтерпретовані у вигляді графіків 1 і 2 (рисунок. 2.6).

Графік 1 уявляє собою пряму лінію, яка свідчить про пропорційне збільшення тиску на виході клапана p_2 при збільшенні тиску p_1 на його «вході». Це характерно для пристроїв редукування з постійною площею дросельних отворів [14, 21, 49]. Графік 2 є криволінійним, на якому є ділянки підвищення (AB, CD) зниження (OA, BC) тиску на «виході» клапана p_2 при збільшенні тиску p_1 на його «вході». Спільна обробка виразів (2.16) і (2.18) в математичному пакеті *Maple 18* дозволила виділити екстремуми даної функції (точки O, A, B, C, D), які повністю збігаються за показником тиску p_1 з екстремумами функції управління (див. рисунок 2.5, б). Встановлено, що криволінійні ділянки підвищення і пониження тиску на графіку 2 – синусоїдальні. Розрахункові значення тиску в точках A і C для графіків 1 і 2 однакові, оскільки дані точки в обох випадках визначають однакову площу дросельних отворів $A(p_1) = 1,6 \times 10^{-5} \text{ мм}^2$. Виходячи з цього, отримані вирази (2.16) і (2.18), що визначають взаємозв'язки між механічною характеристикою системи управління

запропонованого пристрою і його характеристикою редукування, можна вважати досить коректними.

На основі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Наявність додаткового механічного контуру в структурі запропонованого пасивного редукційного клапана дозволяє кардинальним чином впливати на його характеристики редукування в реальному режимі часу.

2. Характеристики редукування, що реалізуються даним клапаном, не можуть бути отримані за допомогою існуючих пасивних редукційних клапанів.

3. Введення в структуру клапана додаткового механічного контуру дозволяє збільшити число конструктивних параметрів, що впливають на його характеристику редукування. Однак в даному випадку основним параметром слід визнати форму криволінійного паза на направляючій пластині, яка по суті визначає алгоритм управління клапаном. Це визначає можливість значно більш точної реалізації характеристики редукування пристрою, що дозволяє значно підвищити його ефективність за показниками кратності і відповідності (див. розділ 1.1), які для розглянутого випадку становлять $k_v = 0,95$, $k_k = 4$.

2.4 Синтез цільової характеристики редукування за допомогою синтезованого редукційного клапана з механічною системою управління

Метою даних досліджень є: визначення функціональної спроможності синтезованого редукційного клапана з механічною системою управління у вигляді кулачкового механізму з кінематичним замиканням по реалізації цього виробу певної (цільової) характеристики редукування; визначення основних конструкційних параметрів клапана, які впливають на вигляд реалізованої характеристики редукування; розрахунок відповідних параметрів механічної структури, що реалізує алгоритм управління; перевірка можливості технічної реалізації запропонованої механічної системи управління.

Припустимо, що за допомогою запропонованого пристрою необхідно отримати цільову функцію редукування, яка визначає деяке постійне значення тиску на виході p_2 при зростанні тиску на вході в діапазоні $p_1 \dots 4 p_1$.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані при синтезі цільової характеристики редукування

№ п.п.	Найменування параметру	Позначення	Величина
1.	Витрата	Q	$1,25 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$
2.	Мінімальний тиск на вході	$p_{1\min}$	$1,0 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ (1,0 Бар) [2,3]
2.	Максимальний тиск на вході	$p_{1\max}$	$4,0 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ (4,0 Бар) [2,3]
3.	Номінальний тиск на виході	p_2	$0,7 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ (0,7 Бар)
4.	Щільність середовища повітря - 1,2754	ρ	$935 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} = 9163 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$
5.	Коефіцієнт витрати, прийнятий з умови, що форма дросельного отвору – прямокутник а число Рейнтгольдца $Re < 10000$	μ	0,85
6.	Діаметр трубопроводу	d_T	0,03 м.

При вирішенні поставленого завдання перш за все необхідно визначитися з основними вихідними даними. До них відноситься: середа в трубопроводі, а також геометричні параметри пропонованого пристрою, що мають тісний взаємозв'язок з геометричними параметрами трубопроводу. Середовище в трубопроводі (газ або рідина) характеризуються: витратою Q ($\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$), щільністю ρ ($\frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$), безрозмірним коефіцієнтом витрати μ , який призначається для проєктованого редукуючого пристрою в залежності від його форми дросельного отвору і числа Рейнтгольдца. Геометричними параметрами трубопроводу зазвичай вважають його внутрішній діаметр d_T . [11, 12]. Для конкретизації дослідження прийняті наступні значення, представлених вище параметрів у Таблиці 2.3.

Виходячи з наявних даних визначаємо одні з основних геометричних параметрів редуційного клапана:

– діаметр поршня клапана

$$d = d_T + 5 = 0,035 \text{ м.} \quad (2.19)$$

– довжина поршня клапана

$$l = (0.5 \dots 0.6) d = 0,57 \cdot 0.035 = 0,02 \text{ м.} \quad (2.20)$$

Слід зазначити, що вирази (2.19) і (2.20) емпіричні, і отримані в процесі тривимірного моделювання прототипу пропонованого пристрою.

Одним з основних елементів пропонованої конструкції є циліндрична пружина стиснення. Будемо вважати, що наявність на вході клапана мінімального тиску $p_{1\min}$ визначає попередню осадку пружини H_1 при цьому зусилля осідання пружини

$$F_1 = (p_{1\min} - p_2) \cdot S = (p_{1\min} - p_2) \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,035^2}{4} =$$

$$1 \cdot 10^5 \cdot 9,62 \cdot 10^{-4} = 96,16 \text{ Н,} \quad (2.21)$$

де S – площа поршня, без урахування площі дросельних отворів.

Максимальне зусилля на пружину, що викликає її максимальну усадку H_2

$$F_2 = (p_{1\max} - p_2) \cdot S = (p_{1\max} - p_2) \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 4 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0,035^2}{4} =$$

$$4 \cdot 10^5 \cdot 9,62 \cdot 10^{-4} = 384,64 \text{ Н.} \quad (2.22)$$

На основі розрахунків за виразами (2.21) і (2.22) з використанням методики проектування кручених циліндричних пружин [51] встановлено, що для пружин з 12Х18Н10Т з зовнішнім діаметром $D_0 = 0,035$ м, діаметром дроту $d_{\text{пр}} = 0,002$ м і робочим числом витків $n = 6$ - робочий хід пружини $l_p = 0,025$ м, а довжина в стислому стані $l_{\text{сж}} = 0,02$ м. Ці розрахункові геометричні параметри є одними з найважливіших, оскільки визначають лінійний габарит пропонованого клапана.

Сумарну максимальну площу n дросельних отворів A_n запропоновано визначати з умови, що вони повністю відкриті при мінімальному тиску $p_{1\min}$ оскільки зі збільшенням тиску площа повинна бути зменшена. Тоді, з урахуван-

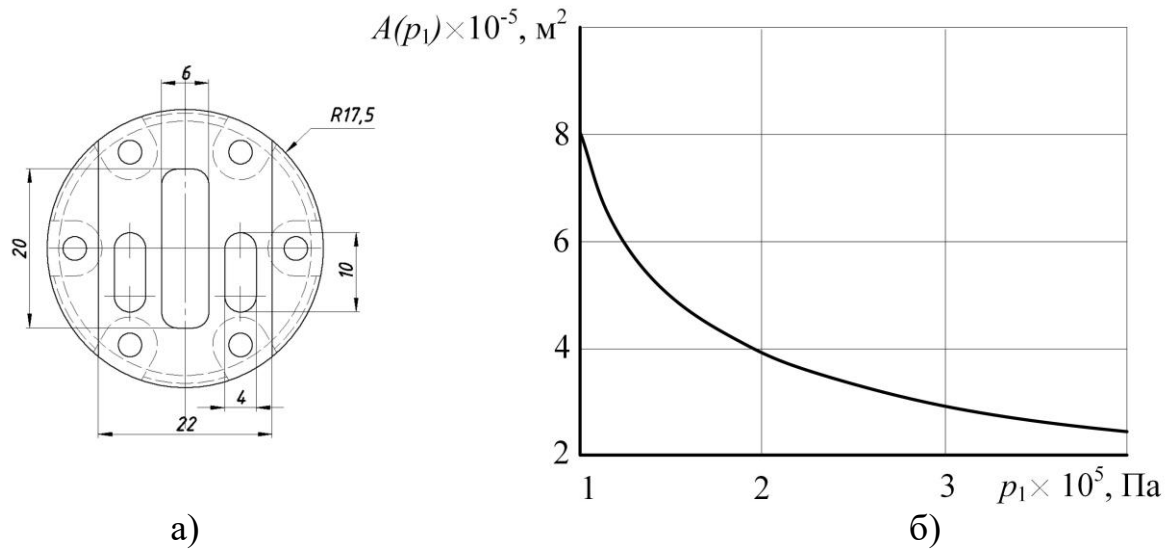


Рисунок 2.7 – Основні параметри поршня: конструктивні параметри поршня (а); змінення площі дросельних отворів $A(p_1)$, що визначає стабілізацію тиску на «виході» клапана (б)

ням необхідного значення тиску p_2 для прямокутного дросельного отвору отримано з формули Торрічеллі [22, 52, 53]

$$A_n = \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{p_{1\min} - p_2}{\rho}}} = \frac{1.25 \cdot 10^{-4}}{0.85 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 10^5 - 0.7 \cdot 10^5}{9163}}} = 8,127 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2. \quad (2.23)$$

З конструктивних міркувань призначаємо кількість дросельних отворів $n = 2$ і постійну ширину дросельних отворів $b = 0,004$ м. Тоді, висота прямокутного дросельного отвору

$$h = \frac{A_n}{n \cdot b} = \frac{8,127 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 0,004} = 0,01 \text{ м} \quad (2.24)$$

Таким чином, вирази (2.23) - (2.24) дозволяють визначити основні геометричні параметри поршня запропонованого пристрою (рисунок 2.7, а).

Необхідна зміна площі дросельних отворів $A(p_1)$, що визначає стабілізацію тиску на виході на заданому рівні p_2 при збільшенні тиску на вході від $p_{1\min}$ до $p_{1\max}$ визначено

$$A(p_1) = \frac{Q}{\mu \cdot \sqrt{\frac{p_{1(i)} - p_2}{\rho}}}, \quad p_{1(i)} = 1 \cdot 10^5 \dots 4 \cdot 10^5 \text{ Па.} \quad (2.25)$$

Графічна інтерпретація необхідної зміни площі (цільова функція за площею) показує нелінійну залежність між площею і тиском показана на рисунку 2.7, б.

Оскільки ширина дросельних отворів $b = \text{const}$ з виразу (2.16) можна отримати залежність, що визначає необхідну зміну висоти дросельного отвору h і її мінімальне значення $h_{\text{max}} = 0,0032 \text{ м}$ (рисунок 2.8, а).

Отримані геометричні параметри є вихідними даними при визначенні основних геометричних параметрів клапана а також системи управління (рисунок 2.8,б). Враховуючи, що виготовлення направляючого пазу найдоцільніше виробляти на верстатах з ЧПК, вираз (2.25) з урахуванням числових значень, змінних які входять до нього, можна представити у вигляді степеневого полінома. Так для розглянутого прикладу

$$h(p_1) = 0,00034p_1^3 - 0,00028p_1^2 + 0,0072p_1 - 0,0003 \quad (2.26)$$

Виходячи з того, що механічна систем управління запропонованого пристрою є кулачковий механізм з поступально рухомим штовхачем і кінематичним замиканням (вигнутий паз направляючої пластини 9 - заслінка 7),

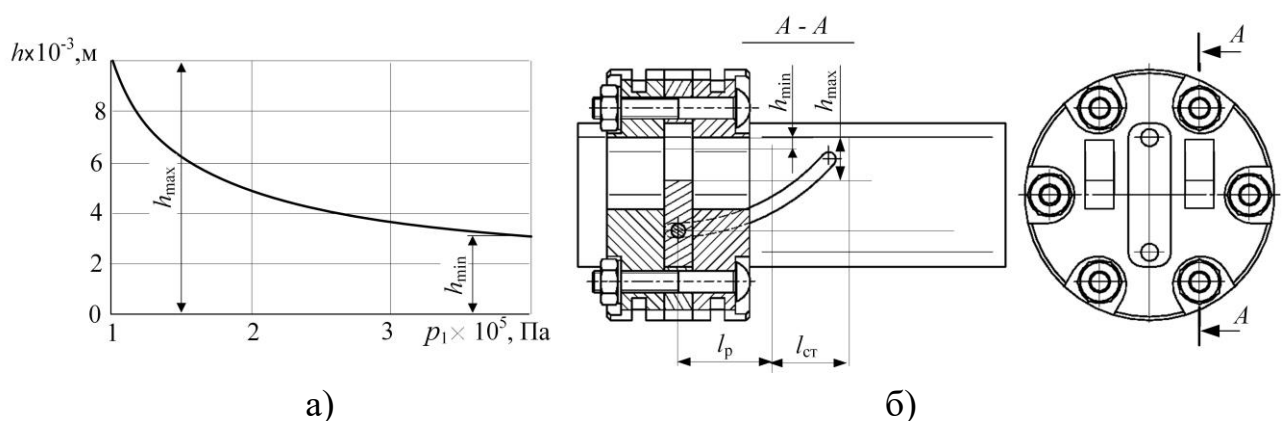


Рисунок 2.8 – Основні геометричні параметри конструкції поршня: необхідна зміна висоти дросельного отвору h (а); геометричні параметри клапана (б)

то в завершенні проектування необхідно проводити розрахунок кутів тиску даного механізму. Оскільки проектування даного пристрою проводилося з використанням *CAD* пакета *Autodesk Inventor Series*, то даний розрахунок виконаний в модулі кінематичного аналізу кулачкових механізмів.

Результат розрахунку свідчить про те, що кути тиску в розглянутій механічній системі управління знаходяться в межах $\theta = 5^\circ \dots 13^\circ$, і не перевищують допустимих кутів тиску для кулачкового механізму з поступально рухомим штовхачем $[\theta] = 25^\circ \dots 35^\circ$, що свідчить про відсутність заклинювання [47, 48, 54].

Проведені розрахунки свідчать про високу ефективність запропонованого пристрою при відтворенні цільової характеристики, оскільки основні показники для розглянутого випадку становлять $k_v = 0,99$, $k_k = 4$.

На підставі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Проведений в розділі синтез цільової характеристики редукування свідчить про широку можливість запропонованого пристрою по реалізації необхідних характеристик редукування.

2. Отримані вирази (2.21), (2.22), (2.25), що дозволяють визначити основні геометричні параметри пропонованого пристрою, можуть бути використанні в методиці розрахунку даного виду пристроїв.

3. Рівняння визначає кривизну паза керуючої пластини (2.25) раціонально приводити до степеневим поліному (2.26), оскільки в цьому випадку потрібні незначні перетворення для його використання в програмах верстатів з ЧПК при виготовленні паза.

4. При синтезі складних характеристик редукування необхідно контролювати контактну взаємодію осі заслінок і поверхні криволінійного паза щоб уникнути заклинювання. Можливі варіанти варіації з діаметром осі заслінок, для забезпечення прийняттого кута тиску θ .

5. Проведені розрахунки свідчать про високу ефективність запропонованого пристрою при відтворенні цільової характеристики, оскільки основні показники

для розглянутого випадку становлять $k_v = 0,99$, $k_k = 4$.

2.5. Висновки за розділом 2

Виконаний синтез принципово нової структури редукційного клапана з механічною системою управління. Подальша вдала конструктивна реалізація синтезованої структури свідчить про те, що використання модифікованих кінематичних графів є ефективним способом для синтезу нових структур самоврядних пасивних редукційних клапанів і дозволяє з найменшими тимчасовими витратами отримати їх працездатні прототипи.

Підтверджено, що наявність додаткової механічної структури в значній мірі розширює функціональні можливості редукційних клапанів і дозволяє з їх допомогою реалізовувати характеристики редукування, які не можуть бути реалізовані жодною, з існуючих на даний момент, конструкцією пасивного редукційного клапана.

При проведенні досліджень в даному розділі встановлено наступне:

1. Отримала подальший розвиток методика аналізу і синтезу механічних структур з використанням модифікованих кінематичних графів, оскільки

- вперше проведена вдала апробація методики аналізу і синтезу механічних структур з використанням модифікованих кінематичних графів для синтезу самоврядних елементів гідроапаратури, а саме редукційного клапана;

- вперше встановлено, що модифікований кінематичний граф пристрою, що відноситься до елементів гідроапаратури із змінними характеристиками, повинен мати як мінімум три цикли, два з яких визначають основну функціональну взаємодію елементів пристрою, а той, що залишився – їх зміна

- вперше запропоновано, при розрахунку ступеня рухливості моделі у вигляді модифікованого кінематичного графа, проводити її коригування на основі матриці збірки даної моделі;

Вперше запропоновано, при розрахунку енергії графа, що визначає синтезовану конструкцію, використовувати вагові коефіцієнти, встановлюючи їх за пріоритетом "основна функція – допоміжна функція – технологічна складність виготовлення".

2. Конструкторська реалізація запропонованого пристрою, розробка його розрахункової схеми і подальші дослідження свідчать, що завдяки наявності механічної системи управління збільшено кількість конструктивних параметрів, які визначають можливість більш точного налаштування пристрою.

3. Дослідження, проведені по синтезу цільової характеристик редукування за допомогою запропонованого пристрою свідчать, що основний конструктивний параметр, а саме кривизна паза направляючої пластини, визначають реалізацію пристроєм практично будь-якої характеристики редукування.

4. Результати синтезу і наведена конструкторська реалізація редуційного клапана з механічною системою управління можуть бути використані при створенні іншого виду гідро-пневмо апаратури, а саме регулятора витрати.

5 Основним конструкційним параметром запропонованого пристрою слід визнати форму криволінійного паза на направляючій пластині, яка по суті визначає алгоритм управління клапаном. Існуючі високоточні технології виготовлення деталей з такими формами дають можливість більш точної реалізації характеристики редукування (особливо цільової) пристрою, що дозволяє значно підвищити його ефективність за показниками кратності і відповідності.

6. Проведені розрахунки свідчать про високу ефективність запропонованого пристрою при відтворенні цільової характеристики, оскільки основні показники для розглянутих випадків свідчать про значне підвищення показників ефективності у порівнянні з існуючими прямими пасивними редуційними клапанами. По коефіцієнту відповідності k_v у 1,2...1,8 разів, по коефіцієнту кратності k_k у 2...4 рази.

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРЯМОГО ПАСИВНОГО РЕДУКЦІЙНОГО КЛАПАНА З МЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ, ГІДРАВЛІЧНИХ І ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ В СКЛАДІ ЯКИХ ВІН ПРАЦЮЄ.

В даний час математичне моделювання фізичних процесів в технічних пристроях за допомогою комп'ютерів і відповідного програмного забезпечення знаходить все більш широке застосування при вирішенні найрізноманітніших завдань [55, 56].

Пневматичні і гідравлічні системи включають в себе широкий діапазон різного устаткування і пристроїв, які повинні забезпечити їх можливість роботи в динамічних режимах з необхідною якістю перехідних процесів, захист системи від перевантаження і точний контроль діючих зусиль. У зв'язку з цим, актуальним завданням дослідження нових представників пристроїв такого роду, до яких відноситься пропонований пасивний прямий редукційний клапан з механічною системою управління, є розробка достовірних математичних моделей робочих процесів, що протікають в пневматичних і гідравлічних системах і враховують особливості технологічного призначення даного обладнання.

В динаміці пневматичних і гідравлічних систем є особливості, зумовлені взаємодією їх елементів, а також наявністю руху робочого середовища по трубопроводах, щілинах і каналах з місцевими опорами. Крім процесів, що виникають при виконанні системами запланованих операцій, мають місце коливання тиску, витрат, окремих деталей внаслідок стискання робочого середовища, впливу робочого середовища на регулюючі пристрої, витоку по зазорам і інші причини. Поєднання всіх цих явищ призводить до складних нестационарних пневмомеханічних або гідромеханічних процесів, які необхідно враховувати при проектуванні даних пристроїв [55, 57, 58, 59].

Разом з тим, розширення функціональних можливостей і підвищення

ефективності технологічного обладнання, зокрема обладнання пневматичних або гідравлічних систем за рахунок розробки та застосування систем механічного управління вимагає негроміздких достовірних математичних моделей робочих процесів, що протікають в даному пристрої. Тому моделювання динамічних процесів в пропонованому пасивному прямому редукційному клапані з механічною системою управління становить значний інтерес.

3.1. Особливості математичного моделювання прямого пасивного редукційного клапана з механічною системою управління

Метою проведених досліджень є: вивчення факторів, що впливають на динамічні процеси в прямому пасивному редукційному клапані з механічною системою управління; облік даних факторів при математичному моделюванні запропонованого редукційного клапана; визначення взаємозв'язку даних факторів з іншими фізико-механічними властивостями і кінематичними характеристиками елементів запропонованого редукційного клапана.

Важливою проблемою при експлуатації систем автоматичного регулювання тиску робочого тіла в пневматичних або гідравлічних системах є забезпечення необхідної динамічної якості і, перш за все, відсутність автоколивальних процесів, що знижують термін служби систем і точність вимірювань [21, 60, 61]. Тому необхідно приділяти велику увагу вивченню факторів, що впливають на динамічні процеси в таких системах. До одного з найбільш важливих факторів відноситься сила тертя в місцях контакту елементів редукційного клапана. При цьому необхідно розрізняти в'язке і сухе тертя [62, 63].

У разі в'язкого тертя його облік в математичній моделі проводять за наступним виразом:

$$F_{\text{вз}} = \beta \frac{dx}{dt}, \quad (3.1)$$

де β – коефіцієнт в'язкого тертя; x – переміщення елемента, що розглядається.

Проте важливу роль при математичному описі процесів, що відбуваються, особливо в пневматичній апаратурі, грає сухе тертя. Досить часто сила сухого тертя розглядається в першому наближенні як релейна характеристика [64]. Однак в практиці, особливо у випадку газоподібного робочого тіла, часто спостерігаються випадки, коли сила тертя спокою в моделі тертя порівнянна з силою тертя при русі елемента редукційного клапана. Враховуючи, що запропонований прямий редукційний клапан з механічною системою управління має досить велику кількість рухомих частин, облік даного фактору при математичному моделюванні є досить важливим. Тому виникла необхідність у вивченні процесу впливу зазначеного фактора на динамічні характеристики пропонованого редукційного клапана і його механічної системи управління в цілому.

Зазвичай при вирішенні стандартних фізичних задач приймається, що максимальна сила сухого тертя ніяк не пов'язана зі швидкістю переміщення поверхонь, що труться, і розраховується за формулою:

$$F_{\text{с,тр}} = fN, \quad (3.2)$$

де f – коефіцієнт тертя; N – сила реакції опори частини механізму, що третється.

Однак, в даний час при розрахунку і моделюванні елементів пневматичної і гідравлічної апаратури рекомендовано застосовувати дещо інші моделі сили сухого тертя [16, 21, 65]. До таких моделей сили сухого тертя $F_{\text{с,тр}}$ відносять модель тертя у вигляді релейної характеристики; модель з урахуванням тертя спокою $F_{\text{тр,сп}}$ і руху $F_{\text{тр,р}}$ (рисунок 3.1).

Модель тертя у вигляді релейної характеристики описується системою рівнянь

$$F_{\text{с,тр}} = \begin{cases} F_{\text{с,тр}} & \text{при } \frac{dx}{dt} \neq 0 \\ 0 & \text{при } \frac{dx}{dt} = 0 \end{cases} \quad (3.3)$$

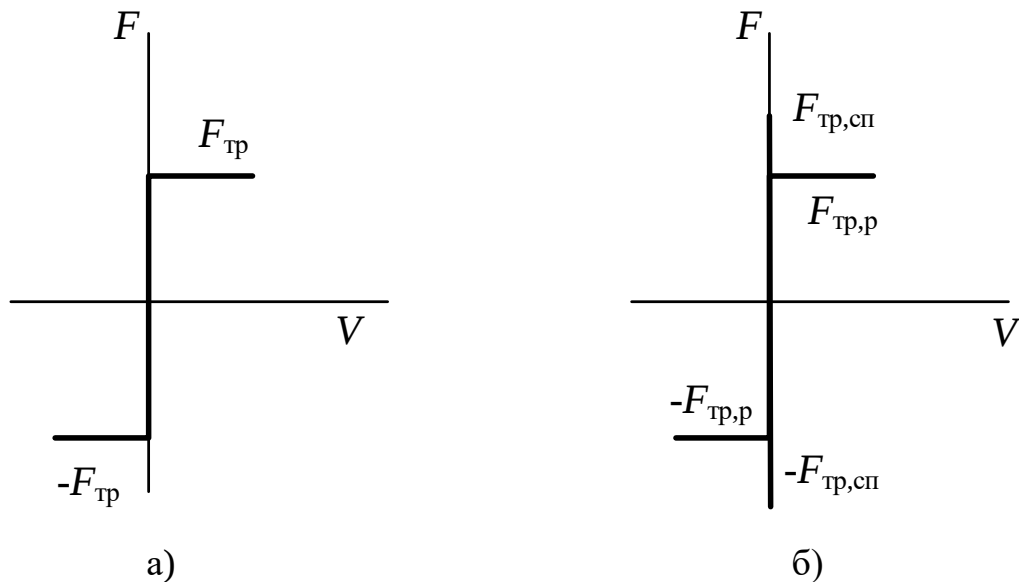


Рисунок 3.1 – Моделі сили сухого тертя: модель тертя у вигляді релейної характеристики (а); модель з урахуванням тертя спокою і тертя руху (б)

Модель, що описується системою (3.2) найчастіше застосовується при математичному моделюванні динамічних процесів в силових пристроях у вигляді пневматичних циліндрів, де в наявності є досить великі площі контакту і зусилля а також, що не маловажно, чітко обумовлений робочий хід визначає два крайніх положення рухомої ланки. Враховуючи, що керовані редукційні клапани працюють в режимі з постійним переміщенням їх рухомих частин з короткочасними зупинками, то в цьому випадку доцільно застосовувати модель тертя з урахуванням, як тертя спокою $F_{тр,сп}$, так і тертя руху $F_{тр,р}$.

Модель з урахуванням тертя спокою $F_{тр,сп}$ і тертя руху $F_{тр,р}$ описується системою рівнянь

$$F_{с,тр} = \begin{cases} F_{тр,р}, \text{ при } \frac{dx}{dt} \neq 0; \\ + F_{тр,сп}, \text{ при } \frac{dx}{dt} = 0 \text{ та } F_{тр,р} > F_{тр,сп}; \\ - F_{тр,сп}, \text{ при } \frac{dx}{dt} = 0 \text{ та } F_{тр,р} < -F_{тр,сп}; \\ F_{тр,р}, \text{ при } \frac{dx}{dt} = 0 \text{ та } |F_{тр,р}| \leq F_{тр,сп}. \end{cases} \quad (3.4)$$

При цьому визначення тертя руху $F_{тр,р}$ виконується за виразом (3.2). Тертя спокою, згідно робіт Кулона [66, 67], багато в чому залежить від матеріалу дотичних поверхонь і їх шорсткості. У деяких вибіркових випадках дану силу визначають експериментально. У загальних випадках математичного моделювання динамічних процесів в пневматичній апаратурі розрахунок тертя спокою $F_{тр,сп}$, згідно існуючих рекомендацій [68], доцільно проводити за висловом

$$F_{тр,сп} = (1,05...1,2) fN, \quad (3.5)$$

де ліва межа діапазону застосовується для пар тертя «метал – метал» а права межа для пар «метал – пластик» і «пластик – пластик».

На підставі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Одним з основних факторів, що впливають на динамічні процеси в прямому пасивному редукційному клапані з механічною системою управління а також пневматичних та гідравлічних системах, в складі яких він працює, є тертя.

2. Враховуючи, що робоче тіло, яке передається по трубопроводу з встановленим клапаном, може бути газоподібне або рідке, то в залежності від цього запропоновано застосовувати такі моделі сили тертя: релейну модель сухої сили тертя з урахуванням, як тертя спокою $F_{тр,сп}$, так і тертя руху $F_{тр,р}$ і в'язкого тертя відповідно.

3.2. Математичне моделювання динамічних процесів в прямому пасивному редукційному клапані з механічною системою управління. Оцінка динамічної стійкості клапана.

Метою проведених досліджень є: розробка загального підходу до математичного моделювання запропонованого редукційного клапана з механічною системою управління і визначення параметрів, що впливають на його динамічні характеристики, а зокрема на динамічну стійкість його роботи.

Математичне моделювання динамічних процесів регуляторів тиску, до яких відноситься запропонований клапан, включає як правило облік пружних

властивостей робочого тіла, гідродинамічної сили потоку, масу запірного елемента регулятора, сил в'язкого або сухого тертя, що діє в процесі руху запірного елемента клапана, а також квадратичного закону витікання робочого тіла, що проходить через дросельний отвір регулятора [69, 70, 71]. Нелінійні характеристики в більшості випадків піддаються лінеаризації і як наслідок диференціальні рівняння стають лінійними [72, 73, 74]. Це дозволяє з достатньою для інженерних розрахунків точністю дозволяють визначати динамічні характеристики регуляторів [75, 76, 77].

Математична модель прямого редуційного клапана з механічною системою управління з деяким запобіжним об'ємом робочого тіла може бути представлено рівняннями рівноваги сил, діючих на запірно-регулюючий елемент, і балансу витрат в робочій зоні регулятора [78, 79, 80, 81]. При цьому передбачається, що тиск у всіх точках напірної магістралі змінюється одночасно, коефіцієнт витрати робочого тіла через змінний дросельний отвір поршня редуційного клапана і її температура – постійні, гідравлічний опір зливальної магістралі незначний, гідродинамічні сили не враховуються через невеликі швидкості робочого тіла.

При складанні математичної моделі пропонованого клапана запропоновано застосувати принцип Д'Аламбера і закон збереження мас для нешвидкого гідравлічного або пневматичного контуру, який включає розглянутий клапан. Розрахункова схема для цього випадку включає всі елементи що визначають таку модель (рисунок 3.2).

Рівняння рівноваги всіх сил, що діють на поршень з регулятором за умови рідкого робочого тіла

$$m_{\Sigma} \frac{d^2 x}{dt^2} - \beta \frac{dx}{dt} - \beta \frac{dy}{dt} + c(x_0 + x) = p_0 A(x), \quad (3.6)$$

де m_{Σ} – сумарная маса поршня m і регулюючої заслінки m_3 ; x – переміщення поршня; β – коефіцієнт в'язкого тертя; c – жорсткість пружини; x_0 – попередній натяг пружини; p_0 – тиск на вході в регулятор; $A(x)$ – площа поршня, на яку діє

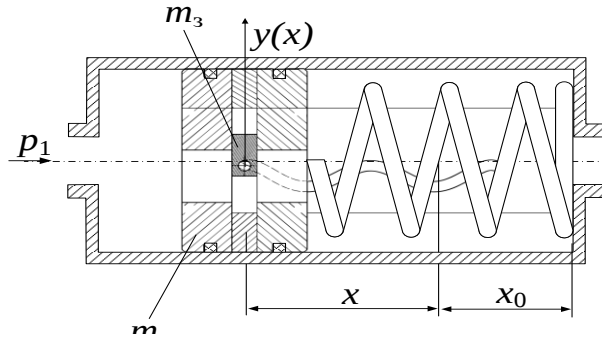


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема прямого редукційного клапана з механічною системою управління

маси тільки маси поршня

тиск.

Враховуючи, що маса регулюючої заслінки набагато менше маси поршня (за результатами 3D моделювання, за умови, що усі деталі пристрою металеві, становить менше ніж 5%, див. підрозділ 2.2), то у виразі (3.6) можливе застосування в якості сумарної

$$m_{\Sigma} = m.$$

Рівняння балансу витрат робочого тіла для запропонованого редукційного клапана з механічною системою управління може бути представлене наступним чином:

$$Q = Q_p + Q_{\text{ст}} + Q_n, \quad (3.7)$$

де $Q = A_1 \frac{du}{dt}$ – витрата робочого тіла для запобіжного обсягу; $Q = \mu A(\Delta p) \sqrt{\Delta p}$ –

витрата рідини, що проходить через дросельний отвір; $Q_{\text{ст}} = kW \frac{dp}{dt}$ – витрата

робочого тіла, викликана його стисненням; A_1 – площа запобіжного обсягу, обмеженого торцем циліндра, який визначає корпус клапана; μ – коефіцієнт витрати (стала дросельного отвору); Δp – перепад тиску в клапані; k – коефіцієнт стисання робочого тіла; W – обсяг вхідної порожнини клапана; u – переміщення запобіжного обсягу.

Тоді з урахуванням виразів (3.6) і (3.7) система диференціальних рівнянь, що визначає математичну модель запропонованого клапана:

$$\begin{cases} m_{\Sigma} \frac{d^2 x}{dt^2} = pA(x) - F_{r1} - F_{r1} - \beta \frac{dx}{dt} - \beta \frac{dy(x)}{dt} - c(x_0 + x); \\ f_1 \frac{du}{dt} = \mu A(x(\Delta p)) \sqrt{\Delta p} + kW \frac{dp}{dt} + f \frac{dx}{dt} \end{cases} \quad (3.8)$$

Початкові умови для моделі за виразом (3.8)

$$\begin{cases} x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0; \\ u(0) = 0, \dot{u}(0) = 0. \end{cases}$$

Як видно з отриманої системи рівнянь (3.8) вона є нелінійною, що визначає застосування до її вирішення певних чисельних методів. Слід зазначити, що дана система рівнянь може бути використана до визначення одного з важливих, для керованих технічних систем, показників, яким є динамічна стійкість.

Динамічна стійкість регулятора тиску, до яких відноситься пропонований редукційний клапан з механічною системою управління, виражається наявністю або відсутністю автоколивань в широкому діапазоні частот – починаючи від високочастотного акустичного резонансу до само збуджуваних коливань, викликаних стисканням робочого тіла або «нежорсткістю» приводу насоса [82, 83, 84]. У деяких випадках динамічна нестійкість регулятора тиску може бути викликана певною комбінацією його геометричних і конструктивних параметрів, що визначають збіг власної частоти регулюючого органу пристрою з частотою пульсації насоса.

Однією з найбільш поширених причин динамічної нестійкості регулятора тиску є стиск робочого тіла, що можна пояснити наступним чином. При застосуванні імпульсу тиску до регулюючого органу пристрою, який викличе переміщення, що визначає закриття дросельного отвору, тиск в напірній порожнині зростає. При стисканні робочого тіла, обсяг, що звільнився, повинен заповнитися знову робочим тілом, яке надійшло до нього. Після стиснення, викликаного імпульсом тиску, регулюючий орган пристрою переміщується в зворотну сторону, що супроводжується зниженням тиску в напірній області

регулятора. Через дросельний отвір регулятора, разом з основною витратою повинна пройти і витрата, яку можна назвати звільненою при розширенні рідини. Це призведе до виникнення додаткової сили, спрямованої в бік переміщення регулюючого органу пристрою. Якщо сила, що виникла, менше сили демпфування, то регулятор через деякий час повернеться в сталий стан. В іншому випадку регулюючий орган пристрою увійде в режим автоколивань з постійною або, що ще гірше, зростаючою амплітудою.

Для лінійних систем, визначення меж стійкого динамічного стану носить тривіальний характер. Для нелінійних систем зазвичай проводять додатковий аналіз, який дозволяє встановити необхідну методику по визначенню даних меж. При цьому, визначають лінеаризацію тієї чи іншої нелінійності, виявленої при вирішенні тієї чи іншої конкретної задачі, а також, що не маловажно, отриману при цьому похибку.

З огляду на нелінійність моделі визначається системою рівнянь (3.8), пов'язану зі зміною площі дросельного отвору (див. розділ 2) прийнято за доцільне застосування методу фазових траєкторій (див. підрозділ 1.3), який дозволяє досліджувати нелінійні коливальні системи без безпосередньої побудови всієї картини фазових траєкторій. Використання даного методу передбачає побудову фазової траєкторії напівциклу, якщо фазові траєкторії симетричні. У разі, коли фазові траєкторії не симетричні, то розглядається повний цикл руху системи. У разі симетричності або несиметричності циклів визначається функція проходження, по якій будується діаграма Кенінгса-Ламерея [18, 85, 86]. Аналізуючи отриману діаграму можна судити про наявність в системі граничних циклів або біфуркаційних (що визначають якісну перебудову) режимів. При проведенні досліджень, початкові параметри і впливи в системі прийняті максимальними. Тоді в разі відсутності граничних циклів можна буде стверджувати, що вони не будуть відображатися при будь-яких інших початкових значеннях і збурюючих впливах.

Дослідження динамічної стійкості запропонованого клапана здійснювалося чисельним методом Рунге-Кутта [87, 88, 89]. Алгоритм

розв'язання математичної моделі прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління передбачав отримання перехідного процесу і фазової траєкторії в полярних координатах. При проведенні даного дослідження прийняті деякі початкові умови, наведені у Таблиці 3.1.

В результаті дослідження, отримані фазові траєкторії руху поршня пропонованого клапана без урахування і з урахуванням сил тертя (рисунок 3.2), що ілюструє адекватність складеної математичної моделі. Аналіз отриманих траєкторій показує, що в разі відсутності тертя має місце граничний цикл (рисунок 3.3, а), а в разі наявності сил тертя - затухаючий перехідний процес (рисунок 3.3, б).

У процесі дослідження в якості змінних параметрів при проведенні розрахунків були прийняті: жорсткість пружини, коефіцієнт в'язкого тертя, витрата і початковий зсув поршня клапана. За результатами розрахунку отримана їх графічна інтерпретація у вигляді відповідних фазових траєкторій (рисунок 3.4).

Встановлено, що зміна жорсткості пружини визначає затухаючі коливання. При збільшенні жорсткості, амплітуда коливань швидкості процесу і її частота зменшується (наприклад, лінія 1 при $c = 52 \frac{H}{M}$ і лінія 2 при $c = 73 \frac{H}{M}$, см. рис. 3.4, а). Зміна коефіцієнта в'язкого тертя β визначає затухаючі коливання. При збільшенні коефіцієнта в'язкого тертя жорсткості, амплітуда коливань швидкості процесу і її частота збільшується (лінія 1 при $\beta = 40 \frac{Hc}{M}$ і лінія 2 при $\beta = 70 \frac{Hc}{M}$, див. рисунок 3.4, б). Зміна витрати Q , також визначає затухаючі коливання. При збільшенні витрати, амплітуда коливань швидкості процесу і її частота збільшується (лінія 1 при $Q = 10 \frac{M^3}{xv}$ і лінія 2 при $Q = 14 \frac{M^3}{xv}$ див. рисунок 3.4, в). Зміна попереднього натягнення пружини x_0 визначає затухаючі коливання. Амплітуда коливань швидкості процесу і її частота аналогічні випадку зміни жорсткості пружини (лінія 1 при $x_0 = 0,1$ м, лінія 2 при

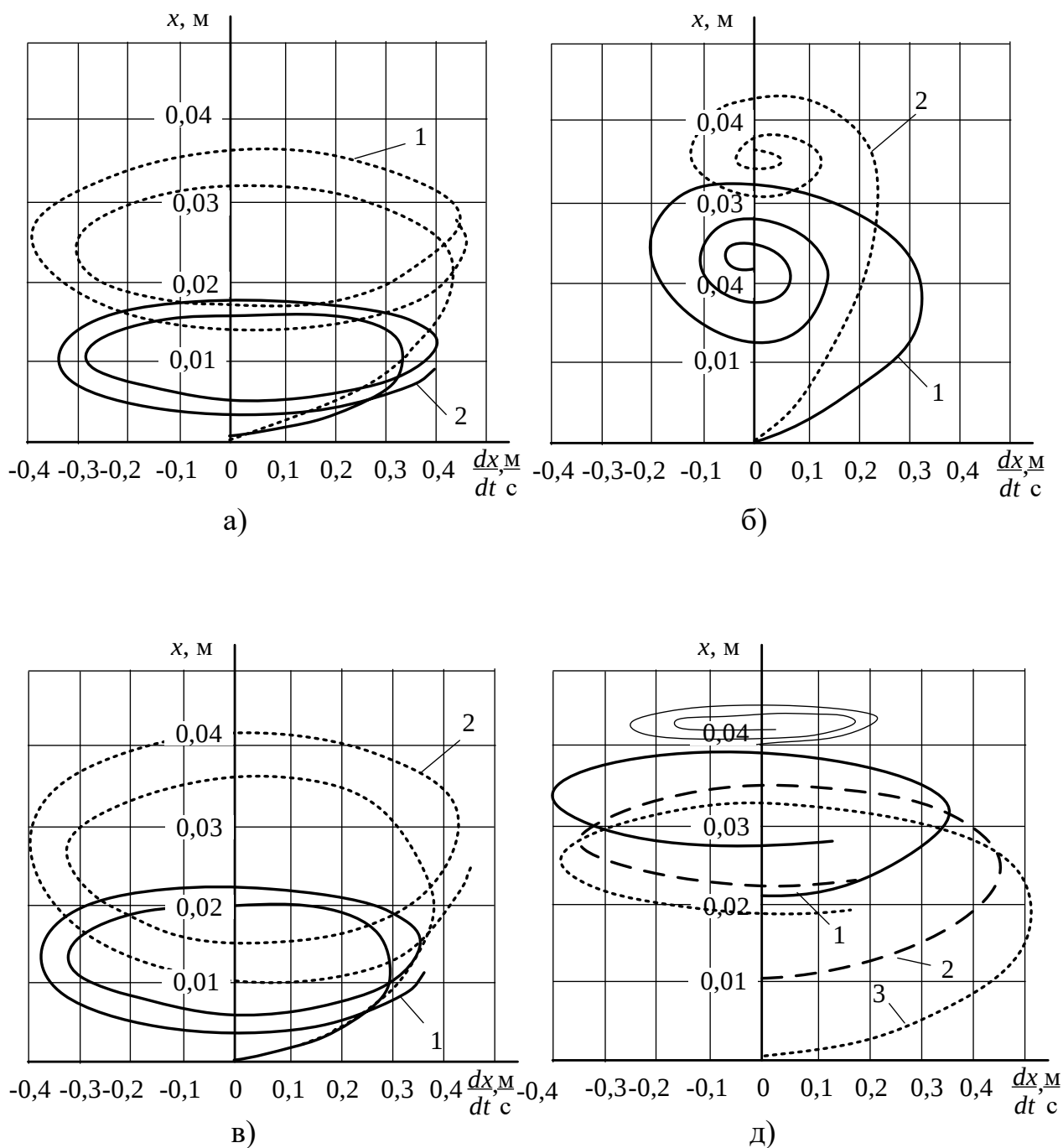


Рисунок 3.4 – Побудова фазових траєкторій в дослідженнях динамічної стійкості: при зміні жорсткості пружини c (а); при зміні коефіцієнта в'язкого тертя β (б); при зміні витрати Q (в); при зміні початкового зсуву поршня x_0 (д)

$x_0 = 0,2$ м и лінія 3 $x_0 = 0,3$ м, див. рисунок 3.4, д).

При побудові діаграм Кенінгса-Ламерея в разі зміни жорсткості пружини встановлено, що функція послідування діаграм розташована нижче бісектриси (штрих-пунктирна лінія, рисунок 3.5, а). Це свідчить про відсутність граничних циклів в системі і наявності затухаючого перехідного процесу. При побудові діаграм Кенінгса-Ламерея в разі зміни коефіцієнта в'язкого тертя β встановлено, що функція послідування діаграм перетинає бісектрису (штрих-пунктирна лінія, рисунок 3.5, б). Це свідчить щодо наявності граничного циклу в системі або невщухаючого перехідного процесу. При побудові діаграм Кенінгса-Ламерея в разі зміни витрати Q встановлено, що функція послідування діаграм розташована нижче бісектриси (штрих-пунктирна лінія, рисунок 3.5, в). Це свідчить про відсутність граничних циклів в системі і наявності затухаючого перехідного процесу. Аналогічний результат отримано і в разі зміни попереднього натягу пружини x_0 . Функція послідування діаграм в цьому випадку також розташована нижче бісектриси, що свідчить про відсутність граничних циклів в системі і наявності затухаючого перехідного процесу. Встановлено, що в разі зміни тиску на вході p_1 на відповідній діаграмі Кенінгса-Ламерея функція послідування перетинає бісектрису (штрих-пунктирна лінія, рисунок 3.5, д). Це свідчить про наявність граничного циклу в системі або незатухаючого перехідного процесу.

На основі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Дослідженнями встановлено, що на динамічну стійкість прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління впливають: маса поршня, жорсткість пружини, обсяг напірної магістралі, сухе і в'язке тертя.

2. Основними параметрами, що впливають на динамічну стійкість регулятора тиску, є коефіцієнт в'язкого тертя робочого тіла β і початковий тиск p_1 .

3. Встановлено нестійкий режим роботи клапана при коефіцієнті в'язкого

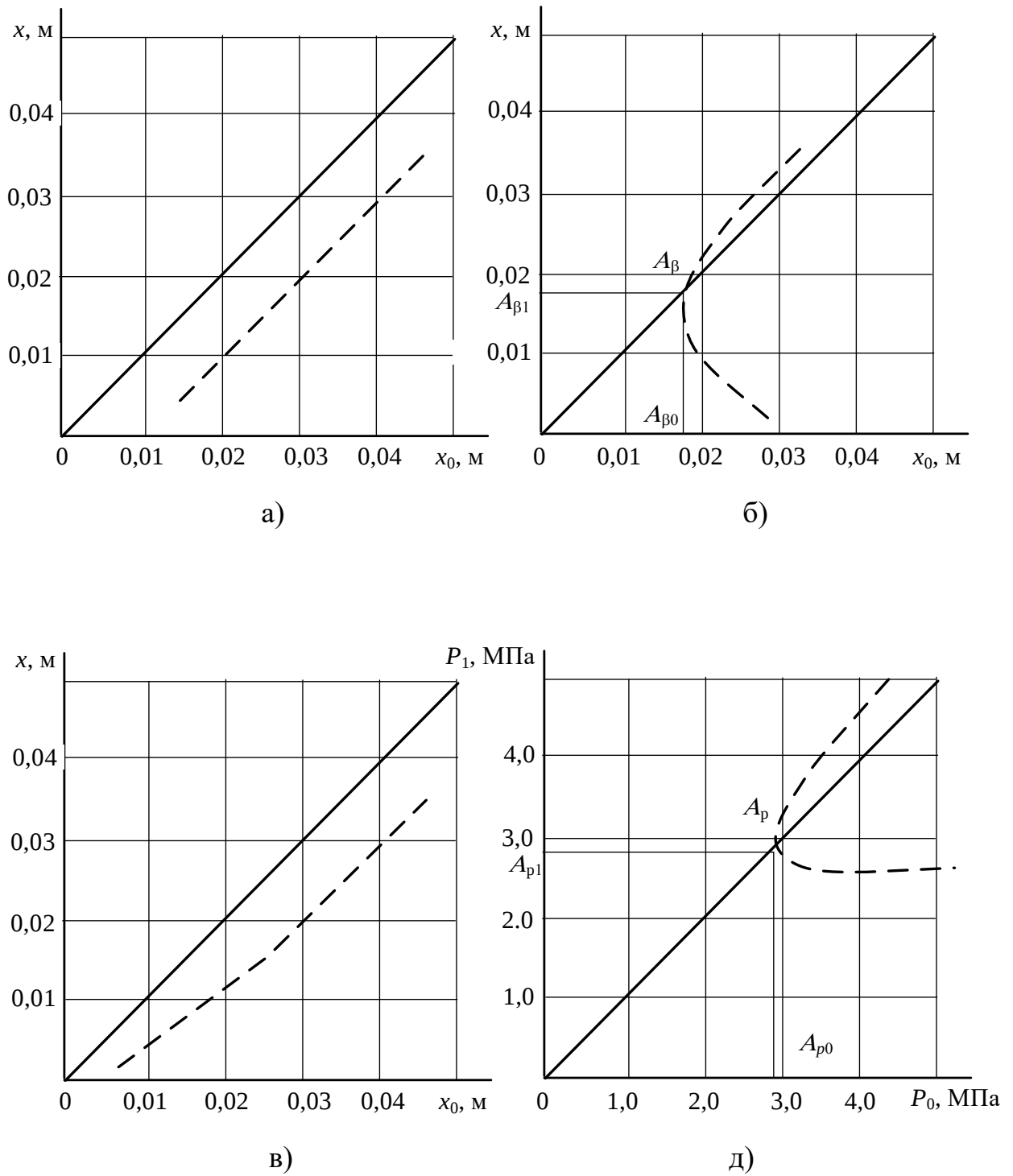


Рисунок 3.5 – Побудова діаграм Кенінгса-Ламерея: при зміні жорсткості пружини c (а); при зміні коефіцієнта в'язкого тертя β (б); при зміні витрати на вході Q (в); при зміні тиску на вході p_1 (д)

тертя $\beta > 70 \frac{\text{Нс}}{\text{м}}$ і початковому тиску $p_1 > 5 \text{ МПа}$ (див. рисунок 3.5, б і рисунок 3.5, д). Проектуючи точки перетину A_β і A_p на відповідні осі, отримані амплітуди автоколивань $A_{\beta 0} = 0,075 \text{ м}$, $A_{\beta 1} = 0,08 \text{ м}$ і відповідно $A_{p 0} = 2,83 \text{ МПа}$ і $A_{p 1} = 2,92 \text{ МПа}$. При необхідності, період автоколивань може бути визначений за фазовою траєкторією за часом одного циклу автоколивань при відомому кроці інтегрування.

4. При зміні інших параметрів пропонованого клапана в досить широкому діапазоні граничних нестійких режимів не спостерігається.

5. При проектуванні подібних пристроїв для інших режимів роботи можлива наявність нестійких режимів, тому розрахунок на динамічну стійкість розробленої конструкції обов'язково повинен входити в методику її розрахунку і проектування.

3.3. Внутрішні динамічні процеси в прямому пасивному редуційному клапані з механічною системою управління при його спільній роботі з іншими елементами гідравлічної і пневматичної апаратури.

Метою проведених досліджень є: дослідження внутрішніх динамічних процесів в прямому пасивному редуційному клапані з механічною системою управління і визначення параметрів, що впливають на їх динамічні характеристики і стійкість роботи в разі його сумісного застосування з іншими елементами гідро- пневмо апаратури, зокрема запобіжним клапаном.

Об'єктом дослідження є гідравлічний прямий пасивний редуційний клапан з механічною системою управління і плоским затвором. Для моделювання динамічних процесів в досліджуваному клапані складена розрахункова схема (рисунок 3.6, а), до складу якої входять: 1 – основний запірно-регулюючий елемент (перший каскад), 2 – допоміжний конусний запірно-регулюючий елемент (другий каскад). В процесі проведення дослідження прийняті наступні допущення: клапан працює в системі без підключення гідродвигуна; досліджуваний клапан має запобіжний обсяг рідини

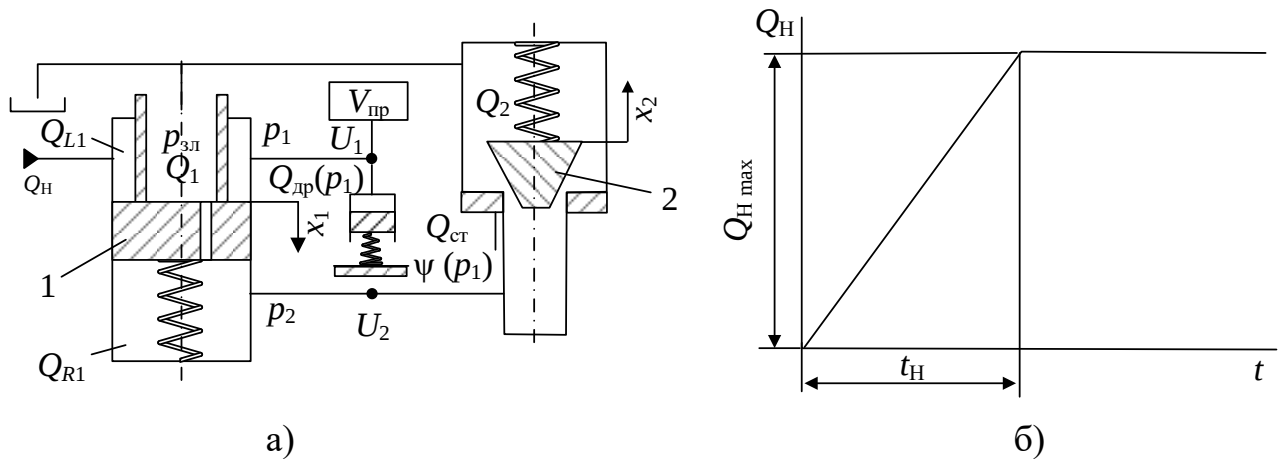


Рисунок 3.6 – Моделювання внутрішніх динамічних процесів: розрахункова схема (а); вхідний вплив (б)

$V_{пр}$; втратами тиску в трубопроводі можна знехтувати.

При обліку стисливості рідини в напірній магістралі передбачалося, що весь обсяг рідини (об'єм трубопроводів і порожнин високого тиску клапана) зосереджений у вузлі $U1$. Припущено, що вхідний вплив задається у вигляді лінійного закону з насиченням (рисунок 3.6, б)

Основою математичної моделі для представленого дослідження є рівняння балансів витрат робочої рідини у вузлах представленої розрахункової схеми, при цьому необхідно враховувати стиск запобіжного об'єму рідини. На розрахунковій схемі встановлені місця в яких спостерігається найбільша зміна таких найважливіших параметрів для клапана будь-якого призначення як тиск і подача. В даних місцях розрахункової схеми встановлені два вузли $U1$ і $U2$, для яких складені рівняння балансів витрат робочої рідини. Відповідні вирази мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \text{- вузол } U1 \quad Q_n &= Q_{др} + Q_1 + Q_{1L} + Q_{сж} ; \\ & \quad \quad \quad (3.9) \end{aligned}$$

$$\text{- вузол } U2 \quad Q_{др} + Q_{1R} = Q_2$$

де Q_n – подача насоса; $Q_{др}$ – витрата рідини через дросель першого каскаду клапана; Q_1 – витрата рідини, що надходить на злив, через перший каскад

клапана; Q_{1L} – витрата рідини в лівій (див. рис. 3.6) порожнині поршня першого каскаду клапана, обумовлена його переміщенням; Q_{1R} – витрата рідини в правій (див. рисунок 3.6) порожнині поршня першого каскаду клапана, обумовлена його переміщенням; Q_2 – витрата рідини, що надходить на злив, через другий каскад клапана; $Q_{сж}$ – витрата, що враховує стискання об'єму рідини, зосередженої у вузлі $U1$.

У загальному вигляді, витрата рідини через дросельний отвір розраховується за наступною формулою:

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (3.10)$$

де μ – коефіцієнт витрати; A – площа перетину дроселя; Δp – перепад тисків; ρ – щільність рідини.

З урахуванням результатів дослідження запропонованого редуційного клапана (див. розділ 2.2), витрата через його дросель дорівнює:

$$Q = \mu A(\Delta p) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (3.11)$$

μ – коефіцієнт витрати дроселя; $A(\Delta p)$ – змінна площа дроселя, що визначається параметрами механічної системи управління; p_1 – тиск на вході дроселя; p_2 – тиск на виході дроселя.

Витрата через перший каскад клапана:

$$Q_1 = \mu_1 A(\Delta p) x_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{сл})}{\rho}} \quad (3.12)$$

де μ_1 – коефіцієнт витрати першого каскаду клапана; x_1 – переміщення першого каскаду клапана; p_1 – тиск, що діє на перший каскад клапана; $p_{сл}$ – тиск зливу.

Витрата через другий каскад клапана:

$$Q_2 = \mu_2 \pi D_2 x_2 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_{сл})}{\rho}} \quad (3.13)$$

де μ_2 – коефіцієнт витрати другого каскаду клапана; D_2 – діаметр прохідного перетину другого каскаду клапана; x_2 – переміщення другого каскаду клапана; α

– кут конусності клапана; p_2 – тиск, що діє на другий каскад клапана; $p_{\text{зл}}$ – тиск зливу.

Витрати, що витрачаються на стискання рідини

$$Q_{\text{сж}} = V_{\text{пр}} \psi(p_1) \frac{dp_1}{dt} \quad (3.14)$$

де $V_{\text{пр}}$ – запобіжний обсяг рідини, зосередженої в вузлі; $\psi(p_1)$ – коефіцієнт піддатливості.

Коефіцієнт піддатливості визначається відповідно до виразу:

$$\psi(p_1) = \frac{1}{E_{a0} - a_{pa} p_1} \quad (3.15)$$

де E_{a0} – базовий динамічний модуль об'ємної пружності; a_{pa} – коефіцієнт, що залежить від тиску.

Витрата рідини в лівій Q_{1L} і правій Q_{1R} порожнинах поршня першого каскаду клапана, пов'язані з переміщенням його поршня наступними виразами:

$$Q_{1L} = S_{1L} \frac{dx_1}{dt} \quad (3.16)$$

$$Q_{1R} = S_{1R} \frac{dx_1}{dt} \quad (3.17)$$

де S_{1L} – активна площа першого каскаду клапана з боку діючої порожнини, S_{1R} – активна площа першого каскаду клапана з боку зворотної порожнини.

Підставивши формули (3.13), (3.14), (3.16), (3.17) в рівняння (3.10) і вважаючи тиску зливу $p_{\text{зл}} = 0$, отримаємо:

$$Q_n = \mu A (\Delta p) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + \mu_1 \pi D_1 x_1 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} + S_1 \frac{dx_1}{dt} + V_{\text{пр}} \frac{1}{E_{a0} - a_{pa} p_1} \frac{dp_1}{dt}. \quad (3.18)$$

Для подальшого використання в розрахунках з виразу (3.18) необхідно виразити змінну $\frac{dp_1}{dt}$. В цьому випадку отримано:

$$\frac{dp_1}{dt} = [Q_n - \mu A(\Delta p) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} - \mu_1 \pi D_1 x_1 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} - S_1 \frac{dx_1}{dt}] \cdot \frac{E_{a0} - a_{pa} p_1}{V_{np}}. \quad (3.19)$$

Підставивши формули (3.14), (3.15) і (3.18) у друге рівняння (3.9) отримаємо:

$$\mu A(\Delta p) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + S_{1R} \frac{dx_1}{dt} = \mu_2 \pi D_2 x_2 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_{cl})}{\rho}}. \quad (3.20)$$

На основі рівноваги рушійних елементів під дією прикладених сил і моментів, відповідно до другого закону Ньютона, складемо рівняння руху рухомих елементів пропонованого редуційного клапана:

$$ma = \sum F_A - \sum F_C \quad (3.21)$$

де m – маса рухомих елементів клапана; a – прискорення поступально рухомих елементів клапана; $\sum F_A$ – сума активних сил, що діють на елементи клапана, $\sum F_C$ – сума сил опору.

До активних сил, що діють в гідросистемі, відноситься сила тиску F_d рідини на робочий орган клапана. Для першого каскаду досліджуваної системи отримано

$$F_{d1} = p_1 S_{1L}. \quad (3.22)$$

Для другого каскаду

$$F_{d2} = p_2 S_2. \quad (3.23)$$

де S_2 – активна площа другого каскаду клапана.

До сил опору в гідросистемі відносяться: сила протитиску $F_{обр}$, сила тертя $F_{тр}$ і сила пружини $F_{пр}$. Так як в процесі роботи клапана сила сухого тертя $F_{тр}$ є знакозмінною величиною, то в рівнянні сумарних сил опору дану силу необхідно використовувати по модулю і враховувати її напрямок дії в залежності від знака швидкості першого каскаду клапана ($\frac{dx_1}{dt}$). З урахуванням

цього виразу для сумарних сил опору набуватимуть вигляду

$$- \text{ для першого каскаду} \quad \sum F_{c1} = F_{обр1} + |F_{тр1}| \operatorname{sgn} \left(\frac{dx_1}{dt} \right) + F_{пр1} \quad (3.24)$$

$$- \text{ для другого каскаду} \quad \sum F_{c2} = F_{пр2} \quad (3.25)$$

Сила протитиску для першого каскаду

$$F_{обр1} = p_1 S_{1R} \quad (3.26)$$

де p_2 – тиск в зворотній порожнині першого каскаду, який відповідає вузлу U_2 .

Силою тиску, що діє на другий каскад з боку зливу, нехтуємо.

Сила сухого тертя визначається за наступною формулою [68]

$$|F_{тр1}| = f_{тр} S_{тр} p_d \quad (3.27)$$

де $f_{тр}$ – коефіцієнт сухого тертя в вузлах запобіжного клапана; $S_{тр}$ – площа активної поверхні тертя; p_d – діючий тиск робочої рідини в ущільненні.

Тоді для першого каскаду представленого редуційного клапана формула (3.27) набуде вигляду

$$|F_{тр1}| = f_{тр1} \pi D_1 b_1 p_1 \quad (3.28)$$

де $f_{тр1}$ – коефіцієнт сухого тертя рухомого елемента першого каскаду клапана; D_1 – ущільнювальний діаметр рухомого елемента першого каскаду клапана; b_1 – ширина ущільнення рухомого елемента першого каскаду клапана.

Слід зазначити, що силою тертя заслінки 7 в складеному поршні 4 нехтуємо, в силу малої площі контакту (див. розділ 2, рисунок 2.4).

Сила дії пружини для першого каскаду визначена наступним виразом

$$F_{пр1} = c_1(x_{1\text{ поч}} + x_1) \quad (3.29)$$

Для другого каскаду

$$F_{пр2} = c_2(x_{2\text{ поч}} + x_2) \quad (3.30)$$

де c_1 – жорсткість пружини першого каскаду клапана; c_2 – жорсткість пружини другого каскаду клапана; $x_{1\text{ поч}}$ – попереднє стиснення пружини першого каскаду клапана; $x_{2\text{ поч}}$ – попереднє стиснення пружини другого каскаду клапана; x_1 і x_2 – переміщення першого і другого каскадів клапанів відповідно.

Шляхом підстановки виразів (3.23), (3.25), (3.27), (3.29), (3.30) у вихідне рівняння руху (3.22), отримано рівняння руху першого каскаду (пропонованого редукційного клапана)

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1 S_{1R} + f_{\text{тр1}} \pi D_1 b_1 p_1 - c_1 (x_{1\text{ поч}} + x_1), \quad (3.31)$$

де m_1 – маса першого каскаду клапана

Підставивши у вихідне рівняння руху (3.22) вирази (3.24), (3.26), (3.30) отримано рівняння руху другого каскаду

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_2 S_2 - c_2 (x_{2\text{ поч}} + x_2), \quad (3.32)$$

де m_2 – маса другого каскаду клапана.

Таким чином, результуюча система звичайних диференціальних рівнянь включає в себе рівняння (3.20), (3.21), (3.31) і (3.32) і має наступний вигляд

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1 S_{1R} - f_{\text{тр1}} \pi D_1 b_1 p_1 - c_1 (x_{1\text{ поч}} + x_1); \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_2 S_2 - c_2 (x_{2\text{ поч}} + x_2); \\ \frac{dp_1}{dt} = [Q_H - \mu A(\Delta p) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} - \mu_1 \pi D_1 x_1 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} - S_1 \frac{dx_1}{dt}] \cdot \frac{E_{a0} - a_{pa} p_1}{V_{\text{пр}}}; \\ \mu S(\Delta p) \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + S_{1R} \frac{dx_1}{dt} = \mu_2 \pi D_2 x_2 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_{\text{сг}})}{\rho}}. \end{array} \right.$$

Початкові умови

$$\left\{ \begin{array}{l} x_{1 \text{ поч}}(0) = \text{const}; \quad \dot{x}_{1 \text{ поч}}(0) = 0; \\ x_{2 \text{ поч}}(0) = \text{const}; \quad \dot{x}_{2 \text{ поч}}(0) = 0 \\ x_1(0) = 0; \quad \dot{x}_1(0) = 0; \\ x_2(0) = 0; \quad \dot{x}_2(0) = 0; \\ p_1(0)=0; \quad \dot{p}_1(0)=0; \\ p_2(0)=0; \quad \dot{p}_2(0)=0; \\ S_{1R}(0)=0; \quad \dot{S}_{1R}(0)=0 \end{array} \right.$$

Зважаючи на результуюча система звичайних диференціальних рівнянь дещо громізка запропоновано проводити її розв'язання шляхом зниження порядку [90, 91]. Отримана математична модель перетвориться в систему з п'яти рівнянь першого порядку, доповнюється початковими умовами і може бути вирішена з використанням чисельних методів [92, 93, 94]. Причому тиск p_2 визначається на кожному кроці інтегрування шляхом вирішення останнього рівняння наведеної системи звичайних диференціальних рівнянь алгебраїчно одним з чисельних методів.

У середовищі *MachCad 17* розроблена відповідна програма розрахунку. При цьому виконані розрахункові дослідження впливу різних параметрів на динаміку внутрішніх процесів в двох клапанах, відомому прямому пасивному редукційний клапані типу РД (див. розділ 1) і запропонованому прямому пасивному редукційному клапані з механічною системою управління.

В якості основних вихідних даних прийняті схожі конструктивні розміри як реально існуючого клапана, так і розробленого, що наведено у Таблиці 3.2.

В ході дослідження внутрішніх динамічних процесів розглядався вплив перерахованих вище параметрів в наступних діапазонах: площа дроселя $A_{др} = 2..8 \text{ мм}^2$ (тільки для типу ДР, запропонований клапан розглядався як самокерований $A_{др}(\Delta p) = 2_{\min}...10_{\max} \text{ мм}^2$), $Q_n = 2,5...10 \frac{\text{л}}{\text{с}}$, $V_{пр} = 5...50 \text{ л}$, $F_{тр} = 1...100 \text{ Н}$.

Деякі результати розрахунків внутрішніх динамічних процесів в пропонованому клапані представлені в графічній інтерпретації (рисунок 3.7, рисунок 3.8, рисунок 3.9). На наведених графіках індекси величин тиску і переміщення: 1 і 2 відповідають за перший і другий каскад клапана відповідно.

На підставі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Розроблена математична модель може бути використана для дослідження динамічних процесів в редуційних клапанах, незалежно від їх типу. Встановлено, що розроблена математична модель, як клапани типу РД, так і прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою першому каскаді клапана (див. рисунок 3.7, а і рисунок 3.7. б). Причому пропонований прямий редуційний клапан з механічною системою управління, за рахунок сталої самонастроювання, дозволяє виключити високочастотні коливання тиску і переміщень, і як наслідок, ударні навантаження з великою амплітудою, що виникають при таких коливаннях. Для клапана типу РД такий ефект може бути досягнутий тільки шляхом вибору раціональних площ дроселя.

2. При зміні подачі насоса (при незмінних інших вихідних даних) в досліджуваному діапазоні: від $2,5 \frac{\text{л}}{\text{с}}$ до $10 \frac{\text{л}}{\text{с}}$ (див. рисунок 3.8, і рисунок 3.8, б), сталі значення тиску в системі залишається практично на одному рівні, проте для клапана типу РД різниця становить 12 ... 15%, а для пропонованого клапана 6 ... 8%, що відповідає очікуваній витратно-перепадній характеристиці.

3. З проведених математичних досліджень випливає, що зміна запобіжного обсягу (в діапазоні від 5 л до 20 л) і сили тертя (від 1 Н до 100 Н) не робить істотного впливу на якість перехідного процесу (див. рисунок 3.9, а і рисунок 3.9, б), а сталі значення тиску в системі p_1 залишається незмінним. При малих витратах для клапана типу РД спостерігаються незначні пульсації тиску p_1 (близько 5% від сталої значення), а для пропонованого клапана пульсації тиску практично відсутні (менше 2% від сталої значення).

Таблиця 3.2 – Конструктивні розміри і параметри об'єктів математичного дослідження

№	Найменування параметра, позначення (розмірність)	Об'єкти	
		Клапан типу РД	Пропонований клапан
1.	Площа дроселя $A_{др}$	4 мм ²	$A_{др}(\Delta p)$ (2.25), (2.26)
2.	Діаметри першого каскаду клапана з боку діючої порожнини (в лівій порожнині поршня першого каскаду клапана, см. рис. 3.6, а)	$d_{1La}=20$ мм $d_{1Lb}=30$ мм	$d_{1La}=20$ мм $d_{1Lb}=30$ мм
3.	Діаметр першого каскаду клапана з боку зворотної порожнини	$d_{1R}=30$ мм	$d_{1R}=30$ мм
4.	Сила тертя	$F_{тр}=10$ Н	$F_{тр}=10$ Н
Базові параметри			
1.	Подача насоса	$Q_H=2,5 \frac{\text{л}}{\text{с}}$	$Q_H=2,5 \frac{\text{л}}{\text{с}}$
2.	Запобіжний обсяг рідини	$V_{пр}=5$ л	$V_{пр}=5$ л

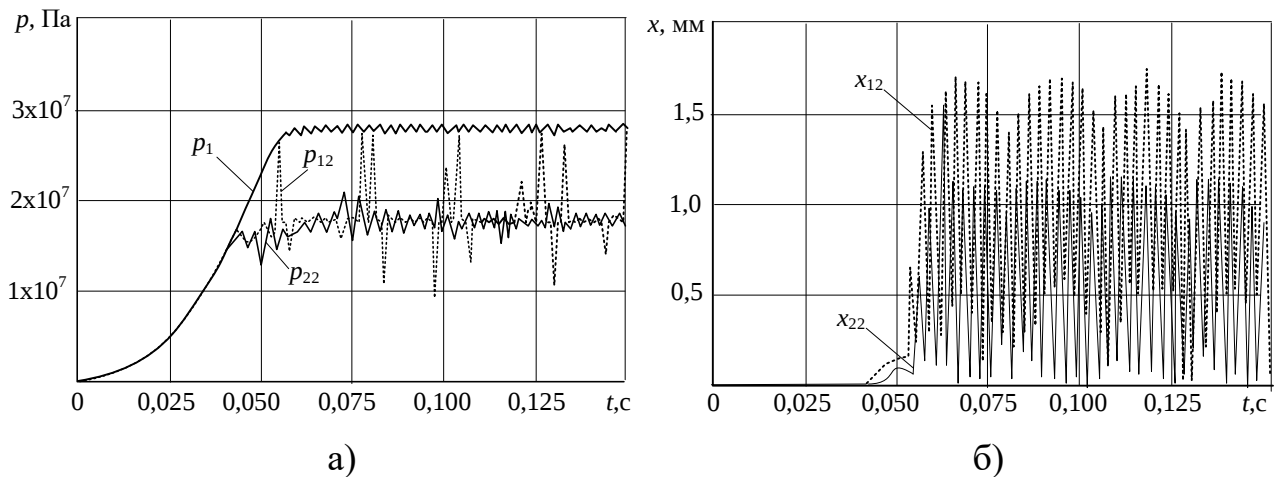


Рисунок 3.7 – Внутрішні динамічні процеси в досліджуваних редукційних клапанах: зміни тиску в першому каскаді клапана типу РД (p_{12}) і пропонованого (p_{22}) клапана (а); переміщення поршнів в першому каскаді клапана типу РД (x_{12} і пропонованого (x_{22}) клапана (б)

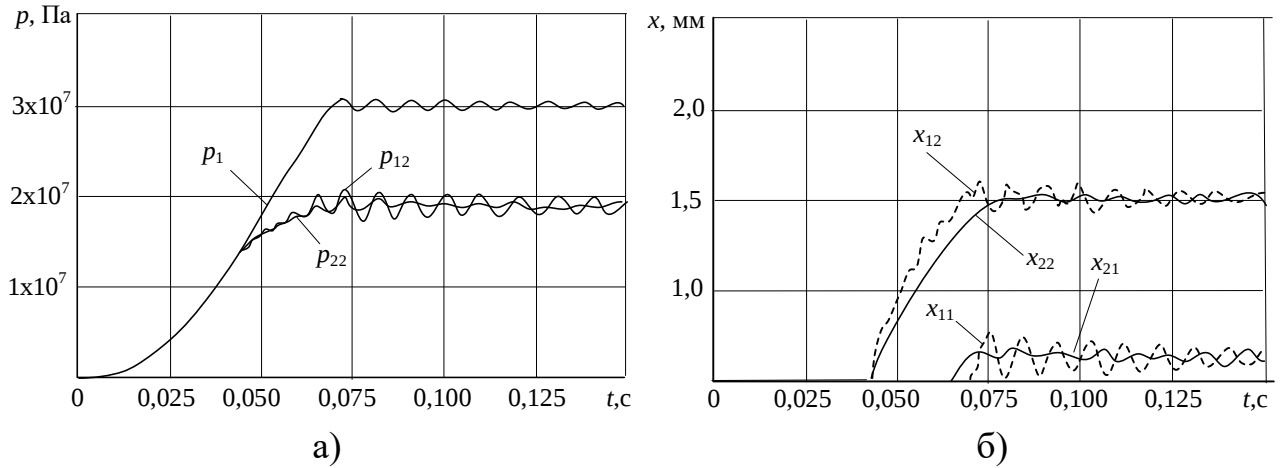


Рисунок 3.8 – Внутрішні динамічні процеси в досліджуваних редукційних клапанах: зміни тиску в першому та другому каскаді клапана типу РД (p_1, p_{12}) і пропонованого (p_1, p_{22}) клапана (а); переміщення поршнів в першому і другому каскаді клапана типу РД (x_{11}, x_{12}) і пропонованого (x_{21}, x_{22}) клапана (б)

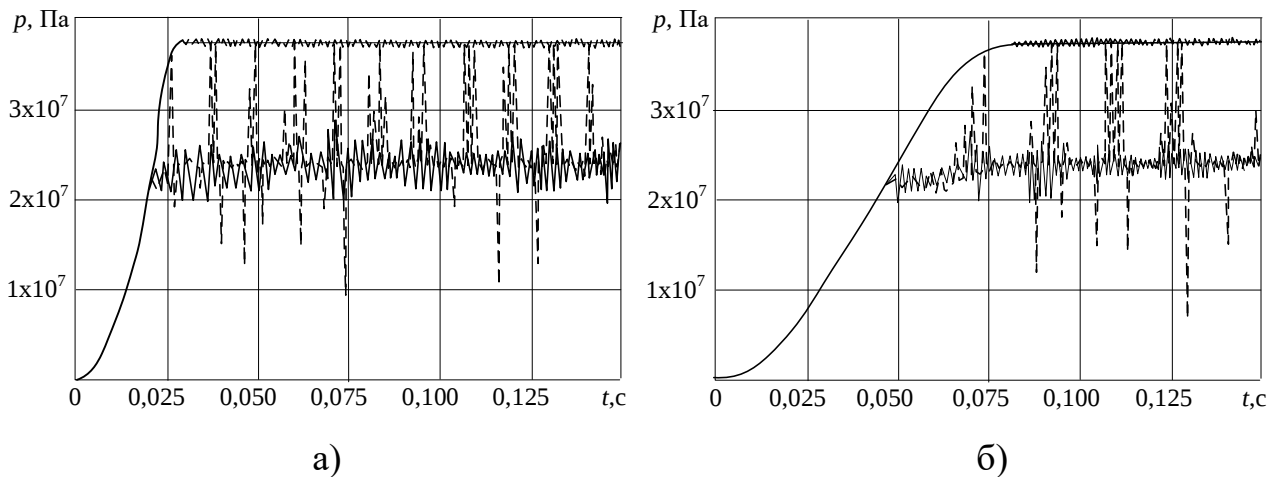


Рисунок 3.9 – Внутренние динамические процессы в исследуемых редукционных клапанах: изменения давления в первом и втором каскаде клапана типа РД (p_1, p_{12}) и предлагаемого (p_1, p_{22}) клапана (а); перемещения поршней в первом и втором каскаде клапана типа РД (x_{11}, x_{12}) и предлагаемого (x_{21}, x_{22}) клапана (б)

4. Зі збільшенням оберігас обсягу збільшується період коливань тиску на виході дроселя p_2 в між клапанному просторі двох розглянутих клапанів (див. рис. 3.6, а), що супроводжується зниженням швидкодії клапанів і може пояснюватися стисканням рідини, яка враховується при моделюванні.

5. Зі збільшенням площі дроселя тиск в системі менш схильний до пульсацій (див. рисунок 3.7, а і рисунок 3.8, а), а також зменшується амплітуда коливань переміщень (див. рисунок 3.7, б і рисунок 3.8, б). Однак при цьому збільшуються встановлене значення тиску в системі p_1 і різниця між тиском в системі 1 p_1 і тиском 2 p_1 у міжклапанному просторі.

6. Встановлено, що ефективність запропонованого клапану за критерієм коефіцієнт динамічності $k_d = 0,75$ вища ніж з клапаном РД

3.4. Формалізація математичної моделі оцінки працездатності прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління.

Метою проведених досліджень є процедура формалізації складання математичного опису прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління для оцінки його працездатності.

Запропонована процедура формалізації полягає в наступному: досліджувана система задається у вигляді схеми, що складається в довільному з'єднанні між собою порожнин і розташованих в них поршня (поршнів), а також пружини (пружин). Атмосфера і живильна магістраль розглядаються як порожнини з постійними значеннями термодинамічних параметрів. Газ або рідина з порожнини з великим тиском перетікає в порожнину з меншим тиском.

Розглянемо формалізовану процедуру складання математичного опису на прикладі запропонованого прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління. Розрахункова схема такого клапана представлена на рисунку 3.10.

В процедуру складання математичного опису введемо такі припущення: в живильній магістралі знаходиться робоче тіло – ідеальний газ; температура газу

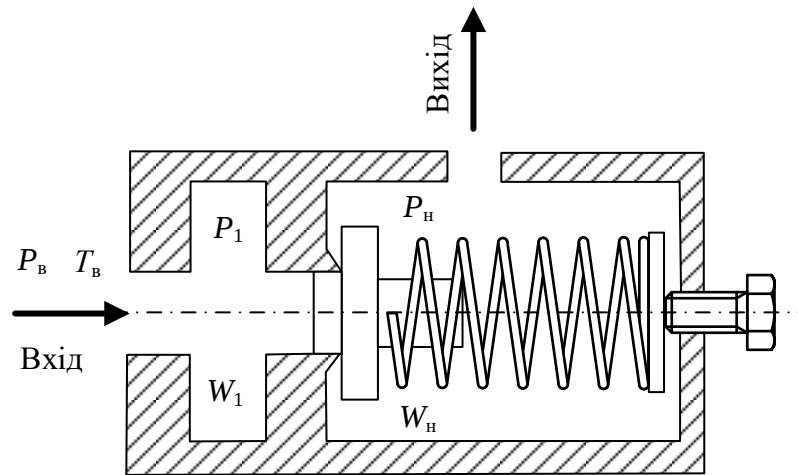


Рисунок 3.10 – Розрахункова схема для складання формалізованої процедури математичного опису

в порожнинах запропонованого редукційного клапана постійна, теплообмін не враховується, обсяг вхідної та вихідної порожнини запропонованого редукційного клапана – постійний, режим течії газу з редукційного клапана в атмосферу або дренажну порожнину – критичний.

При формуванні термодинамічних рівнянь запропоновано використовувати базові рівняння, що описують процес протікання газу через порожнину і процес руху поршня [95, 96, 97, 98].

Система диференціальних рівнянь, що описують процес протікання газу через порожнину змінного обсягу, має вигляд

$$\begin{cases} \frac{dp_u}{dt} = \frac{k-1}{W_k} \left(\sum_{i=1}^n \Pi_{ni} G_{ni} - \sum_{j=1}^r \Pi_{pj} G_{pj} - \frac{k}{k-1} p_u \frac{dW_k}{dt} \right); \\ \frac{dp_u}{dt} = \frac{1}{W_k} \left(\sum_{i=1}^n G_{ni} - \sum_{j=1}^r G_{pj} - p_u \frac{dW_k}{dt} \right), \end{cases} \quad (3.33)$$

де W – обсяг робочої порожнини; Π_{ni} – питома витрата енергії по i -му каналу; G_{ni} – масовий секундний прихід газу по i -му каналу; Π_{pj} – питома витрата енергії по j -му каналу; G_{pj} – масовий секундний прихід газу по j -му каналу; k – коефіцієнт адіабати (коефіцієнт Пуассона), який визначає ставлення теплоємності при постійному тиску до теплоємності при постійному об'ємі.

У разі газового середовища масова секундна витрата і питома витрата енергії по i -му каналу визначені виразами

$$G_{ni} = k\mu S \frac{P_i}{\sqrt{RT_i}} Y_i; \quad \Pi_i = \frac{k}{k-1} RT_i \quad (3.34)$$

де μ – коефіцієнт витрати; S – площа поршня клапана; T_i – температура; R – універсальна газова постійна; T_i – температура.

У разі рідинного середовища масова секундна витрата і питома витрата енергії по i -му каналу можуть бути визначені наступними висловами [96, 99, 100].

Система диференціальних рівнянь, яка описує рух поршня вздовж направляючої усередині корпусу, має вигляд

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{\sum F}{M}; \\ \frac{dx}{dt} = v. \end{cases} \quad (3.35)$$

де x і v – переміщення і швидкість поршня відповідно; F – сили, що діють на поршень; M – наведена до поршня маса рухомих деталей.

Розіб'ємо розглянутий клапан на типові геометричні елементи, а саме на допоршневу порожнину 1 з вхідним тиском P_b і вихідним тиском P_n , і запоршневу порожнину 2 з вхідним тиском P_1 і вихідним тиском P_a , поршень з пружиною (див. рисунок 3.10).

Будемо вважати, що тиск газу у вхідної та вихідної порожнини постійні і рівні відповідному тиску на вході P_b і тиску в системі за клапаном P_a . Це дозволило спростити вихідні рівняння, у результаті чого з виразу (3.35) отримано наступний математичний опис руху поршня

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{M} (P_b S_b - F_n - \eta x \pm F_{тр}); \\ \frac{dx}{dt} = v. \end{cases} \quad (3.36)$$

де x – координата поршня; M – наведена до поршня маса рухомих деталей; S_B – площа рухомих частин на яку діє вхідний тиск.

Отриманий математичний опис переміщення поршня в вигляді виразів (3.36) дозволяє виробляти кількісну оцінку працездатності клапана за двома показниками: помилка при спрацьовуванні і зусилля герметизації (див. розділ 1).

Поняття помилки при спрацьовуванні використовується для кількісної оцінки роботи клапана і є різницею між тиском відповідного відкриття клапана і тиском налаштування [101, 102]. Даний показник для даного клапана, з урахуванням конструктивних особливостей визначається наступним емпіричним виразом

$$\delta_{cp} = \frac{Q_{min} + \eta \frac{d_c}{4}}{S_B}, \quad (3.37)$$

де d_c – діаметр дросельного отвору, в разі його круглої форми.

Графічна інтерпретація результатів розрахунків по визначенню впливу різних чинників на помилку спрацьовування розглянутого клапана дозволяє встановити, що в залежності від фактора вона може носити як лінійний так і нелінійний характер (рисунок 3.11 і рисунок 3.12).

Іншим параметром оцінки працездатності клапана є оцінка герметичності його пари дросельний отвір-заслінка [102, 103, 104, 105]. Застосування даного показника вимагає додаткових пояснень, викликаних конструктивними відмінностями в дроселях між існуючими (на прикладі клапана РД-120) і запропонованими клапанами.

Не важко помітити, що робочий хід клапана РД-120 щодо сідла, що визначає дросель, відбувається по осі останнього, а в пропонованому клапані робітничий рух заслінки щодо дросельного отвору відбувається в площині перпендикулярній осі отвору. Саме ця обставина і визначає різну картину силових факторів.

Для клапанів виконаних з сідлом для розрахунку герметичності

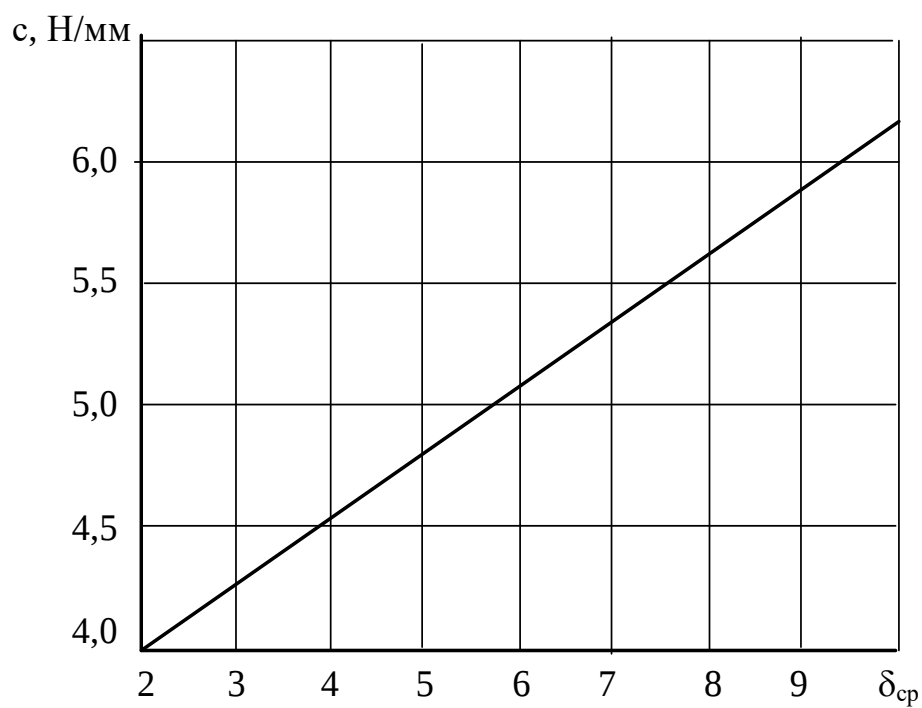


Рисунок 3.11 – Аналіз впливу жорсткості пружини на помилку спрацьовування

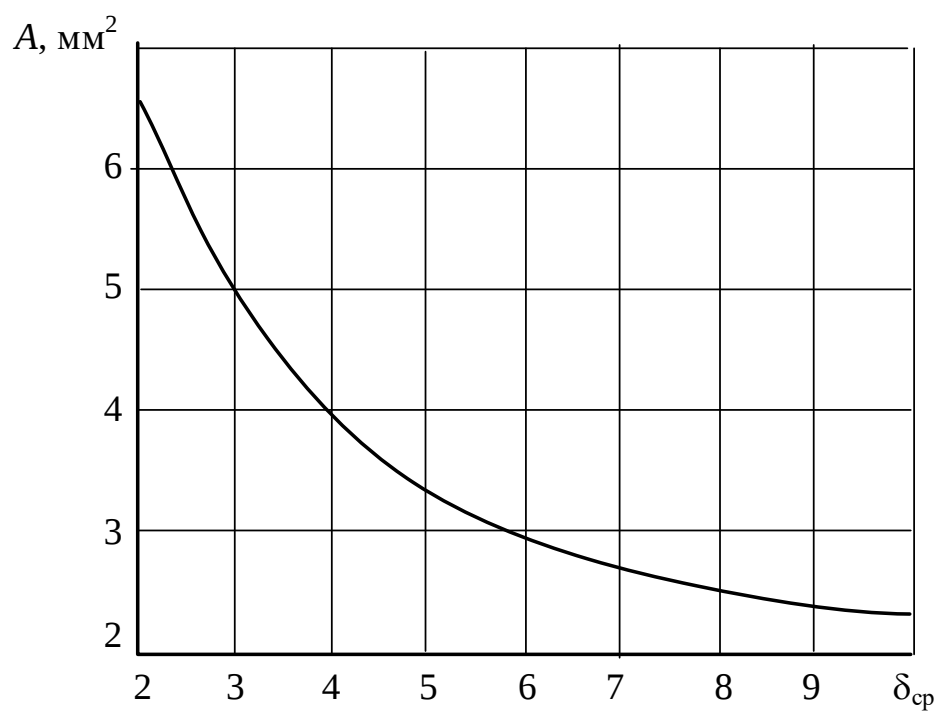


Рисунок 3.12 – Аналіз впливу величини площі дросельного отвору на помилку спрацьовування

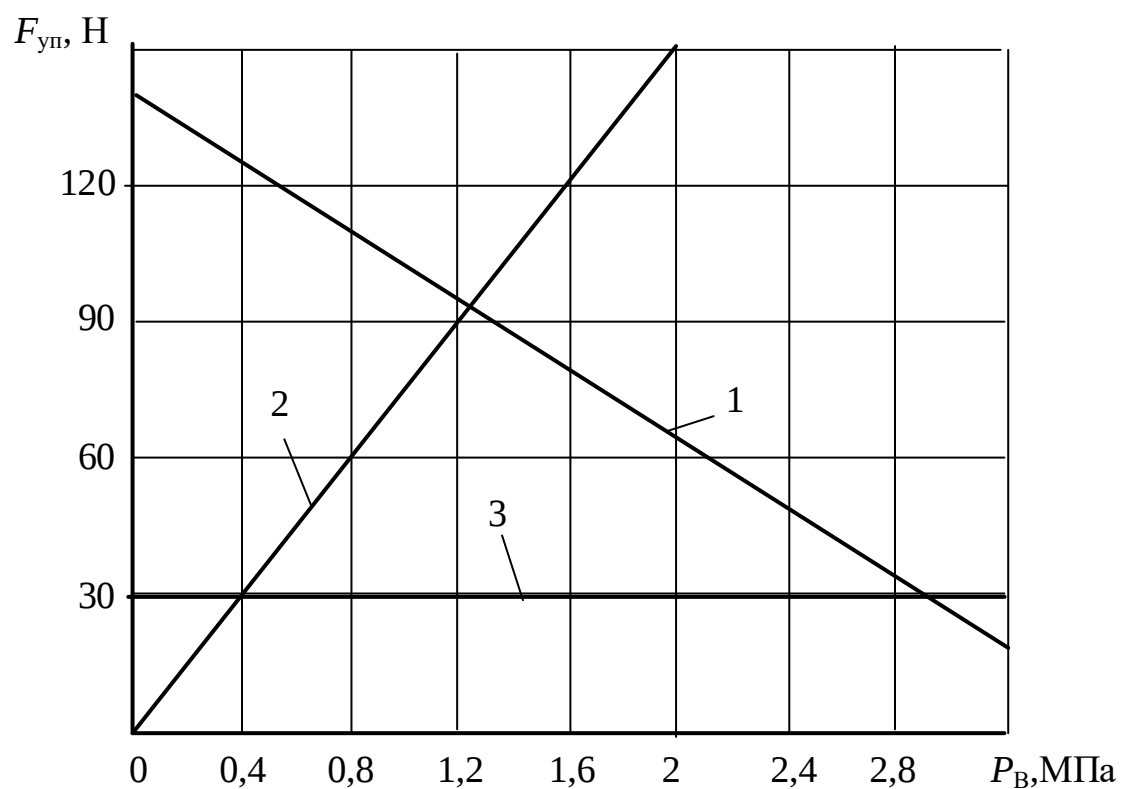


Рисунок 3.13 – Аналіз впливу вхідного тиску на зусилля герметизації

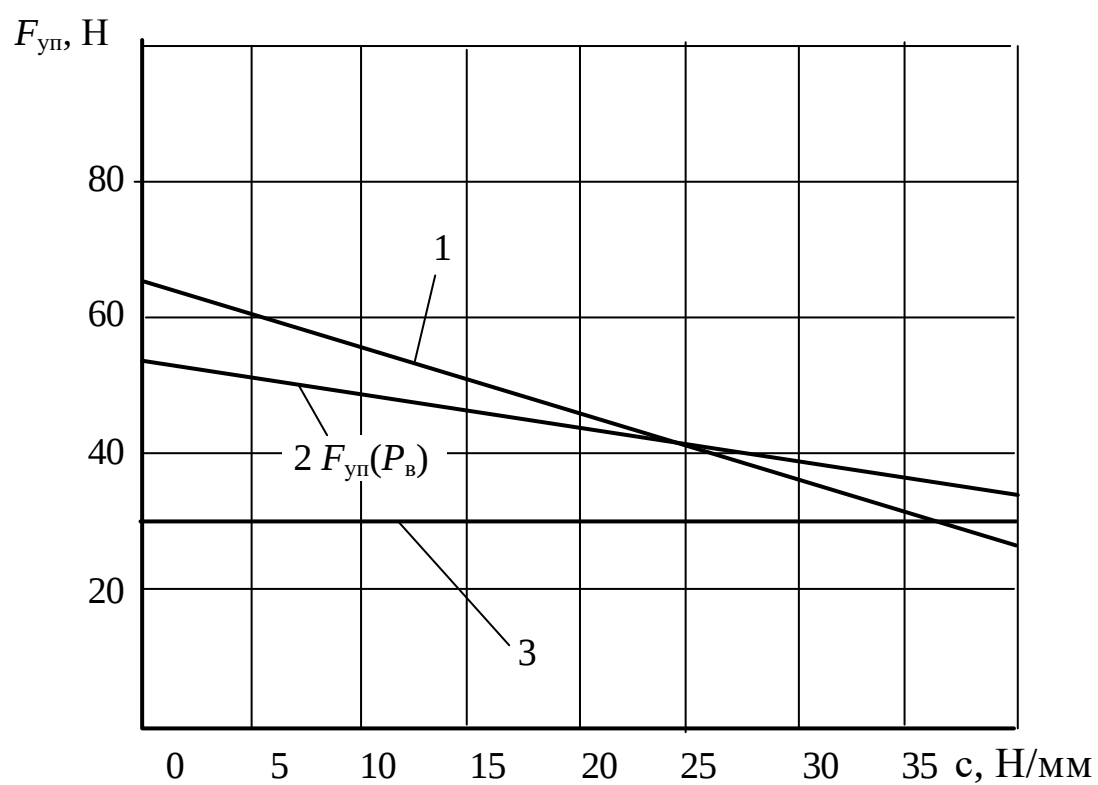


Рисунок 3.14 – Аналіз впливу жорсткості пружини на зусилля герметизації

(розрахунку ущільнюючої сили) використовується вираз

$$F_{\text{уп}} = (F_{\text{п}} + F_{\text{тр}}) - F_{\text{д}}, \quad (3.38)$$

де $F_{\text{п}}$ – сила пружини; $F_{\text{тр}}$ – сила тертя; $F_{\text{д}}$ – сила тиску.

Для пропонованого клапана, відповідно до чинної системи сил, розрахунок герметичності можна здійснювати за виразом

$$F_{\text{уп}} = F_{\text{п}} - F_{\text{д}}, \quad (3.39)$$

Графічна інтерпретація результатів розрахунку за виразами (3.38) і (3.39) показують, що залежності носять лінійних характер (лінії 1,2,. рисунок 3.13 і рисунок 3.14).

Однак, на нашу думку застосування виразу (3.39) для оцінки герметизації не зовсім правильно. Герметизація пари дросельний отвір-заслінка в запропонованій конструкції насамперед залежить від точності виготовлення каналу для заслінки в поршні і самої заслінки. Іншими словами герметичність даної пари буде визначається величиною проміжків між елементами і ніяк не пов'язана з величиною тиску і жорсткістю пружини (лінія 3 на рисунку 3.13 і рисунку 3.14).

На підставі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Виходячи з отриманих результатів розрахунку, інтерпретованих у вигляді графіків (див. рисунок 3.11) можна зробити висновок, що при збільшенні жорсткості пружини збільшується помилка спрацьовування $\delta_{\text{сп}}$. Така ситуація властива не тільки розглянутому в розділі клапану, але і клапанам інших типів в конструкцій яких як елемент налаштування використовуються пружини різних видів.

2. Виходячи з отриманих результатів розрахунку, інтерпретованих у вигляді графіків (див. рисунок 3.12) можна зробити висновок про те, що зі збільшенням площі дросельного отвору помилка спрацьовування $\delta_{\text{сп}}$ зменшується, оскільки запропонована конструкція клапана має досить точну механічну систему управління.

3. Встановлено, що застосування для оцінки працездатності запропонованого клапана критерію у вигляді оцінки герметичності його пари дросельний отвір-заслінка до даної конструкції не може бути застосовано, внаслідок його значних конструктивних відмінностей від існуючих редуційних клапанів виконаних з сідлом (див. рисунок 3.13 і рисунок 3.14).

3.5. Визначення надійності синтезованої системи к вигляді прямого редуційного клапану з механічною системою управління.

Метою даних досліджень є апіорний аналіз надійності проведений на стадії конструкторської реалізації технічної системи у вигляді прямого редуційного клапану з механічною системою управління.

Аналіз – апіорі передбачає те, що кількісні характеристики надійності всіх використовуваних елементів системи є відомими. Для елементів (особливо нових), для яких ще не існує напрацьованих кількісних характеристик надійності їх задають по аналогії з характеристиками надійності аналогічних елементів

Таким чином апіорний аналіз базується на апіорних (ймовірнісних) характеристиках надійності, які лише приблизно відображають реальні процеси в технічній системі, що розглядаються [106, 107, 108]. Тим не менш, проведення апіорного аналізу надійності є доцільним на стадії проектування, оскільки дозволяє заздалегідь визначити найбільш слабкі. з точки зору надійності. елементи конструкції, доопрацювати конструкцію з метою їх усунення, а також виявити незадовільні варіанти побудови технічної системи.

Оскільки запропонований клапан є принципово новим пристроєм, то проведення апіорного аналізу його надійності базується на відомостях про надійність його складових елементів і взаємозв'язках між ними. Існує два шляхи для визначення надійності системи у такому випадку: з складанням математичної або логічної моделі функціонування пристрою або системи; безпосередньо по функціональній схемі пристрою або системи.

У рамках проведених дисертаційних досліджень уявляється перспективним перший шлях. Для цього необхідно визначити якій саме стан

елементів пристрою необхідно враховувати, ознаки цих станів і т.і. тобто необхідно описати функціонування пристрою формальною мовою подій і станів [106, 108, 109]. Вид логічної моделі визначає можливість отримання виразів для розрахунків. Найбільш поширені формальні перетворення досить докладно описані в літературі. На поточний час для опису надійності пристроїв і технічних систем найбільш поширені наступні методи: метод інтегральних рівнянь; метод диференціальних рівнянь; метод оцінки надійності по графу можливих станів системи [108, 109]. Враховуючи, що синтез пристрою проведений за допомогою моделей у вигляді графів, а граф вважають одним з ефективніших логічних моделей системи [34, 36, 39], то і оцінку надійності синтезованого пристрою доцільно провести за методом з використанням графу можливих станів системи [109].

При використанні графу можливих станів системи вважають, що її складові елементи можуть знаходитися у двох несумісних станах: працездатному і непрацездатному. Цей метод ґрунтується на методі диференціальних рівнянь, що обумовлює вирішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь (рівнянь Колмогорова) [90,92]. Структура визначників цієї системи дозволяє сформулювати правило знаходження показника надійності безпосередньо по графовій моделі.

Прийmemo деякі припущення, а саме модель синтезованого пристрою на відміну від модифікованого кінематичного графу є орієнтованим графом без циклів. Тоді правило для виразів стаціонарної ймовірності знаходження системи у j -м стані складається з наступного: проходимо найкоротші шляхи (без фіксованого повернення) з усіх крайніх станів в кожне стан системи у напрямку стрілок і перемножуємо усі інтенсивності переходів. Кожна інтенсивність переходу враховується тільки один раз. Імовірність знаходження в j -му стані для орієнтованого графу без циклів визначається

$$p_j(t) = \frac{\Delta_j}{\sum_{i=0}^K \Delta_i} \quad (3.40)$$

де Δ_j, Δ_i - твори інтенсивностей переходів для усіх найкоротших станів відповідно у j -е і i -е при русі по найкоротшому шляху у напрямку стрілок; K – число станів системи.

Слід зазначити, що найкоротшими станами вважають стани, які не мають вихідних стрілок при невідновлюваній системі і мають не більш однієї вхідної стрілки при відновлюваній системі.

Використовуючи таке правило, можна отримати формулу для визначення одного з показників надійності, а саме *коефіцієнта готовності системи* K_G без складання і розв'язання диференціальних рівнянь. Коефіцієнт готовності системи K_G уявляє собою асимптотичне значення функції готовності $G(t)$ при необмеженому зростанні аргументу t

$$K_U(t) = \lim_{t \rightarrow \infty} G(t). \quad (3.41)$$

Слід зазначити, що функція готовності визначає залежність ймовірності працездатності системи у довільний момент від плинного часу і є комплексним показником надійності, оскільки залежить від характеристики безвідмовності і від характеристики відновлюваності технічної системи. ТС.

Проведемо порівняльні розрахунки коефіцієнтів готовності двох зразків прямих пасивних редуційних клапанів що мають управління: існуючий редуційний клапан з гідравлічною системою управління (див. рисунок 1.5, б) и запропонованій клапан. На рисунку 3.15 представлені кінематичні схеми клапанів що розглядаються і відповідні до них моделі у вигляді графів можливих станів.

Зважаючи на те, що два зразки мають однакове призначення, и більшість схожих елементів з однакових матеріалів приймемо наступні припущення: інтенсивності відмов елементів пристроїв $\lambda_{11} = \lambda_{21} = 2$, $\lambda_{12} = \lambda_{22} = 2$ и $\lambda_{13} = 2$; інтенсивності відновлювання $\mu_{11} = \mu_{21} = 1$, $\mu_{12} = \mu_{22} = 1$ и $\mu_{13} = 1$.

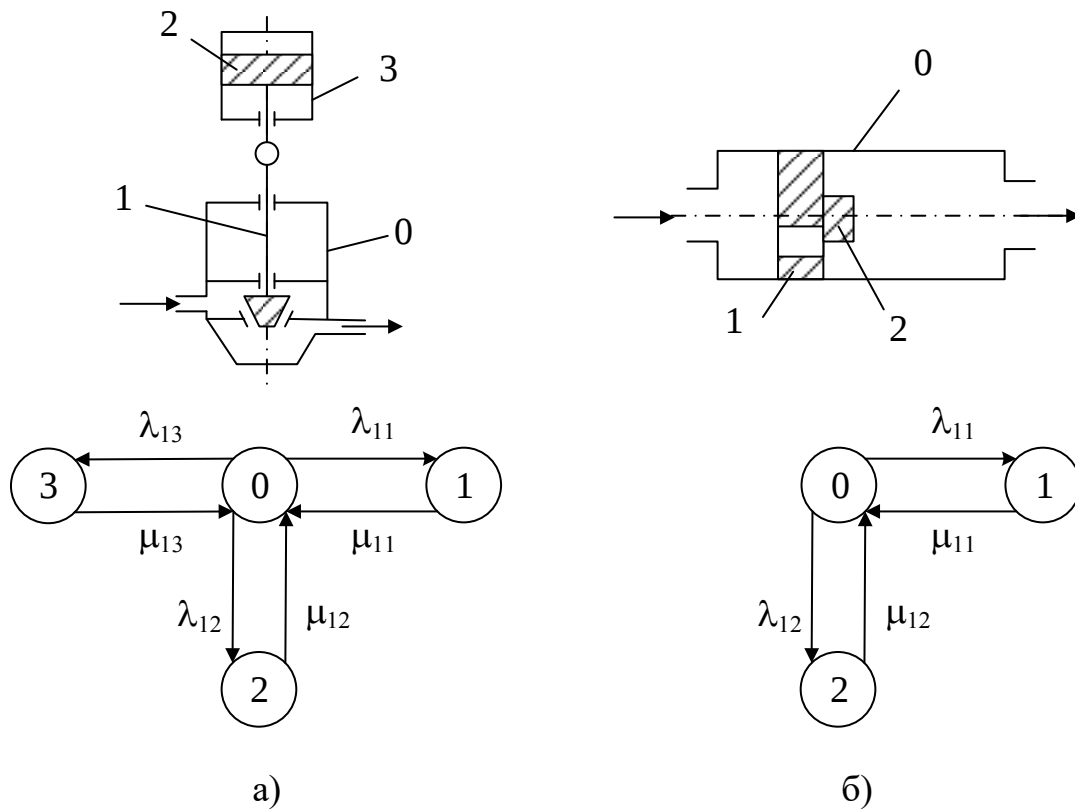


Рисунок 3.15 – Кінематичні схеми та відповідні графи станів: клапан з гідро-механічною системою управління (а); запропонований клапан з механічною системою управління (б)

Твори інтенсивностей переходів для моделі редуційний клапан з гідравлічною системою управління

$$\Delta_{10} = \mu_{11} \cdot \mu_{12} \cdot \mu_{13}, \Delta_{11} = \lambda_{11} \cdot \mu_{12} \cdot \mu_{13}, \Delta_{12} = \mu_{11} \cdot \lambda_{12} \cdot \mu_{13}, \Delta_{13} = \mu_{11} \cdot \mu_{12} \cdot \lambda_{13}.$$

Відповідний коефіцієнт готовності системи

$$K_{\text{ГCI}} = \frac{\mu_{11} \cdot \mu_{12} \cdot \mu_{13}}{\mu_{11} \cdot \mu_{12} \cdot \mu_{13} + \lambda_{11} \cdot \mu_{12} \cdot \mu_{13} + \mu_{11} \cdot \lambda_{12} \cdot \mu_{13} + \mu_{11} \cdot \mu_{12} \cdot \lambda_{13}} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{11}}{\mu_{11}} + \frac{\lambda_{12}}{\mu_{12}} + \frac{\lambda_{13}}{\mu_{13}}} =$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{2}{1} + \frac{2}{1} + \frac{2}{1}} = \frac{1}{7} = 0,143.$$

Твори інтенсивностей переходів для моделі запропонованого редуційний клапану з механічною системою управління

$$\Delta_{20} = \mu_{21} \cdot \mu_{22}, \Delta_{21} = \lambda_{21} \cdot \mu_{22}, \Delta_{22} = \mu_{21} \cdot \lambda_{22}.$$

Відповідний коефіцієнт готовності системи

$$K_{ГС2} = \frac{\mu_{21} \cdot \mu_{22}}{\mu_{21} \cdot \mu_{22} + \lambda_{21} \cdot \mu_{22} + \mu_{21} \cdot \lambda_{22} + \mu_{21} \cdot \mu_{22}} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_{11}}{\mu_{11}} + \frac{\lambda_{12}}{\mu_{12}}} = \frac{1}{1 + \frac{2}{1} + \frac{2}{1}} = \frac{1}{5} = 0,25.$$

На основі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Визначення надійності синтезованої системи к вигляді прямого редукційного клапану з механічною системою управління, зважаючи на його принципову новизну, доцільно проводити з використанням апріорних (ймовірнісних) характеристиках надійності.

2. Враховуючи, що синтез пристрою проведений за допомогою моделей у вигляді графів, то і оцінку надійності синтезованого пристрою доцільно провести за методом з використанням графу можливих станів системи, узявши за показник надійності коефіцієнт готовності системи.

3. Порівняльним розрахунком встановлено, що коефіцієнт готовності системи, яку уявляє синтезований клапан перевищує аналогічний показник існуючого прямого пасивного клапану з гідро-механічною системою управління у 1,78 разів (відповідно $K_T=0,25$ і $K_T=0,143$), що засвідчує про більш оптимальну конструкторську реалізацію пристрою на відміну від існуючих.

3.5 Висновки за розділом 3

Дослідження динаміки механічної системи, яку представляє запропонований прямий редукційний клапан з механічною системою управління і гідравлічної або пневматичної системи, в складі якої він працює, проведено в нелінійній постановці. Саме це визначило отримання більшості рішень у вигляді локальних рішень в типових розрахункових режимах руху.

За результатами досліджень проведених в цьому розділі зроблено такі висновки:

1. Розроблена узагальнена математичного модель прямого редукційного клапана з механічною системою управління, яка є адекватним відображенням робочої характеристики клапана, яку він відтворює. Отримана функція, враховує налаштування механічної системі управління як нелінійну, що обумовлює реалізацію відповідних робочих характеристик використаних в

дослідженнях.

2. Встановлено, важливим показником при складанні математичної моделі пропонованого пристрою є вид тертя. Встановлено, що для елементів гідравлічної апаратури необхідно враховувати в'язке тертя, а для елементів пневматичної апаратури – сухе. Причому, модель сухого тертя, у вигляді релейної характеристики, що враховує як тертя руху так і тертя спокою – є найкращою.

3. Розроблена математична модель може використовуватися для будь-якого пасивного редукційного клапана за умови, що її робоча характеристика задається відповідним поліномом.

4. Дослідженнями встановлено, що на динамічну стійкість запропонованого пасивного прямого редукційного клапана з механічною системою управління впливає: маса поршня, жорсткість пружини клапана, обсяг напірної магістралі, сухе і в'язке тертя (в залежності від виду робочого тіла). Основними параметрами, що впливають на динамічну стійкість даного пристрою в разі рідкого робочого тіла, є коефіцієнт в'язкого тертя робочого тіла β і початковий тиск p_1 .

5. Дослідженнями на динамічну стійкість встановлено, при прийнятих в розрахунках геометричних параметрів клапана, при сукупності деяких умов мають місце нестійкі режими роботи. Встановлено нестійкий режим роботи клапана при коефіцієнті в'язкого тертя $\beta > 70 \frac{Hc}{m}$ і початковому тиску $p_1 > 5$ МПа, з відповідними амплітудами $A_{\beta 0} = 0,075$ м, $A_{\beta 1} = 0,08$ м і $A_{p0} = 2,83$ МПа і $A_{p1} = 2,92$ МПа. При необхідності період автоколивань може бути визначений за фазовою траєкторією за часом одного циклу автоколивань при відомому кроці інтегрування. При зміні інших параметрів пропонованого клапана в досить широкому діапазоні граничних нестійких режимів не спостерігається. Виходячи з цього рекомендується при проектуванні подібних пристроїв обов'язково проводити розрахунок на динамічну стійкість.

6. Встановлено, що розроблена математична модель застосовується як

для клапана типу РД, прийнятого в якості зразка для порівняння, так і прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління, найбільш чутлива до зміни розмірів дросельного отвору в першому каскаді клапана. Однак пропонується прямий редуційний клапан з механічною системою управління, за рахунок постійної самонастроювання, дозволяє виключити високочастотні коливання тиску і переміщень, і як наслідок, ударні навантаження з великою амплітудою, що виникають при таких коливаннях.

7. При зміні подачі насоса (при незмінних інших вихідних даних) в досліджуваному діапазоні: від 2,5 л / с до 10 л / с, сталі значення тиску в системі залишається практично на одному рівні, проте для клапана типу РД різниця становить 12 ... 15%, а для пропонуваного клапана 6 ... 8%, що відповідає очікуваній витратно-перепадній характеристиці і обумовлює зменшення коефіцієнта динамічності k_d на 25%.

8. Результати досліджень свідчать, що зміна запобіжного обсягу і сили тертя не робить істотного впливу на якість перехідного процесу, а сталі значення тиску в системі p_1 залишається незмінним. При малих витратах для клапана типу РД спостерігаються незначні пульсації тиску p_1 (близько 5% від сталого значення), а для пропонуваного клапана пульсації тиску практично відсутні (менше 2% від сталого значення), що і обумовлює зменшення коефіцієнта динамічності k_d на 27%.

9. Зі збільшенням запобіжного обсягу збільшується період коливань тиску на виході дроселя p_2 у міжклапанному просторі двох розглянутих клапанів, що супроводжується зниженням швидкодії клапанів і може пояснюватися стисненням рідкого робочого тіла, який обліковується при моделюванні.

10. Зі збільшенням площі дросельного отвору, тиск в системі менше схильний до пульсації, а також зменшується амплітуда коливань переміщень рухомих частин клапанів. Однак при цьому збільшуються встановилися значення тиску в системі p_1 і різниця між тиском в системі 1 p_1 і тиском 2 p_1 в просторі між клапанами. При цьому різниця між тиском в системі 1 p_1 і тиском

$2 p_1$ в просторі між клапанами в разі застосування запропонованого клапана на 50 ... 60% нижче, ніж у випадку застосування існуючого клапана типу РД.

11. Виходячи з отриманих результатів розрахунку можна зробити висновок, що при збільшенні жорсткості пружини клапана, незалежно від його конструктивного виконання, збільшується помилка його спрацьовування $\delta_{сп}$. Така ситуація властива всім редукційним клапанів в конструкції яких як елемент настройки використовуються пружини різних видів. При збільшенні площі дросельного отвору – помилка спрацьовування $\delta_{сп}$ зменшується, оскільки запропонована конструкція клапана має досить точну механічну систему управління.

12. Встановлено, що використання для оцінки працездатності запропонованого прямого пасивного редукційного клапана з механічною системою управління критерію у вигляді оцінки герметичності його пари дросельний отвір-заслінка до даної конструкції не може бути застосовано, внаслідок його значних конструктивних відмінностей від існуючих редукційних клапанів виконаних з сідлом.

13. Порівняльним розрахунком встановлено, що коефіцієнт готовності системи, яку уявляє синтезований клапан перевищує аналогічний показник існуючого прямого пасивного клапану з гідро-механічною системою управління у 1,78 разів (відповідно $K_T=0,25$ і $K_T=0,143$), що засвідчує про більш оптимальну конструкторську реалізацію пристрою на відміну від існуючих.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРЯМОГО ПАСИВНОГО РЕДУКЦІОННОГО КЛАПАНА З МЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ УПРАВЛІННЯ

Фізичне (експериментальне) дослідження найчастіше проводять на діючих лабораторних установках з використанням експериментальних зразків реального об'єкта [110, 111]. У всіх випадках дослідження експериментального зразка проводяться в умовах, які відображають реальні процеси, які в ньому відбуваються. У даному розділі представлені результати проведених експериментальних досліджень редукційного клапана з механічною системою управління і його впливу на процеси, що відбуваються в гідравлічних або пневматичних трубопроводах, де він встановлений.

У розділі наведено дані про програми проведення експериментів, експериментальні зразки, лабораторне устаткування і вимірювальну апаратуру, варіанти обробки вимірювань. Представлені результати порівняльного аналізу редукційних характеристик, реалізованих досліджуванним пристроєм, які були отримані аналітично і експериментально, також проведена статистична оцінка достовірності проведених експериментів з використанням критерію Кохрена [112, 113, 114].

4.1. Експериментальні зразки редукційного клапана з механічною системою управління.

Метою проведених робіт є: виготовлення та підготовка до проведення експерименту експериментального зразка редукційного клапана з механічною системою управління; аналіз можливості застосування до виготовлення експериментального зразка адитивних технологій і технічних пластиків; аналіз отриманих результатів формоутворення деталей і формування рекомендацій по їх обробці.

В даний час 3D-принтери активно використовуються в різних галузях промисловості і виробництва. З їх допомогою виготовляють зразки нової

продукції, прототипи для тестування і перевірки збирання, окремі деталі, майстер-моделі для лиття. Особливо слід відзначити, що 3D-друк незамінний, коли потрібно швидко отримати точне фізичне втілення комп'ютерної CAD-моделі [115, 116].

Існуючі 3D-принтери здатні працювати з найширшим спектром матеріалів, які використовуються у виробництві: інженерні пластики, фотополімери, віск, металевий порошок. Вибір матеріалу і технології друку обумовлений властивостями, якими має володіти виріб, створений на 3D-принтері [116, 117].

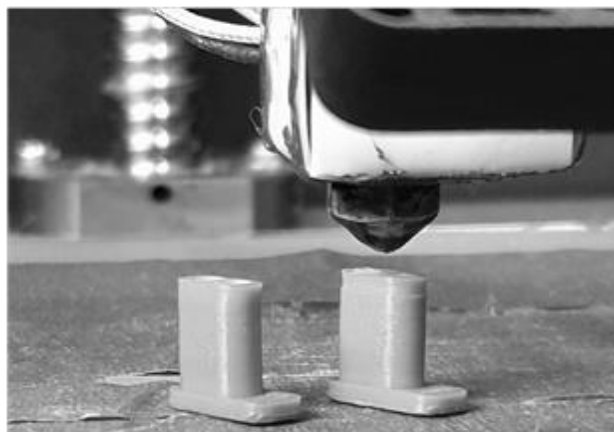
Для вирішення завдання створення експериментального зразка пасивного прямого редуційного клапана з механічною системою управління у вигляді його прототипу, відповідно до специфіки застосування, запропоновано використовувати в якості матеріалу інженерний пластик, оскільки вироби з даного матеріалу можна піддавати фізичному впливу, проводити тестування. Відповідно до обраного матеріалу для виготовлення прототипу застосована найпоширеніша технологія в світі *FDM (Fused Deposition Modeling)*. Принцип побудови за технологією *FDM* полягає в пошаровому вирощуванні вироби з попередньо розплавленої пластикової нитки.

Для виготовлення деталей експериментального зразка пасивного прямого редуційного клапана з механічною системою управління застосовувався 3D принтер *Mingda 4 C*, матеріал – пластик *PLA* (рисунок 4.1). Вибір даного інженерного пластика насамперед обумовлений його фізико-механічними характеристиками і вимогами екології (Таблиця 4.1).

Велику роль у виборі даного матеріалу зіграло те, що такий пластик має низьку температурну усадку. Деталі експериментального зразка спочатку проектувалися як трьохмірні тіла натуральної величини в CAD частині пакета *Autodesk Inventor Series*. Важливо відзначити, що основні геометричні параметри експериментального зразка відповідають основним геометричним параметрами його 3D моделі, які були використані при математичному моделюванні і розрахунку характеристик редукування запропонованого



а)



б)

Рисунок 4.1 – Устаткування для виготовлення експериментального зразка:
3D принтер *Mingda 4 C* (а); процес виготовлення деталей (б)

Таблиця 4.1– Характеристика матеріалу деталей експериментального зразка

№	Показники	Величина
Характеристики волокна <i>PLA</i>		
1.	Поліактід, термопластичний аліфатичний поліефір.	
2.	Середній індекс плавлення (Об'ємний індекс течії MVI) (см ² /10 хв)	10,3
3.	Температура розм'якшення (°C)	70...80
4.	Температура плавлення (°C)	160...190
Фізичні характеристики волокна <i>PLA</i>		
5.	Міцність на розрив, (МПа)	~ 60
6.	Модуль пружності. (МПа)	~ 3500
7.	Ударна міцність по Ізоду, (кДж/м ²)	2...4
8.	Токсичність	Нетоксичний
9.	Твердість поверхні	Висока
10.	Деформація	Низька
11.	Можливість подальшої механічної обробки	Середня

прямого редуційного клапана з механічною системою управління.

Файли даних для кожної деталі в форматі *.ipt, засобами того ж пакету, перетворювалися в формат *.stl, який широко використовується для зберігання тривимірних моделей об'єктів для використання в адитивних технологіях. Враховуючи, що деякі деталі експериментального зразка мають досить складну форму файли формату *.stl попередньо оброблялися в пакеті Autodesk Netfabb, який включають в себе ефективні можливості підготовки конструкцій, а також інструменти для оптимізації проектів для адитивного виробництва, моделювання адитивних процесів роботи з пластиком та планування післяобробки. Після чого, файли засобами пакета Autodesk Netfabb перетворювалися в файли формату *.GCODE, який використовується багатьма 3D-принтерами для управління процесом друку.

3D друк деталей виконувався при температурі сопла принтера 190°C зі швидкістю 30 мм/с при 100% заповненні виробу. Похибка розмірів не перевищувала 0,1...0,15 мм. Отримано два комплекти деталей експериментального зразка (рисунок 4.2). Наявність двох комплектів деталей шляхом варіаційної збірки дозволило досягти в експерименті деяку серійність, яка визначає п'ять варіантів збірки – п'ять експериментальних зразків (Таблиця 4.2). Окремо виготовлені напрямні пластини з криволінійними пазами (форма пазів обумовлена конкретним експериментом).

Слід зазначити, що незважаючи на 100% заповнення при виготовленні корпусу, останній при наявності тиску більше 1,5 МПа, не є герметичним. Дана проблема була вирішена шляхом його просочення епоксидним клеєм з подальшим розгортанням внутрішньої поверхні корпусу до необхідного розміру. Даний вид обробки істотно підвищив герметичність корпусу, оскільки протікання не спостерігалось на всьому діапазоні використовуваних в експерименті тисків (рисунок 4. 3).

На підставі проведених робіт виконано:

1. Розробку, виготовлення і підготовку до проведення експерименту експериментального зразка пропонованого редуційного клапана з механічною



а)



б)

Рисунок 4.2 – Експериментальний зразок прямого пасивного редукційного клапана з механічною системою управління: комплект деталей №1 (а); зібраний експериментальний зразок №1 (корпус розрізаний для перевірки кінематики) (б)

Таблиця 4.2 – Варіаційна зборка експериментальних зразків для забезпечення серійності

Найменування деталі (Нумерація) *	Номера комплектів		Експериментальні зразки				
	1	2	I	II	III	IV	V
Корпус (1)	○	●	○	●	●	○	●
Вхідний патрубок (2)	○	●	○	●	○	●	●
Вихідний патрубок (3)	○	●	○	●	●	●	○
2 елемента поршня (5)	○	●	○	●	○	○	●
2 сухаря поршня (6)	○	●	○	●	●	○	●
Заслінка (7)	○	●	○	●	○	●	○
Ось заслінки (8)	○	●	○	●	○	○	●
Радіальні перемички (10)	○	●	○	●	●	●	●
Затискні кільця (11)	○	●	○	●	○	●	○

*Нумерація деталей відповідно до рис. 2.4

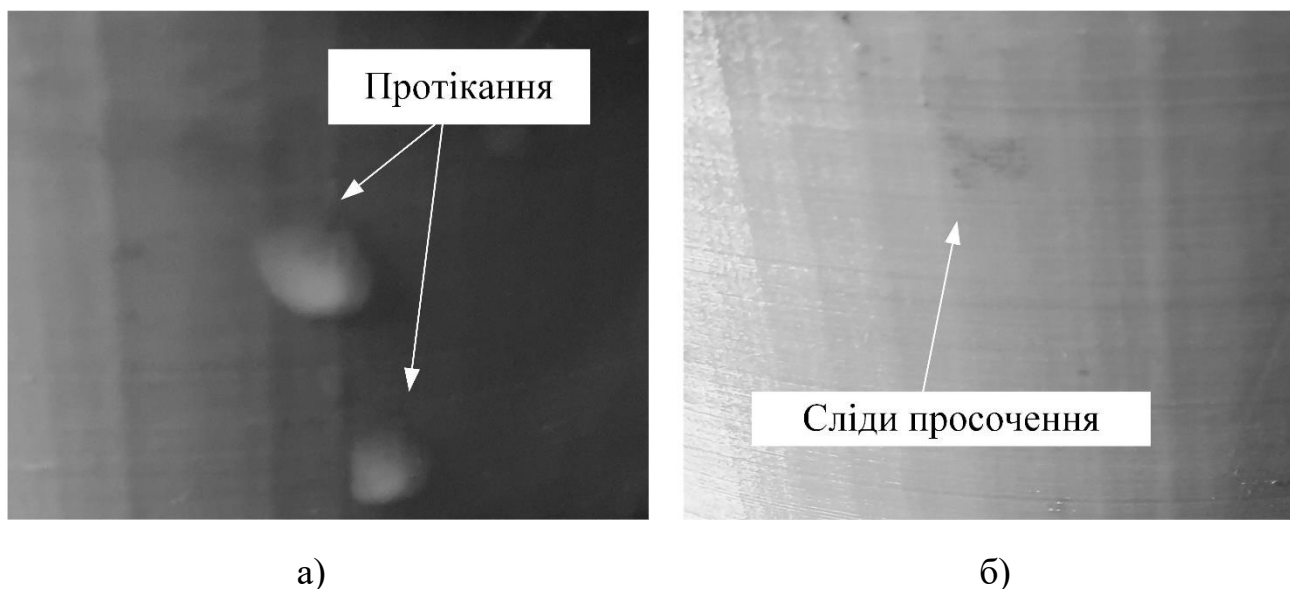


Рисунок 4.3 – Корпус експериментального зразка прямого пасивного редукційного клапана з механічною системою управління: до обробки просочуванням (а); після просочування і розгортання (б)

системою управління;

2. Запропоновано забезпечити серійність випробувань шляхом варіаційної збірки складових елементів експериментального зразка редукційного клапана з механічною системою управління.

При цьому встановлено, що застосування інженерних пластиків і технології *FDM* істотно скорочує час виготовлення експериментального зразка за рахунок мінімізації кількості наступних технологічних операцій

4.2. Експериментальне обладнання і засоби вимірювання. Планування експерименту і оцінювання його результатів.

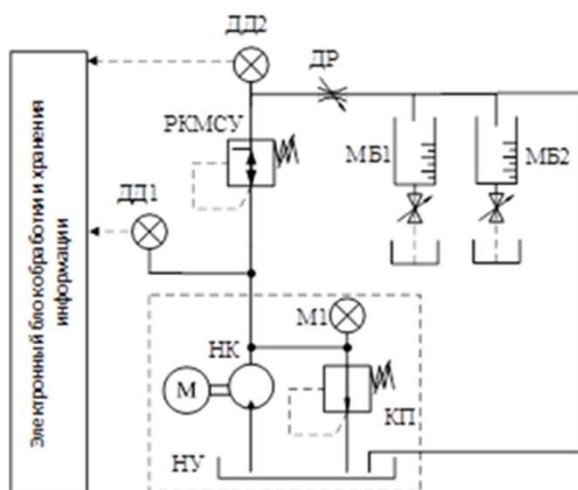
Метою проведених робіт є: розробка, виготовлення і підготовка до проведення експерименту експериментального зразка редукційного клапана з механічною системою управління; розробка і монтаж експериментальної установки, яка визначає необхідні перепади тиску; монтаж і тарування комплексу вимірювальної апаратури; складання плану експериментів і вибір методу оцінювання їх достовірності.

Для проведення ряду експериментів, метою яких було визначення редукційної характеристики експериментальних зразків запропонованого

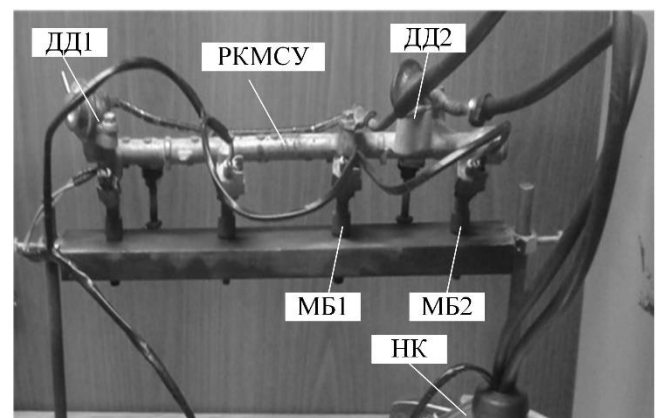
редукційного клапана, а також моделювання поведінки гідравлічних систем із запропонованим клапаном в різних видах технологічних процесів, створений експериментальний комплекс, який складається з гідромеханічної частини і комплексу вимірювальної апаратури (рисунок 4.4, а).

Гідромеханічна частина експериментального комплексу являє собою реальну гідросистему. До вихідного штуцера насосної установки НУ приєднується напірний клапан НК, за допомогою якого змінюється тиск на «вході» у випробуваний редукційний клапан РКМСУ. Манометр М1 та запобіжний клапан ЗК призначені для контролю та аварійного зниження тиску в трубопроводі від штуцера насосної установки до входу на випробуваний редукційний клапан. Дросель ДР призначений для зміни витрати робочої рідини через редукційний клапан. Моделювання змін витрати і його вимір проводиться за допомогою двох мірних баків МБ1 і МБ2.

На початку експерименту напірний клапан НК налаштовують на деякий тиск, що вимірюється манометром М1 (і датчиком тиску ДТ1). До початку проведення всіх експериментів забезпечувалося максимальна витрата робочої рідини на НК шляхом закриття дроселя ДР і забезпечувався час прогріву робочої рідини протягом 10 хв.



а)



б)

Рисунок 4.4 – Експериментальний гідравлічний стенд: схема стенду (а); зовнішній вигляд стенду (б)

У комплект вимірювальної апаратури експериментального комплексу входить два датчика тиску ДТ1 і ДТ2, які контролюють тиск робочої рідини на вході і виході експериментального зразка пропонованого клапана. У їх якості використані датчики *MINCO HEAT 24PPD* з діапазоном вимірювань от 0 до 5,8 МПа (мах 6.0 МПа), часом відгуку до 2,0 мс, похибкою вимірювань $\pm 1.5\%$ FSO, вхідною і вихідною напругою 5DVC і 0,5...4,5DVC відповідно і діапазоном робочих температур 0..80 °С (рисунок 4.2,а). У зв'язку з використанням двох датчиків у складі вимірювального комплексу був використаний двоканальний осцилограф Hantek-6052BE і ПК (рисунок 4.5,б).

Осцилограф фіксує отримані від датчиків тиску сигнали у вигляді зміни напруги в реальному часі. Отримані результати, за допомогою спеціального програмного забезпечення, відображаються на екрані ПК. Використаний осцилограф має високу продуктивність, обумовлену частотою дискретизації 150 МГц (150 Мб/с) в реальному часі, пропускну здатністю 50 МГц, а його програмне забезпечення дозволяє організувати більш 20-ти автоматичних вимірювань і має кілька функцій обробки, серед яких збереження сигналу в відповідному файлі *jpg / bmp, MS excel / word file*.

Тарування датчиків ДТ1 і ДТ2 проведено шляхом їх паралельної установки на лінії з манометром М1 при підвищенні тиску від 0 до тиску, обумовленого напірним клапаном НК ($p_{\max(t)} = 8,4 \text{ МПа}$). Обробка результатів вимірювань при таруванні дозволило отримати тарувальний поліном, що визначає взаємозв'язок між величиною тиску на ДД1 і ДД2 і напругою на їх виході з достовірністю апроксимації $R^2=0,9997$ (рисунок 4.6).

План проведення експериментів включає в себе експерименти трьох видів, що полягають в наступному:

1. Перевірка здатності запропонованого пристрою змінювати тиск на виході ($p_2(p_1)$), при зміні тиску на вході $p_1(t)$, відповідно до закону, який визначається кривизною криволінійного паза направляючої пластини клапана, при варіації останнього в деякому діапазоні за часом. План даного експерименту полягає в наступному, при закритому дроселі ДР налаштовують

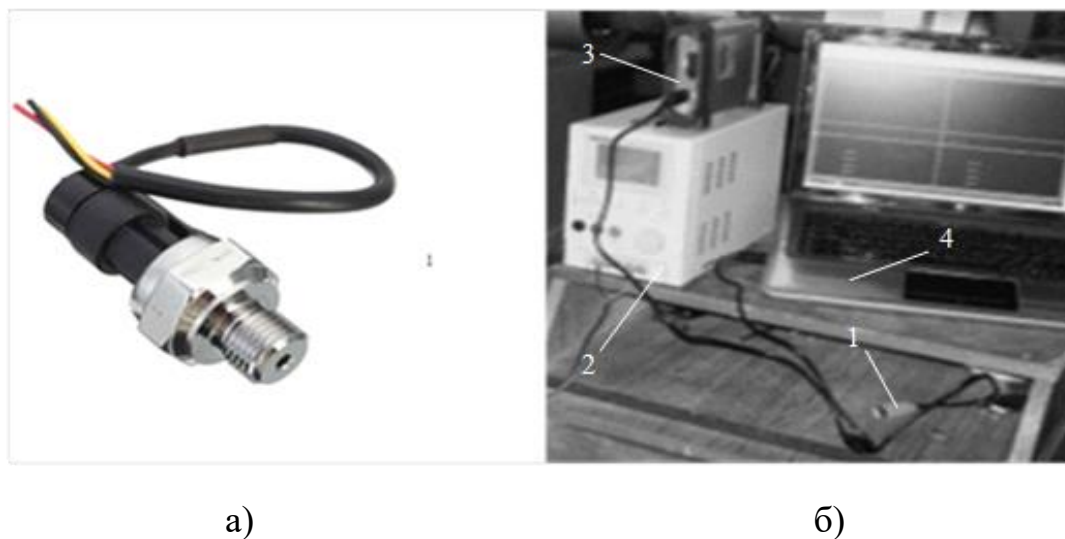


Рисунок 4.5 – Вимірювальний комплекс: датчик тиску (а); вимірювальний комплекс в зборі (б).

1 – датчик тиску *MINCO HEAT 24PPD*; 2 - блок живлення; 3 - осцилограф *Hantek-6052BE*; 4 - ПК

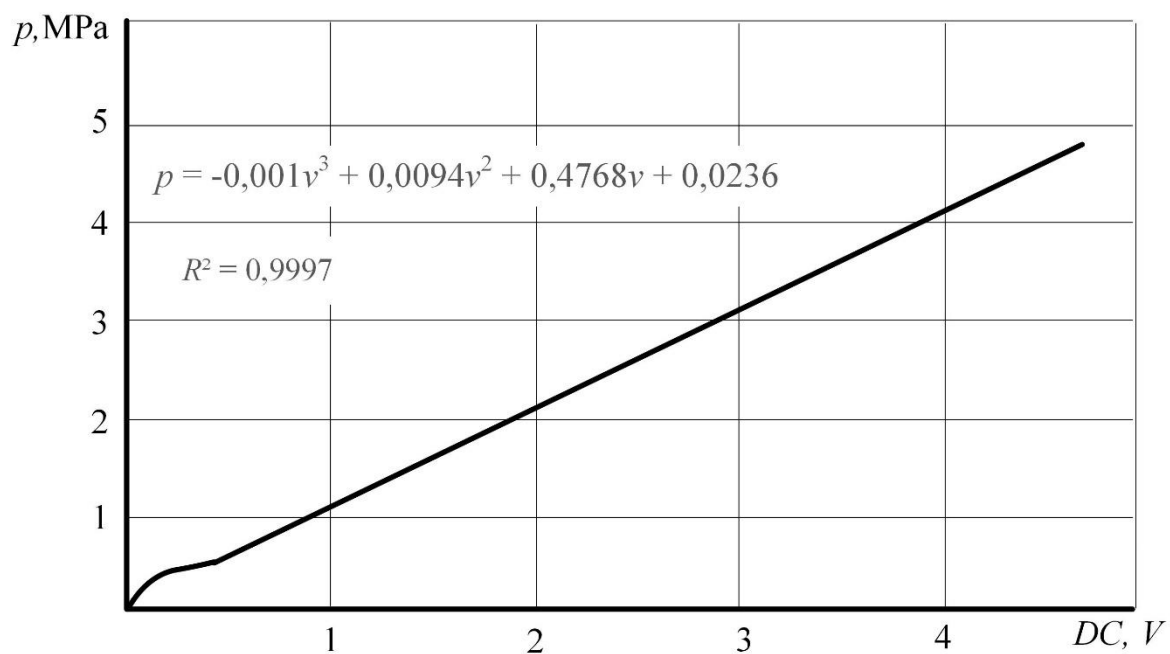


Рисунок 4.6 – Залежність величини тиску на датчиках ДТ1 і ДТ2 та напруги на їх виході

досліджуваний редукційний клапан на тиск дещо менше, ніж тиск, який забезпечує напірний клапан НК (див. рисунок 4.4). Змінюючи за певним кроком (використовуючи датчик ДТ1) тиск на вході в досліджуваний клапан від мінімально можливого до максимального і назад, вимірюють тиск (використовуючи датчик ДТ2) (використовуючи датчик ДТ2) в його вихідній гідравлічній лінії. В експерименті використовують напрямні пластини з різною кривизною направляючого паза. Результати вимірювань, отриманих за допомогою ДТ1 і ДТ2 формують відповідний файл даних. Такі операції повторюють при ручному налаштуванні редукційного клапана на інші тиски.

2. Перевірка здатності запропонованого пристрою стабілізувати тиск з деякою погрішністю на виході ($p_2 \approx \text{const}$), при зміні тиску на вході $p_1(t)$, відповідно закону, який визначається синтезованою кривизною криволінійного паза направляючої пластини клапана. План даного експерименту полягає в наступному, при закритому дроселі ДР налаштовують досліджуваний редукційний клапан РКСМУ на тиск дещо менший, ніж тиск, який забезпечує напірний клапан НК (див. рисунок 4.4). Змінюючи за певним кроком (використовуючи датчик ДТ1) тиск на вході в досліджуваний клапан від мінімально можливого до максимального, вимірюють тиск (використовуючи датчик ДТ2) в його вихідній гідравлічній лінії. В експерименті використовують направляючу пластину клапана з синтезованою кривизною направляючого паза.

3. Перевірка здатності запропонованого пристрою стабілізувати тиск на виході ($p_2 \cong \text{const}$) при його зміні в гідравлічній лінії «за клапаном» при моделюванні ситуації «включення споживачів». План даного експерименту полягає в наступному, при закритому дроселі ДР налаштовують досліджуваний редукційний клапан РКСМУ на тиск дещо менше, ніж тиск, який забезпечує напірний клапан НК (див. рисунок 4.4). Відкриваючи-перекриваючи одночасно або по черзі засувки мірних баків МБ1 і МБ2 в певний час моделюється ситуація «включення споживачів». При цьому за допомогою датчика ДТ2 контролюється зміна в гідравлічній лінії «за клапаном». За допомогою датчика ДТ1 контролюється тиск на «вході» РКСМУ. В експерименті використовують

направляючу пластину клапана з синтезованою кривизною направляючого паза. Результати вимірювань, отриманих за допомогою ДТ1 і ДТ2 формують відповідний файл даних. Такі операції повторюють при ручному налаштуванні редукційного клапана на інші тиски.

Для обробки результатів, отриманих під час проведення експериментальних досліджень, запропоновано використовувати статистику малої вибірки [110, 112, 118, 119, 120]. Середнє арифметичне отриманих значень тиску на виході з клапана, що визначають його редукційну характеристику запропоновано визначати за виразом

$$\bar{p} = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j p_i, \quad (4.1)$$

де p_i – значення тиску, що визначає редукційну характеристику окремих експериментальних зразків запропонованого редукційного клапана; j – обсяг вибірки.

Дисперсія для кожної серії вимірювань складе

$$D = \sigma^2 = \frac{1}{j} \sum_{i=1}^j (p_i - \bar{p})^2 \quad (4.2)$$

Достовірність результатів проведених експериментів запропоновано оцінювати за значенням розрахункового критерію Кохрена, який використовують при порівнянні трьох і більше вибірок однакового обсягу, з подальшим порівнянням отриманого значення з табличним значенням, яке відповідає достовірній ймовірності [110, 121, 122]

$$G_{\max} = \frac{\max D_j}{\sum_{i=1}^j D_i} \leq G_{\alpha} \quad (4.3)$$

де $\max D_j$ – найбільше значення дисперсії для j паралельних серій; $\sum_{i=1}^j D_i$ – сума дисперсій j – й серії.

На підставі проведених робіт виконано:

1. Розробку, виготовлення та підготовка до проведення експерименту експериментального гідравлічного стенду.

2. Планування експерименту на основі теоретичних положень, представлених в підрозділах 2.3 та 2.4 даної роботи.

4.3. Експериментальне визначення характеристик редукування пасивного прямого редукційного клапана з механічною системою управління, що визначають їх взаємозв'язок з кривизною паза направляючої пластини.

Метою проведених досліджень є: експериментальне визначення характеристик редукування запропонованого редукційного клапана з механічною системою управління, які обумовлені формою кривизни паза направляючої пластини; проведення порівняльного аналізу отриманих експериментально і аналітично редукційних характеристик; статистична оцінка достовірності проведення експерименту.

Згідно з планом експерименту при складанні експериментальних зразків використовувалися направляючі пластини з трьома видами криволінійних пазів (рисунок 4.7). Функція, що визначає кривизну паза направляючої пластини за координатами X і Y представлена у вигляді полінома $y(x)$, який, з огляду на пропорційність зміни тиску на вході клапана p_1 і переміщення поршня x уздовж відповідної осі, жорсткість застосовуваної в експериментальному зразку пружини і його геометричні параметри перетворені у вигляд $y(p_1)$ (Таблиця 4.3).

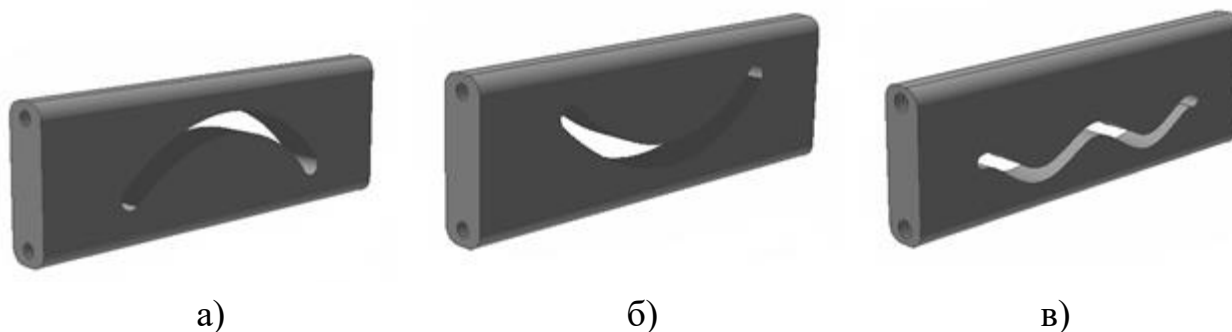


Рисунок 4.7 – Направляючі пластини з криволінійними пазами: пластина $P1$ (а); пластина $P2$ (б); пластина $P3$ (в)

Таблиця 4.3 – Поліноми, що визначають кривизну паза в направляючої пластини експериментального зразка клапана

Пластина P1 (Рис. 4.7, а)	
$y(x)$	$-1 \cdot 10^6 x^6 + 3 \cdot 10^6 x^5 - 235243 x^4 + 10231 x^3 - 252,07 x^2 + 2,4727 x + 10^{-5}$
$y(p_1)$	$-5 \cdot 10^{-7} p_1^6 + 0,030 p_1^5 - 0,0012 p_1^4 + 0,006 p_1^3 - 0,018 p_1^2 + 0,028 p_1 + 1 \cdot 10^{-5}$
Пластина P2 (Рис. 4.7, б)	
$y(x)$	$-1 \cdot 10^6 x^6 + 3 \cdot 10^6 x^5 - 235243 x^4 + 10231 x^3 - 252,07 x^2 + 2,4727 x + 10^{-5}$
$y(p_1)$	$-5 \cdot 10^{-7} p_1^6 + 0,000 p_1^5 - 0,0012 p_1^4 + 0,006 p_1^3 - 0,018 p_1^2 + 0,028 p_1 + 1 \cdot 10^{-5}$
Пластина P3 (Рис. 4.7, в)	
$y(x)$	$-1 \cdot 10^6 x^6 + 3 \cdot 10^6 x^5 - 235243 x^4 + 10231 x^3 - 252,07 x^2 + 2,4727 x + 10^{-5}$
$y(p_1)$	$-5 \cdot 10^{-7} p_1^6 + 0,000 p_1^5 - 0,0012 p_1^4 + 0,006 p_1^3 - 0,018 p_1^2 + 0,028 p_1 + 1 \cdot 10^{-5}$

Для кожного варіанта пластини розрахунок теоретичної характеристики редукування проведений за виразом (2.14). При плануванні програми даного експерименту на розрахункові характеристики редукування запропонованого клапана визначено: у разі установки в експериментальний зразок пластин $P1$ і $P2$ кількість контрольних точок – 5, кількість вимірювань по кожній з 5-ти контрольованих точок – 5, кількість паралельних серій – 3; в разі установки в експериментальний зразок пластини $P3$ в наслідок значної нелінійності криволінійного паза кількість контрольних точок – 8, кількість вимірювань по кожній з 8-ми контрольованих точок – 5, кількість паралельних серій – 5.

Експеримент при використанні в зразку пластини $P1$ проведено в два етапи. Перший етап полягав у лінійному збільшенні тиску на «вході» в клапан і контролюванні тиску на «виході». Результати даних досліджень, які описують експериментальну характеристику редукування фіксувалися вимірювальним обладнанням з подальшим збереженням результатів в відповідний файл *.xlsx* (рисунк 4.8, а). Дані з файлу були конвертовані та в подальшому опрацьовані програмним забезпеченням *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунк 4.8, б). Для перевірки достовірності першого етапу

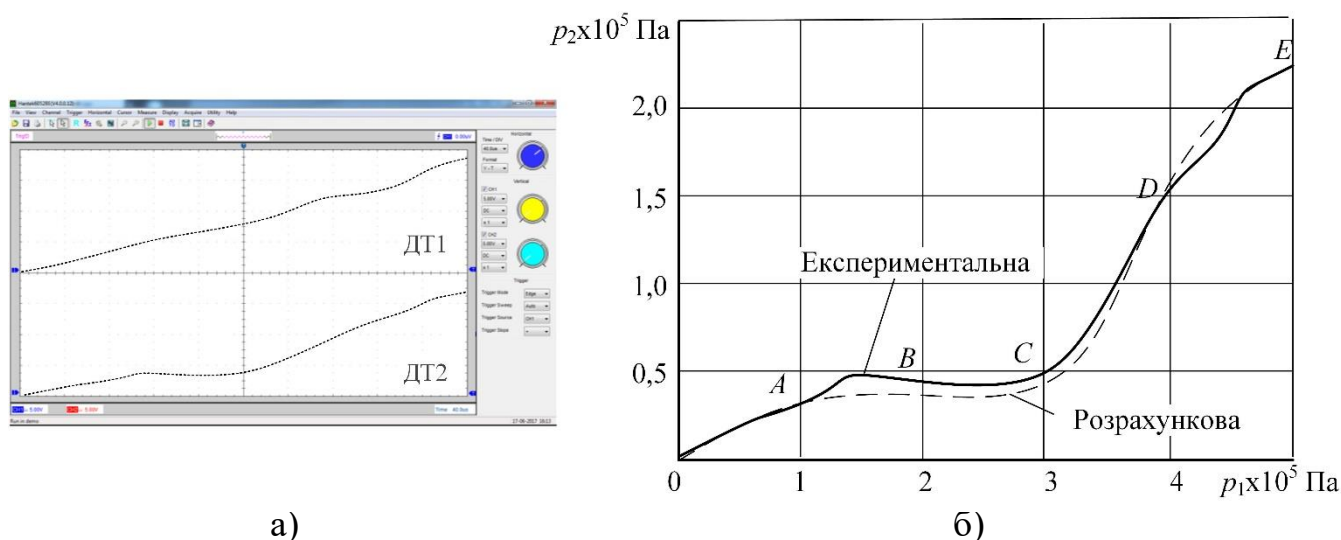


Рисунок 4.8 – Характеристика редукування при підвищенні тиску на «вході» експериментального зразка при використанні направляючої пластини P1: осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних даних (б)

Таблиця 4.4 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму збільшення тиску на «вході» клапану (Пластина P1)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
A	I	0,421	0,432	0,409	0,419	0,425	0,422	0,00006	0,65
	II	0,424	0,432	0,422	0,432	0,402	0,423	0,00013	
	III	0,431	0,427	0,427	0,424	0,423	0,427	0,00001	
B	I	0,482	0,481	0,489	0,480	0,481	0,483	0,00002	0,62
	II	0,481	0,484	0,485	0,482	0,483	0,483	0,00001	
	III	0,486	0,482	0,484	0,481	0,480	0,483	0,00001	
C	I	0,522	0,512	0,521	0,530	0,522	0,522	0,00004	0,46
	II	0,502	0,532	0,498	0,500	0,512	0,509	0,00016	
	III	0,531	0,502	0,514	0,495	0,500	0,509	0,00017	
D	I	1,551	1,521	1,513	1,549	1,560	1,539	0,00034	0,45
	II	1,549	1,525	1,523	1,522	1,563	1,537	0,00028	
	III	1,561	1,529	1,543	1,543	1,560	1,548	0,00015	
E	I	2,534	2,544	2,536	2,550	2,534	2,54	0,00005	0,56
	II	2,531	2,534	2,543	2,543	2,534	2,537	0,00003	
	III	2,546	2,539	2,544	2,539	2,544	2,543	0,00001	

експерименту проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.4).

Встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 5-ти контрольних точках лежить в межах 4...12%.

За виразом (4.3) для першого етапу експерименту отримано максимальне значення критерію Кохрена [112, 113, 123]

$$G_{max} = \frac{0,00013}{0,00006 + 0,00013 + 0,00001} = 0,65.$$

Другий етап експерименту полягав у роботі установки під постійним тиском 3 хвилини, а потім в лінійному зменшенні тиску на «вході» в клапан і контролюванні тиску на «виході». Отримані результати оброблялися аналогічно першому етапу. Дані фіксувалися вимірювальним обладнанням з подальшим збереженням результатів у відповідний файл *.xlsx* (рис. 4.9, а), а потім конвертувалися і оброблялися засобами *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунок 4.9, б). Для перевірки достовірності другого етапу експерименту проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.5).

Встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 5-ти контрольних точках лежить в межах 6...10%.

За виразом (4.3) для другого етапу експерименту отримано максимальне значення критерію Кохрена [112, 113, 123]

$$G_{max} = \frac{0,00013}{0,00006 + 0,00013 + 0,00001} = 0,65.$$

Експеримент при використанні в зразку пластини *P2* проведено в два етапи. Перший етап полягав у лінійному збільшенні тиску на вході в клапан і

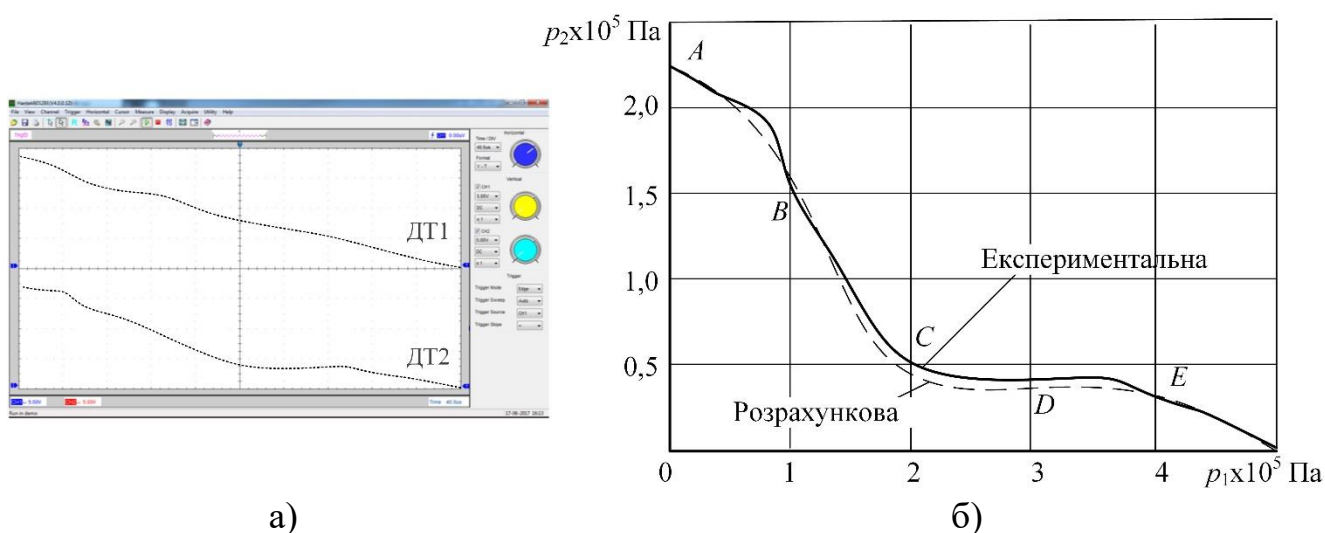


Рисунок 4.9 – Характеристика редукування при зменшенні тиску на «вході» експериментального зразка при використанні направляючої пластини P1: осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних даних (б)

Таблиця 4.5 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму зменшення тиску на «вході» клапану (Пластина P1)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
A	I	2,534	2,544	2,536	2,550	2,534	2,54	0,00005	0,556
	II	2,531	2,534	2,543	2,543	2,534	2,537	0,00003	
	III	2,546	2,539	2,544	2,539	2,544	2,543	0,00001	
B	I	1,551	1,521	1,513	1,549	1,560	1,539	0,00034	0,442
	II	1,549	1,525	1,523	1,522	1,563	1,537	0,00028	
	III	1,561	1,529	1,543	1,543	1,560	1,548	0,00015	
C	I	0,522	0,512	0,521	0,530	0,522	0,522	0,00004	0,46
	II	0,502	0,532	0,498	0,500	0,512	0,509	0,00016	
	III	0,531	0,502	0,514	0,495	0,500	0,509	0,00017	
D	I	0,482	0,481	0,489	0,480	0,481	0,483	0,00002	0,500
	II	0,481	0,484	0,485	0,482	0,483	0,483	0,00001	
	III	0,486	0,482	0,484	0,481	0,480	0,483	0,00001	
E	I	0,421	0,432	0,409	0,419	0,425	0,422	0,00006	0,650
	II	0,424	0,432	0,422	0,432	0,402	0,423	0,00013	
	III	0,431	0,427	0,427	0,424	0,423	0,427	0,00001	

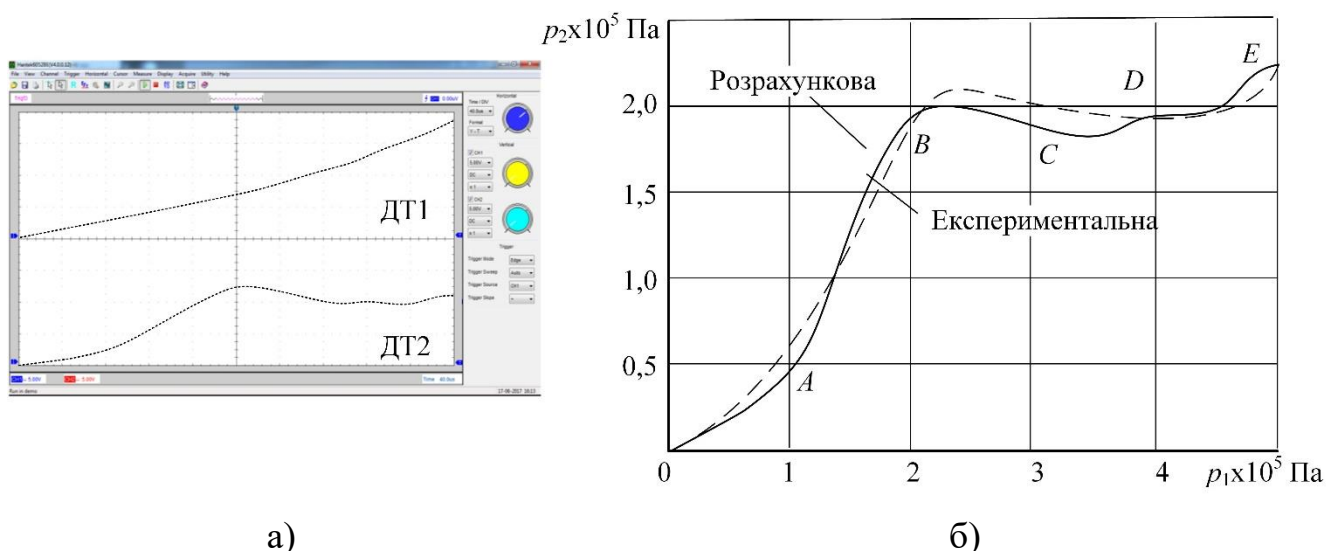


Рисунок 4.10 – Характеристика редукування при підвищенні тиску на «вході» експериментального зразка при використанні направляючої пластини P_2 : осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних даних (б)

Таблиця 4.6 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму підвищенні тиску на «вході» клапану (Пластина P_2)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
A	I	0,452	0,449	0,454	0,451	0,460	0,454	0,00002	0,572
	IV	0,450	0,459	0,451	0,451	0,441	0,451	0,00004	
	V	0,450	0,452	0,449	0,451	0,454	0,452	0,00001	
B	I	1,904	1,899	1,885	1,839	1,852	1,876	0,00067	0,483
	IV	1,892	1,876	1,894	1,856	1,871	1,878	0,0002	
	V	1,907	1,841	1,873	1,896	1,882	1,880	0,00052	
C	I	1,793	1,763	1,781	1,759	1,771	1,774	0,00016	0,411
	IV	1,761	1,754	1,758	1,774	1,752	1,760	0,00007	
	V	1,780	1,743	1,772	1,761	1,760	1,764	0,00016	
D	I	1,816	1,823	1,834	1,801	1,848	1,825	0,00026	0,752
	IV	1,802	1,830	1,824	1,811	1,828	1,819	0,00012	
	V	1,898	1,821	1,819	1,805	1,813	1,832	0,00115	
E	I	2,446	2,462	2,491	2,483	2,498	2,476	0,00037	0,606
	IV	2,452	2,481	2,486	2,492	2,481	2,478	0,00019	
	V	2,461	2,472	2,481	2,474	2,479	2,473	0,00005	

контролюванні тиску на «виході». Результати даних досліджень, які описують експериментальну характеристику редукування фіксувалися вимірювальним обладнанням з подальшим збереженням результатів у відповідний файл *.xlsx* (рисунок 4.10, а). Дані з файлу були конвертовані та в подальшому опрацьовані програмним забезпеченням *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунок 4.10, б). Для перевірки достовірності першого етапу експерименту проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.6).

Другий етап даного експерименту полягав у відстої установки під тиском 3 хвилини, а потім в лінійному зменшенні тиску на «вході» в клапан і контролюванні тиску на «виході». Отримані результати оброблялися аналогічно першому етапу. Дані фіксувалися вимірювальним обладнанням з подальшим збереженням результатів у відповідний файл *.xlsx* (рисунок 4.11, а), а потім конвертувалися і оброблялися засобами *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунок 4.11, б). Для перевірки достовірності другого етапу експерименту проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.7).

Встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 5-ти контрольних точках лежить в межах 8...13%.

За виразом (4.3) для другого етапу експерименту отримано максимальне значення критерію Кохрена [112, 113, 123]

$$G_{max} = \frac{0,00115}{0,00026 + 0,00012 + 0,00115} = 0,752.$$

Експеримент при використанні в зразку пластини *P3* проведено в два етапи. Перший етап полягав у лінійному збільшенні тиску на «вході» в клапан і контролюванні тиску на «виході». Результати даних досліджень, які описують експериментальну характеристику редукування фіксувалися вимірювальним

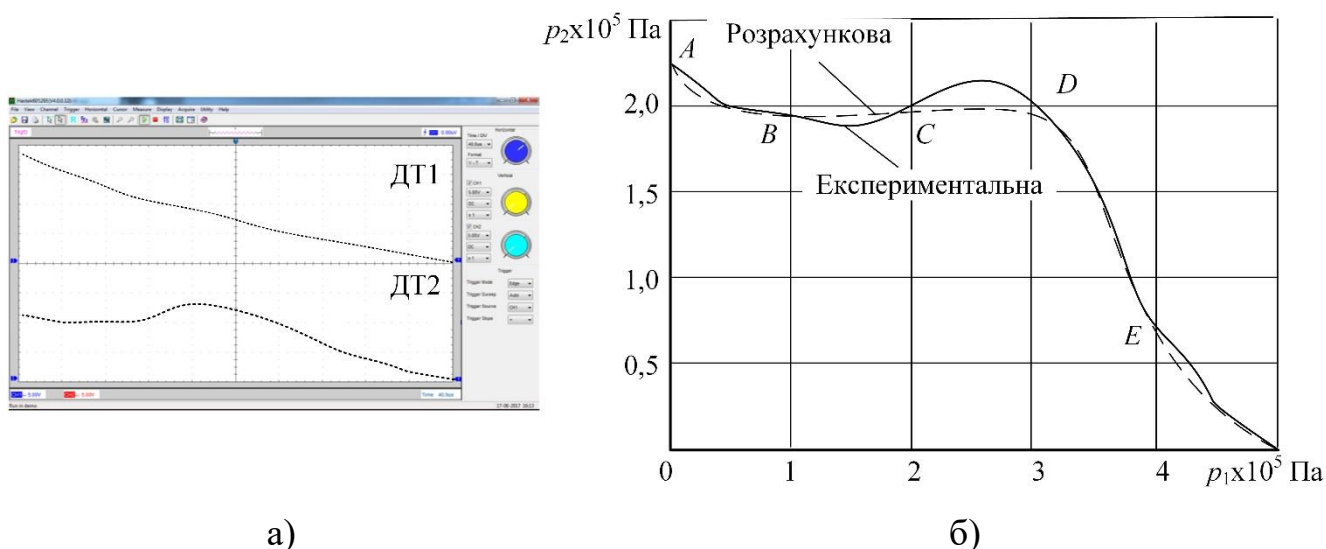


Рисунок 4.11 – Характеристика редукування при зниженні тиску на «вході» експериментального зразка при використанні направляючої пластини P2: осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних даних (б)

Таблиця 4.7 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму зниження тиску на «вході» клапану (Пластина P2)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
A	I	2,456	2,462	2,491	2,483	2,498	2,478	0,00027	0,733
	IV	2,452	2,431	2,486	2,492	2,421	2,457	0,00082	
	V	2,471	2,472	2,481	2,484	2,479	2,478	0,00003	
B	I	1,856	1,823	1,874	1,801	1,848	1,841	0,00066	0,586
	IV	1,802	1,830	1,824	1,831	1,828	1,823	0,00012	
	V	1,898	1,821	1,819	1,805	1,823	1,834	0,00110	
C	I	1,793	1,763	1,781	1,759	1,771	1,774	0,00016	0,515
	IV	1,791	1,754	1,798	1,774	1,752	1,774	0,00035	
	V	1,780	1,743	1,772	1,771	1,760	1,766	0,00017	
D	I	1,904	1,899	1,885	1,839	1,852	1,876	0,00067	0,483
	IV	1,892	1,876	1,894	1,856	1,871	1,878	0,00020	
	V	1,907	1,841	1,873	1,896	1,882	1,880	0,00052	
E	I	0,452	0,449	0,454	0,451	0,460	0,454	0,00002	0,643
	IV	0,450	0,439	0,441	0,451	0,441	0,445	0,00003	
	V	0,450	0,472	0,449	0,451	0,464	0,458	0,00009	

обладнанням з подальшим збереженням результатів в відповідний файл *.xlsx* (рисунк 4.12, а). Дані з файлу були конвертовані та в подальшому опрацьовані програмним забезпеченням *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунк 4.12, б). Для перевірки достовірності першого етапу експерименту проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.8).

Встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 8-и контрольним точкам лежить в межах 8...11%.

За виразом (4.3) для першого етапу експерименту отримано максимальне значення критерію Кохрена [112, 113, 123]

$$G_{max} = \frac{0,0015}{0,00024 + 0,00012 + 0,00115} = 0,762.$$

Другий етап даного експерименту полягав у відстої установки під тиском 3 хвилини, а потім в лінійному зменшенні тиску на «вході» в клапан і контролюванні тиску на «виході». Отримані результати оброблялися аналогічно першому етапу. Дані фіксувалися вимірювальним обладнанням з подальшим збереженням результатів в відповідний файл *.xlsx* (рисунк 4.13, а), а потім конвертувалися і оброблялися засобами *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунк 4.13, б). Для перевірки достовірності другого етапу експерименту проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.9).

Встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 5-ти контрольних точках лежить в межах 8...13%.

За виразом (4.3) для другого етапу експерименту отримано максимальне значення критерію Кохрена [112, 113, 123]

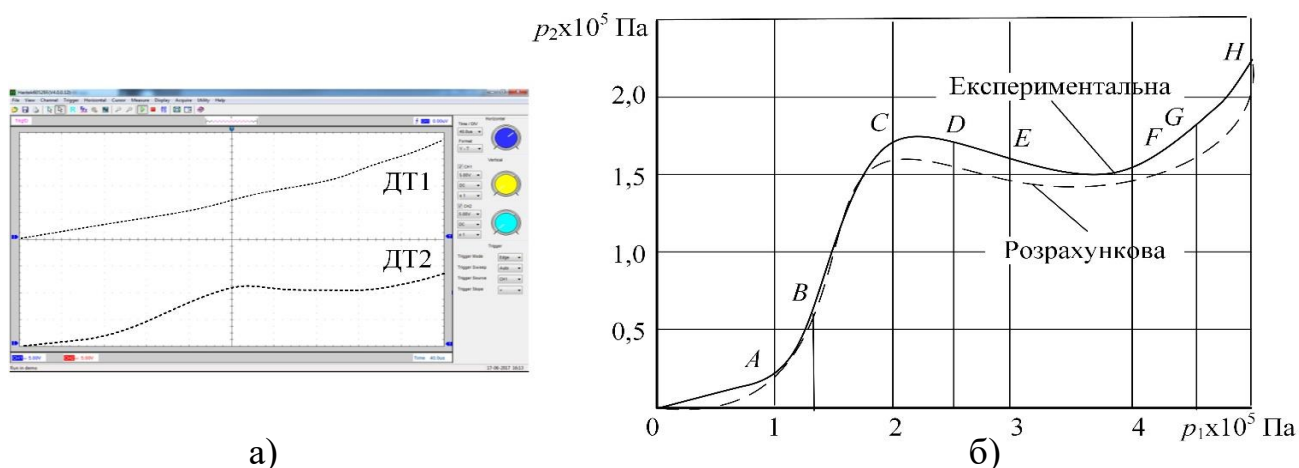


Рисунок 4.12 – Характеристика редукування при підвищенні тиску на «вході експериментального зразка при використанні направляючої пластини P2: осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних даних (б)

Таблиця 4.8 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму збільшення тиску на вході клапану (Пластина P3)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
A	II	0,374	0,387	0,374	0,384	0,306	0,365	0,00090	0,484
	III	0,323	0,332	0,354	0,383	0,371	0,353	0,00052	
	V	0,302	0,391	0,398	0,371	0,398	0,372	0,00133	
B	II	0,604	0,627	0,685	0,639	0,652	0,642	0,00073	0,526
	III	0,692	0,676	0,694	0,656	0,671	0,678	0,00020	
	V	0,607	0,641	0,673	0,696	0,682	0,660	0,00103	
C	II	1,793	1,773	1,781	1,759	1,771	1,776	0,00013	0,400
	III	1,761	1,754	1,758	1,794	1,752	1,764	0,00024	
	V	1,783	1,743	1,782	1,761	1,760	1,766	0,00023	
D	II	1,626	1,623	1,624	1,621	1,621	1,623	0,00001	0,692
	III	1,612	1,672	1,624	1,641	1,658	1,642	0,00048	
	V	1,698	1,621	1,619	1,605	1,623	1,634	0,00110	
E	II	1,546	1,562	1,591	1,593	1,598	1,578	0,00042	0,678
	III	1,552	1,581	1,586	1,572	1,581	1,575	0,00015	
	V	1,561	1,572	1,581	1,574	1,579	1,574	0,00005	
F	II	1,523	1,523	1,521	1,529	1,521	1,524	0,00001	0,500
	III	1,526	1,524	1,529	1,524	1,522	1,525	0,00001	
	V	1,520	1,523	1,532	1,521	1,523	1,524	0,00002	
G	II	1,826	1,823	1,834	1,821	1,848	1,831	0,00010	0,527
	III	1,822	1,830	1,824	1,821	1,828	1,825	0,00002	
	V	1,828	1,821	1,819	1,805	1,823	1,82	0,00007	
H	II	2,546	2,562	2,591	2,583	2,598	2,576	0,00038	0,604
	III	2,552	2,581	2,586	2,592	2,581	2,579	0,00020	
	V	2,561	2,572	2,581	2,574	2,579	2,574	0,00005	

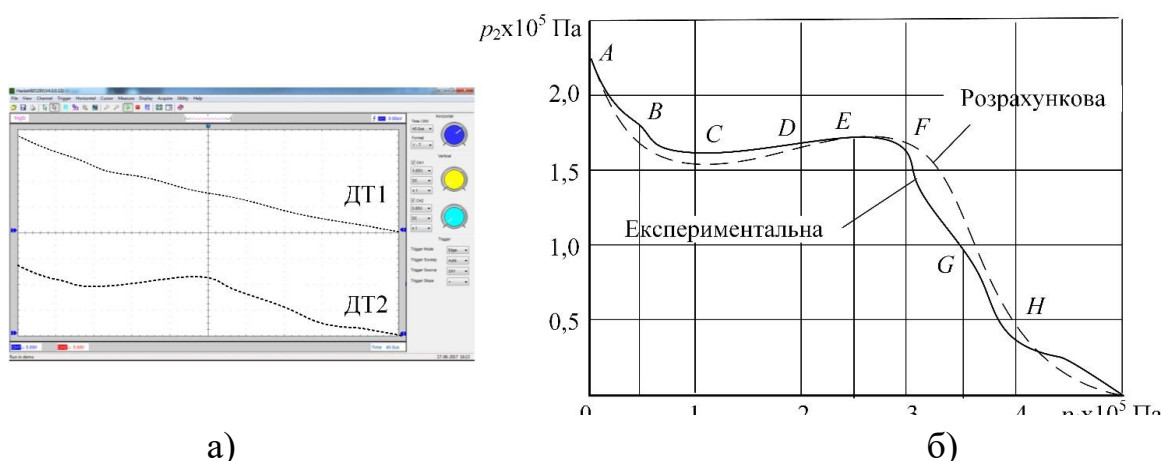


Рисунок 4.13 – Характеристика редукування при підвищенні тиску на «вході» експериментального зразка при використанні направляючої пластини РЗ: осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних

Таблиця 4.9 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму збільшення тиску на «вході» клапану (Пластина РЗ)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
A	II	2,591	2,562	2,546	2,583	2,598	4,701	0,00059	0,461
	III	2,556	2,581	2,582	2,592	2,581	4,695	0,00058	
	V	2,561	2,571	2,582	2,574	2,579	4,691	0,00011	
B	II	1,823	1,826	1,836	1,801	1,846	1,824	0,00083	0,539
	III	1,802	1,830	1,828	1,811	1,824	1,819	0,00020	
	V	1,898	1,819	1,821	1,805	1,813	1,811	0,00051	
C	II	1,523	1,523	1,521	1,529	1,521	1,523	0,00015	0,432
	III	1,521	1,524	1,526	1,526	1,522	1,520	0,00006	
	V	1,520	1,523	1,522	1,521	1,520	1,523	0,00016	
D	II	1,546	1,562	1,591	1,583	1,598	1,576	0,00025	0,568
	III	1,581	1,581	1,586	1,592	1,552	1,578	0,00012	
	V	1,561	1,572	1,581	1,574	1,579	1,573	0,00007	
E	II	1,623	1,616	1,634	1,601	1,648	1,624	0,00037	0,606
	III	1,624	1,630	1,602	1,611	1,628	1,619	0,00019	
	V	1,698	1,621	1,619	1,605	1,613	1,611	0,00005	
F	II	1,793	1,763	1,781	1,759	1,771	1,773	0,00015	0,432
	III	1,761	1,754	1,758	1,774	1,752	1,760	0,00006	
	V	1,780	1,743	1,772	1,761	1,760	1,763	0,00016	
G	II	0,604	0,627	0,685	0,639	0,652	0,641	0,00025	0,568
	III	0,692	0,676	0,694	0,656	0,671	0,678	0,00012	
	V	0,607	0,641	0,673	0,696	0,682	0,660	0,00007	
H	II	0,374	0,385	0,377	0,394	0,306	0,367	0,00037	0,606
	III	0,321	0,304	0,354	0,381	0,313	0,334	0,00019	
	V	0,392	0,302	0,392	0,374	0,395	0,370	0,00005	

$$G_{max} = \frac{0,00110}{0,00001 + 0,00048 + 0,00110} = 0,692.$$

На підставі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Результати експериментів слід визнати задовільними, оскільки встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 5-ти контрольних точках для зразків з пластинами $P1$ і $P2$ лежить в межах 6...11%. Помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 8-и контрольних точках для зразків з пластинами $P3$ лежить в межах 8...14%.

2. Достовірність експериментів також не викликає сумнівів оскільки розрахункове значення критерію Кохрена, яке відповідає достовірній ймовірності 0,95 для кількості паралельних серій 3 при кількості ступенів рухливості $q = j - 1 = 5 - 1 = 4$ дорівнює 0,776 [112, 113, 120, 121, 123]. У всіх представлених випадках вимірювань виконувалася умова $G_{max} \leq G_{\alpha}$

3. Деякі похибки p_2 на експериментальних характеристиках редукування пов'язані з недосконалістю системи управління насосом, що не дозволило отримати стабільну лінійну характеристику при підвищенні або зниженні тиску на «вході» запропонованого клапана p_1 .

4. Експеримент підтвердив тісний взаємозв'язок кривизни характеристики редукування запропонованого клапана і форми криволінійного паза направляючої пластини. Встановлено, що точки екстремумів на криволінійному пазу направляючої пластини відповідають точкам екстремумів на характеристиці редукування, причому похибки між розрахунковими і експериментальними значеннями лежать в діапазоні 6 ... 14%, що можна визнати прийнятним.

4.4. Експериментальне дослідження характеристик редукування пасивного прямого редуційного клапана з механічною системою управління, що визначають стабілізацію тиску.

Метою проведених досліджень є: експериментальне дослідження характеристик редукування запропонованого редуційного клапана з механічною системою управління, які обумовлені формою кривизни паза



Рисунок 4.14 – Напрямна пластина з криволінійним пазом визначає стабілізацію тиску (пластина P4);

направляючої пластини визначальну стабілізацію тиску при його зміні до входу або за виходом клапана; проведенні порівняльного аналізу отриманих експериментально і аналітично редукційних характеристик; статистична оцінка достовірності проведення експерименту.

Згідно з планом експерименту при складанні експериментальних зразків використовувалася напрямна пластина (маркована як P4) з криволінійним пазом, теоретично визначає стабілізацію тиску (рисунок 4.14). Функція, що визначає кривизну паза направляючої пластини за координатами X і Y представлена у вигляді полінома $y(x)$, який, з огляду на пропорційність зміни тиску на вході клапана p_1 і переміщення поршня x уздовж відповідної осі, жорсткість застосовуваної в експериментальному зразку пружини і його геометричні параметри перетворені у вигляд $y(p_1)$ (Таблиця 4.10). Для даного варіанту пластини розрахунок відповідної теоретичної характеристики редукування проведений за виразом (2.14).

При плануванні програми даного експерименту на розрахункові характеристики редукування запропонованого клапана визначено кількість контрольних точок – 6, кількість вимірювань по кожній з 6-ти контрольованих

Таблиця 4.10 – Поліноми, що визначають кривизну паза в направляючої пластини P4 експериментального зразка клапана

Пластина P1 (Рис. 4.7, а)	
$y(x)$	$-1 \cdot 10^6 x^6 + 3 \cdot 10^6 x^5 - 235243 x^4 + 10231 x^3 - 252,07 x^2 + 2,4727 x + 10^{-5}$
$y(p_1)$	$-5 \cdot 10^{-7} p_1^6 + 0,030 p_1^5 - 0,0012 p_1^4 + 0,006 p_1^3 - 0,018 p_1^2 + 0,028 p_1 + 1 \cdot 10^{-5}$

точок – 5, кількість паралельних серій – 3.

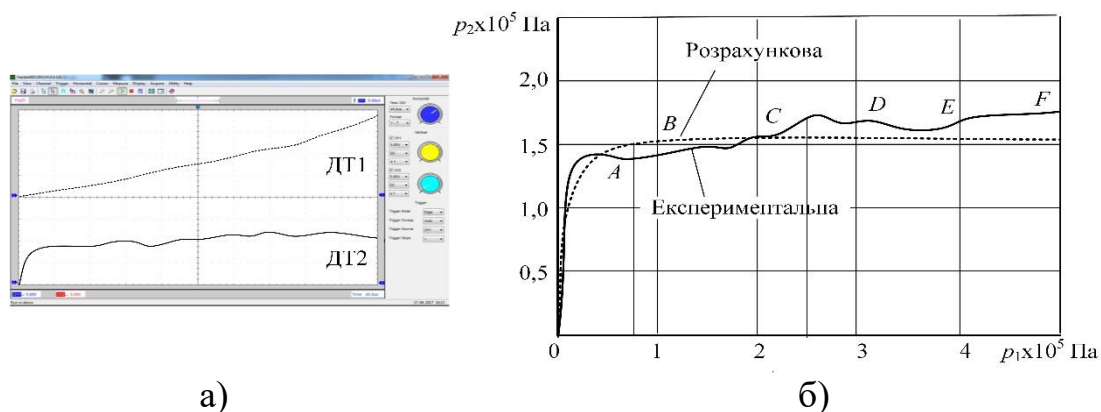
Експеримент при використанні в зразку пластини *P4* проведено в два етапи. Перший етап полягав у лінійному збільшенні тиску на «вході» в клапан і контролюванні тиску на «виході». Результати даних досліджень, які описують експериментальну характеристику редукування фіксувалися вимірювальним обладнанням з подальшим збереженням результатів в відповідний файл *.xlsx* (рисунок 4.15, а). Дані з файлу були конвертовані та в подальшому опрацьовані програмним забезпеченням *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунок 4.15, б). Для перевірки достовірності першого етапу експерименту проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.11).

Встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 6-ти контрольних точках лежить в межах 6...14%.

За виразом (4.3) для першого етапу експерименту отримано максимальне значення критерію Кохрена [112, 113, 123]

$$G_{max} = \frac{0,00082}{0,00082 + 0,00020 + 0,00006} = 0,758.$$

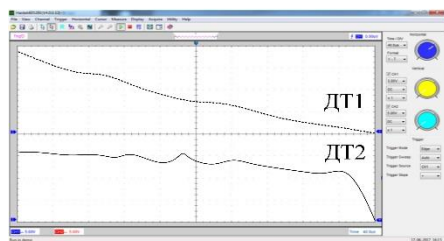
Другий етап даного експерименту полягав у відстої установки під тиском 3 хвилини, а потім в лінійному зменшенні тиску на вході в клапан і контролюванні тиску на виході. Отримані результати оброблялися аналогічно першому етапу. Дані фіксувалися вимірювальним обладнанням з подальшим збереженням результатів в відповідний файл *.xlsx* (рисунок 4.16, а), а потім конвертувалися і оброблялися засобами *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунок 4.16, б). Для перевірки достовірності другого етапу експерименту, проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.12).



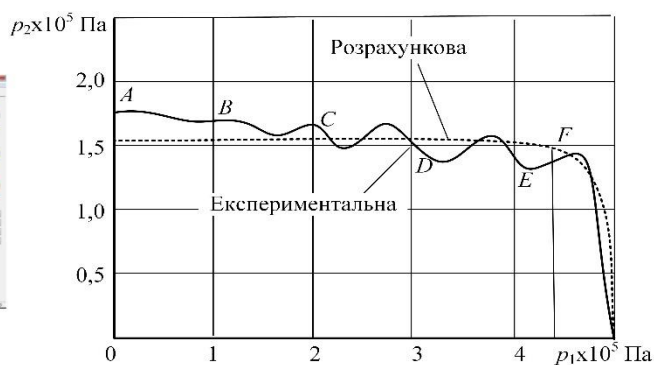
Таблиця 4.15 – Характеристика редукування при підвищенні тиску на «вході» зразка при використанні направляючої пластини P4: осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних даних (б)

Таблиця 4.11 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму збільшення тиску на «вході» клапану (Пластина P4)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
A	II	1,491	1,462	1,446	1,453	1,498	1,470	0,00044	0,699
	III	1,458	1,481	1,482	1,492	1,481	1,479	0,00013	
	V	1,461	1,471	1,482	1,474	1,479	1,474	0,00006	
B	II	1,495	1,492	1,496	1,493	1,498	1,495	0,00001	0,334
	III	1,498	1,491	1,492	1,492	1,491	1,493	0,00001	
	V	1,491	1,491	1,492	1,494	1,499	1,494	0,00001	
C	II	1,503	1,503	1,501	1,509	1,501	1,504	0,00001	0,334
	III	1,501	1,504	1,506	1,506	1,502	1,504	0,00001	
	V	1,500	1,503	1,502	1,501	1,500	1,502	0,00001	
D	II	1,646	1,662	1,661	1,683	1,598	1,650	0,00082	0,758
	III	1,681	1,681	1,666	1,692	1,652	1,675	0,00020	
	V	1,661	1,672	1,661	1,674	1,679	1,670	0,00006	
E	II	1,623	1,616	1,634	1,601	1,648	1,624	0,00037	0,606
	III	1,624	1,630	1,602	1,611	1,628	1,619	0,00019	
	V	1,698	1,621	1,619	1,605	1,613	1,611	0,00005	
F	II	1,793	1,773	1,781	1,759	1,771	1,776	0,00013	0,411
	III	1,761	1,774	1,778	1,774	1,752	1,768	0,00010	
	V	1,780	1,743	1,772	1,761	1,760	1,764	0,00016	



а)



б)

Таблиця 4.16 – Характеристика редукування при зниженні тиску на «вході» зразка при використанні направляючої пластини P4: осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних даних (б)

Таблиця 4.12 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму зменшенні тиску на «вході» клапану (Пластина P4)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
A	II	1,796	1,773	1,781	1,779	1,771	1,780	0,00008	0,436
	III	1,771	1,764	1,798	1,774	1,772	1,776	0,00014	
	V	1,780	1,743	1,772	1,761	1,773	1,766	0,00017	
B	II	1,623	1,616	1,634	1,601	1,648	1,625	0,00026	0,752
	III	1,624	1,630	1,602	1,611	1,628	1,619	0,00012	
	V	1,698	1,621	1,619	1,605	1,613	1,632	0,00115	
C	II	1,656	1,662	1,671	1,674	1,698	1,673	0,00021	0,725
	III	1,675	1,672	1,666	1,672	1,662	1,670	0,00003	
	V	1,661	1,672	1,661	1,667	1,679	1,668	0,00005	
D	II	1,503	1,503	1,501	1,509	1,501	1,504	0,00001	0,334
	III	1,501	1,504	1,506	1,506	1,502	1,504	0,00001	
	V	1,500	1,503	1,502	1,501	1,500	1,502	0,00001	
E	II	1,495	1,492	1,496	1,493	1,498	1,495	0,00001	0,334
	III	1,498	1,491	1,492	1,492	1,491	1,493	0,00001	
	V	1,491	1,491	1,492	1,494	1,499	1,494	0,00001	
F	II	1,481	1,462	1,456	1,463	1,498	1,472	0,00024	0,522
	III	1,458	1,491	1,482	1,492	1,481	1,481	0,00016	
	V	1,461	1,471	1,482	1,474	1,479	1,474	0,00006	

Встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 5-ти контрольних точках лежить в межах 8...12%.

За виразом (4.3) для другого етапу експерименту отримано максимальне значення критерію Кохрена [112, 113, 123]

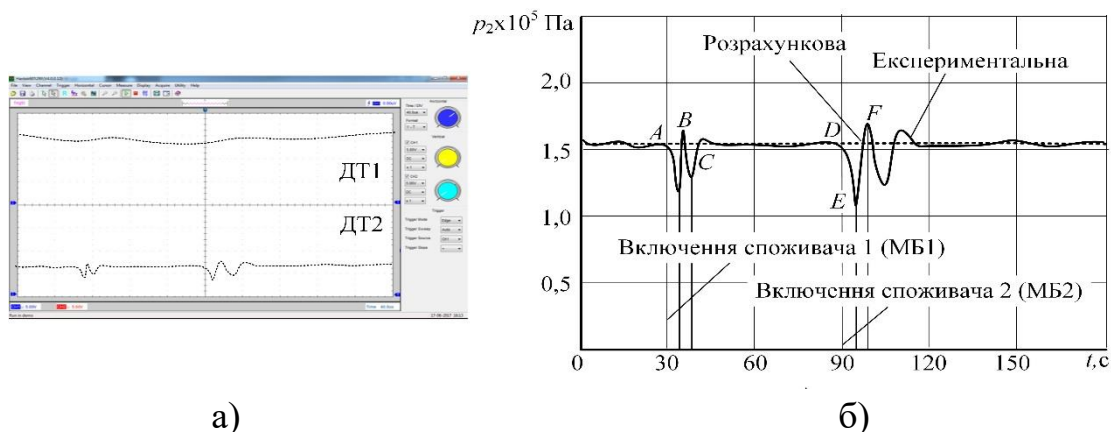
$$G_{max} = \frac{0,00115}{0,00026 + 0,00012 + 0,00115} = 0,752.$$

Другий експеримент щодо стабілізації тиску моделював ситуацію по почерговому сумарному включенні споживачів до гідропроводу. При плануванні програми даного експерименту на розрахункові характеристики редукування запропонованого клапана визначено кількість контрольних точок – 6, кількість вимірювань по кожній з 6-ти контрольованих точок – 5, кількість паралельних серій – 3.

Споживачів в даному експерименті емітували крани мірних баків. План експерименту полягав в наступному: в трубопроводі установки підтримувалося сталий тиск. На початку експерименту включається перший споживач (кран МБ1) і через хвилину другий (кран МБ2). Результати даних досліджень, які описують експериментальну характеристику редукування фіксувалися вимірювальним обладнанням з подальшим збереженням результатів в відповідний файл .xlsx (рисунок 4.17, а). Дані з файлу були конвертовані та в подальшому опрацьовані програмним забезпеченням *MS Excel*, що дозволило визначити шляхом апроксимації за середнім арифметичним значенням відповідну характеристику редукування (рисунок 4.17, б). Для перевірки достовірності першого етапу експерименту, проведено відповідні розрахунки критерію Кохрена (Таблиця 4.13).

Встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 6-ти контрольних точках лежить в межах 7...16 %.

За виразом (4.3) для даного експерименту отримано максимальне



Таблиця 4.17 – Характеристика редукування при включенні споживачів за «виходом» зразка при використанні направляючої пластини *P4*: осцилограма (а); графічна інтерпретація експериментальних даних (б)

Таблиця 4.13 – Статистична оцінка достовірності експериментальних даних за критерієм Кохрена для режиму стабілізації тиску за «виходом» з клапану (Пластина *P4*)

Точка	Номер зразка	Виміри значення тиску на виході клапану ($\times 10^5$ Па) в одній серії					Результати обробки		
		1	2	3	4	5	$\bar{F}$	$D = \sigma^2$	$G_{\max}$
<i>A</i>	II	1,556	1,553	1,581	1,579	1,551	1,564	0,00018	0,534
	III	1,561	1,564	1,598	1,554	1,562	1,568	0,00024	
	V	1,560	1,563	1,562	1,561	1,573	1,564	0,00003	
<i>B</i>	II	1,223	1,216	1,234	1,201	1,248	1,225	0,00026	0,752
	III	1,224	1,230	1,202	1,211	1,228	1,219	0,00012	
	V	1,298	1,221	1,219	1,205	1,213	1,232	0,00115	
<i>C</i>	II	1,456	1,462	1,471	1,474	1,498	1,473	0,00021	0,725
	III	1,475	1,472	1,466	1,472	1,462	1,470	0,00003	
	V	1,461	1,472	1,461	1,467	1,479	1,468	0,00005	
<i>D</i>	II	1,523	1,523	1,521	1,529	1,521	1,524	0,00001	0,334
	III	1,521	1,524	1,526	1,526	1,522	1,524	0,00001	
	V	1,520	1,523	1,522	1,521	1,520	1,522	0,00001	
<i>E</i>	II	1,195	1,192	1,196	1,193	1,198	1,195	0,00001	0,334
	III	1,198	1,191	1,192	1,192	1,191	1,193	0,00001	
	V	1,191	1,191	1,192	1,194	1,199	1,194	0,00001	
<i>F</i>	II	1,395	1,392	1,396	1,393	1,398	1,395	0,00001	0,334
	III	1,398	1,391	1,392	1,392	1,391	1,393	0,00001	
	V	1,391	1,391	1,392	1,394	1,399	1,394	0,00001	

значення критерію Кохрена [112, 113, 123]

$$G_{max} = \frac{0,00115}{0,00026 + 0,00012 + 0,00115} = 0,752.$$

На підставі проведених досліджень встановлено наступне:

1. Результати експериментів слід визнати задовільними, оскільки встановлено, що помилка між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально по 5-ти контрольних точках для зразків з пластиною *P4* лежить в межах 7...16 %.

2. Помилки між значеннями на характеристиках редукування отриманих аналітично і експериментально в разі стабілізації тиску на «виході» з клапана в разі його підвищення на «вході» можна пояснити недосконалістю системи управління насосною установкою НУ, що не дозволило отримати необхідне лінійне підвищення тиску на вході клапана. Крім того, при розрахунку пружини не були враховані гідравлічні складові, що визначають реальне переміщення штока клапана. Проте експеримент показав, що запропонований пристрій дійсно дозволяє автономно стабілізувати тиск при деякій розрахунковій величині на «виході» з клапана при його збільшенні або зменшенні на його «вході».

3. Помилки між значеннями на характеристиках редукування, отриманих аналітично і експериментально в разі стабілізації тиску за клапаном в разі моделювання включення споживачів крім зазначеного вище недосконалості системи управління насосною установкою НУ, можна також пояснити різною пропускною здатністю обладнання, яке емітує споживача (хоча обладнання має однакове маркування) а також швидкість відкриття кранів мірних баків МБ1 і МБ2, яка ніяк не враховувалася в експерименті. Проте експеримент дозволив встановити ефективність запропонованого зразка, оскільки катастрофічного падіння тиску в магістралі не спостерігалось, а виникаючі в ній коливальні процеси тиску були затухаючими протягом 2...6 секунд.

4.5. Висновки за розділом 4

Проведене в даній роботі фізичне моделювання пасивного редуційного клапана з механічною системою управління показало, що синтезований

пристрій є повністю працездатним, при цьому були підтверджені теоретичні положення, за якими даний пристрій було синтезовано. Проведені дослідження підкреслили актуальність вимог щодо якості як виготовлення експериментального зразка, так і вживаного обладнання.

За результатами досліджень, представлених в даному розділі зроблено такі висновки:

1. Застосування інженерних пластиків, зокрема *PLA*, і технології *FDM* істотно скорочує час виготовлення експериментального зразка за рахунок мінімізації кількості наступних технологічних операцій. Постобробка деталей з інженерних пластиків досить ефективна, хоча в ряді випадків має свої особливості за швидкістю різання і номенклатурі застосовуваного інструмента, що дозволяє отримати необхідну якість поверхні деталей. Встановлено, що при деяких режимах технології *FDM* потрібна додаткова стабілізація пористого внутрішнього обсягу деталі.

2. Пропозиція щодо забезпечення серійності випробувань шляхом варіаційної збірки складових елементів експериментального зразка редуційного клапана з механічною системою управління слід вважати правильним, оскільки таке забезпечення серійності забезпечило прийнятний рівень достовірності експерименту.

3. Експериментальне визначення характеристик редукування пасивного прямого редуційного клапана з механічною системою управління, що визначають їх взаємозв'язок з кривизною паза направляючої пластини показало, що характеристика редукування запропонованого клапана і кривизна паза його направляючої пластини тісно взаємопов'язані. При цьому помилка між розрахунковими й експериментальними даними становила 4...13%. Це дозволяє говорити про те, що за допомогою запропонованого редуційного клапана можливий синтез безлічі цільових показників редукування, які неможливо отримати за допомогою відомих пасивних редуційних клапанів.

4. Експериментальне дослідження характеристик редукування пасивного прямого редуційного клапана з механічною системою управління, що

визначають стабілізацію тиску показало, що запропонований пристрій в автономному режимі дозволяє стабілізувати на обумовленому рівні як тиск «на виході» з клапана в разі його зміни «на вході», так і в разі зміни витрати (включення споживачів) за клапаном. При цьому помилка між розрахунковими й експериментальними даними становила 7...16 %.

5. При експериментальному моделюванні зміни витрати (включення споживачів) за клапаном встановлена ефективність запропонованого зразка, оскільки істотного падіння тиску в магістралі не спостерігалось, а виникаючі в ній коливальні процеси тиску були затухаючими протягом 2...6 секунд.

6. На підставі проведених експериментів встановлено, що розроблена математична модель якісно показує процеси, що відбуваються як в самому експериментальному зразку, так і в магістралі, в яку він включений.

ВИСНОВКИ

1. У процесі досліджень вирішена актуальна науково-прикладна задача, яка полягає у розширенні функціональних можливостей та удосконаленні прямих пасивних редукційних клапанів, які мають в своєму складі типові дроселі, шляхом синтезу та аналізу принципово нових прямих пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління та обґрунтуванню їх структурних параметрів.

2. На основі аксіоматичній теорії синтезу пружних пристроїв з використанням теорії графів обґрунтовані раціональні структурні параметри нових прямих пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління. Встановлено, що при синтезі та аналізі таких пристроїв є ефективним використання у якості моделі модифікованих кінематичних графів.

3. Розроблено нову модель у вигляді кінематичного графу у яка є більш уточнена завдяки заміні мультиграфу у існуючій моделі на явний оргграф, який визначає основну функціональну взаємодію елементів клапана. Науково обґрунтована заміна віртуальної кінематичної пари 4-го класу на її реальний аналог, показано, що дана заміна призводить до багатоваріантності рішень.

4. На основі розробленої моделі синтезовано два принципово нових пасивних редукційних клапана, оригінальність яких підтверджена відповідними патентами на винаходи України та КНР.

5. Виконана конструктивна реалізація одного з нових прямих пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління, розроблені розрахункові схеми та отримані аналітичні залежності, які обумовлюють зв'язок між його конструктивними параметрами та характеристикою редукування. Встановлено, що характеристики редукування, які можуть бути відтворені за допомогою запропонованого клапану не можуть бути відтворені за допомогою існуючих пасивних редукційних клапанів, що свідчить про його розширенні функціональні можливості.

6. Розроблена узагальнена математична модель синтезованих прямих пасивних редукційних клапанів з механічною системою управління, яка являє

собою адекватне відображення їх характеристики редукування у вигляді адитивної функції, яка враховує вид робочого тіла, кількість контактів в його базовій і додаткових структурах, а також фактори, що визначають дисипації в залежності від виду робочого тіла. Розроблена математична модель може бути використана для будь-якого прямого пасивного редуційного клапана за умови, що його характеристика редукування відображається відповідним поліномом, а облік сил тертя залежить від виду робочого тіла.

7. Встановлено, що синтезований клапан є динамічно стійкою системою і значно перевершує існуючі конструкції по показникам ефективності (коефіцієнт відповідності $k_v = 0,86 \dots 0,95$ на відміну від існуючих $k_v = 0,56 \dots 0,75$, та коефіцієнт кратності $k_k = 2 \dots 5$ на відміну від існуючих $k_k = 1,5 \dots 2,4$).

8. Встановлено, що застосування синтезованого клапану у складі технічної системи, що складається з декількох елементів гідро-пневмо апаратури, дозволяє суттєво зменшити коефіцієнт динамічності по тиску у системі (коефіцієнт динамічності $k_d = 0,75$ у порівнянні з розповсюдженим клапаном РД).

9. Розроблено формалізовану математичну модель і проведено оцінку працездатності прямого пасивного редуційного клапана з механічною системою управління по показникам помилка спрацювання та герметичність. Встановлено, що при збільшенні жорсткості пружини клапана збільшується помилка його спрацювання $\delta_{сп}$. Така ситуація властива всім редуційним клапанам, в конструкції яких в якості елемента налаштування використовуються пружини різних видів. При збільшенні площі дросельного отвору – помилка спрацювання $\delta_{сп}$ зменшується, оскільки запропонована конструкція клапана має досить точну механічну систему управління. Застосування для оцінки критерію у вигляді оцінки герметичності його пари дросельний отвір-заслінка до даної конструкції не може бути застосовано, внаслідок його значних конструктивних відмінностей від існуючих редуційних клапанів, виконаних з сідлом.

10. Порівняльним розрахунком встановлено, що коефіцієнт готовності

системи, яку уявляє синтезований клапан перевищує аналогічний показник існуючого прямого пасивного клапану з гідро-механічною системою управління у 1,78 разів (відповідно $K_T=0,25$ і $K_T=0,143$), що засвідчує про більш оптимальну конструкторську реалізацію пристрою на відміну від існуючих.

11. Розроблено та виготовлено експериментальний зразок запропонованого клапану та експериментальної установки для випробувань. В процесі проведення експериментальних досліджень підтверджено адекватність розроблених розрахункових схем запропонованого пристрою та адекватність розробленої математичної моделі.

12. Результатами експериментальних досліджень підтверджені теоретичні положення: про тісний взаємозв'язок кривизни паза направляючої пластини запропонованого клапана і нелінійністю його характеристики редукування (похибка між теоретичними і експериментальними даними становить 6...14 %); про автономну стабілізацію тиску на «виході» клапана при зміні тиску на «вході» (похибка між теоретичними і експериментальними даними становить 8...16 %); про автономну стабілізацію тиску «за клапаном» при зміні сумарної витрати в системі (імітація «включення споживачів»). Похибка між теоретичними і експериментальними даними становить 10...22 %.

13. Практичну цінність дисертаційної роботи підтверджено актами впровадження результатів до промисловості. Результати роботи впроваджені на *Huzhou Machine Tool Works Co.,Ltd* (КНР) і ТОВ "ЕЛЕМЕНТ" м. Одеса. Результати роботи використані при виконанні держбюджетних НДР Міністерства освіти України.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. I.I. Sydorenko, Zhang Yiheng. Synthesis of lever-blade dampers with enhanced mechanical structure. *Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi*. 2015. № 1. pp. 15-20.
2. Sydorenko Igor I., Korolyov Alexander V. Zhang Yiheng. Synthesis of pressure reducing valve with enhanced functionality. *Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. Pratsi*. 2017. №1. pp. 34-42.
3. Sydorenko, I., Sinko, I., Zhang, Y. Characteristics of pressure passive reduction valve with mechanical control system. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. pp. 608-615 (Scopus. ISSN 2195-4356 ISSN 2195-4364 (electronic))
4. Zhang, Y., Sydorenko, I., Tonkonogiy, V., Bovnegra, L., Dašić.. Structural Analysis of Direct Passive Pressure Reducing Valves Using Modified Kinematic Graphs. *Lecture Notes in Networks and Systems*. 2020. pp.114-121 (Scopus. ISSN 2367-3370 ISSN 2367-3389 (electronic)).
5. Sydorenko, I., Tonkonogiy, V., Babych, Y., Barchanova, Y., Zhang, Y.. Operating Characteristics of Lever-Blade Shock Absorbers with the Extended Mechanical Structure. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2020. pp. 95-104 (Scopus. ISSN 2195-4356 ISSN 2195-4364 (electronic)).
6. Амортизатор важільно – лопатевий: пат. UA 112593 C2 Україна: МПК F16F 9/14. № а2015 01215; заявл. 13.02.2015; опубл.: 26.09.2016, Бюл. № 18. – 5 с.
7. Амортизатор важільно – лопатевий: пат. UA 123643 U Україна: МПК F16K 9/14 № u 2017 04390; заявл. 03.05.2017; опубл.: 12.03.2018, Бюл. № 5. – 5 с.
8. Редукційний клапан: пат. UA 123644 U Україна: МПК F16K 17/06. № u 2017 04412; заявл. 03.05.2017; опубл.: 12.03.2018, Бюл. № 5. – 5 с.
9. 中国实用新型专利 CN 206487819 U 《一种杠杆叶片式液压减震器》西多连科·伊戈尔·伊万诺维奇; 张懿恒。专利申请日: 2016-10-12, 专利授权日: 2017-09-

12. Chinese utility model patent CN 206487819 U 《一种杠杆-叶片式液压减震器》 I.I. Sydorenko, Zhang Yiheng. 2017-09-12.

10. 中国发明专利 CN 107061818 B 《一种减压阀门》 西多连科·伊戈尔·伊万诺维奇； 张懿恒。 专利申请日： 2016-12-08， 专利授权日： 2019-01-22。 Chinese invention patent CN 107061818 B 《一种减压阀门》 I.I. Sydorenko, Zhang Yiheng. 2019-01-22.

11. ГОСТ 28338-89. Проходы условные (размеры номинальные). – М.: Издательство стандартов, 1989. – 127 с.

12. ГОСТ 26349-84. Давления номинальные (условные). – М.: Издательство стандартов, 1984. – 136 с.

13. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 320.

14. Схиртладзе А. Г. Гидравлические и пневматические системы. / А. Г. Схиртладзе, В.И. Иванов, В.И. Кареев — Издание 2-е, дополненное. М.: ИЦ МГТУ «Станкин», «Янус-К», 2003 г. – 544 с.

15. 徐福玲. 液压与气压传动[M]. 北京; 机械工业出版社, 2007. – 544 с.

16. 童秉纲,孔祥言,邓国华. 气体动力学. 北京; 高等教育出版社, 1995. – 360 с.

17. Gorbatenko, N. An experimental study of the characteristics of a proportional pressure-reducing valve with electronic control. *Bulletin of the Belarusian-Russian University*. 2013. 2(39). pp. 15 – 20.

18. 张克危. 流体机械原理[M]. 北京; 机械工业出版社, 2008. — 344 с.

19. Гроховский Д.В. Основы гидравлики и гидропривод. – М: Политехника, 2012. – С. 420.

20. Бройд И.И. Нетрадиционные гидравлические прикладные задачи и технологии. – М.: Едиториал, 2012. – 320 с.

21. 王福军. 计算流体动力学分析. 北京; 清华大学出版社, 2004. — 280 с.

22. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: Підручник /В.О. Федорець,

М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський та ін. За ред. В.О.Федорця. – К:Вища школа, 1995. – 463 с.

23. Сидоренко І., Основи синтезу нелінійних динамічних віброгасників крутильних коливань / І. Сидоренко, С. Гутиря // Машинознавство, – Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2010. №6 – С. 41 – 44.

24. Сидоренко, І.І. Синтез пружних муфт кінематичними графами / І.І. Сидоренко // Методи розв'язування прикладних задач механіки твердого тіла: збірник наукових праць / Дніпропетровський національний університет. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2010. – Вып. 11 – С. 284 – 291.

25. Сидоренко І. Застосування теорії веполів до аналізу зворотного зв'язку самоналагоджувальних віброізолюючих пристроїв // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці. – Львів: КІНПАТРІ ЛТД. – 2010. – С.160 – 162

26. Сидоренко, І.І. Синтез конструкцій пружних муфт з розширеними функціональними можливостями за допомогою модифікованих кінематичних графів / І.І. Сидоренко, В.О. Курган, К.Г. Мосієнко //Вісник Хмельницького національного університету – Хмельницький: Хмельницький національний університет, 2014. – Вып. 3(213). – С. 173 – 178.

27. Сидоренко, І.І. Пружинний динамічний вібропоглинач з механічним зворотним зв'язком. / І.І. Сидоренко, Р.В. Комар, А.А. Ткачов // Вісник Харківського технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, 2013. – Вып. 139. — С.103 – 106.

28. Сидоренко, І.І. Динамічні характеристики пружинного погашувача коливань з структурою розширеною кулачковим механізмом / І.І. Сидоренко, Г.В. Параска, А.А. Ткачов //Вісник Хмельницького національного університету – Хмельницький: Хмельницький національний університет, 2014. – Вып. 1(209). — С. 16 – 21.

29. Курган, В.О. Еквівалентна жорсткість пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком / В.О. Курган, І.І. Сидоренко // Праці Одес. політехн. ун-ту. – Одеса: ТЭС. 2014 – Вып. 1(43). – С. 34 – 38.

30. Оборський, Г.А. Синтез обертальної пружної опори маху лопаті вітроподвигуна на базі пружної муфти з механічним зворотним зв'язком / Г.А. Оборський, Б.А. Моргун, И.И. Сидоренко // Праці Одес. політехн. ун-ту. – Одеса: ТЭС, 2014. – Вып. 1(43). – С. 39 – 44.

31. Сидоренко, І.І. Теоретичне визначення характеристики гідравличного релаксаційного амортизатора з розширеною механічною структурою / І.І. Сидоренко. // Вибрации в технике и технологиях. Всеукраїнський науково – технічний журнал, 2014. - №3(75) – С. 94–101.

32. Мальцев, Ю.Н. Введение в дискретную математику. Элементы комбинаторики, теории графов и теории кодирования / Ю.Н. Мальцев, Е.П. Петров. - М.: Наука, 2010. - 869 с.

33. Асанов, М.О. Дискретная математика: графы, матроиды, алгоритмы / М.О. Асанов, В.А. Баранский, В.В. Расин. - М.: Энергия, 2011. - 604 с.

34. Березина, Л. Ю. Графы и их применение – М.: Просвещение, 2008. — 144 с.

35. Блох, А. Ш. Граф-схемы и их применение. — М.: Высшэйшая школа, 2006. - 304 с.

36. Майника, Э. Алгоритмы оптимизации на сетях и графах – М.: Наука, 2009. - 423 с.

37. Оре, О. Графы и их применение. – М.: Едиториал УРСС, Ленанд, 2015. - 208 с.

38. Оре, О. Графы и их применение. – М.: ЛКИ, 2008. - 168 с.

39. Уилсон, Р. Введение в теорию графов – М.: Наука, 2007. - 236 с.

40. Сидоренко, І.І. Синтез цільової пружної характеристики на базі пружної муфти з нелінійним механічним зворотним зв'язком / І.І. Сидоренко, В.О. Курган // Вісник Хмельницького національного університету – Хмельницький: Хмельницький національний університет, 2017 – Вып. 5(253). – С. 26 – 31.

41. Сидоренко, І.І. Синтез нелінійних пружних муфт на основі модифікованих кінематичних графів / І.І. Сидоренко, В.О. Курган // Праці Одес. політехн. ун-ту. – Одеса: ОНПУ, 2017. – Вып. 3(53).– С. 31 – 37.
42. Сидоренко І.І., Ткачов О.А. Синтез динамічних гасників коливань з додатковою механічною структурою //Технологія машинобудування: інноваційні технології та машини: колект. монографія / за редак. докт. техн. наук, проф. А.І. Гордєєва – Хмельницький: ХмЦНП, 2016. – 395 с
43. Амбарцумянц Р.В. Графы и механизмы: Монография. – Одесса: Полиграф, 2007. – 314 с.
44. Амбарцумянц Р.В. Некоторые вопросы проектирования плоских рычажных генераторов функций многих переменных // Механика машин, 1983. – Вып. 60. – С.45 – 56.
45. Амбарцумянц Р.В. Проектирование плоских механических систем, налагающих заданные кинематические связи на движение объекта // Механика машин, 1979. – Вып. 55. – С.34 – 46.
46. Сидоренко И. Пассивные виброизолирующие устройства с элементами активных систем: Монография – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co., 2011. – 296 p.
47. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов – М: Наука, 1988. – 640 с.
48. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Підручник – К: "Наукова Думка", 2002. – 650 с.
49. Dao, T.-S., McPheer, J.: Dynamic modeling of electrochemical systems using linear graph theory. J. Power Sources 196, 10442 – 10454 (2011).
50. Yang, F., Deng, Z., Tao, J., Li, L.: A new method for isomorphism identification in topological graphs using incident matrices. Mechanism Mach. Theory 49, 298 – 307 (2012).

51. ГОСТ 16118-70. Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения.— М.: Издательство стандартов, 1970. — 120 с.
52. Фисенко В.В. Сжимаемость теплоносителя и эффективность работы контуров циркуляции ЯЭУ. — М. : Энергоатомиздат, 1987. — 196 с.
53. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод. . — М. Недра, 2002. — 260 с.
54. Кореняко А.С. Теория механизмов и машин.- Киев.: Вища школа, 2006. — 438 с.
55. Гліненко Л.К. Основи моделювання технічних систем. —Львів: Видавництво "Бескид Біт", 2003—268 с.
56. Мещанінов О.П. Моделювання систем: Навчальний посібник (укр. яз.) - М.: Изд-во НФ НаУКМА, 2001. - 268 с.
57. Черевко О. І. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник / О. І. Черевко, А. М. Поперечний. — 2-е видання, доп. та випр. — Х.: Світ Книг, 2014. — 495 с
58. Романков П. Г. Гидромеханические процессы химической технологии / П. Г. Романков, М. И. Курочкина. — Л.: Химия, 1982. — 288 с.
59. Emelyanov, R.: Modeling of the hydraulic drive working process with throttle regulation. Construction and road machinery 11, 62 – 64 (2010).
60. Альтшуль А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. — М.: Недра, 2007. — 216 с.
61. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. — М.: Дрофа, 2003. — 840 с.
62. Закалов, О.В. Основи тертя і зношування в машинах: Навчальний посібник / О.В. Закалов, І.О. Закалов. — Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулля, 2011. — 322 с
63. Польшер, Г. Основы трения и изнашивания [Текст]: Г. Польшер, Ф. Майсенер; пер. с нем. О.Н. Озерского; под ред. М.Н.Добычина. — М.: Машиностроение, 1984. — 320 с.

64. Балакин, В.А. Трение и износ при высоких скоростях скольжения. – М.: Машиностроение, 1980. — 438 с.
65. Кондрачук, М.В. Трибологія / М.В. Кондрачук, В.Ф. Хабутель, М.І. Пашечко, Є.В. Корбут. – К.: Вид-во Національного Авіаційного університету «НАУ-друк», 2009. – 232 с.
66. Сивухин Д. В. Общий курс физики — М.: Наука, 2009. — Т. I. Механика. — С. 101—102. — 520 с.
67. Кондрачук М. В., Лабунець В. Ф., Пашечко М. І., Корбут Є. В. Трибологія. – Київ: НАУ-друк, 2009. – 392 с. [ISBN 978-966-598-609-6](https://doi.org/10.1016/j.procs.2016.09.001)
68. Петрокас Л.В. Теория машин-автоматов и пневмогидроприводов – М.: Машиностроение, 2007. — 344 с.
69. Идельчик И.Е. Справочник по гидросопротивлениям.— М.: Наука, 2002. — 672 с.
70. Вильнер Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов. - М.: Наука, 1976 —416 с.
71. Рабинович Е.З. Гидравлика. - М.: Наука, 1980—277 с.
72. 79. Гутыря С.С., Яглінський В.П., Чанчин А.Н., Хомяк Ю.М. Параметрические колебания в планетарних колесних редукторах *Вісник нац. техн. ун-ту «ХПІ»*, Серія *Машинознавство та САПР*, 2018. № 25 (1301). С.156-162.
73. Gutyrya, S.; Yaglinskiy, V.; Gaydamaka, A System Model of a Technical Level of Rolling Bearings. *British Journal of Applied Science & Technology*. 2016. № 13(2). pp. 1-8.
74. Nosko P. Dynamic analysis of the lever mechanism / P. Nosko O. Bashta, V.Malkov, V.Stavitsky, P. Fil, Y. Pyshchenko // Проблеми тертя та зношування: наук.-техн.зб. – К.: НАУ, 2016. - № 3(73). – С. 75–79.
75. Форсайт Д. Машинные методы математических вычислений / Д. Форсайт, К. Малькольн. – М. : Мир, 1980. – 89 с.

76. Никитин О.В. Гидравлика и гидравлические машины. - М.: МГТУ им. Баумана, 2012. —277 с.
77. Черноусько Ф.Л. Управление колебаниями. / Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов. – М.: Наука, 1980. – 384 с.
78. Плотников В.М. Регуляторы давления газа / В.М. Плотников, В.А. Подрешетников, А. Д. Дроздов, В.У. Гончаров. - Л.: Надра, 1982—368 с.
79. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
80. Цуханова, Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. - М.: Наука, 1978. - 255с.
81. Машиностроительный гидропривод. / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. Под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
82. Коробочкин Б .Л. Динамика гидравлических систем станков. -М.: Машиностроение, 2008. – 495 с.
83. Водопьян П.О., Говзман Б.И., Новик А.М. Реализация оптимальных законов движения механизмов промышленных роботов с помощью гидравлического привода. В кн.: Теория, принципы устройства и применение роботов и манипуляторов. – Л.: ЛПИ, 1974, с. 94-99.
84. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением., – М.: Машиностроение, 1975. – 288с.
85. Кобринский А.Е. Виброударные системы (Динамика и устойчивость)/ А.Е. Кобринский, А.А. Кобринский. – М.: Наука, 2003. – 591 с.
86. Anderson R. Fundamentals of vibrations / R. Anderson. – New York: The Macmillan Company London, Collier—Macmillan Limited, 2007. – 412 p.
87. Enright W. H. Interpolants for Runge–Kutta Formulas // ACM TOMS. – 1986. – vol. 12. – P. 193 – 218.
88. Fehlberg E. Klassische Runge–Kutta – Formeln vierter und niedrigerer Ordnung mit Schrittweiten–Kontrolle und ihre Anwendung auf Waermeleitungsprobleme // Computing. - 1970. – vol. 6. – P. 61 – 71.

89. Борцов Ю.А. Математические модели и алгебраические методы расчета автоматических систем / Ю.А. Борцов, В.Б. Второв. – СПб.: СПЭТИ, 2002. – 78 с.
90. Корн Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1978. – 831 с.
91. Бабичева И.В., Справочник по математике (в формулах, таблицах, рисунках): учебное пособие / И.В. Бабичева, Т.Е. Болдовская. – 2-е изд., исп. и доп. – Омск: СибАДИ, 2010. – 148 с. ISBN 978-5-93204-540-4
92. Бахвалов Н.С. Численные методы. – М.: Наука, 1975. – 631 с.
93. Вержбицкий В.М. Численные методы. Линейная алгебра и нелинейные уравнения. – М.: Оникс 21 век, 2005. – 432 с.
94. Рыжиков Ю. Вычислительные методы. — СПб.: BHV, 2007. — 400 с. — ISBN 978-5-9775-0137-8
95. Münster A. Classical Thermodynamics. — London e. a.: Wiley-Interscience, 1970. — 387 p. — ISBN 0 471 62430 6.
96. Базаров И. П. Задачи по термодинамике и статистической физике./ И. П. Базаров, Э. В. Геворкян, П. Н Николаев— М.: УРСС, 2014. — 352 с.
97. Квасников И. А. Термодинамика и статистическая физика. Т. 1: Теория равновесных систем: Термодинамика. — Изд. 2, суц. перераб. и доп.. — М.: Едиториал УРСС, 2002. — 240 с. — ISBN 5-354-00077-7.
98. Сивухин Д. В. Общий курс физики. — Т. II. Термодинамика и молекулярная физика. — 5 изд., испр.. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2005. — 544 с. — ISBN 5-9221-0601-5.
99. Pakhomov M. A. Second moment closure modeling of flow, turbulence and heat transfer in droplet-laden mist flow in a vertical pipe with sudden expansion / M. A. Pakhomov, V. I. Terekhov // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2013. — No. 66. — P. 210-222. — ISSN. 0947- 7411.
100. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчётов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа, 2001. – 459 с.

101. Тусюк С.К. Математическая модель оценки работоспособности предохранительного клапана пропорционального действия / С.К. Тусюк, А.И. Звездин. // Известия ТулГУ. Технические науки – 2013. – Вып. 12. Ч.2 . – С. 61 – 71.

102. Арзуманов Ю.Л. Основы построения математических моделей систем пневмоавтоматики: учебное пособие / Ю.Л. Арзуманов, Е.М. Халатов, В.И. Чекмазов, К.П. Чуканов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э Баумана, 2002. – 128 с.

103. Коробочкин Б .Л. Динамика гидравлических систем станков. -М.: Машиностроение, 1978. 495 с.

104. Динамика гидропривода / Под ред. В.Н.Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1972. – 297 с.

105. Кожевников С.П. Гидравлический и пневматический приводы металлорежущих машин. / С.П Кожевников, В.Ф Пемат. – М.: Машиностроение, 1973. – 358 с.

106. Глазунов Л.П.. Основы теории надежности автоматических систем управления. – Л.: Энергоатомиздат, ленингр. отд-ние, 1984. – 208с.

107. Дружинин Г.В. Надежность автоматизированных производственных систем: – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 480с

108. Ястребенецкий М.А. Надежность автоматизированных систем управления технологическими процессами/ М.А Ястребенецкий., Г.М. Иванова – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 264с

109. Матвеевский В.Р. Надежность технических систем– М.: Московский государственный институт электроники и математики, 2002 . – 113 с.

110. Джонсон К. Статистика и планирование эксперимента в науке и технике / К. Джонсон, Ф. Лион. – М.: Мир, 1981. – 520 с.

111. Красовский Г.И., Планирование эксперимента./ Г.И. Красовский, Г.Ф Филаретов. — Минск: Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.

112. Cochran William G. The Comparison of Percentages in Matched Samples (англ.) // *Biometrika*. – 1950. – December (vol. 37, no. 3/4). – P. 256 – 266. – doi:10.1093/biomet/37.3-4.256.

113. Kashinath D. Patil. Cochran's Q test: Exact distribution (англ.) // *Journal of the American Statistical Association*. – 1975. – March (vol. 70, no. 349). – P. 186– 189. – doi:10.1080/01621459.1975.10480285.

114. Лемешко Б.Ю. Критерии проверки гипотез об однородности. Руководство по применению. – М.: ИНФРА-М, 2017. – 208 с. DOI: 10.12737/22368

115. Строганов Р. 3D печать. Коротко и максимально ясно. – М.: LittleTinyH Books, 2012. – 380 с.

116. Кэнесс Э. Доступная 3D-печать для науки, образования и устойчивого развития. /Э. Кэнесс, К. Фонда, М. Дзеннаро. – М.: МЦТФ, 2013. – 260 с. – ISBN 92-95003-48-9

117. Ким В.С. Теория и практика экструзии полимеров. – М.: «Химия», «КолосС», 2005. – 320 с. – ISBN 5-98109-019-7.

118. Рабинович С. Г. Погрешности измерений.–Л.: Энергия, 1978.–261 с

119. Кучерук І.Н. Обробка результатів фізичних вимірювань. /І.Н. Кучерук, В.П. Дущенко, В.М. Андріанов. – К.: Вища шк., 1981. – 216 с.

120. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.

121. Лемешко Б. Ю., Лемешко С. Б., Горбунова А. А. О применении и мощности критериев проверки однородности дисперсий. Ч. I. Параметрические критерии // *Измерительная техника*. – 2010. – № 3. – С. 10-16.

122. Лемешко Б. Ю., Лемешко С. Б., Горбунова А. А. О применении и мощности критериев проверки однородности дисперсий. Ч. II. Непараметрические критерии // *Измерительная техника*. – 2010. – № 5. – С. 119 – 208.

123. Чепуренко В.Г. Вычисление погрешности измерений. / В.Г. Чепуренко, В.Г. Нижник, Н.И. Соколова. – К.: Вища шк., 1978. – 40 с

Додаток А

**Акти впровадження, що підтверджують практичне значення наукових
результатів дисертаційної роботи**



65003, Украина, г. Одесса, ул. Атамана Чепиги 35/2
 тел. (0482) 371355/371377, факс (0482) 358813
 office@element.net.ua http://www.element.net.ua

Исх. №А1003/20

от 10 марта 2020г.



Директор ООО «Элемент»
 Киров Ф.М.

АКТ

10.03.2020 г

г. Одесса

про внедрение результатов диссертационной работы Чжана Ихена

"Обоснование параметров прямых пассивных редукционных клапанов с механической системой управления"

представленную на соискание ученой степени PhD.

Данным актом подтверждаем, что методика синтеза и расчета прямых пассивных редукционных клапанов с механической системой управления, которая разработана в диссертационной работе аспиранта Одесского национального политехнического университета Чжана Ихена принята к практическому использованию при проектировании специализированного гидравлического оборудования, применяемого в производстве ферменных конструкций в случае заказа на его изготовление.

Применение переданной методики синтеза и расчета прямых пассивных редукционных клапанов с механической системой управления, по нашему мнению, позволит существенно снизить негативное проявление колебательных процессов в трубопроводах специализированных гидромашин и оборудования и повысить его производительность.

Эксперт

ООО «Элемент»

Дизанова Ф.В.

Начальник цеха металлоконструкций

ООО «Элемент»

Калаянов И.В.

ООО «ЭЛЕМЕНТ», р/с 26009236531 в ПАТ «МТБ БАНК» в г. Черноморск МФО 328168. ОКПО 31339248

湖州机床厂有限公司

Huzhou Machine Tool Works Co.,Ltd

应用实践报告

关于张懿恒博士论文成果的应用实践报告，博士论文题目为：《带机械控制系统的直动式无源减压阀的性能研究》。

该报告证实了敖德萨国立理工大学博士研究生张懿恒在其论文中提出的带有机控制系统的直动式无源减压阀的合成和计算方法已被实际用于特殊液压设备的设计中。

在我们看来，该种带机械控制系统的直动式无源减压阀的合成和计算方法的应用将显著提高液压和气动装置的效率及其性能。

Act

About the implementation of the results of the thesis Zhang Yiheng "Justification of the parameters of direct passive pressure-reducing valves with a mechanical control system" submitted for the degree of PhD.

This act confirms that the method of synthesis and calculation of direct passive pressure-reducing valves with a mechanical control system, which was developed in the dissertation by Zhang Yiheng, a PhD student of Odessa National Polytechnic University, was accepted for practical use in the design of specialized hydraulic equipment.

In our view, the application of the synthesis and calculation method of this synthesis and calculation of direct passive pressure-reducing valves with a mechanical control system will significantly improve the efficiency and performance of hydraulic and pneumatic devices.

技术总监:
Technical Director



湖州机床厂有限公司
2019年10月22日