Вінницький національний технічний університет
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ІВАНЧУК ЯРОСЛАВ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 62-366.1:531.7:822

ДИСЕРТАЦІЯ

МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ МАШИН

01.05.02 – математичне моделювання та обчислювальні методи

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

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

Науковий консультант – Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович
заслужений працівник освіти України,
доктор технічних наук, професор,

Вінниця – 2020

АНОТАЦІЯ

Іванчук Я. В. Методи та засоби математичного моделювання гідравлічних вібраційних і віброударних машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 01.05.02 «Математичне моделювання та обчислювальні методи». – Вінницький національний технічний університет, Вінниця, 2020.

Дисертація присвячена питанням розробки і дослідження ефективної узагальненої методології ідентифікації процесів функціонування гідравлічних вібраційних і віброударних машин.

Використання гідравлічного вібраційного і віброударного обладнання у різних галузях промисловості дозволяють значно інтенсифікувати протікання ряду технологічних процесів, забезпечити оптимальність параметрів навантаження і одержати результат технологічної обробки з високими якісними параметрами. Наявна нерівномірність споживання і різка зміна потужності в цих машинах, висока частота роботи і невстановлені процеси робочих циклів із множиною робочих параметрів – свідчить про принципову складність математичного опису фізичних процесів динамічних об’єктів, для ефективного дослідження яких доцільним є використання методів і засобів математичного і комп’ютерного моделювання.

Великий вплив на динаміку роботи гідравлічних вібраційних та віброударних машин мають фізичні параметри енергоносія (робоча рідина). Це змушує розробляти математичні моделі на базі штучної динамічної моделі із приведеними коефіцієнтами для коливальної системи, яка в основному є ефективною для систем невисокої розмірності, і описує властивості об’єктів у вузькому діапазоні зміни робочих параметрів. Це веде до неврахування впливу всіх перехідних процесів у гідравлічній ланці, що спричиняє накопичення надлишкових, нереалізованих вібраційною і віброударною системою технологічних рухів. Досвід показує, що ефективним є постановка нової задачі математичного моделювання гідравлічних вібраційних та

віброударних машин в просторово-нестаціонарній формі, яка вимагає розробки нових більш повних і адекватних математичних моделей.

Використання детермінованого підходу до математичного опису технологічних процесів на основі гідравлічних вібраційних і віброударних машин є необхідним, але далеко недостатнім і суттєво обмежує можливості проєктування, тому що не дозволяє досить точно описувати і виявляти множину суттєвих динамічних властивостей технологічно-оброблюваного середовища. Розв'язання цієї задачі лежить в площині побудови нових математичних моделей з використанням методів системного аналізу із застосуванням положень теорії нечіткої логіки, що вимагає розробки нових алгоритмів синтезу виробничих об'єктів в нечіткому середовищі.

У дисертаційній роботі визначено та розв'язано **актуальну науково-прикладну проблему** розроблення єдиної узагальненої методології математичного та комп'ютерного моделювання процесів функціонування гідравлічних вібраційних і віброударних машин з урахуванням особливостей цього класу об'єктів для забезпечення високої ефективності проєктування відповідного типу технологічних систем.

Наукова новизна отриманих результатів представлена **науковими положеннями узагальненої методології** математичного моделювання процесів функціонування гідравлічних вібраційних і віброударних машин, яка складається із вперше розроблених і розвинутих методів:

– графо-аналітичного визначення області стійкості роботи генераторів імпульсів тиску, в якому, на відміну від існуючих, застосовується критерій стійкості Гурвіца для лінійного неоднорідного диференціального рівняння третього порядку, як форми представлення математичної моделі руху запірного елемента клапана-пульсатора, що дає змогу визначити енергетичні співвідношення приводу для виникнення різних типів коливальних процесів;

– статистичної лінеаризації, в якому, на відміну від існуючих, застосовуються комплексні амплітуди та інтеграл ймовірностей у вигляді функції Крампа, що дозволяє розв'язувати лінійні неоднорідні диференціальні рівняння другого порядку

коливальних систем у стохастичних математичних моделях гідравлічних віброударних систем за допомогою спектральної форми амплітудно-частотних характеристик, де функції силової взаємодії робочих органів імпульсного привода представляють собою стаціонарний нормальний випадковий процес;

– чисельного моделювання гідродинамічних процесів, який, на відміну від існуючих, представлений в ізопараметрично кінцево-елементному формулюванні на основі дискретного представлення рівняння нерозривності невстановленого руху рідини в інтегральній формі Гріна і модифікації диференціального рівняння Нав'є–Стокса шляхом введення штучної стисненості рідини в диференціальній формі надлишкового тиску, що дає змогу в цілому підвищити точність ідентифікації процесів функціонування гідравлічних вібраційних та віброударних машин.

В основі цих методів лежать вперше розроблені математичні моделі:

– гідравлічних вібраційних та віброударних машин на базі імпульсного привода за допомогою стаціонарної неавтономної коливальної системи зі скінченим ступенем вільності на основі лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку, в яких, на відміну від існуючих, функція вільного члена представлена у вигляді лінеаризації функції збуджуючої сили як характеристика використовуваного типу приводу, а лінеаризовані коефіцієнти виражають як пружні і дисипативні силові зв'язки елементів приводу, так і реологічні властивості технологічно оброблюваного середовища, що дає змогу визначати області стійкості роботи даних типів машин;

– вібраційних та віброударних систем, яка, на відміну від існуючих, представлена у формі функції одиничного стрибка Хевісайда та імпульсної перехідної функції у вигляді згортки інтегралу Лапласа від зображення оператора динамічної податливості, яка дозволяє повністю описати процес зміни відносної координати переміщення як у перехідних, так і в установлених режимах руху системи.

Ці математичні моделі базуються на вперше розробленій класифікації типів коливальних систем, яка, на відміну від існуючих, функціонально подана в

параметричному вигляді умовами необхідності і достатності виникнення вібраційних та віброударних режимів руху виконавчого органу в поєднанні з інтегральною характеристикою фазової площини системи, що дозволяє синтезувати та ідентифікувати математичні моделі залежно від типу технологічних машин.

Удосконалено математичні моделі динаміки процесів та систем гідравлічних вібраційних та віброударних машин, у формі просторово-нестаціонарної постановки задачі, на базі систем нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних Нав'є–Стокса і умови нерозривності для в'язких рідин та інтегральних рівнянь динамічних характеристик рухомих елементів гідроімпульсного привода в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності на базі системи диференціальних рівнянь деформованого тіла, що, на відміну від існуючих, дало змогу в цілому підвищити точність ідентифікації математичних моделей гідравлічних вібраційних та віброударних машин.

Ключовими особливостями такої методології є використання вперше:

– запропонованого критерію визначення типу гідравлічних вібраційних та віброударних систем за їх режимом руху виконавчої ланки, який, на відміну від існуючих, базується на синтезі функцій зовнішньої імпульсної і гармонійної збуджуючих сил із використанням положень теорії стереомеханічного удару на базі лінійного неоднорідного диференціального рівняння другого порядку для консервативних стаціонарних неавтономних коливальних систем, що дає змогу синтезувати та ідентифікувати математичні моделі в залежності від типу визначених систем;

– розробленої математичної моделі системи оцінювання ефективності функціонування технологічних комплексів гідравлічних вібраційних та віброударних машин, яка, на відміну від існуючих, базується на експертних правилах, формалізованих у вигляді нечітких баз знань, що дає змогу визначати взаємозв'язок між параметрами стану підсистем технологічного комплексу з якісними показниками об'єкта технологічної обробки.

У першому розділі проведено аналіз особливостей гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин, як об’єктів моделювання. Проведено аналіз відомих методів математичного моделювання технологічних процесів будівельної галузі. Наведено відомі методи і підходи математичного моделювання, пов’язані з технологічним процесом, ідентифікації процесів функціонування досліджуваних об’єктів. Встановлено, що при математичному моделюванні гідравлічних вібраційних та віброударних машин виконується перехід до штучної динамічної моделі із приведеними коефіцієнтами для коливальної системи, що не завжди відповідає реальному фізичному процесу. Такий підхід вимагає узагальнення наукових і методологічних основ а також, створення на базі принципів системного аналізу теорії і практики математичного моделювання робочих процесів гідравлічних вібраційних та віброударних систем.

У другому розділі на основі аналізу взаємозв’язку множин конструктивних параметрів гідравлічних вібраційних та віброударних машин обґрунтовано системний підхід до побудови математичних моделей динамічних процесів та систем. Встановлено закономірності ідентифікації вібраційних та віброударних режимів роботи гідравлічних технологічних машин. Запропоновано класифікацію досліджуваних машин за функціонально вираженими в параметричному вигляді режимами руху виконавчого органу. Розроблено узагальнену методологію побудови математичних моделей гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин. Висунуті гіпотези стосовно визначення області стійкості роботи генератора імпульсів тиску із застосуванням критерію стійкості Гурвіца.

У третьому розділі обґрунтовано використання просторово-нестаціонарної постановки задачі для удосконалення математичної моделі динаміки процесів та систем гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин із використанням основних положень гідродинаміки, в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності твердого тіла та механореологічної феноменології. Удосконалено математичні моделі технологічних процесів: вібротранспортування, поверхневого ущільнення, руйнування гірської породи і занурення паль. На основі ідентифікації математичних моделей інерційної

вібротрамбовки запропоновано підхід до оцінки ефективності функціонування технологічних комплексів із використанням методів системного аналізу і положень теорії нечіткої логіки.

У четвертому розділі розроблено ефективну чисельну методику для розв'язку багатовимірної системи рівнянь нерозривності і Нав'є-Стокса при помірних числах Рейнольдса, яка здатна досить точно описати локальні властивості течій. Різницева схема цього методу дозволяє розраховувати поле течії без використання значень вихору і тиску на твердій поверхні. Обґрунтовано математичний метод чисельного розв'язування рівнянь гідродинаміки для турбулентного режиму руху робочої рідини.

У п'ятому розділі проведено комплексні експериментально-теоретичні дослідження робочих процесів інерційної вібротрамбовки для поверхневого ущільнення ґрунтів, які дозволили розробити методику експериментального дослідження робочих процесів в гідроімпульсному приводі, а також технологічних характеристик оброблюваного середовища, що дозволило виконати порівняльний аналіз із результатами чисельного моделювання. Статистичний аналіз експериментальних даних дозволив визначити оптимальні технологічні параметри режиму роботи пристрою для отримання високих показників середньої щільності та відносного коефіцієнта ущільнення оброблюваного ґрунтового матеріалу.

У шостому розділі розроблено методику моделювання та її застосування до розв'язання прикладних задач. Розроблено методику комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних та віброударних машин, на основі інтегровано-розрахункового програмного середовища із використанням технології «клієнт-сервіс». Розроблено рекомендації для проєктних розрахунків головних параметрів генератора імпульсів тиску. Виконано аналіз адекватності та ефективності розроблених математичних моделей.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновано узагальнені методики та засоби комп'ютерного моделювання процесів функціонування гідравлічних вібраційних і віброударних машин, які базуються на основі системи підтримки прийняття рішень, яка автоматизує найбільш трудомісткі операції інтелектуальної діяльності при визначені оцінки ефективності функціонування

технологічних комплексів на базі гідравлічних вібраційних і віброударних машин. Особливістю системи є те, що вона дозволяє проводити ранжування станів технологічної системи, здійснювати аналіз чутливості прийнятого рішення до варіації початкових даних та проводити збір, обробку й зберігання діагностичної інформації; інтегровано-розрахункового програмного середовища із використанням окремих програмних комплексів із застосуванням технології «клієнт-сервер», які реалізують відповідний чисельно-розрахунковий метод розв'язання математичних моделей із використанням методів імітаційного моделювання. Розроблено методику експериментального дослідження робочих процесів в гідроімпульсному приводі, а також технологічних характеристик оброблюваного середовища, яка дозволяє виконувати порівняльний аналіз із результатами чисельного моделювання, щоб отримати більш точну картину роботи гідравлічних вібраційних і віброударних технологічних машин і визначати адекватність розроблених математичних моделей. На основі результатів математичного моделювання розроблено методику проєктного розрахунку імпульсного приводу вібраційних та віброударних машин, за допомогою якої був спроєктований і виготовлений дослідний зразок генератора імпульсів тиску.

Ключові слова: вібрації, ударне навантаження, синтез, гідроімпульсний привід, математична модель, ідентифікація, нечіткі множини, диференціальні рівняння, рівняння Нав'є-Стокса, функція належності.

ABSTRACT

Yaroslav Ivanchuk. Methods and Tools for Mathematical Modeling of Hydraulic Vibrating and Vibro-Impact Machines. – Qualified scientific work on the right of the manuscript.

Thesis for a scientific degree of Doctor of Engineering in the specialty 01.05.02 «Mathematical Modelling and Computation Methods». – Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, 2020.

The dissertation is devoted to the development and research of an effective generalized methodology for identifying the functioning processes of hydraulic vibrating and vibro-impact machines.

The use of hydraulic vibrating and vibration-shock equipment in various industries can significantly intensify the flow of a number of technological processes. This ensures the optimum load parameters and allows to obtain the result of technological processing with high quality parameters. Uneven consumption and a sharp change in power by these machines, a high frequency of operation and unidentified processes of work cycles with many operating parameters indicates the fundamental complexity of the mathematical description of the physical processes of dynamic objects. For their effective research, it is advisable to use the methods and means of mathematical and computer modeling.

The physical parameters of the energy carrier (working fluid) have a great influence on the dynamics of the hydraulic vibrating and vibro-shock machines. This leads to the development of mathematical models based on an artificial dynamic model with reduced coefficients for an oscillatory system. This model is mainly effective for low-dimensional systems, and describes the properties of objects in a narrow range of changes in operating parameters. This leads to neglect of the influence of all transients in the hydraulic link. This leads to the accumulation of excess, unrealized vibrational and vibration-shock system of technological movements. Experience shows that the formulation of the new problem of mathematical modeling of hydraulic vibrating and vibro-shock machines in a spatially unsteady form is effective. This requires the development of new, more complete and adequate mathematical models.

Using a deterministic approach to the mathematical description of technological processes based on hydraulic vibrating and vibro-shock machines is necessary, but far from sufficient. This significantly limits the possibilities of design, as it allows you to accurately describe and identify many of the significant dynamic properties of a technologically processed environment. The solution to this problem lies in the plane of constructing new mathematical models using methods of system analysis using the provisions of the theory of fuzzy logic. This leads to the development of new algorithms for the synthesis of production facilities in a fuzzy environment.

In the dissertation, the **actual scientific and applied problem** of developing a unified methodology of mathematical and computer modeling of the functioning processes of hydraulic vibrating and vibro-impact machines taking into account the features of this class of objects to ensure high design efficiency of the corresponding type of technological systems is defined and solved.

The scientific novelty of the study is represented by **the scientific provisions of the generalized methodology** of mathematical modeling of the functioning processes of hydraulic vibrating and vibro-impact machines. It consists of first developed and developed methods:

– graph-analytical determination of the stability region of the pressure pulse generator. In it, unlike the existing ones, the Hurwitz stability criterion is used for a linear inhomogeneous differential equation of the third order, as a form of representation of a mathematical model of the movement of the locking element of the pulsating valve. This allows you to determine the energy ratio of the drive for the emergence of various types of oscillatory processes;

– statistical linearization, in which, unlike the existing ones, complex amplitudes and the probability integral are used in the form of the Crump function. This makes it possible to solve linear inhomogeneous differential equations of the second order of oscillatory systems in stochastic mathematical models of hydraulic vibro-shock machines of systems using the spectral shape of the amplitude-frequency characteristics. In them, the functions of the force interaction of the working bodies of a pulse drive are a stationary normal random process;

– numerical simulation of hydrodynamic processes. Unlike the existing ones, it is presented in an isoparametric finite element formulation based on a discrete representation of the continuity equation for the unsteady motion of a weakly compressed fluid in Green's integral form. It is also presented in a modification of the Navier-Stokes differential equation by introducing artificial compressibility of the liquid in the differential form of overpressure, which allows to generally improve the accuracy of identification of the functioning of hydraulic vibrating and vibro-shock machines.

These methods are based on the first developed one-dimensional mathematical models:

– hydraulic vibrating and vibro-shock machines based on a pulse drive using a stationary non-autonomous oscillatory system with a finite degree of freedom. It is formed on the basis of linear inhomogeneous differential equations of the second order, in which, unlike the existing, the function of the free term is represented as a linearization of the function of the exciting force. It acts as a characteristic of the type of drive used, and linearized coefficients express the elastic and dissipative force connections of the drive elements and the rheological properties of the process medium. This allows you to determine the stability areas of these types of machines;

– vibration and vibration shock systems. It, unlike the existing ones, is presented in the form of the Heaviside unit jump function and the impulse transition function in the form of a convolution of the Laplace integral from the image of the dynamic compliance operator. It allows you to fully describe the process of changing the relative coordinates of movement in transitional and in established modes of movement of the system.

These one-dimensional mathematical models are based on the first developed classification of types of oscillatory systems. It, unlike the existing ones, is functionally expressed in a parametric form by the conditions of necessity and sufficiency of the occurrence of vibrational and vibrational shock modes of movement of the executive body. In combination with the integral characteristic and the type of the phase plane of the system, this allows you to synthesize and identify mathematical models depending on the type of technological machines.

One-dimensional mathematical models of the dynamics of processes and systems of hydraulic vibrating and vibro-impact machines in the form of a spatially unsteady problem statement have been improved. Also improved on the basis of: systems of non-linear partial differential equations of Navier-Stokes and continuity conditions for weakly compressed viscous liquids, and integral equations of dynamic characteristics of moving elements of a hydro-pulse drive. They are combined with the basic principles of the theory of elasticity and plasticity based on a system of differential equations of a deformed body. Unlike the

existing ones, this made it possible to generally increase the accuracy of identification of mathematical models of hydraulic vibrating and vibro-impact machines.

A key feature of this methodology is the use for the first time:

– the proposed criterion for determining the type of hydraulic vibrating and vibration-shock systems with their mode of movement of the executive link. Unlike the existing ones, it is based on the synthesis of the functions of an external pulsed and harmonious exciting forces. He uses the theory of stereomechanical shock based on a linear non-uniform second-order differential equation for conservative stationary non-autonomous oscillatory systems. This allows you to synthesize and identify mathematical models depending on the type identified with the system;

– the developed mathematical model of a system for evaluating the effectiveness of the operation of technological complexes of hydraulic vibrating and vibro-impact machines. Unlike existing ones, it is based on formalized in the form of fuzzy knowledge bases, expert rules. This allows you to determine the relationship between the state parameters of the subsystems of the complex with quality indicators of the object of technological processing.

The first chapter. The first chapter analyzes the characteristics of hydraulic vibrating and vibration-shock technological machines as objects of modeling. The analysis of the known methods of mathematical modeling of technological processes in the construction industry is carried out. The well-known methods and approaches of mathematical modeling related to the technological process, the identification of the functioning processes of the studied objects are given. It is established that in the mathematical modeling of hydraulic vibrating and vibro-shock machines, a transition to an artificial dynamic model with reduced coefficients for the oscillatory system is performed. But this does not always correspond to a real physical process. This approach requires a generalization of scientific and methodological foundations, as well as the creation, on the basis of the principles of system analysis, theory and practice of mathematical modeling of the working processes of hydraulic vibration and shock systems.

In the second chapter, based on an analysis of the relationship between the sets of design parameters of hydraulic vibrating and vibro-shock machines, a systematic approach

to constructing mathematical models of dynamic processes and systems is substantiated. The patterns of identification of vibrational and vibration-shock modes of operation of hydraulic technological machines are established. The proposed classification of the studied machines according to the functionally expressed in the parametric form of the movement modes of the executive body. A generalized methodology for the construction of mathematical models of hydraulic vibrating and vibration-shock technological machines has been developed. Hypotheses are put forward regarding the determination of the stability region of the pressure pulse generator using the Hurwitz stability criterion.

The third chapter substantiates the use of a spatially non-stationary formulation of the problem to improve the mathematical model of the dynamics of processes and systems of hydraulic vibrating and vibration-shock technological machines. The basic principles of hydrodynamics are used, in combination with the basic principles of the theory of elasticity and plasticity of a solid body and mechanorheological phenomenology. Improved mathematical models of technological processes: vibrotransportation, surface compaction of soil, destruction of rock and piling. Based on the identification of mathematical models of inertial vibratory rammers, an approach to assessing the effectiveness of the operation of technological complexes using the methods of system analysis and the provisions of the theory of fuzzy logic is proposed.

In the fourth chapter, an effective numerical technique is developed for solving the multidimensional system of continuity and Navier-Stokes equations at moderate Reynolds numbers. It is capable of accurately describing the local properties of flows. The difference scheme of this method allows calculating the flow field without using the values of the vortex and pressure on a solid surface. A mathematical method is justified for numerically solving the equations of hydrodynamics for a turbulent regime of movement of a working fluid.

In the fifth chapter, comprehensive experimental and theoretical studies of the inertial vibratory rammer working processes for surface compaction of soils are carried out. This allowed us to develop a methodology for the experimental study of working processes in a hydraulic drive, as well as the technological characteristics of the medium being treated. This allowed us to perform a comparative analysis with the results of numerical modeling.

Statistical analysis of experimental data made it possible to determine the optimal technological parameters of the device operating mode to obtain high average density and relative compaction coefficient of the processed soil material.

The sixth chapter is devoted to the development of a modeling technique and its application to solving applied problems. A technique for computer modeling of dynamic processes and systems of hydraulic vibrating and vibro-impact machines has been developed. It is based on the use of an integrated settlement software environment using the "client-service" technology. Recommendations are developed for design calculations of the main parameters of the pressure pulse generator. The analysis of the adequacy and efficiency of the developed mathematical models.

Practical value of the obtained results. The proposed generalized methods and means of computer simulation of the functioning of hydraulic vibrating and vibro-impact machines. They are based on a decision support system. This system automates the most labor-intensive operations of intellectual activity when determining the effectiveness of the operation of technological complexes based on hydraulic vibrating and vibro-impact machines. Feature of the system: it allows ranking the states of the technological system; carry out sensitivity analysis of the decision made in the variation of the source data and collect, process and store diagnostic information; Also based on an integrated computing environment. It uses separate software systems using the client-service technology. These complexes implement the corresponding numerical calculation method for solving mathematical models using simulation methods. The technique of experimental research of working processes in the hydraulic drive, as well as the technological characteristics of the processing medium, is developed. It allows you to perform a comparative analysis with the results of numerical simulations in order to get a more accurate picture of the operation of hydraulic vibrating and vibration-shock technological machines. It also allows you to determine the adequacy of the developed mathematical models. Based on the results of mathematical modeling, a design methodology for calculating the pulse drive of vibrating and vibro-impact machines has been developed. Using it, a prototype pressure pulse generator was designed and manufactured.

Key words: vibrations, shock load, synthesis, hydro-pulse drive, mathematical model, identification, fuzzy sets, differential equations, Navier-Stokes equations, membership function.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

[1] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Гідроударник», *МПК E 21 B1/00, № 10469*, Лист. 15, 2005.

[2] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та О. В. Околодько, «Пристрій для розвантаження і очищення кузова піскорозтрушувальної машини», *МПК B 65 G 67/32, № 45423*, Жовт. 10, 2009.

[3] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Віброударний пристрій для розвантаження кузовів самоскидів», *Вібрації в техніці і технологіях*, № 4(56), с. 14–17, 2009.

[4] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Аналіз використання гідроімпульсних вібророзвантажувальних пристроїв на автомобільному транспорті», *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 6, с. 228–231, 2011.

[5] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Застосування гібридного моделювання при розробці установок для утилізації відходів», *Технологічні комплекси. Науковий журнал*, Луцьк, № 1,2(5, 6), с. 122–126, 2012.

[6] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, *Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів*. Монографія. Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2012.

[7] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук, та В. С. Любин, «Визначення робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів», *Промислова гідравліка і пневматика*, № 4(38), с. 57–65, 2012.

[8] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу», *Машинознавство*. Львів, № 9–10, с. 51–55, 2012.

[9] І. В. Севостьянов, та Я. В. Іванчук, «Реологічні моделі та рівняння вологих дисперсних матеріалів під час їх віброударного інерційного навантаження», *Вісник НТУУ «КПІ». Серія Машинобудування*, № 65, с. 63–70, 2012.

[10] И. В. Севостьянов, та Я. В. Иванчук, «Теоретические исследования процессов потокового фильтрования влажных дисперсных сред в пищевой промышленности», *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*, № 15(4), с. 90–96, 2013.

[11] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання процесу теплообміну в шпиндельному вузлі установки для розпилення вольфраму», *Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. Ч.1. Луганськ, № 2(191), с. 63–68, 2013.

[12] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, Є. І. Івашко, Я. П. Веселовський, «Гібридне моделювання вузлів установки для розпилення порошків металів», у *Міжвузівський збірник наукових праць «НАУКОВІ НОТАТКИ».* Луцьк, № 41(2), с. 40–44, 2013.

[13] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Ущільнення шпиндельного вузла», *МПК F 16 G 15/447, № 89403*, Квіт. 25, 2014.

[14] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук ЯВ, та Я. П. Веселовський, «Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів–самоскидів транспортних засобів», *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. Харків, № 148(1), с. 95–101, 2014.

[15] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Основи резонансно-структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів», *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна*, Д., № 5(53), с. 109–118, 2014. doi: 10.15802/stp2014/30458.

[16] Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов, та Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода для формоутворення заготовок з порошкових матеріалів», *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки,* № 3(237), с. 176–180, 2016.

[17] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота», *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2, с. 43–50, 2016.

[18] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, and Y. P. Veselovsky, "Simulation of working processes in the pyrolysis plant for waste recycling", *Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, № 1,8(79), с. 11–20, 2016. doi: 10.15587/1729-4061.2016.59419.

[19] R. D. Iskovych-Lototsky, O. V. Zelinska, Y. V. Ivanchuk, and N. R. Veselovska, "Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials", *Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, № 1,1(85), с. 9–17, 2017. doi: 10.15587/1729-4061.2017.59418.

[20] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором», *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, № 3(86), с. 10–19, 2017.

[21] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та О. В. Зелінська, *Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом*: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2018.

[22] Н. Р. Веселовська, О. В. Зелінська, та Я. В. Іванчук, «Загальні принципи побудови і дослідження детермінованих моделей вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом», *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, № 4(91), с. 21–28, 2018.

[23] Я. В. Іванчук, «Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішнього вібраційного навантаження», *Технічні науки та технології: науковий журнал*. Чернігів. нац. техн. ун-т. Чернігів: ЧНТУ, № 2(12), с. 25–33, 2018. doi:10.25140/2411-5363-2018-2(12)-25-33.

[24] Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм з гідроімпульсним приводом», у *Праці Одеського політехнічного університету*. Одеса, № 3(56), с. 5-18, 2018. doi:10.15276/opu.3.56.2018.01.

[25] Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, та І. В. Севостьянов, «Математичне моделювання технологічного процесу завантаження судна вібраційним конвеєром», *Судостроение и морская инфраструктура*, № 2(10), с. 81–92, 2018. doi:10.15589/SMI20180208.

[26] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Дослідження параметрів процесу формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні», *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ», № 9(1285), с. 31-37, 2018. doi: 10.20998/2413-4295.2018.09.04.

[27] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. О. Кобилянський, «Вібраційне та віброударне навантаження при механічних випробуваннях деталей та вузлів машин», *Сучасні технології в машинобудуванні, транспорті та будівництві. Вісник кременчуцького національного університету ім. М. Остроградського*. Ч.1. Кременчук, № 2(109), с. 60 – 65, 2018. doi: 10.30929/1995-0519.2018.2.

[28] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. «Веселовський, «Моделювання процесу оброблення дрібнодисперсних деревинних матеріалів під дією вібраційного і віброударного навантаження», *Науковий вісник НЛТУ України: збірник наукових праць*. Львів, № 28(5), с. 124-129, 2018. doi: 10.15421/40280526.

[29] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання руху двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода», у *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного*

університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Кропивницький: КНТУ, № 31, с. 3–9, 2018.

[30] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Математичне моделювання зусилля на робочому органі вібромолота з гідроімпульсним приводом», *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: збірник наукових праць Київського національного університету будівництва і архітектури*. Київ, № 91(2018), с. 5–12, 2018. doi: 10.26884/gbdmm1891.0101.

[31] Я. В. Іванчук, “Mathematical modeling for the technological process of surface soil compaction by the inertial vibratory rammer”, *Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво*. Полтава: ПолтНТУ, № 1(52), с. 15–24, 2019. doi:10.26906/znp.2019.52.1666.

[32] Н. Р. Веселовська, О. В. Зелінська, О. Ф. Гнатюк, та Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих режимів вібраційних та віброударних машин», *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця, № 1(104), с. 56–63, 2019.

[33] Я. В. Іванчук, А. А. Яровий, та К. О. Коваль, «Метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів», *Інформаційні технології та комп’ютерна інженерія*. Вінниця, № 1(44), с. 37–45, 2019.

[34] Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 85540. «Комп’ютерна програма ”Розрахунок зусилля на повздовжніх тягах трьохточкової навіски”» / Р. С. Белзецький, Я. В. Іванчук, А. В. Корпало (Україна); Міністерство економічного розвитку і торгівлі України. – Дата реєстрації 08.02.2019 р.

[35] R. Iskovich-Lototsky, I. Kots, Y. Ivanchuk, Y. Ivashko, K. Gromaszek, A. Mussabekova, and M. Kalimoldayev, “Terms of the stability for the control valve of the hydraulic impulse drive of vibrating and vibro-impact machines”, *Przeglad Elektrotechniczny*, vol. 4, no. 19, pp. 19-23, 2019. doi: 10.15199/48.2019.04.04.

[36] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, О. Д. Манжілевський, та І. В. Севостьянов, «Навісний віброударний пристрій з гідравлічним приводом для занурення паль», *МПК E02D 7/00, №141392*, Квіт. 10, 2020.

Наукові праці апробаційного характеру:

[37] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Б. В. Крижанівський, «Застосування віброударного гідроімпульсного приводу для розвантаження транспортних засобів», на *Міжнародна студентська наукова конференція «Прогресивні напрямки розвитку машино–приладобудівних галузей і транспорту»*, Севастополь: СевНТУ, 2010, с. 56–58.

[38] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу», на *3–ій Міжнародній науково–технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»*, Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2012, с. 118.

[39] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський, та В. І. Повстенюк, «Піролізна установка утилізації медичних відходів з додатковим очищенням атмосферних викидів», на *II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція «Сучасні технології в промисловому виробництві»*: матеріали у трьох частинах, Суми: СумДУ, 2012, с. 97–98.

[40] Р. Д. Іскович–Лотоцький, І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук, та В. С. Любин, «Визначення робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів», на *XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»*, Черкаси: АПБ ім. Героїв Чернобиля, 2012, с. 140.

[41] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Розрахунок температурних полів в робочих зонах піролізної установки», на *IV Міжнародна науково–практична конференція «Теоретичні і експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства та машинобудування»*, Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2013, с. 113-119.

[42] Р. Д. Іскович–Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Оптимізація параметрів віброзбуджувача гідроімпульсних приводів», на *XIV Міжнародній науково–технічній*

конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», Одеса, Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013, с. 101.

[43] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів віброударного пристрою для розвантаження кузовів–самоскидів транспортних засобів», на *Міжнародна науково–технічна інтернет–конференція «Гідро– та пневмоприводи машин–сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: ВНТУ, 2014, с. 54–55.

[44] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів», на *Міжнародна науково–технічна інтернет–конференція «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті»*, Харків: «Влавке», 2014, с. 43-45.

[45] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Перспективні напрямки ґрунтоущільнювальних машин», на *75 Міжнародна науково–практична конференція «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту»*, Дніпропетровськ: ДИИТ, 2015, с. 281–282.

[46] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Основні теоретичні положення робочих режимів вібраційного та віброударного обладнання з гідроімпульсним приводом», на *II Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування»,* Вінниця: Барановська ТП; 2016, с. 95-97.

[47] Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором», *на XLVI Науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету (2017)*, Вінниця: ВНТУ, 2017, с. 3048-3050. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2017_netpub.pdf.

[48] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода навісного обладнання для зондування

ґрунтів», на *XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Вінниця: ВНТУ, 2017, с. 147-149.

[49] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Гібридне моделювання двокаскадного клапана–пульсатора гідроімпульсного привода», на *VII Міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем»*, Том. 1, Чернігів: ЧНТУ; 2017, с. 195-196.

[50] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський, та В. В. Снігур, «Інерційний вібропрес-молот», на *XVIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»*, Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017, с. 87.

[51] Р. Д. Іскович–Лотоцький, І. В. Коц, та Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного пристрою для руйнування гірських порід», на *XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Львів: Національний університет «Львівська політехніка»; 2018, с. 58-59.

[52] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, N. R. Veselovska, S. Wojciech, and S. Samat, "Automatic system for modeling vibro-impact unloading bulk cargo on vehicles", *Proc. SPIE 10808. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018,* 1080860, 2018 Oct 1. doi: 10.1117/12.2501526.

[53] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, Y. P. Veselovsky, K. Gromaszek, and A. Oralbekova, "Automatic system for modeling of working processes in pressure generators of hydraulic vibrating and vibro-impact machines", *Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018,* 1080850, 2018 Oct 1. doi: 10.1117/12.2501532.

[54] Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих процесів віброударної установки для руйнування гірських порід», на *XLVII Науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету (2018),* Вінниця. Вінниця: ВНТУ, 2018, с. 3628-3630. [Електронний ресурс]. Доступно: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2018_netpub.pdf.

[55] Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм», на *III Всеукраїнська науково-*

технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2019, с. 15-20.

[56] Я. В. Іванчук, «Математичний метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів», на *Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання»,* Івано-Франківськ, 2019, с. 269-272.

[57] Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, А. А. Яровий, та К. О. Коваль, «Математичне моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою», на *І Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019*», Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2019, с. 241-243.

[58] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, Я. В. Іванчук, та О. Д. Манжілевський, «Навісний інерційний вібромолот», на *ІІІ Міжнародній науково-технічній конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: ВНТУ, 2019, с. 58-61.

[59] О. Д. Манжілевський, Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. Д. Стасюк, Я. В. Іванчук, та А. А. Яровий, «Математиче моделювання робочих процесів пневматичного ударного пристрою», на *І Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019*», Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2019, с. 252-254.

[60] Я. В. Іванчук, «Математичний метод оцінки технологічних параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів», на *Міжнародна науково-практична конференція «Інтелектуальні системи та інформаційні технології»*, Одеса, 2019, с. 77-82.

[61] Я. В. Іванчук, «Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішніх віброударних навантажень», на *XVIII Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Київ, 2019, с. 82-85.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ……..29
ВСТУП……..…..30
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ТА ЇХ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ……45
1.1 Область застосування вібраційних та віброударних технологічних машин……..……..45
1.2 Математичні методи моделювання технологічних процесів із застосуванням вібраційних і віброударних технологічних машин……..…52
1.3 Оцінка та аналіз конструктивних та технологічних параметрів вібраційних і віброударних технологічних машин…….61
1.4 Аналіз аналітичних методів математичного моделювання та розрахунку гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин ……..……80
1.5 Обґрунтування і вибір напрямку досліджень……..…89
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА СИСТЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН……...95
2.1 Висунення гіпотез стосовно математичного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних і віброударних технологічних машин…….95
2.2 Розроблення методу визначення типу вібраційних та віброударних систем за їх режимом руху виконавчої ланки ……98
2.2.1 Вібраційний режим роботи ……..……..98
2.2.2 Віброударний режим роботи ……101
2.2.3 Розроблення функціональної математичної моделі динаміки вібраційних та віброударних систем ……109
2.3 Розроблення методики побудови універсальних математичних моделей гідравлічних вібраційних та віброударних машин…….…..117

2.3.1 Побудова універсальних детермінованих математичних моделей гідравлічних вібраційних машин……..117
2.3.2 Побудова універсальних детермінованих математичних моделей гідравлічних віброударних технологічних машин…….…131
2.3.3 Побудова універсальних стохастичних математичних моделей вібраційних технологічних машин……151
2.3.4 Побудова універсальних стохастичних математичних моделей гідравлічних віброударних технологічних машин…….155
2.4 Розроблення методу визначення області стійкості роботи імпульсних гідравлічних вібраційних і віброударних машин……..…160
2.5 Висновки до розділу 2……...…170
РОЗДІЛ 3. МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА СИСТЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН……..…..…172
3.1 Обґрунтування доцільності математичного моделювання гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин на базі положень гідродинаміки і механіки твердого тіла……172
3.2 Розроблення адекватних математичних моделей гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин……178
3.2.1 Математична модель технологічного процесу транспортування вібраційним конвеєром……178
3.2.2 Математична модель технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою……..…191
3.2.3 Математична модель технологічного процесу руйнування гірської породи навісним віброударним пристроєм……201
3.2.4 Математична модель технологічного процесу занурення паль навісним віброударним пристроєм……...…215
3.3 Розроблення методики оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу поверхневого ущільнення ґрунтів на базі інерційної вібротрамбовки……..…232

3.4 Висновки до розділу 3……..…245
РОЗДІЛ 4. МАТЕМАТИЧНИЙ МЕТОД ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У СИСТЕМАХ ПРИВОДІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРНИХ МАШИН…….……247
4.1 Розроблення методу чисельного розв’язування рівняння нерозривності в диференціальній формі…….248
4.2 Розроблення методу чисельного розв’язування рівняння Нав’є-Стокса……..…..…250
4.3 Модифікація математичного методу чисельного розв’язуваня системи рівнянь гідродинаміки…….……256
4.3.1 Модифікація математичного методу чисельного розв’язування системи рівнянь гідродинаміки для турбулентного режиму руху робочої рідини……256
4.3.2 Модифікація математичного методу чисельного розв’язування системи рівнянь гідродинаміки для пристінних шарів робочої рідини…..……..260
4.3.3 Модифікація математичного методу чисельного розв’язування руху шарів робочої рідини в області зазору…….…263
4.4 Висновки до розділу 4…….263
РОЗДІЛ 5. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ І СИСТЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРНИХ МАШИН……265
5.1 Розроблення експериментального стенда інерційної вібротрамбовки на базі гідроімпульсного приводу…….....266
5.2 Розроблення методики експериментальних досліджень……..276
5.3 Експериментальні дослідження закономірностей зміни робочих режимів гідроімпульсного приводу інерційної вібротрамбовки……..…280
5.4 Експериментальні дослідження закономірностей поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою……...…289
5.5 Висновки до розділу 5…….……296

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИКИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ ДО РОЗВ'ЯЗАННЯ ПРИКЛАДНИХ ЗАДАЧ……..…..299
6.1 Розроблення методики комп'ютерного моделювання динамічних процесів і систем гідравлічних вібраційних та віброударних машин ……..….300
6.2 Практична реалізація розроблених математичних моделей динамічних процесів і систем гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин ……...…..306
6.2.1 Аналіз достовірності результатів математичного моделювання …..307
6.2.2 Аналіз ефективності результатів моделювання динамічних процесів і систем гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин ……...310
6.3 Аналіз адекватності використання розроблених рівнянь гідродинаміки для моделювання режимів течії робочої рідини …….314
6.4 Аналіз результатів впровадження дисертаційної роботи……..…319
6.5 Висновки до розділу 6…….323
ВИСНОВКИ……..……...325
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……328
ДОДАТКИ……....360
Додаток А. Принципові та конструктивні схеми вібраційних і віброударних технологічних машин…….…….360
Додаток Б. Організація та реалізація математичної моделі оцінювання стану технологічного комплексу поверхневого ущільнення ґрунтів……..……..……...……373
Додаток В. Програмна реалізація математичного методу чисельного моделювання гідродинамічних процесів.……..……..……...…401
Додаток Г. Результати експериментальних досліджень заготовок із ґрунтових матеріалів……..……..……426
Додаток Д. Блок-схеми методики комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних та віброударних машин……431
Додаток Е. CAD та CFD моделі гідравлічних вібраційних і віброударних

технологічних машин та їх компонентів…….441
Додаток Ж. Параметри математичних моделей для чисельного моделювання у функціонально програмованому середовищі Matlab.Simulink……...458
Додаток И. Акти впроваджень……..……..476
Додаток К. Аналіз результатів комп'ютерного моделювання та адекватності розроблених математичних моделей……..……501
Додаток Л. Розробка методики проектного розрахунку гідроімпульсного приводу вібраційних і віброударних машин та аналіз ефективності розроблених математичних моделей……....…….557
Додаток М. Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації…….570

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

АВ – автоколивальний віброзбуджувач

АЦП – аналогово-цифровий перетворювач

ВМ – вібраційна машина

ВНТУ – Вінницький національний технічний університет

ВПУ – віброударне поверхневе ущільнення

ВУ – віброударний

ГВ – гідравлічний вібраційний

ГВУ – гідравлічний віброударний

ГІП – гідроімпульсний привід

ГІТ – генератор імпульсів тиску

ГП – гідравлічний привід

ЕВ – ексцентриковий віброзбуджувач

ЕМ – електромагнітний

ІВ – інерційна вібротрамбовка

ІП – імпульсний привід

ККД – коефіцієнт корисної дії

ЛТПР – ламінарно-тербулентний перехідний режим

ПВ – пульсаторний віброзбуджувач

ПУ – поверхневе ущільнення

СВ – слідкуючий віброзбуджувач

CAD – computer-aided design (система двомірного або тривимірного геометричного моделювання)

CFD – computational fluid dynamics (система моделювання гідродинамічних процесів)

FEM – finite element method (система моделювання напружено-деформованого стану твердих тіл)

FSI – fluid structure interaction (система зв’язаних розрахунків взаємодії рідини і поверхонь деформованих тіл)

ВСТУП

Актуальність теми. Використання ГВ і ГВУ обладнання у різних галузях промисловості дозволяє значно інтенсифікувати протікання ряду технологічних процесів [1]–[4], забезпечити оптимальність параметрів навантаження і одержати результат технологічної обробки з високими якісними параметрами [1], [5]. Вид руху і такі робочі характеристики ІП, як частота, амплітуда коливання і робоче зусилля на виконавчій ланці в поєднанні із простотою, надійністю в експлуатації й невисокою металомісткістю, визначає ефективність використання даних вібраційних і ВУ машин для різних технологічних процесів.

Однією із проблем при проєктуванні ІП є суттєва нерівномірність споживання потужності через явно виражену імпульсну роботу ГВ та ГВУ машин [6]–[8]. Збільшення миттєвої потужності у визначених умовах дозволяє зменшити масу машини, збільшити її швидкодію і продуктивність. Різка зміна потужності і висока частота, при якій робочий цикл ГВ та ГВУ машин складається із суми невстановлених процесів із множиною робочих параметрів, ускладнює проєктування і дослідження даних машин. Аналізуючи неоднозначність динамічних властивостей елементів ІП, необхідно додатково враховувати реологічні властивості оброблюваного середовища [9]–[11], що свідчить про принципову складність математичного опису фізичних процесів. Таким чином, сучасні ГВ та ГВУ машини на базі ІП відносять до складних динамічних об’єктів, для ефективного дослідження яких, доцільним є використання методів і засобів математичного і комп’ютерного моделювання.

Завдяки розробкам технологій на основі гідравлічних і пневматичних вібраційних і ВУ систем основоположниками яких є такі вчені як: О. Д. Алімов [1], С. А. Басов [12], К. В. Фролов [13], А. І. Москвітін [14], К. Н. Шмаргунов [15], Ш. А. Болгожин [16], Б. Г. Гольдштейн [17], С. О. Доброгурський [18], F. K. Arndt [19], R. L. Bullock [20], C. Fairhurst [21], I. E. Sears [11], B. Lundberg [22], J. Meier [23], стало можливим розробка у ВНТУ оригінальних конструкцій вібраційних та ВУ машин на базі ГІП. Основний внесок у розвиток теоретичних основ розрахунку та розробки технологічних процесів і обладнання на основі ГІП зробили такі відомі

вчені України, як І. Б. Матвєєв [24], Р. Д. Іскович-Лотоцький [25], Р. Р. Обертюх [26], В. А. Пішенін [6], І. В. Коц [27], М. М. Вірник [28], І. В. Севостьянов [29] та ін.

У даний час основним апаратом математичного моделювання вібраційних і ВУ процесів є точні методи нелінійної механіки, які ґрунтуються на припасовуванні розв'язків [30], [31], які описують суміжні інтервали рухів виконавчого органу. Ці методи дозволили детально вивчити складну динамічну картину рухів ряду вібраційних та ВУ машин і виявити багато характерних їм фундаментальних властивостей. Отримані в цьому напрямку результати значною мірою відображені у наукових працях Н. Н. Боголюбова [32], Ю. А. Мітропольського [33], В. І. Бабіцького [34], В. Л. Бідермана [35], І. І. Блєхмана [36], А. А. Кобринського [37], В. Л. Рагульскене [38], K. Magnus [39], G. Van Shothorst [40], J. D. Loeb [41], S. F. Masri [42], D. M. Egle [43], D. L. Sikarskie [44] та ін. Проте використання даних методів для побудови математичних моделей широкого спектру ГВ та ГВУ систем на базі ІП є трудомістким і обмежується областю їх застосування особливо при збільшенні розмірності систем, а також при необхідності врахування додаткових нелінійних факторів і ускладненні характеру збурень від дії неперіодичних і випадкових сил.

Загальноприйнятим підходом до моделювання ВУ систем є підхід асимптотичного представлення розв'язків за степенями малого параметру [33], [45] при аналізі основних гармонічних складових коливань. Він базується на виділенні із їхнього загального математичного опису більш простих співвідношень при переході до спектральних представлень [46] і ідей еквівалентної лінеаризації [47], але не дозволяє знайти прийнятну математичну модель для вібраційних систем. Це веде до необхідності розробки нових методів і підходів побудови еталонних математичних моделей ГВ та ГВУ систем для широкого спектра вібраційних і ВУ технологічних машин.

Великий вплив на збільшення швидкодії, енергонасиченості і компактності ГІП для вібраційних та ВУ машин мають фізичні параметри енергоносія (робоча рідина) і конструктивні параметри ГІТ [48], який забезпечує керуванням роботи таких машин. Це призводить до розробки математичних моделей у формі систем диференціальних рівнянь руху конструктивних елементів ІП, на базі штучної динамічної моделі із

приведеними коефіцієнтами для коливальної системи. Приведені коефіцієнти описують пружно-в'язкісні характеристики гідравлічної ланки на базі математичної моделі Кельвіна-Фохта [49] з подальшою лінеаризацією динамічних властивостей, а саме: припущення сталості зведеного модуля пружності, густини і динамічної в'язкості робочої рідини, а це веде безпосередньо до неврахування хвильових процесів [50] у самому ГІП. У свою чергу наявна система диференціальних рівнянь із розподіленими коефіцієнтами доповнюється системою диференціальних рівнянь витрат [51] у формі частинних інтегральних розв'язків диференціальних рівнянь нерозривності і Нав'є–Стокса для ідеальної робочої рідини [52].

Практична реалізація такого підходу можлива лише для математичних моделей в основному невисокої розмірності, і описує властивості об'єктів у вузькому діапазоні зміни таких робочих параметрів, як амплітуда і частота коливання елементів ІП. А це призводить до обмеження області використання результатів математичного моделювання, в яких не врахований вплив усіх перехідних процесів у гідравлічній ланці [53], що веде до накопичення надлишкових, нереалізованих вібраційною і ВУ системами технологічних рухів [54].

Досвід показує, що для подолання зазначених труднощів необхідна постановка нової задачі математичного моделювання ГВ та ГВУ машин в просторово-нестаціонарній формі, яка вимагає розроблення нових більш повних і адекватних математичних моделей, які засновані на системі диференціальних рівнянь в частинних похідних із коефіцієнтами у формі інтегральних функцій незалежних змінних [55]. Незважаючи на те, що цей підхід вимагає розробки нових ітераційних і варіаційних чисельних методів, такий підхід дозволить: визначати значення тиску і вектора швидкості робочої рідини у векторному просторі системи ІП, аналізувати напружено-деформований стан виконавчих органів вібраційних та ВУ машин. Більше того, сам принцип диференціальної багатозначності дозволяє будувати математичну модель технологічно-оброблюваного середовища за допомогою феноменологічних моделей [11], [56], що у свою чергу дозволить з більшою точністю визначати: амплітуди і частоту коливань елементів ІП, умови виникнення кавітаційних явищ

[50], [51], силу взаємодії виконавчого органу із технологічно-оброблюваним середовищем, динамічні характеристики шарів оброблюваного середовища.

Відомо, що виробничі процеси на базі технологічних ГВ та ГВУ машин представляють собою складну систему, в яких традиційний детермінований підхід [57] до математичного опису технологічних процесів є необхідним, але далеко недостатнім і суттєво обмежує можливості проєктування. Наприклад, традиційним є побудова математичних моделей процесів поверхневого вібраційного і ВУ ущільнення ґрунтів на основі феноменологічних моделей у вигляді систем диференціальних рівнянь руху шарів різних типів ґрунту. Проте такий підхід не дозволяє досить точно описувати і виявляти множину суттєвих динамічних властивостей ґрунтової системи, таких як частота власних коливань. Згідно з резонансно-структурною теорією [58], визначення частоти цих автоколивань, дозволяє впливати на шар у фазі із його власними коливаннями, що забезпечує максимальний технологічний ефект. Розв’язання цієї задачі лежить в площині побудови нових математичних моделей використовуючи методи системного аналізу [59], [60] із застосуванням положень теорії нечіткої логіки [22], [61], що веде до розробки нових алгоритмів синтезу виробничих об’єктів в нечіткому середовищі при кількісно виміряних вхідних і нечітких (якісних) вихідних параметрів дослідних зразків технологічно-оброблюваного середовища із застосуванням лінгвістичних термів.

У цілому, незважаючи на певні досягнення, проблеми математичного моделювання вібраційних і ВУ систем без застосування математичних методів припасовування [30], [31], методів лінеаризації параметрів у системі диференціальних рівнянь [62], та припущень про ідеальність енергоносія в системі ІП [63], залишаються невирішеними або дослідженими недостатньо. Залишається актуальним питанням про можливість заміни фізичного експерименту чисельним, з використанням методів комп’ютерного моделювання. Існуючий розрив між теоретичними розробками і можливостями їх використання на практиці є тому підтвердженням.

Тому **актуальною** є науково-прикладна проблема відсутності узагальненої методології математичного та комп'ютерного моделювання процесів функціонування ГВ і ГВУ машин з урахуванням особливостей цього класу об'єктів для забезпечення високої ефективності проєктування відповідного типу технологічних систем.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи відповідає вимогам встановленим Законом України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» (від 11 липня 2001 року, № 2623-III і 16 січня 2016 року, №848-VIII), у тому числі розділам «Фундаментальні наукові дослідження з найбільш важливих проблем розвитку науково-технічного, соціально-економічного, суспільно-політичного, людського потенціалу для забезпечення конкурентоспроможності України у світі та сталого розвитку суспільства і держави» і «Енергетика та енергоефективність», а також Закону України «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні» (від 8 вересня 2011 року, № 3715-VI і 5 грудня 2012 року, № 5460-VI), у тому числі розділу «Стратегічний пріоритетний напрям на 2011–2021 роки: освоєння нових технологій транспортування енергії, впровадження енергоефективних, ресурсозберігаючих технологій, освоєння альтернативних джерел енергії». Дисертаційне дослідження проводилося на кафедрах галузевого машинобудування і комп'ютерних наук Вінницького національного технічного університету відповідно до науково-дослідної тематики кафедр згідно з держбюджетними темами №19-Д-331 (номер державної реєстрації 0111U001108) «Теоретичні основи процесів фазового розділення дисперсних матеріалів в полі віброударних інерційних навантажень», строки виконання якої з 01.01.2011 р. по 31.12.2013 р.; №22 К1 «Моделі, методи, технології та пристрої інтелектуальних інформаційних систем управління, економіки, навчання та комунікацій» строки виконання якої з 01.01.2014 р. по 31.12.2018 р., а також згідно з договором про творчу співдружність №19/7 «Модернізація установки для віброабразивної обробки деталей» строки виконання якої з 01.03.2011 р. по 30.07.2012 р. і госпдоговірних тем № 1925 (номер державної реєстрації 01105U004105) «Розробка систем відбору тепла в установках для утилізації відходів» строки виконання якої з 01.03.2010 р. по

30.01.2012 р. і № 1929 (номер державної реєстрації 0115U001155) «Розробка рекомендацій можливості використання віброударних динамічних процесів в механічних системах транспортних розвантажувальних пристроїв» строки виконання якої з 01.03.15 р. по 29.02.16 р., у виконанні яких автор брав безпосередню участь як виконавець.

Метою роботи є підвищення точності ідентифікації процесів у ГВ і ГВУ машин шляхом розроблення і впровадження нових, більш ефективних методів і засобів їхнього математичного і комп'ютерного моделювання. Це дозволить досягти низки якісних практичних результатів: підвищення достовірності визначення робочих характеристик при проєктуванні гідроприводу; можливість розробки систем з покращеними експлуатаційними характеристиками; зменшення часу на відпрацювання деяких технологій тощо.

Для досягнення поставленої мети в дисертаційній роботі необхідно виконати такі науково-технічні **завдання:**

1. Провести оцінку сучасного стану та перспектив розвитку проблеми математичного моделювання ГВ та ГВУ технологічних машин на основі вивчення їхніх особливостей як об'єктів моделювання, вибору пов'язаного з технологічним процесом підходу до синтезу та ідентифікації їхніх математичних моделей, методів одержання кількісних і якісних характеристик досліджуваного об'єкта.

2. Розробити математичні моделі динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин, на основі принципової схеми конструкції технологічної машини та критеріїв ідентифікації режиму руху коливальних систем, що забезпечить визначення умов існування і стійкості роботи цих типів машин за допомогою аналізу амплітудно-частотної характеристики математичних моделей досліджуваних об'єктів та їхніх складових із використанням критеріальних рівнянь.

3. Обґрунтувати можливість використання основних положень гідродинаміки для моделювання руху робочої рідини в системах приводів, рівнянь руху елементів приводу в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності, що дозволить будувати найбільш точні і адекватні математичні моделі динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин.

4. Обґрунтувати підхід до побудови математичних моделей системи оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу на базі ГВ та ГВУ машин на основі нечіткого логічного висновку та проведення параметричної ідентифікації (настроювання) моделі оцінювання ефективності, яка дозволить визначати ефективні параметри режимів роботи ІП для реалізації ефективних технологічних впливів на оброблювані середовища.

5. Розробити методи чисельного розв’язання математичних моделей гідродинамічних процесів у системах приводів ГВ та ГВУ машин з урахуванням різних типів граничних умов та засобів їхньої чисельної реалізації, дослідження збіжності, стійкості та апроксимації різницевої схеми, особливостей режиму руху та її узагальнення на більш широкий клас об’єктів.

6. Виконати комплексні експериментально-теоретичні дослідження робочих процесів технологічних ГВ та ГВУ машин з метою визначення достовірності розроблених математичних моделей за допомогою порівняльного аналізу із результатами чисельного та імітаційного моделювання динамічних процесів та систем цих типів машин.

7. На основі розробленої методики комп’ютерного моделювання динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин забезпечити ефективну реалізацію розроблених математичних моделей, з можливістю доцільного вибору алгоритмів стосовно властивостей конкретного завдання, і можливістю виконання швидких стійких рекурентних і високоточних ітераційних процедур, щоб на основі отриманих результатів розробити рекомендації для проєктних розрахунків головних параметрів ГІП.

8. Провести впровадження результатів наукових досліджень на підприємствах та в установах, що займаються розробкою й експлуатацією ГВ та ГВУ машин для різних технологічних процесів.

Об’єктом дослідження є динамічні процеси у ГВ і ГВУ системах технологічних машин.

Предметом дослідження є методи і засоби математичного та комп'ютерного моделювання процесів у приводах ГВ і ГВУ технологічних машин для визначення їхніх робочих характеристик.

Методи дослідження. Дослідження проведено із застосуванням класичної теорії коливань механічних систем і механореологічної феноменології суцільних середовищ; елементів теорії інтегральних та диференціальних рівнянь; методів механіки суцільного середовища – для побудови моделей фізичних процесів руху слабостисненого в'язкого суцільного середовища і деформування твердих тіл; методів системного аналізу і теорії нечіткої логіки для побудови математичних моделей оцінювання ефективності функціонування технологічних об'єктів; експериментальні дослідження і методи імітаційного моделювання для перевірки адекватності моделей, аналітичних і чисельних методів алгебри, розв'язування апарату диференціальних рівнянь з частинними похідними для реалізації моделей досліджуваних процесів та одержання їхніх числових характеристик.

Наукова новизна отриманих результатів представлена **науковими положеннями узагальненої методології** математичного моделювання процесів функціонування ГВ і ГВУ машин, яка складається із вперше розроблених і розвинутих методів:

– графо-аналітичного визначення області стійкості роботи ГІТ, в якому, на відміну від існуючих, застосовується критерій стійкості Гурвіца для лінійного неоднорідного диференціального рівняння третього порядку, як форми представлення математичної моделі руху запірного елемента клапана-пульсатора, що дає змогу визначити енергетичні співвідношення приводу для виникнення різних типів коливальних процесів;

– статистичної лінеаризації, в якому, на відміну від існуючих, застосовуються комплексні амплітуди та інтеграл ймовірностей у вигляді функції Крампа, що дозволяє розв'язувати лінійні неоднорідні диференціальні рівняння другого порядку коливальних систем у стохастичних математичних моделях ГВУ систем за допомогою спектральної форми амплітудно-частотних характеристик, де функції

силової взаємодії робочих органів ІП представляють собою стаціонарний нормальний випадковий процес;

– чисельного моделювання гідродинамічних процесів, який, на відміну від існуючих, представлений в ізопараметрично кінцево-елементному формулюванні на основі дискретного представлення рівняння нерозривності невстановленого руху рідини в інтегральній формі Гріна і модифікації диференціального рівняння Нав'є–Стокса шляхом введення штучної стисненості рідини в диференціальній формі надлишкового тиску, що дає змогу в цілому підвищити точність ідентифікації процесів функціонування ГВ та ГВУ машин.

В основі цих методів лежать вперше розроблені математичні моделі:

– ГВ та ГВУ машин на базі ІП за допомогою стаціонарної неавтономної коливальної системи зі скінченим ступенем вільності на основі лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку, в яких, на відміну від існуючих, функція вільного члена представлена у вигляді лінеаризації функції збуджуючої сили, як характеристика використовуваного типу приводу, а лінеаризовані коефіцієнти виражають як пружні і дисипативні силові зв'язки елементів приводу, так і реологічні властивості технологічно оброблюваного середовища, що дає змогу визначати області стійкості роботи даних типів машин;

– вібраційних та ВУ систем, яка, на відміну від існуючих, представлена у формі функції одиничного стрибка Хевісайда та імпульсної перехідної функції у вигляді згортки інтегралу Лапласа від зображення оператора динамічної податливості, яка дозволяє повністю описати процес зміни відносної координати переміщення як у перехідних, так і в установлених режимах руху системи.

Ці математичні моделі базуються на вперше розробленій класифікації типів коливальних систем, яка, на відміну від існуючих, функціонально подана в параметричному вигляді умовами необхідності і достатності виникнення вібраційних та ВУ режимів руху виконавчого органу в поєднанні з інтегральною характеристикою фазової площини системи, що дозволяє синтезувати та ідентифікувати математичні моделі залежно від типу технологічних машин.

Удосконалено математичні моделі динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин, у формі просторово-нестаціонарної постановки задачі, на базі систем нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних Нав'є–Стокса і умови нерозривності для в'язких рідин та інтегральних рівнянь динамічних характеристик рухомих елементів ГІП в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності на базі системи диференціальних рівнянь деформованого тіла, що, на відміну від існуючих, дало змогу в цілому підвищити точність ідентифікації математичних моделей ГВ та ГВУ машин.

Ключовими особливостями такої методології є використання вперше:

– запропонованого критерію визначення типу ГВ та ГВУ систем за їх режимом руху виконавчої ланки, який, на відміну від існуючих, базується на синтезі функцій зовнішньої імпульсної і гармонічної збуджуючих сил із використанням положень теорії стереомеханічного удару на базі лінійного неоднорідного диференціального рівняння другого порядку для консервативних стаціонарних неавтономних коливальних систем, що дає змогу синтезувати та ідентифікувати математичні моделі в залежності від типу визначених систем;

– розробленої математичної моделі системи оцінювання ефективності функціонування технологічних комплексів ГВ та ГВУ машин, яка, на відміну від існуючих, базується на експертних правилах, формалізованих у вигляді нечітких баз знань, що дає змогу визначати взаємозв'язок між параметрами стану підсистем технологічного комплексу з якісними показниками об'єкту технологічної обробки.

Практичне значення отриманих результатів визначається тим, що:

1. Розроблено узагальнені методики та засоби комп'ютерного моделювання процесів функціонування ГВ та ГВУ машин, що базуються на:

– системі підтримки прийняття рішень, яка автоматизує найбільш трудомісткі операції інтелектуальної діяльності при визначені оцінки ефективності функціонування технологічних комплексів на базі ГВ та ГВУ машин. Особливостями системи є те, що вона дозволяє проводити ранжування станів технологічної системи,

здійснювати аналіз чутливості прийнятого рішення до варіації початкових даних та проводити збирання, оброблення й зберігання діагностичної інформації;

– інтегровано-розрахунковому програмному середовищі із використанням окремих програмних комплексів із застосуванням технології «клієнт-сервер», які реалізують відповідний чисельно-розрахунковий метод розв'язання математичних моделей із використанням методів імітаційного моделювання.

2. Розроблено методику експериментального дослідження робочих процесів у ГІП а також технологічних характеристик оброблюваного середовища, яка дозволяє виконувати порівняльний аналіз із результатами чисельного моделювання, щоб отримати більш точну інформацію про роботу ГВ та ГВУ технологічних машин і визначати адекватність розроблених математичних моделей.

3. На основі результатів математичного моделювання розроблено методику проєктного розрахунку ГІП вібраційних та ВУ машин, за допомогою якої було спроєктовано дослідний зразок ГІТ.

Наукові та практичні результати дисертації відображають узагальнення багаторічних досліджень, виконаних автором згідно з планами науково-дослідних робіт кафедр комп'ютерних наук і галузевого машинобудування ВНТУ. Результати дисертаційної роботи використовуються автором у лекційних курсах «Гідравліка, гідро та пневмоприводи», «Основи САПР», «Теорія механізмів і машин», «Дискретна математика», «Чисельні методи», «Моделювання систем», «Нечіткі моделі і методи обчислювального інтелекту», «Теорія ймовірності, ймовірнісні процеси та математична статистика», «Системний аналіз».

У вигляді рекомендацій та комплексу програм для комп'ютерного розрахунку результати досліджень впроваджено в конструкторському бюро ПАТ «Барський машзавод» (м. Бар, Вінницька область) і компанії Soft Xpansion GmbH & Co.KG (м. Бохум, Німеччина); результати роботи використано при проєктуванні і виготовлені дослідного зразка на підприємстві ТОВ «АСК-МЕТ» (м. Вінниця), а також на підприємствах ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ» (м. Перемишляни, Львівська область) і ТОВ «Шляхбуд» (м. Вінниця) для визначення ефективних характеристик технологічних процесів на базі ГВ та ГВУ машин; результати дисертаційного

дослідження успішно використовуються для виконання науково-дослідних робіт на базі Інституту кібернетики ім. В. М. Глушкова НАН України (м. Київ).

Особистий внесок здобувача. Дисертація узагальнює результати довготривалих досліджень автора з проблем математичного моделювання динамічних процесів та систем вібраційних та ВУ технологічних машин на базі ГІП. Роботи [64]–[71] написані самостійно. В опублікованих роботах у співавторстві особисто дисертанту належить: [58] – математична модель коливання дисперсної системи, як форми представлення розвантажувального матеріалу вантажу при ВУ навантаженні; монографія [72] – розділи 1, 3 і підрозділи 2.2, 4.1, 4.2; монографія [73] – розділи 3, 5 і підрозділи 1.1, 2.5, 2.7, 4.1, 4.3; [74] – метод розв'язування стохастичної математичної моделі ГВ та ГВУ систем з ГІП у спектральній формі амплітудно-частотних характеристик; [75] – математична модель робочих процесів ГІП; [76] – рівняння ВУ систем; [77] – математична модель технологічного процесу вібротранспортування; [78] – чисельний метод реалізації математичної моделі гідродинамічних процесів, що базується на ізопараметричному кінцево-елементному формулюванні задачі; [79] – математична модель поверхневого ущільнення ґрунтів на базі механореологічної феноменології й узагальнених законів механіки; [80] – математична модель конвективного теплообміну; [81] – математична модель напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида; [82] – тривимірна розрахункова модель інерційного вібропрес-молота; [83] – система керування процесу охолодження; [84], [85] – оригінальна конструкція віброзбуджувача ГІП; [86] – система класифікації приводів ГВ та ГВУ машин; [87] – аналіз робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса; [88] – інформаційна технологія математичного моделювання напружено-деформованого стану конструкції автомобіля при ВУ навантаженні; [89] – критерій визначення оптимальних параметрів роботи гідроімпульсного вібропреса; [90] – математична модель процесу теплообміну в системі охолодження шпиндельного вузла; [91] – критерій оптимальності конструктивних параметрів віброзбуджувача ГІП; [92] – критерій достовірності результатів чисельного моделювання; [93] – підхід на основі твердотільного і параметричного моделювання в CAD-системі при розробці ГІП віброударного

пристрою; [94] – математична модель ударної взаємодії; [95] – метод розв’язування математичної моделі робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування ГІП; [96] – критерій оптимізації технічних параметрів системи ГІП інерційного вібропрес-молота; [97] – критерій ідентифікації режимів вібраційних та ВУ навантажень; [98] – математична модель динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин у формі просторово-нестаціонарної постановки задачі на основі систем нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних нерозривності і Нав’є–Стокса; [99] – математична модель руху виконавчого органу ГІП пристрою для зондування ґрунтів; [100] – аналіз експериментальних даних процесу формоутворення заготовок з порошкових матеріалів; [101] – класифікація функції силового навантаження на вихідну робочу ланку вібраційних та ВУ машин; [102] – математична модель вібраційного і ВУ навантаження на дрібнодисперсні системи; [103] – розв’язок системи диференціальних рівнянь руху двомасового вібраційного живильника; [104] – розв’язок системи диференціальних рівнянь руху робочого органу вібромолота; [105] – класифікація технологічних машин за типом привода; [106] – підхід до конструювання на основі твердотільного, поверхневого і параметричного моделювання; [107], [108] – підхід до розробки тривимірної розрахункової моделі на основі принципів конструктивної параметризації; [109], [110] – система регулювання ГІТ; [111] – конструктивна форма поверхні ущільнювального вузла; [112] – конструкція ГІТ; [113] – математична модель навантаження на повздовжні тяги трьохточкової навіски; [114], [115] – математична модель фільтрування вологих дисперсних середовищ; [116] – конструкція ГІТ; [117] – інформаційна технологія чисельного моделювання процесів горіння; [118] – математична модель оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу ГВ та ГВУ машин; [119] – математична модель напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида; [120] – математична модель гідродинамічних процесів у віброзбуджувачах; [121] – критерій стійкості роботи віброзбуджувачів; [122] – параметрична модель тривимірного об’єкта технічних комплексів; [123] – математична модель робочих процесів пневматичного ударного пристрою.

Апробація матеріалів дисертації. Основні положення дисертації було, оприлюднено і обговорено на таких конференціях: Міжнародна науково–технічна конференція студентів, аспірантів і молодих вчених «Прогресивні напрямки розвитку машино–приладобудівних галузей і транспорту» (м. Севастополь, 11–15 травня 2010 р.); XI і XIV Міжнародні науково–технічні конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Мелітополь, 15–17 вересня 2010 р., м. Одеса, 18–19 вересня 2013 р.); II Всеукраїнська міжвузівська науково–технічна конференція «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 17–20 квітня 2012 р.); XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці», (м. Черкаси, 17–20 квітня 2012 р.); 3–я Міжнародна науково–технічна конференція «Теорія та практика раціонального проєктування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 7–9 листопада 2012 р.); 11–й Міжнародний симпозіум українських інженерів–механіків (м. Львів, 15–17 травня 2013 р.); IV Міжнародна науково–практична конференція «Теоретичні і експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства та машинобудування» (м. Луцьк, 3–7 червня 2013 р.); Міжнародна науково–технічна інтернет–конференція «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті» (м. Харків, 26–28 листопада 2014 р.); I і II Міжнародні науково–технічні інтернет–конференції «Гідро– та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, 22 грудня 2014 р. – 11 січня 2015 р., 15-16 листопада 2016 р.); 75 Міжнародна науково–практична конференція «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (м. Дніпропетровськ, 14–15 травня 2015 р.); VII і X Міжнародні науково-практичні конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (м. Чернігів: 24–27 квітня 2017 р.; 29–30 квітня 2020 р.); XVI–XVIII Міжнародні науково-технічні конференції «Вібрації в техніці та технологіях» (м. Вінниця, 26–27 жовтня 2017 р.; м. Львів, 11–12 жовтня 2018 р.; м. Київ, 24–25 жовтня 2019 р.); Conference Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018, 1080850 (Wilga, Poland, 1 October 2018); III Всеукраїнська науково-технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки»

(м. Полтава, 24–25 квітня 2019 р.); Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання» (м. Івано-Франківськ – м. Яремча, 20–25 травня 2019 р); Міжнародна науково-практична конференція «Інтелектуальні системи та інформаційні технології» (м. Одеса, 19−24 серпня 2019 р.); XXXIX–XLIX науково–технічні конференції професорсько–викладацького складу, співробітників та студентів університету з участю працівників науково–дослідних організацій та інженерно–технічних працівників підприємств (м. Вінниця, 2010–2020 р.).

Публікації. За результатами виконаних теоретичних і експериментальних досліджень опубліковано 61 наукову роботу, з них 4 патенти України [109], [110]–[112], 1 свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір [113]; 2 монографії [72], [73], 5 статей у науковому періодичному виданні [117]–[121], проіндексованому у міжнародній наукометричній базі даних Scopus; 4 статті у наукових періодичних виданнях інших держав [115], [119]–[121]; 27 статей у наукових фахових виданнях України, що входять до переліку, затвердженого МОН України [58], [64], [66], [70], [74], [76]–[78], [84], [86]–[88], [90], [93], [95], [96], [98], [100]–[104], [108], [114], [117], [118], [122]; 25 публікацій у збірниках міжнародних та вітчизняних науково-практичних і наукових конференцій [65], [67]–[69], [71], [75], [79], [80]–[83], [85], [89], [91], [92], [94], [97], [99], [105], [106], [107], [116], [119], [120], [123]. Одноосібні публікації складають 8 наукових робіт [64]–[71]. Англійською мовою – 5 публікацій [117]–[121].

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, шести розділів, висновків, посилання та одинадцяти додатків. Загальний обсяг роботи становить 578 сторінок, із них дисертації без додатків − 283 сторінки, 174 рисунки, 48 таблиць, посилання на літературні джерела включає 375 найменувань та займає 32 сторінки, а також 11 додатків на 219 сторінках.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ТА ЇХ МЕТОДІВ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

1.1 Область застосування вібраційних та віброударних технологічних машин

При впливі робочих органів вібраційних та ВУ технологічних машин на оброблюване середовище відбуваються різні явища, що забезпечують виконання машинами їх технологічних функцій. Вплив вібраційного і ВУ навантаження на оброблювані середовища можна розділити на три види [36], [49].

1. Вплив, при якому відбувається переміщення складових середовища без зміни їх властивостей і властивостей середовища в цілому. Прикладом може служити вібротранспортування штучних деталей. Основне призначення вібраційного і ВУ впливу складається в зміщенні частинок середовища відносно нерухомого або рухомого середовища. Цей вид вібраційного впливу І. І. Блєхман назвав вібраційним переміщенням [36], [123] і описується формулами:

$$x_i(t) = \upsilon_i t + \Phi_i(t), \tag{1.1}$$

де υ_i – середня швидкість зміни координат x_i точок середовища; $\Phi_i(t)$ – періодична функція.

У цьому виду впливу виникає ефект зміни поведінки коливальних систем і механізмів під дією вібрацій. До цієї групи ефектів відносяться зникнення колишніх і поява нових положень рівноваги і видів руху системи, зміна характеру положень рівноваги (тобто їх стійкості і не стійкості), зміна частот малих вільних коливань поблизу положень стійкої рівноваги, ефекти вібраційного зв’язку, зокрема, самосинхронізація незрівноважених роторів (віброзбуджувачів), ефект вібраційної підтримки обертання незрівноважених роторів, ресурсні, форсовані та інші типові випробування. Також при такому виду впливу додатково виникає ефект вібраційного переміщення і зміщення (відведення). До цього ефекту відносяться такі технологічні процеси, як вібраційне транспортування твердих тіл і сипучих матеріалів,

віброзанурення і вібровисмикування паль, шпунта і оболонок, сепарації (розділення) дисперсних частинок матеріалу за їх властивостями, вібробункеризації (заповнення бункеру сипучим матеріалом знизу вверх), дрейф і локалізація частинок в неоднорідних вібраційних полях [20], [124].

2. Вплив, що характеризується переміщенням складових середовища без зміни їх структур, але із зміною структури середовища в цілому. У даному випадку в'язкість середовища змінюється від нескінченості до кінцевої величини. Основне призначення такого вібраційного впливу – руйнування надмолекулярних зв'язків в структурі середовища, що заважають проявити течію, рухомість; тому воно застосовується до сипучих, в'язко- і пружно-в'язко-пластичних сумішей [125]. Зміщення середовища можна представити у вигляді суми двох деформацій:

$$x_i(t) = x_{i0}(t) + x_{ilH}(t), \tag{1.2}$$

де $x_{i0}(t)$ – загальний рух середовища; $x_{ilH}(t)$ – індивідуальний рух частинок.

При цьому виді впливу виникає віброреологічний ефект, який полягає у зміні під дією вібрації реологічних властивостей тіл по відношенню до повільних впливів. Тобто перетворення в умовах вібрації сухого тертя у в'язке (псевдозрідження), зниження коефіцієнтів сухого тертя і коефіцієнта в'язкості, ефект віброповзучості тощо. До цього ефекту відносяться такі технологічні процеси, як формоутворення, ущільнення, пресування непластичних порошкових матеріалів; змішування, фільтрування, обезводнювання вологих дисперсних матеріалів в харчовому виробництві [115].

3. Вплив, що характеризується зміною властивостей складових середовища і властивостей середовища в цілому. У даному випадку спостерігається зміна надмолекулярних і внутрішньомолекулярних зв'язків структури [126] як складових середовища, так і середовища в цілому. Рівняння зміщення середовища можна записати у вигляді:

$$x_i(t) = x_{i0}(t) + x_{ilH}(t) + x_{iC}(t), \tag{1.3}$$

де $x_{iC}(t)$ – переміщення, зв'язане із зміною структури складових середовища.

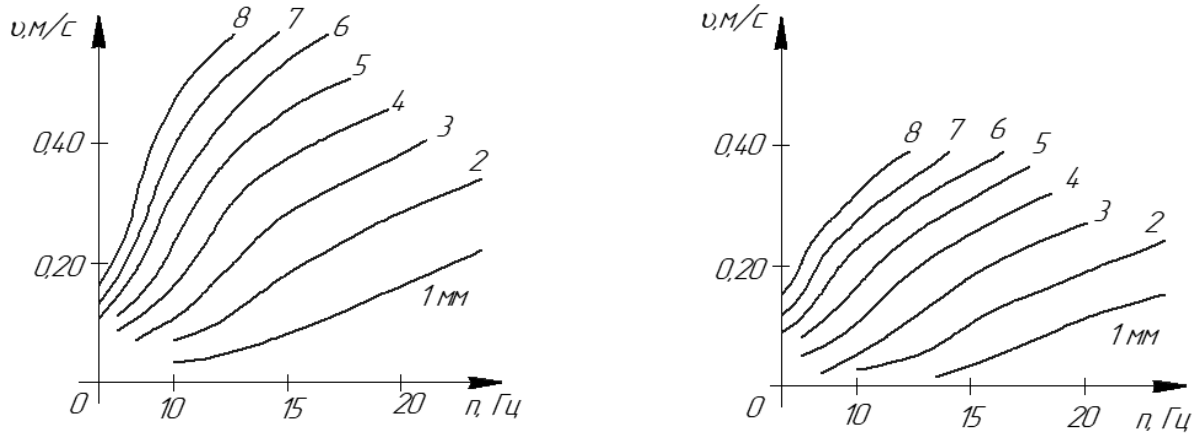
При даному виді впливу виникає ефект інтенсивної механічної взаємодії між частинками і об’ємами багатокомпонентних систем. До цієї групи ефектів відноситься розпушення сипучого середовища у вібруючих лотках і посудинах (утворення віброкиплячого шару) виникнення інтенсивних відносних коливань твердих частинок, що відрізняються за густиною і розмірами, в коливальній рідині або в сипучому середовищі. Руйнування (грохот) крупнокускових матеріалів (гірських порід) [127]; обробка матеріалів (різання, витяжка, штампування, калібрування, волочіння, прокатка). Абразивна обробка матеріалів (шліфування, полірування); доробка і зміцнення деталей [128].

У даний час із застосуванням вібраційних і ВУ процесів здійснюється широка номенклатура різних технологічних процесів для будівельних робіт [81], [130]. Проте, якщо прийняти за класифікацію ознаку головної, виконуваної в даному процесі, тоді можна виділити такі основні категорії операцій, за видами вібраційного і ВУ впливу: переміщення [123]; ущільнення (трамбування) [7]; руйнування (розпушення) [122], [130], занурення паль [131], [132] тощо.

Основними видами вібраційних транспортних операцій є переміщення по горизонталі або із невеликим підйомом (нахилом) [77], підйом по гвинтовому вантажонесучому органу або в установках спеціального пристрою [133], вібраційне завантаження і випуск із порожнин, бункерування [57].

Розглянемо основні залежності швидкості вібротранспортування при прямолінійних гармонічних коливаннях від таких параметрів режиму роботи ВМ, як амплітуда і частота коливань, а також кутів вібрації і нахилу робочого органу. На рисунку 1.1 представлено залежність швидкості транспортування еталонного насипного продукту (пісок, дрібнокусковий) із коефіцієнтом транспортабельності K=1 [132], [134], товщиною шару до 50 мм при горизонтальній установці вібраційної технологічної машини і куті вібрації 20° від частоти при різних амплітудах коливань.

Як видно із діаграм (див. рис. 1.1), чим більша амплітуда коливань, тим при більш низьких частотах досягаються екстремальні значення швидкості транспортування. Можна відмітити також, що із збільшенням амплітуди значення екстремальної швидкості переміщення підвищується.



а) б)

Рисунок 1.1 – Діаграми швидкості транспортування від параметрів режиму при прямолінійних гармонічних коливаннях:
а) – пісок; б) – дрібнокусковий насипний вантаж

Зіставляючи вид кривих залежності швидкості від частоти коливань з характером режиму вібротранспортування (безвідривний, відривний) [2], відмічено, що в області безвідривних режимів вібротранспортування із збільшенням частоти коливань відбувається повільне, але більш або менш рівномірне збільшення швидкості.

Стійкість таких земельних споруд, як насипи, дамби і греблі, у багатьох випадках визначається ретельністю ущільнення їх ґрунтів [2], [28]. Від цього залежить і довговічність зведених на них дорогих інженерних споруд – будівель, покриттів автомобільних доріг і аеродромів, верхньої будівлі залізничного шляху тощо. Разом з тим ущільнення в загальному технологічному процесі робіт є найбільш дешевим (5–6 % загальної вартості) і тому найрозповсюдженішим методом надання ґрунтам необхідної міцності і стійкості.

Для виконання робіт з ущільнення ґрунтів служать машини, які за принципом впливу на ґрунти можна розділити на такі типи, як катки, вібраційні та ВУ трамбувальні машини [2], [3], [135].

Трамбування – спосіб механічного ущільнення ґрунтів, який полягає в ударній дії на ґрунт вантажу, що падає вільно або з примусово розвиненою швидкістю.

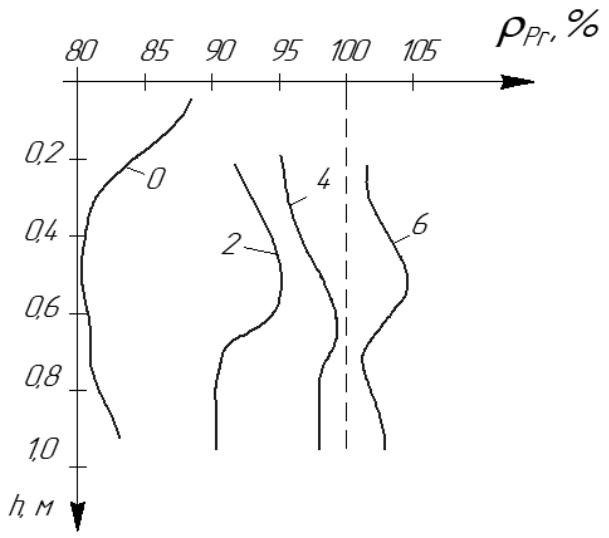


Рисунок 1.2 – Діаграми зміни якісних показників ущільнення: 0 – густина ґрунту до ущільнення; 2, 4, 6 – кількість проходок вібротрамбовки

У результаті удару в ґрунті з’являються напруження стиску, які обумовлюють ущільнення ґрунту.

На рисунку 1.2 представлені діаграми зміни якісних показників ущільнення ґрунту (гравій) від його глибини після ущільнюючої дії вібротрамбовок від двох, чотирьох і шести проходів.

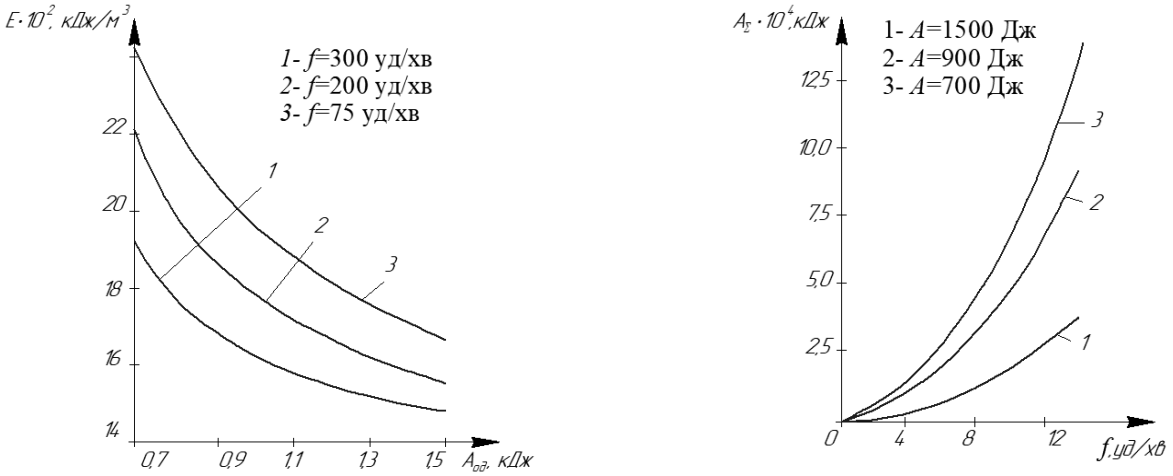
Із діаграми (рис. 1.2) видно, що при ВУ дії трамбування амплітудою збуджуючої сили 31 кН і частотою коливань 50 Гц густина ґрунту по Проктору [83], [136] підвищується на 10–20 % із глибиною ущільнення до 1,0 м. Глибина ущільнення такого трамбування складає 0,7 м. Після чотирьох проходів вібротрамбовки ступінь ущільнення зростає небагато, так що в більшості випадків чотири проходи є оптимальними.

До будівельного обладнання відносяться машини вібраційної і ВУ дії [3], [137], [138], які дозволяють значно підвищити ефективність вторинного подрібнення порід на відкритих гірничих роботах, різноманітних розгалужених земляних робіт мерзлих ґрунтів, попереднього розпушення мерзлих ґрунтів в умовах міської забудови. Застосування ВУ машин для руйнування гірських порід відкрило шлях, на якому суттєвий ріст продуктивності досягається не за рахунок нарощування потужності базових машин, а за рахунок збільшення енергії одиночних ударів, нарощування частоти ударів при повному використанні потужності базових машин [12], [139].

Активізація робочих органів ВУ машин шляхом прикладання різного роду імпульсних навантажень забезпечує створення високих динамічних зусиль, достатніх для руйнування матеріалів [130], [140]. Реалізація такого режиму роботи машини не вимагає суттєвих енергетичних витрат, тому що в часі хід, протягом якого накопичується енергія в активних робочих органах, невеликий.

На рисунку 1.3 а показано аналіз результатів експериментальних досліджень розпушення супіщаного ґрунту із температурою $t = -8{,}1$ °С симетричним клином при різній величині удару [17], [141]. Із діаграми (рис. 1.3 а) видно, що із збільшенням енергії одиночного удару енергоємність руйнування знижується, а також видно, що збільшення частоти ударів позитивно позначається на зміні енергоємності. Слід відмітити, що при частому прикладанні ударного навантаження відносний вклад гістерезисних релаксацій зменшується, тобто при такому режимі руйнування збільшення енергії одиночного удару стає ще більш ефективним.

Суттєвий інтерес для робочих органів з часто ударною дією представляє аналіз впливу частоти ударів на енергоємність руйнування мерзлих ґрунтів (рис. 1.3 б).



а) б)

Рисунок 1.3 – Діаграми залежності енергоємності руйнування супіщаного ґрунту від: а) – роботи одиничного удару; б) – частоти ударів

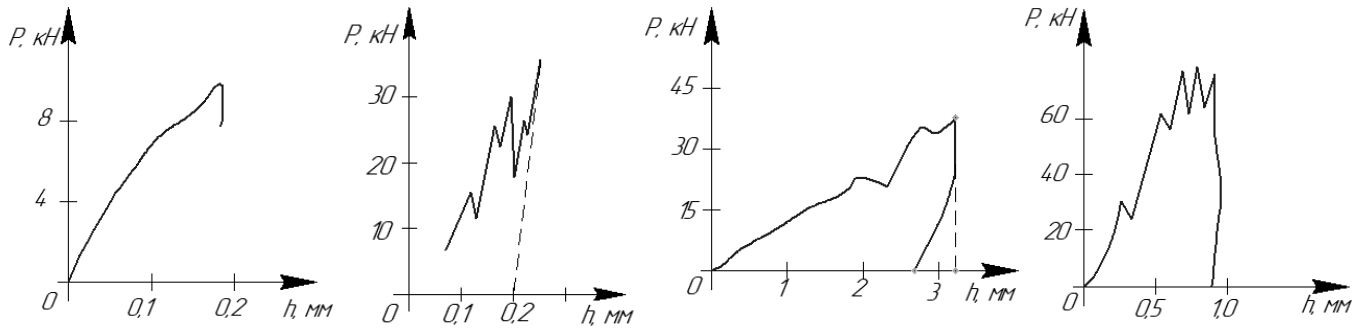
Із діаграми (див. рис. 1.3) випливає, що незалежно від роботи удару енергоємність руйнування з ростом частоти знижується, причому при нижчих значеннях роботи удару більш інтенсивніше. Звідси випливає, що при роботі машин ВУ дії з малою одиночною роботою удару необхідно всіляко збільшувати частоту ударів.

За способом занурення і взаємодії інструменту із породою до вібраційних і ВУ машин для руйнування порід також відносять машини по зануренню і витяганню паль

[3], [142]. Вібраційним зануренням прийнято називати занурення твердого тіла в опірне середовище під дією постійної і знакозмінної сил [116], [143].

Введенням знакозмінної складової можна суттєво знизити постійну складову сили, необхідну для ефективного занурення [132], [139]. Це дає можливість за допомогою вібраційних машин відносно невеликої маси занурювати переважно в піщані і глинисті ґрунти елементи, опір зануренню яких у багато разів перевершує силу тяжіння вібруючої системи. У випадках значної зміни властивостей ґрунту під дією вібрації, що має місце у водонасичених ґрунтах, можна добитися не тільки зниження необхідної для занурення постійної сили, але й енергії, що витрачається на занурення [3].

На рисунку 1.4 представлені графіки залежностей сили опору інструменту від глибини занурення. Діаграма на рисунку 1.4 а побудована при статичному вдавлюванні в граніт циліндричного штампу площею 2 мм^2 [131], [144].



а) б) в) г)

Рисунок 1.4 – Діаграми зміни сили опору породи після занурення в неї інструменту при статичному (а, б) і віброударному (в, г) вдавлюваннях:
а) – у граніт циліндричного штампу; б) – долотчастої коронки в сієніто-діорит;
в) – у граніт долотчастої коронки; г) – у граніт чотири перової коронки

Як видно із рисунку 1,4 а, для цих умов занурення при збільшенні сили опору *P* глибина занурення *h* до руйнування зростає практично за лінійним законом. Залежність представлена на рисунку 1.4 б, отримана при вдавлюванні в сієніто-діорит долотчастого інструменту діаметром 42 мм із кутом загострення леза 110° [144]. Особливістю процесу занурення інструменту в крихку породу в цьому випадку є

наявність стрибків сили занурення, які пояснюються крихким викришуванням частинок породи. Графіки залежностей, отримані при ударному зануренні в граніт долотчастою (рис. 1.4 в) і чотири перової [137], [144] коронок, мають аналогічний вигляд, але глибина занурювання зросла в 5–10 разів, що підтверджує ефективність використання ВУ навантажень.

1.2 Математичні методи моделювання технологічних процесів із застосуванням вібраційних і віброударних технологічних машин

Для моделювання технологічного процесу вібротранспортування в більшості використовують модель у вигляді матеріальної частинки [23], [145]. У цій моделі точкова маса (частинка) є найпростішою моделлю реальних твердих і сипучих тіл, що переміщуються або оброблюються на вібруючих поверхнях вібраційних машин і пристроїв [2], [123]. На рисунку 1.5 представлена розрахункова схема руху вантажу на похилій площині у вигляді матеріальної точки із зосередженою масою m. Диференціальне рівняння відносного руху частинки у осях xOy, жорстко зв'язаних із вібруючою площиною, у розглянутому випадку мають вигляд (вісь Ox направлена вздовж, а вісь Oy – поперек площини):

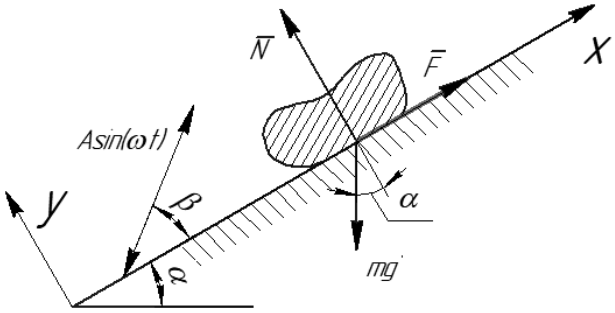


Рисунок 1.5 – Розрахункова схема вібропереміщення вантажу

$$\begin{cases} m\ddot{x} = mA\omega^2 \cos\beta \sin\omega t - mg\sin\alpha + F; \\ m\ddot{y} = mA\omega^2 \sin\beta \sin\omega t - mg\cos\alpha + N, \end{cases} \tag{1.4}$$

де A і ω – відповідно амплітуда і частота коливань площини; β – кут нахилу траєкторії коливань відносно площини (кут вібрації); α – кут нахилу площини до горизонту; g – прискорення вільного падіння; N – нормальна реакція; F – сила опору руху частинки, яку спочатку будемо вважати силою сухого Кулонового [146] тертя.

При русі частинки по вібруючій поверхні ($y \equiv 0$):

$$F = \begin{cases} -fN, \dot{x} > 0; \\ fN, \dot{x} < 0, \end{cases} \tag{1.5}$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання, а нормальна реакція визначається із (1.4):

$$N = N(t) = mg\cos\alpha - mA\omega^2 \sin\beta \sin\omega t. \qquad (1.6)$$

Частинка може рухатись без відриву від поверхні («без підкидання»), якщо $N(t)>0$, тобто:

$$w = \frac{A\omega^2}{g}\frac{\sin\beta}{\cos\alpha} \le 1, \qquad (1.7)$$

де w – параметр перевантаження [3].

При відносному спокої частинки на поверхні ($\dot{x} \equiv 0$, $y \equiv 0$) сила сухого тертя $F=F^{(0)}$ знаходиться не з (1.2), а з (1.1):

$$F = F^{(0)}(t) = mg\sin\alpha - mA\omega^2 \cos\beta \sin\omega t. \qquad (1.8)$$

Стан відносного спокою при цьому зберігається до тих пір, поки виконується умова:

$$-f_1 N(t) < F^{(0)}(t) < f_1 N(t), \qquad (1.9)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя спокою; зазвичай $f_1 \ge f$.

Рівняння ковзання частинки по поверхні ($y \equiv 0$) отримується із (1.4) з врахуванням (1.5) і (1.6):

$$\ddot{x}(t) = -g\frac{\sin(\alpha \pm \rho)}{\cos\rho} + A\omega^2 \frac{\cos(\beta \mp \rho)}{\cos\rho}\sin\omega t, \qquad (1.10)$$

де $\rho = arctg(f)$ – кут тертя ковзання; верхні знаки відповідають ковзанню частинки вперед ($\dot{x} > 0$), а нижні – назад ($\dot{x} < 0$). Рівняння польоту частинки ($y>0$) отримуємо з (1.4) при $N \equiv F \equiv 0$.

До приведених співвідношень необхідно додати рівності, що визначають закон зміни відносної швидкості при її співударянні із поверхнею на основі гіпотез Ньютона [93], [147].

При визначених умовах крім сили сухого тертя необхідно, щоб були враховані і сили в'язкого опору руху частинки в навколишньому її середовищі. При цьому використовують дві гіпотези: в одному випадку сила опору вважається пропорційною

першій або більш високим степеням відносної [85], [123], а в іншій – абсолютній швидкості руху частинки [3], [123].

Формула (1.10) для визначення середньої швидкості руху частинки дає задовільне якісне пояснення, а в багатьох випадках і якісний опис основних закономірностей поведінки реальних тіл у вібраційних машинах і пристроях.

Найбільш широко використовують моделі типу систем твердих тіл [20], [148], які є найбільш широко вживаними. Такі моделі доцільно застосовувати у випадку, коли необхідно спрогнозувати поведінку сипучого середовища за областю експерименту або передбачити поведінку характеристик, важко вимірюваних в експерименті. У даних моделях суцільне середовище описується системою, яка складається із системи твердих тіл, які зв'язані взаємно і між собою і з поверхнею лотка за допомогою стандартних елементів лінійної пружності, лінійної в'язкості, сухого тертя з постійними коефіцієнтами і простішими ударними елементами [134], [149]. Такі моделі дозволяють отримати загальний розв'язок, поетапно використовуючи розв'язки лінійних систем. Число мас пружних, в'язких, ударних елементів сухого тертя визначає число постійних, що належить визначити із експерименту. Із збільшенням числа елементів зростає точність опису експериментальних результатів. Такі моделі здатні описувати з достатньою точністю усі необхідні залежності $K_r = K_r(\bar{a})$, де вектор $\bar{a}$ – сукупність усіх параметрів, що впливають на *K*, тобто простір параметрів, в якому ведеться експеримент. Розв'язок диференціальних рівнянь руху дає теоретичне значення K_r^T. Але ці значення залежать від чисельних значень параметрів моделі c_s. Їх визначають, мінімізуючи квадратичну помилку між експериментальними значеннями $K_r^Э(\bar{a}_i)$ і теоретичними значеннями $K_r^T(\bar{a}_i)$, підрахованими при тих же комбінаціях параметрів $\bar{a}_i$, при яких маємо експериментальні результати:

$$J = \sum_{r=1}^{N} p_r \sum_{i=1}^{n} \frac{\gamma_i \left[K_r^Э(\bar{a}_i) - K_r^T(\bar{a}_i) \right]^2}{\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n} K_r^Э(a_i) \right]^2}, \qquad (1.11)$$

де γ_i – коефіцієнт, що враховує важливість збігання теоретичних значень в i-й точці. Якщо точність апроксимації повинна бути однаковою, тоді γ_i=1. У знаменнику приведений квадрат середнього значення показника для нормування і можливості сумування помилок по всіх N показниках K_r. Питома вага p_r, яка враховує важливість кожного показника K_r точніше, важливість більш точної апроксимації цього K_r. Постійні моделі c_s визначаються мінімізацією J із системи рівнянь [149]:

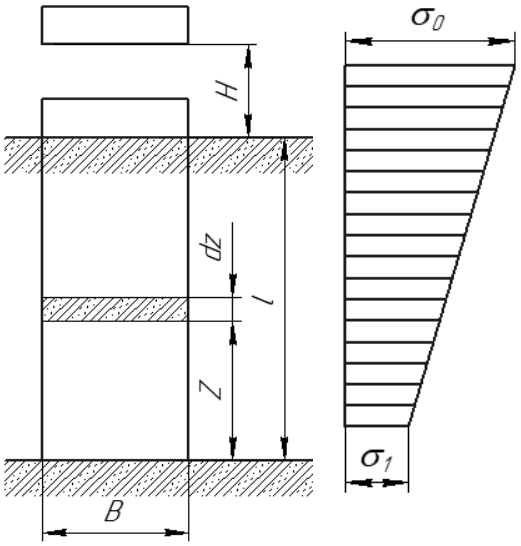
$$\frac{\partial J}{\partial c_s} = 0,\ S = 1, 2, \ldots, S. \tag{1.12}$$

Провести аналітичний розрахунок можливо тільки для моделей, які не містять елементів сухого тертя і ударних елементів [123], [134], [149]. Проте саме ці елементи є визначними при дослідженні вібраційних переміщень. Тому застосовують процедуру пошуку екстремуму в S-вимірному просторі параметрів c_s. Застосовуючи цю процедуру, проводять розв’язання системи диференціальних рівнянь моделі чисельно на тих же комп’ютерних системах для кожної обраної комбінації параметрів a_i. Це модельне представлення має недолік, який полягає у великій трудомісткості отримання практичних рекомендацій, тому що доводиться розв’язувати систему диференціальних рівнянь. Більше того, це модельне представлення не дозволяє досліджувати процес вібраційного транспортування в залежності від реологічних параметрів вантажу, а саме пружних, в’язкісних і пластичних характеристик [150], [151].

Для моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів методом трамбування [73], [152] використовують енергомеханічну модель [153], [154], в якій матеріал ґрунту, що ущільнюють, приймається лінійно-деформованим тілом і характеризується модулем пружності E, а процес ущільнення розглядається як деформація ізольованого стовпа матеріалу площею, що дорівнює площі робочого органу, і висотою, яка дорівнює товщині шару, що ущільнюють (рис. 1.6 а). Більше того розподіл напружень по глибині шару, що ущільнюють, наближено приймається таким, який підкоряється лінійному закону по епюрі на рисунку 1.6 б. При цьому приймається, що вся кінетична енергія системи «трамбувальна машина – матеріал, що

ущільнюють» повністю переходить в потенційну енергію деформації, а нижній шар матеріалу, що ущільнюють, лежить на абсолютно жорсткій основі.

Тоді потенціальна енергія деформації для елементарного шару ґрунту, що ущільнюють, товщиною *dz* (див. рис. 1.6 а) буде [155], [156]:



а) б)

Рисунок 1.6 – Розрахункова схема поверхневого ущільнення ґрунту

$$dU = \frac{\sigma_z^2 F}{2E} dz, \qquad (1.13)$$

де F – площа робочого органу машини; E – модуль пружності.

Напруження в елементарному шарі σ_z знаходиться з епюри розподілу напружень по глибині шару (див. рис. 1.6 б):

$$\sigma_z = \frac{z}{l}\sigma_0\left(1-\frac{1}{\alpha}\right)+\frac{\sigma_0}{\alpha}, \qquad (1.14)$$

де σ_z – максимальне напруження на поверхні матеріалу, що ущільнюється; α – відношення величини напруження в граничних верхніх і нижніх шарах матеріалу, що ущільнюють; l – товщина матеріалу, що ущільнюють.

Із (1.13) і (1.14) повна потенціальна енергія деформації стовпа матеріалу, що ущільнюють [145]:

$$U = \int_0^l \frac{\sigma_z^2 F}{2E} dz = \frac{F\sigma_0}{2E}\int_0^l \left(\frac{1}{l}\left(1-\frac{1}{\alpha}\right)+\frac{1}{\alpha}\right)^2 dz = \frac{Fl\sigma_0^2}{6E}\left(1+\frac{1}{\alpha}+\frac{1}{\alpha^2}\right). \qquad (1.15)$$

Кінетична енергія системи «трамбуюча машина – матеріал, що ущільнюють» [140], [157]:

$$A = \frac{m_3 v^2}{2}, \qquad (1.16)$$

де $m_3=m+m_{10}$ – загальна маса системи, в якій m – маса робочого органу, а $m_{10} = \frac{1}{3}Fl\rho$ – зведена маса стовпа ґрунтового матеріалу, що ущільнюють, при закріпленні його

нижнього кінця [158]; $v = v_0 \dfrac{m}{m + \dfrac{1}{3} Fl\rho}$ – загальна швидкість системи, на основі теорії удару [157], [159], а $v_0 = \sqrt{2gH}$ – швидкість робочого органу в момент його контакту з поверхнею матеріалу, що ущільнюють, при вільному падінні з прискоренням вільного падіння g з висоти H [24], [37].

Прирівнюючи вирази (1.15) та (1.16) по закону збереження енергії [160], [161], після перетворень:

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{6HE\rho g}{1 + \dfrac{1}{\alpha} + \dfrac{1}{\alpha^2}} \cdot \frac{3\beta^2}{3\beta + 1}}, \tag{1.17}$$

де $\beta = m/m_1$.

Для забезпечення високого ККД трамбувальної машини необхідно, щоб $\beta >> 1$ і припустивши рівномірний розподіл напружень по глибині шару, що ущільнюють, ($\alpha = 1$) із (1.17) отримано:

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{2mgHE}{Fl}}. \tag{1.18}$$

Таким чином, максимальне напруження на поверхні матеріалу, що ущільнюють, залежить від основних параметрів робочого органу трамбувальної машини: його маси m, висоти падіння H та площі F. Недоліком такої методики моделювання [73], [152] є допущення не пружності удару [38], [162], а також те, що не враховується зміцнення матеріалу в процесі його деформації, як наслідок отримується значна розбіжність між результатами моделювання й експериментальними даними [106].

При математичному моделюванні технологічного процесу руйнування гірської породи технічними гірничоруйнівними системами [128], [139], [163] враховуються параметри хвильових процесів [51], [164], [165]. При динамічному навантаженні робочого середовища в останньому виникають хвилі деформацій (напружень) і напружено-деформований стан середовища, що руйнується, має коливально-хвильовий характер [129], [166], [167]. Важливою особливістю динамічного

руйнування робочих середовищ є поєднання послідовного утворення і переміщення в ґрунті хвиль від одиничних сколів (ударів) гірської породи, тобто вимушених коливань і у проміжках між сколами утворення і переміщення хвиль від власних коливань робочого середовища [92], [167].

Динамічне навантаження робочого середовища, яке виражається напруженням, що виникає у гірській породі, є суперпозицією таких процесів [168]:

$$\sum\sigma = \sigma_{BM} + \sigma_{BX} + \sigma_{BK}, \tag{1.19}$$

де $\sigma_{BM}(x,t) = a\left(\frac{t}{x}\right)^{\upsilon-1} + b\left(\frac{t}{x}\right)^{2\upsilon} + c\left(\frac{t}{x}\right)^{\upsilon(1-R)}$ – напруження, що виникає від ударів (одиночних сколів гірської породи) при взаємодії робочих органів з гірською породою, що руйнують; тут a, b, c – коефіцієнти, що характеризують параметри розповсюдження ударної хвилі в гірській породі [169]; R – коефіцієнт бокового тиску [158]; υ – стала, що визначає характер розповсюдження напружень (форму фронту хвилі) в робочому середовищі; $\sigma_{BX} = \rho u\ddot{x}(t)$ – напруження, яке виникає від хвильового навантаження власних коливань робочого середовища від хвилі, що розповсюджується вздовж позитивного напрямку осей і в зворотному напрямку; тут u – швидкість розповсюдження хвиль деформацій (напружень) [170]; ρ – густина робочого середовища; $x(t)$ – функція коливання дисперсних частинок гірської породи [58]; $\sigma_{BK} = \frac{4F}{\pi a^2}$ – напруження, яке виникає від власних коливань часток ґрунту: тут F – квазіпружна сила при власних коливань часток робочого середовища [158]; a – розмір дисперсної частинки гірської породи.

Таким чином вимушені хвилі розповсюджуються на значну відстань, що залежить від енергії удару, а власні хвилі і коливання затухають за час, що вимірюється порядком сотих і тисячних секунди.

Такий підхід до моделювання дозволяє визначати напруження в гірській породі в цілому, що усереднює поточні значення розподілених напружень й деформацій, а це у свою чергу унеможливлює дослідження зміни напружено-деформаційного стану гірської породи в перерізі.

При моделюванні технологічного процесу занурення паль [131], [171] для опису усіх факторів, що впливають на процес занурення паль, використовують параметр, який характеризує несучу здатність палі [24], [172], [173], яка рівна загальному опору $P_{заг}$ і складається із лобової сили опору занурення палі $P_{лоб}$ і сили $P_{біч}$, що діє на бічну поверхню палі,

$$P_{заг} = \frac{1}{k}\left(P_{лоб} + \lambda P_{біч}\right), \tag{1.20}$$

де k – коефіцієнт безпеки, що залежить від властивостей ґрунту; λ – коефіцієнт зменшення опору для частини стовбуру палі; $P_{лоб}$ – сила опору лобової частини занурення палі

$$P_{лоб} = \frac{\varepsilon f \pi d^3}{4\sin 2\beta}\left(\sin\beta + \mu\cos\beta\right), \tag{1.21}$$

де ε – коефіцієнт стиснення ґрунту; f – коефіцієнт пасивної здатності ґрунту до стиснення; d – діаметр палі; β – половина кута загострення; μ – коефіцієнт тертя палі по ґрунту.

При $k = 1$ в (1.20) виходить формула загального опору палі при її зануренні. Недолік математичної моделі (1.20) та (1.21) полягає в тому, що вона не враховує умови утворення і розподілу ущільненої зони під вістрям і навколо палі, у зв’язку з чим є значна розбіжність між експериментальними і розрахунковими значеннями [24], [174].

Найбільш наближені результати математичного моделювання технологічного процесу занурення паль до експериментальних, дає енергомеханічна модель [175], [176] із використанням експериментальних табличних значень нормального напруження, що характеризує міцністні властивості ґрунту [136].

На рисунку 1.7 показано схему технологічного процесу занурення палі 2 в ґрунт падаючим вантажем 1, де m_1, m_2, G_1, G_2 – відповідно маси і ваги падаючого вантажу 1 і палі 2, H – висота падіння вантажу.

Технологічний процес занурення палі в ґрунт містить також три етапи: вільне падіння вантажу; співударяння мас вантажу і палі; процес занурення палі в ґрунт. Вантаж, падаючи з висоти H, набуває швидкості і наносить удар по нерухомій палі.

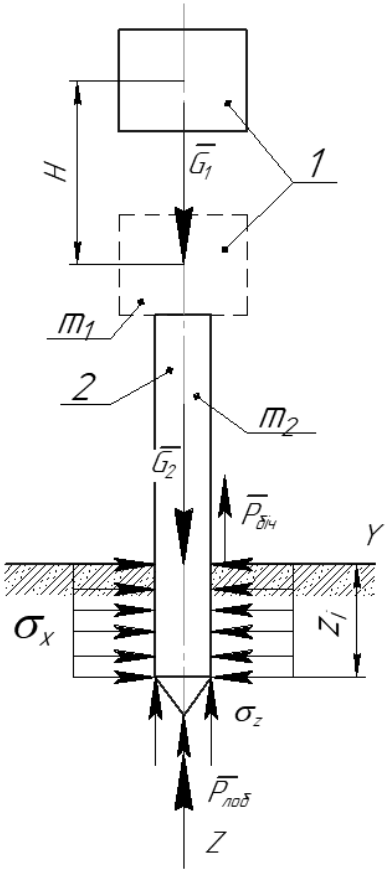


Рисунок 1.7 – Розрахункова схема технологічного процесу занурення паль

Розглядаючи етап взаємодії мас m_1, m_2 як непружний удар, вважається, що після співударяння вони рухаються як єдина маса із швидкістю U_2, яка визначається за формулою [177]:

$$U_2 = V_2 + (1+K)\frac{m_1}{m_1+m_2}(V_1 - V_2), \qquad (1.22)$$

де V_2 – швидкість перед ударом (V_2=0).

Для палі, як для тіла, що здійснює поступальний рух в ґрунті, може бути записане основне рівняння динаміки:

$$(m_1+m_2)\ddot{z} = G_1 + G_2 - P_{лоб} - P_{біч}, \qquad (1.23)$$

де $P_{лоб} = \sigma_z A_1$ – лобова сила опору занурення палі, $P_{біч} = f\sigma_x A_2$ – сила опору занурення палі, що діє на її бічну сторону, при цьому A_1, A_2 – площі поперечного перерізу і бічної поверхні палі відповідно; f – коефіцієнт тертя палі об ґрунт; σ_x, σ_y – горизонтальна і вертикальна складові нормальних напружень, що характеризують міцністні властивості ґрунту і визначаються з таблиць [136], [175], [176].

Розв'язком диференціального рівняння (1.23) є зміна переміщення $z(t)$ і швидкості $\dot{z}(t)$ руху палі в ґрунті [178]:

$$z(t) = \left(z_0 - \frac{B_1}{\omega^2}\right)\cos(\omega t) + \frac{U_2}{\omega}\sin(\omega t) + \frac{B_3}{\omega^2}; \qquad (1.24)$$

$$\dot{z}(t) = -\left(z_0 - \frac{B_1}{\omega^2}\right)\omega\sin(\omega t) + U_2\cos(\omega t), \qquad (1.25)$$

де $\omega = 2\sqrt{\frac{\sqrt{A_1}\sigma_x f}{m_1+m_2}}$ – коливальна частота палі під час процесу занурення.

Математична модель (1.24) і (1.25) описує коливальний характер руху палі, але не враховує впливу дисипативних складових сил опору ґрунту під час занурення палі, а це у свою чергу не дозволяє описувати затухаючий вид коливань. Більше того така

математична модель не дозволяє враховувати вплив конструктивних і геометричних параметрів палі і ударного пристрою, що не дозволяє визначати їх напружено-деформований стан.

1.3 Аналіз конструктивних та технологічних параметрів вібраційних і віброударних технологічних машин

ГВ та ГВУ технологічні машини застосовуються практично в усіх галузях промисловості. Висока ефективність цих процесів забезпечується завдяки реалізації найоптимальніших силових впливів на об’єкт обробки, а також досягнення в результаті цього необхідних внутрішніх фізико-механічних параметрів для реалізації поставленої технологічної задачі.

Для розробки загальних принципів створення ГВ та ГВУ технологічних машин, що використовуються для будівельних робіт, подальшого розвитку теорії, правильного вибору типів і параметрів відповідно до умов експлуатації, необхідна розгорнута класифікація цих машин. На рисунку 1.8 представлена конструктивно-технологічна класифікація, що передбачає визначення застосування ГВ та ГВУ технологічних машин для виконання того чи іншого робочого процесу (транспортування, ущільнення, руйнування, занурення тощо) із визначенням конструктивних особливостей їх робочих органів. Також на рисунку 1.8 представлено структурну класифікацію, яка характеризує загальні принципові особливості будови ГВ та ГВУ технологічних машин і характер взаємодії їхніх робочих органів з оброблюваним середовищем.

У працях [2], [142], [133] описано модель функціональної схеми ГВ та ГВУ гідравлічних технологічних машин (рис. 1.9), що достатньою мірою відображає запропоновану конструктивно-технологічну класифікацію (див. рис. 1.8), а також дозволяє оцінити ступінь повноти розроблюваних математичних моделей цього класу систем [142].

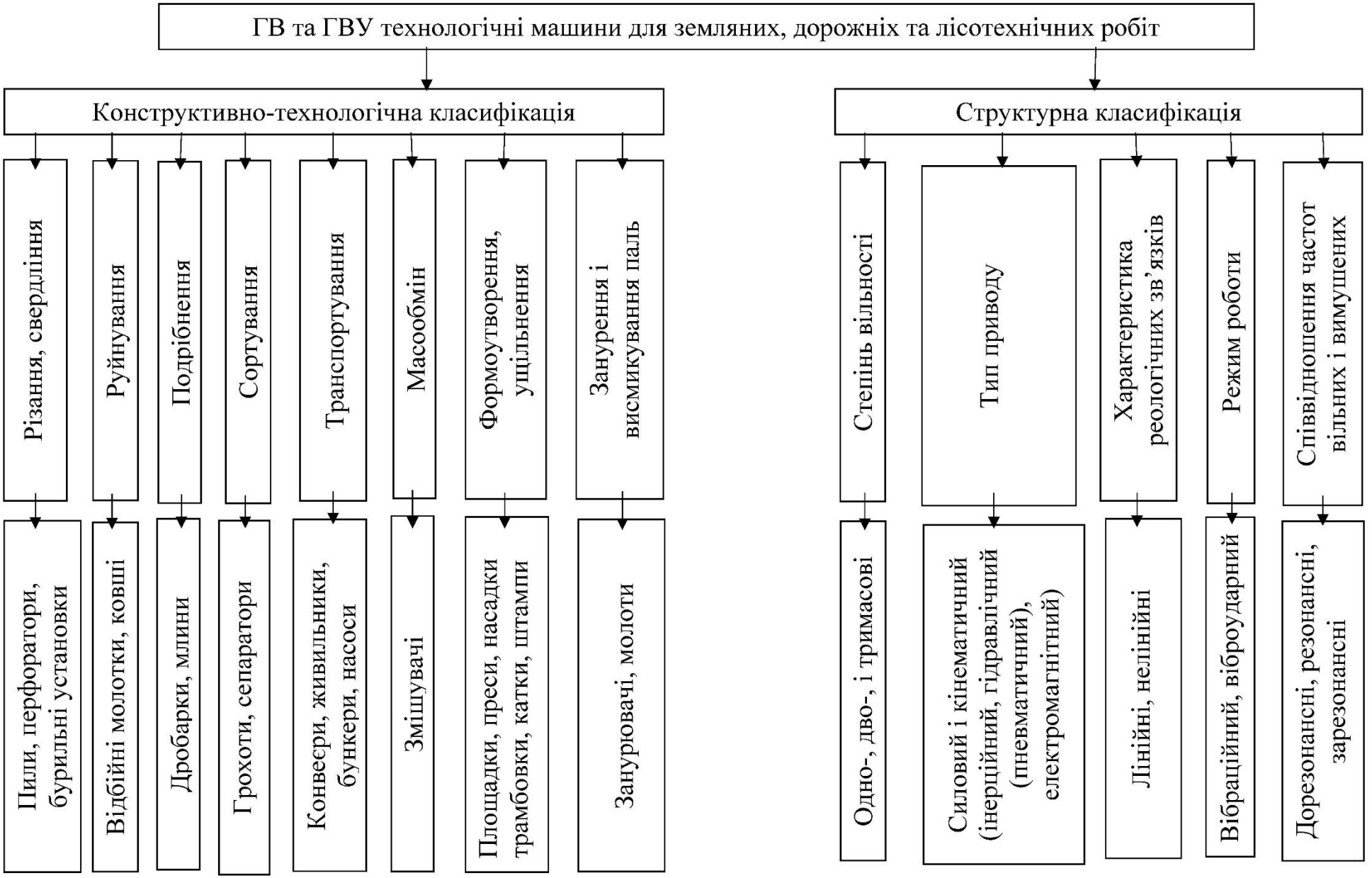
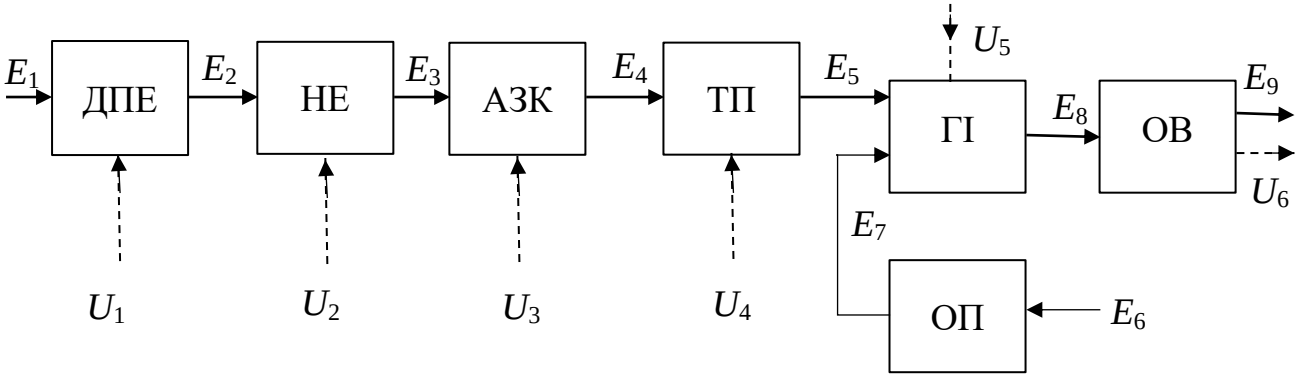


Рисунок 1.8 – Класифікаційні ознаки ГВ та ГВУ технологічних машин у будіндустрії

Така модель функціональної схеми (див. рис. 1.9) включає в себе: джерело-перетворювач енергії (ДПЕ); накопичувач енергії (НЕ), апаратуру захисту і керування системи (АЗК); трансформуючий пристрій (ТП) для зміни параметрів потоку енергії без її перетворення; генератор імпульсів (ГІ) для перетворення потоку енергії, що підводиться із одного виду в другий і формування імпульсів високої потужності, об'єкт взаємодії (ОВ) і опорний пристрій (ОП) для забезпечення можливості передачі імпульсів енергії від генератора до об'єкта взаємодії.



E_1, …, E_9 – енергетичні (силові, кінематичні) зв'язки (вплив); U_1, …, U_9 – інформаційні зв'язки (керуючі впливи)

Рисунок 1.9 – Узагальнена модель функціональної схеми
ГВ та ГВУ технологічних машин

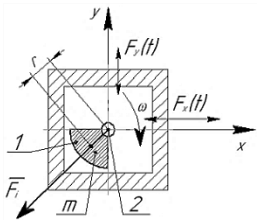
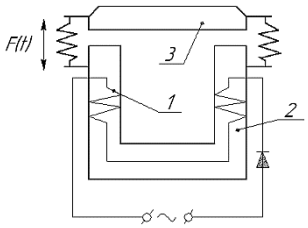
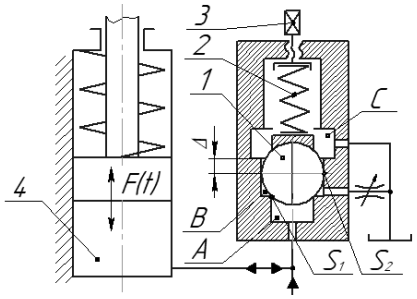
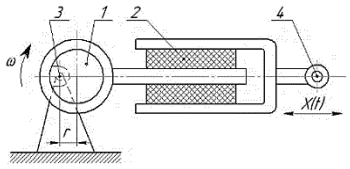
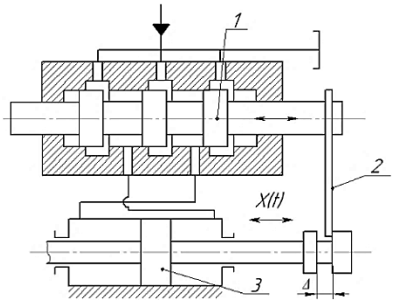
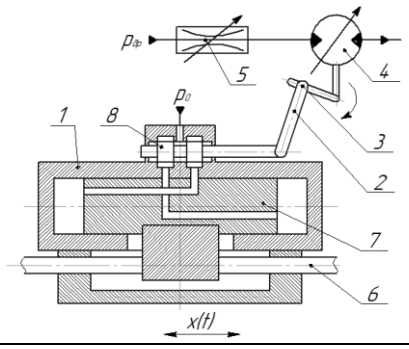
Функціональні блоки на рисунку 1.9 можуть бути охарактеризовані такими технологічними конструктивними елементами: до джерел перетворювачів у імпульсних приводах можна віднести різноманітні напірні насоси, наприклад шестеренного типу [51], де у вигляді інформаційного впливу $E_1 = Q$ виступає регулювальне значення витрат [51], [144]; накопичувачем енергії може виступати або порожнина виконавчого гідроциліндра або гідроакумулятор [137], [179], де у вигляді інформаційного впливу $E_2 = V$ виступає значення робочого об'єму [6]; до апаратури захисту і керування системи можна віднести різноманітні муфти [180] і запобіжні клапани [105], де у вигляді інформаційного впливу виступає матриця $E_3 = |M \quad P|$ регулювальних значень максимального крутного моменту M на приводному валу напірного насоса [181] і максимальний тиск P спрацювання запобіжного клапану в

системі імпульсного приводу; до трансформуючого пристрою можна віднести різноманітні гідророзподільники [182], що характеризуються матрицею керування $E_4 = |E_{41}, E_{42}, \dots E_{4n}|$, де $E_{41}, E_{42}, \dots E_{4n}$ – положення розподільного плунжера; до опорного пристрою можна віднести різні типи станин і супортів [16], до якого кріпиться імпульсний привід, інформаційний вплив E_6=S, характеризується технологічним параметром подачі S; об'єктом взаємодії при вібраційній і ВУ обробці виступають різного роду гірничі, будівельні і харчові матеріали [132], [183], інформаційний вплив яких характеризується матрицею якісних параметрів $E_9 = |E_{91}, E_{92}, \dots E_{9k}|$ вихідної продукції.

Однією з головних класифікаційних ознак вібраційних та ВУ технологічних машин, яка визначає тип і характер силового навантаження на робочий інструмент, є привід машини [84], [184]. Усі приводи вібраційних та ВУ технологічних машин поділяються на два типи: силовий і кінематичний [185]. Силовий привід – це привід коли до виконавчої ланки вібраційних та ВУ технологічних машин прикладається збуджуюча сила, що не залежить від координат стану системи і її похідних в цілому [27]. До силового типу приводів належать найбільш поширені інерційні, електромагнітні і гідравлічні (пневматичні) приводи із пульсаційним віброзбуджувачем (табл. 1.1). До кінематичного приводу належать вібраційні та ВУ технологічні машини до виконавчої ланки яких прикладаються переміщення, які не залежать від координат системи і її похідних в цілому [186]. До цього типу приводів належать приводи із ексцентриковим збуджувачем, а також гідравлічні приводи із слідкуючими і автоколивальними віброзбуджувачами [11], [133] (див. табл. 1.1).

В інерційних приводах збуджуюча сила утворюється в наслідок однієї або декілька незрівноважених мас, які називаються дебалансами (див. табл. 1.1). Ця сила в своїй основі має відцентрову силу F_i, яка виникає при обертанні валу 2 з кутовою швидкістю ω, на якому встановлена неврівноважена маса m (дебаланс) 1.

Таблиця 1.1 – Класифікація і характеристика приводів вібраційних та ВУ машин

Вид приводу	Тип приводу	Тип віброзбуджувача	Конструктивна схема віброзбуджувача	Характеристика закону руху робочого органу вібраційних та ВУ машин
Силовий	Інерційний	Дебаланс		$F_i(t)=A\sin(\omega t+\varphi_i)$; $A=mr\omega^2$
	Електромагніт	Електромагніт		$F(t)=-F_0+$ $+\sum_{i=1}^{2}(-1)^n F_i\cos i\omega t$; $U=U_0\sin\omega t$
	Пульсаційний гідропривід	Клапан-пульсатор		$F(t)=F_1+A_0+$ $+\frac{2}{T}\sum_{i=1}^{\infty}(A_i\cos(i\omega t)+$ $+B_i\sin(i\omega t))$; $F(t)=\frac{S}{t_p}+2\sum_{i=1}^{\infty}\frac{S}{i\pi t_p}\sin(\frac{\pi i}{\omega})\cos(\frac{2\pi i}{t_з+t_p}t)$
Кінематичний	Ексцентриковий	Ексцентрик		$x(t)=A\sin\omega t$; $A=r$
	Автоколивальний гідропривід	Гідророзподільник із зворотним зв'язком		$x(t)=\Delta\times$ $\times\sum_{i=1}^{n}A_i\sin\left(i\omega t+(2i-1)\frac{\pi}{2}\right)$; $A_i=f(p_0, p_{зл}, F, \mu_\Delta)$
	Слідкуючий гідропривід	Гідророзподільник із жорстким від'ємним зворотним зв'язком		$x(t)=\eta\times$ $\times\sum_{i=1}^{n}A_i\sin\left(it-\theta_i+(2i-1)\frac{\pi}{2}\right)$; $A_i=f(p_0, p_{зл}, F, \mu_\Delta)$.

При відстані r збуджуюча сила рівна $mr\omega^2$. Функція проекції збуджуючої сили має гармонічну форму і рівна: $F_i(t)=A\sin(\omega t+\varphi_i)$, де $A=mr\omega^2$, i – вісь проекції, φ_i – зсув фази.

Інерційний привід є найбільш розповсюдженим механічним приводом вібраційних та ВУ технологічних машин через: простоту своєї конструкції, низьку вартість, високе співвідношення амплітуди збуджуючої сили до маси дебаланса (1000 Н/кг), широкий діапазон частоти вібрацій (0,01 – 1000 Гц) тощо [34], [187]. Основні недоліки машин з інерційним приводом: значний шум, необхідність надійної віброізоляції, низька експлуатаційна надійність елементів привода, складність регулювання робочих параметрів під час технологічного процесу.

В ЕМ приводі збуджуючі сили утворюються в результаті дії змінного у часі магнітного поля на феромагнітні тіла [180], [188]. При змінному струмі навантаження змінюються в часі, збуджуючи коливання якоря і прикріпленого до нього робочого органу вібраційних або ВУ технологічних машин. Функція збуджуючої сили в ЕМ приводі має також гармонічну форму [189], [190] $-F(t)=-F_0+\sum_{i=1}^{2}(-1)^n F_i\cos i\omega t$, де $F_i=f(U, z_1, S, \mu_0)$ – складові сили в ЕМ збуджувачі; $U=U_0\sin\omega t$ – напруга мережі; z_1 – число витків обмотки змінного струму; ω – частота змінного струму; S – площа торцевого перерізу серцевини; μ_0 – магнітна проникність повітря. Основними перевагами ЕМ віброзбуджувачів є [16], [191]: простота регулювання вібрації і можливість її регулювання автоматично при роботі вібраційних або ВУ технологічних машин; надійність і довговічність, що зумовлено відсутністю у віброзбуджувачі пар тертя; можливість застосування в одній або декілька ЕМ віброзбуджувачів без спеціальних заходів самосинхронізації. До недоліків ЕМ приводів можна віднести: порівняно велика маса, що припадає на одиницю амплітуди створеної сили; мала амплітуда переміщення, що зумовлено обмеженням допустимого значення повітряного зазору між якорем і серцевиною ЕМ.

У приводу із ЕВ [192] ведуча ланка 1 має цілком визначений рух, який залежить тільки від геометричних розмірів (ексцентриситету – r) (див. табл. 1.1). ЕВ не повинен накладати жорстких зв’язків на рух робочого органу вібраційних або ВУ

технологічних машин, тому в механізм приводу для отримання необхідного ступеня рухомості вводять деформуючі елементи 2. Функція переміщення робочого органу В або ВУ технологічних машин 4 також відбувається за гармонічним законом: $x(t)=A\cdot\sin\omega t$, де $A=r$ – ексцентриситет приводу, ω – кутова швидкість вала 3 на якому розташований ексцентрик 1. Привід із ЕВ найраціональніше використовувати в низькочастотних коливальних системах. Цей тип приводу здатен створювати великі збуджуючі сили при невисоких частотах коливання. При підвищених частотах коливань ЕВ використовують тільки у зрівноважених системах, що працюють на резонансних режимах, де сили інерції робочих органів машини практично повністю зрівноважені і на підшипники передаються незначні навантаження.

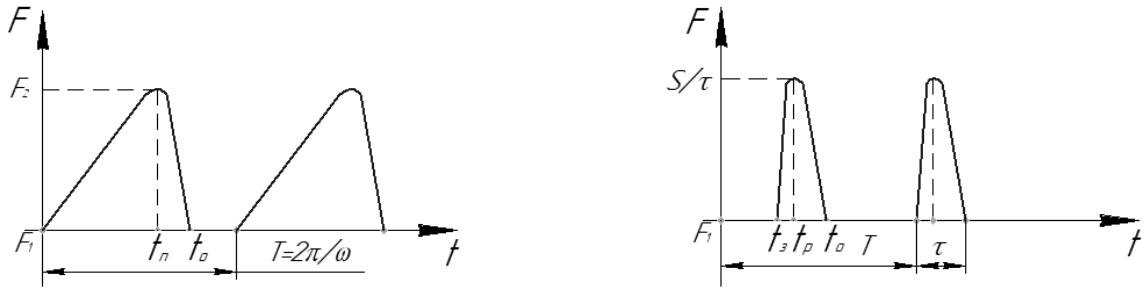
Останнім часом широкого застосування набуває використання ГП [11], [51], [180], який має високу питому потужність, більшу довговічність і здатність плавного регулювання вібрацій в широких межах. У АВ періодична збуджуюча сила створюється при живленні від магістралі постійного тиску внаслідок наявності спеціальної системи, яка автоматично здійснює підведення і відведення робочої рідини. Функція зміни переміщення робочого органу має полігармонічну форму [154]: $x(t)=\Delta\sum_{i=1}^{n}A_i\sin\left(i\omega t+(2i-1)\frac{\pi}{2}\right)$, де $A_i=f(p_0, p_{зл}, F, \mu_Д)$; p_0, $p_{зл}$ – тиск в напірній і зливній порожнинах відповідно; F – площа нижньої основи поршня гідроциліндра робочого органу; $\mu_Д$ – коефіцієнт витрат через щілину золотника.

У наступних віброзбуджувачів ГП є жорсткий зв'язок по переміщенню між розподільником і робочим органом вібраційних та ВУ технологічних машин [180], [193], [194]. Функція зміни переміщення робочого органу має полігармонічну форму [195]: $x(t)=\eta\sum_{i=1}^{n}A_i\sin\left(it-\theta_i+(2i-1)\frac{\pi}{2}\right)$, де $A_i=f(p_0, p_{зл}, F, \mu_Д, \omega)$; p_0, $p_{зл}$ – тиск в напірній і зливній порожнинах відповідно; F – площа нижньої основи поршня гідроциліндра робочого органу; $\mu_Д$ – коефіцієнт витрат через щілину золотника; ω – частота коливань генератора синусоїдальних коливань; η – коефіцієнт спотворення нелінійних вимушених коливань.

Слід зазначити, що до силових приводів вібраційних та ВУ технологічних машин відноситься ГП із ПВ [11], [48], [109]. ПВ за принципом збудження діляться на дві групи – з насосами-пульсаторами [137] і з клапаном-пульсатором, який створює пульсацію [71]. Оскільки віброзбуджувачі насос-пульсатори вимагають привід від зовнішнього двигуна, то перспективним є використання віброзбуджувачів у вигляді клапанів-пульсаторів [108]. Клапан-пульсатор, у подальшому ГІТ, забезпечує періодичну зміну тиску робочої рідини в робочій порожнині гідроциліндра 4 виконавчого органу вібраційних та ВУ технологічних машин [48], [196] при постійній подачі гідронасоса. Конструкція найпростішого ГІТ представлена в таблиці 1.2 і описана в [182]. Тиск «відкриття» ГІТ визначається площею S_2, а тиск «закриття» – площею S_2. У залежності від типу підключення ГІТ до виконавчого органу вібраційних та ВУ технологічних машин і його способу налагодження [26] ГП із ПВ, в подальшому ГІП, може створювати у порожнині гідроциліндра виконавчої ланки ГВ та ГВУ технологічних машин функцію збуджуючої сили у вигляді (рис. 1.10):

1) полігармонічної аперіодичної форми: $F(t) = F_1 + A_0 + \frac{2}{T}\sum_{i=1}^{\infty}(A_i \cos(i\omega t) + B_i \sin(i\omega t))$, де $\omega=2\pi/T$ – основна частота збуджуючої сили $F(t)$; T – період коливань виконавчого органу ГВ та ГВУ технологічних машин; $A_0 = \frac{1}{T}\int_0^T f(S_1, S_2, t_n, t_o)\,dt$; $A_i = \int_0^T f(S_1, S_2, t_n, t_o)\cos i\omega t\,dt$; $B_i = \int_0^T f(S_1, S_2, t_n, t_o)\sin i\omega t\,dt$; t_n, t_o – час підйому і опускання виконавчого органу ГВ та ГВУ технологічних машин відповідно;

2) періодичної імпульсної форми (ударне навантаження): $F(t) = \frac{S}{t_p} + 2\sum_{i=1}^{\infty}\frac{S}{i\pi t_p}\sin(\frac{\pi i}{\omega})\cos(\frac{2\pi i}{t_з + t_p}t)$, де S – імпульс сили, що надається виконавчому органу ГВ та ГВУ технологічних машин; t_p, $t_з$ – час розрядки і зарядки гідроакумулятора.



а) б)

Рисунок 1.10 – Закони руху ГІП вібраційних та ВУ технологічних машин:
а) – полігармонічний аперіодичний; б) – аперіодичний імпульсний

Для розробки ефективної конструкції вібраційних та ВУ технологічних машин, яка б виконувала задану технологічну операцію, необхідно за найбільш підходящою принциповою конструктивною схемою пристрою [24], [25] і математичною моделлю відповідного технологічного процесу знайти оптимальні значення параметрів цієї системи [197], [198]. Одним із найосновніших параметрів вібраційної і ВУ систем є заданий закон руху робочого інструменту, що дозволить виконати цю технологічну операцію. Ідеальним законом руху робочого органу називається такий закон руху, який забезпечить екстремальне значення критерію оптимізації при заданих обмеженнях [3], [103].

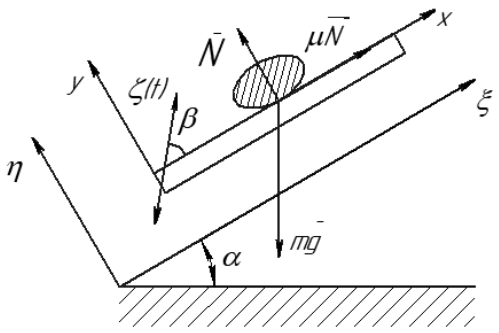


Рисунок 1.11 – Розрахункова схема процесу вібротранспортування

Розглянемо аналіз технологічного процесу вібротранспортування. Рівняння руху тіла по лотку (рис. 1.11):

$$\begin{cases} m\left[\ddot{x}(t)+\ddot{\xi}(t)\right] = -mg\sin\alpha - \mu N(t)\,sign\left(\dot{x}(t)\right); \\ m\ddot{\eta}(t) = N(t) - mg\cos\alpha, \end{cases} \quad (1.26)$$

де m – маса тіла; g – прискорення вільного падіння; $N(t)$ – сила реакції поверхні лотка на тіло; μ – коефіцієнт тертя поверхні лотка; $x(t)$ – координата переміщення тіла по осі x; $\xi(t)=\zeta(t)\cdot\cos(\beta)$, $\eta(t)=\zeta(t)\cdot\sin(\beta)$ – складові закону руху лотка по відповідних осях; $\zeta(t)$ – результуючий закону руху лотка; β – кут вектора прикладення результуючого $\zeta(t)$ закону руху до лотка (кут вібрації); α – кут нахилу лотка.

Середня швидкість транспортування – $V = \left[x(T+t) - x(t)\right] / T$, де T – період руху лотка.

Система рівнянь (1.26), як функція керування системою [82], [199]:

$$\ddot{x}(t) + \ddot{\xi}(t) = -u(t); \quad u^*(t) = u(t)T / V, \tag{1.27}$$

де $u(t) = g\sin\alpha + \mu(\ddot{\eta}(t) + g\cos\alpha)sign\left(\dot{x}(t)\right)$, тобто:

$$u(t) = \begin{cases} g\sin\alpha + \mu(\ddot{\eta}(t) + g\cos\alpha), & \dot{x}(t) \geq 0; \\ g\sin\alpha - \mu(\ddot{\eta}(t) + g\cos\alpha), & \dot{x}(t) \leq 0; \\ g\sin\alpha - (\ddot{\eta}(t) + g\cos\alpha), & \dot{x}(t) = 0. \end{cases}$$

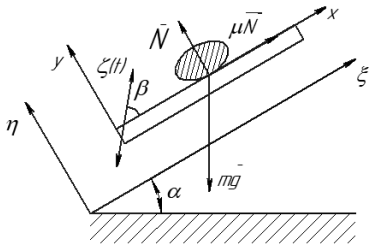
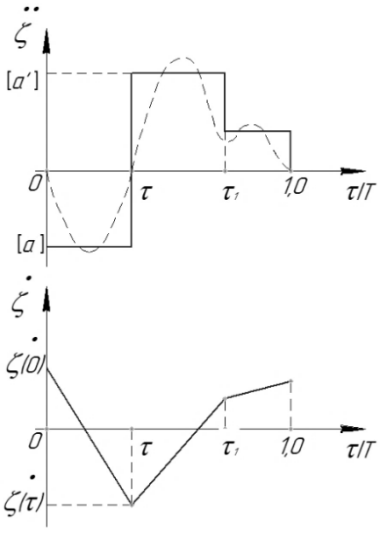
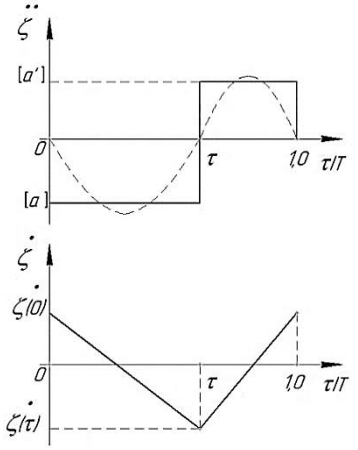
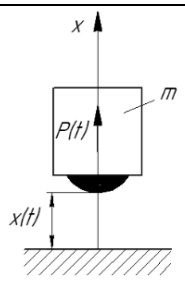
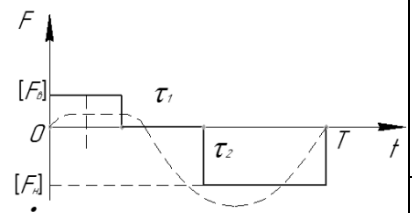
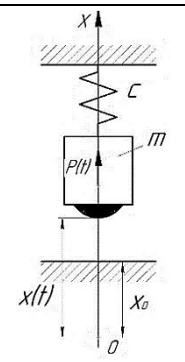
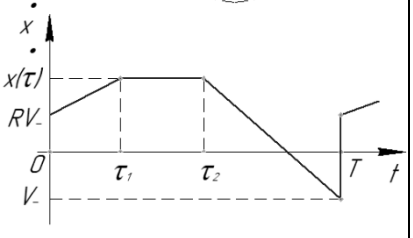
Критерієм оптимальності функції керування системою (1.27) є екстремум функції керування середньої швидкості транспортування: $\max u^*(t) = u(t)T / V$.

Розв'язання задачі оптимального керування системою (1.27) методом моментів [200] надає ідеальний закон руху лотка для безвідривного вібротранспортування ($\ddot{\eta}(t) \geq -g\cos\alpha$) (табл. 1.2). Де $[a]$ і $[a']$ – амплітуди прискорень руху лотка; $\tau_1 = \dfrac{(\mu - \mathrm{tg}\alpha)(1 + \mu\mathrm{tg}\beta)}{2\mu(1 - \mathrm{tg}\alpha\mathrm{tg}\beta)}$; $\alpha \approx 19\mu$ – оптимальне значення кута підйому для найшвидшого підйому тіла; $\tau = \dfrac{g(\mu\cos\alpha - \sin\alpha) + \tau_1([a'] - g(\mu\cos\alpha - \sin\alpha))}{[a] + [a']}$,

$\beta_0 = \arcsin\dfrac{g\cos\alpha}{[a]}$ – оптимальний кут прикладення вектора закону руху до лотка,

$V = T\dfrac{\tau_1^2\left\{[a'](\cos\beta + \mu\sin\beta) + D\right\}\tau_1\left\{[a](\cos\beta + \mu\sin\beta) - D\right\}}{2\left([a] + [a']\right)(\cos\beta + \mu\sin\beta)}$ – середня швидкість транспортування тіла по лотку, $D = g(\mu\cos\alpha + \sin\alpha)$. Для цього типу технологічного процесу (безвідривного вібротранспортування) найбільш близько підходить бігармонічна форма коливань зовнішнього впливу [11], [66], [201] (крива пунктиром див. табл. 1.2), яка може реалізовуватись за допомогою як силового типу приводу (інерційний, ЕМ) так і за допомогою кінематичного (ексцентриковий, слідкуючий ГП).

Таблиця 1.2 – Ідеальні закони руху робочого органу вібраційних та ВУ машин

Вид технологічного процесу	Розрахункова модель	Характер руху	Закон руху робочого органу вібраційних та ВУ машин	Характеристика
Вібротранспортування		Безвідривний		$[a'] \le \ddot{\zeta} \le [a];$ $\max u^*(t) = u(t)T / V;$ $\tau_1 = \frac{(\mu - \mathrm{tg}\alpha)}{2\mu(1 - \mathrm{tg}\alpha\mathrm{tg}\beta)} \times$ $\times \frac{(1 + \mu\mathrm{tg}\beta)}{2\mu(1 - \mathrm{tg}\alpha\mathrm{tg}\beta)};$ $\tau = \frac{gD}{[a] + [a']} +$ $+ \frac{\tau_1([a'] - D)}{[a] + [a']};$ $D = (\mu\cos\alpha - \sin\alpha)$
		Із підкиданням		$[a'] \le \ddot{\zeta} \le [a];$ $\max u^*(t) = \frac{u(t)T}{V};$ $\tau = \frac{[a']}{([a] + [a'])}$
Руйнування гірських порід, поверхневе ущільнення ґрунтів, занурення паль		Безпружинний		$\max \dot{x}(t) = V_-$ $\tau_1 = \tau_2 = \frac{T}{1+R} \times$ $\times(1 - \sqrt{\frac{[F_в] + [F_н]R^2}{[F_в] + [F_н]}})$
		Пружинний		$\min t = T_{\min},$ $1)\begin{cases} F(t) = F_0, 0 < t < \tau_1; \\ F(t) = -F_0, \tau_1 < t < T. \end{cases}$ $2)\begin{cases} F(t) = F_0, 0 < t < \tau_1; \\ F(t) = -F_0, \tau_1 < t < \tau_2; \\ F(t) = F_0, \tau_2 < t < T. \end{cases}$
				$\tau_1 = \tau_2 = T/2$

Для отримання ідеального закону руху лотка при вібротранспортуванні із підкиданням ($\ddot{\eta}(t) \le -g\cos\alpha$) необхідно до функції керування системою (1.27) ввести додаткові умови, які характеризують ударний процес тіла із поверхнею лотка, а саме:

$$\dot{y}_+ = -R\dot{y}_-;\ R = \text{const},\ (0 \le R < 1);\ \dot{x}_+ = (1-\lambda)\dot{x}_-;\ \lambda = \text{const},\ (0 \le \lambda < 1), \quad (1.28)$$

де $\dot{y}_+, \dot{x}_+, \dot{y}_-, \dot{x}_-$ – компоненти швидкості тіла до ударної взаємодії і після відповідно; R – коефіцієнт відновлення швидкості для нормальної компоненти швидкості $\dot{y}(t)$; λ – коефіцієнт миттєвого тертя, іноді приймається рівним коефіцієнту тертя μ.

Розв'язок задачі оптимального керування системою (1.27) і (1.28) надає ідеальний закон руху для вібротранспортування із підкиданням (див. табл. 1.2). Де $\tau = [a'] / ([a] + [a'])$, $T_n = \dfrac{2(1+R)}{(1-R)\cos\alpha}\dot{\varsigma}(0)\sin\beta$ – період руху (співударянь) тіла по лотку; $\dot{\varsigma}(0)$ – початкова швидкість руху лотка; $V = \dfrac{T_n}{2}\left[\sqrt{[a]^2 - g^2\cos\alpha}\left(\dfrac{1-R}{1+R}\right) - \left(\dfrac{2-\lambda}{2\lambda}\right)g\sin\lambda\right]$ – середня швидкість транспортування тіла по лотку. Для цього типу технологічного процесу (вібротранспортування із підкиданням) найбільш близько підходить гармонічна форма коливань зовнішнього впливу [1] (крива пунктиром в табл. 1.2), яка може реалізовуватись за допомогою як силового типу приводу (інерційний, ЕМ, пульсаційний ГП), так і за допомогою кінематичного (ексцентриковий, слідкуючий ГП, автоколивальний ГП) [147], [184], [185].

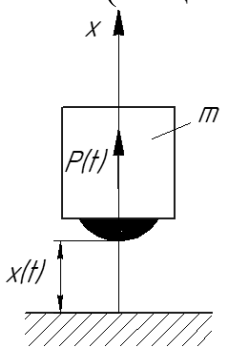


Рисунок 1.12 – Безпружинна розрахункова модель процесу поверхневого ущільнення ґрунту і занурення паль

Розглянемо математичну модель технологічних процесів поверхневого ущільнення ґрунту і занурення за допомогою вібраційних та ВУ технологічних машин. Розглянемо безпружинну одномасову розрахункову модель вібраційних та ВУ технологічних машин (рис. 1.12). Рівняння руху тіла між ударами $m\ddot{x}(t) = F(t) - mg$, або:

$$\ddot{x}(t) = u(t);\quad u(t) = (F(t)/m) - g, \quad (1.29)$$

де m – маса рухомого тіла (робочого інструменту); $x(t)$ – координата, відрахована від основи вверх; $F(t)$ – функція зміни силового навантаження на масу.

Вводяться граничні умови:

$$x(0)=0;\ \dot{x}(0)=RV_0;\ x(T)=0;\ \dot{x}(T)=-V_0, \tag{1.30}$$

де T – період руху тіла; V_0 – модуль швидкості співударяння по основі; R – коефіцієнт відновлення швидкості; T – період руху.

Накладаються несиметричні обмеження на керування і одностороннє обмеження на фазову координату – швидкість (при підйомі):

$$-\left[U_н\right]\le u(t)\le\left[U_в\right];\quad \dot{x}(t)\le[\dot{x}]_в; \tag{1.31}$$

$$[U_н]=[F_н]/t;\ [U_в]=[F_в]/t,$$

де $[F_в]$, $[F_н]$ – максимальні і мінімальні силові навантаження на тіло (робочий орган).

Для критерію оптимальності функції керування системою (1.29)–(1.31) у якості екстремуму функції швидкості удару тіла – $\max\dot{x}(t)=V_-$, ідеальний закон руху $P(t)$ (див. табл. 1.2):

$$V_-=\frac{e([F_в]+[F_н])-[F_н]T}{m(1-R)};\quad \tau_1=\tau_2=\tau=\frac{T}{1+R}\left(1-\sqrt{\frac{[F_в]+[F_н]R^2}{[F_в]+[F_н]}}\right).$$

Для критерію оптимальності функції керування системою (1.29)–(1.31) у якості екстремуму функції – $\min t=T_{min}$ час удару (швидкодія), тоді ідеальний закон руху $F(t)$ (див. табл. 1.2):

$$\tau_1=\frac{[\dot{x}]-RV_-}{[P_в]};\quad \tau_2=\frac{1}{2[F_н][F_в]}\left\{\frac{V_-^2}{[\dot{x}]}R\left[R([F_н]+[F_в])-2V_-[F_н]\right]-[\dot{x}]([F_н]+[F_в])\right\};$$

$$T=\frac{1}{2[F_н][F_в]}\left\{\frac{V_-^2}{[\dot{x}]}\left[R^2([F_н]+[F_в])-2V_-(R[F_н]+[F_в])\right]+[\dot{x}]([F_н]+[F_в])\right\},$$

де V_- – швидкість співударяння.

Розглянемо пружинну одномасову розрахункову модель вібраційної і ВУ машини для занурення паль [128], [202] (рис. 1.13). Рівняння руху тіла між ударами:

$$m\ddot{x}(t)=F(t)-mg-cx \text{ або: } \ddot{x}(t)=u(t);\quad u(t)=(F(t)/m)-g-\left(c/m\right), \tag{1.32}$$

де c – жорсткість пружини.

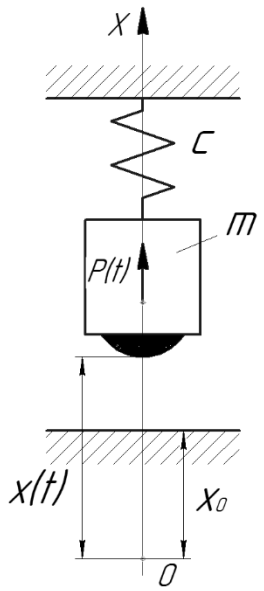


Рисунок 1.13 – Пружинна розрахункова модель процесу поверхневого ущільнення ґрунту і занурення паль

Вводяться граничні умови:

$$x(0)=x_0;\ \dot{x}(0)=RV_0;\ x(T)=x_0;\ \dot{x}(T)=-V_0, \qquad (1.33)$$

де x_0 – початкове положення обмежувача.

Рівняння (1.33) представляється як система:

$$\begin{cases} \dot{x}(t)=x_2; \\ \dot{x}_2=-\omega^2 x_1+u; \\ -u_0\le u\le u_0;\ |F(t)|\le F_0, \end{cases} \qquad (1.34)$$

де $\omega^2=c/m$; $u=(F(t)/m)-g$; $u_0=F_0/m$; F_0 – максимальне значення силового навантаження.

Для розв'язання задачі оптимального керування (1.34) використовується принцип максимуму Понтрягіна [203], [204]. Для критерію оптимальності функції керування системою (1.34) в якості екстремуму функції $\min t=T_{\min}$ – час удару (швидкодія). Удар відбувається при t=0, якщо:

$$\frac{x_0 m\omega^2}{F_0}>-\left[1+\frac{V\_mp}{8F_0}(1-R)\right], \qquad (1.35)$$

тоді ідеальний закон керування (див. табл. 1.2) має одне переключення:

$$\begin{cases} F(t)=F_0, \quad 0<t<\tau_1; \\ F(t)=-F_0, \quad \tau_1<t<T. \end{cases}$$

У випадку невиконання умови (1.32) ідеальний закон керування (див. табл. 1.2) має два переключення:

$$\begin{cases} F(t)=F_0, \quad 0<t<\tau_1; \\ F(t)=-F_0, \quad \tau_1<t<\tau_2; \\ F(t)=F_0, \quad \tau_2<t<T. \end{cases}$$

При мінімальному ході підпружиненої маси $\tau_1=\tau_2=T/2$, тоді:

$$T = \frac{4}{\omega} arctg\left(\frac{V\_m\omega}{2F_0}(1-R)\right); \quad x_{\min} = \frac{V\_}{2\omega}(1+R)ctg(\frac{\omega T}{2}).$$

Такий тип технологічного процесу (руйнування гірських порід, поверхневе ущільнення ґрунтів, занурення паль) найкраще реалізовується за допомогою полігармонічної форми коливань зовнішнього впливу [57], [89], [166] (крива пунктиром в таблиці 1.2), яка реалізується за допомогою ударних навантажень на базі силового (інерційний, ЕМ, пульсаційний ГП), кінематичного (ексцентриковий, слідкуючий ГП, автоколивальний ГП) типу приводів.

Застосування вібраційних та ВУ технологічних машин, робоча ланка яких здійснює силовий вплив на об'єкт обробки з великою миттєвою потужністю, що значно перевищує установчу потужність машини, дає можливість інтенсифікувати низку технологічних процесів, здійснюваних, як правило, на машинах із зворотно-поступальним рухом робочої лани, що забезпечує періодичне високочастотне імпульсне навантаження [205], [206]. Найбільш раціональним, як показує практика, для машин подібного типу є пульсаційний ГП, що має низку переваг, а саме: висока питома потужність, висока швидкодія, передача зусилля на значні відстані, малий час на розвиток значного зусилля, а також головною з яких – простота і надійність повторення робочих циклів [129]. Віброзбуджувачі в пульсаційних ГП умовно діляться на два типи, «системи витрат» і «системи тиску». Гідравлічні віброзбуджувачі типу «системи витрат» за принципом дії поділяються на пульсаторні [86], [137] та слідкуючі [181]. Приклад схеми принципового пульсаційного ГП із ПВ для створення гармонічних коливань представлена на рисунку 1.14. Кривошипно-шатунний механізм 1 (*r, l* – геометричні розміри), через плунжер 2 періодично утворює потік

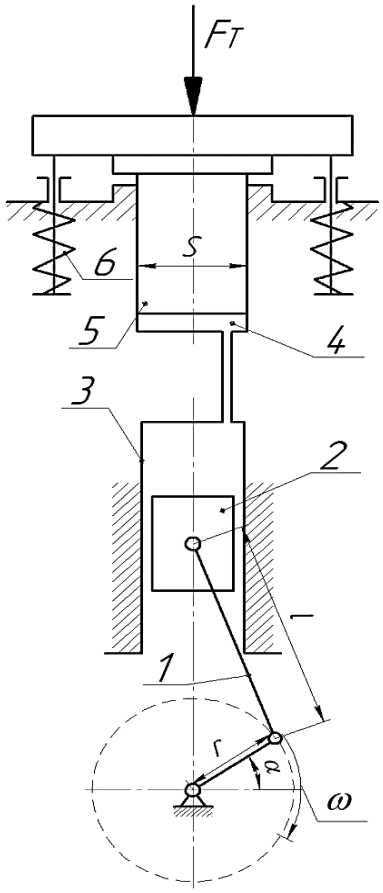


Рисунок 1.14 – Принципова схема ГП із ПВ

робочої рідини в гідроциліндрі 3, який подається в порожнину 4 гідроциліндра 5. Пружні елементи 6 відповідають за зворотне повернення виконавчого органу в початкове положення. Подача робочої рідини в порожнину гідроциліндра 4 визначається:

$$Q = S\left(\sin\omega t + \frac{r}{2l}\sin(2\omega t)\right) r\omega;\ 0 \le t \le 2\pi/\omega, \tag{1.36}$$

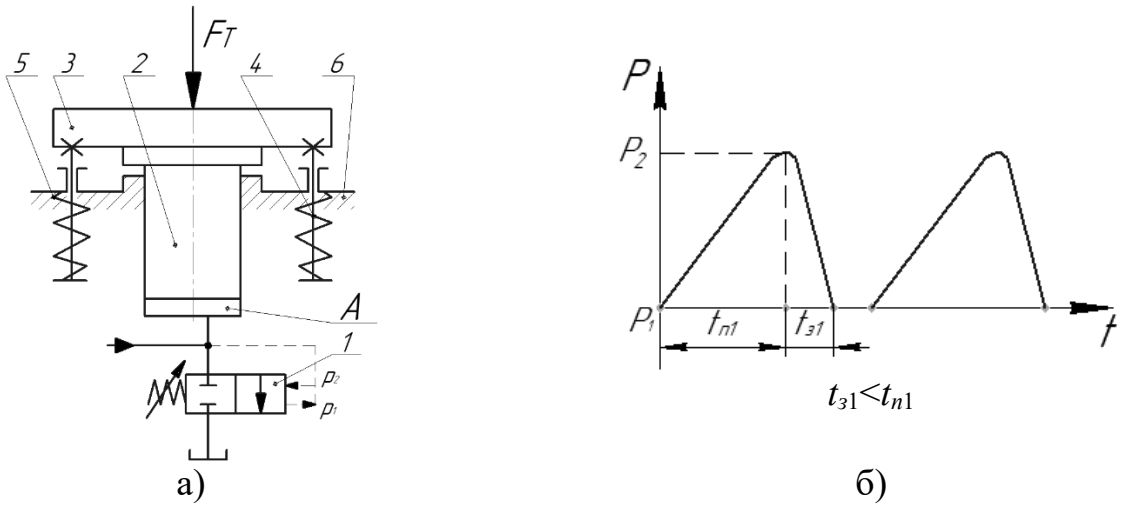
де ω – кутова швидкість кривошипа.

До пульсаційних ГП із ПВ також відносяться і віброзбуджувачі золотникового типу, принцип роботи і значення подачі робочої рідини в порожнину виконавчого органу представлені у праці [184].

Віброзбуджувачі в пульсаційних ГП типу «системи тиску» за принципом дії поділяються на самокеруючі [3] і автоколивальні [142]. Останнім часом, на базі самокеруючих віброзбуджувачів, все більш широке застосування знаходить новий тип ГП – гідроімпульсний привід [25], [65]. Такий тип приводу розроблений у науковій школі ГІП вібраційних та ВУ технологічних машин на базі ВНТУ [48], [109]–[112], [196], [207]. У ГІП поєднуються властивості об’ємного і (при певних параметрах) динамічного гідроприводів, тобто передача механічної енергії рідини здійснюється як завдяки зміні об’ємів робочих камер, так і завдяки взаємодії потоку рідини з робочим органом машини [104], [183]. Вказані особливості ГІП визначають його переваги – підвищена енергоємність і значна швидкодія, важливі для низки технологічних процесів, найчастіше здійснюваних на машинах ударної дії при короткочасному робочому навантаженні великої потужності великою частотою [148], [208].

ГІП вібраційних та ВУ технологічних машин реалізований за різними принциповими схемами [24], [45], вид яких визначається технологічним призначенням машини, типом і схемою приєднання ГІТ до виконавчого, чи групи виконавчих органів (гідроциліндрів), та характером вібронавантаження об’єкта технологічного впливу (однокоординатне навантаження або складно-просторове). У технічній літературі розглядається значна кількість класифікацій ГІП, в основу яких покладені різні критерії [6], [25] але, найбільш раціональною є класифікація, що

ґрунтується на перерахованих вище ознаках. Типові схеми ГІП вібраційних та ВУ технологічних машин з різними схемами приєднання до виконавчого органу ГІТ наведені у працях [6], [182], а на рисунку 1.15 представлена найбільш поширена схема підключення ГІТ «на виході».



а) б)

Рисунок 1.15 – Типова схема ГІП вібраційних та ВУ машин із способом підключення ГІТ «на виході» (а) і функція зміни тиску в порожнині виконавчого органу ГІП (б)

Принцип роботи цього типу ГІП полягає в періодичному сполучені порожнини *A* гідроциліндра 2 та напірної гідролінії через ГІТ 1 зі зливною гідролінією. ГІТ 1 відкривається внаслідок збільшення тиску в гідросистемі приводу до величини $p_r \geq p_1$ (p_1 – тиск «відкриття» ГІТ) і закривається, коли тиск в порожнині *A* зменшується до рівня $p_r \leq p_2$ (p_2 – тиск «закриття» ГІТ). Таким чином в порожнині *A* генеруються імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$.

Частота проходження імпульсів тиску визначається гідромеханічними характеристиками ГІТ 1 та подачею гідронасоса приводу. Виконавча ланка 3 вібрує із частотою проходження імпульсів тиску, а амплітуда цих вібрацій залежить від рівня p_1, який може змінюватись регулятором тиску відкриття ГІТ 1, технологічного зусилля F_T, сил тертя та сумарної сили пружин 4, які забезпечують разом із технологічним зусиллям F_T і сумарними силами ваги виконавчої ланки 3 (за умови її вертикального розташування) повернення цієї ланки у початкове положення. Переваги цього типу ГІП – конструктивна простота, регулювання амплітуди вібрацій зміною тиску

«відкриття» ГІТ 1, що здійснюється простими механізмами (регулювальний гвинт), та простота реалізації ВУ, особливо під час зворотного ходу виконавчої ланки 3.

Крутизна переднього фронту імпульсу тиску (t_n) визначається в основному подачею гідронасоса, об'ємом напірної порожнини гідросистеми приводу і перепадом тиску $\Delta p = p_1 - p_2$. Задній фронт імпульсу тиску ($t_з$) формується в залежності від сумарного гідравлічного опору ГІТ 1 і зливної гідролінії.

Класифікація ГІТ [24], [48], в якій за головну ознаку взято схему приєднання генератора до виконавчого гідроциліндра, є найбільш досконалою, яка дозволяє чітко окреслити області застосування ГІТ та їх функціональні і технічні можливості.

У залежності від величини потоку робочої рідини, ГІТ поділяються на однокаскадні, двокаскадні та багатокаскадні [24], [48], [183]. За способом герметизації запірно-розподільних ланок ГІТ діляться на золотникові, клапанні та клапанно-золотникові. Конструктивні схеми однокаскадних ГІТ, які характеризують описані ознаки класифікації, представлені у працях [6], [25]. Конструктивно найпростішим є кульковий однокаскадний ГІТ прямої дії (рис. 1.16), виконаний за схемою приєднання до гідроциліндра чи другого каскаду «на виході» (див. рис. 1.15).

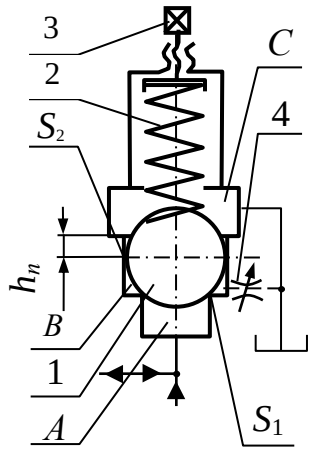


Рисунок 1.16 – Конструктивна схема однокаскадного ГІТ

Цей ГІТ складаються із запірно-розподільної ланки 1 (золотник або кулька чи клапан), навантаженої пружиною 2, попередня деформація якої може регулюватись гвинтом 3. Напірна порожнина A приєднується безпосередньо до гідронасоса та гідроциліндра. Проміжна порожнина B відділяється від напірної порожнини A посадковою кромкою. Запірні елементи розподільних ланок 1 конструктивно виконані таким чином, що у вихідному положенні утворюють дві площі герметизації S_1 та S_2, а $S_2 > S_1$. Тиск «відкриття» ГІТ визначається площею S_1 [93], [95]:

$$p_1 \geq k y_{01} / S_1, \tag{1.37}$$

а тиск «закриття» – площею S_2:

$$p_2 \geq k(y_{01} + h) / S_2, \qquad (1.38)$$

де k, y_{01} – відповідно, жорсткість та попередня деформація пружини 2; $h=h_n$ – від'ємне перекриття ланки 1 для повністю відкритого ГІТ.

Виділенням з формули (1.38) добутку $k \cdot y_{01}$, встановлюється зв'язок між тисками p_1 та p_2 [48], [51]:

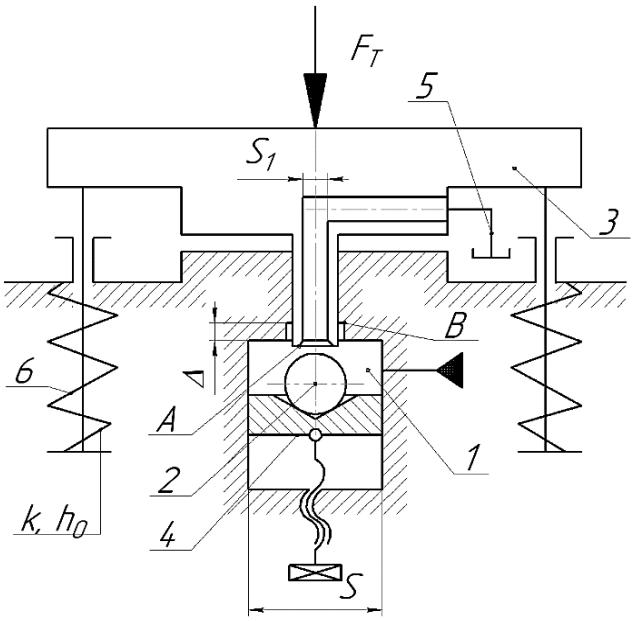


Рисунок 1.17 – Принципова схема ГП із АВ

$$p_2 \geq p_1(S_1 / S_2) + (kh / S_2). \qquad (1.39)$$

Оскільки $S_1<S_2$, а член kh/S_2 через малу величину ходу h незначний, то $p_1>p_2$ і таким чином внаслідок відкривання і закривання ГІТ в робочій порожнині гідроциліндра формуються імпульси тиску з амплітудою $\Delta p=p_1-p_2$. Елементарний аналіз формули (1.39) показує, що чим більше S_2 порівняно з S_1, тим більше Δp і нижча верхня межа частоти проходження імпульсів тиску і навпаки, що підтверджується експериментальними дослідженнями [209]. Регулювати частоту проходження імпульсів тиску можна зміною подачі гідронасоса приводу, наприклад, відведенням частини потоку через регулятор витрати в зливну гідролінію, або використовуючи гідронасоси змінної подачі [211].

Внаслідок інерційності запірно-розподільної ланки 1 та потоку енергоносія, тиск в момент закриття ГІТ $p_r<p_2$ може бути навіть рівним тиску $p_{зл}$ в зливній гідролінії, що обумовлює появу площадки рівного тиску $p_r \approx p_{зл}$ між імпульсами тиску [50], [85], [87]. Це явище характерне для ГІТ, що працюють в низькочастотному діапазоні генерування імпульсів тиску $\nu = 2\ldots20$ Гц, а у високочастотних режимах роботи ГІТ (ν>80 Гц) площадка рівного тиску під час закриття ГІТ практично відсутня [75]. Дросель 4 оптимізує процес закриття ланки 1 в кінці її зворотного ходу.

Особливий інтерес викликають автоколивальні гідравлічні віброзбуджувачі типу

«системи витрат» [48]. Приклад схеми принципового пульсаційного ГП із АВ представлено на рисунку 1.17. Робоча рідина подається у порожнину гідроциліндра 1, де запірний елемент 2, у вигляді кульки, на початку роботи притиснутий до кромки *A* гідроциліндра 3 за допомогою поршня 4, а це у свою чергу здійснює перекриття порожнини гідроциліндра 1 із зливною гідролінією 5. Під дією тиску виконавчий орган 3 разом із запірним елементом 2 піднімається до тих пір, поки не відбудеться контактна взаємодія запірного елемента 2 із кромкою *B*. Після чого відбувається з'єднання напірної порожнини 1 зі зливною гідролінією 5, що спричиняє повернення виконавчого органу 3 у початкове положення за допомогою пружних елементів 6. Висота підйому виконавчого органу 3 дорівнює глибині Δ кромки *B*. В порожнині 1 генеруються імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, де $p_1 \geq k(\Delta + h_0)/S$, а $p_2 \geq (kh_0)/S$.

1.4 Аналіз аналітичних методів математичного моделювання та розрахунку гідравлічних вібраційних і віброударних технологічних машин

У відповідності з викладеними технічними вимогами до ГІТ, у ВНТУ розроблено нову конструкцію ГІП на базі двоходового двокаскадного ГІТ [182]. Аналіз математичної моделі роботи якого починається з розгляду структурно-розрахункової схеми самого приводу ГІП, на прикладі ідеалізованої технологічної ВМ [72] з однокоординатним рухом виконавчої ланки, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором (рис. 1.18) [85].

ГІП віброударного пристрою складається із гідроциліндра 1 масою *M*, який підпружинений силовою пружиною жорсткістю *k* з плунжером, площа поверхні якого дорівнює *S*. Двокаскадний клапан-пульсатор, складається із клапана першого каскаду 2, запірний елемент якого має масу m_1, що конструктивно виконаний у вигляді кулькового клапана, і навантажений регулювальною пружиною 3 із жорсткістю k_2. Регулювання тиску відкриття здійснюється за допомогою клапану другого каскаду 4 форма якого представляє собою урізаний конус масою m_2, який з'єднаний через пружину 5 жорсткістю k_3 зі штовхачем 6 масою m_3, який у свою чергу з'єднаний із

нижньою основою клапана першого каскаду 2. В основі штовхача зроблений дросельний отвір 9 площею поперечного перерізу $S_{др}$. У свою чергу клапан другого каскаду 4 за допомогою пружного елемента 7 жорсткістю k_2, додатково притиснутий до основи корпусу клапана-пульсатора. По напірній гідролінія 8, об'єм якої V_0 [48], гідронасосом подається робоча рідина витратою Q_H. Глибина посадки клапана першого каскаду 2 рівна $h_{3п}$, що і є від'ємним перекриттям.

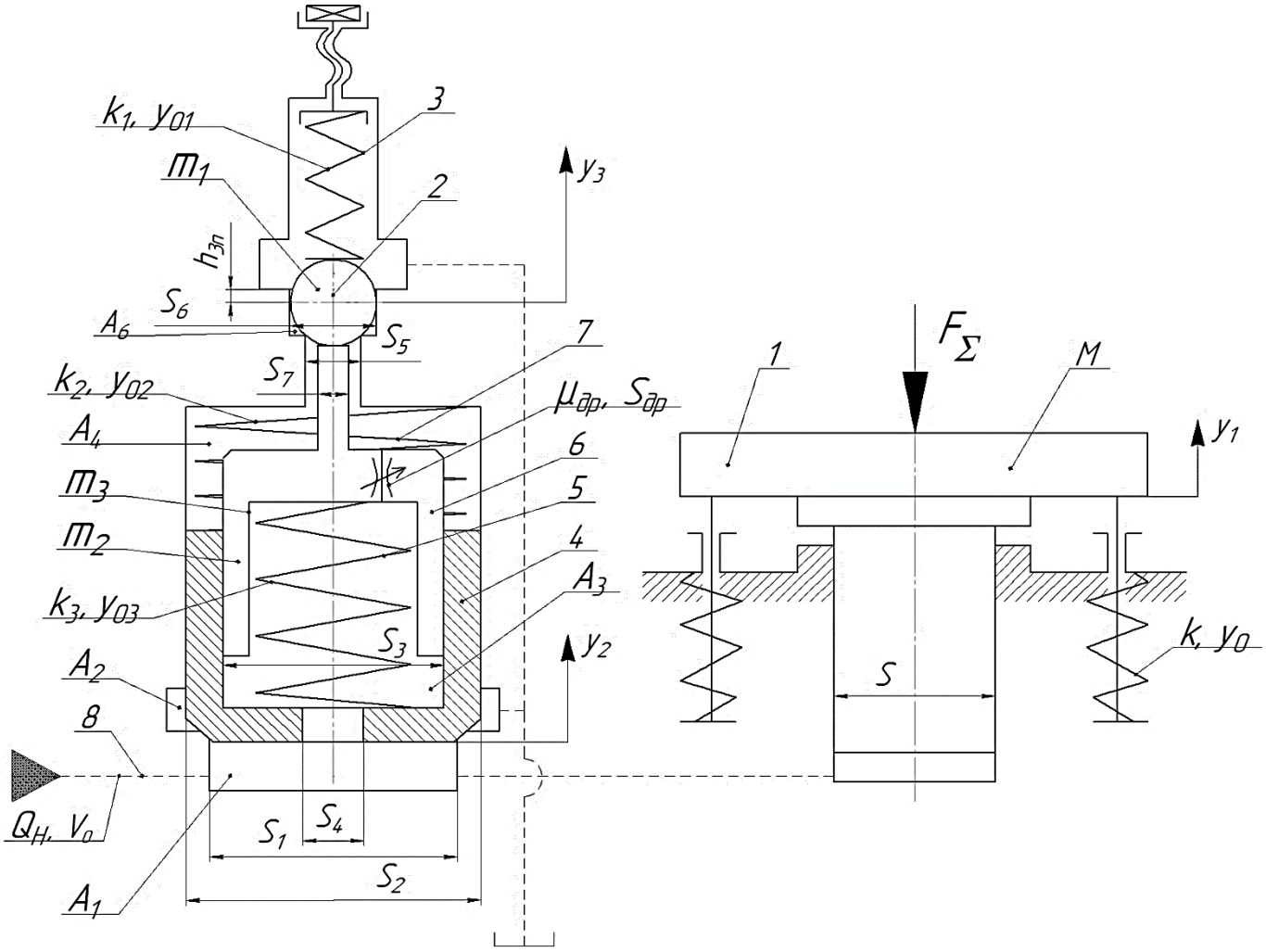


Рисунок 1.18 – Структурно-розрахункова ГІП
на базі двокаскадного клапана-пульсатора

При розробці математичних моделей гідроприводу циклічної дії приймається низка загальних припущень [72], що спрощують їх аналіз:

– довжини каналів напірних і зливних магістралей відносно малі, що в поєднанні з великою площею перерізу дозволяє не враховувати втрати тиску на тертя в них, оскільки ці втрати незначні порівняно з втратами на місцевих опорах;

– невелика довжина напірних каналів дає можливість не враховувати хвильові процеси;

– сили сухого тертя в розрахунок не беруться у зв'язку з їх незначними величинами порівняно з рідинними силами тертя;

– режим течії через дросельні отвори – турбулентний із значенням $Re >> 10^4$ при $Re_{кр} \approx (100 \dots 200)\cdot 10^2$;

– температурний режим робочої рідини забезпечує незначну зміну її в'язкості і чисел Рейнольдса;

– величина коефіцієнта стиснення (податливості) робочої рідини змінюється на незначну величину і без особливої похибки можна вважати її постійною;

– коефіцієнти витрати через відповідні перерізи ГІТ є сталими величинами;

– зміна тиску в керівних порожнинах ГІТ внаслідок малого їх об'єму відбуваються миттєво;

– гідродинамічні сили та сили в'язкого опору переміщенню в гідроканалах ГІТ робочої рідини малі порівняно з рухомими, пружними та інерційними силами й силами тертя;

– коефіцієнт стиснення (податливості) робочої рідини у відповідності до експериментальних даних при зміні тиску $p_ц$ від 0,3 до 3 МПа: $\beta = 2\cdot 10^{-9}\left(1 - 0{,}03 p_ц\right)$. При тиску, більшому 3 МПа, $\beta \approx 0{,}6\cdot 10^{-9}$ м^2/Н [25];

– перехідний процес, що виникає в момент контакту клапана другого каскаду із сідлом (ударна дія), не проявляє суттєвого впливу на вихідні параметри системи [78].

На підставі викладених міркувань будуються фноменологічні моделі прямого і зворотного ходу клапанів першого 2 і другого 4 каскадів та гідроциліндра 1 (рис. 1.19). За умовою високої зведеної жорсткості k_0 гідросистеми (див. рис. 1.18) робоча рідина представляється у вигляді безінерційної «пружно-зосередженої» моделі. Відповідно гідравлічна ланка приймається у вигляді в'язко-пружної моделі

(тіло Кельвіна-Фохта [49]), складеної з паралельно з'єднаних без-інерційних пружного k_0 та дисипативного c_0 елементів. Гідравлічна ланка може деформуватись з певною швидкістю і взаємодіяти з іншими масами (запірними елементами) ГІП через передаточні відношення i_{0j} (j=0, 1, 2, …, n – порядковий номер маси (запірного елемента) ГІП).

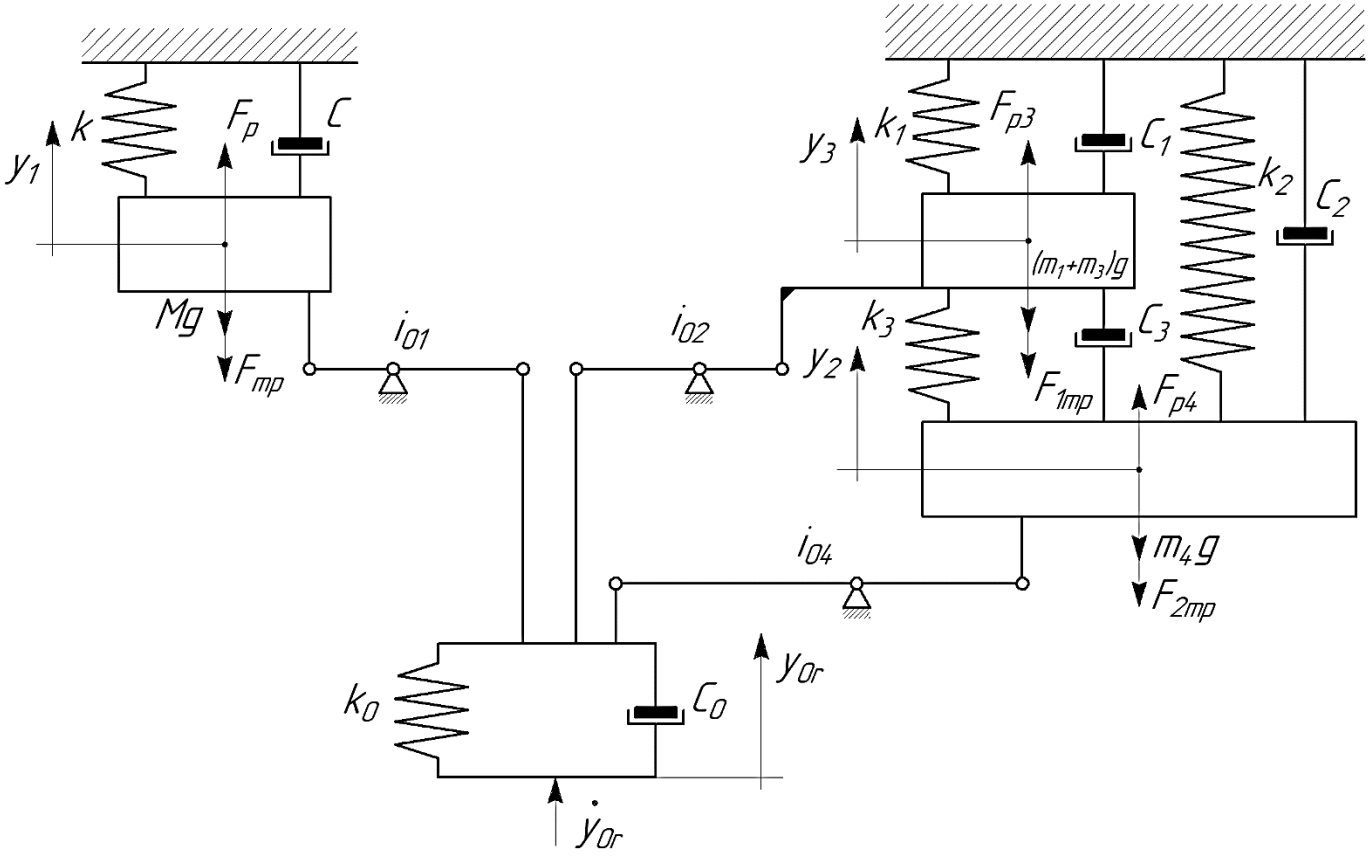


Рисунок 1.19 – Феноменологічні моделі рухомих елементів ГІП

Для побудови математичної моделі розглядається баланс витрат робочої рідини для робочих порожнин $A_1 - A_4$ ГІП віброударного пристрою. Для порожнини A_1:

$$B_1\frac{dp_1}{dt}+B_0\frac{dp_1}{dt}=Q_H-\mu_1(S_2-S_1)\sqrt{p_1-p_2}-\mu_2 S_4\sqrt{p_1-p_3}-$$
$$-S\frac{dy_1}{dt}-(S_2-S_4)\frac{dy_2}{dt}-k_H p_1, \qquad (1.40)$$

де p_1 – тиск робочої рідини в порожнині A_1; $Q_\text{Н}$ – подача робочої рідини насосом; S–S_2, S_4 – площі основ гідроциліндра 1 і запірних основ клапана другого каскаду 4; μ_1 – коефіцієнт витрати рідини через нижній прохідний отвір клапана другого каскаду 4

в зливну гідролінію площею (S_2–S_1); μ_2 – коефіцієнт витрати рідини через нижній отвір клапана другого каскаду 4 площею S_4; k_H – коефіцієнт втрат робочої рідини насоса; $B_1 = V_1 / E_1$, $B_0 = V_0 / E_1$ – коефіцієнти зміни об'єму робочої рідини в порожнині A_1 і напірної гідролінії 8 відповідно; $V_{1,0}$ – початкові об'єми робочої порожнини A_1 і напірної гідролінії 8 відповідно; E_1 – зведений модуль об'ємної пружності [72].

Для порожнини A_2:

$$B_2 \frac{dp_2}{dt} = \mu_1 (S_2 - S_1)\sqrt{p_1 - p_2} - \mu_{зл} S_{зл} \sqrt{p_2 - p_{зл2}}, \tag{1.41}$$

де p_2 – тиск робочої рідини в порожнині A_2; $\mu_{зл}$ – коефіцієнт витрати рідини через зливну лінію A_2 площею $S_{зл}$ клапана другого каскаду 4; $p_{зл2}$ – тиск робочої рідини в зливній лінії A_2; $B_2 = V_2 / E_p$ – коефіцієнт зміни об'єму робочої рідини в порожнині A_2; V_2 – початковий об'єм робочої порожнини A_2; E_p – модуль об'ємної пружності робочої рідини.

Для порожнини A_3:

$$B_3 \frac{dp_3}{dt} = \mu_2 S_4 \sqrt{p_1 - p_3} - \mu_{др} S_{др} \sqrt{p_3 - p_4} - (S_3 - S_4)\dot{y}_2 - S_4 \dot{y}_3, \tag{1.42}$$

де p_3 – тиск робочої рідини в порожнині A_3; S_3 – внутрішня площа основи клапана другого каскаду 4; μ_2 – коефіцієнт витрати рідини через нижній отвір клапана другого каскаду 4 площею S_3; $\mu_{др}$ – коефіцієнт витрати рідини через дросельний отвір клапана другого каскаду площею $S_{др}$; $B_3 = V_3 / E_p$ – коефіцієнт зміни об'єму робочої рідини в порожнині A_3; V_3 – початковий об'єм робочої порожнини A_3.

Для порожнини A_4:

$$\begin{aligned} B_4 \frac{dp_4}{dt} &= \mu_{др} S_{др} \sqrt{p_3 - p_4} - \mu_3 (S_7 - S_5)\sqrt{p_4 - p_6} - \\ &- \mu_4 S_6 \sqrt{p_6 - p_{зл6}} - (S_2 - S_3)\dot{y}_2 + S_6 \dot{y}_3, \end{aligned} \tag{1.43}$$

де p_4 – тиск робочої рідини в порожнині A_4; S_1 – площа основи клапана другого каскаду 4; μ_3 – коефіцієнт витрати рідини через нижній прохідний отвір клапана першого каскаду 2 в зливну лінію площею S_7–S_5; S_6 – площа основи клапана першого

каскаду; $B_4 = V_4 / E_{\text{р}}$ – коефіцієнт зміни об'єму робочої рідини в порожнині A_4; V_4 – початковий об'єм робочої порожнини A_4.

На основі розроблених динамічних моделей (див. рис. 1.19) та принципу Д'Аламбера [212] складаються диференціальні рівняння руху елементів ГІП. Рівняння руху гідроциліндра 1:

$$M\frac{d^2y_1}{dt^2} = F_p - c\left(y_1 + y_0\right) - F_{mp}sign(\dot{y}_1) - c\dot{y}_1 - Mg - F_\Sigma - F_{c01} + F_{k01}, \qquad (1.44)$$

де F_{mp} – сила сухого тертя (гума-сталь) [213]; c – коефіцієнт в'язкого тертя гідроциліндра 1; y_0 – попередній натяг силової пружини гідроциліндра; F_Σ – технологічне зусилля, що діє на виконавчий орган 1; $F_P = p_1 S$ – сила тиску робочої рідини, що діє на нижню основу плунжера гідроциліндра виконавчого органу 1; $F_{c01} = c_0\sqrt{i_{01}}\left(\dot{y}_{or} - \dot{y}_1\right)$ – сила опору деформуванню дисипативного елемента (див. рис. 1.19) гідравлічної ланки напірної гідролінії 8; $i_{01} = S_1^2 / S_0^2$ – передаточне число; $\dot{y}_{or}$ – швидкість деформації гідравлічної ланки напірної гідролінії 8; $F_{k01} = i_{01}k_0\left(y_{or} - y_1\right)$ – сила опору деформуванню пружного елемента гідравлічної ланки напірної гідролінії 8; y_{or} – деформація гідравлічної ланки напірної гідролінії 8.

Рівняння руху клапана першого каскаду 2 і штовхача 6:

$$\begin{aligned}(m_2 + m_3)\frac{d^2y_3}{dt^2} &= F_{P3} - k_1\left(y_3 + y_{01}\right) + k_3(y_3 - (y_2 + y_{03})) - c_1\dot{y}_3 + \\ &+ c_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + R_1 - F_{c02} + F_{k02},\end{aligned} \qquad (1.45)$$

де y_{01}, y_{03} – попередні натяги пружин клапана першого каскаду 3 і пружини 5 штовхача 6; R_1 – реактивна сила потоку рідини, що діє на затвор клапана першого каскаду 2 [72]; $F_{p3} = p_4(S_5 - S_7) + \left(p_3 - p_4\right)S_3 + p_6(S_6 - S_5)$ – сила тиску робочої рідини, що діє на основи клапана першого каскаду 2 і штовхача 6; c_1, c_2 – коефіцієнти в'язкого тертя клапанів першого 2 і другого 4 каскадів; $F_{c02} = c_0\sqrt{i_{02}}\left(\dot{y}_{or} - \dot{y}_3\right)$ – сила опору деформуванню дисипативного елемента (див. рис. 1.19) гідравлічної ланки напірної гідролінії 8; $i_{02} = (S_6 - S_7)^2 / S_0^2$ – передаточне число; $F_{k02} = i_{02}k_0\left(y_{or} - y_1\right)$ – сила опору деформуванню пружного елемента гідравлічної ланки напірної гідролінії 8.

Рівняння руху клапана другого каскаду 4:

$$m_4 \frac{d^2 y_2}{dt^2} = F_{p4} - k_2\left(y_2 + y_{02}\right) - c_2 \dot{y}_2 - k_3((y_3 + y_{03}) - y_2) + \\ + c_1(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) - m_4 g - R_2 - F_{c04} + F_{k04}, \quad (1.46)$$

де y_{02} – попередній натяг пружини 7 клапана другого каскаду 4; R_2 – реактивна сила потоку рідини, що діє на затвор клапана першого каскаду 2 [72]; $F_{p4} = p_1(S_1 - S_4) + p_2(S_2 - S_1) - p_3(S_3 - S_4) - p_4(S_2 - S_3)$ – сила тиску робочої рідини, що діє на основи клапана другого каскаду 4; $F_{c04} = c_0\sqrt{i_{04}}\left(\dot{y}_{or} - \dot{y}_2\right)$ – сила опору деформуванню дисипативного елемента (див. рис. 1.19) гідравлічної ланки напірної гідролінії 8; $i_{04} = (S_2 - S_4)^2 / S_0^2$ – передаточне число; $F_{k04} = i_{04} k_0\left(y_{or} - y_2\right)$ – сила опору деформуванню пружного елемента гідравлічної ланки напірної гідролінії 8.

Для побудови математичної моделі з метою визначення початкових умов виконується аналіз роботи ГІП (див. рис. 1.18). На першій фазі у вихідному положенні клапан другого каскаду 4 відділяє напірну порожнину A_1 об'ємом V_1 від порожнини A_2 об'ємом V_2. Відбувається ріст тиску $p_1(t)$ в порожнині A гідроциліндра 1 і переміщення гідроциліндра 1. Ріст тиску відбувається до величини, поки зусилля тиску рідини на площу S_5 клапана першого каскаду не подолає зусилля початкового регулювання пружини клапана першого каскаду 2, тобто:

$$p_1(t)\left(S_5 - S_7\right) = p_1(t) S \le k_1 y_{10}, \quad (1.47)$$

де y_{10} – початковий натяг пружини клапана першого каскаду 2. При цьому $0 \le t \le t_I$, де t_I час протікання першої фази. Також $0 \le y_1 \le h_1$, де h_1 – максимальне переміщення плунжера виконавчого органу 1, а $y_2 = y_3 = 0$ і $\dot{y}_2 = \dot{y}_3 = 0$. Для тисків справедливі такі співвідношення: $p_{11} \le p_1 \le p_{12}$, де $p_{11} \ge k_1(y_{01} + h_{3n}) / S_6$ – мінімальний робочий тиск, а $p_{12} \ge (k_1 y_{01}) / (S_5 - S_7)$ – максимальний робочий тиск. Також співвідношення тисків в робочих порожнинах A_1–A_6: $p_2 = p_{2зл} = 0$, $p_6 = p_{6зл} = 0$, $p_1 = p_3 = p_4$.

На другій фазі відбувається порушення умови (1.47), це коли клапан першого каскаду 2 починає рух, що спричиняє сполучення порожнин A_4 і A_6. При потраплянні робочої рідини в порожнину A_6 робоча рідина під тиском миттєво взаємодіє із

основою площею S_6, що спричиняє миттєвий «підхват» і рух вгору клапана першого каскаду 2. При підйомі клапана першого каскаду 2 відбувається з'єднання напірної гідролінії A_1 зі зливною 8, що спричиняє рух робочої рідини. Наявність дросельного отвору 9 в днищі штовхача 6 і руху робочої рідини в порожнинах A_3 і A_4 спричиняє падіння тиску в порожнині A_4 до величини p_4 по відношення до порожнини A_3 із тиском p_3, тобто $p_4(t) < p_3(t)$. Клапан другого каскаду 4 знаходиться в рівновазі до тих пір поки в порожнинах A_1–A_4 забезпечується відповідне співвідношення тисків, які не перевищують початковий натяг пружини 7:

$$p_1(t)(S_1 - S_4) - p_3(t)(S_3 - S_4) - p_4(t)(S_2 - S_3) \le k_2 y_{02} + k_3 y_{03}, \qquad (1.48)$$

де y_{02}, y_{03} – попередній натяг пружин 7 і 5 клапана другого каскаду 4, відповідно. Після порушення умови (1.48) клапан другого каскаду 4 починає рух. При цьому робоча порожнина A_1 з'єднується із порожниною A_2 зливної магістралі. На цій фазі $t_I \le t \le t_{II}$, де t_{II} – час закінчення другої фази. Також $0 \le y_1 \le h_1$, а $0 \le y_2 \le h_2$ і $0 \le y_3 \le h_3$ де h_2, h_3 – максимальна висота підйому клапанів першого 2 і другого 6 каскадів відповідно. Для тисків справедливі такі співвідношення: $p_{11} \le p_1 \le p_{12}$, $p_{2зл} = p_{6зл} = 0$.

На третій фазі робоча порожнина A_1 з'єднується із порожниною A_2 зливної магістралі, а тиск $p_1(t)$ в порожнинах A і A_1 починає падати, що спричиняє повернення клапана першого каскаду 2 у вихідне положення. Після повернення клапана першого каскаду 2 у вихідне положення, рух робочої рідини через дросельний отвір 9 не відбувається, а це спричиняє урівноваження тисків в порожнинах A_4, A_3, A_1 і повернення клапана другого каскаду 4 у вихідне положення, бо сила, що прикладена до нього зі сторони пружини, подолає силу тиску рідини:

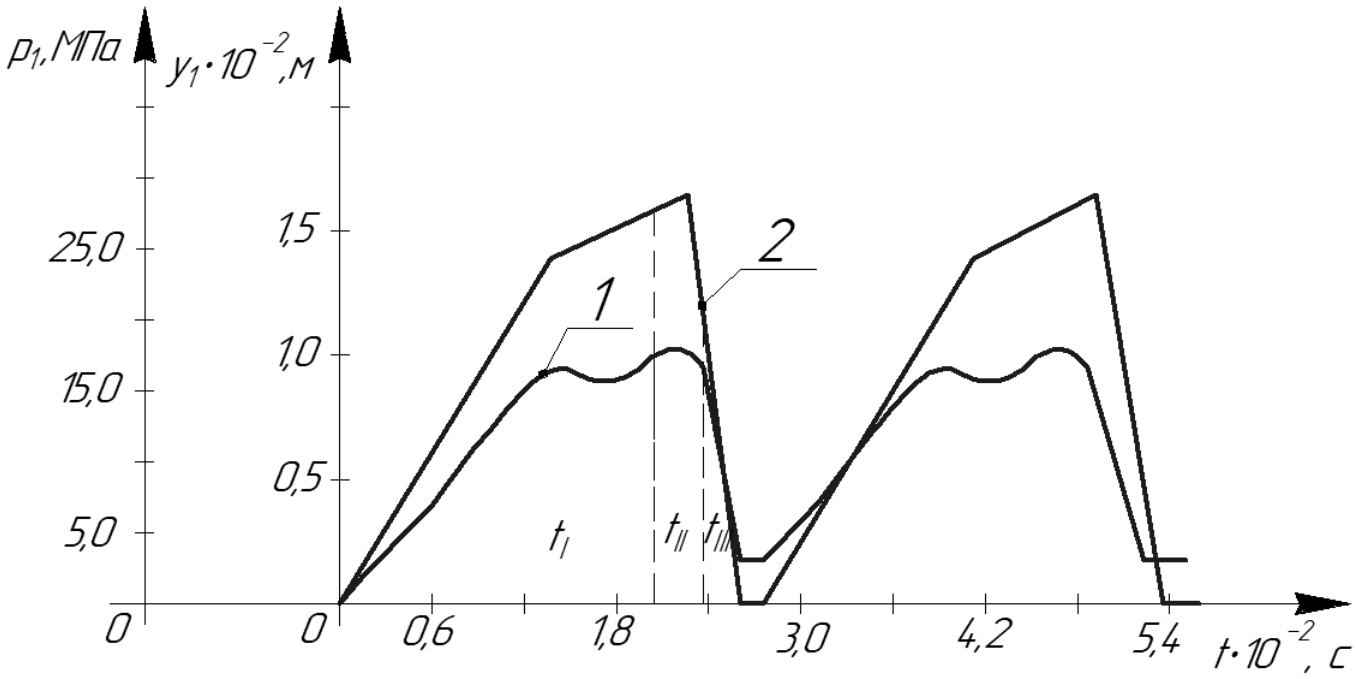
$$p_1(t)(S_1 - S_4) - p_3(t)(S_3 - S_4) - p_4(t)(S_2 - S_3) \ge k_2 y_{02} + k_3 y_{03}, \qquad (1.49)$$

На цій фазі $t_{III} \le t \le t_{II}$, де t_{III} – час закінчення третьої фази. Також $0 \le y_1 \le h_1$, а $0 \le y_2 \le h_2$ і $0 \le y_3 \le h_3$. Для тисків справедливі такі співвідношення: $p_{11} \le p_1 \le p_{12}$, $p_{2зл} = p_{6зл} = 0$. Після цього цикл роботи повторюється.

На основі рівнянь (1.40)–(1.49), складається система диференціальних рівнянь:

$$
\begin{cases}
\begin{cases}
M\dfrac{d^2y_1}{dt^2} = p_1S - c\left(y_1 + y_0\right) - F_{mp}sign(\dot{y}_1) - c\dot{y}_1 - Mg - F_\Sigma - \\
-c_0\sqrt{i_{01}}\left(\dot{y}_{or} - \dot{y}_1\right) + i_{01}k_0\left(y_{or} - y_1\right); \\
(m_2 + m_3)\dfrac{d^2y_3}{dt^2} = p_4(S_5 - S_7) + \left(p_3 - p_4\right)S_3 + p_6(S_6 - S_5) - k_1\left(y_3 + y_{01}\right) + \\
+k_3(y_3 - (y_2 + y_{03})) - c_1\dot{y}_3 + c_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + R_1 - c_0\sqrt{i_{02}}\left(\dot{y}_{or} - \dot{y}_3\right) + i_{02}k_0\left(y_{or} - y_1\right); \\
m_4\dfrac{d^2y_2}{dt^2} = p_1(S_1 - S_4) + p_2(S_2 - S_1) - p_3(S_3 - S_4) - p_4(S_2 - S_3) - k_2\left(y_2 + y_{02}\right) - c_2\dot{y}_2 - \\
k_3((y_3 + y_{03}) - y_2) + c_1(\dot{y}_2 - \dot{y}_3) - m_4g - R_2 - c_0\sqrt{i_{04}}\left(\dot{y}_{or} - \dot{y}_2\right) + i_{04}k_0\left(y_{or} - y_2\right); \\
B_1\dfrac{dp_1}{dt} + B_0\dfrac{dp_1}{dt} = Q_H - \mu_1(S_2 - S_1)\sqrt{p_1 - p_2} - \mu_2S_4\sqrt{p_1 - p_3} - \\
-S\dfrac{dy_1}{dt} - \left(S_2 - S_4\right)\dfrac{dy_2}{dt} - k_H p_1; \\
B_2\dfrac{dp_2}{dt} = \mu_1(S_2 - S_1)\sqrt{p_1 - p_2} - \mu_{зл}S_{зл}\sqrt{p_2 - p_{зл2}}; \\
B_3\dfrac{dp_3}{dt} = \mu_2S_4\sqrt{p_1 - p_3} - \mu_{др}S_{др}\sqrt{p_3 - p_4} - \left(S_3 - S_4\right)\dot{y}_2 - S_4\dot{y}_3; \\
B_4\dfrac{dp_4}{dt} = \mu_{др}S_{др}\sqrt{p_3 - p_4} - \mu_3(S_7 - S_5)\sqrt{p_4 - p_6} - \\
-\mu_4S_6\sqrt{p_6 - p_{зл6}} - (S_2 - S_3)\dot{y}_2 + S_6\dot{y}_3,
\end{cases} \\
\begin{cases}
0 \le t \le t_I : p_1(t)\left(S_5 - S_7\right) = p_1(t)S \le k_1y_{10};\ y_2 = y_3 = 0;\ p_{11} \ge \dfrac{k_1(y_{01} + h_{3n})}{S_6}; \\
0 \le y_1 \le h_1;\ p_{11} \le p_1 \le p_{12};\ \dot{y}_2 = \dot{y}_3 = 0;\ p_{12} \ge \dfrac{k_1y_{01}}{S_5 - S_7},
\end{cases} \\
\begin{cases}
t_{II} \le t \le t_{III} : p_1(S_1 - S_4) - p_3(S_3 - S_4) - p_4(S_2 - S_3) \ge k_2y_{02} + k_3y_{03}; \\
0 \le y_1 \le h_1; \quad 0 \le y_2 \le h_2; \quad 0 \le y_3 \le h_3; \\
p_{2зл} = p_{6зл} = 0;\ p_{11} \le p_1 \le p_{12}.
\end{cases}
\end{cases}
\tag{1.50}
$$

Використовуючи метод еквівалентної лінеаризації [34], [85], а також метод припасовування [214] отримується розв’язок системи диференціальних рівнянь (1.50), який представляє собою діаграми зміни тиску в робочій порожнині *A* гідроциліндра виконавчого органу 1 (рис. 1.20).



1 – тиск в робочій порожнині гідроциліндра виконавчого органу; 2 – переміщення гідроциліндра виконавчого органу

Рисунок 1.20 – Діаграма зміни робочих параметрів ГІП

Із діаграми на рисунку 1.20 видно, що амплітуда тиску дорівнює 12,8 МПа, а в момент часу 0,018 с, через об’ємне стиснення робочої рідини, відбувається просідання тиску на 2 МПа. Амплітуда коливання гідроциліндра виконавчого органу дорівнює 16,4 мм, а частота коливання 38,4 Гц.

1.5 Вибір напрямку та обґрунтування задач дослідження

Методи математичного моделювання набувають все більш широкого застосування при розв’язанні задач математичного і комп’ютерного моделювання ГВ та ГВУ систем, що дозволить забезпечити підвищення достовірності визначення робочих характеристик ІП, при їх проєктуванні; можливість розробки систем з підвищеними експлуатаційними характеристиками, зменшення часу на відпрацювання деяких технологій. Визначення робочих характеристик ГВ та ГВУ машин базується на використанні широкого класу теоретичних методів, за основу яких беруться як результати експериментальних досліджень, так і певні допущення, на базі лінійних моделей стану гідравлічної ланки ІП. Вказані методи дозволяють

розв’язувати задачі визначення основних робочих характеристик проєктованого об’єкта, хоча при цьому дослідники зустрічаються з такими проблемами:

– недостатня достовірність одержаних результатів. Так, при використанні існуючих методів моделювання вібраційних та ВУ машин на базі ГІП необхідно виконувати перехід до штучної динамічної моделі із приведеними коефіцієнтами для коливальної системи, в якій ще додатково вводяться припущення, а це не завжди відповідає реальному фізичному процесу. Найбільш вагомим фактором, який впливає на достовірність результатів, є неможливість врахування реологічних властивостей технологічно оброблюваного середовища, і як наслідок неможливість врахування всіх діючих на виконавчий орган вібраційних та ВУ машин силових факторів, що спричиняє виникненню екстремальних динамічних навантажень на робочі елементи ГІП. Зокрема для моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів методом вібраційного і ВУ трамбування використовують відому енергомеханічну модель, в якій матеріал ґрунту, що ущільнюється, приймається лінійно-деформованим тілом, а це спричиняє недолік використання додаткової моделі про непружність удару, а також те, що не враховується зміцнення матеріалу в процесі його деформації, як наслідок отримуємо значну розбіжність між результатами моделювання й експериментальними даними. Важливим моментом, що обумовлює обмеження при використанні відомих теоретичних методів, є особливості досліджуваних конструкцій, зокрема, для ГВ та ГВУ технологічних машин на базі ІП в гідросистемі можуть виникати хвильові процеси зумовлені наявністю високого тиску і швидкості рідини, а це у свою чергу сприяє виникненню додаткових перехідних процесів, що призводить до накопичення надлишкових, нереалізованої вібраційною і ВУ системою технологічних рухів;

– низькі експлуатаційні характеристики об’єкта, що проєктується. Так, у багатьох існуючих методів проєктування в основу покладено штучну динамічну модель невисокої розмірності із приведеними коефіцієнтами гідравлічної ланки для коливальної системи, яка описує тільки одновимірний рух конструктивних елементів ГВ та ГВУ технологічної машини у вузькому діапазоні зміни таких робочих параметрів, як амплітуда і частота коливання елементів ІП. Цей підхід взагалі не

дозволяє визначати і досліджувати напружено-деформований стан робочих органів ГВ та ГВУ машин, і, як наслідок, можливість розвитку дефектів в матеріалі, з якого він виготовлений. При чому, при математичному моделюванні відомими методами технологічного процесу руйнування гірської породи вібраційними та ВУ гірничоруйнівними машинами враховуються параметри хвильових процесів, але такий підхід дозволяє визначати напруження в гірській породі в цілому, що усереднює поточні значення розподілених напружень й деформацій, а це у свою чергу унеможливлює дослідження зміни напружено-деформаційного стану гірської породи в перерізі. Більше того існуючі методи математичного моделювання при проєктуванні ГВ та ГВУ машин взагалі не дозволяють досліджувати просторову зміну розподілу параметрів тиску і швидкості робочої рідини в ГІП, а це у свою чергу не дозволяє виконувати проєктування запірних елементів ГІП при виникненні кавітаційних явищ, що негативно впливає на експлуатаційні характеристики системи в цілому. Найбільш вагомим фактором, який впливає на експлуатаційні характеристики досліджуваного об’єкта, є неможливість за допомогою відомих теоретичних і експериментальних методів точно визначати частоту власних коливань технологічно оброблюваного середовища, що дозволить забезпечити максимальний технологічний ефект;

– значний час і витрати на розробку і відпрацювання технологій. Зокрема, при моделюванні технологічного процесу вібротранспортування відомими методами за допомогою моделі типу систем твердих тіл, через трудомісткість розв’язку не можливо спрогнозувати поведінку сипучого середовища за областю експерименту або передбачити поведінку характеристики, важко вимірюваних в експерименті. Важливим моментом, що обумовлює обмеження при використанні відомих теоретичних та експериментальних методів, є особливості досліджуваних технологічних процесів, зокрема для опису в математичній моделі вібраційного та ВУ занурення паль усіх факторів, що впливають на самий технологічний процес, використовують параметр несучої здатності палі, що в свою чергу пропорційна нормальним напруженням ґрунту при різних динамічних навантаженнях, які визначаються експериментально. Так, у багатьох випадках використання діагностичної апаратури вимагає значних витрат, пов’язаних з придбанням апаратури

або її замовленням у фірм, які проводять відповідні дослідження; підготовкою поверхні досліджуваного об’єкта для проведення експериментальних вимірювань, що, як правило, передбачає значні об’єми земляних робіт, обробку результатів експериментальних досліджень з використанням значних ресурсів комп’ютерних систем; залученням значних ресурсів техніки та персоналу.

Рішення перерахованих проблем лежить на шляху пошуку нових підходів до математичного моделювання робочих процесів ГІП, створення на базі принципів системного аналізу теорії і практики математичного моделювання структурних рівнів ГВ та ГВУ систем і керуючих технологічних впливів, розробки програмних комплексів, які забезпечують розв’язання задачі багатокритеріального синтезу вібраційних та ВУ технологічних машин на базі ГІП. Тому для розробки нових методів і засобів математичного моделювання ГВ та ГВУ систем необхідно вирішити такі науково-технічні **завдання:**

1. Оцінити сучасний стан та перспективи розвитку проблеми математичного моделювання ГВ та ГВУ технологічних машин на основі вивчення їх особливостей як об’єктів моделювання, вибрати пов’язаний з технологічним процесом підхід до ідентифікації їхніх математичних моделей, методи одержання кількісних і якісних характеристик досліджуваного об’єкта.

2. Розробити одновимірні математичні моделі динамічних процесів та систем ГВ та ВУ машин, на основі принципової схеми конструкції технологічної машини та критеріїв ідентифікації режиму руху коливальних систем, що забезпечить визначення умов існування і стійкості роботи ГВ та ГВУ машин за допомогою аналізу амплітудно-частотної характеристики математичних моделей досліджуваних об’єктів та їх складових із використанням критеріальних рівнянь.

3. Обґрунтувати можливість використання основних положень гідродинаміки для моделювання руху робочої рідини в системах приводів, рівнянь руху елементів приводу в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності, що дозволить будувати найбільш точні і адекватні математичні моделі динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин.

4. Запропонувати підхід до побудови математичних моделей системи

оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу на базі ГВ та ГВУ машин на основі нечіткого логічного висновку та проведення параметричної ідентифікації (настроювання) моделі діагностування оцінки ефективності, яка дозволить визначати ефективні параметри режимів роботи ІП для реалізації ефективних технологічних впливів на технологічно оброблювані середовища.

5. Розробити методи чисельного розв’язання математичних моделей гідродинамічних процесів у системах приводів ГВ та ГВУ машин з урахуванням різних типів граничних умов та засобів їх чисельної реалізації, дослідження збіжності, стійкості та апроксимації різницевої схеми, особливостей режиму руху та її узагальнення на більш широкий клас об’єктів.

6. Виконати комплексні експериментально-теоретичні дослідження робочих процесів технологічних ГВ та ГВУ машин з метою визначення достовірності розроблених математичних моделей за допомогою порівняльного аналізу із результатами чисельного та імітаційного моделювання динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин.

7. На основі розробленої методики комп’ютерного моделювання динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин забезпечити ефективну реалізацію розроблених математичних моделей, з можливістю доцільного вибору алгоритмів стосовно властивостей конкретного завдання, і можливістю виконання швидких стійких рекурентних і високоточних ітераційних процедур, щоб на основі отриманих результатів розробити рекомендації для проєктних розрахунків головних параметрів ГІП.

8. Впровадити результати наукових досліджень на підприємствах та в установах, що займаються розробкою й експлуатацією ГВ та ГВУ машин для різних технологічних процесів.

Проведений аналіз дозволяє зробити такі висновки: у багатьох галузях промисловості прикладення до об’єктів обробки корисних вібрацій або ударних імпульсів дозволяє значно інтенсифікувати протікання ряду технологічних процесів і забезпечити оптимальність параметрів навантаження, що в застосуванні інших методів обробки є часто недосяжними. Аналіз переваг та недоліків приводів

вібраційних та ВУ технологічних машин показує, що в наш час суттєві переваги має ГІП, який дозволяє забезпечити високі робочі зусилля і широкий діапазон регулювання параметрів вібрації на виконавчій ланці, є простим та надійним в експлуатації і має невисоку металомісткість.

Подібна задача не може бути розв’язана без врахування багатьох критеріїв технологічного процесу, експлуатаційних характеристик оброблюваного середовища, показників структури властивостей, а ГВ та ГВУ технологічні машини необхідно розглядати системно, як складну динамічну систему, яка випробовує на собі комплекс впливів і має низку керуючих параметрів. Такий підхід вимагає узагальнення наукових і методологічних основ математичного моделювання цих типів технічних систем, розробки математичного апарату аналізу та багатокритеріального синтезу ГІП, проблемно орієнтованих програмних комплексів і створення на їх основі ефективних конструкцій ГВ та ГВУ технологічних машин із заданими властивостями.

Основні підходи та результати, наведені в першому розділі, висвітлені в таких публікаціях автора – в монографії [72], статтях [84], [86] і тезах [82], [83], [85], [105], [116].

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА СИСТЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

2.1 Висунення гіпотез стосовно математичного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних і віброударних технологічних машин

Розробка першого підходу опирається на дослідження функціональної сторони динамічних систем ГВ та ГВУ технологічних машин, що розглядаються як деякий «чорний ящик» [59], [215], що має вхідні X і вихідні Y змінні параметри (рис. 2.1). Між цими змінними параметрами «чорний ящик» реалізує зв'язок, який визначається деяким математичним оператором A, що здійснює однозначне перетворення вхідних X і вихідних Y змінних параметрів. Тому під математичною моделлю розуміється будь-який математичний оператор A, який дозволяє за відповідними даними вхідних параметрів X ГВ та ГВУ систем встановити вихідні значення динамічних параметрів Y об’єкта моделювання (рис. 2.1):

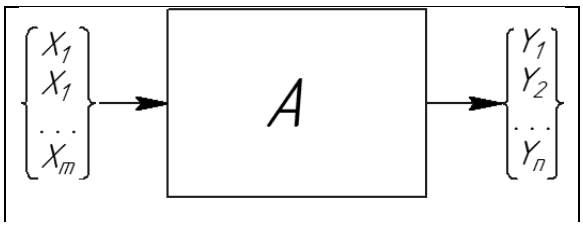


Рисунок 2.1 – Схема математичної моделі «чорний ящик»

$$A: X \rightarrow Y;\ X \in \Omega_X;\ Y \in \Omega_Y, \tag{2.1}$$

де Ω_X, Ω_Y – множина допустимих значень вхідних і вихідних параметрів для моделюючого об’єкта. У залежності від природи моделюючого об’єкта елементами множин Ω_X і Ω_Y можуть бути будь-які математичні об’єкти (числа, вектори, тензори, функції тощо) [216], [217].

У загальному випадку параметри, що описують стан і поведінку об’єкта моделювання ГВ та ГВУ технологічних машин, розбиваються на ряд підмножин, які не перетинаються: Ω_X – сукупність вхідних параметрів (керованих) впливів на об’єкт (подача гідронасоса, жорсткість і конструктивні параметри пружних і запірних елементів регулюючої гідроапаратури тощо [51], [218]); Ω_E – сукупність впливів

зовнішнього середовища (реологічні властивості та міцністні характеристики технологічно оброблюваного середовища [58], [219]); Ω_I – сукупність внутрішніх (власних) параметрів об'єкта (коефіцієнт в'язкісного тертя в гідравлічній ланці, власні частоти коливання деталей ГІП і гідравлічної ланки [53], [54]); Ω_Y – сукупність вихідних характеристик (амплітудно-частотні характеристики вібраційних та ВУ машин [2]).

У загальному випадку оператор моделі A перетворює екзогенні параметри вібраційних та ВУ систем в ендогенні Y [14]:

$$\{X, E, I\} \rightarrow Y, \tag{2.2}$$

де X – параметри, що описують вплив зовнішнього технологічно оброблюваного середовища E; I – параметри, що характеризують внутрішні (власні) характеристики об'єкта моделювання вібраційних та ВУ систем, що відносять до незалежних (екзогенних) величин; Y – вихідні параметри (амплітудно-частотні характеристики вібраційних та ВУ систем) залежні (ендогенні) величини [9].

Другий підхід передбачає системний підхід розкриття внутрішньої структури технічної системи ГВ та ГВУ технологічних машин, яка представляє собою сукупність підсистем (елементів), що виконують певну функцію (рис. 2.2), пошук лінійних (k_1, k_2, k_3) і нелінійних (c_1, c_2, c_3) ефектів (пружно-демпфуючі параметри вібраційних та ВУ систем [91], [98]), вхідних (F_1, F_2, F_3) параметрів і на цій основі формулювання математичної моделі системи (Y_1, Y_2, Y_3) [154], [220].

Такий підхід дозволяє забезпечити високу ступінь повноти розробленої математичної моделі, яка полягає в описанні всіх фізико-механічних параметрів функціональних блоків (див. рис. 1.9) узагальненої моделі ГВ та ГВУ технологічних машин.

На наступному етапі виконується якісний аналіз і перевірка коректності моделі на основі експериментальних даних по експлуатації дослідного зразка, а також отриманих від досвіду розробки і експлуатації ГВ та ГВУ технологічного обладнання [82], [129], а також використання математичних моделей аналогів [221].

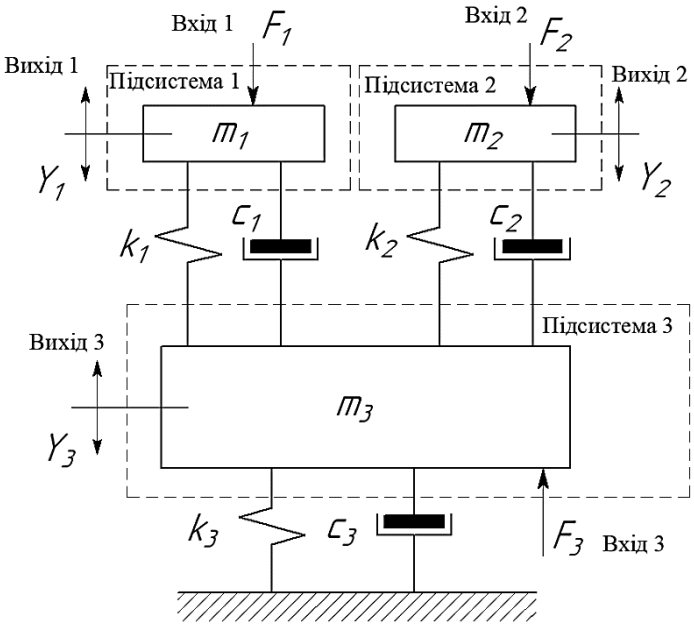


Рисунок 2.2 – Типова схема системного підходу до математичного моделювання ГВ та ГВУ технологічних машин

Вибір і обґрунтування вибору методів розв’язання задачі полягає у функціональному відображенні всіх основних параметрів ГВ та ГВУ систем [81], [87], [129], її логіки роботи і функціонального призначення [222].

При аналітичному або алгоритмічному розв’язанні задачі, у вигляді програми на комп’ютерних системах, вибирається стратегія математичного моделювання, яка виконується з метою раціоналізації процесу розробки моделі [223], [224]. Вона полягає у визначенні необхідної послідовності виконання робіт, одержанні та використанні проміжних результатів, зниженні ймовірності появи помилок, використанні готових блоків моделей, методів і методик [225], [226]. У результаті проходження вказаних вище етапів математичного моделювання отримано закінчену математичну модель ГВ та ГВУ систем, яка придатна для розрахунків.

При розробці моделі звичайно допустимі помилки – як грубі, так і не суттєві. Тому одержана математична модель ГВ та ГВУ систем потребує аналізу з метою підтвердження її адекватності (достовірності). Проводиться комплекс пробних розрахунків («перший розрахунок»). При цьому одержується початковий масив інформації [*Y*] (вихідні параметри у вигляді амплітудно-частотних характеристик ГВ та ГВУ систем, тензорів напружень, деформацій тощо) за результатами

математичного моделювання. Одержаний масив піддається аналізу з метою перевірки адекватності (достовірності) математичної моделі ГВ та ГВУ систем для підтвердження правильності результатів моделювання.

Перевірка адекватності виконується шляхом порівняння результатів моделювання ГВ та ГВУ технологічних машин з еталоном (експеримент, модельний (достовірний) розрахунок, явище тощо [254]).

У випадку, коли модель ГВ та ГВУ систем задовольняє умови адекватності, процес розробки моделі вважається завершеним, і тоді йде перехід безпосередньо до практичного використання математичної моделі [226] з метою визначення ефективності розроблених методів і засобів математичного моделювання. Практичне застосування розроблених математичних моделей полягає в розробці нової методики проєктного розрахунку відповідного класу технологічних систем з високими експлуатаційними характеристиками, які виражені показником ККД.

2.2 Розроблення методу визначення типу вібраційних та віброударних систем за їх режимом руху виконавчої ланки

Основним фактором для інтенсифікації виробничих процесів є спроба класифікації машин за ознаками вібраційного та ВУ режиму роботи виконавчих органів, і здійснюється в залежності від того, яка із складових навантаження коливальна (пульсуюча) або ударна (імпульсна) є основним фактором інтенсифікації технологічних процесів [2]. Саме тому актуальною задачею є формалізація ознак виникнення вібраційних і ВУ режимів роботи на основі математичної моделі робочих процесів ГВ та ГВУ технологічних машин, що дозволить більш точно визначити критерії синтезу цих динамічних систем.

2.2.1 Вібраційний режим роботи

Вібраційним процесом називається коливання механічної системи (об’єкта обробки або виконавчого елемента) з невеликою амплітудою (порядку кілька міліметрів або часток міліметра) і достатньо високою (до 100 Гц) частотою [227], [228].

Жорсткість будь-якої механічної системи характеризується функціональною залежністю:

$$\Phi(x) = -F(x), \tag{2.3}$$

де $F(x) = -f(kx)$ – відновлювальна сила, яка функціонально зв'язана із координатою x переміщення виконавчого органу вібраційної машини; k – коефіцієнт жорсткості вібраційної системи (коефіцієнт квазіпружності).

При коливаннях механічних систем крім відновлювальних сил розвиваються сили опору, які пов'язані із швидкостями точок системи. Оскільки вони здійснюють незворотну від'ємну роботу, то це спричиняє дисипацію (розсіювання) механічної енергії. До дисипативних сил можна віднести сили опору рідкого або газового середовища [229]. При цьому дисипативна сила функціонально зв'язана із швидкістю dx/dt і може бути записана у вигляді: $F(\dot{x}) = -f(c\dot{x})$, де c – коефіцієнт опору середовища [229]).

Характеристика сил опору буде описується функціональною залежністю:

$$\Phi(\dot{x}) = -F(\dot{x}), \tag{2.4}$$

де $F(\dot{x}) = -f(c\dot{x})$ – дисипативна сила функціонально пов'язана із швидкістю dx/dt виконавчого органу вібраційної машини; c – коефіцієнт опору середовища дисипації (розсіюванню) механічної енергії вібраційної системи.

У залежності від типу функцій $F(x)$ і $F(\dot{x})$ характеристики жорсткості і опору механічних коливальних систем можуть бути як лінійними [230], так і не лінійними (рис. 2.3).

Коливальна характеристика вібраційної машини представляється у вигляді функції внутрішніх сил змішаного типу:

$$\Phi(x, \dot{x}) = k(F(x), F(\dot{x})). \tag{2.5}$$

До зовнішніх сил будуть відноситись збуджуючі сили, які задані у вигляді явних функцій часу $F(t) = \zeta(t)$ і тому не залежать від руху системи до якої вони прикладені.

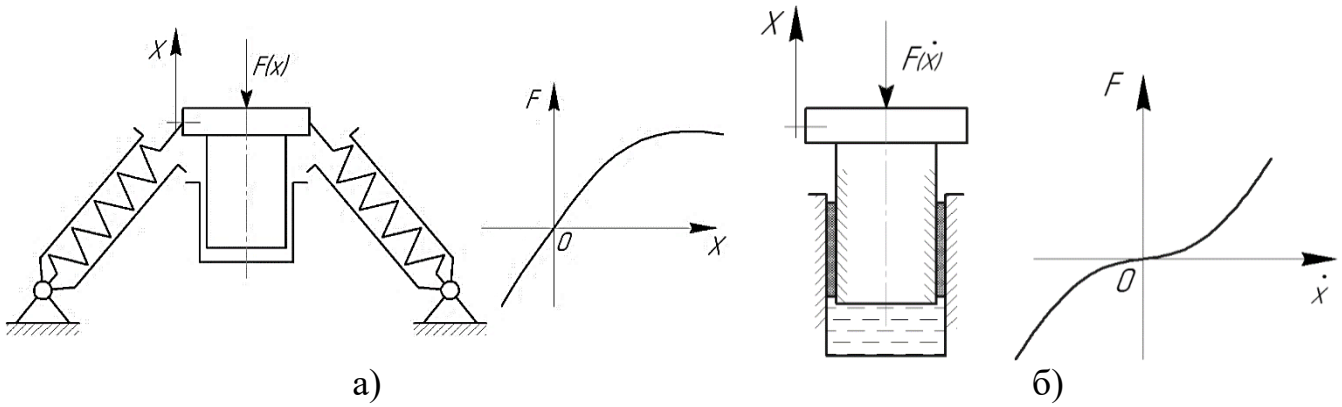


Рисунок 2.3 – Діаграми характеристик сил жорсткості (а) і сил опору (б) гідравлічних вібраційних технологічних машин

Для гідравлічних вібраційних машин результатом збуджуючої сили є тиск, що генерується завдяки ГІТ у порожнині виконавчого гідроциліндра.

Конструкції механізмів віброзбуджувачів і умови створення на них зовнішніх сил для коливальних процесів вібраційної машини були розглянуті у розділі 1.2.

У загальному вигляді ГВ машини, як один із видів неавтономних коливальних систем, будуть характеризуватись загальним рівнянням:

$$\tilde{a}\ddot{x}+\Phi(x,\dot{x})=F(t), \qquad (2.6)$$

де $\tilde{a}$ – інерційний коефіцієнт коливальної системи.

Рівняння (2.6) представляє собою нелінійну модель неавтономних коливальних систем. З метою використання розроблюваних лінеаризованих методик математичного моделювання ГВ та ГВУ машин необхідно методом прямої лінеаризації [160] замінити нелінійну функцію сил жорсткості $\Phi(x)$ лінійним виразом:

$$F_*(x)=\tilde{k}^2 x, \qquad (2.7)$$

де $\tilde{k}$ – квазічастота вільних коливань, що визначається. Відхилення заміненої

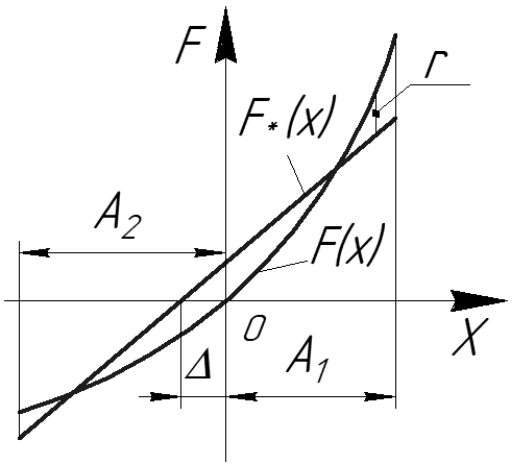


Рисунок 2.4 – Діаграма лінеаризації функції внутрішніх сил

характеристики (2.7) від замінюваної $F(x)$ залежить від координати (рис. 2.4):

$$r = F(x) - F_*(x), \tag{2.8}$$

де $F_*(x) = \tilde{k}^2(x+\Delta)$ – замінювана лінійна характеристика; $\Delta = (A_2 - A_1)/2$ – середнє положення, центр біля якого відбуваються коливання; A_1 і A_2 – відповідне початкове і найбільше відхилення коливальної системи. Зв'язок між цими найбільшими відхиленнями визначається формулою:

$$\int_{-A_2}^{A_1} F(x)dx = 0, \tag{2.9}$$

яка виражає рівність потенціальних енергій системи в обох крайніх положеннях.

Оскільки вважається, що похибка (2.8) пропорційна $x+\Delta$, тоді мінімізації належить інтеграл:

$$I = \int_{-A_2}^{A_1} \left\{ \left[F(x) - \tilde{k}^2(x+\Delta x) \right](x+\Delta x) \right\}^2 dx. \tag{2.10}$$

Розв'язуючи рівняння $dI/d(p^2) = 0$, отримуємо:

$$\tilde{k}^2 = \frac{5}{(A_1+A_2)^5} \int_{-A_2}^{A_1} F(x)(x+\Delta)^3 dx. \tag{2.11}$$

Для нелінійного типу характеристик сил жорсткості $F(x)=\gamma x^3$, який представлений на рисунку 2.3 б характеристика сил жорсткості симетрична [160], відповідно $\Delta = 0$, $A_1 = A$, $A_2 = 0$ і тоді із рівняння (2.11):

$$\tilde{k}^2 = \frac{5}{A^5}\int_0^A F(x)x^3dx = \frac{5}{A^5}\int_0^A \gamma x^3 x^3 dx = \frac{5}{7}\alpha A^2. \tag{2.12}$$

Значення $\tilde{k} = 0{,}8452A\sqrt{\alpha}$ на 0,24 % більше порівняно з точним розв'язком отриманим за методикою [160], що підтверджує правильність обраної методики лінеаризації функції характеристик сил жорсткості.

2.2.2 Віброударний режим роботи

ВУ процесом називають коливання механічної системи при якому відбувається систематичне співударяння між її окремими елементами [230]. Так широкого

поширення набуває використання ВУ машин із імпульсним збудженням, тому актуальним є розгляд умов виникнення ВУ режиму роботи від імпульсного навантаження.

Оскільки удар характеризується імпульсом сили [101], [159]: $\Im = \int_{t_0}^{t_1} F(t)dt$, де t_0 і t_1 – час початку і кінця удару; $F(t)$ – функція сили ударної взаємодії, тому необхідно визначити за яких умов коливальна система переходить з вібраційного на ВУ режим роботи. Оскільки виконавчий орган ГВ та ГВУ технологічних машин – підпружинений поршень гідроциліндра 1 (рис. 2.5), тоді ідеалізовано цю коливальну систему на базі розроблених принципових схем (додаток А) можна представити консервативною (відсутність дисипативних сил) з одним степенем вільності. Тоді для цієї системи розглядаються вимушені коливання, що виникають при дії заданої збуджуючої сили $F=F(t)$, яка виникає від дії тиску $p(t)$ робочої рідини у порожнині гідроциліндра 3 на його основу площею S. Записуючи умову рівноваги за правилом Д'Аламбера [62], $ma + F_{пр} - p(t)S = 0$, де a – прискорення виконавчого органу 1; $F_{пр} = kx$ – сила пружності від пружних елементів 2. Тоді рух виконавчого органу 1 масою m представляється диференціальним рівнянням [74]:

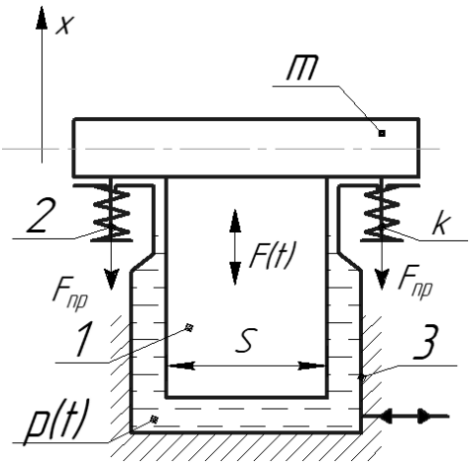


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема коливального процесу ГВ та ГВУ машин

$$m\ddot{x} + kx = F(t), \tag{2.13}$$

де k – приведена жорсткість пружних елементів 2 виконавчого органу 1; x – координата переміщення виконавчого органу, поршня гідроциліндра 1.

Вводяться позначення в початковий момент $x(0) = x_0, \quad \dot{x}(0) = v_0$, і позначення для перетворення Лапласа [231], [232]: $X(p) \dot{\longrightarrow} x(t), \quad F(p) \dot{\longrightarrow} F(t)$, і складаються зображення рівняння (2.13):

$$m\left[p^2 X(p) - px_0 - v_0 \right] + kX(p) = F(p),$$

із якого виходить

$$X(p)=\frac{F(p)}{mp^2+k}+\frac{mpv_0}{mp^2+k}+\frac{mp^2x_0}{mp^2+k}. \qquad (2.14)$$

Початкова функцію першого доданку рівняння (2.14) знаходиться за теоремою згортання перетворення Лапласа [231], [232]:

$$X(p)=\frac{1}{m\omega_0 p}F(p)\frac{\omega_0 p_0}{p^2+\omega_0^2}\dot{\div}\frac{1}{m\omega_0}\int_0^t F(\tau)\sin\omega_0(t-\tau)d\tau,$$

де $\omega_0=\sqrt{k/m}$ – власна частота коливання ГВ та ГВУ машин.

Початкова функція другого доданка рівняння (2.14):

$$\frac{mpv_0}{mp^2+k}=\frac{v_0}{\omega_0}\frac{\omega_0 p}{p^2+\omega_0^2}\dot{\div}\frac{v_0}{\omega_0}\sin(\omega_0 t),$$

і початкова функція третього доданка рівняння (2.14):

$$\frac{mp^2x_0}{mp^2+k}=x_0\frac{p^2}{p^2+\omega_0^2}\dot{\div}x_0\cos(\omega_0 t).$$

Початкова функція всього виразу (2.14), тобто розв’язок рівняння (2.13), має вигляд:

$$x(t)=x_0\cos(\omega_0 t)+\frac{v_0}{\omega_0}\sin(\omega_0 t)+\frac{1}{m\omega_0}\int_0^t F(\tau)\sin\omega_0(t-\tau)d\tau, \qquad (2.15)$$

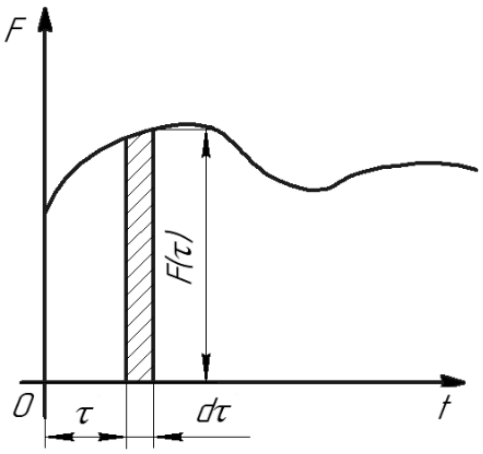


Рисунок 2.6 – Діаграма дії зовнішньої збуджуючої сили

тому що $x(0)=x_0=0,\quad \dot{x}(0)=v_0=0$, тоді з рівняння (2.15) отримують періодичну функцію, що характеризує роботу ідеалізованої ГВ та ГВУ машини:

$$x(t)=\frac{1}{m\omega_0}\int_0^t F(\tau)\sin\omega_0(t-\tau)d\tau. \qquad (2.16)$$

Аналіз рівняння (2.16) дозволяє прийти до висновку, що переміщення від дії випадкової збуджуючої сили може розглядатись як послідовність скінчено малих імпульсів $F(\tau)d\tau$

(рис. 2.6). Для того, щоб надати умові ВУ навантаження математичне визначення, розглядається випадок, коли на систему діє збуджуюча сила протягом короткого проміжку часу τ'. Розглянемо дію збуджуючої сили $F(t)$ на робочий орган ГВ та ГВУ машини, яка раптово прикладається в момент $t=0$ (рис. 2.7 а). За результатами досліджень А. Н. Крилова [99], [160], було дано оцінку динамічної поправки збуджуючої сили $F(t)$, коли $F(0)=0$ і крива зміни збуджуючої сили $F(t)$ має один максимум (див. рис. 2.7 а) і період вільних коливань ГВ та ГВУ машини достатньо малий порівняно з тривалістю росту сили, тому вона може вважатися такою, що повільно змінюється, а її дію можна розраховувати без врахування динамічності, тобто вважати силу прикладеною статично. Тому буде розглядатись дія збуджуючої сили $F(t)$ такою, що залишається постійною протягом деякого часу τ', а потім таким же чином миттєво зникає (рис. 2.7 б), при чому з вказаних вище причин $\tau' < T/2$.

Тому з рівняння (2.16) і рисунку 2.7 б, для $\tau' > \tau$ виходить:

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_0}\int_0^{\tau'} F(\tau)\sin\omega_0(t-\tau)d\tau = \frac{F}{m\omega_0}\int_0^{\tau'}\sin\omega_0(t-\tau)d\tau = \frac{2F}{k}\sin\frac{\omega_0\tau'}{2}\sin\omega_0\left(t-\frac{\tau'}{2}\right). \quad (2.17)$$

Відповідно знаходиться амплітуда коливань:

$$x_{\max} = \frac{2F}{k}\sin\frac{\omega_0\tau'}{2} = \frac{\Im}{m\omega_0}\frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha}, \quad (2.18)$$

де $\Im = F\tau$ – імпульс збуджуючої сили $F(t)$, а $\alpha = \dfrac{\omega_0\tau'}{2\pi}$ – відношення тривалості дії збуджуючої сили $F(t)$ до періоду вільних коливань ГВУ машини.



а) б)

Рисунок 2.7 – Діаграма зміни миттєвої збуджуючої сили на робочий ланці ГВУ машини: а) – реальний закон зміни збуджуючої сили $F(t)$;
б) – розрахунковий закон зміни збуджуючої сили $F(t)$

Аналіз рівняння (2.17) показує, що вплив на тривалість імпульсу визначається значенням дробу $\frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha}$. На рисунку 2.8 показано зміну значення дробу $\frac{\sin(\pi\alpha)}{\pi\alpha}$ в залежності від відносної тривалості дії сили. Зокрема, при $\alpha < 0{,}18$ заміна короткочасного імпульсу миттєвим тягне похибку, меншу ніж 5 %.

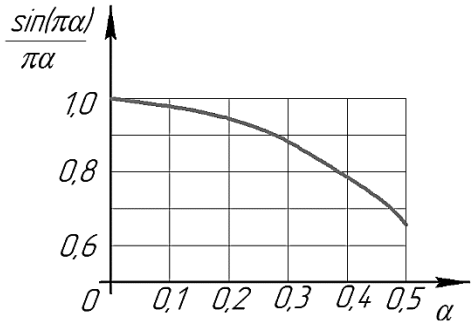


Рисунок 2.8 – Графік зміни тривалості імпульсу в залежності від відносної тривалості дії сили

Позаяк частота дії прикладеної збуджуючої сили $F(t)$ рівна $\omega = \frac{2\pi}{\tau'}$, звідки $\omega_0 = \alpha\omega$, а через те, що $\alpha < 0{,}18$ то $\omega_0 < 0{,}18\omega$, або $\omega > 5{,}6\omega_0$. Тому із вказаного вище отримують важливий висновок, що ВУ процесом може називатись такий коливальний процес, коли власна частота коливань ГВУ машини менша ніж 0,18 частоти прикладеного ударного навантаження (збуджуючої сили).

Як видно із наведених вище залежностей, коливальний процес характеризується дією збуджуючої сили безпосередньо на робочий орган ГВ та ГВУ машин, тобто в процесі коливання не було ударного контакту з іншими тілами. Такі ГВУ машини складаються з гідроприводу, що базується на ГІП, який працює від гідроакумулятора [112]. Прикладом ВУ машин на базі гідроприводу «систем тиску» (див. рис. 1.15) [25] можуть служити різні інерційні вібропрес-молоти і палезанурювальні машини [24].

Проаналізуємо ВУ коливання при якому відбувається ударний контакт між окремим елементами ГВ та ГВУ машин, на прикладі робочого органу, який збуджується періодичною силою $F=F(t)$. Прикладом таких ГВУ машин (додаток А) можуть бути різні ВУ пристрої на базі гідроприводу «систем витрат» (див. рис. 1.14) [25] і можуть служити різні машини для руйнування гірських порід, а також поверхневі віброущільнюючі машини для будівельних і дорожніх робіт [18].

З метою визначення функції збуджуючих сил на виконавчому органі ВУ машини, необхідно розглянути функцію зміни витрати робочої рідини в порожнині

гідроциліндра 3 в приводах типу «системи витрат» (див. рис. 1.14). Із рівняння (1.33) при $r/l<<1$, витрата може бути представлена:

$$Q = Sr\omega\sin\omega t,\ \ 0 \le t \le 2\pi/\omega\ . \qquad (2.19)$$

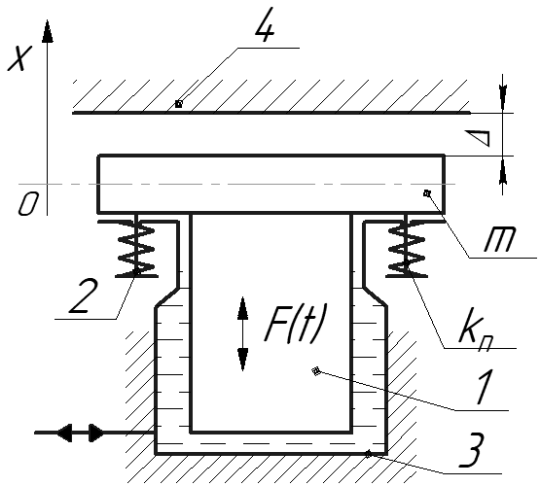


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема коливального процесу ГВУ машини

Зміна тиску в порожнині гідроциліндра 3, який генерується ПВ [6] (рис. 2.9):

$$\left(\frac{V_0}{E_1}\right)\frac{dp}{dt} = Q - S\dot{x}, \quad 0 \le t \le 2\pi/\omega, \qquad (2.20)$$

де V_0 – початковий об'єм порожнини гідроциліндра 3; E_1 – зведений модуль об'ємної пружності рідини [27]; S – площа гідроциліндра 1; x – переміщення гідроциліндра.

З рівняння (2.19) і (2.20) сила, що діє на основу гідроциліндра 1:

$$F_ц = pS = \frac{E_1}{V_0}S\int_0^p (Q - S\dot{x})dt = F_0'\omega t\sin\omega t - k_0 x;\ 0 \le t \le 2\pi/\omega, \qquad (2.21)$$

де $F_0' = \frac{S^2 r}{V_0}E_1$ – амплітуда сил тиску робочої рідини генерованої віброзбуджувачем [96] в порожнині гідроциліндра 3; $k_0 = \frac{S^2}{V_0}E_1$ – зведена жорсткість робочої рідини.

З метою лінеаризації складової $F_0'\omega t\sin\omega t$ функції (2.21) застосовується розкладення в ряд Фур'є [233]:

$$F_ц = F_0'\left(\frac{4\pi^2 - 1}{4\pi}\right)\sin\omega t - \frac{4}{\pi}F_0'\sin 2\omega t + \ldots, \qquad (2.22)$$

У рівнянні (2.22) другий і наступні члени можуть бути відкинутими, бо в неавтономних високопотужних коливальних системах вони вносять незначну зміну в амплітудно-частотні характеристики [164]. Тому збуджуюча сила буде представлятись у вигляді гармонічної функції $F(t)=F_0\cos(\omega t+\varphi)$, де

$F_0 = \left(\frac{4\pi^2 - 1}{4\pi} \right) \frac{S^2 r}{V_0} E_1$ – амплітуда сили, що виникає від дії тиску робочої рідини у порожнині гідроциліндра; $\varphi = \pi/2$ – зсув по фазі [35], [75].

Коливання робочого органу (див. рис. 2.9) представляється у вигляді гідроциліндра 1, зворотно-поступальний рух якого обмежується жорстким упором 4 на відстані Δ. Тоді рух виконавчого органу 1 масою m описується диференціальним рівнянням [76]:

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos(\omega t + \varphi), \tag{2.23}$$

де $k = k_n + k_0$ – приведена жорсткість пружин 2 виконавчого органу 1 і робочої рідини; x – координата переміщення виконавчого органу 1.

Загальний розв'язок неоднорідного лінійного рівняння (2.23) представляється у вигляді [173]:

$$\begin{aligned} x &= C_1 \cos(\omega_0 t) + C_2 \sin(\omega_0 t) + \xi_1 \cos(\omega t) + \xi_2 \sin(\omega t) = \\ &= C_1 \cos(\omega_0 t) + C_2 \sin(\omega_0 t) + a \cos(\omega t + \varphi + \pi/2), \end{aligned} \tag{2.24}$$

де C_1, C_2 – довільні постійні; $a = \sqrt{\xi_1 + \xi_2}$ – амплітуда вимушених коливань без обмежувального упору на відстані Δ; $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливання ГВ та ГВУ машини; $b = 0$ [235]. З рівняння (2.16) знаходиться функція вимушених коливань без упору 4 на відстані Δ при $x(0) = x_0 = 0, \quad \dot{x}(0) = v_0 = 0$:

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_0} \int_0^t \cos(\omega\tau + \varphi + \frac{\pi}{2}) \sin\omega_0(t-\tau) d\tau = \frac{F_0}{m\omega_0} \int_0^t \cos(\omega\tau + \varphi + \frac{\pi}{2}) \sin\omega_0(t-\tau) d\tau =$$

$$= \frac{(F_0/m)}{(\omega_0^2 - \omega^2)} \left(\cos(\omega t + \varphi) - \frac{\omega}{\omega_0} \sin(\omega_0 t) \right) = \frac{(F_0/\omega_0^2 m)}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)} \left(\cos(\omega t + \varphi) - \frac{\omega}{\omega_0} \sin(\omega_0 t) \right). \tag{2.25}$$

Рівняння (2.25) показує, що амплітуда вимушених коливань без обмежувального упору на відстані Δ:

$$a = \frac{a_{cm}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}. \tag{2.26}$$

де $a_{cm}=F_0/k$ – статичний прогин від дії амплітуди збуджуючої сили F_0. В силу нелінійності системи, поряд із періодичними рухами частоти ω_0, в ній можуть існувати субгармонічні режими [236] з періодом, кратним періоду збудження. Наступним розглядається коливання ГВ та ГВУ машини з обмежувальним упором 4 на відстані Δ. Поєднуючи початок відліку часу з моментом після удару (див. рис. 2.9), початкові умови для всієї сукупності вказаних періодичних рухів записуються таким чином: $t_1=0,\ x=\Delta,\ \dot{x}=v_1$ – до ударного контакту із жорстким упором 4; $t_2=2\pi l/\omega,\ x=\Delta,\ \dot{x}=v_2$ – після ударного контакту (відскоку) із жорстким упором 4; v_1, v_2 – швидкість виконавчого органу 1 до ударної взаємодії і після з жорстким обмежувальним упором 4 на відстані Δ, l – кратність коливального режиму. Також слід зауважити, оскільки реальні тіла не є абсолютно пружними, тоді ударна взаємодія виконавчого органу 1 ГВУ машини із жорстким упором 4 на відстані Δ характеризується коефіцієнтом відновлення $R=v_2/v_1$ [34], який лежить в межах від 0 до 1. Тобто при R=1 у нас удар абсолютно пружний, а при R=0 у нас удар абсолютно пластичний (у виконавчого органу відсутній відсоток від жорсткого упору), тобто швидкість $v_2=0$. Ці початкові умови підставляються в рівняння (2.24):

$$\begin{cases} \Delta = C_1\cos(\omega_0 t_1)+C_2\sin(\omega_0 t_1)+a\cos\left(\omega t_1+\varphi\right); \\ v_1 = -C_1\omega_0\sin(\omega_0 t_1)+C_2\omega_0\cos(\omega_0 t_1)-a\sin\left(\omega t_1+\varphi\right); \\ \Delta = C_1\cos(\omega_0 t_2)+C_2\sin(\omega_0 t_2)+a\cos\left(\omega t_2+\varphi\right); \\ v_2 = -C_1\omega_0\sin(\omega_0 t_2)+C_2\omega_0\cos(\omega_0 t_2)-a\sin\left(\omega t_2+\varphi\right). \end{cases} \tag{2.27}$$

Із системи рівнянь (2.27) визначаються: $C_1=\Delta-a\cos(\varphi)$, $C_2=C_1 tg\left(\dfrac{\pi l\omega_0^2}{\omega^2}\right)$.

Тоді з рівняння (2.24) визначається:

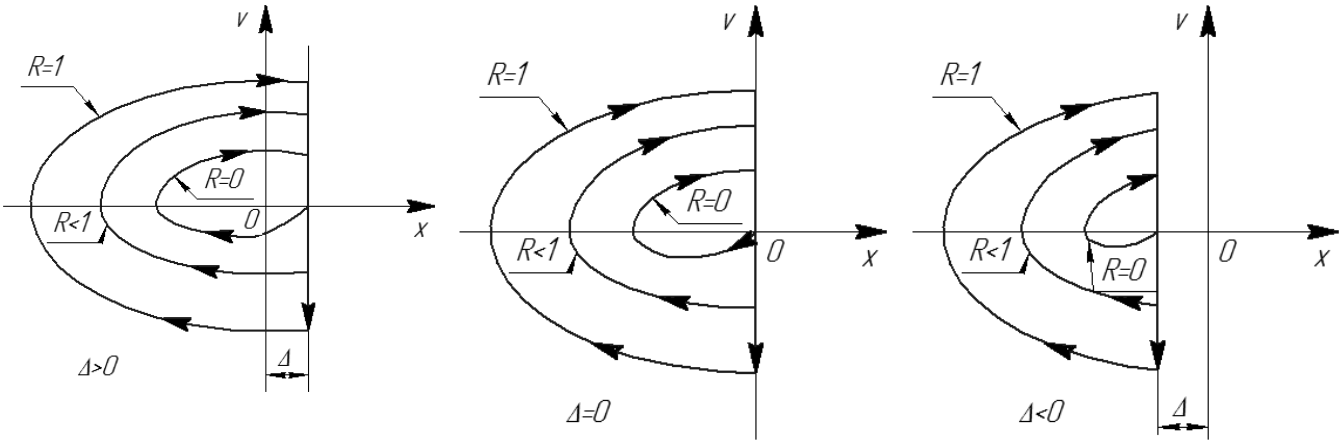
$$x=\xi\cos\left[\frac{\omega t-\pi l}{\left(\omega^2/\omega_0^2\right)}\right]+\psi\cos\left(\omega t+\varphi\right), \tag{2.28}$$

де $\xi=\dfrac{\Delta-a\cos(\varphi)}{\cos\left(\dfrac{\pi l\omega_0^2}{\omega^2}\right)}$, $\psi=\dfrac{F_0}{c\left(1-\dfrac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)}$.

Для функції швидкості:

$$v = \frac{dx}{dt} = -\xi \frac{\omega_0^2}{\omega} \sin\left[\frac{\omega t - \pi l}{\left(\omega^2 / \omega_0^2\right)} \right] - \psi\omega \sin\left(\omega t + \varphi\right). \qquad (2.29)$$

З рівнянь (2.28), (2.29) будується фазова траєкторія виконавчого органу ГВУ машини на фазовій площині (рис. 2.10).



а) б) в)

Рисунок 2.10 – Фазова траєкторія робочого органу для ГВУ машин при різних варіантах розміщення обмежувача і коефіцієнта відновлення *R*:
а) – при $\Delta > 0$; б) – при $\Delta = 0$; в) – при $\Delta < 0$

З рисунку 2.10 видно, що ВУ режим існує при установці жорсткого упору в межах амплітуд коливання робочого органу ($0 < |\Delta| < a$), що і буде основним критерієм виникнення ВУ режиму для ГВ та ГВУ машин при якому відбувається ударний контакт між окремими її елементами.

2.2.3 Розроблення функціональної математичної моделі динаміки вібраційних та віброударних систем

У попередньому підрозділі при побудові точних розв’язків застосовувались різні математичні моделі системи на етапах руху між ударами і в моменти співударянь. Перші описувались лінійними диференціальними рівняннями, інші – кінцевими співвідношеннями стереомеханічної теорії удару [139], які вводились в якості граничних умов процесу. Застосована процедура пошуку періодичних

розв'язків, в якій визначена регулярність співударянь, може бути постульована, проте навіть і в цьому випадку побудовані розв'язки не є цілком адекватними дослідним моделям через можливості додаткових перетинів траєкторіями тіл обмежувальних рівнів. З цієї причини необхідно перейти до побудови і аналізу єдиної форми запису рівнянь рухів елементів ГВ та ГВУ машин, що співударяються на всій часовій осі, які описують повну сукупність реалізованих рухів. Це досягається за допомогою введення нелінійних залежностей, що відображають процес силової взаємодії співударяння тіл або їх елементів [237].

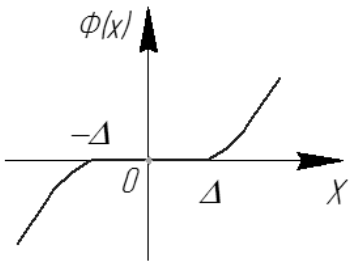
Вказані залежності будуються на основі силових характеристик контактної взаємодії $\Psi(x)$ або $\Psi(x,\ \dot{x})$, і у випадку односторонньої ударної взаємодії при відносній координаті $x=\Delta$ (див. розд. 2.2.2) мають вигляд:

$$\Phi(x)=\Psi(x-\Delta)\eta(x-\Delta); \tag{2.30}$$

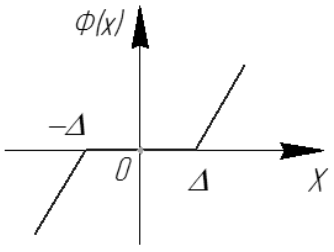
$$\Phi(x,\dot{x})=\Psi(x-\Delta,\dot{x})\,\eta(x-\Delta), \tag{2.31}$$

де $\eta(x)$ – функція одиничного стрибка Хевісайда [200]:

$$\eta(x)=\begin{cases}0, & x<0,\\ 1, & x\geq 0.\end{cases}$$



а)



б)

Рисунок 2.11 – Діаграма силової характеристики ударної взаємодії

У випадку симетричної двосторонньої взаємодії елементів ударної пари, встановлених при $x=0$ із загальним зазором 2Δ, аналогічні характеристики будуть мати такий вигляд:

$$\Phi(x)=\Psi(|x|-\Delta)\,\eta(|x|-\Delta)\,\mathrm{sign}(x); \tag{2.32}$$

$$\Phi(x,\dot{x})=\Psi(|x|-\Delta,\dot{x})\,\eta(|x|-\Delta)\,\mathrm{sign}(x). \tag{2.33}$$

Вирази типу (2.30), (2.32) будуть називатись статичними, а типу (2.31), (2.33) – динамічними силовими характеристиками ударних пар (рис. 2.11).

Наприклад, при описанні контактної взаємодії за теорією Герца [238], статичні характеристики у випадку двосторонніх співударянь мають вигляд (рис. 2.11 а):

$$\Phi(x, \dot{x}) = c_1(|x| - \Delta, \dot{x})^{3/2}\ \eta(|x| - \Delta)\,\mathrm{sign}(x)\ , \qquad (2.34)$$

а при апроксимації силової характеристики контактної взаємодії мають лінійну залежність [239] (рис. 2.11 б):

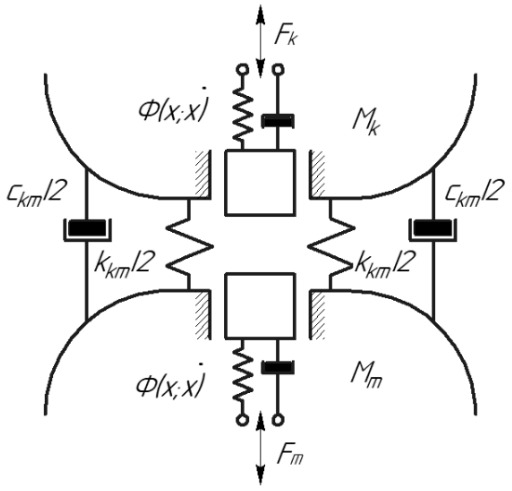


Рисунок 2.12 – Схема взаємодії одномірної ударної пари

$$\Phi(x, \dot{x}) = c_2(|x| - \Delta, \dot{x})\ \eta(|x| - \Delta)\,\mathrm{sign}(x), \qquad (2.35)$$

де c_1, c_2 – коефіцієнти пропорційності [128], [188].

У загальному випадку для стаціонарної голономної механічної системи із повною дисипацією c_{lq} і пружними зв'язками жорсткістю k_{lq} з n степенями вільності, при наявності єдиної нелінійності у вигляді одновимірної ударної пари, яка утворюється k-ю і m-ю масами (рис. 2.12), рівняння може бути представлене у вигляді [76]:

$$\begin{cases} \Psi_{11}(p)x_1 + \ldots + \Psi_{1k}(p)x_k + \ldots + \Psi_{1m}(p)x_m + \ldots + \Psi_{1n}(p)x_n = F_1(t); \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ \Psi_{k1}(p)x_1 + \ldots + \Psi_{kk}(p)x_k - \Phi(x, px) + \ldots + \Psi_{km}(p)x_m + \ldots + \Psi_{kn}(p)x_n = F_k(t); \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ \Psi_{m1}(p)x_1 + \ldots + \Psi_{mk}(p)x_k + \ldots + \Psi_{mm}(p)x_m + \Phi(x, px) + \ldots + \Psi_{mn}(p)x_n = F_m(t); \\ \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\ \Psi_{n1}(p)x_1 + \ldots + \Psi_{nk}(p)x_k + \ldots + \Psi_{nm}(p)x_m + \ldots + \Psi_{nn}(p)x_n = F_n(t), \end{cases} \qquad (2.36)$$

де, використовуючи перетворення Лапласа [231], $\Psi_{lq}(p) = M_{lq}p^2 + c_{lq}p + k_{lq} \xrightarrow{\cdot\,\cdot} M_{lq}\ddot{x} + c_{lq}\dot{x} + k_{lq}$; M_{lq} – маса елемента ударної пари; c_{lq} – в'язкість демпфуючого елемента; k_{lq} – жорсткість пружного елемента; l=1,…,n; q=1,…,m; x_1,…,x_n – узагальнені координати віброударної системи; x=x_m–x_k – координата відносного розташування мас, що співударяються; $F_1(t)$, …, $F_n(t)$ – узагальнені зовнішні сили.

Перенесення в (2.36) нелінійних членів в праву частину і розв'язання системи рівнянь як лінійних, відносно координат x_k і x_m, дає такий розв'язок:

$$\begin{cases} x_k(t) = \left[\dfrac{\Theta_{kk}(p)}{\Psi(p)} - \dfrac{\Theta_{mk}(p)}{\Psi(p)} \right] \Phi\left[x(t),\, px(t) \right] + \sum\limits_{i=1}^{n} \dfrac{\Theta_{ik}(p)}{\Psi(p)} F_i(t); \\ x_m(t) = \left[-\dfrac{\Theta_{mm}(p)}{\Psi(p)} - \dfrac{\Theta_{km}(p)}{\Psi(p)} \right] \Phi\left[x(t),\, px(t) \right] + \sum\limits_{i=1}^{n} \dfrac{\Theta_{im}(p)}{\Psi(p)} F_i(t), \end{cases} \tag{2.37}$$

де $\Psi(p) = \begin{vmatrix} \Psi_{11}(p) \cdots \Psi_{1n}(p) \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \Psi_{n1}(p) \cdots \Psi_{nn}(p) \end{vmatrix}$ – характеристичний визначник лінійної частини системи;

$\Theta_{lq}(p)$ – алгебраїчне доповнення (lq)-го елемента цього визначника. У силу симетрії матриць коефіцієнтів квадратичних форм $\Theta_{lq}(p) \equiv \Theta_{lp}(p)$.

Віднімаючи в (2.37) із другого рівняння перше, отримано розв'язок для координати x:

$$\Psi(p)x(t) + \Theta(p)\Phi\left[x(t),\, px(t) \right] = \sum_{i=1}^{n} I_i(p) F_m(t), \tag{2.38}$$

де $\Theta(p) = \Theta_{kk}(p) + \Theta_{mm}(p) - 2\Theta_{km}(p)$; $I_i(p) = \Theta_{im}(p) - \Theta_{ik}(p)$. Вирази $\Psi(p)$, $\Theta(p)$, $I_i(p)$ представляють собою поліноми від оператора диференціювання p, причому ступінь $\Psi(p)$ рівна $2n$, ступінь $\Theta(p)$ рівна $2n - 2$, ступінь $I_i(p)$ не вище $2n - 2$.

Після визначення з (2.38) закону зміни $x(t)$ переміщення мас, що співударяються, можуть бути знайдені з рівнянь (2.37). У рівняннях (2.37) вирази типу $\Theta_{kk}(p) / \Psi(p) = L_{lq}(p)$ представляють собою оператори динамічної податливості лінійної частини системи, які зв'язують переміщення її l-ї маси із силою, прикладеною до q-ї маси:

$$x_l(t) = L_{lq}(p) F_q(t), \tag{2.39}$$

причому $L_{lq}(p) \equiv L_{lp}(p)$. Оператор $L_{lq}(p)$ буде називатися оператором прохідної динамічної податливості. У силу лінійності співвідношення (2.39) вирази операторів $L_{lq}(p)$ збігаються із співвідношенням перетворень Лапласа для перетворюваних оператором $L_{lq}(p)$ функцій [34], [240]:

$$L_{lq}(p)=\frac{L(x_l(t))}{L(P_l(t))}=\frac{\int\limits_0^\infty x_l(t)e^{-pt}dt}{\int\limits_0^\infty F_l(t)e^{-pt}dt},$$

де L – оператор Лапласа. Тому з рівняння (2.37) отримують:

$$x_l(t)=\int\limits_0^t h_{lq}(t-\tau)F_q(t)d\tau, \tag{2.40}$$

де імпульсна перехідна функція $h_{lq}(t)$ є оберненням інтеграла Лапласа від зображення динамічної податливості $L_{lq}(p)$ [241]:

$$h_{lq}(t)=L^{-1}\left\{L_{lq}(p)\right\}=\frac{1}{2\pi j}\int\limits_{\alpha-j\infty}^{\alpha+j\infty}L_{lq}(p)e^{pt}ds,\ (t>0), \tag{2.41}$$

де $j^2=-1$, α – абсциса збіжності, яка вибирається так, щоб задовольнялася умова

$$\int\limits_0^\infty\left|h_{lq}(t)\right|e^{-\alpha t}dt<\infty.$$

Для систем із повною дисипацією може бути прийнято $\alpha=0$. Тоді в цьому випадку перетворення Лапласа при $p=j\omega$ переходить у перетворення Фур'є [242], [243].

Оператори динамічної податливості можуть бути побудовані не тільки для систем із кінцевим числом степенів вільності, але й для континуальних систем [157], [191], а також систем змішаної структури, які мають елементи із зосередженими і розподіленими параметрами [170], [244].

Враховуючи залежності (2.39)–(2.41) рівняння (2.36) переписуються так:

$$\begin{cases}x_k(t)=\left[L_{kk}(p)-L_{mk}(p)\right]\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]+L_{kk}(p)F_k(t)+L_{mk}(p)F_m(t);\\ x_m(t)=\left[L_{km}(p)-L_{mm}(p)\right]\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]+L_{km}(p)F_k(t)+L_{mm}(p)F_m(t).\end{cases}$$

Або після перетворення подібних складових:

$$\begin{cases}x_k(t)=L_{kk}(p)\left[\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]+F_k(t)\right]+L_{mk}(p)\left[\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]+F_m(t)\right];\\ x_m(t)=L_{km}(p)\left[\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]+F_k(t)\right]+L_{mm}(p)\left[\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]+F_m(t)\right].\end{cases} \tag{2.42}$$

Таким чином, для опису взаємодії в ударній парі, нарівні із силовою характеристикою $\Phi(x,\ px)$, необхідне знання матриці операторів динамічних податливостей ударної пари $\Lambda(p)$:

$$\Lambda(p)=\begin{Vmatrix} L_{kk}(p)\ L_{mk}(p) \\ L_{km}(p)\ L_{mm}(p) \end{Vmatrix}. \tag{2.43}$$

Ця матриця симетрична $L_{12}(p)\equiv L_{21}(p)$. У випадку, якщо ці елементи ударної пари належать не зв'язаним системам, $L_{12}(p)\equiv 0$ і матриця (2.34) приймає діагональний вигляд. Вводяться позначення $L_{kk}(p)F_k(t)+L_{mk}(p)F_m(t)=x_{k0}(t)$, $L_{km}(p)F_k(t)+L_{mm}(p)F_m(t)=x_{m0}(t)$ і система (2.43) переписується таким чином:

$$\begin{cases} x_k(t)=x_{k0}(t)+\left[L_{kk}(p)-L_{mk}(p)\right]\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]; \\ x_m(t)=x_{m0}(t)+\left[L_{km}(p)-L_{mm}(p)\right]\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]. \end{cases} \tag{2.44}$$

Залежності $x_{k0}(t)$ і $x_{m0}(t)$ визначають коливання елементів ударної пари при відсутності між ними ударної взаємодії і повністю характеризують прикладення до ударної пари зовнішнього збудження. У системі рівнянь (2.44) із другого рівняння віднімаючи перше, отримують співвідношення для відносної координати x:

$$x(t)+L(p)\Phi\left[x(t),\ px(t)\right]=\sum_{i=1}^{n}B_i(p)F_i(t), \tag{2.45}$$

де $L(p)=L_{kk}(p)+L_{mm}(p)-2L_{km}(p)$; $B_k(p)=L_{km}(p)-L_{kk}(p)$; $B_m(p)=L_{mm}(p)-L_{mk}(p)$.

Переходячи від операторного запису перетворення функції у часову область аналогічно (2.40), із (2.45) отримується нелінійне інтегральне рівняння, яке повністю описує процес зміни відносної координати $x(t)$ як в перехідних, так і у встановлених режимах:

$$x(t)+\int_0^t h(t-\tau)\,\Phi\left[x(\tau),\ \dot{x}(\tau)\right]d\tau=\sum_{i=1}^{n}\int_0^t h_i(t-\tau)\,F_i(\tau)d\tau, \tag{2.46}$$

де $h(t)=L^{-1}\{L(p)\}$; $h_i(t)=L^{-1}\{B_i(p)\}$. Права частина рівняння (2.46) є заданою функцією часу, яка характеризує відносний рух елементів ударної пари при відсутності ударної взаємодії. Позначаючи її $\vartheta(t)$:

$$x(t)+\int_0^t h(t-\tau)\,\Phi\left[x(\tau),\ \dot{x}(\tau)\right]d\tau=\vartheta(t). \tag{2.47}$$

Функція (2.47) є узагальненням ВУ взаємодії, що характеризується систематичними переходами від контактного до безконтактного руху ударної пари.

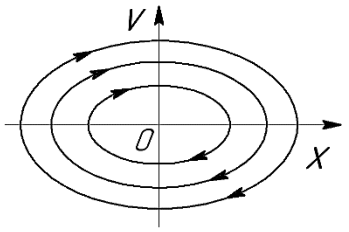
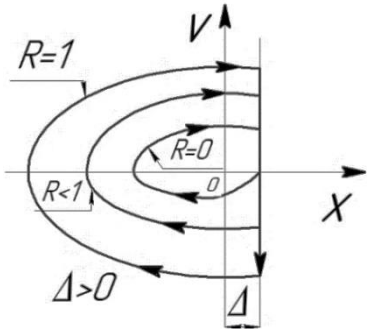
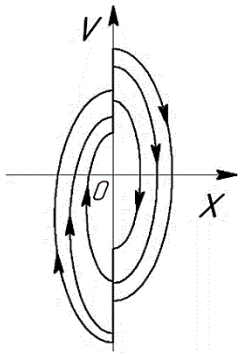
Узагальнюючи вказані вище теоретичні дослідження робочих процесів ГВ та ГВУ машин, можна зробити висновок, що приводить до таких критеріїв визначення вібраційних та ВУ режимів роботи (табл. 2.1) [97].

Необхідною умовою існування всіх вібраційних і ВУ режимів є наявність спільної характеристики $\Xi(t)=\Xi(t+T)$ технологічних машин періодичної дії [230], де T – період коливального руху системи. Причому для вібраційних машин ця умова є достатньою. Характеристика $\Xi(t)$ ГВ та ГВУ машин із силовим збудженням (див. табл. 1.1) може виражатись функцією збуджуючої сили $F(t)$, як результат дії робочого зусилля ГІП, так і функцією переміщення робочого органу $x(t)$ для машин із кінематичним збудженням (див. розділ 1.2).

Достатньою умовою існування всіх ВУ процесів можна розділити за відповідними типами технологічних машин (див. рис. 1.8). Для ВУ (імпульсних) машин (поштовховий режим роботи) [107], [245], достатньою умовою існування є імпульсна форма періодичної збуджуючої сили $F(t)=\Im\delta(t-t_0)$ на виконавчому органі, яка діє із частотою $\omega>5,6\omega_0$, де ω_0 – частота вільних коливань виконавчого органу віброударної машини; δ – функція Дірака [246]; $\Im$ – імпульс збуджуючої сили $F(t)$.

Для ВУ з обмеженням [247] достатньою умовою є наявність жорсткого упору на відстані $0<|\Delta|<a$, який обмежує вимушений коливальний рух виконавчого органу ГВУ машини амплітудою a і спричиняє його ударну взаємодію, яка характеризується коефіцієнтом відновлення R.

Таблиця 2.1 – Характеристика критеріїв визначення режимів роботи ГВ та ГВУ систем

Тип режиму роботи вібраційних та ВУ машин	Необхідні умови виникнення вібраційного та ВУ режиму роботи	Достатні умови виникнення вібраційного та ВУ режиму роботи	Фазові площини вібраційних та ВУ режимів роботи	Функціональна характеристика вібраційного та ВУ режиму роботи
Вібраційний	$\lvert\Xi(t)-\Xi(t+T(\varepsilon))\rvert\le\varepsilon,$ $\varepsilon\to 0.$			$x(t)=\sum_{i=1}^{n}\int_0^t h_i(t-\tau)\,F_i(\tau)d\tau,$ $a\ddot{x}+\Phi(\dot{x},\ddot{x})=F(t).$
Віброудар-ний	$\lvert\Xi(t)-\Xi(t+T(\varepsilon))\rvert\le\varepsilon,$ $\varepsilon\to 0.$	$F(t)=\Im\delta(t-t_0),$ $\omega>5,6\omega_0.$		$\int_0^t h(t-\tau)\,\Phi\left[x(\tau),\dot{x}(\tau)\right]d\tau+x(t)=\vartheta(t).$
		$-\Delta<x<\Delta.$		

2.3 Розроблення методики побудови універсальних математичних моделей гідравлічних вібраційних та віброударних машин

2.3.1 Побудова універсальних детермінованих математичних моделей гідравлічних вібраційних машин

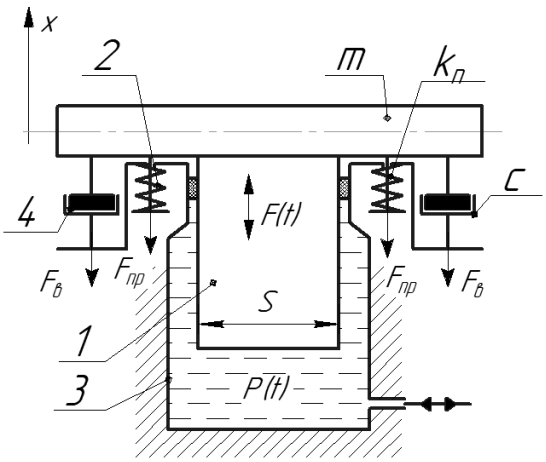


Рисунок 2.13 – Розрахункова схема коливального процесу ГВ машини від дії збуджуючої сили

Основна методологія побудови і дослідження математичних моделей ГВ та ГВУ машин для будівельних робіт розглядається на базі їх принципових схем (див. додаток А). Розглянемо вимушене одновимірне коливання ГВ системи (рис. 2.13), на яку діє постійна збуджуюча сила $F(t)=p(t)S$, що виникає від дії тиску робочої рідини $p(t)$ на основу поршня 1 у порожнині гідроциліндра 3 в приводах типу «системи витрат» (див. рис. 1.14). У підрозділі 2.2.2, визначено, що для цих типів приводів збуджуюча сила буде представлятись у вигляді гармонічної функції $F(t)=F_0\cos(\omega t+\varphi')$.

Виконавчий орган 1 ГВ машини має свої інерційні властивості, які характеризуються її масою m, пружними властивостями, що закладені в пружних елементах 2 і робочої рідини приведеною жорсткістю k, а також демпфуючими властивостями, що моделюються узагальненими елементами 4 із в'язкістю c. Записуючи умову рівноваги за правилом Д'Аламбера [62]: $ma+F_{пр}+F_в-p(t)S=0$, де a – прискорення виконавчого органу 1; $F_{пр}=kx$ – сила пружності від дії пружних елементів 2 і робочої рідини; $F_в=cv$ – сила в'язкісного тертя [248]; v – поточна швидкість виконавчого органу 1.

Невстановлене коливання в системі описується рівнянням:

$$\ddot{x}+b\dot{x}+\omega_0^2 x=\frac{F_0}{m}cos\omega t, \qquad (2.48)$$

з початковими умовами $x(0)=x_0$, $\dot{x}(0)=\dot{x}_0$, де $\omega_0=\sqrt{k/m}$ – власна частота коливання консервативної коливальної системи; $b=c/2m$ – зведений коефіцієнт демпфування, зсув по фазі φ' приймаємо рівним нулю.

Для визначеності приймається, що $b<\omega_0$ і розв'язок диференціального рівняння (2.48) записується у вигляді суми частинних розв'язків [123], [236]:

$$x=e^{-0,5bt}\left(C_1\cos\omega_1 t+C_2\sin\omega_1 t\right)+X, \tag{2.49}$$

де $X=x_a\cos(\omega t-\varphi)$.

Рівність (2.49) після диференціювання набуває такого вигляду:

$$\dot{x}=e^{-0,5bt}\left(-C_1\left(0,5b\cos\omega_1 t+\omega_1\sin\omega_1 t\right)+C_2\left(\omega_1\cos\omega_1 t-0,5b\sin\omega_1 t\right)\right)+\dot{X}. \tag{2.50}$$

З рівнянь (2.49) і (2.50), після підстановки в них початкових умов $x(0)=x_0$, $\dot{x}(0)=\dot{x}_0$, визначаються довільні постійні C_1 і C_2. Підставивши їх у вираз (2.48) і використавши рівності (2.49) і (2.40), записується інтеграл диференціального рівняння (2.48):

$$\begin{aligned}x=e^{-0,5bt}&\left(x_0\cos\omega_1 t+\frac{x_0 b+2\dot{x}_0}{2\omega_1}\sin\omega_1 t\right)-\\&-\frac{F_0 e^{-0,5bt}}{m\left[\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+b^2\omega^2\right]}\left(\left(\omega_0^2-\omega^2\right)\cos\omega_1 t+\frac{b}{2\omega_1}\left(\omega_0^2+\omega^2\right)\sin\omega_1 t\right)+\\&+\frac{F_0}{m\sqrt{\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+b^2\omega^2}}\cos(\omega t-arctg\frac{b\omega}{\omega_0^2-\omega^2}).\end{aligned} \tag{2.51}$$

На відміну від консервативної системи, вимушені коливання дисипативної системи стаціонарні при будь-якому значенні частоти збуджуючої сили [3].

Підставивши вираз (2.51) в (2.49) і виділивши значення частинного розв'язку, визначено амплітуду збуджених коливань x_a і зсув по фазі φ:

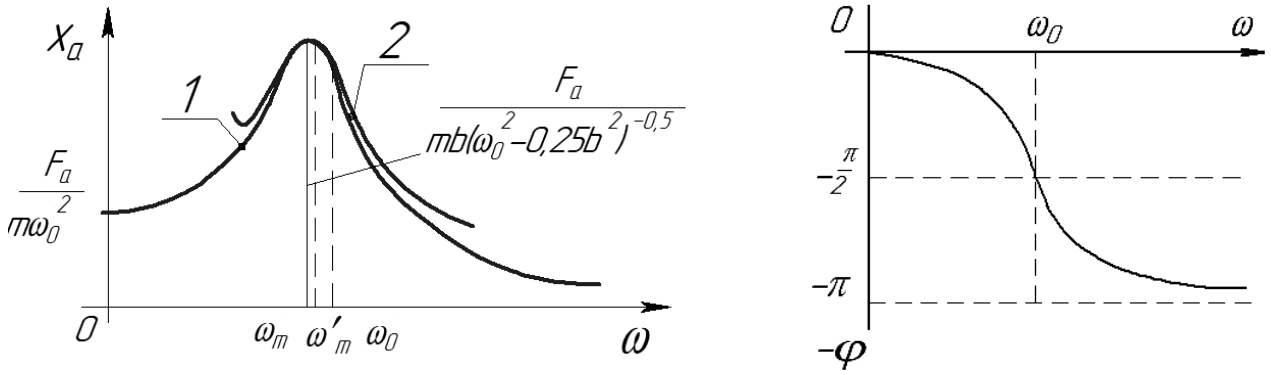
$$x_a(\omega)=\frac{F_0}{m\sqrt{\left(\omega_0^2-\omega^2\right)^2+b^2\omega^2}},\quad \varphi=arctg\frac{b\omega}{\omega_0^2-\omega^2}. \tag{2.52}$$

Дослідження екстремуму функції амплітуди коливань $x_a(\omega)$ (2.52) по змінній ω, показує [34], що максимум досягається при резонансній частоті:

$$\omega_m = \sqrt{\omega_0^2 - 0{,}5b^2} > 0, \quad x_{a\max} = \frac{F_0}{mb\sqrt{\omega_0^2 - 0{,}25b^2}}. \tag{2.53}$$

Вираз (2.53) показує, що явище резонансу в цій системі можливе тільки при $b = \sqrt{2}\omega_0$. В інтервалі $0 < b < \sqrt{2}\omega_0$, як видно із рівняння (2.53), величина x_{amax} зменшується із ростом b. З рівняння (2.52) випливає, що фаза коливань відстає від фази збуджуючої сили на кут $0<\varphi<\pi/2$ при $\omega<\omega_0$, на кут $\pi/2$ при $\omega=\omega_0$ і на кут $\pi/2<\varphi<\pi$ при $\omega>\omega_0$.

На основі функції (2.52) будується амплітудно-частотна крива (рис. 2.14 а) дисипативної системи ($b < \sqrt{2}\omega_0$), а на рисунку 2.14 б – фазово-частотна крива. З метою оцінки адекватності виконаної лінеаризації на діаграмі (див. рис. 2.14 а) було додатково наведено експериментальну амплітудо-частотну характеристику двох гідравлічних вібраційних машин із типом віброзбуджувача «системи витрат» [25]. Проте слід відмітити, що при більш детальному аналізі виявляється існування не тільки коливань з основною частотою, але й супутніх їм супергармонічних коливань [249] з кратними частотами 2ω, 3ω, … (зазвичай із значно меншими амплітудами). У даних коливальних системах можуть виникнути також субгармонічні коливання [59], частота яких в ціле число разів менше основної частоти ω. Більше того, ці коливання можуть мати значні амплітуди, але вони повністю зникають при достатньо великих дисипативних впливах [250].



а) б)

Рисунок 2.14 – Діаграми характеристик коливальної системи гідравлічної вібраційної машини: а) – амплітудно-частотна крива; б) – фазово-частотна крива

У випадку наявності функції нелінійних сил опору $F(\dot{x}) = -c\dot{x}|\dot{x}|^{n-1}$ (див. рис. 2.34 б) необхідно методом прямої лінеаризації [251] замінити нелінійну функцію сил жорсткості $\Phi(x)$ лінійним виразом:

$$F_*(\dot{x}) = -\tilde{c}\dot{x}, \tag{2.54}$$

де $\tilde{c}$ – еквівалентний коефіцієнт дисипації (розсіювання) визначається з умови рівності робіт, виконаних силами $F(x)$ і $F_*(x)$ за період коливань.

При дії гармонічної збуджуючої сили (2.48) на коливальну систему частинна складова функції руху виконавчого органу 1 (див. рис. 2.13) представляється у гармонічній формі (2.49):

$$x = x_a \cos(\omega t). \tag{2.55}$$

Елементарна робота еквівалентної сили (2.54) для рівняння руху (2.55):

$$A_{\tilde{F}} = \int_0^{X_a} \tilde{F}(\dot{x})dx = \int_0^T \tilde{F}(\dot{x})\dot{x}dt = -\tilde{c}\int_0^T \dot{x}^2 dt = -\tilde{c}x_a^2\omega^2\int_0^T (\sin\omega t)^2\, dt = -\pi\tilde{c}x_a^2\omega. \tag{2.56}$$

Тоді, враховуючи (2.55), елементарна робота нелінійної сили опору $F(\dot{x}) = -c\dot{x}|\dot{x}|^{n-1}$:

$$\begin{aligned} A &= \int_0^{X_a} F(\dot{x})dx = \int_0^T F(\dot{x})\dot{x}dt = -c\int_0^T \dot{x}^2 |\dot{x}|^{n-1} dt = -cx_a^{n+1}\omega^{n+1}\int_0^T |\sin\omega t|^{n+1} dt = \\ &= -cx_a^{n+1}\omega^n I(\phi, n), \end{aligned} \tag{2.57}$$

де $I(\phi, n) = \int_0^{2\pi} |\sin\phi|^{n+1} d\phi$ – чисельний інтеграл, значення якого в залежності від n знаходиться в таблицях [160], зокрема для n=2 $I(\phi) = 2{,}667$.

Прирівнюючи вирази (2.56) і (2.57) знаходиться еквівалентний коефіцієнт дисипації:

$$\tilde{c} = cI(\phi, n)(x_a\omega)^{n-1} / \pi. \tag{2.58}$$

Підставляючи значення (2.58) в рівняння (2.52) і розв'язуючи біквадратне рівняння для n=2 отримуємо:

$$x_a(\omega)=\frac{k}{1,2c\omega^2}\sqrt{\sqrt{\left(1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^4+2,89\frac{F_0}{k}\left(\frac{c}{k}\right)^2\omega^4}-\left(1-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2}\,. \qquad (2.59)$$

Резонансна амплітуда при $\omega=\omega_0$:

$$x_a(\omega)=1,087\omega^{-1}\sqrt{c^{-1}\sqrt{F_0k}}\,. \qquad (2.60)$$

Значення резонансних амплітуд (2.60) на 3,42 % більше порівняно з точним розв'язком отриманим за методикою [252], що підтверджує правильність обраної методики лінеаризації функції характеристик сил опору.

Для математичного моделювання ГВ систем із типом гідроприводу на основі АВ (див. рис. 1.17) функцію збуджуючої сили доцільно представляти у вигляді $F(t)=F_a\,sign(\dot{x})$, де $\dot{x}$ – швидкість виконавчого органу, а $F_a=p_{max}S$ – максимальне зусилля, що розвиває джерело енергії (робоча рідина). Ця форма функції збуджуючої сили в АВ забезпечує найбільший внесок енергії джерела в коливальну систему [37], [72].

Невстановлене автоколивання в системі, що на рисунку 2.13, описується диференціальним рівнянням:

$$\ddot{x}+b\dot{x}+\omega_0^2x=F_a sign\,\dot{x}, \qquad (2.61)$$

з початковими умовами $x(0)=x_1$, $\dot{x}(0)=0$, де $\omega_0=\sqrt{k/m}$ – власна частота коливання консервативної системи; $b=c/2m$ – зведений коефіцієнт демпфування, $b<0$, $F_a>0$, $\omega_0^2>b^2$.

При $\dot{x}<0$ і початкових умовах $t=0$, $x(0)=x_1$, $\dot{x}(0)=0$ рівняння (2.61) має розв'язок типу (2.49):

$$x=x_1=e^{-0,5bt}\left[\left(x_1+\frac{F_a}{\omega_0^2}\right)\cos\frac{\pi t}{T}+\frac{T}{2\pi}b\left(x_1+\frac{F_a}{\omega_0^2}\right)\sin\frac{\pi t}{T}\right]-\frac{F_a}{\omega_0^2}, \qquad (2.62)$$

де $T=\dfrac{\pi}{\sqrt{\omega_0^2-0,25b^2}}$.

При $t=T$:

$$x = x_2 = -e^{-0,5bt}\left(x_1 + \frac{F_a}{\omega_0^2}\right) - \frac{F_a}{\omega_0^2}, \quad \dot{x} = 0. \tag{2.63}$$

При $\dot{x} > 0$ і початкових умовах t=0, $x(0)=x_2$, $\dot{x}(0)=0$ рівняння (2.61) має також розв'язок типу (2.49):

$$x = e^{-0,5bt}\left[\left(x_2 - \frac{F_a}{\omega_0^2}\right)\cos\frac{\pi t}{T} + \frac{T}{2\pi}b\left(x_2 - \frac{F_a}{\omega_0^2}\right)\sin\frac{\pi t}{T}\right] + \frac{F_a}{\omega_0^2}. \tag{2.64}$$

При $t=T$:

$$x = x_3 = -e^{-0,5bt}\left(x_2 - \frac{F_a}{\omega_0^2}\right) + \frac{F_a}{\omega_0^2}, \tag{2.65}$$

або у відповідності із виразом (2.62):

$$x_3 = e^{-0,5bt}x_1 + \frac{F_a}{\omega_0^2}\left(1 + e^{-0,5bt}\right)^2. \tag{2.66}$$

Для періодичного руху повинна виконуватись умова $x_3 = x_1 = x_0$, тоді:

$$x_0 = \frac{1 + e^{-0,5bt}}{1 - e^{-0,5bt}}\frac{F_a}{\omega_0^2}. \tag{2.67}$$

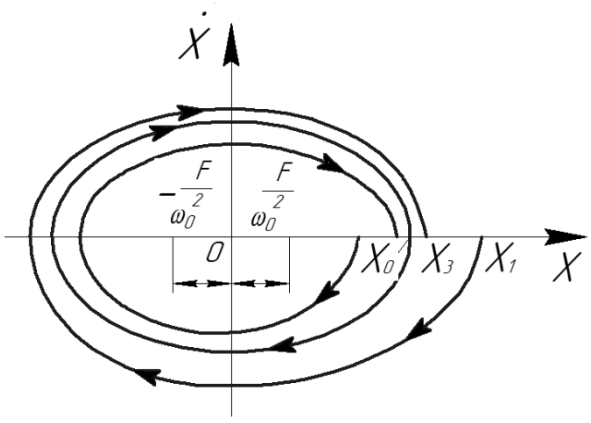


Рисунок 2.15 – Діаграма фазової траєкторії робочого органу для ГВ машин при автоколиваннях

На основі рівнянь (2.62), (2.64), (2.66) і (2.67) будується фазова траєкторія виконавчого органу (поршня гідроциліндра 1 (див. рис. 2.13)) для ГВ машин при автоколиваннях (рис. 2.15). Із розгляду діаграми (див. рис. 2.15) випливає, що при початкових відхиленнях $x_1' > x_0$ коливання затухають, а при $x_1'' < x_0$ наростають. І в тому і в іншому випадках система приходить до періодичних коливань із періодом $2T$ і амплітудою, яка визначається виразом (2.67).

Розглянемо вимушене коливання двомасової системи (рис. 2.16). Представлена модель описує ГВ технологічну машину для транспортування насипних вантажів [102], де до транспортуючої основи 8 під'єднаний виконавчий орган у вигляді поршня гідроциліндра 1, на який діє постійна збуджуюча сила $F_1(t)=p_1(t)S$, що виникає від дії тиску робочої рідини $p_1(t)=p_{a1}\sin(\omega t+\varphi)$ у порожнині гідроциліндра 3 на основу поршня 1 площа якої S. Цей тиск формує ПВ (див. рис. 1.14). Виконавчий орган 1 ГВ машини має свої інерційні властивості, які характеризуються її масою m_1, пружними властивостями, що закладені в пружних елементах 2 жорсткістю k_1, а також демпфуючими властивостями, що моделюються узагальненими елементами 4 із в'язкістю c_1. На транспортуючій основі 8 розміщений вантаж 5 із масою m_2, який характеризується реологічними властивостями [56], а саме: пружні властивості виражені коефіцієнтом жорсткості k_2, а в'язкісні – коефіцієнтом c_2. Оскільки вантаж 5 безпосередньо контактує із транспортуючою основою 8, тому пружний елемент 6 і в'язкісний елемент 7 безпосередньо з'єднані з нею.

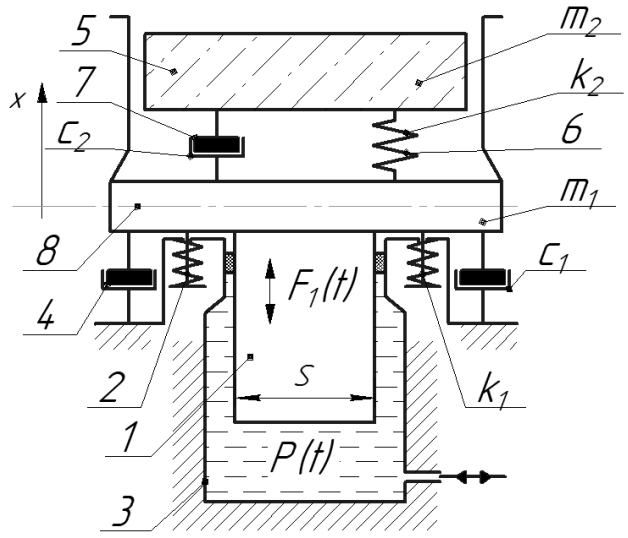


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема коливального процесу двомасової гідравлічної вібраційної технологічної машини від дії збуджуючих сил

Цією математичною моделлю описуються різні ГВ та ГВУ технологічні машини, які працюють із додатковим вібраційним навантаженням від приєднаної інерційної маси [98], [103].

Розрахункова модель, що зображена на рисунку 2.16, описується рівнянням руху двомасової коливальної системи:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + c_2\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) + k_1x_1 + k_2\left(x_1 - x_2\right) = F_{a1}\sin\left(\omega t + \varphi\right); \\ m_2\ddot{x}_2 + c_2\left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1\right) + k_2\left(x_2 - x_1\right) = 0, \end{cases} \tag{2.68}$$

з початковими умовами $x_1(0)=0,\ \dot{x}_1(0)=0,\ x_2(0)=0,\ \dot{x}_2(0)=0$.

Загальний розв'язок системи рівнянь (2.68) представляється у вигляді [101], [212]:

$$x_1(t) = \bar{x}_1(t) + \tilde{x}_1(t); \quad x_2(t) = \bar{x}_2(t) + \tilde{x}_2(t), \tag{2.69}$$

де $\bar{x}_1(t), \bar{x}_2(t)$ – розв'язок системи рівнянь (2.68) для вільних коливань; $\tilde{x}_1(t), \tilde{x}_2(t)$ – розв'язок системи рівнянь (2.68) для вимушених коливань.

Для дослідження вільних коливань система рівнянь (2.68) розглядається окремо без збуджуючих сил у вигляді:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = 0; \\ m_2\ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2(x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \tag{2.70}$$

Частинний розв'язок цієї системи представляється у вигляді:

$$x_1 = e^{gt}, \; x_1 = \alpha e^{gt}. \tag{2.71}$$

Підставляючи рівняння (2.71) в (2.70)), отримаємо:

$$\begin{cases} m_1g^2 + (c_1 + c_2 - \alpha c_2)g + k_1 + k_2(1 - \alpha) = 0; \\ m_2g^2 + c_2(\alpha - 1)g + k_2(\alpha - 1) = 0. \end{cases} \tag{2.72}$$

Із системи рівнянь (2.72) знаходиться рівняння для визначення g:

$$\begin{aligned} &m_1m_2g^4 + c_2(m_1 + m_2)g^3 + \left(m_1k_2 + c_2(c_1 + c_2) + 2m_2(k_1 + k_2)\right)g^2 + \\ &+\left(c_1k_2 + 2c_2(k_1 + k_2)\right)g + 2k_2(k_1 + k_2) = 0. \end{aligned} \tag{2.73}$$

Рівняння (2.73) є характеристичним, що служить для визначення показника g, а коефіцієнти цього рівняння є додатними. Припускається, що корені рівняння (2.73) комплексні:

$$\begin{cases} g_1 = n_1 + i\omega_1, \quad \bar{g}_1 = n_1 - i\omega_1; \\ g_2 = n_2 + i\omega_2, \quad \bar{g}_2 = n_2 - i\omega_2, \end{cases} \tag{2.74}$$

де ω_1, ω_2 – частота коливань маси m_1 і m_2 відповідно.

Із системи рівнянь (2.72) знаходять:

$$\alpha = \frac{m_1g^2 + c_1g + c_2g + k_1 + k_2}{c_2g} = \frac{k_2 + c_2g}{m_2g^2 + c_2g + k_2}. \tag{2.75}$$

Відповідно для кожного g буде відповідне значення α, тобто для g_1 і $\bar{g}_1$:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \dfrac{m_1 g_1^2 + c_1 g_1 + c_2 g_1 + k_1 + k_2}{c_2 g_1} = \dfrac{k_2 + c_2 g_1}{m_2 g_1^2 + c_2 g_1 + k_2}; \\ \bar{\alpha}_1 = \dfrac{m_1 \bar{g}_1^2 + c_1 \bar{g}_1 + c_2 \bar{g}_1 + k_1 + k_2}{c_2 \bar{g}_1} = \dfrac{k_2 + c_2 \bar{g}_1}{m_2 \bar{g}_1^2 + c_2 \bar{g}_1 + k_2}. \end{cases} \quad (2.76)$$

Аналогічні вирази будуть і для α_2 і $\bar{\alpha}_2$, що відповідають значенням g_2 і $\bar{g}_2$. Частинні розв'язки для коренів g_1 і $\bar{g}_1$ будуть мати вигляд:

$$\begin{cases} \left(x_1\right)_1 = M_1 e^{g_1 t}; \quad \left(x_2\right)_1 = \alpha_1 M_1 e^{g_1 t}; \\ \left(\bar{x}_1\right)_1 = \bar{M}_1 e^{\bar{g}_1 t}; \quad \left(\bar{x}_2\right)_1 = \bar{\alpha}_1 \bar{M}_1 e^{\bar{g}_1 t}, \end{cases} \quad (2.77)$$

де M_1, M_2 – довільні сталі. Аналогічні частинні розв'язки будуть і для коренів g_2 і $\bar{g}_2$.

Складаючи розв'язки системи рівнянь (2.77) і системи рівнянь для коренів g_2 і $\bar{g}_2$, отримують новий розв'язок:

$$\begin{cases} x_1^{(1)} = M_1 e^{g_1 t} + \bar{M}_1 e^{\bar{g}_1 t}; \quad x_2^{(1)} = \alpha_1 M_1 e^{g_1 t} + \alpha_1 M_1 e^{g_1 t}; \\ x_1^{(2)} = M_2 e^{g_2 t} + \bar{M}_2 e^{\bar{g}_2 t}; \quad x_2^{(2)} = \alpha_2 M_2 e^{g_2 t} + \alpha_2 M_2 e^{g_2 t}. \end{cases} \quad (2.78)$$

Вважається, що:

$$\begin{cases} M_1 = \dfrac{A_{01} - iB_1}{2}; \quad \bar{M}_1 = \dfrac{A_{01} + iB_1}{2}; \\ \alpha_1 = \beta_1 + i\gamma_1; \quad \bar{\alpha}_1 = \beta_1 - i\gamma_1; \end{cases} \quad \begin{cases} M_2 = \dfrac{A_{02} - iB_2}{2}; \quad \bar{M}_2 = \dfrac{A_{02} + iB_2}{2}; \\ \alpha_2 = \beta_2 + i\gamma_2; \quad \bar{\alpha}_2 = \beta_2 - i\gamma_2, \end{cases} \quad (2.79)$$

де $A_{1,2}$, $B_{1,2}$, $\gamma_{1,2}$ і $\beta_{1,2}$ – дійсні числа, тоді використовуючи (2.74) отримано:

$$\begin{cases} x_1^{(1)} = e^{n_1 t}\left[\dfrac{A_{01} - iB_1}{2} e^{i\omega_1 t} + \dfrac{A_{01} + iB_1}{2} e^{-i\omega_1 t}\right] = e^{n_1 t}\left(A_{01}\cos\omega_1 t + B_{01}\sin\omega_1 t\right); \\ x_2^{(1)} = e^{n_1 t}\left[\left(\beta_1 + i\gamma_1\right)\dfrac{A_{01} - iB_{01}}{2} e^{i\omega_1 t} + \left(\beta_1 - i\gamma_1\right)\dfrac{A_{01} + iB_{01}}{2} e^{-i\omega_1 t}\right] = \\ + e^{n_1 t}\left[\left(\beta_1 A_{01} + \gamma_1 B_{01}\right)\cos\omega_1 t + \left(B_{01}\beta_1 - \gamma_1 A_{01}\right)\sin\omega_1 t\right]; \end{cases} \quad (2.80)$$

В отриманому розв'язку A_{01} і B_{01} – довільні сталі інтегрування, а β_1 і γ_1 – дійсна і уявна частини виразів α_1 і $\bar{\alpha}_1$. На основі рівнянь (2.74) і (2.76) отримано:

$$\begin{cases} \beta_1 = \dfrac{1}{c_2(n_1^2+\omega_1^2)}\Big[(c_1+c_2)\left(n_1^2+2\omega_1^2\right)+n_1(m_1n_1^2+k_1+k_2)\Big]; \\ \gamma_1 = \dfrac{\omega_1}{(n_1^2+k_1^2)}\Big[m_1\left(\omega_1^2+n_1^2\right)-(k_1+k_2)\Big]. \end{cases} \tag{2.81}$$

Для коренів g_2 і $\bar{g}_2$ аналогічно отримано:

$$\begin{cases} x_1^{(2)} = e^{n_2 t}\left[\dfrac{A_{02}-iB_{02}}{2}e^{i\omega_2 t}+\dfrac{A_{02}+iB_{02}}{2}e^{-i\omega_2 t}\right] = e^{n_2 t}\left(A_{02}\cos\omega_2 t + B_{02}\sin\omega_2 t\right); \\ x_2^{(2)} = e^{n_2 t}\left[\left(\beta_2+i\gamma_2\right)\dfrac{A_{02}-iB_{02}}{2}e^{i\omega_2 t}+\left(\beta_2-i\gamma_2\right)\dfrac{A_{02}+iB_{02}}{2}e^{-i\omega_2 t}\right] = \\ +e^{n_2 t}\Big[\left(\beta_2 A_{02}+\gamma_2 B_{02}\right)\cos\omega_2 t+\left(B_{02}\beta_2-\gamma_2 A_{02}\right)\sin\omega_2 t\Big], \end{cases} \tag{2.82}$$

де A_{02} і B_{02} – довільні сталі інтегрування, а β_2 і γ_2 – дійсна і уявна частини виразів α_2 і $\bar{\alpha}_2$. На основі рівнянь (2.74) і (2.76) отримано:

$$\begin{cases} \beta_2 = \dfrac{k_2\Big[m_2\left(n_2^2-\omega_2^2\right)+\left(2n_2c_2+k_2\right)\Big]+c_2\Big[n_2m_2\left(n_2^2-3\omega_2^2\right)-c_2\omega_1^2\Big]}{\Big[m_2\left(n_2^2-\omega_2^2\right)+n_2c_2+k_2\Big]^2+\left[2n_2m_2\omega_2+c_2\omega_1\right]^2}; \\ \gamma_2 = \dfrac{n_2\Big[c_2^2\left(\omega_1+\omega_2\right)+2m_2\omega_2\left(k_2+m_2c_2\right)\Big]+c_2\Big[\left(\omega_1k_1+\omega_2k_2\right)+m_2\omega_2\left(n_2^2-\omega_2^2\right)\Big]}{\Big[m_2\left(n_2^2-\omega_2^2\right)+n_2c_2+k_2\Big]^2+\left[2n_2m_2\omega_2+c_2\omega_1\right]^2}. \end{cases} \tag{2.83}$$

Розв’язок системи рівнянь (2.68) для вільних коливань двомасової системи:

$$\begin{cases} \bar{x}_1(t) = x_1^1+x_1^2 = e^{n_1 t}\left(A_{01}\cos\omega_1 t+B_{01}\sin\omega_1 t\right)+e^{n_2 t}\left(A_{02}\cos\omega_2 t+B_{02}\sin\omega_2 t\right); \\ \bar{x}_2(t) = x_2^1+x_2^2 = e^{n_1 t}\Big[\left(\beta_1A_{01}+\gamma_1B_{01}\right)\cos\omega_1 t+\left(B_{01}\beta_1-\gamma_1A_{01}\right)\sin\omega_1 t\Big]+ \\ +e^{n_2 t}\Big[\left(\beta_2A_{02}+\gamma_2B_{02}\right)\cos\omega_2 t+\left(B_{02}\beta_2-\gamma_2A_{02}\right)\sin\omega_2 t\Big]. \end{cases} \tag{2.84}$$

Із розгляду розв’язку (2.84) випливає, що рух системи буде затухаючим коливальним рухом тільки в тому випадку, якщо n_1 і n_2 – від'ємні числа. Відповідно до того, щоб рух був затухаючим, необхідно, щоб корені характеристичного рівняння мали від’ємну дійсну частину, причому уявна частина коренів дає частоти коливань.

При великому опорі руху мас m_1, m_2 корені характеристичного рівняння (2.73) будуть комплексними. Якщо обидва кореня дійсні, тоді:

$$\begin{cases} g_1 = -|n_1| + i\omega_1, \quad \bar{g}_1 = -|n_1| - i\omega_1; \\ g_2 = -|n_2|, \quad \bar{g}_3 = -|n_3|. \end{cases} \tag{2.85}$$

Частинні розв'язки, що відповідають кореням g_2 і g_3, мають вигляд:

$$\begin{cases} x_1^{(2)} = M_1 e^{-|g_2|t}; \quad x_1^{(3)} = M_3 e^{-|g_3|t}; \\ x_2^{(2)} = \alpha_2 M_2 e^{-|g_2|t}; \quad x_2^{(3)} = \alpha_3 M_3 e^{-|g_3|t}, \end{cases} \tag{2.86}$$

де M_2, M_3 – довільні сталі дійсні числа, а g_2 і g_3 рівні:

$$\alpha_2 = \frac{m_1 g_2^2 - (c_1 + c_2)|g_2| + k_1 + k_2}{c_2 |g_2|}; \quad \alpha_3 = \frac{m_1 g_3^2 - (c_1 + c_2)|g_3| + k_1 + k_2}{c_2 |g_3|}. \tag{2.87}$$

Тоді розв'язок системи рівнянь (2.77) для вільних коливань двомасової системи:

$$\begin{cases} \bar{x}_1(t) = e^{-|n_1|t}\left(A_{01}\cos\omega_1 t + B_{01}\sin\omega_1 t\right) + M_2 e^{-|n_2|t} + M_3 e^{-|n_3|t}; \\ \bar{x}_2(t) = e^{-|n_1|t}\left[\left(\beta_1 A_{01} + \gamma_1 B_{01}\right)\cos\omega_1 t + \left(B_{01}\beta_1 - \gamma_1 A_{01}\right)\sin\omega_1 t\right] + M_2 e^{-|n_2|t} + M_3 e^{-|n_3|t}. \end{cases} \tag{2.88}$$

Із системи розв'язку (2.82) вільних коливань двомасової системи визначається, що рух є накладенням затухаючих коливань і аперіодичних рухів, причому аналогічно будується розв'язок, коли всі чотири корені характеристичного рівняння (2.71) дійсні.

Частинний розв'язок системи (2.68), який відповідає збудженим коливанням, шукається комплексним методом [46], [114]. За цією методикою вводиться параметр y і розглядається нова система рівнянь на базі (2.68):

$$\begin{cases} m_1\ddot{y}_1 + c_1\dot{y}_1 + c_2\left(\dot{y}_1 - \dot{y}_2\right) + k_1 x_1 + k_2\left(y_1 - y_2\right) = F_{a1}\sin\left(\omega t + \varphi\right); \\ m_2\ddot{y}_2 + c_2\left(\dot{y}_2 - \dot{y}_1\right) + k_2\left(y_2 - y_1\right) = 0, \end{cases} \tag{2.89}$$

де y_1 і y_2 – нормальні координати. Вводяться в розгляд комплексні координати [64]:

$$z_1 = y_1 + ix_1; \quad z_2 = y_2 + ix_2. \tag{2.90}$$

Помноживши систему рівнянь (2.68) на $i = \sqrt{-1}$ і склавши із системою рівнянь (2.89) відповідно, а також враховуючи (2.90), отримано:

$$\begin{cases} m_1\ddot{z}_1 + c_1\dot{z}_1 + c_2\left(\dot{z}_1 - \dot{z}_2\right) + k_1 z_1 + k_2\left(z_1 - z_2\right) = F_{a1}e^{i(\omega t + \varphi)}; \\ m_2\ddot{z}_2 + c_2\left(\dot{z}_2 - \dot{z}_1\right) + k_2\left(z_2 - z_1\right) = 0. \end{cases} \tag{2.91}$$

Частинний розв'язок системи (2.91) буде шукатись у вигляді:

$$z_1 = M_1 e^{i(\omega t+\varphi)}; \quad z_2 = M_2 e^{i(\omega t+\varphi)}, \tag{2.92}$$

де M_1 і M_2 – комплексні числа, що необхідно визначити.

Підставляючи розв'язок (2.92) в систему рівнянь (2.91) і скорочуючи на $e^{i(\omega t+\varphi)}$, отримується система рівнянь для визначення M_1 і M_2:

$$\begin{cases} M_1\left[\left(k_1+k_2-m_1\omega^2\right)+i\omega\left(c_1+c_2\right)\right]-M_2\left[k_2+i\omega c_2\right]=F_{a1}; \\ -M_1\left[k_2+i\omega c_2\right]+M_2\left[k_2-m_2\omega^2+i\omega c_2\right]=0. \end{cases} \tag{2.93}$$

Розв'язуючи систему рівнянь (2.93), отримано:

$$\begin{aligned} M_1 &= \frac{F_1(m_2\omega^2-1)}{\omega^2\left(m_1(1-m_2\omega^2)+(k_1+k_2)m_2\right)+k_1+i\omega(\omega^2 m_2(c_1+c_2)+c_1)}; \\ M_2 &= \frac{k_2F_1+i\omega c_1F_1}{\omega^2(m_1m_2\omega^2-k_2(m_1+m_2)+c_2(c_1-m_2))-i\omega(c_1(k_2-m_2\omega^2)+c_2(k_1+m_1\omega^2))}. \end{aligned} \tag{2.94}$$

Для того щоб виділити дійсну і уявну частини виразів (2.94) треба помножити їх чисельники і знаменники на комплексний спряжений вираз із знаменником. Для M_1 із (2.94) отримано:

$$M_1 = \frac{1}{\Delta_1}(A_1+iB_1), \tag{2.95}$$

де

$$\begin{aligned} &\Delta_1 = \left[\omega^2\left(m_1(1-m_2\omega^2)+(k_1+k_2)m_2\right)+k_1\right]^2+\omega^2\left[\omega^2 m_2(c_1+c_2)+c_1\right]^2; \\ &A_1 = m_2\omega^2F_1\left[2m_1\omega^2+m_2\omega^2(k_1+k_2)-(m_1m_2\omega^4+k_2)\right]- \\ &-F_1(m_1\omega^2+k_1); \\ &B_1 = \omega F_1\left[\left(m_2\omega^2(c_1+c_2)+c_1\right)\left(m_2\omega^2+1\right)\right]. \end{aligned} \tag{2.96}$$

Для M_2 отримано:

$$M_2 = \frac{1}{\Delta_2}(A_2+iB_2), \tag{2.97}$$

де

$$A_2 = F_1\begin{bmatrix}\omega^2\left(\omega^2 m_1\left(m_2 - c_2^2\right) + m_2(k_1 - c_2 k_2) - k_2^2\left(m_1 + m_2\right)\right) - k_1\left(k_2^2 + \omega^2 c_2^2\right) + \\ + c_1 c_2 m_2 \omega^4\end{bmatrix};$$

$$B_2 = \omega F_1\left[k_2 c_1(k_2 - m_2\omega^2) - c_2 m_2(\omega^2(k_2 - k_1) - 1) + c_1 c_2^2 \omega^2\right]; \qquad (2.98)$$

$$\Delta_2 = \left[\omega^2\left(m_1 m_2\omega^2 - k_2(m_1 + m_2) + c_2(k_1 - m_2) + k_1\left(m_2\omega^2 - k_2\right)\right)\right]^2 -$$

$$-\left[c_1(k_2 - m_2\omega^2) + c_2(k_1 - m_1\omega^2)\right]^2.$$

Використовуючи (2.95) і (2.97), переписано розв'язок (2.92):

$$\begin{cases} z_1 = \dfrac{1}{\Delta_1}(A_1 + iB_1)e^{i(\omega t+\delta)} = \\ = \dfrac{1}{\Delta_1}\left\{A_1\cos(\omega t + \delta) - B_1\sin(\omega t + \delta) + i\left[A_1\sin(\omega t + \delta) + B_1\cos(\omega t + \delta)\right]\right\}; \\ z_2 = \dfrac{1}{\Delta_2}(A_2 + iB_2)e^{i(\omega t+\delta)} = \\ \dfrac{1}{\Delta_2}\left\{A_2\cos(\omega t + \delta) - B_2\sin(\omega t + \delta) + i\left[A_2\sin(\omega t + \delta) + B_2\cos(\omega t + \delta)\right]\right\}. \end{cases} \qquad (2.99)$$

Уявна частина цих виразів у рівнянні (2.90) є частинним розв'язком (що виражає збуджені коливання) системи (2.68). Цей розв'язок представлено у вигляді:

$$\begin{cases} \tilde{x}_1 = \dfrac{1}{\Delta_1}\left[A_1\sin(\omega t + \delta) + B_1\cos(\omega t + \delta)\right]; \\ \tilde{x}_2 = \dfrac{1}{\Delta_2}\left[A_2\sin(\omega t + \delta) + B_2\cos(\omega t + \delta)\right], \end{cases} \qquad (2.100)$$

де Δ, A_1, B_1, A_2 і B_2 визначаються за формулами (2.96) і (2.98). Визначивши Δ, A_1, B_1, A_2 і B_2 можна буде знайти амплітуду і початкову фазу вимушених коливань:

$$\begin{cases} D_1 = \dfrac{1}{\Delta_1}\sqrt{A_1^2 + B_1^2}, \quad \operatorname{tg}\varepsilon_1 = \dfrac{B_1}{A_1}; \\ D_2 = \dfrac{1}{\Delta_2}\sqrt{A_2^2 + B_2^2}, \quad \operatorname{tg}\varepsilon_2 = \dfrac{B_2}{A_2}. \end{cases} \qquad (2.101)$$

Виходячи із частинних розв'язків вільних (2.84) і вимушених коливань (2.100) знайдено повний розв'язок коливального процесу двомасової моделі від дії збуджуючих сил:

$$\begin{cases} x_1(t) = \bar{x}_1(t) + \tilde{x}_1(t) = e^{n_1 t}\left(A_{01}\cos\omega_1 t + B_{01}\sin\omega_1 t\right) + \\ + e^{n_2 t}\left(A_{02}\cos\omega_2 t + B_{02}\sin\omega_2 t\right) + \dfrac{1}{\Delta_1}\sqrt{A_1^2 + B_1^2}\,\sin\left(\omega t + \delta + \varepsilon_1\right); \\ x_2(t) = \bar{x}_2(t) + \tilde{x}_2(t) = e^{n_1 t}\left[\left(\beta_1 A_{01} + \gamma_1 B_{01}\right)\cos\omega_1 t + \left(B_{01}\beta_1 - \gamma_1 A_{01}\right)\sin\omega_1 t\right] + \\ \quad + e^{n_2 t}\left[\left(\beta_2 A_{02} + \gamma_2 B_{02}\right)\cos\omega_2 t + \left(B_{02}\beta_2 - \gamma_2 A_{02}\right)\sin\omega_2 t\right] + \\ + \dfrac{1}{\Delta_2}\sqrt{A_2^2 + B_2^2}\,\sin\left(\omega t + \delta + \varepsilon_2\right), \end{cases} \qquad (2.102)$$

де коефіцієнти A_{01}, B_{01}, A_{02}, B_{02} визначені з системи розв'язків (2.84) для певних початкових умов; n_1, n_2, ω_1, ω_2 є коренями характеристичного рівняння (2.73), а A_1, B_1, A_2, B_2, ε_1, ε_2 визначені із виразів (2.96), (2.98) і (2.101) відповідно.

Аналізуючи розв'язок (2.102) коливального процесу двомасової моделі від дії збуджуючих сил побудовано графік (рис. 2.17) зміни амплітуд вільних і збуджених коливань D_0/D в залежності від співвідношення $\omega/(2\pi\omega_{01})$, де $\omega_{01} = \sqrt{k_1/m_1}$. Графік (див. рис. 2.17) побудований за умови, що $c_1=c_2=c$, а $f=\omega_{01}/\omega_{02}$, де $\omega_{02} = \sqrt{k_2/m_2}$ (криві 1). Із графіка (див. рис. 2.17) видно, що при c=0 двомасова система стає консервативною і має свої резонансні області коливань, коли $D_0/D\to\infty$. При c=∞ коливання двомасової системи стає аперіодичним і відповідає одномасовій системі коливань. Також із графіка видно, що фактично всі криві 1 перетинаються у двох точках S і T.

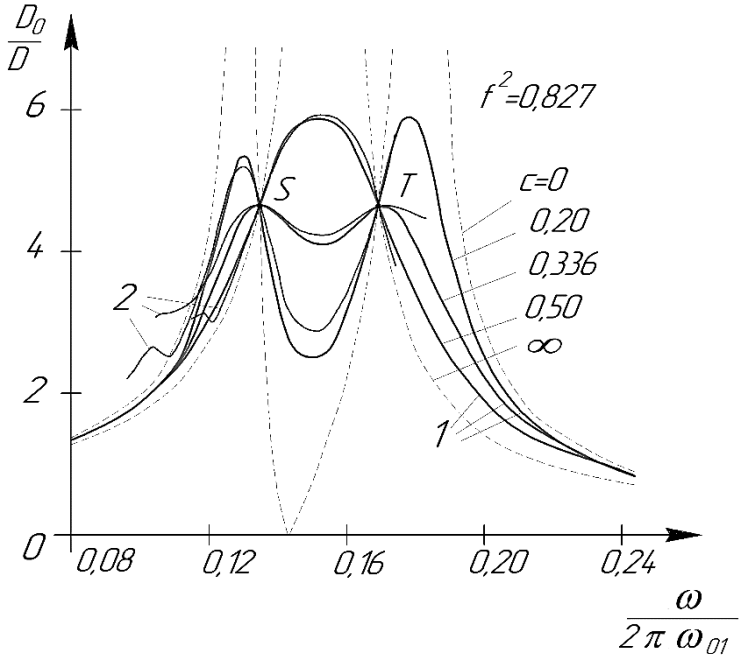


Рисунок 2.17 – Діаграма амплітудно-частотної характеристики двомасової ГВ системи

Ці точки відповідають оптимальній роботі двомасової коливальної системи із силовим збудженням [253], [254].

З метою оцінки адекватності прийнятих допущень і лінеаризації на діаграмі рисунку 2.17 було додатково наведено експериментальну амплітудо-частотну характеристику 2 гідравлічних машин для вібраційного транспортування [255]. Як видно із діаграми на рисунку 2.17 ці експериментальні криві також перетинаються в характерних точках *S* і *T*, що відповідають оптимальній роботі машини. Хоча слід зауважити, що система має два резонансні режими. Перші резонансні амплітуди зміщуються в зону менших частот, що зумовлено причиною наявності безвідривного переміщення вантажу по вантажонесучому органу 8 (див. рис. 2.17). У цих режимах нормальна реакція вантажу на вантажонесучий орган невелика, але значні реакції зумовлені силами сухого тертя [248], що є причиною різкого зменшення амплітуди коливань вантажонесучого органу 8. Амплітудно-частотна характеристика на рисунку 2.17 на рівні з першим екстремумом, має другий екстремум в області більш високих частот, при яких встановлюється режим транспортування з підкиданням [103]. У цих режимах вантаж сприяє розкочуванню вантажонесучого органу 8. Таке явище можна розглядати, як причину виникнення другого резонансу двомасової коливальної системи.

2.3.2 Побудова універсальних детермінованих математичних моделей гідравлічних віброударних технологічних машин

Для моделювання руху ГВУ машин типу імпульсного збудження (див. розд. 2.2.2) розглянемо вимушене коливання ГВУ системи (див. рис. 2.13), на яку діє постійна імпульсна збуджуюча сила $F(t)=\begin{cases} F_0; & 0 \le t \le \tau, \\ 0; & t > \tau, \end{cases}$, де $F_0 = p(t)S$ – максимальна сила, що виникає від дії тиску робочої рідини $p(t)$ у порожнині гідроциліндра 3 на основу поршня 1 площа якої *S*.

Виконавчий орган ГВУ машини має свої інерційні властивості, які характеризуються її масою *m*, демпфуючими властивостями, що моделюються

узагальненими елементами 4 із в'язкістю c, а пружні властивості силової взаємодії поршня гідроциліндра 1 із нерухомою основою представлено елементами пружного повернення 2 із жорсткістю k_n і робочою рідиною k_0.

Невстановлене коливання в системі описується диференціальним рівнянням (див. розд. 2.3.1):

$$\ddot{x} + b\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{1}{m} F(t), \tag{2.103}$$

з початковими умовами $x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0$, де $\omega_0 = \sqrt{k / m}$ – власна частота коливання консервативної системи; $b=c/m$ – зведений коефіцієнт демпфування; а $k=k_n+k_0$ – зведений коефіцієнт жорсткості.

Нехай початкові умови – нульові. Зовнішня збуджуюча сила $F(t)$ представляється у вигляді сукупності нескінченно малих імпульсів $F(\tau)d\tau$ (див. рис. 2.6). Складаючи реакцію системи від кожного такого імпульсу на відрізку часу [0, t], отримано частинний розв'язок диференціального рівняння (2.103), який ще називається інтегралом Дюамеля [256]:

$$x_*(t) = \frac{1}{m}\int_0^t h(t,\tau)F(\tau)d\tau, \tag{2.104}$$

де $h(t, \tau)$ – імпульсна перехідна функція (вагова функція або функція Гріна) [256]

$$h(t,\tau) = \begin{cases} 0, & t \le \tau; \\ \dfrac{1}{\omega_b} e^{-0,5b(t-\tau)} \sin \omega_b (t-\tau), & t > \tau, \end{cases} \tag{2.105}$$

а $\omega_b = \sqrt{\omega_0^2 - 0,25b^2}$ – власна частота дисипативної коливальної системи [213].

Якщо збуджуюча сила $F(t)$ може бути представлена у вигляді послідовності нескінченно малих приростів $dF(\tau)d\tau$, тоді частинний розв'язок рівняння (2.103):

$$\begin{aligned} x_*(t) = {} & \frac{1}{c}F(t) - \frac{1}{c}F(0)e^{-0,5bt}\left(\cos\omega_b t + \frac{0,5b}{\omega_b}\sin\omega_b t\right) - \\ & -\frac{1}{c}\int_o^t \dot{F}(\tau)e^{-0,5b(t-\tau)}\left[\cos\omega_b(t-\tau) + \frac{0,5b}{\omega_b}\sin\omega_b(t-\tau)\right]d\tau. \end{aligned} \tag{2.106}$$

Загальний розв'язок рівняння (2.97) представляється у вигляді суми загального розв'язку відповідного однорідного рівняння [35], що задовольняє початкові умови, і частинного розв'язку, записаного у формі (2.98) або (2.100):

$$x(t) = x_0 e^{-0,5bt}(\cos\omega_b t + \frac{0,5b}{\omega_b}\sin\omega_b t) + \frac{\dot{x}_0}{\omega_b} e^{-0,5bt}\sin\omega_b t + \\ + \frac{1}{m\omega_b}\int_o^t F(\tau)e^{-0,5b(t-\tau)}\sin\omega_b(t-\tau)d\tau. \quad (2.107)$$

Нехай для імпульсного (ударного) навантаження постійна збуджуюча сила F_0, раптово прикладена до системи в момент часу t=0, діє протягом певного проміжку часу τ. Коливання системи при нульових початкових умовах ($t<\tau$) із рівняння (2.101) описується формулою:

$$x(t) = \frac{F_0}{m\omega^2}\left[1 - e^{-0,5bt}[(\cos\omega_b t + \frac{0,5b}{\omega_b}\sin\omega_b t)]\right], \quad (2.108)$$

Після припинення дії сили рух системи стає вільним і здійснюється за рахунок початкових умов x_τ і $\dot{x}_\tau$, що надаються системі в момент часу $t=\tau$:

$$x(t) = x_\tau e^{-0,5b(t-\tau)}[(\cos\omega_b(t-\tau) + \frac{0,5b}{\omega_b}\sin\omega_b(t-\tau)] + \frac{\dot{x}_\tau}{\omega_b}e^{-0,5b(t-\tau)}\sin\omega_b(t-\tau). \quad (2.109)$$

Із рівняння (2.108) і (2.109) графік коливань зображено на рисунку 2.18. При $t>\pi/\omega_b$ максимальне значення досягається при $t_{max}= \pi/\omega_b=T_b/2$ і записується:

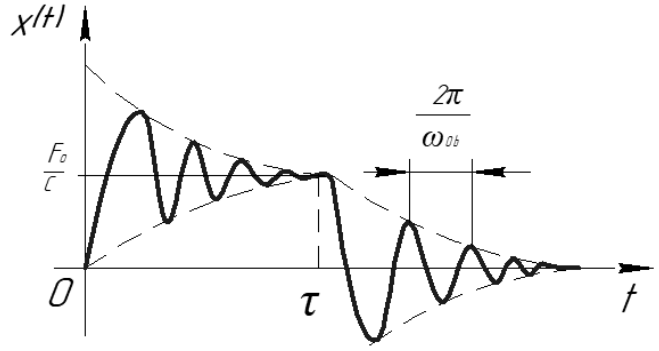


Рисунок 2.18 – Діаграма реакції системи на імпульс довжиною τ

$$x_{\max} = \frac{F_0}{c}\left[1 + e^{(-0,25bT_b)}\right],$$

де $T_b=2\pi/\omega_b$ – період коливань демпфованої системи.

При цьому коефіцієнт динамічного підсилення $\chi = 1 + e^{(-0,25bT_b)}$ завжди більший одиниці, а за відсутності сил в'язкого тертя дорівнює двом (рис. 2.19). У випадку, коли $\tau<T_b/2$, максимальне значення x_{max} досягається зовні відрізка [0, τ] у момент часу:

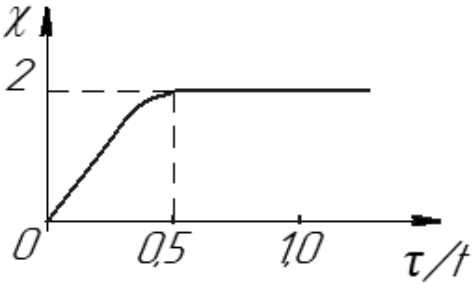


Рисунок 2.19 – Діаграма ударного спектру для прямокутної форми імпульсу силового збудження на виконавчому органі ВУ машини

$$t_{b\max} = \frac{1}{\omega_b} arctg\left(\frac{\sin\omega_b\tau}{\cos\omega_b\tau - e^{-0,5b\tau}}\right),$$

і дорівнює:

$$x_{\max} = \frac{F_0}{c} e^{-0,5bt_{b\max}}\left[e^{-0,5b\tau}\cos\omega_b(t_{b\max}-\tau) - \cos\omega_b t_{b\max}\right].$$

Для системи без дисипативних сил $t_{0max}=\pi/2\omega_0+\tau/2$ і коефіцієнт динамічного підсилення $\chi=2\sin(\omega\tau/2)$. Залежність $x_{max}=\chi$ від параметра імпульсу τ/T_b називають ударним спектром (див. рис. 2.19).

Наступним розглядається дія ударних імпульсів. Так як, імпульс сили $\Im = F_0\tau$, а $F=lim\ F_0\tau$, тоді, переходячи в рівнянні (2.109) до граничної функції, отримано:

$$x(t) = \frac{F}{m\omega_b} e^{-0,5bt}\sin\omega_b t. \qquad (2.110)$$

Максимальне значення:

$$x_{\max} = \frac{F}{m\omega_b} e^{-0,5bt}\sin\omega_b t_{\max},\ \text{де}\ t_{max}=\omega_b^{-1} arctg(2\omega_b/b).$$

Якщо $0,5b << \omega_0$, тобто $\omega_b \approx \omega_0$, тоді:

$$x_{\max} = \frac{F\omega_0}{c} e^{-0,25\frac{b\pi}{\omega_0}}.$$

Нехай на систему діють через рівні проміжки часу τ однакові ударні імпульси. При збіганні τ із періодом коливань T_b має місце ударний резонанс [257], [258]. У цьому випадку:

$$x(t) = \frac{F}{m\omega_b}\frac{\left(1-e^{-0,5kbT_b}\right)}{\left(1-e^{-0,5bT_b}\right)} e^{-0,5bt_1}\sin\omega_b t;\quad t_1 > 0, \qquad (2.111)$$

де $t_1=t-(n-1)T_b$; n – число імпульсів. Максимальне значення порівняно з дією одиночного імпульсу збільшується в $\left(1-e^{-0,5kbT_b}\right)/\left(1-e^{-0,5bT_b}\right)$ разів. При $b=0$ це збільшення буде відбуватися в n разів.

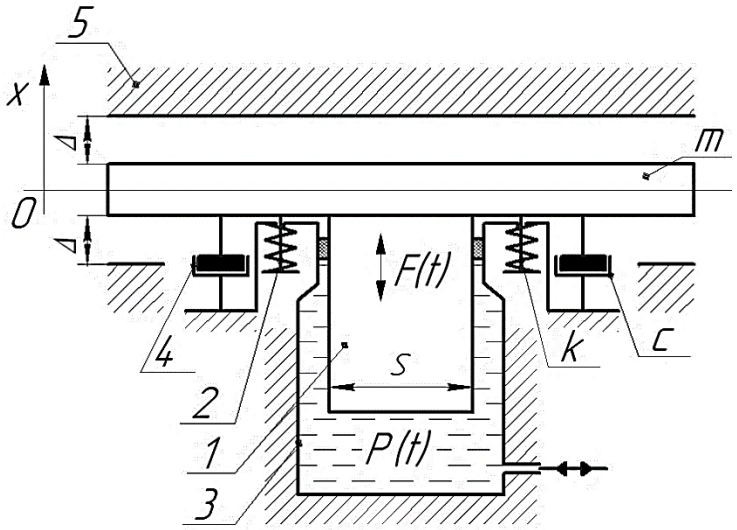


Рисунок 2.20 – Розрахункова схема коливального процесу ГВУ машини із зовнішнім обмеженням руху виконавчого органу

Для моделювання руху ГВУ машин, типу зовнішнього обмеження руху виконавчого органу (див. розд. 2.2.2), необхідно розглянути ВУ режим коливання. При цьому режимі відбувається ударний контакт між окремими елементами ГВУ машини (рис. 2.20), а саме: виконавчим органом масою *m*, який також представлений у вигляді поршня гідроциліндра 1, і зовнішніми обмежувачами 5 на відстані *Δ*. Для визначення характеристики ударної взаємодії застосовується модель стереомеханічного удару [259] (див. розд. 2.2.2). Періодична збуджуюча сила $F(t)=p(t)S$, що виникає від дії тиску робочої рідини $p(t)=p_0\cdot\cos(\omega t+\varphi)$ у порожнині гідроциліндра 3, діє на основу поршня гідроциліндра 1, площа якої *S* (див. розд. 2.2.2). Прикладом таких ГВУ технологічних машин можуть служити різні вібростру шувальні і віброущільнюючі машини, що працюють у будівництві і ливарному виробництві [58].

Для коливань робочого органу ГВУ машини (див. рис. 2.20), коливальний рух якого обмежується жорстким упором на відстані *Δ*, рух виконавчого органу масою *m* для неконсервативної системи представляється диференціальним рівнянням:

$$\ddot{x}+b\dot{x}+\omega_0^2 x=a_p\cos\left(\omega t+\varphi_0\right), \qquad (2.112)$$

де $\omega_0=\sqrt{k/m}$ – власна частота коливання консервативної ВУ системи; *x* – координата переміщення виконавчого органу 1 (див. рис. 2.20); $b=c/m$ – зведений коефіцієнт демпфування; φ_0 – початкова фаза збудження; $a_P=F_0/m$.

Загальний розв’язок неоднорідного лінійного рівняння (2.112) може бути представлений у вигляді [34], [74]:

$$x=e^{-r\omega_0 t}\left(C_1\cos(\omega_1 t)+C_2\sin(\omega_1 t)\right)+a\cos\left(\omega t+\varphi\right), \qquad (2.113)$$

де C_1, C_2 – довільні постійні; $a = a_p / (\omega_0^2\sqrt{(1-\xi^2)^2 + 4r^2\xi^2})$ – амплітуда вимушених коливань без зовнішнього обмеження руху на відстані Δ; $\omega_1 = \omega_0\sqrt{1-r^2}$; $r=b/2\omega_0<1$; $\xi=\omega/\omega_0$. Основні властивості ВУ систем, які ми будемо досліджувати, проявляються найбільш рельєфно [30] при відносно малих значеннях коефіцієнта в'язкого тертя. Це дозволяє без скорочення позначень брати $\omega_1 \approx \omega$.

Досліджуються періодичні режими, які характеризуються послідовними ударами маси m по зовнішньому обмежувачу руху. У силу симетрії системи період її руху складається з двох ідентичних інтервалів, кожний з яких охоплює проміжок часу між двома черговими співударяннями. Отже, для отримання повної картини руху достатньо знайти закон руху для одного із цих інтервалів. Для визначеності розглядається інтервал, що починається після удару по верхньому обмежувачу (див. рис. 2.20). Тоді початкові умови для режимів різної кратності k (k=1, 3, …) матимуть вигляд:

$$\begin{cases} t = 0, \quad x = \Delta, \quad \dot{x} = -R\dot{x}_-; \\ t = \dfrac{\pi k}{\omega}, \quad x = -\Delta, \quad \dot{x} = -\dot{x}_-. \end{cases} \tag{2.114}$$

Підставляючи дані початкових умов (2.114) у рівняння (2.113):

$$\begin{cases} \Delta = e^{-r\omega_0 t}(C_1\cos(\omega_0 t_1) + C_2\sin(\omega_0 t_1)) + a\cos(\omega t_1 + \varphi); \\ -R\dot{x}_- = e^{-r\omega_0 t}\left(-C_1\omega_0\sin(\omega_0 t_1) + C_2\omega_0\cos(\omega_0 t_1)\right) - \\ -r\omega_0 e^{-r\omega_0 t}(C_1\cos(\omega_0 t_1) + C_2\sin(\omega_0 t_1)) - a\omega\sin(\omega t_1 + \varphi); \\ -\Delta = e^{-r\omega_0 t}\left(C_1\cos(\omega_0 t_2) + C_2\sin(\omega_0 t_2)\right) + a\cos(\omega t_2 + \varphi); \\ -\dot{x}_- = e^{-r\omega_0 t}\left(-C_1\omega_0\sin(\omega_0 t_2) + C_2\omega_0\cos(\omega_0 t_2)\right) - \\ -r\omega_0 e^{-r\omega_0 t}(C_1\cos(\omega_0 t_1) + C_2\sin(\omega_0 t_1)) - a\omega\sin(\omega t_2 + \varphi). \end{cases} \tag{2.115}$$

Із системи рівнянь (2.115) визначаються:

$$C_1 = \Delta - a\cos(\varphi), \quad C_2 = -\Delta\frac{e^{r\theta} + \cos\theta}{\sin\theta} + a\cos(\varphi)arctg(\theta), \quad \theta = \frac{\pi l}{\zeta}, \quad \sin(\varphi) = \frac{BD}{a\omega_0}\dot{x}_-,$$

$$\cos(\varphi) = (1 - \frac{D}{\Delta\omega_0}\dot{x}_-)\frac{\Delta}{a}, \quad \dot{x}_- = \frac{\left[1 \pm \sqrt{1-(1-a^2/\Delta^2)\left(1+B^2\right)}\right]\omega_0\Delta}{D(1+B^2)},$$

$$B=\left(\frac{1}{D}-\frac{e^{r\theta}+\cos\theta+r\sin\theta}{\sin(\theta)}\right)\frac{1}{\xi},\quad D=\frac{(1+R)\sin\theta}{e^{r\theta}+2\cos\theta+e^{-r\theta}}.$$

У результаті закон руху в досліджуваних режимах буде таким:

$$x=e^{-r\omega_0 t}\left(\cos(\omega_0 t)-\frac{e^{r\theta}+\cos\theta}{\sin\theta}\sin(\omega_0 t)\right)\frac{DR}{\omega_0}\dot{x}_{-}+a\cos(\omega t+\varphi),\ (t\in[0,\ \pi l/\omega]).\quad (2.116)$$

При R=1 і r=0 закон руху ГВУ машин із рівняння (2.116) записується у вигляді:

$$x=-\frac{\Delta\pm a}{\sin[\pi l/(2\xi)]}\sin\left(\omega_0 t-\frac{\pi l}{2\xi}\right)+a\cos(\omega t+\varphi),\quad (t\in[0,\ \pi l/\omega]).\quad (2.117)$$

Будується діаграма амплітудно-частотної характеристики ГВУ машин при R=0,5 і r=0,1 (рис. 2.21), де a_x – амплітуда вимушених коливань цієї ВУ системи. Нанесемо на ній область існування ВУ режимів (пряма 1), що відповідає рівню встановлення обмежувача Δ. На горизонтальній ділянці 1 здійснюються симетричні ВУ режими із послідовними зіткненнями маси по кожному обмежувачу Δ. У до резонансній смузі частот (ланка 2, ξ<1) амплітудно-частотна характеристика, що реалізується частотою збудження ГВУ машин із зіткненнями об один обмежувач. Крім того, добавлені криві 3, 4 амплітудної характеристики гармонічних коливань лінійного осцилятора [260], і такі що встановлені нижче обмежувачів Δ.

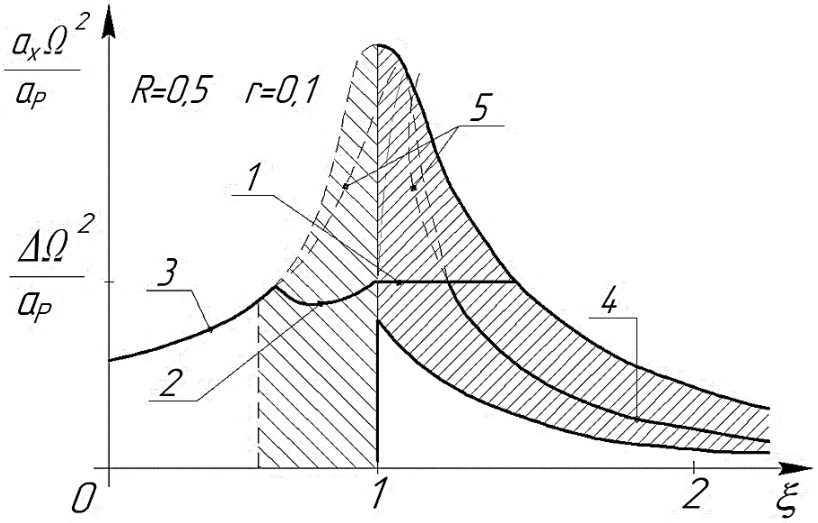


Рисунок 2.21 – Діаграма амплітудно-частотної характеристики коливального процесу ГВУ машин із зовнішнім обмеженням руху

Із рисунку 2.21 видно, що при повільному збільшенні частоти збудження від нульового значення, система, пройшовши смугу частот 3, що відповідають гармонічним коливанням, після перших зіткнень виходить з початку на режим з односторонніми ударами 2. Потім при переході через резонансну частоту лінійного осцилятора [236]

встановлюється симетричний ВУ режим із почерговими зіткненнями по кожному обмежувачу 1, який може бути затягнутий в область високих частот до виходу системи на границю області існування. При переході граничного значення частоти система «зривається» з обмежувачів 4 і в ній знову встановлюються гармонічні коливання, які зберігаються по всьому наступному діапазону частот.

Розглянута динамічна модель є граничною коливальною системою жорсткого типу не тільки структурною, але й функціональною [96], [261]. Показовим є те, що амплітудо-частотна характеристика нелінійних систем 5, порівняно з лінійними характеристиками 3 і 4, проявляє виражену специфіку тільки за межі встановлення обмежувача Δ, а це у свою чергу не спричиняє якісної трансформації властивостей коливальної системи.

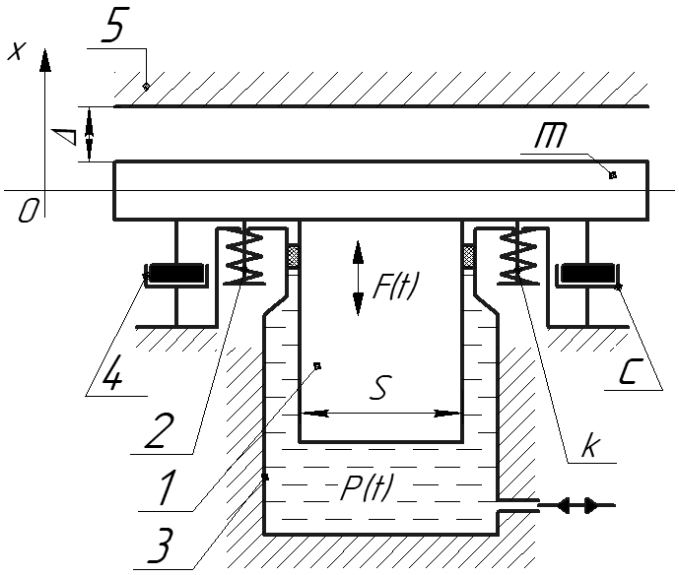


Рисунок 2.22 – Розрахункова схема коливального процесу ГВУ машини із нелінійною характеристикою ударної взаємодії

Наступним розглядається вимушене коливання ГВУ системи (рис. 2.22), де ударна взаємодія виконавчого органу 1 характеризується нелінійною функцією $\Phi(x, \dot{x})$ (див. розд. 2.2.3), і на який діє постійна збуджуюча сила $F(t)=p(t)S$, що виникає від дії тиску робочої рідини $p(t)=p_0 \cdot f(t)$ у порожнині гідроциліндра 3 на основу поршня 1 площа якої S. Виконавчий орган 1 ГВУ машини має свої інерційні властивості, які характеризуються її масою m, і зовнішнім обмежувачем 5 на відстані Δ; демпфуючими властивостями, що моделюються узагальненими елементами 4 із в'язкістю c, а пружні властивості силової взаємодії поршня гідроциліндра 1 із нерухомою основою представлені елементами пружного повернення 2 із жорсткістю k.

Рух виконавчого органу масою m для коливальної ВУ системи записується диференціальним рівнянням (див. розд. 2.2.3):

$$\ddot{x} + b\dot{x} + \omega_0{}^2 x + \Phi_{пр}(x) + \Phi_{д}(x, \dot{x}) = F(t), \qquad (2.118)$$

де $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливання консервативної ВУ системи; x – координата переміщення виконавчого органу 1; $b=c/m$ – зведений коефіцієнт демпфування; $\Phi_{пр}(x) \approx m_F + \eta(x - m_x)$; $\Phi_{д}(x, \dot{x})$ – пружна і дисипативна силові характеристики ударної взаємодії, причому $F(t)=m_p+a_p\cdot\cos(\omega t+\varphi)$; $\Phi_{пр}(-x)\neq\Phi_{пр}(x)$, де в загальному випадку $a_p=a_p(\omega)$.

Рівняння (2.118) переписуються в операторній формі перетворення Лапласа [167]:

$$\left(p^2 + bp + \omega_0{}^2\right)x + \Phi_{пр}(x) + \Phi_{д}(x, px) = F(t). \qquad (2.119)$$

Знаходиться приблизний періодичний розв'язок рівняння (2.119) методом гармонічної лінеаризації [31]:

$$x(t) \approx m_x + a_x \cos\omega t, \quad px(t) \approx -a_x\omega\sin\omega t. \qquad (2.120)$$

Із врахуванням (2.120) періодична складова зовнішньої збуджуючої сили $F(t)$ перетворюється таким чином:

$$a_p\left(\cos\omega t\cos\varphi - \sin\omega t\sin\varphi\right) = \frac{a_p}{a_x}\left(\cos\varphi + p\frac{\sin\varphi}{\omega}\right)x^o, \qquad (2.121)$$

де $x^0=x-m_x$.

Підставляючи (2.121) в (2.119), маємо:

$$\left[p^2 + \left(b - \frac{a_p\sin\varphi}{a_x\omega}\right)p + \omega_0^2 - \frac{a_p\cos\varphi}{a_x}\right]x^0 + \omega_0^2 m_x + \Phi_{пр}(x) + \Phi_{д}(x, px) = m_P. \qquad (2.122)$$

Таким чином, вихідна неавтономна система може бути зведена до еквівалентної автономної. У (2.122) нелінійні функції $\Phi_{пр}(x)$ і $\Phi_{д}(x, px)$ замінюються їхніми лінеаризованими виразами [32]:

$$\Phi_{пр}(x) \approx m_F + \eta(x - m_x), \quad \Phi_{д}(x, px) \approx \beta px, \qquad (2.123)$$

де коефіцієнти гармонічної лінеаризації m_F, η і β виражаються через невідомі параметри розв'язку $x(t)$, а саме [45]:

$$m_F = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} \Phi\left(m_x + a_x\cos\psi, -a_x\omega\sin\psi\right)d\psi \quad \left(\psi = \omega\tau\right),$$

$$\eta = \frac{1}{\pi a_x}\int_0^{2\pi} \Phi\left(m_x + a_x\cos\psi, -a_x\omega\sin\psi\right)\cos\psi d\psi, \tag{2.124}$$

$$\beta = -\frac{1}{\pi a_x\omega}\int_0^{2\pi} \Phi\left(m_x + a_x\cos\psi, -a_x\omega\sin\psi\right)\sin\psi d\psi.$$

Підставляючи (2.123) в (2.122) і приводячи подібні члени, отримуємо:

$$\left[p^2 + \left(b + \beta - \frac{a_p\sin\varphi}{a_x\omega}\right)p + \left(\omega_0^2 + \eta - \frac{a_p\cos\varphi}{a_x}\right)\right]x^0 + m_F + \omega_0^2 m_x = m_P. \tag{2.125}$$

Розділяючи в (2.125) постійні і центрувальні компоненти:

$$\begin{cases} m_F + \omega_0^2 m_x = m_P; \\ \left[p^2 + \left(b + \beta - \dfrac{a_p\sin\varphi}{a_x\omega}\right)p + \left(\omega_0^2 + \eta - \dfrac{a_p\cos\varphi}{a_x}\right)\right]x^0 = 0. \end{cases} \tag{2.126}$$

Лінеаризоване рівняння (2.126) має таке характеристичне рівняння:

$$Д(p) = p^2 + \left(b + \beta - \frac{a_p\sin\varphi}{a_x\omega}\right)p + \omega_0^2 + \eta - \frac{a_p\cos\varphi}{a_x} = 0. \tag{2.127}$$

Умовою існування періодичного розв'язку (2.120) лінеаризованої системи (2.126) є наявність пари чисто уявних коренів $p=\pm j\omega$ у її характеристичному рівнянні (2.126). Підставляючи в (2.127) $p=\pm j\omega$ і прирівнюючи нулю дійсну і уявну частини, отримують систему рівнянь:

$$\begin{cases} \sin\varphi = (b+\beta)\omega\dfrac{a_x}{a_p}; \\ \cos\varphi = \left(\omega_0^2 + \eta - \omega_0^2\right)\dfrac{a_x}{a_p}. \end{cases} \tag{2.128}$$

Підносячи до квадрату рівняння системи (2.128) і додаючи їх ліві і праві частини, отримуємо амплітуду коливань:

$$a_x = a_p\left[\left(\omega_0^2 + \eta - \omega^2\right)^2 + \left(b+\beta\right)^2\omega^2\right]^{-1/2}. \tag{2.129}$$

Досліджуючи вираз (2.129), де підставлено $\omega=\Omega$ і отримано вираз для енергетичної межі коливань 1 (рис. 2.23), визначено величину максимально-досяжних амплітуд:

$$a_x = a_p / \left[(\eta + \beta)\omega \right]. \tag{2.130}$$

Розглядаючи власну частоту системи Ω як аргумент, будуються графіки функції 3 (див. рис. 2.23):

$$a_x(\Omega) = a_p \left[\left(\Omega_0^2 - \omega^2 \right)^2 + \left(b + \beta \right)^2 \omega^2 \right]^{-1/2}, \tag{2.131}$$

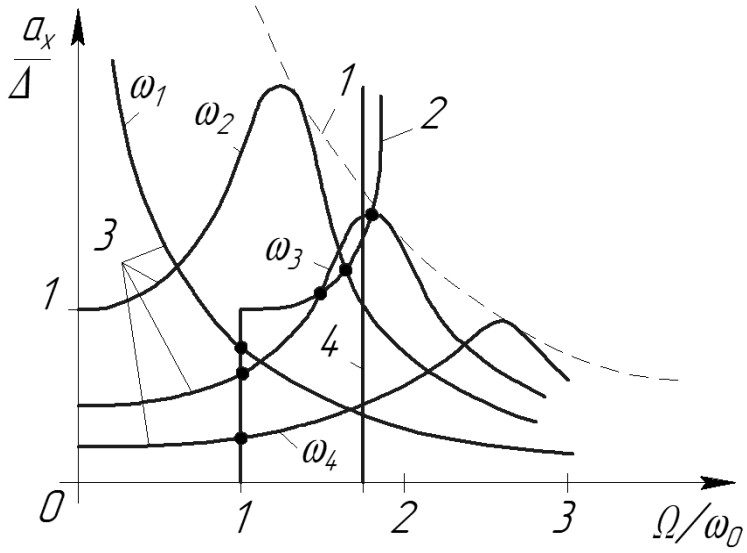


Рисунок 2.23— Діаграма амплітудно-частотної характеристики коливального процесу ГВУ машини із нелінійною характеристикою ударної взаємодії

для різних сталих значень ω і при фіксованих зайвих параметрах системи. Також на цей графік наноситься крива 2 (див. рис. 2.23):

$$\Omega(a_x) = \sqrt{\omega_0^2 + \eta(a_x)^2}\ . \tag{2.132}$$

Точки перетину обох кривих визначають шуканий розв'язок. Із рисунку 2.23 видно, що внаслідок неізохронності [164] система може мати декілька періодичних розв’язків при одних і тих же значеннях сталих параметрів.

При розгляді систем з односторонньою ударною парою (див. рис. 2.22) прийнятна точність досягається при застосуванні коефіцієнта лінеаризації для η (2.124), з оцінкою дисипації енергії при ударах [137], у формі:

$$\eta = 2\Omega^2 \left(1 - \frac{\Delta - (m_p / \Omega^2)}{a_x} \right). \tag{2.133}$$

При виконанні умови:

$$m_p / \Omega^2 = \Delta, \tag{2.134}$$

тобто коли статичне навантаження m_p повністю вибирає встановлений зазор Δ, система стає ізохронною. Тоді із (2.133) і (2.134) власна частота цієї коливальної системи становить:

$$\omega_0 = \sqrt{3}\Omega \approx 1,73\Omega, \tag{2.135}$$

і її скелетна крива має вигляд вертикальної прямої 4 (див. рис. 2.23).

Процес ізохронності, що був описаний за допомогою точного методу [262], показав значення частоти $\omega_0 = 2\Omega$, що на 27 % показує значення величини похибки застосованої гармонічної лінеаризації.

Також необхідно розглянути коливання ГВУ системи (див. рис. 2.22), на яку діє постійна збуджуюча сила, завжди направлена в сторону руху $F(t) \equiv p(\dot{x})S$, що виникає від дії тиску робочої рідини $p(\dot{x}) = p_a \cdot \mathrm{sign}(\dot{x})$ у порожнині гідроциліндра 3 на основу поршня 1 площа якої S. Виконавчий орган ГВУ машини має свої інерційні властивості, які характеризуються її масою m, пружними властивостями, що закладені в пружних елементах k, а також демпфуючими властивостями, що моделюються узагальненими елементами із в'язкістю c. При таких умовах є базова математична модель автоколивальних процесів для ГВУ машин на базі ГІП [184].

Для математичного моделювання ГВУ систем із типом гідроприводу на основі АВ (див. рис. 1.17) функцію збуджуючої сили доцільно представляти у вигляді $F(t) = F_a\, sign(\dot{x})$, де $\dot{x}$ – швидкість виконавчого органу, а $F_a = p_{max}S$ – максимальне зусилля, що розвиває джерело енергії (робоча рідина). Ця форма функції збуджуючої сили в АВ забезпечує найбільший внесок енергії джерела в коливальну систему [186].

Невстановлене автоколивання у ВУ системі описується рівнянням:

$$\ddot{x} + b\dot{x} + \omega_0^2 x + \Phi_{пр}(x) + \Phi_д(x, \dot{x}) = F(\dot{x}), \tag{2.136}$$

де $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливання консервативної ВУ системи; x – координата переміщення виконавчого органу 1; $b = c/m$ – зведений коефіцієнт демпфування; $\Phi_{пр}(x) \approx m_F + \eta(x - m_x)$, $\Phi_д(x, \dot{x}) = \beta\dot{x}$ – пружна і дисипативна силові характеристики ударної взаємодії, причому $\Phi_{пр}(-x) \neq \Phi_{пр}(x)$; $F(t) = F_a\, sign(\dot{x})$, де $F_a = p_a S$

– максимальне зусилля на виконавчому органі, що розвиває джерело енергії від гідронасоса у складі ГІП [129].

Рівняння (2.136) переписується через перетворення Лапласа [232] в операторній формі:

$$\left(p^2 + bp + \omega_0^{\,2}\right)x + \Phi_{пр}\left(x\right) + \Phi_{д}\left(x,\, px\right) = F\left(px\right), \tag{2.137}$$

причому $\left(\partial F / \partial \dot{x}\right)_{\dot{x}=0} > 0$.

Знаходиться приблизний періодичний розв'язок рівняння (2.137) методом гармонічної лінеаризації [46]:

$$x(t) \approx m_x + a_x \cos \omega t, \quad px(t) \approx -a_x \omega \sin \omega t\,. \tag{2.138}$$

Замінюються в (2.127) нелінійні функції $\Phi_{пр}(x)$ і $\Phi_{д}(x,\ px)$ їхніми лінеаризованими виразами:

$$\Phi_{пр}\left(x\right) \approx m_F + \eta\left(x - m_x\right); \quad \Phi_{д}\left(x, px\right) \approx \beta px\,, \tag{2.139}$$

де коефіцієнти гармонічної лінеаризації m_F, η і β виражаються через невідомі параметри розв'язку $x(t)$ (2.124). Також здійснюється гармонічна лінеаризація функції:

$$F(px) \approx \lambda(a_x,\, \omega)px, \tag{2.140}$$

де $\lambda(a_x,\, \omega)$ – коефіцієнт гармонічної лінеаризації, що залежить в загальному випадку від амплітуди автоколивань a_x і частоти автоколивань ω.

Із рівняння (2.136) і (2.140) отримано:

$$\left[\, p^2 + \left(b + \beta - \lambda\right)p + \omega_0^2 + \eta \,\right]x^0 + m_F + \omega_0^2 m_x = 0, \quad x^0 = x - m_x. \tag{2.141}$$

Розділивши в (2.141) постійні і центрувальні компоненти:

$$\begin{cases} m_F + \omega_0^2 m_x = m_P; \\ \left[\, p^2 + \left(b + \beta - \lambda\right)p + \omega_0^2 + \eta \,\right]x^0 = 0. \end{cases} \tag{2.142}$$

Умовою існування автоколивань із частотою ω є наявність пари уявних коренів $p=\pm j\omega$ у її характеристичного рівняння із (2.140):

$$Д\left(p\right) = p^2 + \left(b + \beta - \lambda\right)p + \omega_0^2 + \eta = 0\,. \tag{2.143}$$

При $p=j\omega$ отримують характеристичний комплекс системи у вигляді:

$$Д(j\omega) = \omega_0^2 + \eta - \omega^2 + j(b + \beta - \lambda). \quad (2.144)$$

Прирівнюючи дійсну і уявну складові в (2.144) знаходимо:

$$\begin{cases} \omega = \sqrt{\omega_0^2 + k}; \\ \lambda = b + \beta. \end{cases} \quad (2.145)$$

Визначається коефіцієнт лінеаризації β так, щоб еквівалентна дисипативна сила в'язкого тертя $\Phi_д(x, \dot{x}) = \beta\dot{x}$ в (2.127) викликала такі ж втрати енергії, які мають місце при ударах. За теоремою Карно [244], [262] знаходиться втрата енергії маси *m* за один удар:

$$E_{Д2} = \frac{m\dot{x}_-^2}{2}(1 - R^2), \quad (2.146)$$

де $\dot{x}_-$ – до ударна швидкість; R – коефіцієнт відновлення швидкості. Доударна швидкість $\dot{x}_-$ визначається приблизно по першій гармоніці процесу $x(t)$. Оскільки ВУ режими мають резонансний характер, вважаємо, що удари відбуваються при максимальній швидкості:

$$\dot{x}_- \approx a_x\omega. \quad (2.147)$$

Підставляючи (2.147) в (2.146), знаходимо:

$$E_{Д2} = \frac{ma_x^2\omega^2}{2}(1 - R^2). \quad (2.148)$$

Визначаємо роботу нелінійної сили $\Phi_д(x, \dot{x}) = \beta\dot{x}$ на гармонічному коливанні (2.138):

$$E_{Д1} = \int_0^{2\pi/\omega} \beta\dot{x}^2 dt = \int_0^{2\pi/\omega} \beta a_x^2\omega^2 \sin^2 \omega t \, dt = \pi\beta\omega a_x^2. \quad (2.149)$$

Прирівнюються значення енергії (2.148) і (2.149), після чого знаходиться вираз для коефіцієнта лінеаризації β:

$$\beta = m\omega\left(1 - R^2\right)/(2\pi) \approx \rho M\omega, \quad (0 \le \rho \le 0{,}16). \quad (2.150)$$

При наявності двосторонніх співударянь величини коефіцієнта β повинні бути подвоєні.

Визначається коефіцієнт гармонічної лінеаризації $\lambda(a_x, \omega)$ із рівняння (2.140):

$$\lambda = -\frac{1}{\pi a_x \omega}\int_0^{2\pi} F(\dot{x})\sin\psi d\psi = -\frac{1}{\pi a_x \omega}\int_0^{2\pi} F_a sign\dot{x}\sin\psi d\psi = \frac{4F_a}{\pi a_x \omega}. \qquad (2.151)$$

Підставляється (2.151) і (2.150) в друге рівняння (2.145):

$$a_x = \frac{4F_a}{\pi\left(\rho\omega^2 + b\omega\right)}. \qquad (2.152)$$

При симетричному двосторонньому обмеженні, приймаючи в (2.152) $a_x \approx \Delta$, визначається частота автоколивань:

$$\omega = \frac{b}{2\rho}\left(\sqrt{1+\frac{16\rho F_a}{\pi b^2 \Delta}} - 1\right), \qquad (2.153)$$

причому формула правомірна тільки в діапазоні власних частот консервативної системи ($\omega \geq \omega_0$). Із врахуванням (2.153) із (2.152) отримують умову існування автоколивальних ВУ режимів:

$$F_a \geq 0,25\pi\Delta\omega_0\left(b + \rho\omega\right). \qquad (2.154)$$

Визначається умова стійкості автоколивань ВУ системи [257]:

$$\left(\frac{d\beta}{d\tilde{a}_x} - \frac{d\lambda}{d\tilde{a}_x}\right)_{\tilde{a}_x = a_x} = \frac{d(\rho\omega)}{da_x} - \frac{d}{da_x}\left(\frac{4F_a}{\pi a_x \omega}\right) = -\frac{4F_a}{\pi\omega}\ln a_x > 0 \Rightarrow F_a > 0. \qquad (2.155)$$

Із (2.155) у цій математичній моделі ГВУ машини автоколивання стійкі у всій області існування [235].

Наступним розглядається ВУ режим коливання при якому відбувається ударний контакт між окремим елементами ГВУ машини (рис. 2.24), а саме масою виконавчого органу m_1, яка представлена у вигляді поршня 1 гідроциліндра 4, і ударної маси 2 з інерційними властивостями m_2. Взаємний рух ударної маси 2 обмежений внутрішніми обмежувачами на відстані Δ, які виконані в середині виконавчого органу 1. У свою чергу внутрішній обмежувач руху Δ, який виконаний на виконавчому органі 1, виступає вібраційним горизонтальним столом, що створює ударні навантаження для ударної маси m_2. При цьому виконавчий орган 1 виконує періодичний рух за законом $x_1 = a\cdot\cos(\omega t+\varphi)$ і при цьому відбувається ударна взаємодія з ударною масою 2 із коефіцієнтом відновлення швидкості R [262]. До ударної маси 2 приєднаний інерційний підвіс 3 масою m_3. Прикладом таких ГВУ машин можуть

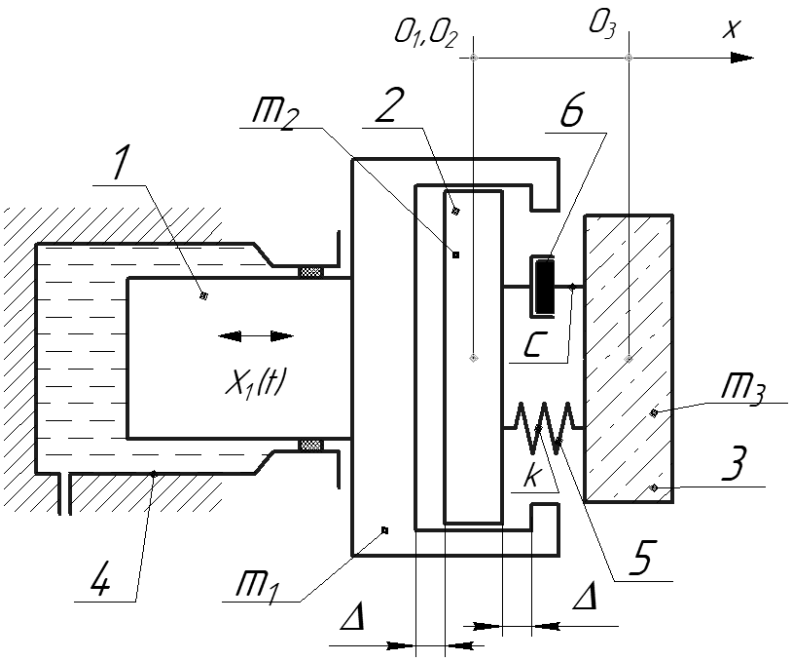


Рисунок 2.24 – Розрахункова схема коливального процесу ГВУ машини з інерційним підвісом

служити різні інерційні ВУ машини для руйнування гірських порід [73], [92]. У цих типах технологічних машин інерційний підвіс 3 виступає, як деякий фрагмент гірської породи масою m_3, що контактно взаємодіє із ударною масою m_2, при цьому контактна взаємодія моделюється сумою пружної 5 і демпфуючої 6 складових реологічних сил самої гірської породи [263]. У свою чергу пружна реологічна сила контактної взаємодії характеризується коефіцієнтом пружності k, а демпфуюча складова реологічних сил в'язкістю c.

У проміжках між ударами, рух цієї ГВУ системи описується такими рівняннями [74]:

$$\begin{cases} m_2\ddot{x}_2 + c\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) + k\left(x_1 - x_2\right) = 0; \\ M_3\ddot{x}_3 - c\left(\dot{x}_1 - \dot{x}_2\right) - k\left(x_1 - x_2\right) = 0, \end{cases} \tag{2.156}$$

де $x_1 = a\cdot\cos(\omega t+\varphi)$, $\dot{x}_1 = -a\omega\cdot\sin(\omega t+\varphi)$.

Загальний розв'язок системи рівнянь (2.156) може бути записаний так [35], [115]:

$$\begin{cases} x_2 = C_1 + C_2 t + C_3 \dfrac{e^{-dt}\cos\omega_1 t}{1+\mu} + C_4 \dfrac{e^{-dt}\sin\omega_1 t}{1+\mu}; \\ x_3 = C_1 + C_2 t - C_3 \dfrac{\mu e^{-dt}\cos\omega_1 t}{1+\mu} - C_4 \dfrac{\mu e^{-dt}\sin\omega_1 t}{1+\mu}, \end{cases} \tag{2.157}$$

де $\omega_1 = \sqrt{\left(\omega_0^2 - d^2\right)/4} \approx \omega_0$, $\omega_0 = \sqrt{k(m_2+m_3)/m_2m_3}$, $d = c\left(m_2+m_3\right)/\left(m_2m_3\right)$, $\mu = m_2/m_3$, $C_{1\ldots4}$ – постійні інтегрування. Постійні інтегрування $C_{1\ldots4}$ і фаза φ для

режимів із періодом, рівним або кратним періоду коливань обмежувача руху, визначається за допомогою таких умов:

$$\begin{cases} x_2(0) = x_1(0) + \Delta, \quad x_2\left(\dfrac{\pi n}{\omega}\right) = x_1(\dfrac{\pi n}{\omega}) - \Delta, \quad x_3\left(0\right) = -x_3(\dfrac{\pi n}{\omega}); \\ \dot{x}_{2+}(0) = -\dot{x}_{2+}(\dfrac{\pi n}{\omega}), \quad \dot{x}_3 0 = -\dot{x}_3(\dfrac{\pi n}{\omega}), \quad (n = 1, 3, ...). \end{cases} \tag{2.158}$$

Крім того, враховується, що швидкості ударного елемента m_2 і обмежувача руху Δ перетворюються при ударі [159]:

$$\dot{x}_{2+} = \dot{x}_1 + R(\dot{x}_1 - \dot{x}_{2-}). \tag{2.159}$$

Підставляючи системи рівнянь (2.159) і (2.158) в систему (2.157) отримуємо для $t \in [0, \pi n / \omega]$:

$$\begin{cases} x_2 = \dfrac{\dot{x}_-}{Q\omega_0}\left[\begin{array}{l} \mu\left(\mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta\right)\left(\dfrac{\vartheta}{2} - \omega_0 t\right) - e^{-r\omega_0 t}\sqrt{\sin^2\vartheta + \left(\mathrm{shr}\vartheta + \mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta\right)^2} \times \\ \times \sin(\omega_0 t - \mathrm{arctg}\dfrac{\sin\vartheta}{\mathrm{shr}\vartheta + \mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta}) \end{array}\right]; \\ x_3 = \dfrac{\dot{x}_-}{Q\omega_0}\left[\begin{array}{l} \left(\mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta\right)\left(\dfrac{\vartheta}{2} - \omega_0 t\right) - e^{-r\omega_0 t}\sqrt{\sin^2\vartheta + \left(\mathrm{shr}\vartheta + \mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta\right)^2} \times \\ \times \sin(\omega_0 t - \mathrm{arctg}\dfrac{\sin\vartheta}{\mathrm{shr}\vartheta + \mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta}) \end{array}\right], \end{cases} \tag{2.160}$$

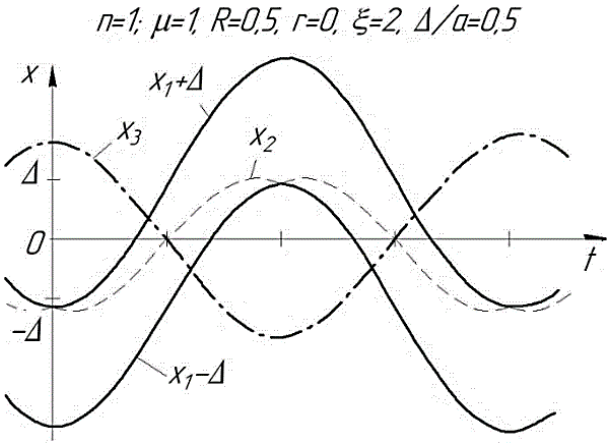
де $\dot{x}_-$ – абсолютна величина до ударної швидкості маси m_2,

$$\dot{x}_- = \frac{\left[1 \pm \sqrt{1 - (1 - a^2/\Delta^2)\left(1 + B^2\right)}\right]\omega_0\Delta}{D(1 + B^2)}, \quad B = \frac{H - RQ}{U(1+R)\xi}, \quad D = \frac{UQ}{H^2}, \quad \xi = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad r = \frac{d}{2\omega_0},$$

$$U = \sin\vartheta + \mu\frac{\vartheta}{2}\left(\mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta\right), \; Q = (1+\mu)\left(\mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta\right) - \mathrm{shr}\vartheta - r\sin\vartheta, \quad \vartheta = \frac{\pi n}{\xi},$$

$$H = (1+\mu)\left(\mathrm{chr}\vartheta + \cos\vartheta\right) + \mathrm{shr}\vartheta + r\sin\vartheta, \quad \cos\varphi = -(1 - \frac{U}{Q\omega_0\Delta}\dot{x}_-)\frac{\Delta}{a}, \quad \sin\varphi = \frac{BU}{Q\omega a}\dot{x}_-.$$

На рисунку 2.25 за рівняннями (2.160) побудовано приклад законів руху елементів ВУ системи в режимі частоти збудження (n=1).



« ———————— » – графік переміщення обмежувача 1;

«----------» – графік переміщення маси m_2;

« — · — · — · — » – графік переміщення маси m_3

Рисунок 2.25 – Діаграма переміщення елементів ГВУ машини з інерційним підвісом

Для дослідження частотних характеристик досліджуваних режимів в систему рівнянь (2.160) вводимо, що r=0:

$$\begin{cases} x_2 = \dfrac{\dot{x}_-}{(1+\mu)\omega_0}\left[\mu\left(\dfrac{\vartheta l}{2\xi}-\omega_0 t\right)-\dfrac{\sin(\omega_0 t-\dfrac{\pi l}{2\xi})}{\cos(\dfrac{\pi n}{2\xi})}\right]; \\ x_3 = \dfrac{\dot{x}_-\mu}{(1+\mu)\omega_0}\left[\dfrac{\vartheta l}{2\xi}-\omega_0 t+\dfrac{\sin(\omega_0 t+\dfrac{\pi l}{2\xi})}{\cos(\dfrac{\pi n}{2\xi})}\right], \end{cases} \tag{2.161}$$

де $t \in [0, \pi k / \omega]$.

Для фази φ при r=0:

$$\cos\varphi = -(1-\frac{D}{\omega_0\Delta}\dot{x}_-)\frac{\Delta}{a}, \quad \sin\varphi = \frac{1-R}{1+R}\frac{\dot{x}_-}{\omega a}. \tag{2.162}$$

Для визначення амплітуди інерційного підвісу 3 (див. рис. 2.24) досліджується на екстремум функція його руху $x_3(t)$ із (2.161):

$$\frac{\partial x_3}{\partial t} = \frac{\dot{x}_{-}\mu}{1+\mu}\left[-1+\frac{1}{\cos(\frac{\pi n}{2\xi})}\cos(\omega_0 t+\frac{\pi l}{2\xi})\right]. \qquad (2.163)$$

Враховуючи, що $\xi/n<<1$, із (2.163) визначається, що $t=0$ і $t=\pi n/\omega$, тобто як і при вільних коливаннях, функція $x_3(t)$ досягає амплітудні значення частот тільки в моменти удару. Тоді з (2.161):

$$a_x = |x_3(0)| = \frac{\dot{x}_{-}\mu}{(1+\mu)\omega_0}\left|\frac{\pi l}{2\xi} - tg\left(\frac{\pi l}{2\xi}\right)\right|, \quad \dot{x}_{-} \geq 0. \qquad (2.164)$$

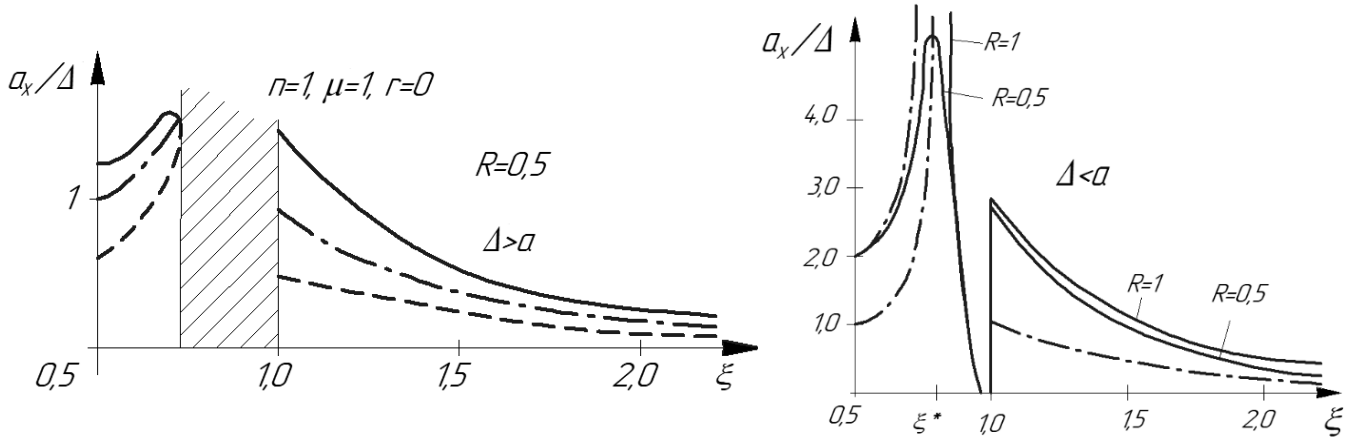
Згідно з (2.164) при переході граничного значення частоти $\xi/n=1$ величина $x_3(0)$ змінює знак, і відповідно, відносний рух підвісу і осцилятора переходить від «синфазного» до «протифазного» [34]. При $R=1$, підставляючи $\dot{x}_{-}$ в (2.160):

$$a_x = \left|\mu(\Delta \pm a)\left(\mu\frac{\pi n}{2\xi} - tg\left(\frac{\pi n}{2\xi}\right)\right) / \left(\mu\frac{\pi n}{2\xi} + tg\left(\frac{\pi n}{2\xi}\right)\right)\right|. \qquad (2.165)$$

На основі функції (2.165) побудовано діаграму (рис. 2.26) амплітудно-частотної характеристики для ГВУ машини з інерційним підвісом. На графіку (див. рис. 2.26 а) ланка, яка показана пунктиром, відповідає нестійким розв'язкам системи (2.156) і (2.157). При $\xi \to \infty, \quad a_x \to 0$, тобто система є низькочастотним фільтром [264]. При $\xi/k=1$ – цей режим відповідає вільним коливанням маси m_2 та інерційного підвісу m_3 із дотиком стінок обмежувача при нульовій швидкості: $a_x = |\mu(\Delta \pm a)|$. При $R \to \infty, \quad a_x \to 0$, що свідчить про резонансний стан ВУ системи. При $R \to 1$ максимуми амплітуд дещо зміщуються в сторону більш низьких частот збудження. Таким чином, тут проявляється широка аналогія із резонансами звичайного лінійного осцилятора.

Для визначення резонансної фази системи (2.164) підставляється в (2.162):

$$\cos\varphi = -\frac{\Delta}{a}, \quad \sin\varphi = \sqrt{1-\left(\frac{\Delta}{a}\right)^2}. \qquad (2.166)$$



а) б)

Рисунок 2.26 – Діаграма амплітудно-частотної характеристики ГВУ машини з інерційним підвісом: а) – при $\Delta > a$; б) – при $\Delta < a$

Із (2.166) випливає, що при збільшенні a_x від Δ до ∞, фаза змінюється від 0 до $-\pi/2$. Це дає підставу припускати, що описані резонансні явища повинні проявлятися тільки при $a_x >> \Delta$. Таке припущення підтверджується експериментом [187]. При відносному збільшенні зазору Δ система на частоті ξ^* виходить із синхронізму і резонансні режими не реалізуються [265]. Слід відмітити, що як і в лінійних системах [258], резонансна фаза не залежить від дисипативних факторів.

При моделюванні робочих процесів дуже часто стає задовільним і єдино можливим формулювання математичної моделі ГВ та ГВУ машин на основі стохастичних параметрів [245]. До стохастичних параметрів математичних моделей коливання вібраційних і ВУ систем відносяться випадкові збуджуючі навантаження [249]. Прикладом служать навантаження на робочий орган ГВ та ГВУ машин від пульсацій тиску робочої рідини на перехідних режимах роботи в системі ГІП [89]. Багато вібраційних технологічних процесів супроводжуються випадковою зміною динамічних навантажень (наприклад, навантаження, що діють на робочий орган (див. табл. 1.1) вібраційних конвеєрів, ВУ пристроїв для руйнування гірських порід, вібротрамбовок та ВУ пристроїв для занурення паль) [82], [129]. Випадкові фактори окрім навантажень можуть увійти у математичну модель також через робочі параметри вібраційних і ВУ систем. Випадковий розкид власних частот або

коефіцієнтів демпфування може надати сильний вплив на вібростійкість ГВ та ГВУ систем [64], [266].

2.3.3 Побудова універсальних стохастичних математичних моделей вібраційних технологічних машин

Розглядається вимушене одновимірне коливання ГВ системи (див. рис. 2.13), на яку діє випадкова збуджуюча сила $F(t)=p(t)S$, що виникає від дії тиску робочої рідини $p(t)$ у порожнині гідроциліндра 3 на основу поршня 1 площа якої S, і яка відповідає обмеженому білому шуму [38] в діапазоні частот $0\le\omega\le\omega_0$,.

Виконавчий орган ГВ машини 1 має свої інерційні властивості, які характеризуються її масою m, пружними властивостями, що закладені в пружних елементах 2 і робочої рідини приведеною жорсткістю k, а також демпфуючими властивостями, що моделюються узагальненими елементами 4 із в'язкістю c.

Визначаються спектральні функції і дисперсії переміщення x і швидкості $\dot{x}=v$ виконавчого органу 1 (див. рис. 2.13), а також дисперсія D_R динамічного впливу F_R на основу.

Спектральна функція випадкового впливу задається такими виразами:

$$\begin{cases} 0\le\omega\le\omega_0, \quad S_P(\omega)=S_0; \\ \omega>\omega_0, \quad S_P(\omega)=0. \end{cases} \tag{2.167}$$

Рівняння невстановленого коливання в системі описуються диференціальним рівнянням [74]:

$$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=F(t). \tag{2.168}$$

Оскільки

$$\overline{F}=F_0e^{i\omega t}, \quad \overline{x}=x_0e^{i\omega t}, \tag{2.169}$$

тоді із (2.168) і (2.169) отримують співвідношення:

$$\left(-m\omega^2+ic\omega+k\right)x_0e^{i\omega t}=F_0e^{i\omega t}. \tag{2.170}$$

Позначається $\omega_\Omega=\sqrt{k/m}$ – власна частота коливання консервативної системи; $b=c/m$ – зведений коефіцієнт демпфування. Приводиться вираз (2.170) до виду:

$$F_x(i\omega)=\frac{1}{k}\frac{1}{1-\frac{\omega^2}{\omega_0^2}+i(\frac{b}{\omega_0})(\frac{\omega}{\omega_0})}. \quad (2.171)$$

Спектральна функція переміщення визначається за формулою:

$$S_x(\omega)=\left|F_x(i\omega)\right|^2 S_P(\omega). \quad (2.172)$$

При $0\le\omega\le\omega_0$:

$$S_x(\omega)=\frac{S_0}{k^2}\frac{1}{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2+(\frac{b}{\omega_0})^2(\frac{\omega}{\omega_0})^2}, \quad (2.173)$$

при $\omega>\omega_0$, $S_x(\omega)=0$.

Оскільки швидкість виконавчого органу рівна $\dot{x}=dx/dt$, то $\bar{\dot{x}}=d\bar{x}/dt=i\omega\bar{x}$. Тому частотна характеристика швидкості виконавчого органу ГВ машини:

$$F_v(i\omega)=i\omega F_x(i\omega). \quad (2.174)$$

Для спектральної функції швидкості:

$$S_v(\omega)=\left|i\omega F_x(i\omega)\right|^2 S_P(\omega)=\omega^2 S_x(\omega). \quad (2.175)$$

Аналогічно для спектральної функції прискорення може бути отримано: $S_j(\omega)=\omega^4 S_x(\omega)$.

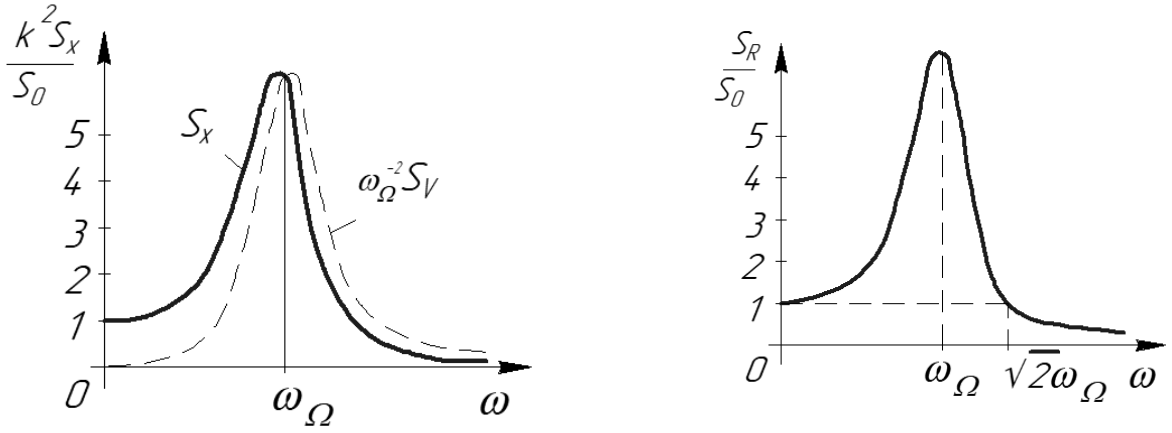
Оскільки сила, що передається основі $F_R=kx+c\dot{x}$, тоді:

$$\bar{F}_R=(k+ic\omega)\bar{x},\quad F_R(i\omega)=(k+ic\omega)F_x(i\omega). \quad (2.176)$$

Відповідно:

$$S_R(\omega)=\left|F_R(i\omega)\right|^2 S_P(\omega)=k^2 S_x(\omega)+c^2 S_v(\omega). \quad (2.177)$$

Для співвідношення $b/(2\omega_\Omega)=0{,}2$ будуються графіки спектральних функцій S_x, S_R (рис. 2.27) за умови, що $\omega_0>\omega_\Omega$. Із діаграм (див. рис. 2.27) видно, що при постійній густині впливу спектр коливань нерівномірний. Система підсилює коливання з частотами, близькими до її власної частоти, і послаблює високочастотні коливання.



а) б)

Рисунок 2.27 – Діаграми спектральних функцій ГВ системи: а) – переміщення виконавчого органу; б) – силового навантаження на виконавчий орган

Визначаємо дисперсію переміщення виконавчого органу ГВ машини D_x:

$$D_x = \int_0^\infty S_x(\omega)d\omega = \int_0^\infty \left|F_x(i\omega)\right| S_P(\omega)d\omega = \frac{S_0}{k^2}\int_0^{\omega_0} \frac{d\omega}{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_\Omega^2}\right)^2 + \left(\frac{b}{\omega_\Omega}\right)^2\left(\frac{\omega}{\omega_\Omega}\right)^2} =$$

$$= \frac{S_0\omega_\Omega}{k^2}\int_0^{\omega_0/\omega_\Omega} \frac{d\varpi}{\left(1-\varpi^2\right)^2 + 4\mu^2\varpi^2} = \frac{S_0\omega_\Omega}{4k^2\left(\sqrt{1-\mu^2}\right)}\times$$

$$\times \int_0^{\omega_0/\omega_\Omega}\left[\frac{\varpi + 2\sqrt{1-\mu^2}}{\varpi^2 + 2\varpi\sqrt{1-\mu^2}+1} + \frac{\varpi - 2\sqrt{1-\mu^2}}{\varpi^2 - 2\varpi\sqrt{1-\mu^2}+1}\right]d\varpi = \tag{2.178}$$

$$= \frac{S_0\omega_\Omega}{k^2}\left\{\begin{array}{l} \dfrac{1}{8\sqrt{1-\mu^2}}\ln\dfrac{\varpi_1^2 + 2\varpi_1\sqrt{1-\mu^2}+1}{\varpi_1^2 - 2\varpi_1\sqrt{1-\mu^2}+1} + \\ + \dfrac{1}{4\mu}\left[\operatorname{arctg}\dfrac{\varpi_1 + \sqrt{1-\mu^2}}{\mu} + \operatorname{arctg}\dfrac{\varpi_1 - \sqrt{1-\mu^2}}{\mu}\right] \end{array}\right\},$$

де $\varpi_1=\omega_0/\omega_\Omega$, $\mu=c/(2\omega_\Omega)$.

На рисунку 2.28 показано залежність дисперсії переміщення D_x від відношення $\varpi_1=\omega_0/\omega$ частоти зрізу спектра збудження до власної частоти системи за умови $b/(2\omega_\Omega)=0{,}2$. Як видно із графіка (див. рис. 2.28), D_x зростає головним чином за рахунок коливань з частотами, близькими до власної частоти системи. Також, слід

відмітити, що в тому випадку, коли спектр навантаження необмежений ($\omega_0 \to \infty$), дисперсія переміщення залишається кінцевою. При $\omega_0 \to \infty$:

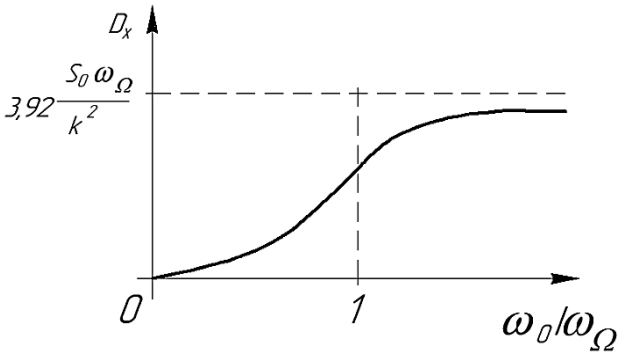


Рисунок 2.28 – Діаграма дисперсії переміщення виконавчого органу ГВ машини

$$D_x \to \frac{\pi}{4}\frac{S_0\omega_\Omega}{k^2\mu} = \frac{\pi}{4}\frac{S_0\omega_\Omega^2}{k^2}. \qquad (2.179)$$

Із (2.179) видно, що дисперсія, а відповідно і середньоквадратичне переміщення $\sigma_x = \sqrt{D_x}$, тим менше, чим більша жорсткість пружини k, показник демпфування c і маса виконавчого органу m, від якого залежить частота ω_Ω.

Визначається дисперсія швидкості D_v виконавчого органу ГВ машини:

$$D_v = \int_0^\infty S_v(\omega)d\omega = \int_0^\infty \left|i\omega F_x(i\omega)\right|^2 S_P(\omega)d\omega = \frac{S_0}{k^2}\omega_\Omega^2 \int_0^{\omega_0} \frac{d\omega}{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_\Omega^2}\right)^2 + \left(\frac{b}{\omega_\Omega}\right)^2\left(\frac{\omega}{\omega_\Omega}\right)^2} =$$

$$= \frac{S_0\omega_0^3}{k^2}\int_0^{\omega_0/\omega_\Omega} \frac{d\varpi}{\left(1-\varpi^2\right)^2 + 4\mu^2\varpi^2} = \frac{S_0\omega_\Omega}{4k^2\left(\sqrt{1-\mu^2}\right)} \times$$

$$\times \int_0^{\omega_0/\omega_\Omega}\left[\frac{\varpi + 2\sqrt{1-\mu^2}}{\varpi^2 + 2\varpi\sqrt{1-\mu^2}+1} + \frac{\varpi - 2\sqrt{1-\mu^2}}{\varpi^2 - 2\varpi\sqrt{1-\mu^2}+1}\right]d\varpi = \qquad (2.180)$$

$$= \frac{S_0\omega_\Omega^3}{k^2}\left\{\begin{array}{l} -\dfrac{1}{8\sqrt{1-\mu^2}}\ln\dfrac{\varpi_1^2 + 2\varpi_1\sqrt{1-\mu^2}+1}{\varpi_1^2 - 2\varpi_1\sqrt{1-\mu^2}+1} + \\ +\dfrac{1}{4\mu}\left[\operatorname{arctg}\dfrac{\varpi_1 + \sqrt{1-\mu^2}}{\mu} + \operatorname{arctg}\dfrac{\varpi_1 - \sqrt{1-\mu^2}}{\mu}\right] \end{array}\right\}.$$

При $\omega_0 \to \infty$, дисперсія швидкості D_v виконавчого органу ГВУ машини залишається обмеженою і наближається до величини:

$$\underset{z_1\to\infty}{D_v} \to \frac{\pi}{4}\frac{S_0\omega_\Omega^4}{k^2\mu}. \qquad (2.181)$$

Визначається дисперсія сили F_R, що передається основі, тоді із (2.176) отримано:

$$D_R = k^2 D_x + c^2 D_v. \tag{2.182}$$

Підставляючи в (2.182) значення (2.178) і (2.180) при $\omega_0 \to \infty$, отримано:

$$D_R = \left(\frac{\pi}{4}\right) S_0 \omega_\Omega \left(\frac{2\omega_\Omega}{b} + \frac{2b}{\omega_\Omega}\right). \tag{2.183}$$

Із отриманого виразу видно, що дисперсія сили D_R, яка передається основі, необмежено зростає як при $b \to 0$ (при цьому зростає амплітуда коливань поблизу резонансної частоти), так і при $b \to \infty$ (тобто при безпосередній передачі збуджуючої сили на основу). Мінімум D_R має місце при $b=\omega_\Omega$, причому:

$$D_{R\min} = \pi S_0 \omega_\Omega. \tag{2.184}$$

Таким чином, при випадковому збудженні типу білого шуму найвигіднішим є велике демпфування системи (декремент затухання – δ=3,64) [43], [249].

2.3.4 Побудова універсальних стохастичних математичних моделей гідравлічних віброударних технологічних машин

Розглядається вимушене коливання системи із двостороннім обмеженням на відстані Δ (див. рис. 2.20), на яку діє випадкова збуджуюча сила $F(t)=p(t)S$, що виникає від дії тиску робочої рідини $p(t)$ у порожнині гідроциліндра 3 на основу поршня 1 площа якої S, і яка є стаціонарним нормальним випадковим процесом [245].

Виконавчий орган ГВУ машини має свої інерційні властивості, які характеризується її масою m, пружними властивостями, що закладені в пружних елементах 2 і робочої рідини приведеної жорсткістю k, а також демпфуючими властивостями, що моделюються узагальненими елементами 4 із в'язкістю c.

Рух виконавчого органу 1 масою m для коливальної ВУ системи представляється диференціальним рівнянням [74]:

$$\ddot{x} + b\dot{x} + \omega_0^2 x + \Phi_{пр}(x) + \Phi_o(x, \dot{x}) = F(t), \tag{2.185}$$

де $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливання консервативної системи; x – координата переміщення виконавчого органу; $b=c/m$ – зведений коефіцієнт демпфування; $\Phi_{пр}(x) \approx m_F + \eta(x - m_x)$; $\Phi_д(x, \dot{x}) = \beta\dot{x}$ – пружна і дисипативна силові характеристики ударної взаємодії. Приймається, що $F(t)=m_P+F^0(t)$, де m_p=const, а $F^0(t)$ – центрований випадковий процес [267].

Рівняння (2.185) переписується в операторній формі перетворення Лапласа і використовується метод статистичної лінеаризації по переміщенню [268] у вигляді:

$$\left(p^2 + bp + \omega_0^2\right)x + \Phi_{пр}(x) + \Phi_д(x, px) = F(t)\ . \tag{2.186}$$

Розв'язок рівняння (2.186) представляється у вигляді:

$$x(t) = m_x + x^0(t), \tag{2.187}$$

де m_x=const, а $x^0(t) = x(t) - m_x$ – центрований випадковий процес.

У результаті лінеаризації [251] силових характеристик ударної взаємодії:

$$\Phi_{пр}(x) \approx m_F + \eta(x - m_x) = m_F + kx^0, \tag{2.188}$$

$$\Phi_д(x, \dot{x}) = \Phi_д(x, px) \approx \beta\dot{x}, \tag{2.189}$$

де коефіцієнти лінеаризації m_F, η, β залежать від статистичних характеристик m_x, σ_x, σ_v процесу $x(t)$, що описує удар, і виражаються такими залежностями [34]:

$$m_F = \frac{m(1+R^2)}{4\sqrt{2\pi}} \frac{e^{-\frac{(\Delta - m_x)^2}{2\sigma_x^2}} - e^{-\frac{(\Delta + m_x)^2}{2\sigma_x^2}}}{\Im\left(\frac{\Delta - m_x}{\sigma_x}\right) + \Im\left(\frac{\Delta + m_x}{\sigma_x}\right)} \frac{\sigma_v^2}{\sigma_x}; \tag{2.190}$$

$$\eta = \frac{m(1+R^2)}{4\sqrt{2\pi}} \frac{(\Delta - m_x)e^{-\frac{(\Delta - m_x)^2}{2\sigma_x^2}} + (\Delta + m_x)e^{-\frac{(\Delta + m_x)^2}{2\sigma_x^2}}}{\Im\left(\frac{\Delta - m_x}{\sigma_x}\right) + \Im\left(\frac{\Delta + m_x}{\sigma_x}\right)} \frac{\sigma_v^2}{\sigma_x^3}; \tag{2.191}$$

$$\beta = \frac{m(1-R^2)}{2\pi} \frac{e^{-\frac{(\Delta - m_x)^2}{2\sigma_x^2}} + e^{-\frac{(\Delta + m_x)^2}{2\sigma_x^2}}}{\Im\left(\frac{\Delta - m_x}{\sigma_x}\right) + \Im\left(\frac{\Delta + m_x}{\sigma_x}\right)} \frac{\sigma_v}{\sigma_x}, \tag{2.192}$$

де $\Im(u)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_0^u e^{\left(-\frac{\lambda^2}{2}\right)}d\lambda$ – інтеграл ймовірностей (функція Крампа [252], [269]), значення якого табличні величини [270].

Підставляючи (2.189), (2.188) в (2.185) після чого, розділяючи постійні і центрувальні компоненти, знаходять:

$$m_F+\omega_0^2 m_x=m_P, \tag{2.193}$$

$$\left(p^2+(b+\beta)p+\omega_0^2+\eta\right)x^0(t)=P^0(t). \tag{2.194}$$

Спектральна функція збуджуючої сили [271]:

$$S_P(\omega)=\left|L(i\omega)\right|^2 S_x(\omega). \tag{2.195}$$

З рівняння (2.194) і (2.195) спектральна функція переміщення:

$$S_x(\omega)=\frac{S_P(\omega)}{\left|L(i\omega)\right|^2}=\frac{S_P(\omega)}{\left|\omega_0^2+\eta-\omega^2+(b+\beta)i\omega\right|^2}. \tag{2.196}$$

Припускаємо, що процес $F^0(t)$ має постійну спектральну густину $S_P(\omega)=S_0=\text{const}$ і відповідає обмеженому білому шуму [267] в діапазоні частот $0\le\omega\le\omega_0$.

Функція дисперсії переміщення виконавчого органу ГВУ машини:

$$D_x=\sigma_x^2=\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{S_P(\omega)d\omega}{\left|\omega_0^2+\eta-\omega^2+(b+\beta)i\omega\right|^2}=\frac{S_0}{2(b+\beta)\left(\omega_0^2+\eta\right)}. \tag{2.197}$$

Функція дисперсії швидкості виконавчого органу ГВУ машини:

$$D_v=\sigma_v^2=\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{\omega^2 S_P(\omega)d\omega}{\left|\omega_0^2+\eta-\omega^2+(b+\beta)i\omega\right|^2}=\frac{S_0}{2(b+\beta)}. \tag{2.198}$$

Співвідношення (2.189), (2.197), (2.198) при врахуванні значень коефіцієнтів лінеаризації утворюють повну систему рівнянь для визначення невідомих m_x, σ_x, σ_y.

Розглядаючи частинні випадки, коли $m_P\equiv 0$, тоді $m_x\equiv 0$, і відповідно, $m_F\equiv 0$, а також $m=1$, тоді із (2.191) і (2.192) отримано:

$$\eta = \frac{\Delta(1+R^2)}{4\sqrt{2\pi}\sigma_x} \frac{e^{\frac{-\Delta^2}{\left(2\sigma_x^2\right)}}}{\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)} \frac{\sigma_v^2}{\sigma_x^2}, \tag{2.199}$$

$$\beta = \frac{1-R^2}{2\pi} \frac{e^{\frac{-\Delta^2}{\left(2\sigma_x^2\right)}}}{\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)} \frac{\sigma_v}{\sigma_x}. \tag{2.200}$$

Розділивши (2.198) на (2.197):

$$\frac{\sigma_v^2}{\sigma_x^2} = \omega_0^2 + \eta. \tag{2.201}$$

Підставляючи (2.201) в (2.199) і (2.200), отримано:

$$\eta = \omega_0^2 \left[\frac{2\sqrt{2\pi}\sigma_x \Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)}{\Delta\left(1+R^2\right) e^{\frac{-\Delta^2}{\left(2\sigma_x^2\right)}}} \right]^{-1}, \tag{2.202}$$

$$\beta = \frac{1-R^2}{2\pi} \frac{e^{\frac{-\Delta^2}{\left(2\sigma_x^2\right)}}}{\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)} \sqrt{\omega_0^2+\eta} = \frac{1-R^2}{2\pi} c \left[1 - \frac{\Delta}{4\sqrt{2\pi}\sigma_x} \frac{e^{\frac{-\Delta^2}{\left(2\sigma_x^2\right)}}}{\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)} \right]. \tag{2.203}$$

Підставляючи (2.201), (2.202) в (2.196), приймають, що R=1 (β=0) і отримують рівняння для визначення функції дисперсії переміщення σ_x виконавчого органу ГВУ машини:

$$\sigma_x^2 = \frac{S_0}{2b\omega_0^2} \left[1 - \frac{\Delta}{2\sqrt{2\pi}\sigma_x} \frac{e^{\frac{-\Delta^2}{\left(2\sigma_x^2\right)}}}{\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)} \right]. \tag{2.204}$$

Враховуючи, що $\Im(\infty) = 0{,}5$ при $\Delta \to \infty$ із (2.204) знаходимо:

$$\sigma_x^2 = \sigma_{x0}^2 = \frac{S_0}{2b\omega_0^2}, \tag{2.205}$$

що збігається з функцією дисперсії переміщення D_x лінійного осцилятора, який збуджується білим шумом [267]. Таки чином, в міру збільшення Δ, вплив обмежувачів, як і слід очікувати, стає все менш суттєвим.

Визначається середня частота Ω процесу $x(t)$, тобто математичне сподівання частоти перетинів рівня x=0 при $\dot{x} > 0$:

$$\Omega = \int_0^\infty \upsilon w(u,v)d\upsilon = 2\pi \int_0^\infty \upsilon w(0,v)d\upsilon, \tag{2.206}$$

де $w(u,\upsilon) = C_1 e^{\left[-\frac{(u-m_x)^2}{(2\sigma_x^2)} - \frac{(\upsilon - m_y)^2}{(2\sigma_v^2)}\right]}\left[1-\eta'(|u|-1)\right]$ – функція сумісної густини ймовірності процесів u=$x(t)$ і $\upsilon = y(t) = \dot{x}(t)$; $\eta'(u)$ – функція одиничного стрибка; C_1 – постійна, що визначається з умови нормування $\int_{-\infty}^{\Delta}\int_{-\infty}^{\infty} w(u,\upsilon)dud\upsilon = 1.$

Тобто, підставляючи $w(u,\upsilon)$ в умову нормування:

$$\int_{-\infty}^{\Delta}\int_{-\infty}^{\infty} C_1 e^{\left[-\frac{(u-m_x)^2}{(2\sigma_x^2)} - \frac{(\upsilon - m_y)^2}{(2\sigma_v^2)}\right]}\left[1-\eta'(|u|-1)\right]dud\upsilon = 1,$$

звідки

$$C_1 = \left\{2\pi\sigma_x\sigma_v\left[\Im\left(\frac{\Delta - m_x}{\sigma_x}\right) + \Im\left(\frac{\Delta + m_x}{\sigma_x}\right)\right]\right\}^{-1}. \tag{2.207}$$

Із (2.206) і (2.207) отримано:

$$\Omega = 2\pi\int_0^\infty \upsilon e^{\frac{-\upsilon^2}{(2\sigma_v^2)}}d\upsilon = \frac{\sigma_v}{2\sigma_x\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)} = \frac{\sqrt{\omega_0^2+\eta}}{2\sigma_x\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)}. \tag{2.208}$$

Згідно з (2.202) при $\Delta\to\infty$ величина $\eta\to 0$ і, відповідно, середня частота наближається до власної частоти лінійної системи $\Omega\to\omega_0$.

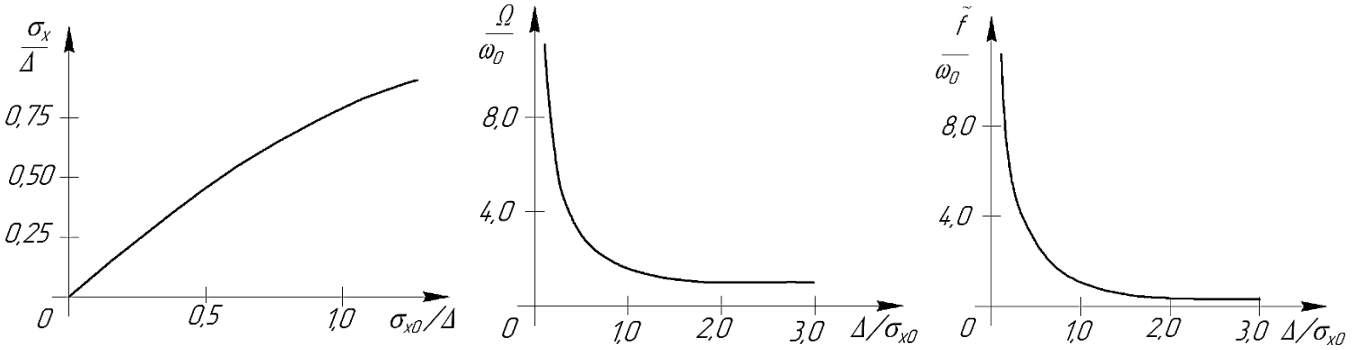
Знаходиться математичне сподівання частоти ударів як подвоєне число викидів процесу $x(t)$ за рівень Δ при $\dot{x}(t) > 0$:

$$\tilde{f} = 2\int_0^\infty \upsilon w(\Delta,\upsilon)d\upsilon = 2C_2 e^{\frac{-\Delta^2}{(2\sigma_x^2)}}\int_0^\infty \upsilon e^{\frac{-\upsilon^2}{(2\sigma_v^2)}}d\upsilon = \frac{e^{\frac{-\Delta^2}{(2\sigma_x^2)}}}{2\pi\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)}\frac{\sigma_v}{\sigma_x} = \frac{e^{\frac{-\Delta^2}{(2\sigma_x^2)}}}{2\pi\Im\left(\frac{\Delta}{\sigma_x}\right)}\sqrt{\omega_0^2+\eta}\,. \quad (2.209)$$

На рисунку 2.29 а представлено графік залежності середньоквадратичного переміщення виконавчого органу ГВУ машини $x(t)$ від аналогічної величини, обчисленої за відсутності обмежувача (2.180). Із діаграми (див. рис. 2.30 а) видно ефект поступового насичення дисперсії вихідного процесу $x(t)$ в міру збільшення інтенсивності вхідного впливу $F(t)$.

На діаграмах залежності частоти коливань (див. рис. 2.30 б) і математичного очікування частоти співударянь (рис. 2.30 в) від середньоквадратичного переміщення (обчисленого за відсутності обмежувача), видно, що зі збільшенням Δ середня частота процесу і частота співударянь зменшується.

При цьому слід відмітити, що при $\Delta/\sigma_{x0}>1$ вплив збільшення зазору, як засіб обмеження ударної дії, суттєво знижується [194].



а) б) в)

Рисунок 2.29 – Діаграми зміни параметрів від середньоквадратичного переміщення виконавчого органу ГВУ машини (обчисленого за відсутності обмежувача):
а) – середньоквадратичне переміщення; б) – частота коливань; в) – математичне очікування частоти співударянь об обмежувачі на відстані Δ

2.4 Розроблення методу визначення області стійкості роботи імпульсних гідравлічних вібраційних і віброударних машин

Експериментальні дані і практика експлуатації гідравлічних вузлів вібраційних та ВУ машин, керованих клапанами пульсаторами, свідчать, що за певних умов в

динамічній системі збуджуються стійкі автоколивальні процеси. Тому важливо в теоретичному і прикладному аспектах досліджувати умови збудження та існування автоколивань. Ці питання мають особливе значення при проєктуванні раціональних конструкцій імпульсних ГВ та ГВУ машин.

Для аналізу коливального процесу запірно-розподільного елемента ГІТ (див. рис. 1.16) застосовуються основи загальної теорії автоколивань [260], і розвинені в основному для генераторів ЕМ коливань [180].

Для дослідження динаміки робочого процесу клапана-пульсатора (див. рис. 1.16) його математичний опис представляється при таких основних допущеннях: тиск робочої рідини в усіх точках об'єму напірної магістралі і підклапанної порожнини A змінюється синфазно [213]; гідравлічний опір напірної і зливної магістралей невеликий і ним можна знехтувати; тиск рідини в зливних порожнинах, а також в підклапанній порожнині B, яка сполучається з ними у момент відкриття на злив дросельного отвору 4, залишається постійним і рівним деякому значенню P_z; сила сухого тертя невелика і нею можна знехтувати; витрата привідного гідронасоса постійна; коефіцієнт стиснення робочої рідини постійний; гідродинамічну силу, яка впливає на запірно-розподільний елемент клапана-пульсатора 1, не враховують.

На основі принципу Д'Аламбера [212] рівняння руху тіла – запірно-розподільного елемента клапана-пульсатора, у будь-який момент часу може розглядатись у вигляді такого диференціального рівняння [121]:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = F_a - F_z - R\,, \qquad (2.210)$$

де m – маса запірного елемента ГІТ; t і x – поточний час і переміщення рухомої маси; $F_a=p(t)\cdot S_2$ – активна сила, що діє на рухому масу збоку підклапанної порожнини A і B ($p(t)$ – зливний тиск робочої рідини, S_2 – площа підхвату ГІТ збоку підклапанної порожнини A і B); $F_z=F_{z0}+(k\cdot x)$ зусилля, з яким впливає на рухому масу пружина 2 (F_{z0} – сила попереднього підтиску пружини 2, k – жорсткість пружини 2 ГІТ); $R=c(dx/dt)$ – сила опору, приведена до сили в'язкого тертя (c – приведений коефіцієнт в'язкого тертя).

При переміщенні запірного елемента 1 відбувається заповнення і спорожнення підклапанної порожнини *B*, яке може бути описане таким рівнянням нерозривності [51] потоку робочої рідини:

$$\frac{d(V_h - V_v)}{dt} = Q_z + Q_v, \tag{2.211}$$

де V_h і V_V – об'єми рідини відповідно поданої гідронасосом і пройденої через ГІТ за один його робочий цикл; $Q_z=(dp/dt)\beta V_r$ – витрата робочої рідини на її стиснення (V_r – сумарний об'єм гідросистеми, що включає об'єм напірної магістралі і підклапанних порожнин *A* і *B*; β – коефіцієнт об’ємного стиснення робочої рідини [272]); $Q_v=S_2(dx/dt)$ – витрата робочої рідини, що витрачається на переміщення запірного елемента 1.

Рівняння (2.210) і (2.211) переписуються у такому вигляді:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + c\frac{dx}{dt} + kx + F_{z0} = p(t)S_2; \tag{2.212}$$

$$\frac{d(V_h - V_v)}{dt} = \frac{dp}{dt}\beta V_r + S_2\frac{dx}{dt}. \tag{2.213}$$

Рівняння (2.213) записується відносно похідної:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{\beta V_r}\frac{d(V_h - V_v)}{dt} - \frac{S_2}{\beta V_r}\frac{dx}{dt}. \tag{2.214}$$

Рівняння (2.212) диференціюється за часом і в нього підставляється рівняння (2.214):

$$m\frac{d^3x}{dt^3} + c\frac{d^2x}{dt^2} + (k - \frac{S_2}{\beta V_r})\frac{dx}{dt} - \frac{S_2}{\beta V_r}\frac{d(V_h - V_v)}{dt} = 0. \tag{2.215}$$

У цьому рівнянні перший член характеризує зміну за часом сили інерції рухомої маси, другий – сили тертя, третій – пружної відновлювальної сили і четвертий – сили дії, що протікає через клапан-пульсатор робочої рідини.

З рівняння (2.215), при рівності витрат робочої рідини від гідронасоса і через клапан-пульсатор, тобто коли $Q_h=Q_V$ або $V_h=V_V$, запірно-розподільний елемент буде реалізовувати гармонічні затухаючі коливання згідно з законом:

$$\frac{d^3x}{dt^3}+\frac{c}{m}\frac{d^2x}{dt^2}+\frac{k_z}{m}\frac{dx}{dt}=0, \tag{2.216}$$

де $k_z=k-\left(S_2/\beta V_r\right)$– наведена сумарна жорсткість, що складається із жорсткості механічної пружини 2 і жорсткості гідравлічної ланки системи, яка складається із стисненої робочої рідини, що знаходиться в порожнинах ГІП. Відношення коефіцієнта в'язкого тертя c до маси m визначає швидкість згасання коливань, а $k_z/m=\omega$ – частоту цих коливань. Такі затухаючі коливання найбільш властиві звичайним запобіжним або переливним клапанам [161].

Для випадку, коли сила дії від тиску робочої рідини зрівняється із силою тертя рухомих мас в порожнинах з направляючими елементами корпусу ГІТ, тоді рівняння (2.216) перетвориться на рівняння гармонічного осцилятора [213]:

$$\frac{d^3x}{dt^3}+\frac{c_z}{m}\frac{dx}{dt}=0. \tag{2.217}$$

При цьому, запірно-розподільний елемент клапана-пульсатора буде виконувати незгасаючі коливання з частотою $\omega=c_z/m$.

Як відомо, нелінійні рівняння, що мають вигляд (2.215), не мають регулярних методів розв'язання. Проте є загальновідомі методи якісної і кількісної оцінки перехідних процесів, які дозволяють досліджувати перехідні режими без розв'язання диференціальних рівнянь. Так, наприклад, для дослідження стійкості динамічних систем А. Гурвіцом [273] розроблені критерії, за якими робляться висновки про їхню стійкість або нестійкість, виходячи з коефіцієнтів при членах рівнянь [260].

Рівняння (2.215) досліджується для випадку, коли об'єм рідини, який протікає через клапан-пульсатор, перевищує об'єм рідини, поданий за цей час гідронасосом, тобто коли $V_h<V_V$ або $Q_h<Q_V$. Причому, $Q_h<[Q_V]$, де $[Q_V]$ – гранична витрата, яку може пропустити через себе клапан-пульсатор, забезпечуючи на зливі тиск робочої рідини, що не перевищує значення p_2. З урахуванням прийнятого допущення:

$$\frac{d(V_h-V_v)}{dt}=Q_h-Q_v=-\Delta Q. \tag{2.218}$$

Рівняння (2.218) підставляється у рівняння (2.215) і вводиться заміна:

$$a_0\frac{d^3x}{dt^3}+a_1\frac{d^2x}{dt^2}+a_2\frac{dx}{dt}+a_3=0, \tag{2.219}$$

де a_0=1; a_1=c/m; a_2=k_z/m; a_3=$-\Delta QS_2/(\beta V_r)$.

Оскільки, коефіцієнти a_0, a_1, a_2, a_3 додатні, то цей перехідний процес має коливальний характер [91]. Записується матриця стійкості А. Гурвіца [273]:

$$\Delta=\begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_2 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix}. \tag{2.220}$$

Визначники головних мінорів матриці (2.220):

$$\Delta_1=a_1=\frac{k_z}{m}>0;\Delta_2=a_1a_2-a_0a_3=\frac{ck_z}{m^2}-\frac{\Delta QS_2}{\beta V_r}>0;$$

$$\Delta_3=a_3(a_1a_2-a_0a_3)=\frac{ck_zS_2}{\beta V_r m^2}-\frac{\Delta QS_2^2}{\beta^2V_r^2}>0.$$

Вираз для Δ_2 перетворюється в такий:

$$\frac{ck_z\beta V_r-\Delta QS_2m^2+m^2\beta V_r}{m^2\beta V_r}>1. \tag{2.221}$$

При виконанні умови (2.221) динамічна система буде мати безперервний коливальний процес [71]. У випадку, якщо витрата, яка надходить від гідронасоса Q_h буде перевищувати витрату Q_V, що пропускається при заданому тиску p через ГІТ, тобто коли Q_h>Q_V або V_h>V_V, а також у разі, коли переміщення запірно-розподільного елемента на відкриття дросельної отвору (збільшення її прохідного перерізу) обмежене і Q_v>[Q_V], тоді похідна аналогічна (2.204) набуде вигляду:

$$\frac{d(V_h-V_v)}{dt}=Q_h-Q_v=-\Delta Q. \tag{2.222}$$

При підстановці значення (2.222) в диференціальне рівняння (2.215) в його характеристичному рівнянні вільний член буде від’ємним. Отже, перехідний процес в цьому випадку не буде мати коливального характеру, бо не виконується критерій Гурвіца [64], [240]. Запірно-розподільний елемент клапана-пульсатора буде

знаходитися в стані стійкої рівноваги. А точніше, він буде нерухомо притиснутий силою течії робочої рідини до упору, і будь-які його коливання припиняться.

Таким чином, при виконанні умови (2.222) в динамічній системі будуть відбуватися незгасаючі періодичні коливання, так звані автоколивання. На відміну від вимушених або параметричних коливань, дані автоколивання не пов'язані з дією періодичної зовнішньої сили або з періодичною зміною параметрів системи. Автоколивання виникають за рахунок неперіодичного джерела енергії – постійного потоку робочої рідини, що надходить під тиском від приводного гідронасоса, і обумовлені внутрішніми зв'язками і взаємодіями в самій системі. Одним з важливих ознак цієї автоколивальної системи може служити присутність, так званого зворотного зв'язку за величиною тиску в гідросистемі, який керує витратою енергії, що витрачається на подолання дисипативних сил опору. У динамічній системі виникає змінна сила $F(t)$, яка підтримує періодичний зворотно-поступальний рух запірно-розподільного елемента ГІТ, і яка сама керується його рухом. Причому ця змінна сила $F(t)$ зникає при припиненні руху.

Для більш поглибленого дослідження умов збудження та існування періодичних коливань запірно-розподільного елемента ГІТ, на підставі узагальнених результатів експериментальних досліджень [48], була побудована діаграма робочого циклу (рис. 2.30).

На рисунку 2.30 наведені теоретичні криві функцій:

$$x=f(t);\ F_{\Sigma}=f_2(t);\ F_{н}=f_3(t);\ F_{+}=\Psi_1(x);\ F_{-}=\Psi_2(x),$$

де X – поточна координата переміщень запірно-розподільного елемента ГІТ 1; $F_{н}$ – поточний тиск робочої рідини в напірній магістралі; F_{Σ}, F_{+}, F_{-} – відповідно, результуюча, активна і дисипативна сили, що діють на запірно-розподільний елемент клапана-пульсатора. Крім того, на діаграмі також позначено: ΔE – приплив енергії, що надходить в коливальну динамічну систему; P_{max}, P_{min}, P_0, $P_{\Sigma max}$, X – відповідно, максимальний, мінімальний і зливний тиск робочої рідини в гідросистемі, максимальна результуюча сила, що діє на запірно-розподільний елемент, і його максимальне переміщення; T – тривалість робочого циклу – «відкриття-закриття» запірно-розподільного елемента ГІТ; $F_{01}=k\cdot X_{01}$ – сила попереднього затягування

регулювальної пружини 2 (див. рис. 1.16), k і X_{01} – жорсткість і величина попередньої деформації регулювальної пружини 2.

На цій теоретичній діаграмі позначені найхарактерніші точки робочого циклу однокаскадного клапана-пульсатора. При включенні приводного гідронасоса тиск робочої рідини в напірній магістралі починає зростати від P_0 до деякої явно заданої величини P_{max}, визначеної величиною попередньої деформації регулювальної пружини 2 (див. рис. 1.16).

Цей період найбільш добре видно на кривій функції $P_H=f_3(t)$ (точки a_3–b_3), де показано, як змінюється результуюча сила, що діє на запірно-розподільний елемент 1 ГІТ $F_{01}=k\cdot X_{0l}$ від від'ємного значення до нуля. При цьому запірно-розподільний елемент однокаскадного клапана-пульсатора – нерухомий (точки a_1–b_1 на кривій функції $X=f(t)$ і відбувається зростання активної сили F_+, що діє на нього (точки a–b на кривій функції $F_+=\Psi_1(x)$). Далі, коли результуюча сила F_z, що діє на запірно-розподільний елемент 1 ГІТ (див. рис. 1.16), отримає додатне значення, почнеться його підйом вгору відносно початкового положення. Внаслідок чого, дросельний зазор $x_в$, що утворюється запірно-розподільним елементом 1 ГІТ, а додатне перекриття $x_п$ зменшується до нуля (крива $X=f(t)$ (точки b_1–v_1).

Після проходження запірно-розподільним елементом 1 ГІТ указаної точки b_1 результуюче зусилля, що діє на торець S_2 запірно-розподільного елемента 1 ГІТ, різко збільшується (на ділянці v_2–g_2 графіка $F_\Sigma=f_2(t)$ показано стрибкоподібну зміну). Крім того, на кривій функції активної сили $F_+=\Psi_1(x)$, точки на ділянці v–g відображають аналогічний характер зміни активної сили F_+. У цей момент активна сила F_+ істотно перевершує величину дисипативної сили, яка змінюється на F_- і визначається величиною протидії пружної сили пружини 2 ГІТ, яка при цьому деформується.

У деякій точці g_1 (крива функції $X=f(t)$ запірно-розподільного елемента 1 ГІТ проходить конструктивне перекриття $x_п$ (див. рис. 1.16) і з'єднує підклапанну порожнину високого тиску A із зливною порожниною C. Це приводить до миттєвого падіння тиску в напірній лінії до деякого значення P_{min}, яке визначається регулюванням дросельного отвору 4 (див. рис. 1.16). Характеристики робочого процесу в цей період відображаються на кривій функції $P_н=f_3(t)$, де на ділянці g_3–d_3

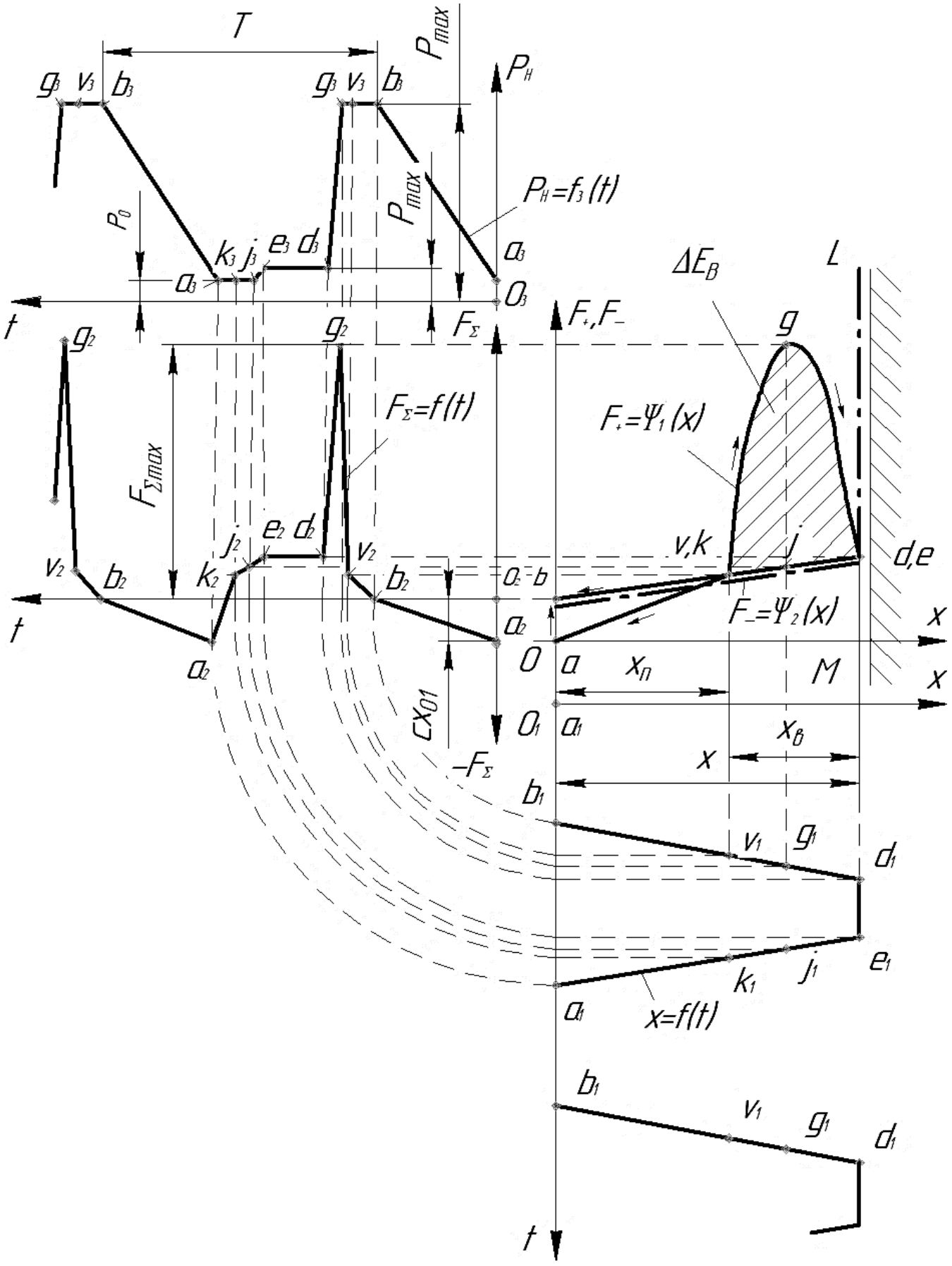


Рисунок 2.30 – Теоретична діаграма робочого циклу ГІП гідравлічних вібраційних і ГВУ машин

показано падіння тиску робочої рідини в напірній магістралі, а на кривій $F_{\Sigma}=f_2(t)$ проілюстровано зміну – різке зменшення результуючої сили F_{Σ} (ділянка g_2–d_2), а на ділянці g–d кривою $F_{+}=\Psi_1(x)$ відображено також різке падіння активної сили F_{+}, яка в крайній точці d зрівнюється з дисипативною силою $F=\Psi_2(x)$. Оскільки, активна F_{+} і дисипативна F_{-} сили знаходяться якийсь час в рівновазі (точки d–e), то це приводить до перепускання на злив деякого залишкового об'єму рідини, що акумулюється в напірній лінії і порожнинах під певним тиском P_{min}, величина якого визначається значенням площі S_2 поперечного перерізу запірно-розподільного елемента 1 і зусиллям пружини 2 ГІТ (див. рис. 1.16). У цей період запірно-розподільного елемент 1 ГІТ нерухомий (крива функції $x=f(t)$, точки d_1–e_1). Результуюча сила F_{Σ} і тиск робочої рідини в напірній магістралі $p_н$ при цьому стабільні (точки d_2–e_2 і d_3–e_3).

Як тільки тиск робочої рідини в напірній магістралі і підклапанній порожнині A і B стане нижчим P_{min}, то під дією дисипативної сили F_{-} відбудеться повернення запірно-розподільного елемента в початкове положення (точки e_1–j_1–k_1–a_1 кривої функції $x=f(t)$ на діаграмі рисунку 2.30). При цьому активна сила F_{+} падає до нуля, а дисипативна сила F_{-} фіксує всі рухомі елементи в початковому положенні. Робочий цикл завершується і далі періодично повторюється.

Була висунута гіпотеза [121], що в такій динамічній системі клапана-пульсатора мають місце автоколивання. Для аналізу указаної гіпотези детально розглядаються енергетичні співвідношення, які найбільш повно характеризують коливальний процес [35]. Сталий коливальний процес можливий у тому випадку, коли в системі має місце баланс енергії, тобто коли енергія, що надходить від джерела живлення компенсує енергію, затрачувану на подолання роботи сил опору. За відсутності балансу, амплітуда коливань або наростає, якщо в системі має місце притік енергії, або затухає, якщо поповнення втрат недостатнє.

Механізм самозбудження коливань може бути представлений таким чином: у початковий момент при малих значеннях амплітуди коливань, надходження енергії більше ніж її витрати і тому амплітуда в системі наростає. Якщо при цьому співвідношення отриманої енергії і витраченої енергії на опір не змінюється, тоді амплітуда зростає до нескінченності. Тому, для отримання сталого робочого процесу,

необхідно, щоб з деякого значення амплітуди коливань втрата енергії росла швидше, ніж надходження від джерела.

На діаграмі (див. рис. 2.30) показані криві активної і дисипативної сил, відповідно $F_+=\Psi_1(x)$ і $F_-=\Psi_2(x)$, які графічно ілюструють зміну енергетичного балансу цієї динамічної системи клапана-пульсатора, залежно від величини зсуву, відносно початкового положення його запірно-розподільного елемента 1 ГІТ. Площа під графіком (див. рис. 2.30), яка обмежена кривою $F_+=\Psi_1(x)$, характеризує надходження енергії в систему від привідного гідронасоса, а площа обмежена кривою $F_-=\Psi_2(x)$, характеризує її витрату на подолання сил опору збоку пружини 2, повертаючи при цьому запірно-розподільний елемент 1 ГІТ. Баланс енергії має місце в точках перерізу ліній кривих функцій $F_+=\Psi_1(x)$ і $F_-=\Psi_2(x)$. У цьому випадку умовно виділяються деякі точки і ділянки положень рівноваги динамічної системи. Точка a (початок координат) відповідає стаціонарному положенню рівноваги системи [274]. Положення рівноваги в точці a стійке, оскільки при малих значеннях величини активної сили F_+, яка спочатку процесу менша величини F_{01}, сили попереднього затягування регулювальної пружини 2 ГІТ (див. рис. 1.16), запірно-розподільний елемент клапана-пульсатора нерухомий, тобто переважає енергія опору. Автоколивальні динамічні системи, в яких спочатку процесу переважає енергія опору, відносяться до систем з жорстким збудженням [32]. Стан енергетичної рівноваги, в якій знаходиться ця система на ділянці b–v нестійкий, оскільки при певному зсуві запірно-розподільного елемента 1 ГІТ амплітуда активної сили F_+ стрибкоподібно зростає (точка g). У системі при цьому переважає притік зовнішньої енергії над енергією опору і тоді амплітуда коливань, зміщення запірно-розподільного елемента 1 ГІТ, зростає до деякого стаціонарного значення X. У точці $d(e)$, за аналогією з точкою a, система буде стійка. Пояснюється це тим, що поблизу точки d (e) переважає енергія опору, а енергія зовнішньої сили F_+ зменшується. Витрата енергії ΔE на здійснення коливального процесу визначається в цьому випадку величиною площі області, обмеженої лініями кривих функцій $F_+=\Psi_1(x)$ і $F_-=\Psi_2(x)$.

Аналіз такої графічної інтерпретації (див. рис. 2.30) робочого процесу динамічної системи показує, що їй властива ще одна характерна особливість. Ця

особливість полягає в тому, що в механічних системах такого типу має місце двозначність активної сили по відношенню до переміщення, тобто одному значенню переміщення запірно-розподільного елемента 1 ГІТ відповідають два значення активної сили F_+.

Необхідна енергія витрачається на коливальну систему тільки за наявності двозначної зовнішньої сили. Крім того, слід зазначити, що наявність двозначної сили вбачає принципову відмінність клапана-пульсатора від звичайного. Наприклад, запобіжний або переливний клапан, що має однозначну активну силу, не може внести запас енергії на збудження коливань запірно-розподільного елемента.

2.6 Висновки до розділу 2

Отримали подальшого розвитку теоретичні основи технології моделювання на основі аналізу взаємозв'язку множин конструктивних параметрів ГВ та ГВУ машин, і на основі цього розроблено системний підхід до побудови математичних моделей динамічних процесів та систем. Встановлено закономірності визначення вібраційних і ВУ режимів роботи гідравлічних технологічних машин на вперше розробленій класифікації типів коливальних систем, яка функціонально виражена в параметричному вигляді умовами необхідності і достатності виникнення вібраційних та ВУ режимів руху виконавчого органу, в поєднанні із інтегральною характеристикою і видом фазової площини системи, який дозволяє синтезувати та ідентифікувати математичні моделі в залежності від типу технологічних машин. Розроблено математичну модель вібраційних та ВУ систем, яка представлена у формі функції одиничного стрибка Хевісайда та імпульсної перехідної функції у вигляді згортки інтегралу Лапласа від зображення оператора динамічної податливості, яка дозволяє повністю описати процес зміни відносної координати переміщення як у перехідних, так і у встановлених режимах руху системи.

Розроблено та досліджено низку одновимірних математичних моделей динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин на основі принципової схеми конструкції технологічної машини та ідентифікації режиму руху коливальних систем із використанням: положень теорії стереомеханічного удару; положень

механореологічної теорії; синтезу зовнішніх збуджуючих сил у вигляді імпульсної та гармонічної функцій, що забезпечує визначення умов виникнення резонансних режимів роботи систем. У детермінованих математичних моделей було використано метод прямої лінеаризації з метою приведення нелінійних функцій сил жорсткості і опору: для ГВ систем розбіжність даних моделей в порівняні із точними методами склав біля 3 %; для ГВУ систем було використано метод гармонічної лінеаризації, яка при дослідженні значення резонансної частоти в ізохронних процесах показав розбіжність в порівнянні із точними методами 2,7 %. У стохастичних математичних моделей було використано: для ГВ машин метод комплексних амплітуд, де було визначено, що при випадковому збудженні типу білого шуму найвигіднішим є велике демпфування системи (декремент затухання – δ=3,64); для ГВУ машин метод статистичної лінеаризації, де було визначено зміни робочих параметрів від середньоквадратичного переміщення виконавчого органу.

Запропоновано підхід для визначення області стійкості роботи ГІТ із застосуванням критерію стійкості Гурвіца, на базі якого було розроблено графо-аналітичний метод визначення області виникнення збуджень та існування періодичних коливань запірно-розподільного елемента ГІТ, що дає змогу визначити енергетичні співвідношення приводу для виникнення різних типів коливальних процесів.

Результати, наведені в розділі 2, опубліковані в монографії [72], статтях [58], [64], [74], [75], [96], [98], [101], [114], [115], [121] і тезах [71], [91], [97], [99], [123].

РОЗДІЛ 3
МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА СИСТЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

3.1 Обґрунтування доцільності математичного моделювання гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин на базі положень гідродинаміки і механіки твердого тіла

Загальною рисою моделювання всіх гідродинамічних процесів є те, що робоча рідина вважається нерозривною [275], [276]. У наслідок такої умови опис поведінки робочої рідини може бути здійснений за допомогою подання динамічних параметрів, як нерозривних функцій часу і простору [277], [278].

Базовим рівнянням, яке виражає закон збереження маси [279] є рівняння нерозривності (неперервності) в диференціальній формі для невстановленого руху слабостисненої рідини, причому воно справедливе як для ламінарного, так і для турбулентного режимів руху [280]. Рівняння нерозривності робочої рідини є диференціальною формою представлення рівняння витрат, на якому базується моделювання динамічних процесів у ГІП, яке представлене у розділі 1.3.

Застосування принципів збереження маси [279], імпульсу та енергії [229], які виражені у рівнянні Нав'є–Стокса [52] для в'язкої слабостисненої рідини [281], дозволяють отримати систему диференціальних рівнянь в частинних похідних для швидкості і динамічних параметрів як функцій часу, так і координат. Якщо сформулювати граничні і початкові умови, які відповідають цьому виду течії і типу диференціального рівняння в частинних похідних [234], [282], то математичний опис моделі буде завершений.

Для моделювання конкретного виду руху робочої рідини гідросистеми повинні бути задані умови однозначності [283], [284]. До умов однозначності відносяться геометричні, фізичні, початкові і граничні умови. Сукупність початкової і граничних умов називаються крайовими умовами [285]. Геометрична умова визначає форму і розміри потоку рідини в порожнині гідросистеми ІП. Фізична умова визначає фізичні

властивості робочої рідини гідросистеми, такі як в'язкість ν і густина ρ. Початкова умова задає значення шуканих функцій компонент швидкості робочої рідини (u_x, u_y, u_z, p) в початковий момент часу t_0 у всій геометричній області течії $u_x=f_1(x, y, z, t_0)$, $u_y=f_2(x, y, z, t_0)$, $u_z=f_3(x, y, z, t_0)$. Тиск робочої рідини p в гідрсистемі при $t=t_0$ задається із вихідних рівнянь [75], [129].

Граничні умови визначають особливості руху робочої рідини на границі в усі моменти часу. Вони залежать від характеру границь, а саме: на нерухомій непроникній стінці швидкість в'язкої рідини рівна нулю, внаслідок прилипання елементарних частинок робочої рідини $u_x=f_1(x, y, z, t_0)=0$; $u_y=f_2(x, y, z, t_0)=0$; $u_z=f_3(x, y, z, t_0)=0$; на рухомій непроникній стінці швидкість робочої рідини збігається зі швидкістю руху самої границі $\bar{u}=u_0$; частинки в'язкої слабостисненої робочої рідини, прилеглі до твердого тіла, адсорбуються ним, ніби прилипають до його поверхні, тобто їх швидкість рівна швидкості тіла. Виконання умови прилипання абсолютно не залежить від матеріалу поверхні і ступеня чистоти його обробки. Вона однаково виконується при обтіканні поверхонь як змочуваними, так і незмочуваними рідинами [286].

Нелінійність диференціальних рівнянь в частинних похідних зумовлена конвективною складовою прискорення [287] (добуток компонентів швидкості одиниці маси робочої рідини на їх похідні). Для нелінійних рівнянь не виконується закон (принцип) суперпозиції розв'язків [214]. Так для моделювання течії в'язкої нестисненої робочої рідини в трубопроводі ГІП, що має переріз круглої форми певним радіусом, може бути використане лінеаризоване рівняння Нав'є–Стокса шляхом відкидання малих конвективних прискорень, що відповідають малим рейнольдсовим числам [178] і зрештою отримати інтегральне рівняння витрат через переріз трубопроводу ГІП.

Змоделюємо течію робочої рідини через розширювальний трубопровід (дифузор) ГІП. Оскільки досліджується ламінарний режим течії в'язкої робочої рідини, тому розглядається розрахункова схема розширювального трубопроводу в одній площині zOy, а товщина потоку має величину $\Delta x\approx 0$, де плоскі стінки нахилені

під кутом α між собою (рис. 3.1). Припускається, що рух є радіальним [50] відповідно шукається компонента швидкості $u_r=V(r,\theta)$, де при прийнятих вище допущеннях $u_\theta=u_z\equiv 0$. Відповідно до цього використовується рівняння нерозривності робочої рідини [281] і Нав'є–Стокса [52] у циліндричних координатах [284]:

$$\begin{cases} u\dfrac{\partial u}{\partial r}=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial r}+\nu\left(\dfrac{\partial^2 u}{\partial r^2}+\dfrac{1}{r^2}\dfrac{\partial^2 u}{\partial \theta^2}+\dfrac{1}{r}\dfrac{\partial u}{\partial r}-\dfrac{u}{r^2}\right); \\ 0=-\dfrac{1}{\rho r}\dfrac{\partial p}{\partial \theta}+\dfrac{2\nu}{r^2}\dfrac{\partial u}{\partial \theta}; \\ \dfrac{\partial (ru)}{\partial r}=0. \end{cases} \tag{3.1}$$

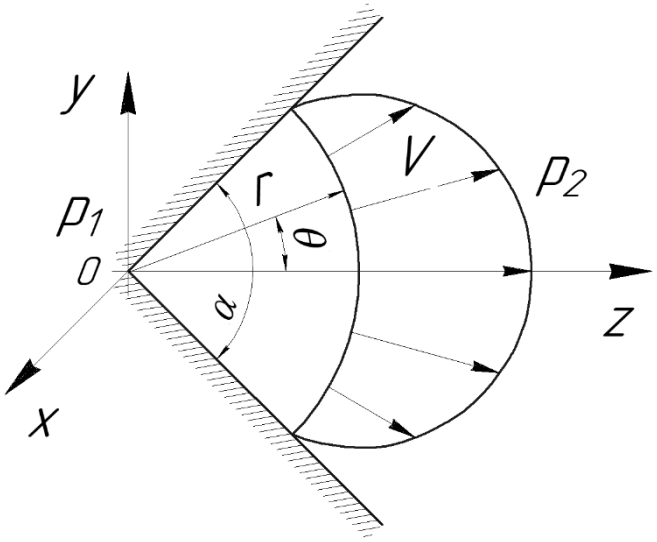


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема течії робочої рідини в дифузорі ГІП

Останнє з рівнянь системи (3.1) показує, що:

$$ru(r,\theta)=u(\theta). \tag{3.2}$$

Рівняння (3.2) дає розподіл швидкостей в одиничній відстані від початку координат. Для аналітичного розв'язання системи диференціальних рівнянь (3.1) необхідно, щоб складова в'язкої сили була рівна нулю, а це можливо тільки за умови, що $\nu=0$. Тому необхідно розглядати течію нев'язкої нестисненої робочої рідини. Тоді із системи рівнянь (3.1) отримується:

$$u\frac{\partial u}{\partial r}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r};\quad \Rightarrow \quad \int_0^{u(r,\theta)} u\partial u=-\frac{1}{\rho}\int_{p_1}^{p_2}\partial p.$$

$$\frac{1}{2}u^2(r,\theta)=\frac{1}{\rho}(p_1-p_2). \tag{3.3}$$

Визначається витрата робочої рідини через дифузор ГІП, використовуючи рівняння (3.3):

$$Q=\Delta x\int_{-\alpha/2}^{\alpha/2}u(r,\theta)\cdot rd\theta=\Delta x\int_{-\alpha/2}^{\alpha/2}\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)}\cdot rd\theta=S_\partial\sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1-p_2)}, \tag{3.4}$$

де $S_д = r\alpha\Delta x$ – площа поперечного перерізу дифузора.

Для того, щоб застосувати формулу витрат (3.4) для різних режимів течії робочої рідини, необхідно, щоб був введений коефіцієнт витрат $\zeta(\alpha, \Delta_{екв}, Re)$, який залежить від кута α нахилу стінок дифузора, еквівалентної абсолютної шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу ГІП $\Delta_{екв}$, а також числа Рейнольдса Re, тоді рівняння (3.4) переписується у такому вигляді:

$$Q = \zeta(\alpha, \Delta_{екв}, Re) S_д \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)}, \tag{3.5}$$

де $\zeta(\alpha, \Delta_{екв}, Re)$ – коефіцієнт витрат, який знаходиться за відомими експериментальними і емпіричними формулами [50].

Оскільки у складі конструкції ГІП є рухомі тіла (клапани, плунжера) (див. розд. 1.3), тому при моделюванні динаміки їхнього руху необхідно використовувати інтегральне рівняння руху твердих тіл у в'язкій слабостисненій робочій рідині [4], [51].

Для остаточного завершення складання повної математичної моделі динамічних процесів та систем вібраційних та ВУ технологічних машин з ГІП, необхідно рівняння гідродинамічних процесів доповнити рівнянням напружено-деформованого стану виконавчого органу і технологічно оброблюваного середовища при їх силовій взаємодії.

Першим і базовим рівнянням механіки твердого тіла, що характеризує напружено-деформований стан твердого тіла є рівняння, що виражає умову рівноваги елемента цього середовища $L\overline{\sigma} = \overline{p}$, де $\overline{\sigma}$ – тензор напружень, а $\overline{p}$ – поверхневе навантаження [141]. Наступним, для характеристики геометричної деформації тіла, використовують рівняння Коші в диференціальній формі $\overline{\varepsilon} = \boldsymbol{A}^T \overline{u}$, де $\boldsymbol{A}^T$ – координати точки твердого тіла, а $\overline{u}$ – компоненти переміщень точки твердого тіла [272]. Також ці системи диференціальних рівнянь необхідно доповнити системою рівнянь спільності деформацій елемента твердого тіла [151] виконавчого органу ГВ та ГВУ технологічних машин на базі ГІП, або технологічно оброблюваного

середовища – $\boldsymbol{B}\bar{\varepsilon}=0$, де $\bar{\varepsilon}$ – компонента поля деформацій, а $\boldsymbol{B}$ – матриця операторів диференціювання. Для лінійно-пружних ізотропних тіл фізичними рівняннями є співвідношення узагальненого закону Гука [115]: $\bar{\varepsilon}=\boldsymbol{C}\bar{\sigma}$, де $\boldsymbol{C}$ – матриця пружної податливості елемента досліджуваного матеріалу.

Змоделюємо ударну взаємодію інерційної маси ГІП 1 і виконавчого органу ВУ 2 пристрою для руйнування гірської породи [67]. Представимо ударну масу 1 і виконавчий орган ВУ 2 у вигляді двох стержнів (рис. 3.2). Оскільки жорсткість повітря, середовища, що межує із стержнями, мала порівняно з жорсткістю твердих і рідких тіл, а сили тертя повітря об стержні достатньо малі, тоді напруження на поверхні, нормальні до неї σ_y=0, σ_z=0 і дотичні τ_{yx}=0, τ_{zx}=0. Відповідно, взаємні дотичні напруження τ_{yx}=0, τ_{zx}=0.

Оскільки дотичний переріз (діаметр) стержня прийнято достатньо малим, можна вважати, що напруження в центральній частині перерізу відрізняються від відповідних напружень на поверхні. Тобто допускається припущення, що для будь-якої точки стержня справедливі умови $\sigma_y=\sigma_z=0$; $\tau_{xy}=\tau_{xz}=\tau_{xy}=\tau_{zx}=0$.

Таким чином, у силу прийнятих припущень із розгляду виключені всі напруження, крім направленого вздовж осі нормального напруження σ_x. Оскільки σ_y=0, σ_z=0, напруження є головними. Максимальні дотичні напруження в стержні направлені під кутом 45° до його осі і мають величину $\tau=\sigma_x/2$.

Напруження, направлені вздовж осі стержня σ_x, під час ударної взаємодії викликають виникнення повздовжніх u_x і поперечні деформації u_x і u_x, викликані пуасонівським поперечним збільшенням тіл під дією повздовжнього навантаження. Ці деформації можуть бути знайдені із співвідношення узагальненого закону Гука [88]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial u_y}{\partial y}=\dfrac{1}{E}\Big[\sigma_y-\mu(\sigma_x+\sigma_z)\Big]; \\ \dfrac{\partial u_z}{\partial z}=\dfrac{1}{E}\Big[\sigma_z-\mu(\sigma_x+\sigma_y)\Big], \end{cases} \tag{3.6}$$

де E – модулі пружності при розтягу; μ – коефіцієнт Пуассона [288].

Оскільки в цьому випадку прийнято σ_y=0 і σ_z=0, то ці рівняння перетворюються:

$$\frac{du_y}{dy} = -\frac{\mu}{E}\sigma_x; \quad \frac{du_z}{dz} = \frac{\mu}{E}\sigma_x \ , \tag{3.7}$$

звідки

$$u_y = -\int_{-r}^{+r} \frac{\mu}{E}\sigma_x dy; \quad u_z = -\int_{-r}^{+r} \frac{\mu}{E}\sigma_x dz \ , \tag{3.8}$$

де r – поперечні розміри (радіус) стержня по осях y та z.

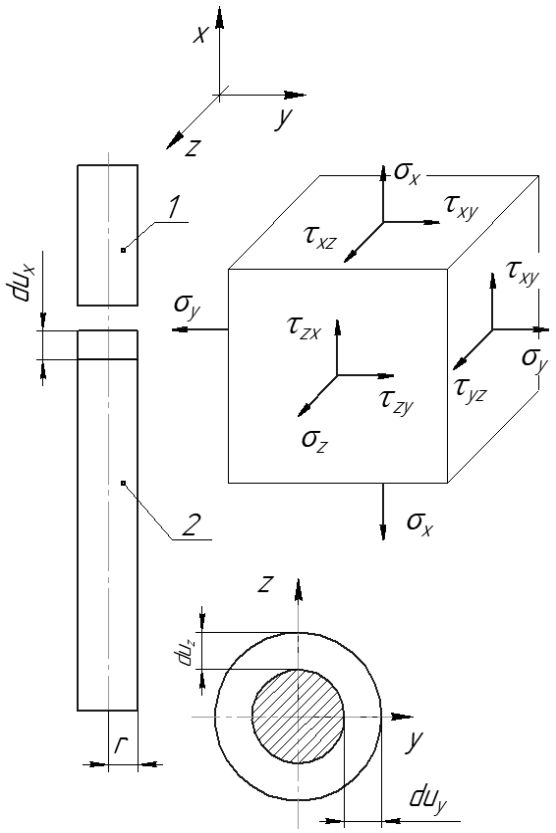


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема ударної взаємодії ударної маси ГІП і виконавчого органу ВУ пристрою

У наслідок прийнятих допущень, що σ_x рівномірно розподілене по поперечному перерізу стержня, тобто не залежить від координат y і z. Із (3.8), виносячи σ_x за знак інтегралу та інтегруючи у вказаних межах:

$$u_x = u_z = -\frac{\mu}{E}\sigma_x 2r = -\frac{\mu}{E}\sigma_x d \ , \tag{3.9}$$

де d=2r – діаметр стержня.

Позначаючи u_y=u_z=Δd в (3.9), отримано:

$$\frac{\Delta d}{d} = -\frac{\mu}{E}\sigma_x \, . \tag{3.10}$$

Якщо по стержню пробігає хвиля стиснення, тоді σ_x має від'ємний знак і права частина рівності (3.10) стає додатною величиною. Додатна Δd відповідає збільшенню діаметра стержня. У випадку хвилі розтягу σ_x>0, d<0, де від'ємне Δd відповідає звуженню стержня.

Рівняння пружності Ламе [159] із врахуванням припущень:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \frac{d^2 u_x}{dt^2} \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = \rho \frac{d^2 u_x}{dt^2} \, , \tag{3.11}$$

де ρ – густина тіла.

Оскільки $\sigma_x = E\dfrac{du}{dx}$ і $a = \sqrt{E/\rho}$, тоді із (3.11) отримуємо відоме хвильове рівняння [127]:

$$\frac{d^2u_x}{dx^2} = a^2\frac{d^2u_x}{dt^2}. \qquad (3.12)$$

3.2 Розроблення адекватних математичних моделей гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин

3.2.1 Математична модель технологічного процесу транспортування вібраційним конвеєром

Для розробки математичної моделі технологічного процесу неперервного транспортування крупнокускових насипних вантажів вібраційним конвеєром (додаток А) використовуються методи механореологічної феноменології [49], яка дозволяє створювати феноменологічні моделі для дослідження різних типів вібраційного транспортування штучних і масових вантажів.

На рисунку 3.3 представлена трикомпонентна (просторова шестимасова) інерційна модель, яка дозволяє моделювати пружно-в'язко-пластичні властивості крупнокускових насипних вантажів [167] по осях *x*, *y* і *z* під дією вібраційних навантажень від ГІП.

Розглянемо вібротранспортування феноменологічної моделі транспортуючого вантажу по несучому органу вібраційної машини, що здійснює коливання, яке направлене під кутом β до горизонту несучого органу. Вводиться рухома система координат: *xQyz*, жорстко зв'язану з несучим органом 1; *x″O″y″z″*, жорстко зв'язану з інерційною масою 2 і виконавчим гідроциліндром; $y^{IV}O^{IV}$, жорстко зв'язану з запірним елементом 3 (кульковий, або золотниковий (див. рис. 3.3 в) клапан [48]).

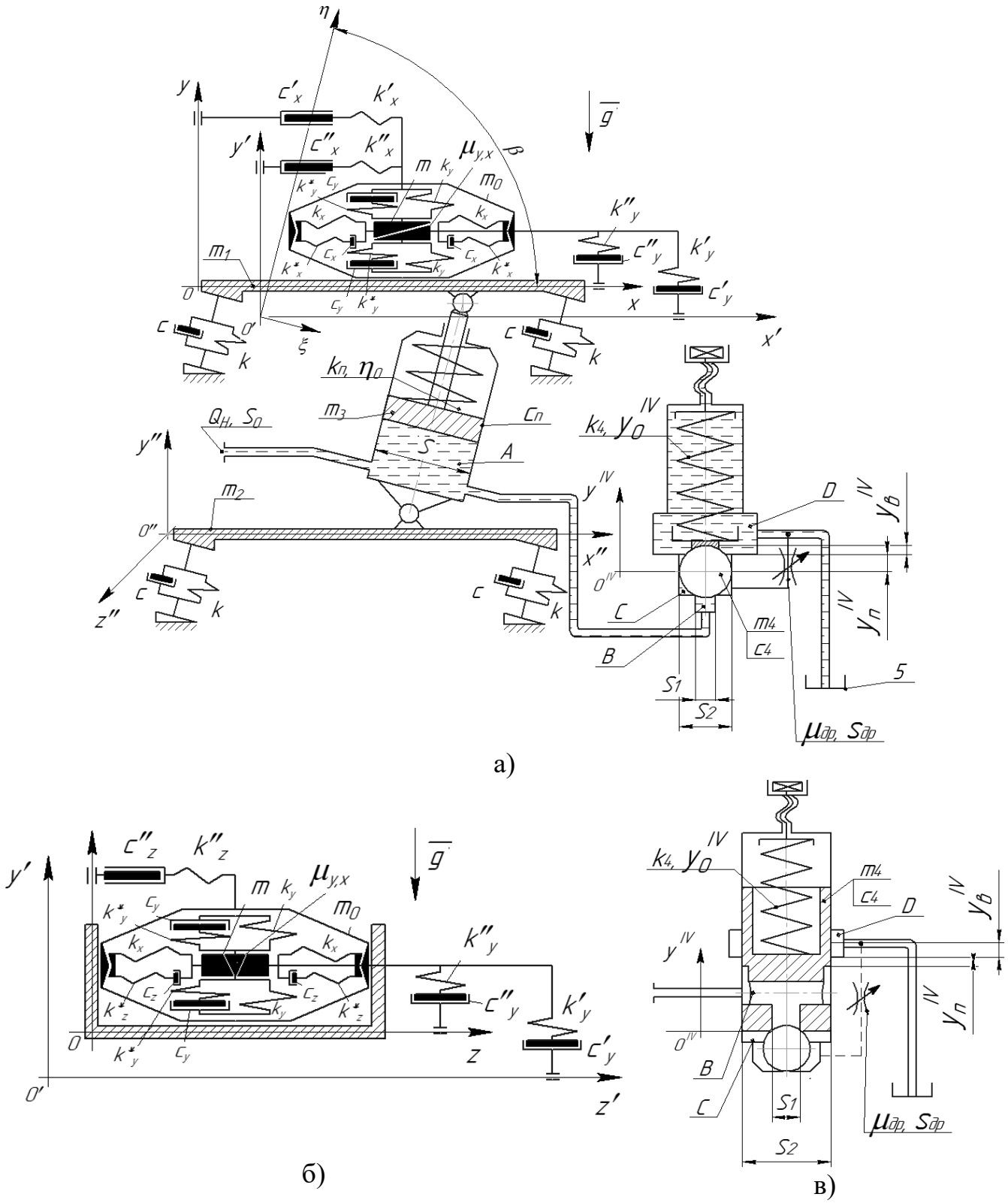


Рисунок 3.3 – Пружно-в’язко-пластична феноменологічна модель крупнокускових насипних вантажів на вантажонесучому органі вібраційного конвеєра з ГІП: а) – розрахункова модель в перерізі *yx*; б) – розрахункова модель в перерізі *yz*; в) – розрахункова модель клапана-пульсатора золотникового типу в перерізі *yx*

А також вводиться абсолютна (нерухома) система координат $\eta O\xi$, вісь ξ якої збігається з напрямом коливань несучого органу. Несучий орган здійснює коливання в площині $\eta o\xi$ (xOy) за законом $\eta=f(\omega t)$, тоді проекції його переміщення на додаткові осі абсолютної (нерухомої) системи координат $x'O'y'$:

$$x' = \eta\cos\beta + x_2'; \quad y' = \eta\sin\beta + y_2'; \quad z' = 0. \tag{3.13}$$

У загальному випадку вібротранспортування можливий рух моделі в контакті з несучим органом і вільний рух. У напрямку осі Ox модель вантажу розглядається як двомасова коливальна система із масами m і m_0 (див. рис. 3.3 а), що пов'язані між собою двома пружними елементами жорсткістю k_x, k_x^* і двома демпферами з коефіцієнтом в'язкості c_x. Крім цього, в напрямку осі Ox в режимі спільного руху діють сили сухого тертя, а в режимі вільного руху – сили опору, пропорційні абсолютній швидкості переміщення (пружні демпфери із коефіцієнтами в'язкого тертя c_x', c_x'' і жорсткості k_x', k_x'').

У напрямку осі Oy модель вантажу представляє собою одномасову коливальну систему (див. рис. 3.3 б), бо маса m_0 в режимі спільного руху нерухома і відносно вантажонесучого органу пружно-в'язкі властивості моделюються двома демпферами з коефіцієнтами в'язкого тертя $\frac{1}{2}c_y$ і двома пружними елементами $\frac{1}{2}k_y$; незворотні деформації – клиновим елементом і парою сухого тертя. У режимі вільного руху маси m, m_0 по осі Oy переміщуються спільно, долаючи в'язкісні сили опору, пропорційні відносній швидкості (пружний демпфер із коефіцієнтами c_y'', k_y'') і абсолютній швидкості (пружний демпфер із коефіцієнтами c_y', k_y'). У напрямку осі z діє боковий розпір N_z. Приймаємо $k_x^* = k_y^* = 0$, N_z=0.

На шар вантажу в процесі вібротранспортування діють сили: на ділянці спільного руху – сила тяжіння mg; відновлювальні сили пружних зв'язків $k_y y$ і $k_x(x - x_0)$, сили в'язких опорів, пропорційні відносним швидкостям переміщення $c_y\dot{y}$ і $c_x\left(\dot{x} - \dot{x}_0\right)$, а також сили сухого тертя між частинками вантажу $\mu_y k_x(x_H + y\,tg\,\alpha_0)$ і

вантажем та транспортуючою поверхнею $\mu_x Ny^{(1,2)}$, де x_H – початкова пружна деформація шару, а $tg\alpha_0$ – коефіцієнт, що враховує ущільнення шару при стиску.

Процес вібраційного транспортування вантажу описується системою диференціальних рівнянь, складених для кожного етапу руху, і системою трансцендентних рівнянь [93], [289] для визначення моменту переходу від одного етапу руху або деформації до іншого.

При руху моделі вантажу по осі *Oy* є такі (на етапі спільного руху маса m_0 нерухома) пружно-в'язкі деформації:

$$m\ddot{y} = -m\ddot{y}' - mg - c_y\dot{y} - k_y y, \tag{3.14}$$

пластичні деформації:

$$m\ddot{y} = -m\ddot{y}' - mg - \mu_y k_x (x_H + ytg\,\alpha_0). \tag{3.15}$$

Сили, що діють на вантаж при пружно-в'язких і пластичних деформаціях:

$$N_y^{(1)} = -c_y\dot{y} - k_y y, \tag{3.16}$$

$$N_y^{(2)} = -\mu_g k_x x_H. \tag{3.17}$$

Сила $N_y^{(1)}$ деформує транспортуючий шар вантажу (модель), прагнучи викликати незворотні деформації (зрушити клин). Поперечні деформації моделі будуть залишатися пружними до того моменту, поки деформуюча сила $N_y^{(1)}$ не перевищить опір зсуву клина $N_y^{(2)}$.

Модель знаходиться в контакті із несучим органом до тих пір, поки нормальна реакція не перетвориться в нуль:

$$\begin{cases} -N_y^{(1)} = c_y\dot{y} + k_y y; \\ -N_y^{(2)} = \mu_y k_x (x_H + ytg\,\alpha_0). \end{cases} \tag{3.18}$$

На етапі вільного руху маси m і m_0 спільно переміщуються:

$$(m+m_0)\ddot{y} = -(m+m_0)\ddot{y}' - (m+m_0)g - c(\dot{y} + \dot{y}'). \tag{3.19}$$

При переміщенні моделі по осі *Ox* складаються диференціальні рівняння для мас m і m_0. Рух маси m в режимі спільного і вільного руху описується одним рівнянням:

$$m\ddot{x} = -m\ddot{x}' - c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0). \quad (3.20)$$

Сила $-c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0)$ діє в площині транспортування, вона деформує шар переміщуваного вантажу і діє на масу m_0.

Для маси m_0 на етапі спільного руху характерні такі режими:

– відносна рівновага

$$\ddot{x}_0 = 0; \quad (3.21)$$

– ковзання вперед або назад

$$m_0\ddot{x}_0 = -m_0\ddot{x}' - N_y^{(1,2)}\mu_x sign(\dot{x}_0) + c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x(x - x_0). \quad (3.22)$$

Модель вантажу залишається на несучому органі у відносному спокої, якщо сила, що зрушує масу m_0, не перевищує за абсолютною величиною граничного значення сили статичного тертя $\mu_{cm}N_y^{(1,2)}$ (μ_{cm} – коефіцієнт тертя спокою вантажу на несучому органі). Вектор сили сухого тертя змінює свій напрямок в залежності від характеру руху вантажу:

$$sign(\dot{x}_0) = \begin{cases} +1 & \text{при} \quad \dot{x}_0 > 0, \\ -1 & \text{при} \quad \dot{x}_0 < 0. \end{cases} \quad (3.23)$$

Крім цього, сила сухого тертя змінюється в залежності від величини нормальної реакції $N_y^{(1,2)}$. Тому рівняння можуть бути записані у такому вигляді:

$$\begin{cases} m_0\ddot{x}_0 = -m_0\ddot{x}' + N_y^{(1)}\mu_x sign(\dot{x}_0) + c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x(x - x_0); \\ m_0\ddot{x}_0 = -m_0\ddot{x}' + N_y^{(2)}\mu_x sign(\dot{x}_0) + c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x(x - x_0). \end{cases} \quad (3.24)$$

На етапі вільного руху рівняння для маси m_0 записуються:

$$m_0\ddot{x}_0 = -m_0\ddot{x}' + m_0 g - c_x'(\dot{x}_0 - \dot{x}') + c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x(x - x_0). \quad (3.25)$$

Якщо в наведених диференціальних рівняннях розділити всі члени на коефіцієнт при старшій похідній, а також ввести коефіцієнт λ, який зв'язує маси m і m_0 співвідношенням:

$$m = \lambda m_0. \quad (3.26)$$

На етапі спільного руху при відсутності проковзування в парах тертя:

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - 2n_y\dot{y} - p_y^2 y; \\ \ddot{x} = -\ddot{x}' - 2n_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - p_x^2(x - x_0); \\ \dot{x}_0 = 0. \end{cases} \tag{3.27}$$

За наявності проковзування:

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - \mu_y p_x^2 \left(x_H + ytg\alpha_0\right); \\ \ddot{x}_0 = -\ddot{x}' + 2n_x\lambda(\dot{x} - \dot{x}_0) + p_x^2\lambda(x - x_0) + N_y^{(1)}\lambda\mu_x sign(\dot{x}_0); \\ \ddot{x}_0 = -\ddot{x}' + 2n_x\lambda(\dot{x} - \dot{x}_0) + p_x^2\lambda(x - x_0) + N_y^{(2)}\lambda\mu_x sign(\dot{x}_0). \end{cases} \tag{3.28}$$

На етапі вільного руху:

$$\begin{cases} \ddot{y} = -\ddot{y}' - g - 2n_y''\dot{y} - 2n_y'(\dot{y} + \dot{y}'); \\ \ddot{x}_0 = -\ddot{x}' - 2n_x'\lambda(\dot{x}_0 - \dot{x}') + 2n_x''\lambda(\dot{x} - \dot{x}_0) + p_x^2\lambda(x - x_0). \end{cases} \tag{3.29}$$

де p_x, p_y – власні частоти коливань моделі вантажу в напрямку осей Ox і Oy, $p_x = \sqrt{k_x / m}$, $p_y = \sqrt{k_y / m}$; n_x, n_y – коефіцієнти затухання, зумовлені внутрішніми опорами переміщенню моделі шару вантажу в напрямку осей Ox і Oy на етапі спільного руху; $2n_y = c_y/m$, $2n_x = c_x/m$; n_y'', n_y', n_x' – коефіцієнти затухання, зумовлені зовнішніми опорами руху моделі шару на ділянці вільного переміщення в напрямку осей Oy і Ox; $2n_y'' = c_y'' / (m + m_0)$; $2n_y' = c_y' / (m + m_0)$; $2n_x' = c_x' / m$; $2n_x'' = c_x'' / m$.

Для визначення моментів переходу від одного режиму руху до іншого використовуються трансцендентні рівняння [289], які визначають вибір необхідного рівняння і початкових умов для його розв'язання, бо розв'язування і аналітично, і в комп'ютерних системах виконується методом припасовування [251]. Вираз

$$y = g / p_y^2, \tag{3.30}$$

визначає статичну деформацію і є початковою умовою при розв'язанні рівнянь.

Момент переходу від пружно-в'язкої деформації моделі до пластичної t_{yn} і назад t_{ny} визначається в результаті розв'язання трансцендентного рівняння, отриманого прирівнюванням $N_y^{(1)}$ і $N_y^{(2)}$ із рівнянь (3.16) і (3.17):

$$\begin{cases} k_y y + c_y \dot{y} \geq \mu_y k_x (x_H + y tg\, \alpha_0); \\ k_y y + c_y \dot{y} < \mu_y k_x (x_H + y tg\, \alpha_0). \end{cases} \tag{3.31}$$

Перехід від ковзання моделі до зупинки $t \pm 0$ відбувається у момент $\dot{x} = 0$ і за умови, що сили статичного тертя в цей момент більші або рівні силі, яка прагне перевести вантаж в режим проковзування:

$$\mu_{cm} \left| N^{(1,2)} \right| \geq \left| -m_0 \ddot{x}' + m_0 g + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0) \right|. \tag{3.32}$$

Зворотній перехід від зупинки до ковзання відбувається за умови, що сили статичного тертя не перевищують модуля сили, що прагне перевести модель у режим проковзування:

$$\mu_{cm} \left| N^{(1,2)} \right| < \left| -m_0 \ddot{x}' + m_0 g + c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0) \right|. \tag{3.33}$$

Момент переходу від спільного руху до вільного (момент відриву вантажу t_0) визначається в результаті розв'язання такого трансцендентного рівняння:

$$N_y^{(1,2)} = 0. \tag{3.34}$$

У момент t_n відбувається падіння моделі вантажу на вантажонесучий орган і починається фаза співударяння. Цей момент визначається трансцендентим рівнянням:

$$y(t)=0. \tag{3.35}$$

Для визначення закону $\eta=f(\omega t)$ коливання несучого органу масою m_1 із приєднаним до нього поршнем виконавчого гідроциліндра масою m_3, що здійснюють коливання в площині $\eta O\xi$ (xOy), записується їхнім закон руху по осях x, y:

– на етапі спільного руху несучого органу і вантажу за відсутності проковзування в парах тертя:

$$\begin{cases} \left(m_1 + m_3\right) \ddot{y}_3' = -\left(m_1 + m_3\right) g + c_y \dot{y} + k_y y - 2c\dot{y}_3' \sin\beta - 2ky_3' \sin\beta + \\ + \iint\limits_S p_s(t) dS \sin\beta - c_n (\dot{y}_3' - \dot{y}_2'') \sin\beta - k_n (y_3' - y_2'' - \eta_0) \sin\beta; \\ \left(m_1 + m_3\right) \ddot{x}_3' = c_x (\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x (x - x_0) - 2c\dot{x}_3' \cos\beta - 2kx_3' \cos\beta + \\ + \iint\limits_S p_s(t) dS \cos\beta - c_n (\dot{x}_3' - \dot{x}_2'') \cos\beta - k_n (x_3' - x_2'' - \eta_0) \cos\beta; \\ \dot{x}_0 = 0; \end{cases} \tag{3.36}$$

– за наявності проковзування:

$$\begin{cases} (m_1+m_3)\ddot{y}_3' = -(m_1+m_3)g + \mu_y k_x (x_H + ytg\alpha_0) - 2c\dot{y}_3' \sin\beta - 2ky_3' \sin\beta + \\ + \iint\limits_S p_s(t)dS\sin\beta - c_n(\dot{y}_3' - \dot{y}_2'')\sin\beta - k_n(y_3' - y_2'' - \eta_0)\sin\beta; \\ (m_1+m_3)\ddot{x}_3' = -N_y^{(1)}\lambda\mu_x sign(\dot{x}_0) - 2c\dot{x}_3' \cos\beta - 2kx_3' \cos\beta + \\ + \iint\limits_S p_s(t)dS\cos\beta - c_n(\dot{x}_3' - \dot{x}_2'')\cos\beta - k_n(x_3' - x_2'' - \eta_0)\cos\beta; \\ (m_1+m_3)\ddot{x}_3' = -N_y^{(2)}\lambda\mu_x sign(\dot{x}_0) - 2c\dot{x}_3' \cos\beta - 2kx_3' \cos\beta + \\ + \iint\limits_S p_s(t)dS\cos\beta - c_n(\dot{x}_3' - \dot{x}_2'')\cos\beta - k_n(x_3' - x_2'' - \eta_0)\cos\beta; \end{cases} \quad (3.37)$$

– на етапі вільного руху:

$$\begin{cases} (m_1+m_3)\ddot{y}_3' = -(m_1+m_3)g + c_y''\dot{y} + c_y''(\dot{y} + \dot{y}_3') - k_n(y_3' - y_2'' - \eta_0)\sin\beta - \\ -2c\dot{y}_3' \sin\beta - 2ky_3' \sin\beta + \iint\limits_S p_s(t)dS\sin\beta - c_n(\dot{y}_3' - \dot{y}_2'')\sin\beta; \\ (m_1+m_3)\ddot{x}_3' = c_x'\lambda(\dot{x}_0 - \dot{x}_3') - c_x''\lambda(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x\lambda(x - x_0) - 2c\dot{x}_3' \cos\beta - \\ -2kx_3' \cos\beta + \iint\limits_S p_s(t)dS\cos\beta - c_n(\dot{x}_3' - \dot{x}_2'')\cos\beta - k_n(x_3' - x_2'' - \eta_0)\cos\beta, \end{cases} \quad (3.38)$$

де η_0 – попередній натяг пружини виконавчого гідроциліндра; $k_{\text{п}}$ – жорсткість пружини виконавчого гідроциліндра; $c_{\text{п}}$ – сили в'язкого тертя у виконавчому гідроциліндрі; c – сили в'язкого тертя у рухомих з'єднаннях пружних зв'язків типу пластина [268]; $p_s(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині виконавчого гідроциліндра на нижню поверхню поршня площею S; $k = \dfrac{3EJ}{l^3 + 0,75h^2 l}$ – зведений коефіцієнт жорсткості пружних зв'язків типу пластина [103]; h, l – товщина і ширина площі поперечного перерізу стальної пластини, з якої складаються пружні зв'язки типу пластина; J – момент інерції стальної пластини [290]; E – модуль пружності при розтягу матеріалу стальної пластини [272].

Системи рівнянь (3.36), (3.37) повинні бути доповнені умовами їх розв'язання, а саме:

$$0 \le x_3' - x_2' \le \tilde{\eta}\cos\beta; \quad 0 \le \begin{vmatrix} x_0 \\ x \end{vmatrix}; \quad 0 \le \begin{vmatrix} y_3' - y_2' \\ y_0 \\ y \end{vmatrix} \le \tilde{\eta}\sin\beta, \quad (3.39)$$

де $\tilde{r_7}$ – максимальний робочий хід поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3.

Закон руху інерційної маси m_2, що здійснює коливання в площині $x'O'y'$:

$$\begin{cases} m_2\ddot{y}'_2 = -m_2 g - 2c\dot{y}'_2 \sin\beta - 2ky'_2 \sin\beta + \iint\limits_S p_S(t)dS \sin\beta; \\ m_2\ddot{x}'_2 = -2c\dot{x}'_2 \cos\beta - 2kx'_2 \cos\beta + \iint\limits_S p_S(t)dS \cos\beta, \end{cases} \tag{3.40}$$

де $p_s(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині виконавчого гідроциліндра; $\iint\limits_S p_S(t)dS$ – сили, що діють на внутрішню поверхню стінки гідроциліндра площею S.

Закон руху кулькового (золотникового (див. рис. 3.3 в)) клапана масою m_4, що здійснює коливання по осі O_4y_4:

$$m_4\ddot{y}_4^{IV} = -m_4 g - c_4\dot{y}_4^{IV} - k_4\left(y^{IV}{}_4 + y^{IV}{}_0\right) + \iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS, \tag{3.41}$$

де $p_{S'}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині однокаскадного клапана-пульсатора; $\iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS$ – сила, що діє на зовнішню поверхню стінки кулькового (золотникового) клапана площею S' і масою m_4.

Для визначення початкових умов рівняння руху (3.41) повинен бути розглянутий рух кулькового (золотникового) клапана масою m_4 по характерних фазах (див. розд. 1.3), а саме:

1) Фаза набору тиску. При цій фазі ($t_0 \le t \le t_н$) кульковий (золотниковий) клапан масою m_4 знаходиться в стані спокою і перекриває напірну порожнину B від порожнин підхвату C і зливу D (див. рис. 3.3 а, в), що спричиняє підвищення тиску в напірній порожнині B, тому основний напірний тиск $p_{S'}(t)$ діє на площу S_1. На цій фазі відбувається переміщення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній крупнокусковим насипним вантажем масою m і m_0. Причому на цьому етапі відбувається спільний рух несучого органу масою m_3 і крупно кусковогонасипного вантажу масою m і m_0. Тому для цієї фази записуються такі умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_1} p_{S'}(t)dS < k_4 y_0^{IV}; \quad y_4^{IV}(t) = 0; \quad 0 \le x_3'(t) - x_2'(t) \le \tilde{\eta}\cos\beta; \\ 0 \le \begin{vmatrix} x_0(t) \\ x(t) \end{vmatrix}; \quad 0 \le \begin{vmatrix} y_3'(t) - y_2'(t) \\ y_0(t) \\ y(t) \end{vmatrix} \le \tilde{\eta}\sin\beta. \end{cases} \tag{3.42}$$

2) Фаза спрацювання (відкриття) однокаскадного клапана-пульсатора. На цій фазі ($t_н \le t \le t_{сп}$) зусилля від напірного тиску $\iint\limits_{S_1} p_2(t)dS$ (p_2 – тиск відкриття клапана-пульсатора), що діє на площу S_1 кулькового (золотникового) клапана масою m_4 зрівнюється із силою налагодження регулювальної пружини $k_4 y^{IV}{}_0$, тобто:

$$\iint\limits_{S_1} p_2(t)dS \ge k_4 y_0^{IV}, \tag{3.43}$$

що спричиняє відкриття кулькового (золотникового) клапана масою m_4. При відкритті кулькового (золотникового) клапана масою m_4 відбувається сполучення напірної порожнини B з порожниною підхвату C і зливу D. Таке сполучення порожнин спричиняє різке збільшенню тиску в порожнині підхвату C й відповідне збільшення зусилля p_2S_2 від напірного тиску p_2, який вже буде діяти на площу S_2. У свою чергу стрімке збільшення зусилля спричиняє різке збільшення швидкості підйому кулькового (золотникового) клапана масою m_4 на відстань $y^{IV}{}_п + y^{IV}{}_в$.

На цій фазі також відбувається переміщення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній крупнокусковим насипним вантажем масою m і m_0. Цей етап також характеризується спільним рухом несучого органу масою m_3 і крупнокускового насипного вантажу масою m і m_0. Тому для цієї фази записуються такі умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_2} p_{S'}(t)dS \ge k_4 y_0^{IV}; \ 0 \le y_4^{IV}(t) \le y_п^{IV} + y_в^{IV}; \\ 0 \le x_3'(t) - x_2'(t) \le \tilde{\eta}\cos\beta; \ 0 \le \begin{vmatrix} x_0(t) \\ x(t) \end{vmatrix}; \ 0 \le \begin{vmatrix} y_3'(t) - y_2'(t) \\ y_0(t) \\ y(t) \end{vmatrix} \le \tilde{\eta}\sin\beta. \end{cases} \tag{3.44}$$

3) Фаза закриття (опускання) однокаскадного клапана-пульсатора. На цій фазі ($t_{сп} \le t \le t_з$) відбувається злив робочої рідини через порожнини підхвату C і зливу D в

гідробак 5, що спричиняє падіння тиску в напірній порожнині B до величини $p_1 = p_2 \frac{S_1}{S_2}$, при цьому кульковий (золотниковий) клапан масою m_4 починає опускатись на початкове місце, (місце перекриття напірної порожнини B від порожнин підхвату C і зливу D).

На цій фазі відбувається переміщення (опускання) в початкове положення поршня виконавчого гідроциліндра масою m_3 разом із несучою платформою m_4 і розміщеним на ній крупнокусковим насипним вантажем масою m і m_0. Цей етап характеризується проковзування і вільним рухом крупнокускового насипного вантажу масою m і m_0 відносно несучого органу масою m_3. Тому для цієї фази записуються такі умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_2} p_{S'}(t)dS \geq k_4 y_0^{IV};\ 0 \leq y_4^{IV}(t) \leq y_n^{IV} + y_в^{IV};\ 0 \leq x_3'(t) - x_2'(t) \leq \tilde{\eta}\cos\beta; \\ 0 \leq \begin{vmatrix} x_0(t) \\ x(t) \end{vmatrix};\ 0 \leq \begin{vmatrix} y_3'(t) - y_2'(t) \\ y_0(t) \\ y(t) \end{vmatrix} \leq \tilde{\eta}\sin\beta. \end{cases} \tag{3.45}$$

Для визначення зміни тиску в порожнині ГІП необхідно, щоб вказана вище математична модель була доповнена системою рівнянь Нав'є–Стокса [62] і рівнянням нерозривності [263] для слабостисненої в'язкої рідини. Тому загальна математична модель технологічного процесу неперервного транспортування крупнокускових насипних вантажів вібраційним конвеєром на базі ГІП записується системою рівнянь (3.46). У цій системі рівнянь $\Omega \in R^3$ – тривимірна область (внутрішня порожнина ГІП), в якій рухається робоча рідина; ρ_0 – початкова густина робочої рідини; p_0 – початковий тиск робочої рідини; Q_H – подача робочої рідини гідравлічного насоса в напірну порожнину через впускний патрубок, S_0 – площа поперечного перерізу впускного патрубка ГІП.

Рівняння руху

$$\begin{cases} m_2\ddot{y}_2' = -m_2 g - 2c\dot{y}_2' \sin\beta - 2ky_2' \sin\beta + \iint\limits_S p_S(t)dS\sin\beta; \\ m_2\ddot{x}_2' = -2c\dot{x}_2' \cos\beta - 2kx_2' \cos\beta + \iint\limits_S p_S(t)dS\cos\beta; \\ m_4\ddot{y}_4^{IV} = -m_4 g - c_4\dot{y}_4^{IV} - k_4\left(y^{IV}{}_4 + y^{IV}{}_0\right) + \iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS; \end{cases}$$

Фаза набору тиску

$$\begin{cases} t_0 \le t \le t_н; \quad \iint\limits_{S_1} p_{S'}(t)dS < k_4 y_0^{IV};\ y_4^{IV}(t) = 0;\ 0 \le x_3'(t) - x_2'(t) \le \tilde{\eta}\cos\beta; \\ 0 \le \left|\begin{matrix} x_0(t) \\ x(t) \end{matrix}\right|; \quad 0 \le \left|\begin{matrix} y_3'(t) - y_2'(t) \\ y_0(t) \\ y(t) \end{matrix}\right| \le \tilde{\eta}\sin\beta; \end{cases}$$

Фаза спрацювання і закриття клапана-пульсатора

$$\begin{cases} t_н \le t \le t_{сп}; \quad t_{сп} \le t \le t_з; \quad \iint\limits_{S_2} p_{S'}(t)dS \ge k_4 y_0^{IV};\ 0 \le y_4^{IV}(t) \le y_n^{IV} + y_в^{IV}; \\ 0 \le x_3'(t) - x_2'(t) \le \tilde{\eta}\cos\beta; \quad 0 \le \left|\begin{matrix} x_0(t) \\ x(t) \end{matrix}\right|;\ 0 \le \left|\begin{matrix} y_3'(t) - y_2'(t) \\ y_0(t) \\ y(t) \end{matrix}\right| \le \tilde{\eta}\sin\beta; \end{cases}$$

Етап спільного руху за відсутності проковзування в парах сил тертя

$$\begin{cases} m\ddot{y} = -m\ddot{y}' - mg - 2c_y\dot{y} - k_y y; \\ m\ddot{x} = -m\ddot{x}' - 2c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0); \\ \left(m_1 + m_3\right)\ddot{y}_3' = -\left(m_1 + m_3\right)g + c_y\dot{y} + k_y y - 2c\dot{y}_3' \sin\beta - 2ky_3' \sin\beta + \\ + \iint\limits_S p_s(t)dS\sin\beta - c_n(\dot{y}_3' - \dot{y}_2'')\sin\beta - k_n(y_3' - y_2'' - \eta_0)\sin\beta; \\ \left(m_1 + m_3\right)\ddot{x}_3' = c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x(x - x_0) - 2c\dot{x}_3' \cos\beta - 2kx_3' \cos\beta + \\ + \iint\limits_S p_s(t)dS\cos\beta - c_n(\dot{x}_3' - \dot{x}_2'')\cos\beta - k_n(x_3' - x_2'' - \eta_0)\cos\beta; \\ \dot{x}_0 = 0; \left|\begin{matrix} c_y\dot{y} + k_y y \\ \mu_y k_x(x_H + ytg\,\alpha_0) \end{matrix}\right| \ge 0; \end{cases}$$

Етап спільного руху за наявності проковзування в парах тертя

$$
\begin{cases}
m\ddot{y} = -m\ddot{y}' - mg - \mu_y k_x \left(x_H + ytg\alpha_0\right); \\
\begin{cases}
m\ddot{x}_0 = -m\ddot{x}' + c_x\lambda(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x\lambda(x - x_0) - \\
-(k_y y + c_y\dot{y})\lambda\mu_x sign(\dot{x}_0); \\
k_y y + c_y\dot{y} \geq \mu_y p_k^2 (x_H + ytg\,\alpha_0);
\end{cases} \\
\begin{cases}
m\ddot{x}_0 = -m\ddot{x}' + c_x\lambda(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x\lambda(x - x_0) - \\
-(\mu_y p_k^2 (x_H + ytg\,\alpha_0))\lambda\mu_x sign(\dot{x}_0); \\
k_y y + c_y\dot{y} < \mu_y p_k^2 (x_H + ytg\,\alpha_0);
\end{cases} \\
\left(m_1 + m_3\right)\ddot{y}_3' = -\left(m_1 + m_3\right)g + \mu_y k_x \left(x_H + ytg\alpha_0\right) - \\
-2c\dot{y}_3' \sin\beta - 2ky_3' \sin\beta + \iint\limits_S p_s(t)dS\sin\beta - \\
-c_n(\dot{y}_3' - \dot{y}_2'')\sin\beta - k_n(y_3' - y_2'' - \eta_0)\sin\beta; \\
\begin{cases}
\left(m_1 + m_3\right)\ddot{x}_3' = (k_y y + c_y\dot{y})\lambda\mu_x sign(\dot{x}_0) - 2c\dot{x}_3'\cos\beta - \\
2kx_3'\cos\beta + \iint\limits_S p_s(t)dS\cos\beta - c_n(\dot{x}_3' - \dot{x}_2'')\cos\beta - \\
-k_n(x_3' - x_2'' - \eta_0)\cos\beta; \\
k_y y + c_y\dot{y} \geq \mu_y p_k^2 (x_H + ytg\,\alpha_0);
\end{cases} \\
\begin{cases}
\left(m_1 + m_3\right)\ddot{x}_3' = (\mu_y p_k^2 (x_H + ytg\,\alpha_0))\lambda\mu_x sign(\dot{x}_0) - 2c\dot{x}_3'\cos\beta - \\
2kx_3'\cos\beta + \iint\limits_S p_s(t)dS\cos\beta - c_n(\dot{x}_3' - \dot{x}_2'')\cos\beta - \\
-k_n(x_3' - x_2'' - \eta_0)\cos\beta; \\
k_y y + c_y\dot{y} < \mu_y p_k^2 (x_H + ytg\,\alpha_0);
\end{cases} \\
\dot{x}_0 = 0;
\end{cases}
\tag{3.46}
$$

Етап вільного руху

$$
\begin{cases}
\left(m + m_0\right)\ddot{y} = -\left(m + m_0\right)\ddot{y}' - \left(m + m_0\right)g - c_y''\dot{y} - c_y'(\dot{y} + \dot{y}'); \\
\left(m + m_0\right)\ddot{x}_0 = -\left(m + m_0\right)\ddot{x}' - c_x'\lambda(\dot{x}_0 - \dot{x}') + c_x''\lambda(\dot{x} - \dot{x}_0) + k_x\lambda(x - x_0) \\
\left(m_1 + m_3\right)\ddot{y}_3' = -\left(m_1 + m_3\right)g + c_y''\dot{y} + c_y''(\dot{y} + \dot{y}_3') - k_n(y_3' - y_2'' - \eta_0)\sin\beta - \\
-2c\dot{y}_3' \sin\beta - 2ky_3' \sin\beta + \iint\limits_S p_s(t)dS\sin\beta - c_n(\dot{y}_3' - \dot{y}_2'')\sin\beta; \\
\left(m_1 + m_3\right)\ddot{x}_3' = c_x'\lambda(\dot{x}_0 - \dot{x}_3') - c_x''\lambda(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x\lambda(x - x_0) - 2c\dot{x}_3'\cos\beta - \\
-2kx_3'\cos\beta + \iint\limits_S p_s(t)dS\cos\beta - c_n(\dot{x}_3' - \dot{x}_2'')\cos\beta - k_n(x_3' - x_2'' - \eta_0)\cos\beta;
\end{cases}
$$

Рівняння гідродинаміки

$$\frac{1}{\rho}\frac{d\rho}{dt}+\frac{\partial V_x}{\partial x''}+\frac{\partial V_y}{\partial y''}+\frac{\partial V_z}{\partial z''}=0;$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial t}+\left(V_x\frac{\partial V_x}{\partial x''}+V_y\frac{\partial V_x}{\partial y''}+V_z\frac{\partial V_x}{\partial z''}\right)=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x''}+\frac{\nu}{3}\frac{\partial}{\partial x''}\left(\frac{\partial V_x}{\partial x''}+\frac{\partial V_y}{\partial y''}+\frac{\partial V_z}{\partial z''}\right)+$$

$$+\nu\left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x''^2}+\frac{\partial^2 V_x}{\partial y''^2}+\frac{\partial^2 V_x}{\partial z''^2}\right);$$

$$\frac{\partial V_y}{\partial t}+\left(V_x\frac{\partial V_y}{\partial x''}+V_y\frac{\partial V_y}{\partial y''}+V_z\frac{\partial V_y}{\partial z''}\right)=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y''}+\frac{\nu}{3}\frac{\partial}{\partial y''}\left(\frac{\partial V_x}{\partial x''}+\frac{\partial V_y}{\partial y''}+\frac{\partial V_z}{\partial z''}\right)+$$

$$+\nu\left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x''^2}+\frac{\partial^2 V_y}{\partial y''^2}+\frac{\partial^2 V_y}{\partial z''^2}\right);$$

$$\frac{\partial V_z}{\partial t}+\left(V_x\frac{\partial V_z}{\partial x''}+V_y\frac{\partial V_z}{\partial y''}+V_z\frac{\partial V_z}{\partial z''}\right)=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z''}+\frac{\nu}{3}\frac{\partial}{\partial z''}\left(\frac{\partial V_x}{\partial x''}+\frac{\partial V_y}{\partial y''}+\frac{\partial V_z}{\partial z''}\right)+$$

$$+\nu\left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial x''^2}+\frac{\partial^2 V_z}{\partial y''^2}+\frac{\partial^2 V_z}{\partial z''^2}\right);$$

$$\bar{V}\big|_{d\Omega}=0;\quad \Omega\in R^3;\quad \bar{V}\big|_{t=0,z''=0,y''=0,x''=0}=Q_H/S_0;\qquad \rho\big|_{t=0,\Omega}=\rho_0;$$

$$p\big|_{t=0,\Omega}=p_0+\left(\frac{(m+m_0+m_3)g+k_n\eta_0}{S}\right).$$

3.2.2 Математична модель технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою

На рисунку 3.4 представлена трикомпонентна (плоска багатомасова) інерційна модель вібротрамбовки (див. додаток А) із нестриманими контактами між масами, яка дозволяє моделювати пружно-в'язко-пластичні властивості шарів ґрунту 1, 2, 3 по осях *x* і *y* (характер руху середовища по осях *x* та *z* еквівалентний, тому доцільно, щоб розглядався тільки рух по осях *x*, *y*) [70], [79].

Проведені дослідження [291] показують, що коливання від робочого органу 4 (див. рис. 3.4) ІВ масою *M* передаються верхньому шару ґрунту 1, що дотикається з ним, із зосередженою масою m_1, і далі нижче розташованих шарів ґрунту 2, 3, із зосередженими масами m_2, m_3. При цьому частота коливань всієї маси шару ґрунту 1 у зоні вібрацій однакова, а амплітуда зменшується в міру віддалення від поверхні робочого органу поки не згасне взагалі.

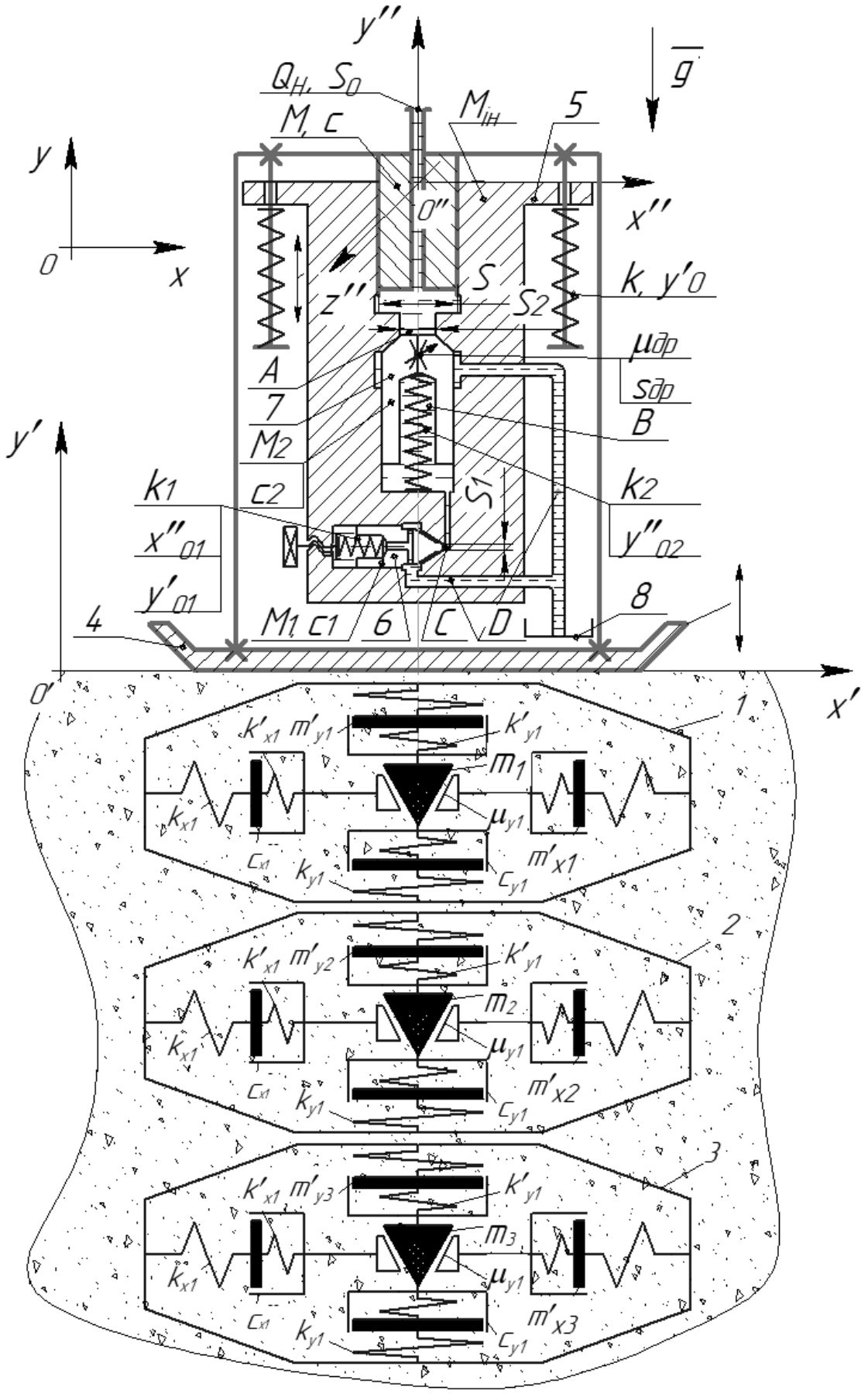


Рисунок 3.4 – Динамічна модель технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів ІВ з ГІП на базі пружно-в’язко-пластичної феноменологічної моделі ґрунту

Таким чином, характерною особливістю експлуатації ІВ є те, що вібраційному впливу ґрунт піддається в обмеженій зоні біля робочого органу. Розміри цієї зони визначаються режимом коливань і розташуванням самої ІВ, а також властивостями самого ґрунту.

Вводяться дві рухомі системи координат – *x'O'y'*, жорстко зв'язана із робочим органом 4, і *x"O"y"*, жорстко зв'язана із гідроциліндром 5. А також вводиться абсолютна (нерухома) система координат *xOy*.

Записується система рівнянь закону руху шарів ґрунту 1, 2, 3 під час контактної взаємодії робочого органу 4 із верхнім шаром ґрунту 1 [92], [100]:

$$\begin{cases} -m_1(\ddot{y}_1+\ddot{y}_1') = -N_{1,4}(t) + k_y(y_1'-y_2') + c_{y1}(\dot{y}_1'-\dot{y}_2') - m_1 g + 2sign(\dot{y}_1')\mu_y N_{1xy}; \\ -m_2(\ddot{y}_1+\ddot{y}_2') = k_y(y_2'-y_1') + k_y(y_2'-y_3') + c_{y1}\left(\dot{y}_2'-\dot{y}_1'\right) + c_{y1}(\dot{y}_2'-\dot{y}_3') - m_2 g + \\ +2sign(\dot{y}_2')\mu_y N_{2xy}; \\ -m_3(\ddot{y}_1+\ddot{y}_3') = k_y(y_3'-y_2') + k_y y_3' + c_{y1}\left(\dot{y}_3'-\dot{y}_2'\right) + c_{y1}\dot{y}_3' - m_3 g + 2sign(\dot{y}_3')\mu_y N_{3xy}; \\ m_1\ddot{x}_1' = -k_x x_1' - c_{x1}\dot{x}_1' + sign(\dot{y}_1')\mu_x N_{1xy}; \\ m_2\ddot{x}_2' = -k_x x_2' - c_{x1}\dot{x}_2' + sign(\dot{y}_2')\mu_x N_{2xy}; \\ m_3\ddot{x}_3' = -k_x x_3' - c_{x1}\dot{x}_3' + sign(\dot{y}_3')\mu_x N_{3xy}; \\ y_1' = x_1'; \; y_2' = x_2'; \; y_3' = x_3', \end{cases} \tag{3.47}$$

де y_1 – абсолютна координата положення робочого органу 4; y_1', y_2', y_3', x_1', x_2', x_3' – координати мас шарів ґрунту 1, 2, 3; $k_y = \dfrac{k_{y1}k_{y1}'}{k_{y1}+k_{y1}'}$, $k_x = \dfrac{k_{x1}k_{x1}'}{k_{x1}+k_{x1}'}$ – еквівалентні жорсткості шарів ґрунту 1, 2, 3 відповідно; μ_x, μ_y – проекції внутрішніх коефіцієнтів тертя на осі *x*, *y* відповідно; c_{x1}, c_{y1} – складові коефіцієнти в'язкості по осях *x*, *y* відповідно; N_{1xy}, N_{2xy}, N_{3xy} – внутрішні сили реакції всередині зосереджених мас m_1, m_2, m_3 на клиноподібних площадках під кутом 45°; приймається, що додаткові реологічні маси m_{x1}', m_{y1}' рівні нулю, $N_{1,4}(t) = k_y y_1' + c_{y1}\dot{y}_1'$ – нормальна реакція шару ґрунту 1 на вантажонесучий орган 4.

Закон руху робочого органу 4:

$$-M\ddot{y} = -Mg + N_{1,4}(t) - \delta k\left(\left(L-y'\right)+y_0'\right) + N_{45}, \tag{3.48}$$

де M – маса робочого органу 4; δ – кількість пружин повернення жорсткістю k із початковим натягом y_0'; L – внутрішня висота ІВ, N_{45} – сила реакції робочого органу 4 від контактної взаємодії із інерційною масою 5.

Запишемо закон руху інерційної маси $M_{ін}$:

$$-M_{ін}\left(\ddot{y}'+\ddot{y}\right)=-M_{ін}g+\delta k\left(\left(L-y'\right)+y_0'\right)-\iint_{\tilde{S}}p_{\tilde{S}}(t)dS+c\dot{y}'+N_{2y}+$$
$$+N_{1y}+c_2\dot{y}_2''-k_2\left(\left|y''\right|_2+y_{02}''\right)-N_{45}, \tag{3.49}$$

де $p_S(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint_{\tilde{S}}p_{\tilde{S}}(t)dS$ – сили, що діють на внутрішню поверхню S' інерційної маси $M_{ін}$; c_2 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками інерційної маси 5 і поршнем робочого органу 4 (див. рис. 3.4); N_{2y} – вертикальна складова сили реакції конічної опори від конічного клапана другого каскаду 7; N_{1y} – вертикальна складова сили реакції циліндричної і конічної поверхонь від клапана першого каскаду 6; c_2 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками інерційної маси 5 і клапаном другого каскаду (див. рис. 3.4); k_2 – жорсткість пружини клапана другого каскаду; y_{02}'' – попередній натяг пружини клапана другого каскаду.

Оскільки клапан-першого каскаду 6 завжди рухається по осі y разом із інерційною масою 5, тому доцільно, щоб був записаний закон руху клапана першого каскаду масою M_1 тільки для осі x:

$$-M_1\ddot{x}_1''=-N_{1x}+k_1\left(\left|\ddot{x}_1\right|+x_{01}''\right)-\iint_{S'}p_{S'}(t)dS+c_1\dot{x}'', \tag{3.50}$$

де $p_{S'}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх порожнинах C і D двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint_{S'}p_{S'}(t)dS$ – сили, що діють на внутрішню поверхню інерційної маси S'; c_1 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками інерційної маси 5 і поршнем робочого органу 4 (див. рис. 3.4); N_{1x} – сили реакції конічної опори від конічного клапана 7, причому $N_{1x}=\left|N_{1y}\right|$, тому що конічна поверхня виконана під кутом 45^0 до осі y.

Закон руху клапана другого каскаду масою M_2:

$$-M_2(\ddot{y}_2'' + \ddot{y}'' + \ddot{y}) = -M_2 g - \iint_{S''} p_{S''}(t)dS - N_{2y} - c_2\dot{y}_2'' + k_2(|y''|_2 + y_{02}''), \qquad (3.51)$$

де $p_{S''}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх порожнинах A і B двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint_{S''} p_{S''}(t)dS$ – сили, що діють на зовнішню поверхню клапана другого каскаду S''; c_2 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками інерційної маси 5 і поршнем робочого органу 4 (див. рис. 3.4); N_{2y} – сили реакції конічної поверхні клапана другого каскаду від конічного сідла інерційної маси 5.

У цьому випадку відбувається нехтування інерційними силами робочої рідини [292], що діють на робочі органи ІВ, як такими, що несуть незначний вклад у зміну руху ІВ у цілому.

Для того. щоб записати повністю математичну модель роботи ІВ, необхідно, щоб була розглянута робота ГІП по відповідних робочих фазах двокаскадного клапана-пульсатора.

1) Фаза набору тиску. У цій фазі конічні клапани масою M_1 і M_2 знаходяться в стані спокою, а конічний клапан M_1 перекриває напірні порожнини A, B і C від зливної порожнини D (див. рис. 3.4), що спричиняє збільшення тиску в напірній порожнині A, тому основний напірний тиск $p_S(t)$ діє на площу (S–S_0). Слід зауважити, що ця фаза відбувається в період часу t_1, коли рухомий орган 4 контактує із поверхнею верхнього шару ґрунту 1. На цій фазі відбувається переміщення інерційної маси $M_{ін}$. Причому на цьому етапі відбувається спільний рух інерційної маси $M_{ін}$ та запірних елементів масою M_1 і M_2.

Для цієї фази $t_2 \le t \le t_{нт}$ записуються такі умови:

$$\begin{cases} \iint_{S'} p_{S'}(t)dS \le k_1 x_{01}''; \quad \iint_{S''} p_{S''}(t)dS < k_2 y_{01}''; \quad y_2''(t) = y_1''(t) = 0; \\ \dot{y}_2''(t) = \dot{y}_1''(t) = \dot{y}'(t); \quad x_1''(t) = 0; \quad 0 \ge y_1'(t) \ge y_{1\max}'; \quad N_{45} = 0, \end{cases} \qquad (3.52)$$

де $y_{1\max}'$ – максимальний хід інерційної маси $M_{ін}$.

2) Фаза спрацювання (відкриття) двокаскадного клапана-пульсатора. На цій фазі зусилля від напірного тиску $\iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS$, що діє на площу S_1 клапану першого каскаду 6 зрівнюється із силою налагодження регулювальної пружини $k_1 x''_{01}$, тобто

$$\iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS \geq k_1 x''_{01}, \tag{3.53}$$

що спричиняє його відкриття. При відкритті клапана першого каскаду 6 відбувається сполучення напірної порожнини *C* із зливною порожниною *D*. Таке сполучення порожнин спричиняє виникнення відносної швидкості робочої рідини у внутрішній порожнині двокаскадного клапана-пульсатора. У свою чергу швидкість рідини у внутрішній порожнині двокаскадного клапана-пульсатора спричиняє перепад тиску у напірних порожнинах *A* і *B* через наявність дросельного отвору у клапані другого каскаду 7. Наслідком перепаду тиску у напірних порожнинах *A* і *B* є виникнення сили, яка заставляє клапан другого каскаду рухатись. При цьому відбувається його відкриття і відповідно сполучення напірної порожнини *A* і зливної порожнини *D*.

На цій фазі також відбувається переміщення інерційної маси $M_{ін}$ до максимального переміщення $y'_{1\max}$, клапана першого каскаду M_1 до величини максимального відкриття $x''_{1\max}$ і клапана другого каскаду M_2 до величини максимального відкриття $y''_{2\max}$. Тому для цієї фази $t_{нт} \leq t \leq t_{сп}$ записуються такі умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS > k_1 x''_{01}; \quad \iint\limits_{S''} p_{S''}(t)dS \geq k_2 y''_{01}; \quad y''_1(t) = 0; \quad N_{1x} = 0; \\ \dot{y}''_1(t) = \dot{y}'(t); \quad 0 \geq x''_1(t) \geq x''_{1\max}; \quad 0 \geq y''_2(t) \geq y''_{2\max}; \quad N_{2y} = 0; \\ 0 \geq y'_1(t) \geq y'_{1\max}, \quad N_{45} = 0. \end{cases} \tag{3.54}$$

3) Фаза закриття (опускання) двокаскадного клапана-пульсатора. На цій фазі відбувається злив робочої рідини через зливну порожнину *D* в гідробак 8, що спричиняє падіння тиску в напірних порожнинах *A*, *B*, *C*. При цьому клапан першого каскаду масою M_1 починає опускатись на початкове місце, (місце перекриття напірної порожнини *C* від *D*). Після того, як напірна порожнина *C* від'єдналась від зливної порожнини *D*, відносна швидкість робочої рідини у внутрішній порожнині

двокаскадного клапана-пульсатора стає рівною нулю. У свою чергу відносна нерухомість робочої рідини у внутрішній порожнині двокаскадного клапана-пульсатора спричиняє вирівнювання тиску у напірних порожнинах *A* і *B*. Наслідком вирівнювання тиску у напірних порожнинах *A* і *B* сила натягу пружини клапана другого каскаду, а саме $k_2(|y''|_2 + y''_{02})$, заставляє клапан другого каскаду 7 повертатись у вихідне положення. При цьому відбувається закриття напірної порожнини *A* від зливної порожнини *D*.

На цій фазі також відбуваються зворотні переміщення інерційної маси $M_{ін}$, клапана першого каскаду M_1 і клапана другого каскаду M_2 до початкового положення. Тому для цієї фази $t_{сп} \le t \le t_{зк}$ записуються такі умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS \ge k_1 x''_{01}; \quad \iint\limits_{S''} p_{S''}(t)dS \ge k_2 y''_{01}; \quad y''_1(t) = 0; \quad N_{1x} = 0; \\ \dot{y}''_1(t) = \dot{y}'(t); \quad 0 \ge x''_1(t) \ge x''_{1\max}; \quad 0 \ge y''_2(t) \ge y''_{2\max}; \quad N_{2y} = 0; \\ 0 \ge y'_1(t) \ge y'_{1\max}; \quad N_{45} = 0. \end{cases} \tag{3.55}$$

Після закінчення фази закриття (опускання) двокаскадного клапана-пульсатора інерційна маса 5 повертається у початкове положення із набутою швидкістю $\upsilon_{ін} = \dot{y}'_1(t_{зк})$. При цьому відбувається ударна взаємодія із робочим органом 4. Під час ударної взаємодії інерційна маса 5 підхоплює робочий орган 4 і вони разом із початковою швидкістю υ_M починають рухатись вверх (модель звичайного тіла, кинутого вертикально вверх із певною початковою швидкістю [62]). Спільна швидкість усієї ІВ υ_M визначається із закону збереження імпульсу [159], а саме:

$$\upsilon_M = \frac{\left(M_{ін} + M_1 + M_2\right)}{\left(M_{ін} + M_1 + M_2 + M\right)} \upsilon_{ін}. \tag{3.56}$$

Рух робочого органу 4 необхідно розглянути для двох випадків, а саме: коли рухомий орган 4 контактує з поверхнею верхнього шару ґрунту 1 і коли робочий орган 1 не контактує з поверхнею верхнього шару ґрунту 1 (режим підскоку після ударної взаємодії інерційної маси 5 і робочого органу 4).

Умова руху робочого органу 4 для періоду підскоку $t_1 \le t \le t_2$ після ударної взаємодії інерційної маси 5 і робочого органу 4 (відсутність контакту робочого органу 4 із поверхнею верхнього шару ґрунту 1) для двох випадків, а саме:

$$1) \quad \begin{cases} \delta k y_0' > \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t) dS; \\ \dot{y}(t_1) = \upsilon_M; \quad N_{14}(t) = 0; \quad y'(t_3) = 0, \end{cases} \tag{3.57}$$

$$2) \quad \begin{cases} \delta k y_0' \le \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t) dS; \\ N_{14}(t) = 0; \quad N_{45}(t) = 0. \end{cases} \tag{3.58}$$

Умова руху робочого органу 4 для періоду $t_0 \le t \le t_1$ (t_0 – початок відліку часу роботи ІВ) контакту робочого органу 4 з поверхнею верхнього шару ґрунту 1. У цьому випадку також необхідно розглянути два випадки:

$$1) \quad \begin{cases} t = t_0; \quad \delta k y_0' > \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t) dS; \\ \dot{y}(t_0) = -\upsilon_M; \quad y'(t_3) = 0, \end{cases} \tag{3.59}$$

$$2) \quad \begin{cases} t = t_0; \quad \delta k y_0' \le \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t) dS; \\ \dot{y}(t_0) = -\upsilon_M; \quad N_{14}(t) = 0; \quad N_{45}(t) = 0, \end{cases} \tag{3.60}$$

де t_2-t_1=2υ_M/g – час вільного польоту ІВ.

Для визначення зміни тиску в порожнині ГІП необхідно вказані вище закони руху доповнити системою рівнянь Нав'є–Стокса [293] і рівнянням нерозривності [294] для слабостисненої рідини. Тому загальна математична модель технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів ІВ на базі ГІП [79] записується системою рівнянь (3.61). У цій системі рівнянь (3.61) $\Omega \in R^3$ – тривимірна область (внутрішня порожнина ГІП) в якій рухається робоча рідина; ρ_0 – початкова густина робочої рідини; p_0 – початковий тиск робочої рідини; Q_H – витрата гідравлічного насоса при подачі в напірну порожнину через впускний патрубок; S_0 – площа поперечного перерізу впускного патрубка ГІП.

Рівняння руху елементів ГПП

$$\begin{cases} -M\ddot{y} = -Mg + N_{1,4}(t) - \delta k\left(\left(L - y'\right) + y_0'\right) + N_{45}; \\ -M_{ін}\left(\ddot{y}' + \ddot{y}\right) = -M_{ін}g + \delta k((L - y') + y_0') - \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS + c\dot{y}' + N_{2y} + \\ +N_{1y} + c_2\dot{y}_2'' - k_2(|y''|_2 + y_{02}'') - N_{45}; \\ -M_1\ddot{x}_1'' = -N_{1x} + k_1(|\ddot{x}_1| + x_{01}'') - \iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS + c_1\dot{x}''; \\ -M_2(\ddot{y}_2'' + \ddot{y}'' + \ddot{y}) = -M_2 g - \iint\limits_{S''} p_{S''}(t)dS - N_{2y} - c_2\dot{y}_2'' + k_2(|y''|_2 + y_{02}''); \end{cases}$$

Фаза набору тиску

$$\begin{cases} \iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS \le k_1 x_{01}''; \quad \iint\limits_{S''} p_{S''}(t)dS < k_2 y_{01}''; \quad y_2''(t) = y_1''(t) = 0; \\ \dot{y}_2''(t) = \dot{y}_1''(t) = \dot{y}'(t); \quad x_1''(t) = 0; \quad 0 \ge y_1'(t) \ge y_{1\max}'; \quad N_{45} = 0; \end{cases}$$

Фаза відкриття

$$\begin{cases} \iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS > k_1 x_{01}''; \quad \iint\limits_{S''} p_{S''}(t)dS \ge k_2 y_{01}''; \quad y_1''(t) = 0; \quad N_{1x} = 0; \\ \dot{y}_1''(t) = \dot{y}'(t); \quad 0 \ge x_1''(t) \ge x_{1\max}''; \quad 0 \ge y_2''(t) \ge y_{2\max}''; \quad N_{2y} = 0; \\ 0 \ge y_1'(t) \ge y_{1\max}'; \quad N_{45} = 0; \end{cases}$$

Фаза закриття

$$\begin{cases} \iint\limits_{S'} p_{S'}(t)dS \ge k_1 x_{01}''; \quad \iint\limits_{S''} p_{S''}(t)dS \ge k_2 y_{01}''; \quad y_1''(t) = 0; \quad N_{1x} = 0; \\ \dot{y}_1''(t) = \dot{y}'(t); \quad 0 \ge x_1''(t) \ge x_{1\max}''; \quad 0 \ge y_2''(t) \ge y_{2\max}''; \quad N_{2y} = 0; \\ 0 \ge y_1'(t) \ge y_{1\max}'; \quad N_{45} = 0. \end{cases}$$

Рівняння руху елементів шарів ґрунту

$$\begin{cases} -m_1(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_1') = -N_{1,4}(t) + k_y(y_1' - y_2') + c_{y1}(\dot{y}_1' - \dot{y}_2') - m_1 g + 2sign(\dot{y}_1')\mu_y N_{1xy}; \\ -m_2(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_2') = k_y(y_2' - y_1') + k_y(y_2' - y_3') + c_{y1}\left(\dot{y}_2' - \dot{y}_1'\right) + c_{y1}(\dot{y}_2' - \dot{y}_3') - m_2 g + \\ +2sign(\dot{y}_2')\mu_y N_{2xy}; \\ -m_3(\ddot{y}_1 + \ddot{y}_3') = k_y(y_3' - y_2') + k_y y_3' + c_{y1}\left(\dot{y}_3' - \dot{y}_2'\right) + c_{y1}\dot{y}_3' - m_3 g + 2sign(\dot{y}_3')\mu_y N_{3xy}; \\ m_1\ddot{x}_1' = -k_x x_1' - c_{x1}\dot{x}_1' + sign(\dot{y}_1')\mu_x N_{1xy}; \\ m_2\ddot{x}_2' = -k_x x_2' - c_{x1}\dot{x}_2' + sign(\dot{y}_2')\mu_x N_{2xy}; \\ m_3\ddot{x}_3' = -k_x x_3' - c_{x1}\dot{x}_3' + sign(\dot{y}_3')\mu_x N_{3xy}; \\ y_1' = x_1'; \; y_2' = x_2'; \; y_3' = x_3'; \end{cases}$$

Рівняння гідродинаміки

$$
\begin{cases}
\dfrac{1}{\rho}\dfrac{d\rho}{dt}+\dfrac{\partial V_x}{\partial x''}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y''}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z''}=0;\\
\dfrac{\partial V_x}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_x}{\partial x''}+V_y\dfrac{\partial V_x}{\partial y''}+V_z\dfrac{\partial V_x}{\partial z''}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial x''}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial x''}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x''}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y''}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z''}\right)+\\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial x''^2}+\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial y''^2}+\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial z''^2}\right);\\
\dfrac{\partial V_y}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_y}{\partial x''}+V_y\dfrac{\partial V_y}{\partial y''}+V_z\dfrac{\partial V_y}{\partial z''}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial y''}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial y''}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x''}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y''}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z''}\right)+\\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial x''^2}+\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial y''^2}+\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial z''^2}\right);\\
\dfrac{\partial V_z}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_z}{\partial x''}+V_y\dfrac{\partial V_z}{\partial y''}+V_z\dfrac{\partial V_z}{\partial z''}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial z''}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial z''}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x''}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y''}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z''}\right)+\\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial x''^2}+\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial y''^2}+\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial z''^2}\right);\\
\bar{V}\big|_{d\Omega}=0;\quad \Omega\in R^3;\quad \bar{V}\big|_{t=0,z''=0,y''=0,x''=0}=Q_H/S_0;\quad \rho\big|_{t=0,\Omega}=\rho_0;\\
p\big|_{t=0,\Omega}=p_0+\left(\dfrac{(m+m_0+m_3)g+ky_0'}{(S-S_0)}\right);
\end{cases}
\qquad (3.61)
$$

Період контактної взаємодії

$$
t_0\le t\le t_1;
$$

$$
\begin{cases}
t=t_0;\quad \delta k y_0' > \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS;\\
\dot{y}(t_0)=-\upsilon_M;\quad y'(t_3)=0;
\end{cases}
\qquad
\begin{cases}
t=t_0;\quad \delta k y_0' \le \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS;\\
\dot{y}(t_0)=-\upsilon_M;\quad N_{14}(t)=0;\\
N_{45}(t)=0;
\end{cases}
$$

$$
\upsilon_M=\frac{\left(M_{ін}+M_1+M_2\right)}{\left(M_{ін}+M_1+M_2+M\right)}\upsilon_{ін};
$$

Період безконтактного руху

$$
t_1\le t\le t_2;\quad t_2-t_1=2\upsilon_M/g;
$$

$$
\begin{cases}
\delta k y_0' > \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS;\quad \dot{y}(t_1)=\upsilon_M;\\
N_{14}(t)=0;\quad y'(t_3)=0;
\end{cases}
\qquad
\begin{cases}
\delta k y_0' \le \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS;\\
N_{14}(t)=0;\quad N_{45}(t)=0.
\end{cases}
$$

3.2.3 Математична модель технологічного процесу руйнування гірської породи навісним віброударним пристроєм

На рисунку 3.5 представлена трикомпонентна (плоска багатомасова) інерційна модель навісного ВУ пристрою (див. додаток А) із нестриманими контактами між масами [66], [67], яка дозволяє моделювати пружно-пластичні деформації гірської породи 7 по осях x, y, z.

Вводиться рухома система координат $x'O'y'z'$, жорстко зв'язана із корпусом 1 ВУ пристрою масою M_0, і нерухома систему координат $x''O''y''z''$, жорстко зв'язана із головними центральними осями інерції гірської породи 7, поверхня якої представлена за допомогою функції тривимірної поверхні $f\left(x'', y'', z''\right)$. А також вводиться абсолютна (нерухома) система координат xOy.

Математична модель технологічного процесу руйнування гірської породи гідроімпульсним ВУ пристроєм доцільно розглядати як таку, що складається з двох періодів: період акумулювання кінетичної енергії і період ударної взаємодії.

Період акумулювання кінетичної енергії технологічного процесу руйнування гірської породи гідроімпульсним ВУ пристроєм складається із характерних робочих рухів запірних елементів 4, 5 та інерційної маси 3. У свою чергу період ударної взаємодії характеризується пружно-пластичними деформаціями інерційної маси 3, ударної маси 6 і гірської породи 7 в місцях їх контактної взаємодії.

Розглядається робочий період акумулювання кінетичної енергії. Записується рівняння руху для корпусу 1 віброударного пристрою масою M_0:

$$\begin{cases} -M_0\ddot{y} = -M_0 g + k_1(y'_{01} + y'_1) + k(y'_0 + y') - \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_y + c_y\dot{y} + \\ +c_1\dot{y}'_1 + c_2\dot{y}'_2 + c\dot{y}' + k_y y - N_{04y} + N_{06y}; \\ -M_0\ddot{x} = -\iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_x + 2c_x\dot{x} + 2k_x x - N_{06x}, \end{cases} \tag{3.62}$$

де $p_{\tilde{S}}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх гідравлічних каналах ВУ пристрою 1; $\iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_y$, $\iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_x$ – відповідні складові сил, що діють на внутрішню поверхню $\tilde{S}$ порожнини гідравлічних каналів ВУ пристрою 1;

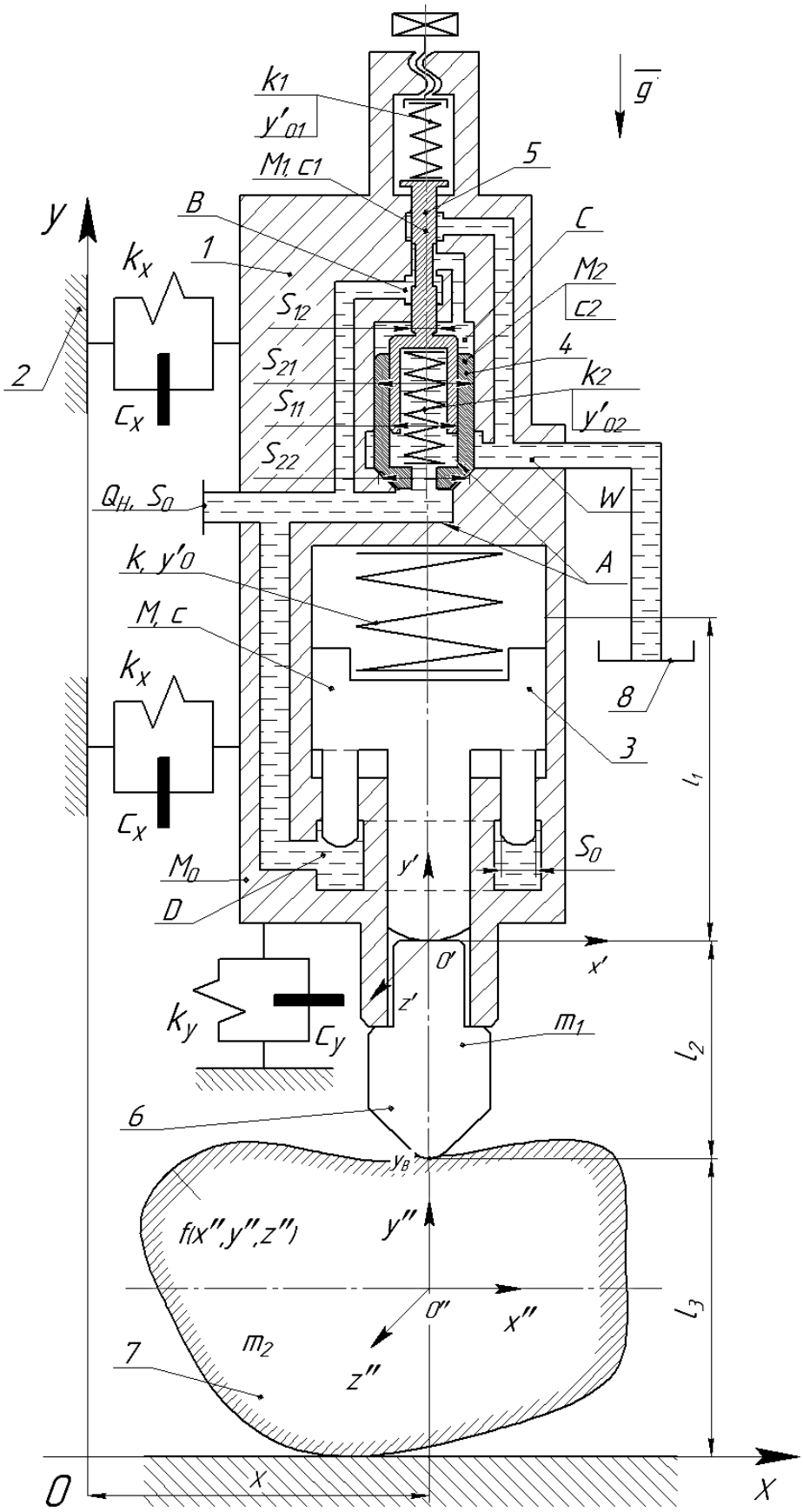


Рисунок 3.5 – Динамічна модель технологічного процесу руйнування гірської породи ВУ пристроєм із ГІП на базі пружно-пластичної напружено-деформаційної моделі твердого тіла

c_1 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками корпусу ВУ пристрою 1 і клапаном першого каскаду 5; c_2 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками корпусу ВУ пристрою 1 і клапаном другого каскаду 4; c – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками корпусу ВУ пристрою 1 та інерційною масою 3; c_y, c_x – вертикальна і горизонтальна складові коефіцієнту сил в'язкого тертя демпфуючої складової амортизуючого вузла, який з'єднує гідроімпульсний ВУ пристрій із стрілою транспортного засобу [113]; N_{04y} – вертикальна складові сил реакції конічного клапану другого каскаду 4 на конічну опору корпусу ВУ пристрою 1; N_{06x}, N_{06y} – горизонтальна і вертикальна складові сил реакції ударної маси 6 на поверхню корпусу ВУ пристрою 1; k_1 – жорсткість пружини клапана першого каскаду 5; k – жорсткість пружини інерційної маси 3; k_y, k_x – вертикальна і горизонтальна складові жорсткості пружної складової амортизуючого вузла, який з'єднує гідроімпульсний ВУ пристрій 1 із стрілою транспортного засобу [113]; y'_{01} – попередній натяг пружини клапана першого каскаду; y'_0 – попередній натяг пружини інерційної маси.

Рівняння руху для інерційної маси 3 вагою Mg [65]:

$$M\ddot{y}_3 = -Mg - k(y'_0 + y') + \iint\limits_{3S_0} p_{S_0}(t)dS - c\left(\dot{y}_3 - \dot{y}'_3\right) + N_{36y}, \qquad (3.63)$$

де $p_{S_0}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній напірній порожнині D двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint\limits_{3S_0} p_{S_0}(t)dS$ – відповідні складові сил, що діють на нижню поверхню S_0 плунжерів інерційної маси 3; N_{36y} – вертикальна складова сили реакції ударної маси 6 на інерційну масу 3.

Рівняння руху для клапана першого каскаду 5 вагою M_1g:

$$M_1\ddot{y}_1 = -M_1g - k_1(y'_{01} + y') + k_2(y'_{02} + y'_1 - y'_2) + \iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS - c_1\dot{y}'_1 - c_1\left(\dot{y}'_1 - \dot{y}_1\right), \qquad (3.64)$$

де $p_{S_{12}}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх напірних A, C, B і зливній W порожнинах двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS$ – відповідні складові сил, що діють на нижню поверхню S_{12} клапана першого каскаду 5; k_2 – жорсткість

пружини клапана другого каскаду 4; y'_{02} – попередній натяг пружини клапана другого каскаду 4.

Рівняння руху для клапана другого каскаду 4 вагою M_2g [67]:

$$M_2\ddot{y}_2 = -M_2g - k_2(y'_{02} + y'_1 - y'_2) + \iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS + c_1\left(\dot{y}' - \dot{y}'_1\right) - c_2\dot{y}'_2 + N_{40y}, \quad (3.65)$$

де $p_{S_{12}}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх напірних A, C, B і зливній W порожнинах двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS$ – відповідні складові сил, що діють на нижню поверхню S_{21}–S_{22} клапана другого каскаду 4; N_{40y} – вертикальна складова сил реакції конічної опори корпусу ВУ пристрою 1 на клапан другого каскаду 4.

Закон руху для ударної маси 6 вагою m_1g:

$$\begin{cases} m_1\ddot{y}_{11} = -m_1g - N_{60y} + N_{67y} - N_{63y}; \\ m_1\ddot{x}_{11} = N_{60x}, \end{cases} \quad (3.66)$$

де N_{60x}, N_{60y} – горизонтальна і вертикальна складові сил реакції корпусу ВУ пристрою 1 на поверхню ударної маси 6; N_{67y} – сила реакції гірської породи 7 на ударну масу 6; N_{63y} – вертикальна складова сили реакції інерційної маси 3 на ударну масу 6.

У цьому випадку відбувається нехтування інерційними силами робочої рідини [283], що діють на робочі органи гідроімпульсного ВУ пристрою, як такими, що несуть незначний вклад у зміну руху пристрою в цілому.

Для того, щоб записати повністю математичну модель роботи гідроімпульсного ВУ пристрою, необхідно, щоб була розглянута робота ГІП по відповідних робочих фазах двокаскадного клапана-пульсатора [67].

1) Фаза набору тиску. У цій фазі конічний клапан другого каскаду 4 масою M_2 і золотниковий однокаскадний клапан 5 масою M_1 знаходяться в стані спокою. На цій фазі конічний клапан другого каскаду 4 перекриває напірні порожнини A, B, D від зливної порожнини W (див. рис. 3.5), а золотниковий однокаскадний клапан 5 перекриває напірні порожнини B і C від зливної порожнини W, що спричиняє

підвищення тиску в напірних порожнинах *A* і *D*, тому основний напірний тиск $p_{\tilde{S}}(t)$ діє на площу S_0 нижньої основи інерційної маси 3.

Слід зауважити, що ця фаза відбувається в період часу *t*, коли ударна маса 6 контактує із поверхнею гірської породи 7. Координата точки контакту ударної маси 6 і гірської породи 7 – (*x*, l_3, 0). На цій фазі відбувається переміщення інерційної маси 3.

Для цієї фази $0 \le t \le t_{нт}$ записуються такі початкові умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS \le k_1 y'_{01}; \quad \iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS \le k_2 y'_{02}; \\ \dot{y}'_1(t) = \dot{y}'_2(t) = 0; \quad 0 \ge y'(t) \ge y'_{\max}; \quad N_{63y} = N_{36y} = 0, \end{cases} \tag{3.67}$$

де $y'_{\max}$ – максимальний хід інерційної маси *M*.

2) Фаза спрацювання (відкриття) двокаскадного клапана-пульсатора. На цій фазі зусилля $\iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS$ від напірного тиск $p_{S_{12}}(t)$, що діє на площу S_{12} клапана першого каскаду 5 зрівнюється із силою налагодження регулювальної пружини $k_1 y'_{01}$, тобто:

$$\iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS \ge k_1 y'_{01}, \tag{3.68}$$

що спричиняє його відкриття. При відкритті клапана першого каскаду 5 відбувається сполучення напірних порожнин *B* і *C* із зливною порожниною *W*. Таке сполучення порожнин спричиняє падіння тиску в напірній порожнині *C*, що у свою чергу викликає перепад тисків у напірних порожнинах *A* і *C*. Наслідком перепаду тиску в напірних порожнинах *A* і *C* є виникнення рушійної сили, яка заставляє клапан другого каскаду 4 рухатись. При цьому відбувається відкриття клапана другого каскаду 4 і відповідно сполучення напірної порожнини *A* і зливної порожнини *W*.

На цій фазі також відбувається переміщення інерційної маси *M* до максимального переміщення $y'_{\max}$, клапана першого каскаду M_1 до величини максимального відкриття $y'_{1\max}$ і клапана другого каскаду M_2 до величини

максимального відкриття $y'_{2\max}$. Тому для цієї фази $t_{нт} \le t \le t_{сп}$ записуються такі початкові умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS \ge k_1 y'_{01}; \iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS \ge k_2 y'_{02}; \; N_{40y} = N_{04y} = 0; \; N_{63y} = N_{36y} = 0; \\ 0 \ge y'(t) \ge y'_{\max}; \; 0 \ge y'_1(t) \ge y'_{1\max}; \; 0 \ge y'_2(t) \ge y'_{2\max}; \; N_{40x} = N_{04x} = 0. \end{cases} \quad (3.69)$$

3) Фаза закриття (опускання) двокаскадного клапана-пульсатора. На цій фазі відбувається злив робочої рідини через зливну порожнину *W* в гідробак 8, що спричиняє падіння тиску в напірних порожнинах *A*, *B*, *C*, *D*. При цьому клапан першого каскаду 5 починає опускатись на початкове місце (місце перекриття напірних порожнин *B* і *C* із зливною порожниною *W*). Після того як напірні порожнини *B* і *C* від'єдналась від зливної порожнини *W*, тиск в напірних порожнинах *B* і *C* різко починає збільшуватись, порівняно з тиском у середині клапана другого каскаду 4, напірної порожнини *A*. Наслідком перепаду тиску у напірних порожнинах *B*, *C* і *A* є рушійна гідравлічна сила [70], [292], яка разом із силою натягу пружини клапана другого каскаду 4, а саме $k_2(y'_{02} + y'_2)$, заставляє сам клапан другого каскаду 4 повертатись у вихідне положення. При цьому відбувається перекриття напірних порожнин *A* і *D* від зливної порожнини *W*.

На цій фазі також відбуваються зворотні переміщення інерційної маси *M*, клапана першого каскаду M_1 і клапана другого каскаду M_2 до початкового положення. Тому для цієї фази $t_{сп} \le t \le t_{зк}$ записуються такі початкові умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS \ge k_1 y'_{01}; \iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS \ge k_2 y'_{02}; \; N_{40y} = N_{04y} = 0; \; N_{63y} = N_{36y} = 0; \\ 0 \ge y'(t) \ge y'_{\max}; \; 0 \ge y'_1(t) \ge y'_{1\max}; \; 0 \ge y'_2(t) \ge y'_{2\max}; \; N_{40x} = N_{04x} = 0. \end{cases} \quad (3.70)$$

Наступним розглядається період ударної взаємодії інерційної маси 3, ударної маси 6, а також гірської породи 7. Для цього періоду характерні такі загальні початкові умови для рівнянь руху корпусу 1 – $N_{06y} = 0$, а узагальнюючі сили, що діють на ударну масу 3 із рівняння (3.62) представимо, як $\Sigma F_3 = ky'_0 + cV_0$ і $\Sigma F_{p3} = -3p_0 S_0$, де V_0 – швидкість ударної маси 3 в кінці фази закриття (опускання) двокаскадного клапана-пульсатора. Початок абсолютної нерухомої осі координат *OY*

розміщується у верхній точці інерційної маси 3 і направляється вертикально вниз. Аналогічно чинять і з нерухомою системою координат $x''O''y''z''$, що жорстко зв'язана із головними центральними осями інерції гірської породи 7.

Інерційна маса 3 і ударна маса 6 представляється у формі циліндричних ступінчастих стержнів OO'_1, O'_1X_A, $X_AO'_2$, O'_2X_C і конічного стержня X_CX_B, а їхні ударні поверхні представляються у вигляді плоских круглих поверхонь (рис. 3.6).

Кожен елементарний циліндричний стержень виражається такими геометричними параметрами:

1) довжина l_{11} і площа поперечного перерізу S_{11} для стержня OO'_1;
2) довжина (l_1-l_{11}) і площа поперечного перерізу S_{12} для стержня O'_1X_A;
3) довжина l_{21} і площа поперечного перерізу S_{12} для стержня $X_AO'_2$;
4) довжина (l_{22}-l_{21}) і площа поперечного перерізу S_{22} для стержня O'_2X_C;
5) форма урізаного конуса із довжиною (l_2-l_{22}) і площами поперечного перерізу S_{22} у великій основі і S_{20} у малій основі для стержня X_CX_B, причому кут нахилу бічних стінок рівний α.

Гірська порода 7 представляється, як тверде тіло [272] із функцією зовнішньої поверхні $f(x'', y'', z'')$, яке дотикається до поверхні основи в точці X_D, а в точці X_B відбувається ударна взаємодія із ударною масою 6. Причому об'єм цієї фігури виражаємо через інтеграл Рімана [200], [295]: $V_7 = \iiint\limits_{R_7^3} f(x'', y'', z'')dxdydz$, де R_7^3 – тривимірна область гірської породи 7, обмеженої контуром поверхні $f(x'', y'', z'')$.

Центри мас інерційної маси 3, ударної маси 6 і гірської породи 7 знаходяться у відповідних точках O_1, O_2, O_3. Приводиться центр ваги інерційної маси 3 до точки O'_1, яка знаходиться на межі двох циліндричних стержнів OO'_1 і O'_1X_A. Для цього з умови рівноваги моментів сил ваги [78], [288] відносно точки O, записується: $M'=M(l_{10}/l_{11})$.

Таким же чином приводиться центр ваги ударної маси 6 до точки O'_2, яка знаходиться на межі двох циліндричних стержнів $X_AO'_2$ і O'_2X_C. Для цього з умови рівноваги моментів сил ваги [288] відносно точки X_A, записується: $m'_1=m_1(l_{21}/l_{20})$.

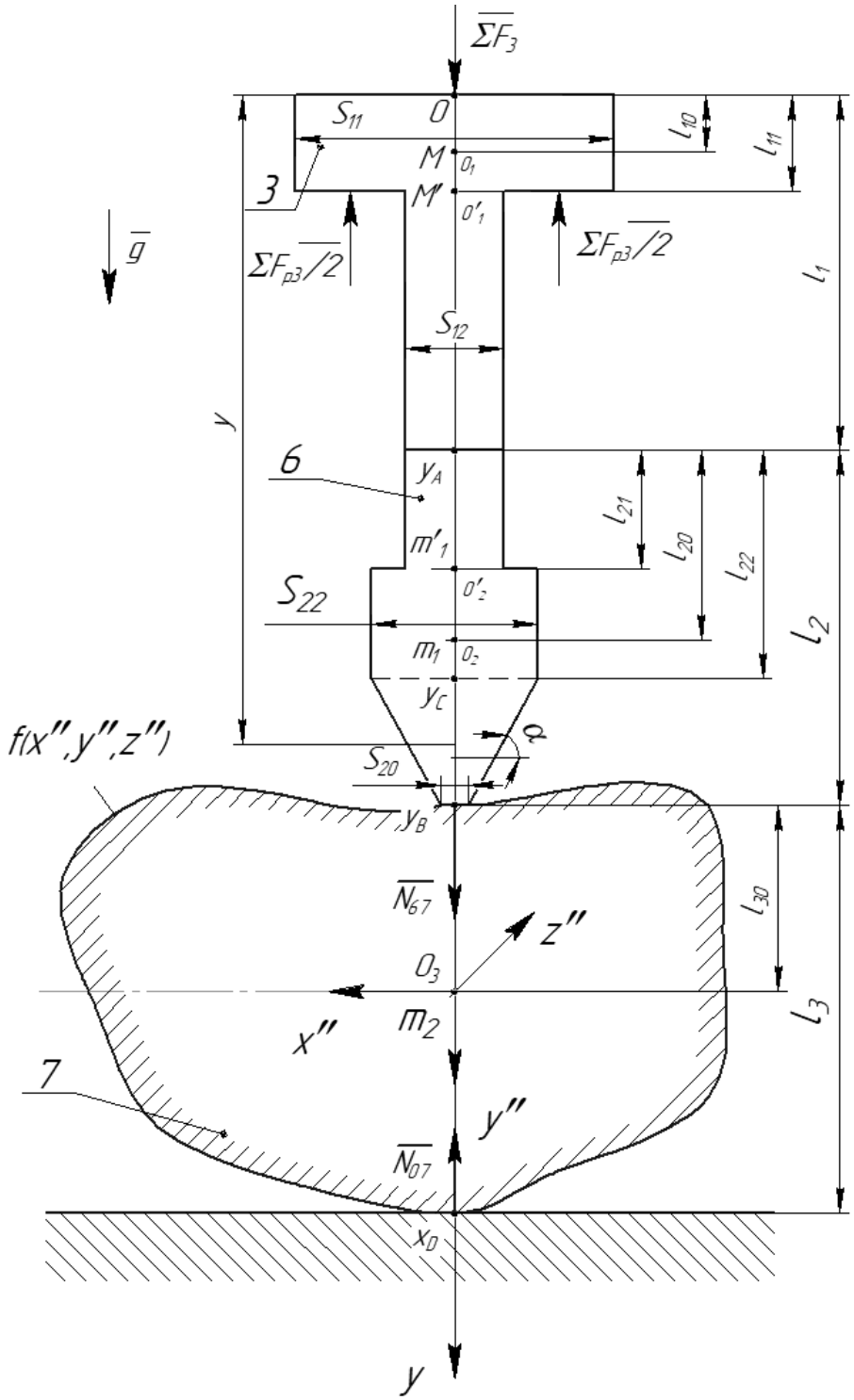


Рисунок 3.6 – Динамічна модель ударної взаємодії інерційної 3 і ударної 6 мас, а також гірської породи 7 на базі моделі Сірса і пружно-пластичної моделі твердого тіла

Для моделювання ударної взаємодії інерційної маси 3, ударної маси 6, а також гірської породи 7 використовується модель Сірса [144], яка поєднує підхід Герца [159], що враховує тільки місцеву деформацію тіл, що співударяються, і підхід Сен-

Венана [174], а також враховує загальну динамічну деформацію тіл при ударі. Рух інерційної маси 3, ударної маси 6, а також гірської породи 7 відбувається вздовж осі y, початок якої розмістимо у точці O.

Рух поперечних перерізів стержнів OO'_1, O'_1X_A, $X_AO'_2$, O'_2X_C, X_CX_B описується хвильовими рівняннями виду:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 u_1(y,t)}{\partial y^2} - \dfrac{1}{a_1^2}\dfrac{\partial^2 u_1(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad 0 \le y \le l_{11}; \\ \dfrac{\partial^2 u_2(y,t)}{\partial y^2} - \dfrac{1}{a_1^2}\dfrac{\partial^2 u_2(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad l_{11} \le y \le l_1; \\ \dfrac{\partial^2 u_3(y,t)}{\partial y^2} - \dfrac{1}{a_2^2}\dfrac{\partial^2 u_3(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad l_1 \le y \le l_1 + l_{21}; \\ \dfrac{\partial^2 u_4(y,t)}{\partial y^2} - \dfrac{1}{a_2^2}\dfrac{\partial^2 u_4(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad l_1 + l_{21} \le y \le l_1 + l_{20}; \\ S(y)\dfrac{\partial^2 u_5(y,t)}{\partial y^2} + \dfrac{\partial S(y)}{\partial y}\dfrac{\partial u_5(y,t)}{\partial y} - \dfrac{S(y)}{a_2}\dfrac{\partial^2 u_5(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad l_{22} \le y \le l_2, \end{cases} \tag{3.71}$$

де $a_1 = \sqrt{E_1 / \rho_1}$, $a_2 = \sqrt{E_2 / \rho_2}$ – швидкість розповсюдження пружної хвилі у матеріалі інерційної маси 3 і ударної маси 6 відповідно; E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів інерційної маси 3 і ударної маси 6 відповідно; ρ_1, ρ_2 – густина матеріалів інерційної маси 3 і ударної маси 6 відповідно; $S(y) = S_{22} - (S_{22} - S_0)\left(\dfrac{y - l_1 - l_{22}}{l_2 - l_{22}}\right)$ – площа поперечного перерізу стержня X_CX_B, положення якого визначається координатою y (див. рис. 3.5); $u_1(y, t)$, $u_2(y, t)$, $u_3(y, t)$, $u_4(y, t)$, $u_5(y, t)$ – повздовжнє переміщення поперечних перерізів ділянок стержнів OO'_1, O'_1X_A, $X_AO'_2$, O'_2X_C, X_CX_B відповідно.

Початкові умови визначають стан стержнів OO'_1, O'_1X_A, $X_AO'_2$, O'_2X_C, X_CX_B і абсолютно твердих тіл при $t=t_0=0$:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial u_1(y,t)}{\partial t} = V_0, \quad \dfrac{\partial u_1(y,t)}{\partial x} = 0, \quad 0 \le y \le l_{11}; \\ \dfrac{\partial u_2(y,t)}{\partial t} = V_0, \quad \dfrac{\partial u_2(y,t)}{\partial x} = 0, \quad l_{11} \le y \le l_1; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dfrac{\partial u_3(y,t)}{\partial t} = 0_0, \quad \dfrac{\partial u_3(y,t)}{\partial x} = 0, \quad l_1 \le y \le l_1 + l_{21}; \\ \dfrac{\partial u_4(y,t)}{\partial t} = 0, \quad \dfrac{\partial u_4(y,t)}{\partial x} = 0, \quad l_1 + l_{21} \le y \le l_1 + l_{20}; \\ \dfrac{\partial u_5(y,t)}{\partial t} = 0, \quad \dfrac{\partial u_5(y,t)}{\partial x} = 0, \quad l_{22} \le y \le l_2; \\ y_{M'}(0) = l_{11}, \quad \dot{y}_{M'}(0) = V_0, \quad y_{m_1}(0) = l_1 + l_{21}, \quad \dot{y}_{m_1}(0) = 0, \end{cases} \tag{3.72}$$

де $y_{M'}(0) = l_{11}$, $y_{m_1}(0) = l_1 + l_{21}$ – координати абсолютно твердих тіл в початковий момент часу; $\dot{y}_{M'}(0) = V_0$, $\dot{y}_{m_1}(0) = 0$ – швидкість абсолютно твердих тіл в початковий момент часу $t=t_0=0$.

Крайові умови визначають наявність сил у перерізі O, а також умови взаємодії стержнів в перерізах X_A, X_B і абсолютно твердих тіл в перерізах O'_1, O'_2, X_C:

$$\begin{cases} -E_1 S_{11} \dfrac{\partial u_1(0,t)}{\partial y} = k y'_0 + c V_0, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_1(0,t)}{\partial y} < 0; \\ M' \ddot{y}_{M'} = -E_1 S_{11} \dfrac{\partial u_1(l_{11},t)}{\partial y} + E_1 S_{12} \dfrac{\partial u_2(l_{11},t)}{\partial y} + M' g - 3 p_0 S_0; & \\ \dfrac{\partial u_1(l_{11},t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_2(l_{11},t)}{\partial t}, & \dot{y}_{M'} = \dfrac{\partial u_1(l_{11},t)}{\partial t}; \\ E_1 S_{12} \dfrac{\partial u_2(l_1,t)}{\partial y} - E_2 S_{12} \dfrac{\partial u_3(l_1,t)}{\partial y} = 0, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_2(l_1,t)}{\partial y} < 0; \\ \dfrac{\partial u_2(l_1,t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_3(l_1,t)}{\partial t}, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_2(l_1,t)}{\partial y} < 0; \\ m'_1 \ddot{y}_{m'_1} = -E_2 S_{12} \dfrac{\partial u_3(l_1 + l_{21},t)}{\partial y} + E_2 S_{22} \dfrac{\partial u_4(l_1 + l_{21},t)}{\partial y} + m'_1 g; & \\ \dfrac{\partial u_3(l_1 + l_{21},t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_4(l_1 + l_{21},t)}{\partial y}, & \dot{y}_{m'_1} = \dfrac{\partial u_3(l_1 + l_{21},t)}{\partial t}; \\ \dfrac{\partial u_4(l_1 + l_{22},t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_{22},t)}{\partial t}, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_1(l_1 + l_{22},t)}{\partial y} < 0; \\ E_2 S_{20} \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_2,t)}{\partial y} - N_{67} = 0, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_2,t)}{\partial y} < 0; \\ \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_2,t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_7(l_1 + l_2,t)}{\partial t}, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_2,t)}{\partial y} < 0. \end{cases} \tag{3.73}$$

Записується загальна математична модель (3.74) технологічного процесу руйнування гірської породи гідроімпульсним ВУ пристроєм на базі ГІП додатково

використовуючи: систему рівнянь Нав'є–Стокса [296], рівняння нерозривності [297] для слабостисненої рідини, а також комплекс системи рівнянь напружено-деформованого стану для гірської породи 7 (див. рис. 3.6). Комплекс системи рівнянь напружено-деформованого стану для гірської породи 7 буде складатися із (див. розд. 3.1): рівнянь рівноваги [212] (залежностей між переміщеннями і деформаціями), рівнянь спільності деформацій [272] і замість закону Гука [151], що використовується в лінійній теорії пружності, застосувати систему рівнянь із теорії пластичності [141].

У цій системі рівнянь (3.74) $\Omega \in R^3$ – тривимірна область (внутрішня порожнина ГІП), в якій рухається робоча рідина; ρ_0 – початкова густина робочої рідини; p_0 – початковий тиск робочої рідини; Q_H – витрата гідравлічного насоса при подачі в напірну порожнину через впускний патрубок; S_0 – площа поперечного перерізу впускного патрубка ГІП; N_{67} – сила реакції ударної маси 6 на гірську породу 7; N_{07} – сила реакції опорної поверхні на гірську породу 7; L_{xy}, L_{xz}, L_{yz} – зовнішній контур об'ємної фігури гірської породи 7, утворений площинами xy, xz та yz відповідно; ρ – середня густина гірської породи 7.

Рівняння гідродинаміки

$$
\begin{cases}
\dfrac{1}{\rho}\dfrac{d\rho}{dt}+\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}=0; \\
\dfrac{\partial V_x}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+V_y\dfrac{\partial V_x}{\partial y'}+V_z\dfrac{\partial V_x}{\partial z'}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial x'}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial x'}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}\right)+ \\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial x'^2}+\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial y'^2}+\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial z'^2}\right); \\
\dfrac{\partial V_y}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_y}{\partial x'}+V_y\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+V_z\dfrac{\partial V_y}{\partial z'}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial y'}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial y'}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}\right)+ \\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial x'^2}+\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial y'^2}+\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial z'^2}\right); \quad \bar{V}\big|_{t=0,z'=0,y'=0,x'=0}=Q_H/S_0; \quad \rho\big|_{t=0,\Omega}=\rho_0; \\
\dfrac{\partial V_z}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_z}{\partial x'}+V_y\dfrac{\partial V_z}{\partial y'}+V_z\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial z'}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial z'}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}\right)+ \\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial x'^2}+\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial y'^2}+\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial z'^2}\right); \quad p\big|_{t=0,\Omega}=p_0+\left(\dfrac{ky_0'}{3S_0}\right); \bar{V}\big|_{d\Omega}=0; \quad \Omega\in R^3;
\end{cases}
\tag{3.74}
$$

Рівняння руху елементів ГПП

$$
\begin{cases}
-M_0\ddot{y} = -M_0 g + k_1(y'_{01} + y'_1) + k(y'_0 + y') - \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_y + c_y\dot{y} + \\
+c_1\dot{y}'_1 + c_2\dot{y}'_2 + c\dot{y}' + k_y y - N_{04y} + N_{06y}; \\
-M_0\ddot{x} = -\iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_x + 2c_x\dot{x} + 2k_x x - N_{06x}; \\
M\ddot{y}_3 = -Mg - k(y'_0 + y') + \iint\limits_{3S_0} p_{S_0}(t)dS - c\left(\dot{y}_3 - \dot{y}'_3\right) + N_{36y}; \\
M_1\ddot{y}_1 = -M_1 g - k_1(y'_{01} + y') + k_2(y'_{02} + y'_1 - y'_2) + \iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS - c_1\dot{y}'_1 - c_1\left(\dot{y}'_1 - \dot{y}_1\right); \\
M_2\ddot{y}_2 = -M_2 g - k_2(y'_{02} + y'_1 - y'_2) + \iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS + c_1\left(\dot{y}' - \dot{y}'_1\right) - c_2\dot{y}'_2 + N_{40y}; \\
m_1\ddot{y}_{11} = -m_1 g - N_{60y} + N_{67y} - N_{63y}; \quad m_1\ddot{x}_{11} = N_{60x};
\end{cases}
$$

Період акумулювання кінетичної енергії

Фаза набору тиску

$$
0 \le t \le t_{нт}
\begin{cases}
\iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS \le k_1 y'_{01}; \quad \iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS \le k_2 y'_{02}; \\
\dot{y}'_1(t) = \dot{y}'_2(t) = 0; \quad 0 \ge y'(t) \ge y'_{\max}; \quad N_{36y} = 0;
\end{cases}
$$

Фаза відкриття

$$
t_{нт} \le t \le t_{сп}
\begin{cases}
\iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS \ge k_1 y'_{01}; \quad \iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS \ge k_2 y'_{02}; \\
0 \ge y'(t) \ge y'_{\max}; \ 0 \ge y'_1(t) \ge y'_{1\max}; \ 0 \ge y'_2(t) \ge y'_{2\max}; \\
N_{40y} = N_{04y} = 0; \ N_{63y} = N_{36y} = 0; \quad N_{40x} = N_{04x} = 0;
\end{cases}
$$

Фаза закриття

$$
t_{сп} \le t \le t_{зк}
$$

$$
\begin{cases}
\iint\limits_{S_{12}} p_{S_{12}}(t)dS \ge k_1 y'_{01}; \quad \iint\limits_{(S_{21}-S_{22})} p_{(S_{21}-S_{22})}(t)dS \ge k_2 y'_{02}; \ N_{40y} = N_{04y} = 0; \\
N_{63y} = N_{36y} = 0; \quad N_{40x} = N_{04x} = 0; \\
0 \le y'(t) \le y'_{\max}; \ 0 \le y'_1(t) \le y'_{1\max}; \ 0 \le y'_2(t) \le y'_{2\max};
\end{cases}
$$

$$t_{зк} \le t \begin{cases} \dfrac{\partial^2 u_1(y,t)}{\partial y^2} - \dfrac{1}{a_1^2}\dfrac{\partial^2 u_1(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad 0 \le y \le l_{11}; \\ \dfrac{\partial^2 u_2(y,t)}{\partial y^2} - \dfrac{1}{a_1^2}\dfrac{\partial^2 u_2(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad l_{11} \le y \le l_1; \\ \dfrac{\partial^2 u_3(y,t)}{\partial y^2} - \dfrac{1}{a_2^2}\dfrac{\partial^2 u_3(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad l_1 \le y \le l_1 + l_{21}; \\ \dfrac{\partial^2 u_4(y,t)}{\partial y^2} - \dfrac{1}{a_2^2}\dfrac{\partial^2 u_4(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad l_1 + l_{21} \le y \le l_1 + l_{20}; \\ S(y)\dfrac{\partial^2 u_5(y,t)}{\partial y^2} + \dfrac{\partial S(y)}{\partial y}\dfrac{\partial u_5(y,t)}{\partial y} - \dfrac{S(y)}{a_2}\dfrac{\partial^2 u_5(y,t)}{\partial t^2} = 0, \quad l_{22} \le y \le l_2; \end{cases}$$

Період ударної взаємодії

$$\begin{cases} -E_1 S_{11}\dfrac{\partial u_1(0,t)}{\partial y} = k y_0' + c V_0, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_1(0,t)}{\partial y} < 0; \\ M' \ddot{y}_{M'} = -E_1 S_{11}\dfrac{\partial u_1(l_{11},t)}{\partial y} + E_1 S_{12}\dfrac{\partial u_2(l_{11},t)}{\partial y} + M' g - 3 p_0 S_0; \\ \dfrac{\partial u_1(l_{11},t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_2(l_{11},t)}{\partial t}, & \dot{y}_{M'} = \dfrac{\partial u_1(l_{11},t)}{\partial t}; \\ E_1 S_{12}\dfrac{\partial u_2(l_1,t)}{\partial y} - E_2 S_{12}\dfrac{\partial u_3(l_1,t)}{\partial y} = 0, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_2(l_1,t)}{\partial y} < 0; \\ \dfrac{\partial u_2(l_1,t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_3(l_1,t)}{\partial t}, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_2(l_1,t)}{\partial y} < 0; \\ m_1' \ddot{y}_{m_1'} = -E_2 S_{12}\dfrac{\partial u_3(l_1 + l_{21},t)}{\partial y} + E_2 S_{22}\dfrac{\partial u_4(l_1 + l_{21},t)}{\partial y} + m_1' g; \\ \dfrac{\partial u_3(l_1 + l_{21},t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_4(l_1 + l_{21},t)}{\partial y}, & \dot{y}_{m_1'} = \dfrac{\partial u_3(l_1 + l_{21},t)}{\partial t}; \\ \dfrac{\partial u_4(l_1 + l_{22},t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_{22},t)}{\partial t}, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_1(l_1 + l_{22},t)}{\partial y} < 0; \\ E_2 S_{20}\dfrac{\partial u_5(l_1 + l_2,t)}{\partial y} - N_{67} = 0, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_2,t)}{\partial y} < 0; \\ \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_2,t)}{\partial t} = \dfrac{\partial u_7(l_1 + l_2,t)}{\partial t}, & \text{якщо} \quad \dfrac{\partial u_5(l_1 + l_2,t)}{\partial y} < 0; \end{cases}$$

Період ударної взаємодії

$$\begin{cases} \dfrac{\partial u_1(y,t)}{\partial t} = V_0, \quad \dfrac{\partial u_1(y,t)}{\partial x} = 0, \quad 0 \le y \le l_{11}; \\ \dfrac{\partial u_2(y,t)}{\partial t} = V_0, \quad \dfrac{\partial u_2(y,t)}{\partial x} = 0, \quad l_{11} \le y \le l_1; \\ \dfrac{\partial u_3(y,t)}{\partial t} = 0_0, \quad \dfrac{\partial u_3(y,t)}{\partial x} = 0, \quad l_1 \le y \le l_1 + l_{21}; \\ \dfrac{\partial u_4(y,t)}{\partial t} = 0, \quad \dfrac{\partial u_4(y,t)}{\partial x} = 0, \quad l_1 + l_{21} \le y \le l_1 + l_{20}; \\ \dfrac{\partial u_5(y,t)}{\partial t} = 0, \quad \dfrac{\partial u_5(y,t)}{\partial x} = 0, \quad l_{22} \le y \le l_2; \\ y_{M'}(0) = l_{11}, \quad \dot{y}_{M'}(0) = V_0, \quad y_{m_1}(0) = l_1 + l_{21}, \quad \dot{y}_{m_1}(0) = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \dfrac{\partial u_7}{\partial x''}; \quad \varepsilon_y = \dfrac{\partial v_7}{\partial y''}; \quad \varepsilon_z = \dfrac{\partial w_7}{\partial z''}; \\ \gamma_{xy} = \dfrac{\partial u_7}{\partial y''} + \dfrac{\partial v_7}{\partial x''}; \quad \gamma_{yz} = \dfrac{\partial v_7}{\partial z''} + \dfrac{\partial w_7}{\partial y}; \quad \gamma_{zx} = \dfrac{\partial w_7}{\partial x''} + \dfrac{\partial u_7}{\partial z''}; \end{cases}$$

$$\int_0^{S_{20}} \sigma_{xy} dS = N_{67}, \quad y'' = -l_{30}, \quad N_{06y} = 0;$$

$$\begin{cases} \dfrac{\partial \sigma_x}{\partial x''} + \dfrac{\partial \tau_{yx}}{\partial y''} + \dfrac{\partial \tau_{zx}}{\partial z''} - \rho \dfrac{\partial^2 u_7}{\partial t^2} = 0; \\ \dfrac{\partial \tau_{xy}}{\partial x''} + \dfrac{\partial \sigma_y}{\partial y''} + \dfrac{\partial \tau_{zy}}{\partial z''} + \dfrac{m_2 g}{V_7} - \rho \dfrac{\partial^2 v_7}{\partial t^2} = 0, \quad \dfrac{\partial v_7(l_3 - l_{30}, t)}{\partial t} = 0; \\ \dfrac{\partial \tau_{xz}}{\partial x''} + \dfrac{\partial \tau_{yz}}{\partial y''} + \dfrac{\partial \sigma_z}{\partial z''} - \rho \dfrac{\partial^2 w_7}{\partial t^2} = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \oint\limits_{L_{xy}} \left(\dfrac{\partial u_7}{\partial x''} dx'' + \dfrac{\partial u_7}{\partial y''} dy'' \right) = 0; \quad \oint\limits_{L_{xy}} \left(\dfrac{\partial v_7}{\partial x''} dx'' + \dfrac{\partial v_7}{\partial y''} dy'' \right) = 0; \\ \oint\limits_{L_{xz}} \left(\dfrac{\partial u_7}{\partial x''} dx'' + \dfrac{\partial u_7}{\partial z''} dz'' \right) = 0; \quad \oint\limits_{L_{xz}} \left(\dfrac{\partial w_7}{\partial x''} dx'' + \dfrac{\partial w_7}{\partial z''} dz'' \right) = 0; \\ \oint\limits_{L_{yz}} \left(\dfrac{\partial v_7}{\partial y''} dx'' + \dfrac{\partial v_7}{\partial z''} dz'' \right) = 0; \quad \oint\limits_{L_{yz}} \left(\dfrac{\partial w_7}{\partial y''} dx'' + \dfrac{\partial w_7}{\partial z''} dz'' \right) = 0; \end{cases}$$

Період ударної взаємодії

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y''^2} + \dfrac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x''^2} - \dfrac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x'' \partial y''} = 0; \\ \dfrac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z''^2} + \dfrac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial y''^2} - \dfrac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y'' \partial z''} = 0; \\ \dfrac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x''^2} + \dfrac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z''^2} - \dfrac{\partial^2 \gamma_{zx}}{\partial z'' \partial x''} = 0; \end{cases} \begin{cases} 2\dfrac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y'' \partial z''} - \dfrac{\partial}{\partial x''}\left(\dfrac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z''} - \dfrac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x''} + \dfrac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y''} \right) = 0; \\ 2\dfrac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z'' \partial x''} - \dfrac{\partial}{\partial y''}\left(\dfrac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x''} - \dfrac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y''} + \dfrac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z''} \right) = 0; \\ 2\dfrac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x'' \partial y''} - \dfrac{\partial}{\partial y''}\left(\dfrac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y''} - \dfrac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z''} + \dfrac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x''} \right) = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} d\varepsilon_x = \dfrac{1}{E}\left[d\sigma_x - \mu\left(d\sigma_y + d\sigma_z \right) \right] + \dfrac{3}{2}\dfrac{d\overline{\varepsilon_i^n}}{\sigma_i}\left(\sigma_x - \sigma_{cp} \right); \\ d\varepsilon_y = \dfrac{1}{E}\left[d\sigma_y - \mu\left(d\sigma_x + d\sigma_z \right) \right] + \dfrac{3}{2}\dfrac{d\overline{\varepsilon_i^n}}{\sigma_i}\left(\sigma_y - \sigma_{cp} \right); \\ d\varepsilon_z = \dfrac{1}{E}\left[d\sigma_z - \mu\left(d\sigma_x + d\sigma_y \right) \right] + \dfrac{3}{2}\dfrac{d\overline{\varepsilon_i^n}}{\sigma_i}\left(\sigma_z - \sigma_{cp} \right); \\ d\gamma_{xy} = \dfrac{1}{G} d\tau_{xy} + 3\dfrac{d\overline{\varepsilon_i^n}}{\sigma_i}\tau_{xy}; \quad d\gamma_{xz} = \dfrac{1}{G} d\tau_{xz} + 3\dfrac{d\overline{\varepsilon_i^n}}{\sigma_i}\tau_{xz}; \quad d\gamma_{yz} = \dfrac{1}{G} d\tau_{yz} + 3\dfrac{d\overline{\varepsilon_i^n}}{\sigma_i}\tau_{yz}. \end{cases}$$

3.2.4 Математична модель технологічного процесу занурення паль навісним віброударним пристроєм

Для розробки математичної моделі технологічного процесу занурення паль навісним ВУ пристроєм на базі ГІП (див. додаток А) використовуються методи механореологічної феноменології [298], і диференціальні рівняння напружено-деформованого стану тіл [299].

На рисунку 3.7 представлені трикомпонентні (плоскі багатомасові) інерційні моделі із нестриманими контактами між масами, які дозволяють моделювати рух елементів ГІП віброударного пристрою для занурення паль (див. розд. 3.1).

Вводяться абсолютна *xOyz* і рухома системи координат *x'O'y' z'*, жорстко зв'язані із корпусом 1 навісного ВУ пристрою масою M_0, і рухома система координат *x"O"y" z"*, жорстко зв'язана із занурюваною палею 13 (див. рис. 3.7).

Математичну модель технологічного процесу занурення паль навісним ВУ пристроєм на базі ГІП доцільно розглядати як таку, що складається з двох періодів

(див. розд. 3.2.3): період акумулювання кінетичної енергії і період ударної взаємодії інерційної маси 3 по занурюваній палі 13 в ґрунт 14 [104].

Період акумулювання кінетичної енергії технологічного процесу руйнування гірської породи гідроімпульсним ВУ пристроєм складається із характерних робочих рухів запірних елементів 5–7 та інерційної маси 4. У свою чергу період ударної взаємодії характеризується в'язко-пластичними деформаціями ґрунту 14 і напружено-деформованого стану палі 13.

Розглянемо детальніше робочий період акумулювання кінетичної енергії. Запишемо рівняння руху для корпусу 1 ВУ пристрою масою M:

$$\begin{cases} -M_0\ddot{y} = -M_0 g + k_1(y'_{01} + y'_1) + k_3(y'_{03} + y'_3) + k(y'_0 + y') - \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_y + c_y\dot{y} + \\ +c_1\dot{y}'_1 + c_3\dot{y}'_3 + c\dot{y}' - N_{05y} - N_{08y} - N_{03y}; \\ -M_0\ddot{x} = -\iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_x + 2c_x\dot{x} + 2k_x x - k''_2\left(x''_{02} - x'_2\right) + k'_2\left(x'_{02} + x'_2\right) + k_4(x'_{04} + x'_4) + \\ +c_2\dot{x}_{02} - c_4\dot{x}'_4 - N_{06x}, \end{cases} \tag{3.75}$$

де $p_{\tilde{S}}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній порожнині гідравлічних каналів віброударного пристрою; $\iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_y$, $\iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_x$ – відповідні складові сил, що діють на внутрішню поверхню $\tilde{S}$ порожнини гідравлічних каналів ВУ пристрою; c_1 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками корпусу ВУ пристрою 1 і клапаном другого каскаду 5; c_2 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками корпусу ВУ пристрою 1 і клапаном першого каскаду 6; c_3 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками корпусу ВУ пристрою 1 і зворотного клапану 8; c_4 – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками корпусу ВУ пристрою 1 і гідроакумулятором 7; c – коефіцієнт сил в'язкого тертя між стінками корпусу ВУ пристрою 1 та інерційною масою 4; c_y, c_x – вертикальна і горизонтальна складові коефіцієнта сил в'язкого тертя демпфуючої складової амортизуючого вузла, який з'єднує гідроімпульсний ВУ пристрій із стрілою транспортного засобу 2 [192]; N_{05y} – вертикальна складова сил реакції циліндричної опори клапана другого каскаду 5 на корпус двокаскадного клапана-пульсатора; N_{08y} – вертикальна складова сил реакції зворотного клапану 8 на конічну

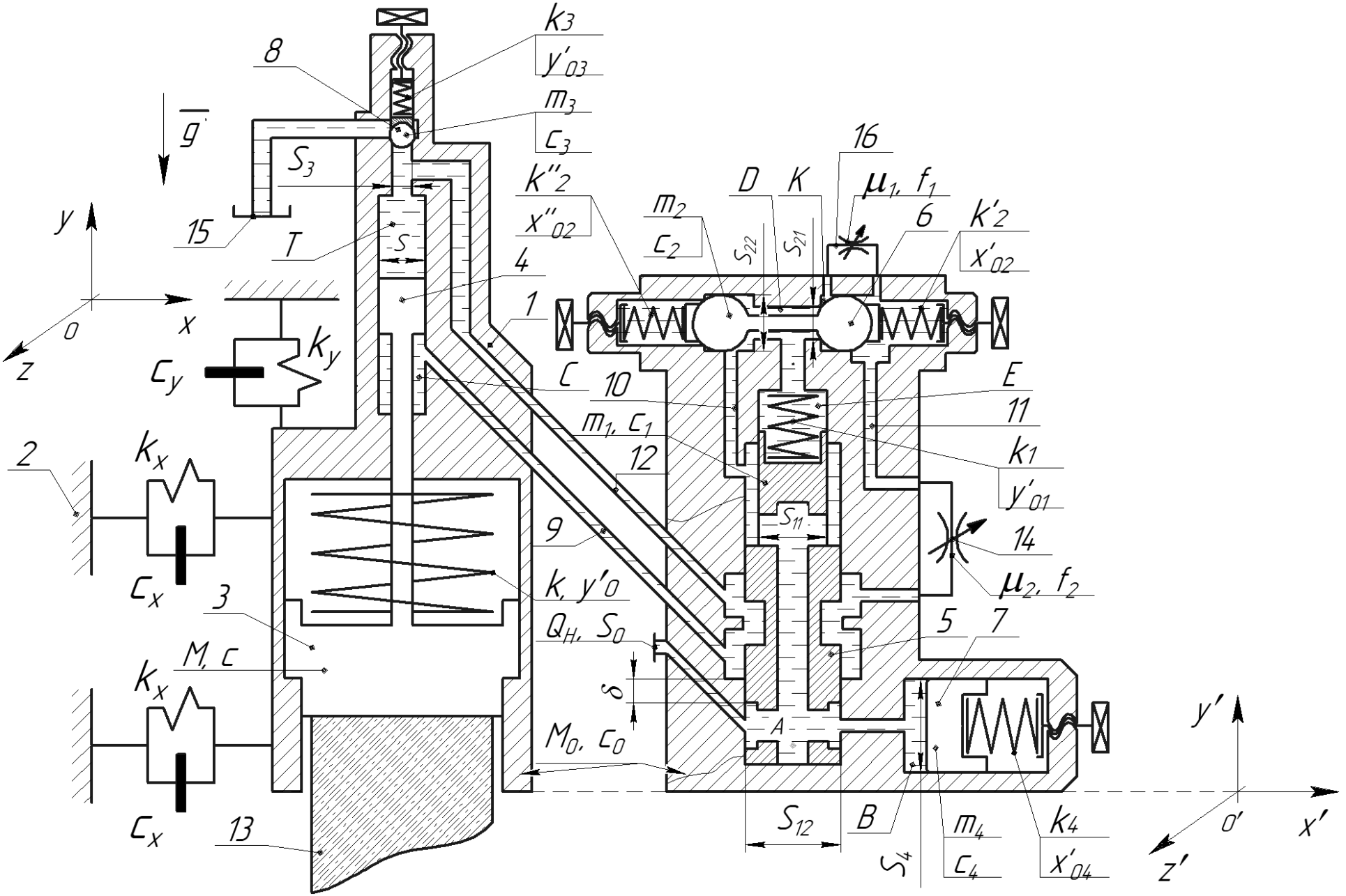


Рисунок 3.7 – Динамічна модель технологічного процесу занурення паль ВУ пристроєм на базі ГІП

опору корпусу ВУ пристрою 1; N_{03y} – сила реакції інерційної маси 3 на корпус ВУ пристрою 1; N_{06x} – горизонтальна складова сил реакції клапана першого каскаду 6 на корпус ВУ пристрою 1; k_1 – жорсткість пружини клапана другого каскаду 5; k'_2, k''_2 – жорсткість пружин клапана першого каскаду 6; k_3 – жорсткість пружини зворотного клапана 8; k_4 – жорсткість пружини гідроакумулятора 7; k – жорсткість пружини інерційної маси 3; k_y, k_x – вертикальна і горизонтальна складові жорсткості пружної складової амортизуючого вузла, який з'єднує гідроімпульсний ВУ пристрій із стрілою транспортного засобу 2 [192]; y'_{01} – попередній натяг пружини клапана першого каскаду 5; y'_0 – попередній натяг пружини інерційної маси 3; x''_{02}, x'_{02} – попередній натяг пружин клапана першого каскаду 6; y'_{03} – попередній натяг пружини зворотного клапана 8; x'_{04} – попередній натяг пружини гідроакумулятора 7.

Рівняння руху для інерційної маси 3 вагою Mg:

$$M\ddot{y}_0 = -Mg - k(y'_0 + y'_0) + \iint_S p_S(t)dS - c\dot{y}'_0 + N_{30y}, \qquad (3.76)$$

де $p_S(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішній напірній C і зливній T порожнинах ВУ пристрою 1; $\iint_S p_S(t)dS$ – відповідні складові сил, що діють на внутрішні поверхні S плунжера 4 інерційної маси 3; N_{30y} – сила реакції корпуса ВУ пристрою 1 на інерційну масу 3.

Оскільки клапан першого каскаду 6 по осі y рухається спільно із корпусом навісного ВУ пристрою 1, тому записується рівняння руху для клапана першого каскаду 6 масою m_2 по осі x:

$$m_2\ddot{x}_2 = k''_2\left(x''_{02} - x'_2\right) - k'_2\left(x'_{02} + x'_2\right) - c_2\dot{x}'_2 + \iint_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS + N_{60x}, \qquad (3.77)$$

де $p_{S_{22}-S_{21}}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх напірних порожнинах D і K двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS$ – відповідні складові сил, що діють на внутрішню поверхню S_{22}–S_{21} клапана першого каскаду 6;

N_{60x} – горизонтальна складова сил реакції корпусу ВУ пристрою 1 на клапан першого каскаду 6.

Рівняння руху для клапану другого каскаду 5 масою m_1:

$$m_1\ddot{y}_1 = -m_1 g - k_1(y'_{01} + y'_1) - c_1\dot{y}'_1 + \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS + N_{50y}, \qquad (3.78)$$

де $p_{(S_{12}-S_{11})}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх напірних порожнинах *A*, *E* двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS$ – відповідні складові сил, що діють на площу S_{12}–S_{11} поверхні клапана другого каскаду 5; N_{50y} – вертикальна складова сил реакції корпусу ВУ пристрою 1 на нижню циліндричну поверхню клапана другого каскаду 5.

Оскільки клапан плунжер гідроакумулятора 7 по осі *y* рухається спільно із корпусом навісного ВУ пристрою 1, тому записуються рівняння руху для плунжера гідроакумулятора 7 масою m_4 по осі *x*:

$$m_4\ddot{x}_4 = -k_4\left(x'_{04} + x'_4\right) - c_4\dot{x}'_4 + \iint\limits_{S_4} p_{S_4}(t)dS, \qquad (3.79)$$

де $p_{S_{22}-S_{21}}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх напірних порожнинах *D* і *K* двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint\limits_{S_4} p_{S_4}(t)dS$ – відповідні складові сил, що діють на внутрішню поверхню S_4 плунжера гідроакумулятора 7.

Рівняння руху для зворотного клапана 8 масою m_3:

$$m_3\ddot{y}_3 = -m_3 g - k_3(y'_{03} + y'_3) - c_3\dot{y}'_3 + \iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS + N_{80y}, \qquad (3.80)$$

де $p_{S_3}(t)$ – функція зміни тиску робочої рідини у внутрішніх напірних порожнинах *A*, *E* двокаскадного клапана-пульсатора; $\iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS$ – відповідні складові сил, що діють на площу S_3 поверхні зворотного клапана 8; N_{80y} – вертикальна складові сил реакції корпусу ВУ пристрою 1 на конічну поверхню зворотного клапана 8.

У цьому випадку є нехтування інерційними силами робочої рідини, що діють на робочі органи гідроімпульсного ВУ пристрою, як такими, що несуть незначний вклад у зміну руху пристрою в цілому.

Для того, щоб повністю була записана математична модель роботи гідроімпульсного ВУ пристрою, необхідно, щоб була розглянута робота ГІП по відповідних робочих фазах двокаскадного клапана-пульсатора.

1) Фаза набору тиску. На цій фазі клапан першого 6 і другого каскаду 5, а також інерційна маса 3 із зворотним клапаном 8 знаходяться в стані спокою, а клапан другого каскаду 5 перекриває напірні порожнини *A* і *C*, що спричиняє підвищення тиску в порожнині *B* гідроакумулятора 7. При цьому порожнина *A* сполучається із порожнинами *D* і *E* через напірні канали 10.

Для цієї фази $0 \le t \le t_{нт}$ записуються такі початкові умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS \le k_2''x_{02}'' - k_2'x_{02}'; \quad \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS \le k_1 y_{01}'; \quad \iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS \le k_3 y_{03}'; \\ \dot{y}_0'(t) = \dot{y}_1'(t) = \dot{y}_3'(t) = 0; \quad \dot{x}_2'(t) = 0; \quad 0 \le x_4'(t) \le x_{4\max}', \end{cases} \tag{3.81}$$

де $x_{4\max}'$ – максимальний хід плунжера гідроакумулятора 7.

2) Фаза спрацювання клапана-пульсатора. На цій фазі відбувається відкриття клапана першого каскаду 6, бо тиск в порожнині *D*, що діє на робочу площу S_{22}–S_{21} зрівнявся із силою налагодження пружин $k_2''x_{02}'' - k_2'x_{02}'$. Відкриття клапана першого каскаду 6 спричиняє падіння тиску в порожнині *E*, що викликає перепад тиску на робочій площі S_{12}–S_{11} клапана другого каскаду 5 і заставляє його рухатись вверх.

Для цієї фази $t_{нт} \le t \le t_{сп}$ записуються такі початкові умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS \ge k_2''x_{02}'' - k_2'x_{02}'; \quad \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS \ge k_1 y_{01}'; \\ \iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS \le k_3 y_{03}'; \ \dot{y}_0'(t) = \dot{y}_3'(t) = 0; \ 0 \le y_1'(t) \le \delta; \ N_{60x} = N_{06x} = 0; \\ 0 \le x_2'(t) \le x_{2\max}'; \quad 0 \le x_4'(t) \le x_{4\max}'; \quad N_{05y} = N_{50y} = 0, \end{cases} \tag{3.82}$$

де $x_{2\max}'$ – максимальний хід клапана першого каскаду 6; δ – перекриття клапана другого каскаду 5.

3) Фаза підйому інерційної маси 3. На цій фазі відбувається сполучення напірних порожнин *A*, *B* із порожниною *C*. При цьому внутрішні порожнини *D*, *K*, *E* з'єднані через зливні лінії 11 і 12 і дросель 14 із зливною порожниною *T*. Сполучення порожнин *A*, *B* і *C* через поршень 4 заставляє інерційну масу 3 рухатись вверх.

Для цієї фази $t_{сп} \le t \le t_{пд}$ записуються такі початкові умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS \ge k_2''x_{02}'' - k_2'x_{02}'; \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS \ge k_1y_{01}'; \iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS \ge k_3y_{03}'; \\ \delta \le y_1'(t) \le y_{1\max}'; \ 0 \le x_2'(t) \le x_{2\max}'; \ 0 \le x_4'(t) \le x_{4\max}'; \ 0 \le y_0'(t) \le y_{0\max}'; \\ 0 \le y_3'(t) \le y_{3\max}'; N_{05y} = N_{50y} = 0; \ N_{06x} = N_{60x} = 0; N_{08y} = N_{80y} = 0; N_{30y} = N_{03y} = 0, \end{cases} \quad (3.83)$$

де $y_{1\max}'$ – максимальний хід клапана другого каскаду 5; $y_{0\max}'$ – максимальний хід інерційної маси 3; $y_{3\max}'$ – максимальний хід зворотного клапану 8.

4) Фаза опускання інерційної маси 3. На цій фазі відбувається падіння тиску в порожнині *C* і через гідролінії 9, 12 робоча рідина перетікає у зливну порожнину *T* і відповідно у гідробак 15. При цьому клапан першого каскаду 6 повертається у вихідне положення, що спричиняє перекриття порожнин *K* і *D*, при цьому дросель 16 дозволяє зливатись робочій рідині у зливну лінію 11. Після перекриття порожнин *K* і *D* тиск у порожнині *E* падає, що заставляє клапан другого каскаду 5 повертись у початкове положення.

Для цієї фази $t_{пд} \le t \le t_{оп}$ записуються такі початкові умови:

$$\begin{cases} \iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS \ge k_2''x_{02}'' - k_2'x_{02}'; \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS \ge k_1y_{01}'; \iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS \ge k_3y_{03}'; \\ 0 \le y_1'(t) \le y_{1\max}'; \ 0 \le x_2'(t) \le x_{2\max}'; \ 0 \le x_4'(t) \le x_{4\max}'; \ 0 \le y_0'(t) \le y_{0\max}'; \\ 0 \le y_3'(t) \le y_{3\max}'; N_{05y} = N_{50y} = 0; \ N_{06x} = N_{60x} = 0; N_{08y} = N_{80y} = 0; N_{30y} = N_{03y} = 0. \end{cases} \quad (3.84)$$

Розглядається період $t_{оп} \le t \le t_{зн}$ ударної взаємодії інерційної маси 3, занурюваної палі 13 із ґрунтом 17. Експериментальні дослідження процесу ударного занурення паль [268] показують, що процес занурення відбувається таким чином. Під час інерційного переміщення занурюваної палі 13 відбувається деформація ґрунту 17, що контактує із конічною поверхнею занурюваної палі із внутрішнім кутом конуса α.

Багатократні частотні деформації контактуючого шару ґрунту 17 сприяють розкриттю внутрішніх тріщин і накопиченню залишкових деформацій, які у результаті знижують напруження руйнування і сприяють відносному переміщенню із подальшим ущільненням контактуючих шарів ґрунту 17 із поверхнею занурюваної палі 13.

Із врахуванням наведених закономірностей процесу занурення розроблено феноменологічну модель шару ґрунту (рис. 3.8), який піддається ударному навантаженню від конічної поверхні занурюваної палі 13 і дозволяє моделювати пружно-пластичні деформації ґрунту і напружено-деформований стан занурюваної в ґрунт палі (див. розд. 3.1).

Модель ґрунту представляє собою тримасове пружно-в'язко-пластичне реологічне тіло [278]. Загальна маса шару ґрунту m зосереджується в трьох елементах моделі – центральному ядрі маси $(1–\xi)m$ і двох коливальних мас ($(1–\xi)m$ – маса (ядро) моделі, що не бере участі в коливаннях). Оскільки шар ґрунту представляє собою систему із розподіленими інерційними, пружними і пластичними властивостями де в процесі ударної взаємодії по ньому розповсюджується хвиля, у реологічній моделі із дискретними масами для опису цього складного процесу приймається приведена маса $\lambda\xi m$, що бере участь у коливаннях і складає тільки частину загальної маси шару ґрунту m. У нашому випадку λ – це частина від загальної маси шару ґрунту, яка розташована безпосередньо біля поверхні занурюваної палі; ξ – це частина маси шару ґрунту, яка розташована в центральному ядрі коливальної маси. Пружні деформації моделі відтворюються радіально розподіленими пружними елементами із вертикальними і горизонтальними складовими коефіцієнтами жорсткості k_y і k_x відповідно. Розсіювання енергії (гістерезисні втрати) [114] в області пружних деформацій моделі реалізується демпферами із вертикальними і горизонтальними складовими коефіцієнтами в'язких опорів c_x і c_y відповідно, включеними паралельно пружним елементам. Пластичні деформації із зміцненням моделюються клиновими елементами, що характеризуються із вертикальними і горизонтальними складовими коефіцієнтами

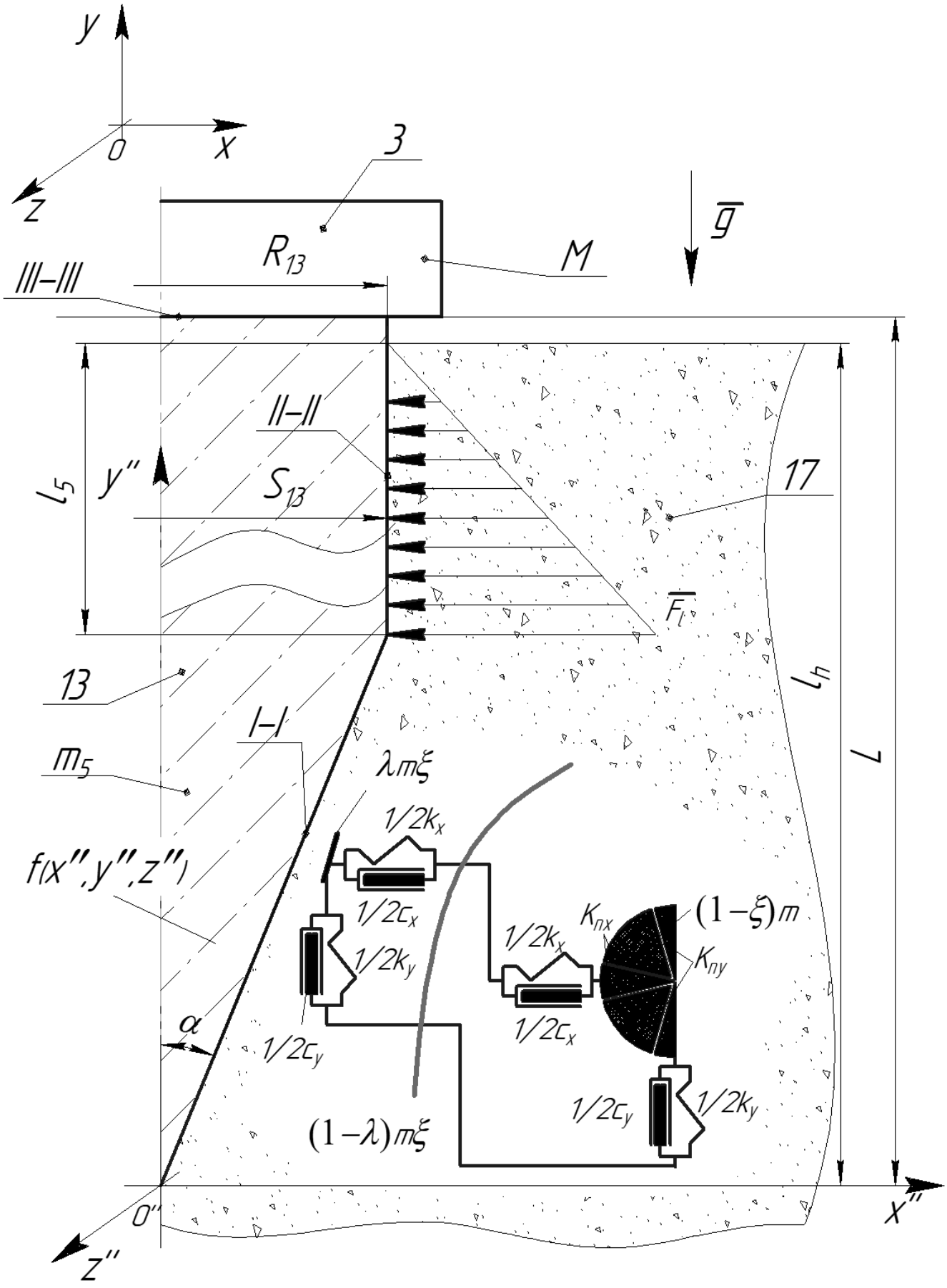


Рисунок 3.8 – Динамічна модель ВУ занурення палі 13 на базі феноменологічної моделі ґрунту і пружно-пластичної моделі твердого тіла

пластичної деформації $K_{пу}$ і $K_{пх}$. Процес тертя моделі по поверхні занурюваної палі оцінюється коефіцієнтами статичного і динамічного тертя $\mu_{ст}$ і μ.

Рухома система координат $x''Oy''z''$ розташовується із занурюваною палею 13. Необхідно розглянути взаємодію шару ґрунту 17 тільки із одним концентричним сектором занурюваної палі 13, що цілком допустимо, бо з іншими він взаємодіє аналогічно. При цьому в напрямку осі x центр ваги шару ґрунту не переміщується. У цьому випадку в коливаннях бере участь тільки частина шару ξm, що взаємодіє із поверхнею виділеного сектора занурюваної палі 13.

Таким чином, процес деформації (руйнування) і переміщення двомасової моделі шару ґрунту в проекціях на осі x, y на стадії $t_{оп} \le t \le t_{пвд}$ пружно-в'язкої деформації шару ґрунту буде описуватись такою системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} (1-\lambda)\xi m\ddot{x} = N_{13,17x} - c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0); \\ (1-\lambda)\xi m\ddot{y} = N_{13,17y} - c_y(\dot{y} - \dot{y}_0) - k_y(y - y_0), \end{cases} \tag{3.85}$$

де $(1-\lambda)\xi m$ – коливальна вільна маса шару ґрунту 17; x, y – переміщення маси $(1-\lambda)\xi m$ в напрямку осей x, y; x_0, y_0 – переміщення маси $\lambda\xi m$ в напрямку осей x_0, y_0; $N_{13,17y(x)}$ – складові сил реакції палі 13 із ґрунтом 17 від взаємодії із конічною поверхнею *I–I*.

Пружно-в'язкі деформації шару ґрунту будуть відбуватись до тих пір, поки не будуть досягнуті напруження, що відповідають початку пластичних деформацій. Пластичні деформації шару ґрунту починаються при виконанні умови:

$$\begin{cases} c_x\dot{x} + k_x x = k_{пх} x_к^{ув}; \\ c_y\dot{y} + k_y y = k_{пу} x_к^{ув}, \end{cases} \tag{3.86}$$

де $x_к^{пв}$, $y_к^{пв}$ – пружно-в'язка деформація шару ґрунту до початку пластичних деформацій.

Пластичні деформації шару ґрунту 17 на стадії $t_{пвд} \le t \le t_{плд}$ описуються рівняннями:

$$\begin{cases}(1-\lambda)\xi m\ddot{x} = N_{13,17x} - k_{nx}(x - x_к^{nв});\\ (1-\lambda)\xi m\ddot{y} = N_{13,17y} - k_{ny}(y - y_к^{nв}).\end{cases} \quad (3.87)$$

Ковзання шару ґрунту по конічній поверхні занурюваної палі 17 може розпочатися в тому випадку, якщо сили пружно-в'язкої або пластичної деформації перевищать сили тертя по поверхні занурюваної палі 17. Сили $N_{13,17x}\sin\alpha$, $N_{13,17y}\cos\alpha$ діють в площині поверхні занурюваної палі 17, деформують шар ґрунту і прагнуть перемістити його по поверхні занурюваної палі 17. Сили $N_{13,17x}\cos\alpha$, $N_{13,17y}\sin\alpha$ діють в перпендикулярному напрямку, вони також деформують шар ґрунту 17, ущільнюючи його. Шар ґрунту може знаходитись у контакті з занурюваною палею 13 тільки за умови, що сумарна зсувна сила $N_{13,17x}\sin\alpha + N_{13,17y}\cos\alpha$ не перевищує за абсолютною величиною граничного значення сили статичного тертя $\mu_{ст}\left(N_{13,17x}\cos\alpha - N_{13,17y}\sin\alpha\right)$. Якщо зсувна сила перевищить силу статичного тертя, шар ґрунту почне ковзати по поверхні занурюваної палі 13.

Умова початку ковзання шару ґрунту 17 записується таким чином:

– на стадії $t_{пл\partial} \le t \le t_{пвк}$ пружно-в'язких деформацій

$$\begin{cases}\left|c_x\dot{x} + k_x x + N_{13,17x}\right| = \left|\mu_x N_{13,17y}\right|;\\ \left|c_y\dot{y} + k_y y + N_{13,17y}\right| = \left|\mu_y N_{13,17x}\right|,\end{cases} \quad (3.88)$$

– на стадії $t_{пвк} \le t \le t_{зн}$ пластичних деформацій

$$\begin{cases}\left|c_x\dot{x}_к^{yв} + k_x x_к^{nв} + k_{nx}\left(x - x_к^{nв}\right) + N_{13,17x}\right| = \left|\mu_x N_{13,17x}\right|;\\ \left|c_y\dot{y}_k^{yв} + k_y y_k^{nв} + k_{ny}\left(y - y_k^{nв}\right) + N_{13,17y}\right| = \left|\mu_y N_{13,17y}\right|.\end{cases} \quad (3.89)$$

Рівняння ковзання шару ґрунту 17 відносно поверхні занурюваної пал 13 на стадії пластичних деформацій:

$$\begin{cases} \lambda\xi m\ddot{x}_0 - c_x(\dot{x}_k^{пв} - \dot{x}_0) - k_x\left(x_k^{пв} - x_0\right) - k_{nx}\left(x - x_k^{ув} + x_0\right) = \\ = N_{13,17x} - sign(\dot{x} - \dot{x}_0)\mu_x N_{13,17y}; \\ \lambda\xi m\ddot{y}_0 - c_y(\dot{y}_k^{пв} - \dot{y}_0) - k_y\left(y_k^{пв} - y_0\right) - k_{ny}\left(y - y_k^{пв} + y_0\right) = \\ = N_{13,17y} - sign(\dot{y} - \dot{y}_0)\mu_y N_{13,17x}. \end{cases} \tag{3.90}$$

У наслідок того, що в систему рівнянь (3.90) входить сила сухого тертя, ці рівняння є нелінійними. У залежності від знаку відносної швидкості руху шару ґрунту 17 сила тертя змінює свій напрямок, що відповідним чином враховано у таких рівняннях:

$$sign(\dot{x} - \dot{x}_0) = \begin{cases} +1 & \text{при} \quad \dot{x} - \dot{x}_0 > 0; \\ -1 & \text{при} \quad \dot{x} - \dot{x}_0 < 0; \end{cases} \tag{3.91}$$

$$sign(\dot{y} - \dot{y}_0) = \begin{cases} +1 & \text{при} \quad \dot{y} - \dot{y}_0 > 0; \\ -1 & \text{при} \quad \dot{y} - \dot{y}_0 < 0. \end{cases} \tag{3.92}$$

Сила сухого тертя змінюється також в залежності від величини реакції шару ґрунту 17 на поверхню занурюваної палі 13. Тому в наведених рівняннях значення реакцій шару ґрунту 17 в напрямку осей x, y, N_x, N_y повинні підставлятися у відповідності із характером деформацій, які мають місце в момент ковзання при пружно-в'язких і пластичних деформаціях.

Записуються рівняння руху для осі y палі 13 ВУ пристрою масою m_5:

$$-m_5\ddot{y} = -m_5 g - N_{3,13} + N_{17,13}\sin\alpha + \mu_y N_{17,13} + \mu_y \int_0^{l_5} F_l l dy, \tag{3.93}$$

де $\int_0^{l_5} F_l l dy$ – сила реакції ґрунту 17 при взаємодії з палею 13 по вертикальній площині *II–II*; $N_{17,13}$ – складова сил реакції ґрунту 17 при взаємодії із конічною поверхнею *I–I* палі 13; $N_{3,13}$ – складова сил реакції інерційної маси 3 із верхньою основою палі 13.

Записується загальна математична модель (3.94) технологічного процесу занурення паль гідроімпульсним ВУ пристроєм на базі ГІП, додатково використовуючи систему: рівнянь Нав'є–Стокса [293], рівняння нерозривності [263] для слабостисненої в'язкої рідини, а також комплекс системи рівнянь напружено-деформованого стану для занурюваної палі 13 (див. розд. 3.1). Комплекс системи

рівнянь напружено-деформованого стану для занурюваної палі 13 буде складатися із: рівнянь рівноваги [984], залежностей між переміщеннями і деформаціями [170], рівнянь спільності деформацій [288] і замість закону Гука [301], що використовується в лінійній теорії пружності, застосовується система рівнянь із теорії пластичності [155].

У цій системі рівнянь (3.94) $\Omega \in R^3$ – тривимірна область (внутрішня порожнина ГІП) в якій рухається робоча рідина; ρ_0 – початкова густина робочої рідини; p_0 – початковий тиск робочої рідини; Q_H – витрата гідравлічного насоса при подачі в напірну порожнину через впускний патрубок; S_0 – площа поперечного перерізу впускного патрубка ГІП; L_{xy}, L_{xz}, L_{yz} – зовнішній контур об’ємної фігури занурюваної палі 13 утворений площинами $x''y''$, $x''z''$ та $y''z''$ відповідно; ρ – середня густина матеріалу занурюваної палі 13; $F_l = 2\gamma_{17} l_5^2 \sqrt{\pi S_{13}}$ – сила тиску ґрунту на циліндричну поверхню занурюваної палі 13, що залежить від глибини занурювання циліндричної частини l_h, а також площі поперечного перерізу циліндричної частини S_{13} і питомої ваги ґрунту γ_{17}; L – загальна довжина занурюваної палі 13.

Рівняння гідродинаміки

$$
\begin{cases}
\dfrac{1}{\rho}\dfrac{d\rho}{dt}+\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}=0; \\
\dfrac{\partial V_x}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+V_y\dfrac{\partial V_x}{\partial y'}+V_z\dfrac{\partial V_x}{\partial z'}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial x'}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial x'}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}\right)+ \\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial x'^2}+\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial y'^2}+\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial z'^2}\right); \\
\dfrac{\partial V_y}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_y}{\partial x'}+V_y\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+V_z\dfrac{\partial V_y}{\partial z'}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial y'}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial y'}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}\right)+ \\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial x'^2}+\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial y'^2}+\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial z'^2}\right); \\
\dfrac{\partial V_z}{\partial t}+\left(V_x\dfrac{\partial V_z}{\partial x'}+V_y\dfrac{\partial V_z}{\partial y'}+V_z\dfrac{\partial V_{z''}}{\partial z'}\right)=-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial z'}+\dfrac{\nu}{3}\dfrac{\partial}{\partial z'}\left(\dfrac{\partial V_x}{\partial x'}+\dfrac{\partial V_y}{\partial y'}+\dfrac{\partial V_z}{\partial z'}\right)+ \\
+\nu\left(\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial x'^2}+\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial y'^2}+\dfrac{\partial^2 V_z}{\partial z'^2}\right); \quad p\big|_{t=0,\Omega}=p_0+\left(\dfrac{k_4 x'_{04}}{S_4}\right); \\
\bar{V}\big|_{d\Omega}=0; \quad \Omega\in R^3; \quad \bar{V}\big|_{t=0,z''=0,y''=0,x''=0}=Q_H/S_0; \quad \rho\big|_{t=0,\Omega}=\rho_0;
\end{cases}
\tag{3.94}
$$

Період акумулювання кінетичної енергії

Рівняння руху елементів ГПП

$$
\begin{cases}
-M_0\ddot{y} = -M_0 g + k_1(y'_{01} + y'_1) + k_3(y'_{03} + y'_3) + k(y'_0 + y') - \iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_y + c_y\dot{y} + \\
+c_1\dot{y}'_1 + c_3\dot{y}'_3 + c\dot{y}' - N_{05y} - N_{08y} - N_{03y}; \\
-M_0\ddot{x} = -\iint\limits_{\tilde{S}} p_{\tilde{S}}(t)dS_x + 2c_x\dot{x} + 2k_x x - k''_2\left(x''_{02} - x'_2\right) + k'_2\left(x'_{02} + x'_2\right) + k_4(x'_{04} + x'_4) + \\
+c_2\dot{x}_{02} - c_4\dot{x}'_4 - N_{06x}; \\
M\ddot{y}_0 = -Mg - k(y'_0 + y'_0) + \iint\limits_{S} p_S(t)dS - c\dot{y}'_0 + N_{30y}; \\
m_2\ddot{x}_2 = k''_2\left(x''_{02} - x'_2\right) - k'_2\left(x'_{02} + x'_2\right) - c_2\dot{x}'_2 + \iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS + N_{60x}; \\
m_1\ddot{y}_1 = -m_1 g - k_1(y'_{01} + y'_1) - c_1\dot{y}'_1 + \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS + N_{50y}; \\
m_3\ddot{y}_3 = -m_3 g - k_3(y'_{03} + y'_3) - c_3\dot{y}'_3 + \iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS + N_{80y}; \\
m_4\ddot{x}_4 = -k_4\left(x'_{04} + x'_4\right) - c_4\dot{x}'_4 + \iint\limits_{S_4} p_{S_4}(t)dS; \\
-m_5\ddot{y} = -m_5 g - N_{3,13} + N_{17,13}\sin\alpha + \mu_y N_{17,13} + \mu_y \int\limits_0^{l_5} F_l l dy;
\end{cases}
$$

Фаза набору тиску

$$
0 \le t \le t_{нт}
\begin{cases}
\iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS \le k''_2 x''_{02} - k'_2 x'_{02}; \quad \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS \le k_1 y'_{01}; \\
\iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS \le k_3 y'_{03}; \quad \dot{y}'_0(t) = \dot{y}'_1(t) = \dot{y}'_3(t) = 0; \quad 0 \le x'_4(t) \le x'_{4\max}; \\
\dot{x}'_2(t) = 0;
\end{cases}
$$

Фаза підйому

$$
t_{нт} \le t \le t_{сп}
\begin{cases}
\iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS \ge k''_2 x''_{02} - k'_2 x'_{02}; \quad \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS \ge k_1 y'_{01}; \\
\iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS \ge k_3 y'_{03}; \quad \delta \le y'_1(t) \le y'_{1\max}; \quad 0 \le x'_2(t) \le x'_{2\max}; \\
0 \le x'_4(t) \le x'_{4\max}; \quad 0 \le y'_0(t) \le y'_{0\max}; \quad 0 \le y'_3(t) \le y'_{3\max}; \\
N_{05y} = N_{50y} = 0; \quad N_{06x} = N_{60x} = 0; \; N_{08y} = N_{80y} = 0; \; N_{30y} = N_{03y} = 0;
\end{cases}
$$

$$
t_{сп} \le t \le t_{пд}
\begin{cases}
\iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS \ge k''_2 x''_{02} - k'_2 x'_{02}; \quad \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS \ge k_1 y'_{01}; \\
\iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS \ge k_3 y'_{03}; \quad \delta \le y'_1(t) \le y'_{1\max}; \quad 0 \le x'_2(t) \le x'_{2\max}; \\
0 \le x'_4(t) \le x'_{4\max}; \quad 0 \le y'_0(t) \le y'_{0\max}; \quad 0 \le y'_3(t) \le y'_{3\max}; \\
N_{05y} = N_{50y} = 0; \quad N_{06x} = N_{60x} = 0; \; N_{08y} = N_{80y} = 0; \; N_{30y} = N_{03y} = 0;
\end{cases}
$$

Період ударної взаємодії

Фаза опускання

$$t_{пд} \le t \le t_{оп} \begin{cases} \iint\limits_{S_{22}-S_{21}} p_{S_{22}-S_{21}}(t)dS \ge k_2'' x_{02}'' - k_2' x_{02}'; \quad \iint\limits_{(S_{12}-S_{11})} p_{(S_{12}-S_{11})}(t)dS \ge k_1 y_{01}'; \\ \iint\limits_{S_3} p_{S_3}(t)dS \ge k_3 y_{03}'; \;\; 0 \le y_1'(t) \le y_{1\max}'; \;\; 0 \le x_2'(t) \le x_{2\max}'; \\ 0 \le x_4'(t) \le x_{4\max}'; \;\; 0 \le y_0'(t) \le y_{0\max}'; \;\; 0 \le y_3'(t) \le y_{3\max}'; \\ N_{05y} = N_{50y} = 0; \;\; N_{06x} = N_{60x} = 0; \; N_{08y} = N_{80y} = 0; \; N_{30y} = N_{03y} = 0; \end{cases}$$

$$t_{оп} \le t \le t_{пвд} \begin{cases} (1-\lambda)\xi m\ddot{x} = N_{13,17x} - c_x(\dot{x} - \dot{x}_0) - k_x(x - x_0); \\ (1-\lambda)\xi m\ddot{y} = N_{13,17y} - c_y(\dot{y} - \dot{y}_0) - k_y(y - y_0); \end{cases}$$

$$t_{пвд} \le t \le t_{плд} \begin{cases} c_x\dot{x} + k_x x = k_{nx} x_к^{пв}; \\ c_y\dot{y} + k_y y = k_{ny} x_к^{пв}; \\ (1-\lambda)\xi m\ddot{x} = N_{13,17x} - k_{nx}(x - x_к^{пв}); \\ (1-\lambda)\xi m\ddot{y} = N_{13,17y} - k_{ny}(y - y_к^{пв}); \end{cases}$$

$$t_{плд} \le t \le t_{пвк} \begin{cases} \lambda\xi m\ddot{x}_0 - c_x(\dot{x}_k^{пв} - \dot{x}_0) - k_x\left(x_k^{пв} - x_0\right) - k_{nx}\left(x - x_k^{пв} + x_0\right) = \\ = N_{13,17x} - sign(\dot{x} - \dot{x}_0)\mu_x N_{13,17y}; \\ \lambda\xi m\ddot{y}_0 - c_y(\dot{y}_k^{пв} - \dot{y}_0) - k_y\left(y_k^{пв} - y_0\right) - k_{ny}\left(y - y_k^{пв} + y_0\right) = \\ = N_{13,17y} - sign(\dot{y} - \dot{y}_0)\mu_y N_{13,17x}; \\ \left|c_x\dot{x} + k_x x + N_{13,17x}\right| = \left|\mu_x N_{13,17y}\right|; \\ \left|c_y\dot{y} + k_y y + N_{13,17y}\right| = \left|\mu_y N_{13,17x}\right|; \end{cases}$$

$$t_{пвк} \le t \le t_{зн} \begin{cases} \lambda\xi m\ddot{x}_0 - c_x(\dot{x}_k^{пв} - \dot{x}_0) - k_x\left(x_k^{пв} - x_0\right) - k_{nx}\left(x - x_k^{пв} + x_0\right) = \\ = N_{13,17x} - sign(\dot{x} - \dot{x}_0)\mu_x N_{13,17y}; \\ \lambda\xi m\ddot{y}_0 - c_y(\dot{y}_k^{пв} - \dot{y}_0) - k_y\left(y_k^{пв} - y_0\right) - k_{ny}\left(y - y_k^{пв} + y_0\right) = \\ = N_{13,17y} - sign(\dot{y} - \dot{y}_0)\mu_y N_{13,17x}; \\ \left|c_x\dot{x}_к^{ув} + k_x x_к^{ув} + k_{nx}\left(x - x_к^{ув}\right) + N_{13,17x}\right| = \left|\mu_x N_{13,17x}\right|; \\ \left|c_y\dot{y}_k^{ув} + k_y y_k^{ув} + k_{ny}\left(y - y_k^{ув}\right) + N_{13,17y}\right| = \left|\mu_y N_{13,17y}\right|; \end{cases}$$

Період ударної взаємодії

поверхня *III-III*

$$\sigma_y = -\frac{M}{S_{13}}\frac{\partial^2 v_{13}(l_h,t)}{\partial t^2},\ \ y'' = L;$$

поверхня *II-II*

$$\begin{cases} \sigma_y = c_{13}\dfrac{\partial v_{13}(l_y,t)}{\partial t} + \mu\displaystyle\int_0^{l_h} F_l dl, \quad x = R_{13}; \\ \sigma_x = \dfrac{1}{2\pi l_5 R_{13}}\displaystyle\int_0^{l_h} F_l dl; \quad x = R_{13}; \end{cases}$$

поверхня *I-I*

$$\begin{cases} \sigma_x\cos\alpha + \tau_{yx}\sin\alpha + \tau_{zx}\cos\alpha = -N_{13,17x}; \\ \tau_{xy}\cos\alpha + \sigma_y\sin\alpha + \tau_{zy}\cos\alpha = N_{13,17y}; \\ \tau_{xz}\cos\alpha + \tau_{yz}\sin\alpha + \sigma_z\cos\alpha = N_{13,17z}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \dfrac{\partial u_7}{\partial x''}; \quad \varepsilon_y = \dfrac{\partial v_7}{\partial y''}; \quad \varepsilon_z = \dfrac{\partial w_7}{\partial z''}; \\ \gamma_{xy} = \dfrac{\partial u_7}{\partial y''} + \dfrac{\partial v_7}{\partial x''}; \quad \gamma_{yz} = \dfrac{\partial v_7}{\partial z''} + \dfrac{\partial w_7}{\partial y}; \quad \gamma_{zx} = \dfrac{\partial w_7}{\partial x''} + \dfrac{\partial u_7}{\partial z''}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dfrac{\partial \sigma_x}{\partial x''} + \dfrac{\partial \tau_{yx}}{\partial y''} + \dfrac{\partial \tau_{zx}}{\partial z''} - \rho\dfrac{\partial^2 u_{13}}{\partial t^2} = 0; \\ \dfrac{\partial \tau_{xy}}{\partial x''} + \dfrac{\partial \sigma_y}{\partial y''} + \dfrac{\partial \tau_{zy}}{\partial z''} + \dfrac{m_5 g}{V_5} - \rho\dfrac{\partial^2 v_{13}}{\partial t^2} = 0; \quad \dot{v}_3 = \dfrac{\partial v_{13}(l_h,0)}{\partial t} = v_3; \\ \dfrac{\partial \tau_{xz}}{\partial x''} + \dfrac{\partial \tau_{yz}}{\partial y''} + \dfrac{\partial \sigma_z}{\partial z''} - \rho\dfrac{\partial^2 w_{13}}{\partial t^2} = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \displaystyle\oint_{L_{xy}}\left(\frac{\partial u_7}{\partial x''}dx'' + \frac{\partial u_7}{\partial y''}dy''\right) = 0; \quad \oint_{L_{xy}}\left(\frac{\partial v_7}{\partial x''}dx'' + \frac{\partial v_7}{\partial y''}dy''\right) = 0; \\ \displaystyle\oint_{L_{xz}}\left(\frac{\partial u_7}{\partial x''}dx'' + \frac{\partial u_7}{\partial z''}dz''\right) = 0; \quad \oint_{L_{xz}}\left(\frac{\partial w_7}{\partial x''}dx'' + \frac{\partial w_7}{\partial z''}dz''\right) = 0; \\ \displaystyle\oint_{L_{yz}}\left(\frac{\partial v_7}{\partial y''}dx'' + \frac{\partial v_7}{\partial z''}dz''\right) = 0; \quad \oint_{L_{yz}}\left(\frac{\partial w_7}{\partial y''}dx'' + \frac{\partial w_7}{\partial z''}dz''\right) = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \dfrac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y''^2} + \dfrac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x''^2} - \dfrac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x''\partial y''} = 0; \\ \dfrac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z''^2} + \dfrac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial y''^2} - \dfrac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y''\partial z''} = 0; \\ \dfrac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x''^2} + \dfrac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z''^2} - \dfrac{\partial^2 \gamma_{zx}}{\partial z''\partial x''} = 0; \end{cases}$$

$$\left\{\begin{array}{l} 2\dfrac{\partial^2\varepsilon_x}{\partial y''\partial z''}-\dfrac{\partial}{\partial x''}\left(\dfrac{\partial\gamma_{xy}}{\partial z''}-\dfrac{\partial\gamma_{yz}}{\partial x''}+\dfrac{\partial\gamma_{zx}}{\partial y''}\right)=0; \\ 2\dfrac{\partial^2\varepsilon_y}{\partial z''\partial x''}-\dfrac{\partial}{\partial y''}\left(\dfrac{\partial\gamma_{yz}}{\partial x''}-\dfrac{\partial\gamma_{zx}}{\partial y''}+\dfrac{\partial\gamma_{xy}}{\partial z''}\right)=0; \\ 2\dfrac{\partial^2\varepsilon_z}{\partial x''\partial y''}-\dfrac{\partial}{\partial y''}\left(\dfrac{\partial\gamma_{zx}}{\partial y''}-\dfrac{\partial\gamma_{xy}}{\partial z''}+\dfrac{\partial\gamma_{yz}}{\partial x''}\right)=0; \\ \left\{\begin{array}{l} \varepsilon_x=\dfrac{1}{E}\left(\sigma_x-\mu\sigma_y-\mu\sigma_z\right); \\ \varepsilon_y=\dfrac{1}{E}\left(-\mu\sigma_x+\sigma_y-\mu\sigma_z\right); \\ \varepsilon_z=\dfrac{1}{E}\left(-\mu\sigma_x-\mu\sigma_y+\sigma_z\right); \\ \gamma_{xy}=\dfrac{\tau_{xy}}{G};\quad \gamma_{yz}=\dfrac{\tau_{yz}}{G};\quad \gamma_{zx}=\dfrac{\tau_{zx}}{G}. \end{array}\right. \end{array}\right.$$

3.3 Розроблення методики оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу поверхневого ущільнення ґрунтів на базі інерційної вібротрамбовки

Використання теорії нечіткої логіки [302], [303] не замінює традиційні методики моделювання, а навпаки вона використовується спільно з традиційними методиками і дозволяє спростити створення і розширити можливості традиційних методик [59], [304].

Процес оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу, який складається з трьох систем (додаток Б), належить до категорії складних задач.

Для розв'язання цієї задачі необхідно розробити математичну модель оцінювання ефективності технологічного комплексу ІВ (див. розд. 3.2.2), як форма представлення задачі класифікації. Класифікація відповідає відображенню виду:

$$X=\left(x_1, x_2, \ldots, x_n\right)\to z\in Z=\left\{z_1, z_2, \ldots, z_m\right\}, \tag{3.95}$$

де X – множина стану параметрів технологічного комплексу ІВ (вхідні параметри), Z – множина значень коефіцієнта середньої нерівнощільності заготовки [305] ущільнюваного ґрунту (вихідні параметри).

Для класифікації необхідна нечітка база знань у вигляді сукупності нечітких правил <Якщо – тоді>, які віддзеркалюють взаємозв'язок між вхідними і вихідними параметрами технологічного комплексу ІВ. Формат нечітких правил такий: Якщо <антецедент правила>, тоді <консеквент правила>.

Антецедент правила або є твердженням типу «*x* є високим», де «високий» – це терм, що заданий нечіткою множиною на універсальній множині лінгвістичної змінної *x*. Консеквент правила – це твердження типу «*D* є *d*». Для задач оцінювання значення вихідної змінної задається класом розв'язків, наприклад, «*D* є перепресування заготовки ґрунтового матеріалу».

Багатовимірні залежності «параметри стану – коефіцієнт середньої нерівнощільності» доцільно задавати нечіткими правилами з логічними операціями ТА і АБО. Правила зручно формувати так, щоб всередині змінні поєднувалися по ТА, а в базі знань правила з'єднувались логічною операцією АБО. У цьому випадку діагностична база знань про зв'язок параметрів стану $X=\left(x_1, x_2, \ldots, x_n\right)$ з коефіцієнтом нерівнощільності *Z*:

Якщо $x_1=a_1^{j1}$ та $x_2=a_2^{j1}$ та … та $x_n=a_n^{j1}$ з вагою w_{j1}, або

$x_1=a_1^{j2}$ та $x_2=a_2^{j2}$ та … та $x_n=a_n^{j2}$ з вагою w_{j2}, або

……....., або

$x_1=a_1^{jk_j}$ та $x_2=a_2^{k_j}$ та … та $x_n=a_n^{jk_j}$ з вагою w_{jk_j},

тоді $Z=z_j$, $j=\overline{1,m}$,

де a_i^{jp} – нечіткий терм, що оцінює значення фактора x_i в правилі з номером *jp*; $j=\overline{1,m}$, $p=\overline{1,k_j}$; $i=\overline{1,n}$; z_j – класи розв'язків (коефіцієнт нерівнощільності) $j=\overline{1,m}$; m – кількість можливих класів розв'язків; k_j – число правил, в яких $Z=z_j$, $j=\overline{1,m}$; $w_{jp}\in[0,1]$ – ваговий коефіцієнт, якій відповідає впевненості експерта в достовірності правила з номером *jp*, $j=\overline{1,m}$, $p=\overline{1,k_j}$.

Наведена вище нечітка база знань часто представляється таблицею [306], яка ще називається матрицею знань. За допомогою операцій $\cup$ і (або) $\cap$ (та) нечітка база знань записується у компактній формі:

$$\bigcup_{p=1}^{k_j}\left[\bigcap_{i=1}^{n}\left(x_i = a_i^{jp}\right) \text{ з вагою } w_{jp}\right] \longrightarrow Z = z_j\,,\ j = \overline{1,m}\,. \qquad (3.96)$$

При великій кількості параметрів стану доцільно використовувати ієрархічно пов'язані бази знань, в яких вихідна змінна однієї бази знань є вхідною для бази знань вищого рівня ієрархії. Моделювання на основі нечітких баз знань здійснюється через нечіткий логічний висновок. Загальна архітектура системи нечіткого висновку показана на рисунку 3.9.

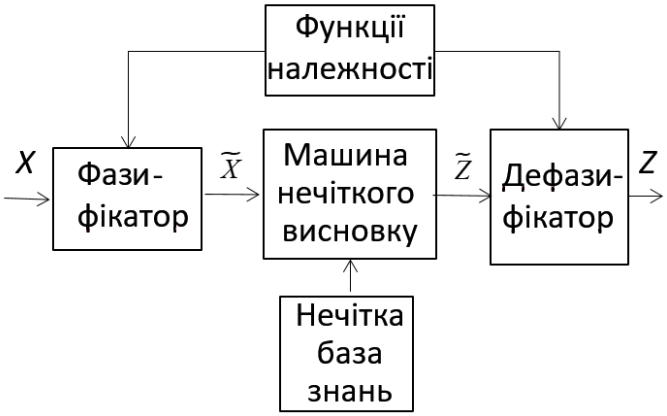


Рисунок 3.9 – Типова архітектура системи нечіткого висновку

Блоки системи на рисунку 3.9 виконують такі функції:

– «Фазифікатор» перетворює вектор (X) значень параметрів стану в вектор ($\tilde{X}$) ступенів належності параметрів стану до нечітких термів;

– «Функції належності» складають бібліотеку аналітичних залежностей та параметрів функцій належностей, якими формалізуються лінгвістичні терми з нечітких правил;

– «Нечітка база знань» це сукупність експертних лінгвістичних правил типу <Якщо – тоді>, які формалізовані засобами теорії нечітких множин;

– «Машина нечіткого висновку» визначає значення вихідної змінної у вигляді нечіткої множини ($\tilde{Y}$);

– «Дефазифікатор» перетворює нечіткий розв'язок ($\tilde{Y}$) в чіткий (Y).

У відповідності до [307] нечіткий висновок проводиться за системою нечітких логічних рівнянь. Вони будуються за нечіткими базами знань. За системою нечітких рівнянь розраховуються ступені належностей різних діагнозів при фіксованих значеннях параметрів стану. Як причина появи тріщини обирається рішення з максимальним ступенем належності.

Для переходу від нечіткої бази знань (2) до системи нечітких логічних рівнянь вводяться такі позначення:

$\mu^{a_i^{jp}}(x_i)$ – функція належності змінної x_i до нечіткого терма a_i^{jp} ($j=\overline{1,m}$, $p=\overline{1,k_j}$, , $i=\overline{1,n}$);

$\mu^{d_j}(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ – функція належності вектора параметрів $(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ до розв'язку z_j, $j=\overline{1,m}$.

Згідно з [308] зв'язок між цими функціями представляється ізоморфною до нечіткої бази знань системою нечітких логічних рівнянь:

$$\mu^{d_j}(x_1, x_2, \ldots, x_n) = \bigvee_{p=1}^{k_j}\left(w_{jp} \cdot \bigwedge_{i=1}^{n} \mu^{a_i^{jp}}(x_i)\right),\ j=\overline{1,m}, \tag{3.97}$$

де $\vee(\wedge)$ – операція максимуму (мінімуму).

Підставляючи в (3.97) вектор $X=(x_1, x_2, \ldots, x_n)$ значень факторів впливу, отримуємо таку нечітку множину вихідної змінної:

$$\tilde{Z} = \left(\frac{\mu^{z_1}(x)}{z_1}, \frac{\mu^{z_2}(x)}{z_2}, \ldots, \frac{\mu^{z_m}(x)}{z_m} \right). \tag{3.98}$$

Як розв'язок обирається значення з максимальним ступенем належності:

$$z = \arg\max_{\{z_1, z_2, \ldots, z_m\}} \left(\mu_{z_1}(x), \mu_{z_2}(x), \ldots, \mu_{z_m}(x) \right). \tag{3.99}$$

Навчання нечіткої моделі полягає в знаходженні таких її параметрів, що мінімізують розбіжність між експериментальними даними та модельними результатами. Згідно з [306], [309] в нечіткій моделі настроюють параметри функцій належності термів та вагові коефіцієнти нечітких правил.

Для математичної постановки задачі навчання вводяться такі позначення: n – кількість частинних параметрів стану; x_i – частинний параметр стану з порядковим номером i ($i=\overline{1,n}$); z_1, z_2, …, z_m – коефіцієнти середньої нерівнощільності заготовки ґрунтового матеріалу; *num_t* – загальна кількість нечітких термів, що використовуються для лінгвістичного оцінювання частинних параметрів стану; *num_r* – загальна кількість правил в ієрархічно пов'язаних нечітких базах знань; a та k_1 – параметри функції належності – носії нечіткої множини нечітких термів; $B=(a, b, c, d, k)$ та $C=(a_1, b_2, c_1, d_1, k_1)$ – вектори параметрів ядра нечіткої множини; w_v – ваговий коефіцієнт v-го правила ($v=\overline{1,num\_r}$); $W=(w_1, w_2, \ldots, w_{num\_r})$ – вектор вагових коефіцієнтів правил; (X^r, z^r) – навчальна вибірка, що є сукупністю експериментальних пар параметрів стану $X^r=\left(x_1^r, x_2^r, \ldots, x_n^r\right)$ та верифіковане значення середньої щільності заготовки грунтового матеріалу $z^r \in \{z_1, z_2, \ldots, z_m\}$, $r=\overline{1,M}$, M – розмір навчальної вибірки.

Згідно з [310], [311] задача навчання нечіткої моделі з дискретним виходом зводиться до розв'язання задачі оптимізації – знайти такий вектор (B, C, W), що забезпечує:

$$\sqrt{\frac{1}{M}\sum_{r=\overline{1,M}}\left(q(X^r, z^r, B, C, W)\right)^2} \longrightarrow \min, \qquad (3.100)$$

де $q(X^r, z^r, B, C, W)$ – розбіжність між експериментальним виходом z^r та результатом нечіткого логічного висновку за моделлю, що задана вектором (B, C, W) для об'єкта X^r.

Для розрахунку розбіжності $q(X^r, z^r, B, C, W)$ використовують такий спосіб [312], [313]:

$$q(X^r, z^r, B, C, W)=\sum_{j=\overline{1,m}}\left(\mu^{z_j}(z^r)-\mu^{z_j}(X^r, B, C, W)\right)^2, \qquad (3.101)$$

де $\mu^{z_j}(X^r, B, C, W)$ – ступені належності результату нечіткого висновку за моделлю, що задана вектором (B, C, W), для об'єкта X^r до причин z_j ($j=\overline{1,m}$). Значення цих ступенів належностей розраховуються за (3.97); $\mu^{z_j}(z^r)$ – ступені належності

експериментально визначеного коефіцієнта середньої нерівнощільності заготовки ґрунтового матеріалу z^r до нечітких термів z_j, $j=\overline{1,m}$; згідно з [306], [314] вони визначаються так:

$$\mu^{z_j}(z^r)=\begin{cases}1, \text{ якщо } z_j = z^r;\\ 0, \text{ якщо } z_j \neq z^r.\end{cases} \tag{3.102}$$

Для забезпечення прозорості нечіткої моделі після навчання на керовані змінні в задачі оптимізації (3.100) накладаються обмеження: координати вектора W повинні знаходитись в одиничному інтервалі: $w_v \in [0,1]$, $v=\overline{1,num\_r}$; координати вектора B повинні знаходитися всередині діапазону можливих значень носіїв нечіткої множини нечітких термів; координати вектора B не повинні порушувати умови лінійної упорядкованості терм-множин; координати вектора C повинні бути додатними: $a_1>0$ $l=\overline{1,num\_t}$.

Для зменшення розмірності задачі оптимізації (3.100) координати максимумів функцій належності доцільно настроювати лише для не крайніх лінгвістичних термів «Нижче середнього», «Середній», «Вище середнього» тощо. Координати максимумів функцій належності крайніх термів типу «Низький» та «Високий» встановимо такими, як діапазони зміни відповідних частинних параметрів стану.

Задача навчання (3.100) являє собою задачу нелінійної оптимізації. Для розв'язання цього типу задач ефективним є використання генетичних алгоритмів [302], які розв'язують складні задачі глобальної оптимізації значно ефективніше за традиційні методи математичного програмування [315].

За критерієм повноти необхідно, щоб була обрана така кількість параметрів, щоб вона в повному обсязі охоплювала весь технологічний комплекс і вилучення хоча б одного з обраних параметрів змінювало б результат. Як показав аналіз існуючих методів оцінювання ефективності функціонування нашого технологічного комплексу та використаних у них параметрів, найбільш широко та повно оцінюють функціонування процесу такі групи параметрів [118], [316], [317]:

1) ρ – середня щільність проби ущільненого ґрунту, кг/м^3;

2) a – лінійний середньостатистичний розмір частинки матеріалу ґрунту, м;

3) R_0 – геометричний фактор дослідного зразка проби для початкового стану неущільненого ґрунту, м;

4) $K_{зі}$ – динамічний модуль умовної пружності матеріалу ґрунту, МПа;

5) $S_{заг}$ – площа зовнішньої поверхні дослідного зразка проби ґрунту, м^2;

6) $h_{зк}$ – висота дослідного зразка проби ущільненого ґрунту, м;

7) τ_0 – тривалість контактної взаємодії ІВ при вібраційному ущільненні, с;

8) $F_{ст}$ – статичне навантаження поверхні ґрунту від дій сил тяжіння на ІВ, Н;

9) S_1 – запірна площа клапану першого каскаду 6 (див. рис. 3.4) ІВ, м^2;

10) n – загальне число проходів інерційної маси 5 (див. розд. 3.2.2) ІВ при ущільненні ґрунту;

11) f_p – частота коливань ІВ, Гц;

12) p_0 – початковий тиск в напірній порожнині гідросистеми ІВ, МПа;

13) Δ – амплітуда ходу інерційної маси ІВ, м;

14) $m_{заг}$ – маса дослідного зразка проби ущільненого ґрунту, кг;

15) c_y – жорсткість пружин повернення інерційної маси ІВ, Н/м;

16) $t_{вуп}$ – загальний час робочого процесу ущільнення вибраної ділянки поверхні грунту, с;

17) Q_H – витрата напірного гідронасоса, м^3/с;

18) W_a – об’єм дослідного зразка проби ґрунту після завершення циклу поверхневого ущільнення, м^3.

Індекс «i» показує, що ряд показників в процесі вібраційного поверхневого ущільнення змінюється від значень, що характеризують початковий стан заготовки ґрунтового матеріалу ($i = 0$), до значень, що характеризують її кінцевий стан ($i = k$).

З метою скорочення загального числа параметрів за умови збереження потрібної інформації про стан заготовки (ущільнюваного ґрунтового матеріалу), а також усунення другорядних параметрів були виконані такі додаткові заходи: введено параметр $\vec{R}_{0i}$, що характеризує геометричну форму заготовки за аналогією з параметром «гідравлічний радіус» [318], і визначено його як «геометричний фактор»

(R_0, м), причому для заготовок простої конфігурації $\vec{R}_{0i} = h_{зкі}$; введено поняття відносної щільності $\vec{\rho} = \rho_{зк} / \rho_{зо}$, що дозволяє охарактеризувати кінцевий стан заготовки ($\rho_{зк}$ – початкова щільність заготовки ґрунтового матеріалу) у порівнянні із початковим ($\rho_{зо}$ – початкова щільність заготовки ґрунтового матеріалу) і розглядати «геометричний фактор» R_{0i} тільки для початкового стану R_0. Виключимо із сукупності параметрів системи об'єкта обробки типу ґрунтовий матеріал параметр $K_{зі}$, який разом із параметрами $\vec{R}_{0i}$ (або $h_{зкі}$) та τ_0, що визначає фактор часу – тривалість зовнішнього імпульсного силового впливу на заготовку, що є основним параметром робочого процесу, оскільки при об'єднанні параметрів систем ІВ один з них буде другорядним.

Типи оціночних рішень функціонування технологічного комплексу ІВ:

z_1 – низька ефективність (Н). При низькій ефективності машина ІВ не експлуатується або знаходиться в непрацездатному стані. Ґрунтовий матеріал при цьому просідає під власною вагою і вагою ІВ (середня щільність заготовки ґрунтового матеріалу при цьому: $\rho_{ср} \leq 1{,}5$ г/см^3);

z_2 – ефективність нижче середнього (НС). При такій ефективності машина ІВ експлуатується і знаходиться в непрацездатному стані (ГІП працює у вібраційному режимі). Ґрунтовий матеріал при цьому вібраційно ущільнений (середня щільність заготовки ґрунтового матеріалу $\rho_{ср} \leq 2{,}0$ г/см^3, а коефіцієнт нерівнощільності $\varepsilon_\rho \leq 10{,}0$ %;);

z_3 – середня ефективність (С). При такій ефективності машина ІВ експлуатується і знаходиться в працездатному стані (ГІП працює у ВУ режимі). Ґрунтовий матеріал при цьому поверхнево ущільнений (середня щільність заготовки ґрунтового матеріалу $\rho_{ср} \geq 2{,}0$ г/см^3, а коефіцієнт нерівнощільності $\varepsilon_\rho \geq 10{,}0$ %) ВУ способом при режимі роботи ВПУ-І (частота проходження імпульсів тиску 9 Гц; тиск «відкриття» ГІТ, що перевищує номінальний на 45 %; додаткова інерційна маса 40 кг);

z_4 – ефективність вище середньої (ВС). При такій ефективності машина ІВ експлуатується і знаходиться в працездатному стані (ГІП працює у ВУ режимі).

Ґрунтовий матеріал при цьому поверхнево ущільнений (середня щільність заготовки ґрунтового матеріалу $\rho_{ср} \geq 2{,}0$ г/см^3, а коефіцієнт нерівнощільності $\varepsilon_\rho \geq 10{,}0$ %) ВУ способом режимом роботи ВПУ-II (частота проходження імпульсів тиску 20 Гц; тиск «відкриття» ГІТ, що перевищує номінальний на 45 % та з додатковою інерційною масою 20 кг);

z_5 – висока ефективність (В). При такій ефективності машина ІВ експлуатується і знаходиться в працездатному стані (ГІП працює у ВУ режимі). Ґрунтовий матеріал при цьому поверхнево ущільнений (середня щільність заготовки ґрунтового матеріалу $\rho_{ср} \geq 2{,}0$ г/см^3, а коефіцієнт нерівнощільності $\varepsilon_\rho \geq 10{,}0$ %) ВУ способом режимом роботи ВПУ-III (частота проходження імпульсів тиску 33 Гц; тиск «відкриття» ГІТ, що перевищує номінальний на 45 % та з додатковою інерційною масою 30 кг).

Ієрархічний зв'язок параметрів стану з коефіцієнтом середньої нерівнощільності (Z) представляється деревом логічного висновку (рис. 3.10), яке визначає структуру оціночної моделі. Вершини дерева інтерпретуються таким чином [306]: корінь дерева – показник, що оцінюється; термінальні вершини – частинні параметри стану; нетермінальні вершини (подвійні кола) – згортка частинних параметрів стану в укрупнені. Дуги, що виходять з нетермінальних вершин дерева, відповідають укрупненим параметрам стану.

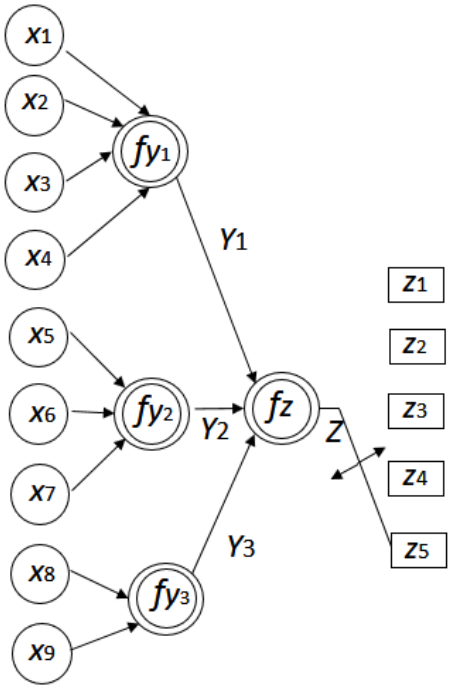


Рисунок 3.10 – Дерево логічного висновку для оцінювання функціонування технологічного комплексу ІВ

Наведеному на рисунку 3.10 дереву логічного висновку відповідає система співвідношень:

$$Z = f_Z(Y_1, Y_2, Y_3), \quad (3.103)$$

$$Y_1 = f_{y1}(x_1, x_2, x_3, x_4), \quad (3.104)$$

$$Y_2 = f_{y2}(x_5, x_6, x_7), \quad (3.105)$$

$$Y_3 = f_{y3}(x_8, x_9), \quad (3.106)$$

де $f(*)$ – функціональний зв’язок між вхідними та вихідними змінними.

За критерієм дієвості і мінімальності [319], на базі сформованої множини (за критерієм повноти), було звужено множину окреслених за двома попередніми критеріями параметрів до множини $X = (x_1, \ldots, x_9)$. Отже, множина оціночних параметрів X забезпечує формування таких складових параметрів, які оцінюють систему: I (пробний зразок ґрунту) – Y_1, система II (робочий режим) – Y_2, система III (машина ІВ) – Y_3.

$Y_1 = f(x_1, x_2, x_3, x_4)$ характеризується оціночними параметрами: x_1 – середня щільність проби ущільненого ґрунту (ρ, кг/м^3); x_2 – лінійний середньостатистичний розмір частинки матеріалу ґрунту (a, м); x_3 – геометричний фактор дослідного зразка проби для початкового стану неущільненого ґрунту (R_0, м); x_4 – площа зовнішньої поверхні дослідного зразка проби ґрунту ($S_{заг}$, м^2).

$Y_2 = f(x_5, x_6, x_7)$ характеризується оціночними параметрами: x_5 – питоме статичне навантаження поверхні ґрунту від дій сил тяжіння на ІВ ($P_{ст}$, МПа); x_6 – тривалість контактної взаємодії ІВ з поверхнею ґрунту при вібраційному ущільненні (τ_0, с); x_7 – загальний час робочого процесу ущільнення вибраної ділянки поверхні ґрунту ($t_{вуп}$, с).

$Y_3 = f(x_8, x_9)$ характеризується оціночними параметрами: x_8 – амплітуда тиску в напірній порожнині гідросистеми ІВ (Δp, МПа); x_9 – витрата напірного насоса (Q_H, м^3/с).

Щільність дослідного зразка проби ґрунту є функцією x_1, яка визначається за допомогою параметрів [106], [320]:

1) k_1 ($m_{заг}$) – маса дослідного зразка проби неущільненого ґрунту;

2) k_2 (W_a) – об’єм дослідного зразка проби ґрунту після завершення циклу поверхневого ущільнення.

Лінійний середньостатистичний розмір частинки матеріалу є функцією $x_2 = k_3(a)$.

Геометричний фактор для початкового стану дослідного зразка проби неущільненого ґрунту і є функцією $x_3 = k_4(R_0)$.

Площа зовнішньої поверхні дослідного зразка проби ґрунту є функцією $x_4 = k_5$ ($S_{заг}$).

Питоме статичне зусилля є функцією x_5, яка визначається за допомогою параметрів [98]:

1) k_6 ($F_{ст}$) – статичне навантаження поверхні ґрунту від дій сил тяжіння ІВ;

2) k_7 ($S_{заг}$) – площа зовнішньої поверхні дослідного зразка проби ґрунту.

Тривалість контактної взаємодії ІВ із поверхнею ґрунту, що є функцією x_6, яка визначається сукупністю параметрів [69]:

1) k_8 ($h_{зо}$) – висота дослідного зразка проби ґрунту на початку циклу поверхневого ущільнення;

2) k_9 ($h_{зк}$) – висота дослідного зразка проби ґрунту у кінці циклу поверхневого ущільнення;

3) k_{10} ($H_{зо}$) – модуль умовної пружності дослідного зразка проби ґрунту на початку циклу поверхневого ущільнення;

4) k_{11} ($H_{зк}$) – модуль умовної пружності дослідного зразка проби ґрунту у кінці циклу поверхневого ущільнення;

5) k_{12} ($\rho_{зо}$) – середня щільність дослідного зразка проби ґрунту на початку циклу поверхневого ущільнення;

6) k_{13} ($\rho_{зк}$) – середня щільність дослідного зразка проби ґрунту у кінці циклу поверхневого ущільнення.

Повний час поверхневого ущільнення вибраної ділянки ґрунту x_7, визначається за допомогою параметрів [87]:

1) k_{14} (n) – загальне число ходів інерційної маси ІВ;

2) k_{15} (f_p) – частота коливань інерційної маси ІВ.

Амплітуда тиску в напірній порожнині гідросистеми ІВ, що є функцією x_8, визначається за допомогою параметрів [95]:

1) k_{16} (p_0) – початковий тиск в напірній лінії гідросистеми ІВ;

2) k_{17} (c_y) – жорсткість пружин повернення інерційної маси ІВ;

3) k_{18} (Δ) – амплітуда ходу інерційної маси ІВ;

4) k_{19} (S_1) – запірна площа клапану першого каскаду 6.

Витрата напірного насоса $x_9 = k_{20}\,(Q_H)$.

Таким чином, визначено множину оціночних параметрів $x_i\,(i = \overline{1, ..., 9})$ у таблиці Б.1 (додаток Б), а саме: (x_1, ..., x_9), значення яких обчислюються на базі вхідних початкових параметрів (k_1, ..., k_{19}).

Визначається множина T оціночних лінгвістичних термів, що є сукупністю значень лінгвістичних змінних. Лінгвістична змінна – змінна, яка приймає значення з множини слів або словосполучень будь-якої мови [61]. Для багатьох задач, що розв'язуються в межах людиномашинних систем [321], точність отриманого розв'язку щодо рівня працездатного стану системи дозволяє ідентифікувати достатність трьох – Н (низький), С (середній), В (високий) ($T = 3$) – або п'яти лінгвістичних термів – Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий) ($T = 5$). Саме така кількість T дозволяє оптимізувати (як за критерієм часу, так і за складністю) роботу експертів. Наявність хоча б 2-х характеристичних параметрів для кожного терма, вже зумовлює необхідність врахувати 6 (при $T = 3$) або 10 (при $T = 5$) характеристичних параметрів при прийнятті рішення щодо отримання оцінки ефективного функціонування системи, кількість яких зростає з ростом T. Отже, така кількість лінгвістичних термів є достатньою.

Формалізація частинних та укрупнених параметрів стану у вигляді лінгвістичних змінних наведена в таблицях Б.3 і Б.4 (див. додаток Б). Для представлення термів в формі нечітких множин використовується трапецеїдальна функція належності (рис. Б.5, див. додаток Б), в якій терм діаграми функції належності представляється функціями (Б.1–Б.5, див. додаток Б). Експертно обрані параметри функцій належності термів змінних наведені в таблиці Б.4 додатку Б.

Нечіткі бази знань, що відповідають співвідношенням (3.103)–(3.106), наведені в таблицях Б.5–Б.8 (див. додаток Б). Кожний рядок цих таблиць відповідає одному правилу типу <Якщо – тоді>. Зв'язок між лінгвістичними змінними всередині одного правила здійснюється з залученням логічної операції ТА. У межах однієї бази знань лінгвістичні правила-рядки пов'язані логічною операцією АБО. В нечітких базах знань знаком «–» позначенні змінні, що можуть приймати довільні значення без

порушення істинності відповідного правила. Загальна кількість правил в запропонованих базах знань дорівнює 120. Вагові коефіцієнти всіх правил прийняті рівними одиниці. Оптимальні значення вагових коефіцієнтів будуть знайдені при навчанні нечіткої моделі.

При формуванні правил нечіткої бази знань для оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу ІВ (див. табл. Б.5, додаток Б) використовувалася інформація з [105]; нечіткої бази знань про стан заготовки ґрунтового матеріалу (див. табл. Б.6, додаток Б) – з [73]; нечіткої бази знань про стан робочого режиму інерційного віброущільнення (див. табл. Б.7, додаток Б) – з [95]; нечіткої бази знань про стан машини ІВ (див. табл. Б.8, додаток Б) – з [100]. Крім зазначених джерел при формуванні баз знань використовувалися знання експертів ТОВ «Шляхбуд» (керівник експертної групи – С. О. Дончевський (додаток И)).

Математичною моделлю оцінювання ефективності є система нечітких логічних рівнянь у формі (3.97). Перед формуванням системи нечітких логічних рівнянь для оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу ІВ необхідно врахувати такі особливості баз знань (див. табл. Б.5–Б.8, додаток Б), як наявність правил у «неповному форматі» та рівність одиниці вагових коефіцієнтів усіх правил. Значення вагових коефіцієнтів усіх правил дорівнює одиниці, тому для зручності вагові коефіцієнти можна вилучити з усіх логічних рівнянь.

По базі знань з таблиці Б.5 (див. додаток Б) записуються нечіткі логічні рівняння (Б.6)–(Б.10) (див. додаток Б) для визначення комплексного показника середньої щільності та коефіцієнта нерівнощільності заготовки ґрунтового матеріалу, який відповідає співвідношенню (3.103). По базі знань з таблиці Б.6 (див. додаток Б) записуються нечіткі логічні рівняння (Б.11)–(Б.15) (див. додаток Б) для визначення стану заготовки ґрунтового матеріалу, що відповідає співвідношенню (3.104). По базі знань з таблиці Б.7 (див. додаток Б) записуються нечіткі логічні рівняння (Б.16)–(Б.20) (див. додаток Б) для визначення стану режиму роботи, що відповідає співвідношенню (3.105). По базі знань з таблиці Б.8 записуються нечіткі логічні рівняння (Б.21)–(Б.25) (див. додаток Б) для визначення стану машини ІВ, що відповідає співвідношенню (3.106).

Прийняття рішення з оцінювання ефективності технологічного комплексу ІВ проводиться за таким алгоритмом:

Крок 1. Визначаються значення частинних параметрів стану $x_1, \ldots, x_9$ об'єкта, для якого виконується оцінювання ефективності.

Крок 2. Визначаються ступені належності частинних параметрів стану лінгвістичним термам з рівнянь (Б.1)–(Б.5) (див. додаток Б).

Крок 3. Підставляються знайдені на кроці 2 ступені належності в нечіткі логічні рівняння (Б.11)–(Б.15) (див. додаток Б) та обчислюються ступені належності змінної y_1 до термів від «В» до «Н», відповідно.

Крок 4. Підставляються знайдені на кроці 2 ступені належності в нечіткі логічні рівняння (Б.16)–(Б.20) (див. додаток Б) та обчислюються ступені належності змінної y_2 до термів від «В» до «Н», відповідно.

Крок 5. Підставляються знайдені на кроці 2 ступені належності в нечіткі логічні рівняння (Б.21)–(Б.25) (див. додаток Б) та обчислюються ступені належності змінної y_3 до термів від «В» до «Н», відповідно.

Крок 6. Підставляються знайдені на кроках 2, 3, 4 та 5 ступені належності в нечіткі логічні рівняння (Б.6)–(Б.10) (див. додаток Б) та обчислюються ступені належності до термів z_1, z_2, z_3, z_4, z_5.

Крок 7. Як оцінку ефективності функціонування технологічного комплексу ІВ обирається терм із множини $\{z_1, z_2, z_3, z_4, z_5\}$ з максимальним ступенем належності.

3.4 Висновки до розділу 3

Математичне моделювання – це визначення властивостей і характеристик явищ, процесів або станів, що розглядаються, шляхом розв’язання за допомогою комп’ютерних систем деяких рівнянь – математичної моделі [322]–[324]. Тому, необхідно «сконструювати» математичну модель таким чином, щоб вона достатньо точно відображала характерні властивості динамічних процесів, які розглядаються, і в той же час була доступна для дослідження.

У розділі 3 була розроблена нова ефективна методика побудови математичних моделей динамічних процесів та систем, яка дозволяє ефективно і з достатньо високою точністю визначати і досліджувати закономірності руху робочих органів ГВ та ГВУ машин при різних режимах роботи ГІП в залежності від обраного технологічного процесу.

1. На основі законів гідродинаміки і узагальнених законів механіки і твердого тіла обґрунтовано новий підхід до розробки нових математичних моделей технологічних процесів ГВ та ГВУ машин.

2. Удосконалено із використанням механореологічної феноменології математичні моделі технологічних процесів вібротранспортування, поверхневого ущільнення і занурення паль ГВ та ГВУ машинами.

3. Отримала подальший розвиток теорія напружено-деформованого стану твердих тіл при розробці нових математичних моделей технологічних процесів руйнування гірської породи і занурення паль вібраційними та ВУ машинами на базі моделі ударної взаємодії Сірса.

4. Запропоновано новий підхід до моделювання оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу ГВ та ГВУ машин із застосуванням методу системного аналізу де визначено взаємозв’язок між параметрами стану підсистем технологічного комплексу з якісними показниками об’єкта технологічної обробки на основі формалізованих, у вигляді нечітких баз знань, експертних правил. Достовірність результату підтверджується збігом експериментальних та модельних результатів із статистичною оцінкою безпомилковості діагностування на рівні 0,938, що обумовлено формуванням баз знань з урахуванням специфіки об’єкта досліджень із подальшою параметричною ідентифікацією моделі.

Результати, представлені в розділі 3, висвітлено в монографії [73] та опубліковано в статтях [66], [70], [77], [88], [93], [103], [104], [118], а також у тезах міжнародно-практичних конференцій [65], [67], [69], [79], [92], [106].

РОЗДІЛ 4
МАТЕМАТИЧНИЙ МЕТОД ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У СИСТЕМАХ ПРИВОДІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРНИХ МАШИН

У попередньому розділі були розроблені математичні моделі динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин, які дозволяють ефективно і з достатньо високою точністю визначати і досліджувати закономірності руху робочих органів цих машин при різних режимах роботи ГІП в залежності від обраного технологічного процесу.

При побудові цих математичних моделей використовувались закони гідродинаміки, узагальнені закони механіки твердого тіла і систем у цілому із використанням механореологічної феноменології [119], [325]. Такий підхід дозволив в загалом перейти від лінійної одновимірної моделі опису динамічних процесів та систем, до постановки задачі у нелінійній просторовій формі, яка дозволяє досліджувати стан і поведінку системи ГВ та ГВУ машин при різних режимах роботи ІП [6]. Цей підхід до моделювання дозволяє виявляти і досліджувати не тільки окремі області існування і стійкості роботи вібраційних та ВУ машин, в залежності від параметрів налагодження ГІП, але й досліджувати робочий стан окремих елементів деталей та вузлів технологічних машин [87].

Такий підхід до моделювання ГВ та ГВУ машин вимагає розробки нових ітераційних та варіаційних чисельних методів моделювання механіки суцільного середовища [326], що дозволить визначати значення тиску і вектора швидкості робочої рідини (енергоносія) у векторному просторі гідросистеми ІП, а це у свою чергу дозволить аналізувати зміну напружено-деформованого стану виконавчих органів технологічних машин в часі [89], [113], дозволить з більшою точністю визначати: амплітуди і частоту коливань елементів ІП, умови виникнення кавітаційних явищ [327].

Однією із сучасних актуальних наукових проблем в гідромеханіці є опис руху в’язкої слабо-стисненої рідини, яка описується рівняннями нерозривності і Нав’є–

Стокса [328]. Сюди відносяться задачі руху рідини при ламінарному і турбулентному обтіканні тіл кінцевих розмірів; течії в зоні сліду і областях зриву потоку, в шарах змішування; в пограничних шарах біля поверхні тіла тощо [90], [329]. Поява сучасних потужних комп'ютерних систем надало новий імпульс цим дослідженням, що дозволило отримати кількісні результати при розв'язуванні практично важливих задач про рух реальної рідини при помірних числах Рейнольдса [95], [330]. Нелінійність рівнянь Нав'є–Стокса і наявність малих параметрів при старших похідних в них створюють серйозні труднощі, як при аналітичному дослідженні, так і при чисельному інтегруванні цих рівнянь за допомогою комп'ютерних систем. Таким чином, проблема побудови чисельних алгоритмів для розв'язання системи рівнянь нерозривності і Нав'є–Стокса з високою точністю (особливо в багатовимірному випадку) залишається на сьогодні актуальною задачею.

4.1 Розроблення методу чисельного розв'язування рівняння нерозривності в диференціальній формі

Як було показано (див. розд. 3.1), будь-який реальний гідродинамічний процес може бути описаний системою диференціальних рівнянь в частинних похідних, яка складається із рівняння нерозривності [281] і рівняння Нав'є–Стокса [52].

Для розв'язання рівняння нерозривності [281] необхідно використати підхід методу кінцевих об'ємів [331]. Рівняння нерозривності невстановленого руху рідини у загальному вигляді для площини *Oxy* представляється:

$$\frac{\partial \overline{q}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{F}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{G}}{\partial t} = 0, \tag{4.1}$$

де $\overline{q} = \overline{\rho};\ \overline{F} = \overline{\rho}\overline{u}_x;\ \overline{G} = \overline{\rho}\overline{u}_y$.

Застосовуючи метод підобластей [63] до рівняння (4.1) в середині кінцевого об'єму, що показаний на рисунку 4.1:

$$\int\limits_{ABCD} 1\left(\frac{\partial \overline{q}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{F}}{\partial t} + \frac{\partial \overline{G}}{\partial t} \right) dxdy = 0, \tag{4.2}$$

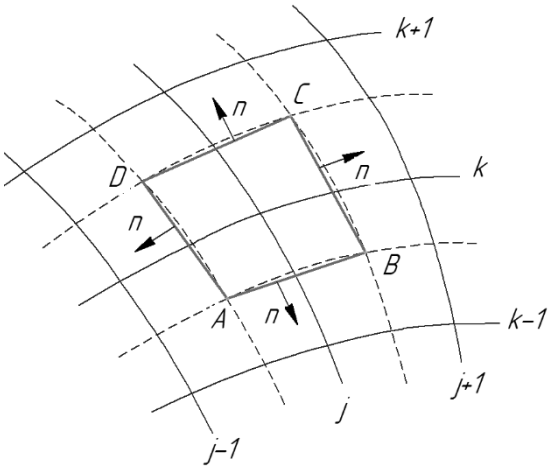


Рисунок 4.1 – Схема двовимірного кінцевого об’єму

або, якщо застосувати теорему Гріна [79],

$$\frac{d}{dt}\int \bar{q}dV + \int\limits_{ABCD} \bar{H}\cdot\bar{n}ds = 0, \qquad (4.3)$$

де $\bar{H} = \left(\bar{F},\bar{G}\right)$. У декартових координатах:

$$\bar{H}\cdot\bar{n}\,ds = \bar{F}dy - \bar{G}dx. \qquad (4.4)$$

Рівняння (4.3) є констатацією консервативності [117], [172]. У частинному випадку, якщо обрати $\bar{q} = \bar{\rho};\ \bar{F} = \bar{\rho}\bar{u}_x;\ \bar{G} = \bar{\rho}\bar{u}_y$, рівняння (4.3) збігається з інтегральним формулюванням закону збереження маси [29]. Відповідно, підхід методу кінцевих об’ємів зводиться до дискретизації вихідного рівняння, представленого в інтегральній формі (4.2), на противагу методу кінцевих різниць [332], який застосовується до вихідного рівняння в його диференціальній формі.

Одним із приблизних представлень рівняння (4.3) може бути рівняння:

$$\frac{d}{dt}\left(\Lambda q_{j,k}\right) + \sum_{AB}^{DA}\left(F\Delta y - G\Delta x\right) = 0, \qquad (4.5)$$

де Λ – площа чотирикутника *ABCD*, показаного на рис. 4.1, причому $q_{j,k}$ є величина, яка пов’язана із середнім значенням q в середині чотирикутника. У рівнянні (4.5):

$$\Delta y_{AB} = y_B - y_A;\ \Delta x_{AB} = x_B - x_A;\ F_{AB} = 0{,}5\left(F_{j,k-1} + F_{j,k}\right);\ G_{AB} = 0{,}5\left(G_{j,k-1} + G_{j,k}\right). \qquad (4.6)$$

І аналогічні вирази для Δy_{BC} і т. д. Якщо Λ не є функцією часу, тоді рівняння (4.5) матиме вигляд:

$$\begin{aligned}&\Lambda\frac{dq_{j,k}}{dt} + 0{,}5(F_{j,k-1} + F_{j,k})\Delta y_{AB} - 0{,}5(G_{j,k-1} + G_{j,k})\Delta x_{AB} + 0{,}5(F_{j,k-1} + F_{j+1,k})\Delta y_{BC} - \\ &-0{,}5(G_{j,k} + G_{j+1,k})\Delta x_{BC} + 0{,}5(F_{j,k} + F_{j,k+1})\Delta y_{CD} - 0{,}5(G_{j,k} + G_{j,k+1})\Delta x_{CD} + \\ &+0{,}5(F_{j-1,k} + F_{j,k})\Delta y_{DA} - 0{,}5(G_{j-1,k} + G_{j,k})\Delta x_{DA} = 0.\end{aligned} \qquad (4.7)$$

Якщо глобальна сітка (j, k) є нерегульованою, тоді записане для кінцевих об’ємів рівняння (4.7) забезпечує дискретизацію в декартових координатах, без необхідності введення узагальнених координат [102], [289]. Якщо загальна сітка є

однорідною і її лінії збігаються з лініями постійних *x* і *y*, тоді рівняння (4.7) матиме вигляд:

$$\Delta x\Delta y\frac{d}{dt}q_{j,k}-0,5(G_{j,k-1}+G_{j,k})\Delta x+0,5(F_{j,k}+F_{j+1,k})\Delta y+$$

$$+0,5(G_{j,k}+G_{j,k+1})\Delta x-0,5(F_{j-1,k}+F_{j,k})\Delta y=0,$$

або

$$\frac{d}{dt}q_{j,k}+\frac{F_{j,k}+F_{j+1,k}}{2\Delta x}+\frac{G_{j,k+1}+G_{j,k-1}}{2\Delta y}=0, \tag{4.8}$$

що збігається із апроксимацією, отриманою при представленні просторових кривих похідних в (4.1) за допомогою центральних різниць.

Підхід методу кінцевих об'ємів, який застосовувався для опису течії як стисненої, так і нестисненої рідин має дві важливі переваги. По-перше, хороші консервативні властивості (збереження маси тощо). По-друге, він допускає дискретизацію складних обчислювальних областей у більш прості, хоча і не обов'язково в такій же точній формі, а це дозволяє ізопараметричне кінцево-елементне формулювання [333] або введення узагальнених координат [120], [289].

4.2 Розроблення методу чисельного розв'язування рівняння Нав'є–Стокса

Створення достатньо загальної і раціональної чисельної методики для розв'язання багатовимірних рівнянь Нав'є–Стокса при помірних числах Рейнольдса [79], здатних досить точно описати локальні властивості течій – є однією із основних цілей математичного моделювання. За допомогою єдиного принципу побудови чисельних алгоритмів вдається дослідити широкий клас плоских, вісесиметричних і просторових задач динаміки в'язкої рідини.

Розглянемо рівняння Нав'є–Стокса в натуральних змінних:

$$\frac{\partial\bar{V}}{\partial t}+\left(\bar{V}\nabla\right)\bar{V}=-\nabla p+\nu\Delta\bar{V}\ ,\ \nabla\bar{V}=0\,. \tag{4.9}$$

Для розв'язання проблеми із розрахунком поля тиску необхідно в рівняння нерозривності (4.1) ввести член, який відповідає за штучну стисливість, а саме: $(\partial / \partial t)(p + V^2/2)$. У результаті було отримано модифіковану систему рівнянь:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial \bar{V}}{\partial t} + \left(\bar{V}\nabla\right)\bar{V} = -\nabla p + \nu\Delta\bar{V}; \\ \dfrac{\partial\left(p + \dfrac{V^2}{2}\right)}{\partial t} + \nabla V = 0, \end{cases} \tag{4.10}$$

розв’язок якої базується на методі розщеплення за фізичними факторами [284].

Вводяться такі позначення: $\nabla \times \bar{V} = \omega$, $\nabla\bar{V} = D$, $\nabla\bar{\tilde{V}} = \tilde{D}$.

Нехай у деякий момент часу $t_n = n\tau$ (τ – крок за часом, n – число кроків) відомі поля швидкості $\bar{V}$ і тиску p. Тоді схема визначення невідомих функцій в момент часу $t_{n+1} = (n+1)\tau$ може бути представлена у вигляді триетапної схеми розщеплення.

Етап I:

$$\frac{\bar{\tilde{V}} - \bar{V}^n}{\tau} = -\left(\bar{V}^n\nabla\right)\bar{V}^n + \nu\Delta\bar{V}^n. \tag{4.11}$$

Етап II:

$$\Delta p = -\frac{\tilde{D}}{\tau}, \text{ так як } D^{n+1}=0. \tag{4.12}$$

Етап III:

$$\frac{\bar{V}^{n+1} - \bar{\tilde{V}}}{\tau} = -\nabla p. \tag{4.13}$$

Рівняння (4.12) отримується шляхом взяття дивергенції від обох частин рівності (4.13) із урахуванням рівняння нерозривності (умова соленоїдальності [163] $div\bar{V}^{n+1} = 0$).

Розглянемо наступну фізичну інтерпретацію схеми розщеплення. На етапі I припускається, що перенос кількості руху (імпульсу одиниці маси) здійснюється тільки за рахунок конвекції або дифузії. Отримане таким чином проміжне поле швидкості $\bar{\tilde{V}}$, не задовольняє умову нестисливості ($\tilde{D} \neq 0$). Слід відмітити, що

проміжне поле швидкості $\tilde{\bar{V}}$ має досить визначений фізичний зміст. Дійсно, якщо застосувати оператор *rot* до вихідного рівняння (4.9) і до рівняння (4.11), а також врахувати, що $rot\tilde{\bar{V}} = rot\bar{V}^{n+1} = \omega^{n+1}$, тобто вже на етапі I проміжне поле швидкості у внутрішніх точках досліджуваної області течії зберігає вихрові характеристики.

На етапі II за знайденим проміжним полем швидкості із врахуванням умови соленоїдності вектора швидкості $\bar{V}^{n+1}$ знаходиться поле тиску.

На етапі III пропонується, що перенос здійснюється тільки за рахунок градієнта тиску (конвекція або дифузія відсутні).

Таким чином, обчислювальний цикл має такий вигляд: I – за відомим в початковий (або попередній) момент часу полем швидкості із рівняння (4.11) знаходиться проміжне поле швидкості, визначаючи тим самим праву частину рівняння (4.12); II – розв'язується рівняння Пуассона (4.12) для визначення тиску; III – підправляється остаточне за часом (на цьому шарі рідини) поле швидкості (4.13). Цикл повторюється до виконання деякого критерію встановлення (якщо існує стаціонарний розв'язок) або до заданого моменту часу.

Для випадку декартової системи координат і рівномірної сітки (рис. 4.2) двовимірна різницева схема має такий вигляд:

$$\frac{\tilde{V}_{y_{i+1/2,\,j}} - V_{y}^{n}_{i+1/2,\,j}}{\tau} = \frac{\left(V_{y}^{n}_{i,\,j}\right)^2 - \left(V_{y}^{n}_{i+1,\,j}\right)^2}{h_1} + \frac{\left(V_y V_x\right)^{n}_{i+1/2,\,j-1/2} - \left(V_y V_x\right)^{n}_{i+1/2,\,j+1/2}}{h_2} -$$

$$- \frac{\nu}{\Delta y}\left[\left(\frac{V_{x}^{n}_{i+1,\,j+1/2} - V_{x}^{n}_{i,\,j+1/2}}{h_1} - \frac{V_{y}^{n}_{i+1/2,\,j+1} - V_{y}^{n}_{i+1/2,\,j}}{h_2}\right) -\right.$$

$$\left. - \left(\frac{V_{x}^{n}_{i+1,\,j-1/2} - V_{x}^{n}_{i,\,j-1/2}}{h_1} - \frac{V_{y}^{n}_{i+1/2,\,j} - V_{y}^{n}_{i+1/2,\,j-1}}{h_2}\right)\right]; \qquad (4.14)$$

$$\frac{\tilde{V}_{x_{i,\,j+1/2}} - V_{x}^{n}_{i,\,j+1/2}}{\tau} = \frac{\left(V_{x}^{n}_{i,\,j}\right)^2 - \left(V_{x}^{n}_{i,\,j+1}\right)^2}{h_2} + \frac{\left(V_y V_x\right)^{n}_{i-1/2,\,j+1/2} - \left(V_y V_x\right)^{n}_{i+1/2,\,j+1/2}}{h_1} +$$

$$-\frac{\nu}{h_1}\left[\left(\frac{Vx^n_{i+1,j+1/2}-Vx^n_{i,j+1/2}}{h_1}-\frac{Vy^n_{i+1/2,j+1}-Vy^n_{i+1/2,j}}{h_2}\right)-\right.$$

$$\left.-\left(\frac{Vx^n_{i,j+1/2}-Vx^n_{i-1,j+1/2}}{h_1}-\frac{Vy^n_{i-1/2,j+1}-Vy^n_{i-1/2,j}}{h_2}\right)\right]; \qquad (4.15)$$

$$\begin{cases}\dfrac{p_{i+1,j}-2p_{i,j}+p_{i-1,j}}{h_1^2}+\dfrac{p_{i,j+1}-2p_{i,j}+p_{i,j-1}}{h_2^2}=\dfrac{D_{i,j}}{\tau},\\ D^{n+1}_{i,j}=0,\end{cases} \qquad (4.16)$$

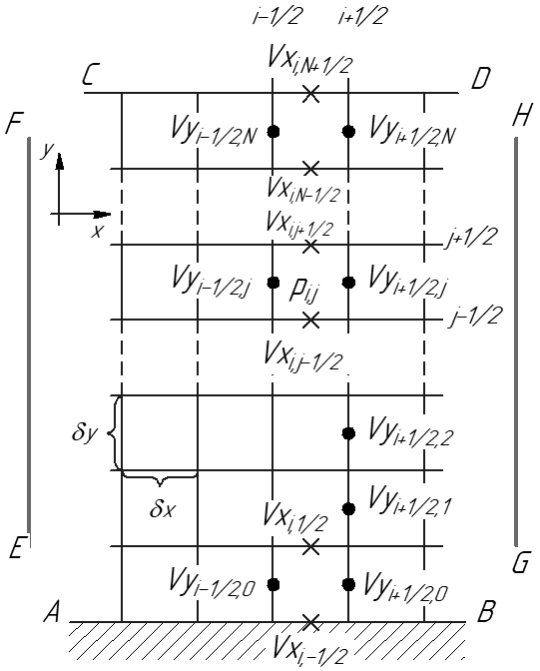


Рисунок 4.2 – Схема сіткового шаблону для метода розщеплення (двомірний випадок)

$$\begin{cases}Vy^{n+1}_{i+1/2,j}=\tilde{V}y_{i+1/2,j}-\dfrac{\tau}{h_1}\left(p_{i+1,j}-p_{i,j}\right),\\ Vx^{n+1}_{i,j+1/2}=\tilde{V}y_{i,j+1/2}-\dfrac{\tau}{h_2}\left(p_{i,j+1}-p_{i,j}\right).\end{cases} \qquad (4.17)$$

Схема (4.14)–(4.17) легко апроксимує рівняння (4.11)–(4.13) із другим порядком точності за просторовими змінними, похибка апроксимації порядку $O(\tau, h^2)$, де $h=\max(\Delta x, \Delta y)$, де $h_1=\Delta x$, $h_2=\Delta y$.

Суттєвим моментом запропонованого методу є вибір граничних умов. Через наявність задач обтікання тіл кінцевих розмірів потоком в'язкої нестисненої рідини, може бути виділено два основних типи граничних умов: умова на твердій поверхні і умова на лінії, достатньо віддаленій від обтікаючого тіла. Тобто, граничні умови на твердій поверхні (див. рис. 4.2):

$$\begin{cases}Vx^n_{i,j-1/2}=0; \ \text{(умова непротікання)}\\ Vy^n_{i+1/2,j-1/2}=0. \ \text{(умова прилипання)}\end{cases} \qquad (4.18)$$

Із останнього випливає:

$$\tilde{V}_{y_{i+1/2,0}} = \frac{V_{y_{i+1/2,0}}^{n}}{2} + \frac{V_{y_{i+1/2,1}}^{n}}{6} + O(h_2^3). \tag{4.19}$$

Умова (4.9) дозволяє звільнитися від необхідного введення шару фіктивних комірок (усередині твердого тіла), що в багатьох розрахункових схемах [334] приводить до неявного обчислення значення вихору на твердій поверхні з першим порядком точності [335].

Зауважимо, що у рамках запропонованого підходу не потрібно розраховувати значення вихору на твердій поверхні. Останнє може бути знайдене за обчисленим полем швидкостей із використанням будь-якого із різницевих представлень виразу для вихору в граничних точках:

$$\omega = \frac{\partial V_y}{\partial y} - \frac{\partial V_x}{\partial x}. \tag{4.20}$$

Граничні умови на лінії, віддаленій від обтікаючого тіла (*EF*, *CD*, *GH*) (див. рис. 4.2), є умови у незбуреному потоці, які у випадку $U_\infty \| OX$ мають вигляд (наприклад, на *CD*):

$$V_{x_{i,N+1/2}}^{n} = 0,\ V_{y_{i+1/2,N}}^{n} = 0. \tag{4.21}$$

При розрахунку поля тиску отримання однорідних граничних умов забезпечується із використанням підходу, який полягає в – вважаючи $V_{x_{i,N-1/2}}^{n+1} = 0$ (для випадку твердої поверхні) і $V_{x_{i,N+1/2}}^{n+1} = 0$ (для випадку лінії, яка віддалена від тіла), із (4.17):

$$\tilde{V}_{x_{i,N-1/2}} = \frac{\tau}{h_2}\left(p_{i,0} - p_{i,N-1}\right),\ \tilde{V}_{x_{i,N+1/2}} = \frac{\tau}{h_2}\left(p_{i,N+1} - p_{i,N}\right). \tag{4.22}$$

Із урахуванням (4.22) різницеве рівняння для розрахунку тиску в пограничних комірках матиме вигляд:

$$p_{i,0} = \frac{1}{\dfrac{2\tau_0}{h_1^2} + \dfrac{2\tau}{h_2^2}}\left(\tau_0 \frac{p_{i-1,0} + p_{i+1,0}}{h_1^2} + \frac{p_{i,1} + p_{i,0}}{h_2^2} - \tilde{D}_{i,0'}\right), \tag{4.23}$$

де

$$\tilde{D}_{i,0'} = \frac{\tilde{V}_{y_{i+1/2,0}} - \tilde{V}_{y_{i-1/2,0}}}{h_1} + \frac{\tilde{V}_{x_{i,j+1/2}}}{h_2},\ \tau_0 = \frac{h_2^2}{8\nu}. \tag{4.24}$$

Аналогічно виписується співвідношення для $p_{i,N}$.

Чисельна реалізація запропонованого методу включає такі три етапи.

Етап I. Із рівняння (4.14) визначаються значення $\tilde{V}_{y_{i+1/2,j}}$, $\tilde{V}_{x_{i,j+1/2}}$ із використанням умов (4.18) (за винятком пограничних значень $\tilde{V}_{y_{i+1/2,0}}$). За розрахованими значеннями $V_{y_{i+1/2,j}}^{n}$ у внутрішніх вузлах області із (4.19) знаходяться $\tilde{V}_{y_{i+1/2,0}}$.

Етап II. Поле тиску визначається із (4.16). У пограничних комірках використовуються співвідношення (4.23).

Етап III. Із (4.17) знаходяться значення $V_{y_{i+1/2,j}}^{n+1}$, $V_{x_{i,j+1/2}}^{n+1}$. В якості початкового наближення $V_{y_{i+1/2,j}}^{n+1}$, $V_{x_{i,j+1/2}}^{n+1}$ вибираються довільні функції, які задовольняють необхідні граничні умови.

Стаціонарний розв'язок системи рівнянь (4.14)–(4.17) виходить в результаті повторення вказаних етапів до виконання такого критерію встановлення:

$$\max_{i,j} \left| V_{y_{i+1/2,j}}^{n+k} - V_{y_{i+1/2,j}}^{n} \right| \le \varepsilon. \tag{4.25}$$

Дослідження стійкості можна провести поетапно. Критерій стійкості першого етапу може бути отриманий за допомогою першого диференціального наближення [235]. Стосовно до рівнянь (4.14) і (4.15) перше диференціальне наближення має вигляд:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial V_y}{\partial t} + \dfrac{\partial V_y^2}{\partial x} + \dfrac{\partial V_y V_x}{\partial y} = \left(\nu - \dfrac{\tau}{2} V_y^2\right)\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \left(\nu - \dfrac{\tau}{2} V_x^2 - \dfrac{h_2^2}{4}\dfrac{\partial V_x}{\partial y}\right)\dfrac{\partial^2 V_y}{\partial y^2}; \\ \dfrac{\partial V_x}{\partial t} + \dfrac{\partial V_y V_x}{\partial x} + \dfrac{\partial V_y^2}{\partial y} = \left(\nu - \dfrac{\tau}{2} V_y^2 - \dfrac{h_1^2}{4}\dfrac{\partial V_y}{\partial y} x\right)\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \left(\nu - \dfrac{\tau}{2} V_x^2\right)\dfrac{\partial^2 V_x}{\partial y^2}. \end{cases} \tag{4.26}$$

Із (4.26) випливає критерій стійкості, який використовує різницеву схему (h_1=h_2):

$$\tau = \frac{4\nu}{V_x^2 + V_y^2}. \tag{4.27}$$

Виключивши p із (4.16) і (4.17) за допомогою методу Фур'є [232], легко може бути показана безумовна стійкість другого і третього етапів. Приклад реалізації цього чисельного методу наведено у додатку В.

4.3 Модифікація математичного методу чисельного розв'язування системи рівнянь гідродинаміки

4.3.1 Модифікація математичного методу чисельного розв'язування системи рівнянь гідродинаміки для турбулентного режиму руху робочої рідини

Рідина яка знаходиться в турбулентному режимі руху характеризується коливаннями швидкості в усіх напрямках і має нескінченне число степенів вільності [363]. Розв'язок системи рівнянь Нав'є–Стокса [293] для турбулентного режиму руху ускладнено, оскільки у цьому випадку рівняння еліптичні, нелінійні і містять по дві невідомі величини. Робоча рідина в цьому випадку хаотична, дифузійна, дисипативна і переривчаста [337]. Для розв'язування цієї проблеми використовується те, що будь-яку випадкову величину x_i можна записати як суму її середнього значення $\overline{x}_i$ і відхилення x_i':

$$x_i = \overline{x}_i + x_i'. \tag{4.28}$$

Така декомпозиція буде надавати набір рівнянь, які описують деяке середнє поле робочої рідини [338]. У результаті ми отримаємо усереднене по Рейнольдсу рівняння Нав'є–Стокса, а також усереднене рівняння нерозривності.

Рівняння нерозривності [281] в компонентах для нестисливої рідини має вигляд:

$$\frac{\partial V_{xi}}{\partial x_i} = 0. \tag{4.29}$$

Тоді для усередненої швидкості $\overline{u}_i$:

$$\frac{\partial \bar{V}_{xi}}{\partial x_i} = 0\,. \tag{4.30}$$

Віднімаючи (4.30) із (4.29) отримаємо рівняння нерозривності для відхилення:

$$\frac{\partial V'_{xi}}{\partial x_i} = 0\,. \tag{4.31}$$

Використовуючи (4.28), можна записати рівняння Нав'є–Стокса [52] для нестисненої рідини:

$$\rho \frac{\partial V_{xi}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho V_{xi} V_{xj}\right) = \rho F_x + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j}\,, \tag{4.32}$$

де σ_{ij} – напруження в рідині, яке визначається за формулою:

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \nu\left(\frac{\partial V_{xi}}{\partial x_j} + \frac{\partial V_{xj}}{\partial x_i}\right). \tag{4.33}$$

Співвідношення (4.33) є визначаючими співвідношеннями для Ньютонівської рідини [339], де δ_{ij} називається дельтою Кронекера і визначається, як:

$$\begin{cases} \delta_{ij} = 1, i = j, \\ \delta_{ij} = 0, i \neq j. \end{cases} \tag{4.34}$$

Використовуючи декомпозицію (4.28), диференціальне рівняння Нав'є–Стокса (4.32) може бути записане у такому вигляді:

$$\rho\left(\frac{\partial \bar{V}_{xi}}{\partial t} + \bar{V}_{xj}\frac{\partial \bar{V}_{xi}}{\partial x_j}\right) = \rho \bar{F}_{xi} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\bar{\sigma}_{ij} - \rho\overline{\bar{V}'_{xi}\bar{V}'_{xj}}\right). \tag{4.35}$$

Рівняння (4.35) відрізняється від рівняння (4.32) тільки додатковою складовою в правій частині $\rho\overline{V'_{xi}V'_{xj}}$. Ця складова виражає напруження Рейнольдса [79] в рідині і представляє собою симетричний тензор другого порядку, який складається із шести незалежних компонент [340]. Таким чином, для турбулентної рідини є всі ті ж чотири рівняння і вже десять невідомих: три компоненти швидкості $\bar{V}$, гідродинамічний тиск p, і шість напружень Рейнольдса $\rho\overline{\bar{V}'_i\bar{V}'_j}$.

Для того, щоб замкнути систему диференціальних рівнянь, що описують турбулентність, необхідно визначити зв'язок між напруженнями по Рейнольдсу і

параметрами усередненої течії. Такий зв'язок визначається за допомогою різних моделей турбулентності [328]. У цих моделях приймаються визначені допущення, на основі яких вводиться недостатня кількість рівнянь, що дозволяє знайти усі невідомі. Приймається одне із допущень, а саме: вводиться турбулентна динамічна в'язкість за аналогією із динамічною в'язкістю:

$$\rho\overline{V'_{xi}V'_{xj}} = \nu_t\left(\frac{\partial V_{xi}}{\partial x_j} + \frac{\partial V_{xj}}{\partial x_i}\right). \tag{4.36}$$

Далі відбувається перехід безпосередньо до отримання спеціальної математичної моделі турбулентності, яка складається із двох рівнянь, яка буде використовуватись для опису турбулентного режиму течії і моделювання гідродинамічних процесів в імпульсних приводах. У цій моделі вводиться два важливих поняття турбулентності – генерація *P* і дисипація *ε*. Фізичний сенс генерації турбулентності *P* міститься в породженні нових вихорів і пульсацій, які і утворюють турбулентність [327]. Дисипація *ε*, навпаки, розсіює великі вихори на більш малі, спричиняючи усереднення течії і зменшення турбулентності. Два рівняння переносу дозволяють розглядати турбулентність в просторі й часі. Ця модель є напівемпіричною і опирається на феноменологічний підхід, результати яких отримані дослідним шляхом [336].

Виконавши деякі алгебраїчні перетворення і помноживши на V_{xj}, (4.35) може бути приведене до такого вигляду [341]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\overline{V'_{xi}V'_{xj}}) + \overline{V_k}\frac{\partial}{\partial x_k}(\overline{V'_{xi}V'_{xj}}) = -\frac{1}{\rho}\left(\overline{V'_{xj}\frac{\partial p}{\partial x_i}} + \overline{V'_{xi}\frac{\partial p}{\partial x_j}}\right) - 2\nu\overline{\frac{\partial V'_{xi}}{\partial x_k}\frac{\partial V'_{xj}}{\partial x_k}} - \frac{\partial}{\partial x_k}(\overline{V'_{xk}V'_{xi}V'_{xj}}) - \\ -\overline{V'_{xj}V'_{xk}}\frac{\partial u_{xi}}{\partial x_k} - \overline{V'_{xi}V'_{xk}}\frac{\partial u_{xj}}{\partial x_k} + \nu\nabla^2\overline{V'_{xi}V'_{xj}}.\end{aligned} \tag{4.37}$$

Визначається кінетична енергія турбулентності як $k = 0{,}5\overline{V'_{xi}V'_{xj}}$ і підставляється вона в (4.37), приймаючи *i=j*:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \overline{V_k}\frac{\partial k}{\partial x_k} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{V'_{xj}p}) - \nu\overline{\frac{\partial V'_{xi}}{\partial x_k}\frac{\partial V'_{xj}}{\partial x_k}} - \frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial x_k}(\overline{V'_{xk}V'_{xi}V'_{xj}}) - \overline{V'_{xi}V'_{xk}}\frac{\partial u_{xi}}{\partial x_k} - \nu\nabla^2 k\,. \tag{4.38}$$

Друга складова правої частини (4.38), за визначенням [341] є дисипацією:

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial V'_{xi}}{\partial x_k} \frac{\partial V'_{xj}}{\partial x_k}}. \tag{4.39}$$

Тоді як четверта складова правої частини виразу (4.38), включаючи мінус, за визначенням [341], є генерацією:

$$P = -\overline{V'_{xi} V'_{xk}} \frac{\partial u_{xi}}{\partial x_k}. \tag{4.40}$$

Виконавши припущення [337], що:

$$-\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{1}{2}\overline{V'_{xk} V'_{xi} V'_{xj}} - \frac{1}{\rho}\overline{V'_{xj} p}\right) \approx \frac{\partial}{\partial x_j}(\nu_t \frac{\partial k}{\partial x_j}), \tag{4.41}$$

і враховуючи (4.39)–(4.41), рівняння (4.38) може бути записано в такому вигляді:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{V_{xj}} \frac{\partial k}{\partial x_j} = P - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right). \tag{4.42}$$

Рівняння (4.42) є рівнянням для кінетичної енергії k, σ_k – параметр, який забезпечує необхідну розмірність для складової із ν_t. Зазвичай приймається σ_k=1,33. Рівняння для дисипації ε аналітично не виводиться і просто записується за аналогією із (4.42):

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \overline{V_{xj}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{C'_{1\varepsilon} P - C'_{2\varepsilon}\varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right). \tag{4.43}$$

де $T=k/\varepsilon$ забезпечує необхідну розмірність, а значення констант $C'_{1\varepsilon}$=1,44, $C'_{2\varepsilon}$=1,92, σ_ε=1,3 визначені із експериментів [363] і вводяться, оскільки рівняння (4.43) тільки припускається, але не виводиться аналітично.

Модернізуючи рівняння (4.42) і (4.43) [78] отримано рівняння енергії k і дисипації ε для слабостисненої рідини [68]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \dfrac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho k \overline{V}_{xi}\right) = \dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\nu + \dfrac{\nu_t}{\sigma_k}\right)\dfrac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k; \\ \dfrac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \dfrac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho \varepsilon \overline{V}_{xi}\right) = \dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\nu + \dfrac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\dfrac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\dfrac{\varepsilon}{k}\left(G_k + C_{3\varepsilon}G_b\right) - C_{2\varepsilon}\rho\dfrac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon, \end{cases} \tag{4.44}$$

де $G_k=\nu_t S^2$ – турбулентна кінетична енергія, утворена від середніх градієнтів швидкості; $\nu_t = \rho C_\nu \frac{k^2}{\varepsilon}$; C_ν=0,09; ρ – густина рідини; $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ji}}$ – інваріант тензора деформацій; $G_b = \beta g_i \frac{\nu_t}{Pr_t}\frac{\partial T}{\partial x_i}$ – кінетична енергія виштовхувальної сили, в якій Pr_t – турбулентна постійна Прандтля для енергії, g_i – компонента вектора гравітації в i-у напрямку, $\beta = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)$ – коефіцієнт температурного розширення, T – температура; $C_{3\varepsilon} = \tanh\left|\frac{V'_{\parallel}}{V'_{\perp}}\right|$ константа, що визначає степінь впливу виштовхувальної сили на ε, в якій $V'_{\parallel}$ – в якій компонента швидкості робочої рідини, паралельна вектору гравітаційної сили і $V'_{\perp}$ – компонента швидкості робочої рідини, перпендикулярна вектору гравітаційної сили; $C_{3\varepsilon}=1{,}0$ – приймається для шарів рідини, в яких напрямок швидкості рідини паралельний вектору гравітації, $C_{3\varepsilon}=0$ – для шарів рідини, для яких напрямок швидкості рідини перпендикулярний вектору гравітації; $Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2$ – вклад змінного розширення при турбулентному стисненні в загальну швидкість дисипації, який враховується при великому числі маху і при використанні в якості робочого середовища газу (наприклад повітря для імпульсних приводів), $M_t = \sqrt{\frac{k}{a}}$ – число Маха для турбулентної рідини [342], швидкість звуку в цьому робочому середовищі.

4.3.2 Модифікація математичного методу чисельного розв’язування системи рівнянь гідродинаміки для пристінних шарів робочої рідини

Представлена у попередньому розділі модель турбулентності робочої рідини справедлива для повністю розвинених турбулентних течій, тобто при $\nu_t >> \nu$. Очевидно, що це не вірно поблизу твердої поверхні, де турбулентні флуктуації подавляються стінкою [343]. Тому поблизу твердої стінки течії властиві як

ламінарний, так і турбулентний режими [344]. У зв'язку з цим для визначення параметрів турбулентності поблизу стінки застосовують емпірично отримані закони поведінки потоку. Для цього застосовується метод пристінних функцій, який полягає в тому, що турбулентний пограничний шар ділиться в напрямку нормалі до стінки на основні підшари [345].

Ближча до стінки зона, в якій в'язкі напруження домінують над Рейнольдсовими, називається в'язким або ламінарним підшаром [50]. Тут має місце лінійна залежність тангенціальної складової швидкості від відстані до стінки по нормалі:

$$V^+ = y^+. \tag{4.45}$$

У рівнянні (4.45) введені позначення для безрозмірної тангенціальної складової швидкості:

$$V^+ = \frac{q_\tau}{V_\tau}, \tag{4.46}$$

і безрозмірної відстані до стінки

$$y^+ = y\frac{u_\tau}{\nu}. \tag{4.47}$$

Модуль тангенціальної складової швидкості q_τ визначається за формулою:

$$q_\tau = \left|\overrightarrow{q_\tau}\right| = \left|\vec{V} - (\vec{V}\cdot\overrightarrow{n_w})\overrightarrow{n_w}\right|, \tag{4.48}$$

де $\overrightarrow{n_w}$ – одиничний зовнішній нормальний до стінки вектор; $u_\tau = \sqrt{\tau_w}$ – динамічна швидкість, τ_w – напруження тертя на обтічній поверхні. Залежність (4.45) еквівалентна за своєю суттю визначенню τ_w по лінійній апроксимації профілю швидкості в шарі між стінкою і пристінним вузлом y_w (відповідає ламінарному режиму течії):

$$\tau_w = \nu\frac{q_\tau}{y_w}. \tag{4.49}$$

В'язкий підшар із лінійним розподілом швидкості (4.45) в практиці розрахунків зазвичай визначається в інтервалі $0 \le y^+ \le 11{,}6$ [51].

Другий підшар турбулентного пограничного шару характеризується тим, що в ньому тангенціальна складова має логарифмічний закон зміни [51]:

$$V^+ = \frac{1}{kar}\ln(Ey^+), \tag{4.50}$$

і Рейнольдсові напруження набагато перевищують в'язкі. У рівнянні (4.50) kar=0,4 ÷ 0,42 – постійна Кармана [284]; E=8,80 ÷ 9,79 – постійна, що визначає степінь шорсткості стінки [50], [80].

Логарифмічний підшар турбулентного пограничного шару зазвичай визначається в інтервалі [295]: $11{,}6 \le y^+ \le 400$. Область з $y^+ > 400$ вважається режимом повністю розвиненої турбулентної течії [341]. Нехай найближчий до стінки вузол y_w знаходиться в логарифмічному шарі внутрішньої області турбулентного пограничного шару. У цьому випадку використовується така залежність:

$$k_p = \frac{V_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}. \tag{4.51}$$

Закони (4.49) і (4.50) об'єднуються в один універсальний вираз:

$$\tau_w = \nu_w \frac{q_\tau}{y_w}, \tag{4.52}$$

де $\nu_w = \nu \cdot \max\left[1, \frac{kar\ y_p^+}{\ln(Ey_p^+)}\right]$.

Безрозмірна відстань y_p^+ у цьому випадку визначається за формулою [329]:

$$y_p^+ = \frac{C_\mu^{0,25} k_p^{0,5} y_p}{\nu}. \tag{4.53}$$

Узагальнений коефіцієнт кінематичної в'язкості ν_w використовується для підрахунку напруження тертя на стінці.

4.3.3 Модифікація математичного методу чисельного розв'язання руху шарів робочої рідини в області зазору

Особливим місцем в математичному моделюванні гідродинамічних процесів в режимі турбулентності займає дослідження руху рідини в геометричній області типу

«зазор» [346]. Умовою існування геометричної області типу «зазор» будемо вважати потік, який протікає між двома поверхнями, що утворюють зазор, відстань між якими не менша 10^{-6} мм і не більша двох міліметрів [50].

Експериментальні дослідження підтвердили [280], що в області «зазору» має місце ламінарна течія (число *Re*, обчислене по ширині зазору, менше 1000) із параболічним профілем швидкості. Розглянемо розрахункову комірку зазору об'ємом Ω у вигляді паралелепіпеда. По суті вона, представляє собою вузький канал шириною δ із площею граней 2*S*. Нехай у зазорі реалізується параболічний профіль швидкості із середнім значенням $\bar{V}$. Тоді об'ємна сила тертя в комірці [342] $F = -\frac{12\nu\bar{V}S}{\delta\Omega}$, а оскільки $\Omega = S\delta$, тоді отримаємо:

$$F = -\frac{12\nu\bar{V}}{\delta^2}. \tag{4.54}$$

Об'ємна сила тертя (4.54) переписується у векторній формі. Для стабільності алгоритму вона записується у вигляді закону Дарсі [347]:

$$\vec{F} = -\rho D\vec{V}, \tag{4.55}$$

де $D = \frac{12\nu}{\rho\delta^2} > 0$.

При розв'язуванні рівнянь Нав'є–Стокса [293] в комірках зазору добавляється об'ємна сила тертя у вигляді (4.55). При цьому сила тертя на поверхнях, що утворюють зазор, не враховується.

4.4 Висновки до розділу 4

Сучасний етап розвитку нелінійної механіки характеризується широким і глибоким використанням найтонших ефектів; вона все більше взаємодіє з іншими областями науки і техніки. Однією із характерних рис сучасних досліджень є математизація фізичного пізнання, інтенсивне застосування методів математичного моделювання в різних галузях науки і техніки. Поява сучасних потужних комп'ютерних систем [300] значно підвищило інтерес до різних чисельних методів і алгоритмів, реалізація яких межує із проведенням чисельного експерименту, який

відображає процес отримання результатів при чисельному моделюванні. Потреба у такому підході до розв'язання задач математичної фізики диктується запитами практики, що стають все складнішими, і спробою створення більш раціональних загальних теоретичних моделей для вивчення складних фізичних явищ.

У цьому розділі розроблено ефективну чисельну методику для розв'язування багатовимірної системи рівнянь нерозривності і Нав'є–Стокса при помірних числах Рейнольдса, яка здатна досить точно (додаток В) описати локальні властивості течій і дозволяє враховувати різні типи граничних умов, особливостей турбулентного і ламінарного режимів руху, а також пристінних функцій розподілу швидкості робочої рідини. Висока точність розробленого чисельного методу досягається значенням похибки апроксимації другого порядку по часу і наявністю критерію стійкості різницевої схеми розв'язку.

Запропонований метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів має певні сильні сторони порівняно з відомими чисельними методами [44], [119], [120], [348], де різницеві представлення виконання умови прилипання приводить до необхідності визначення граничного значення вихору на твердій поверхні тіла, наслідком чого є відсутність балансу сил на твердій поверхні [349]. Різницева схема цього методу дозволяє розраховувати поле течії без використання значень вихору і тиску на твердій поверхні. Результати проведених розрахунків, а також пробні розрахунки тривимірних течій, виконані із використанням цього підходу, свідчать про його ефективність. Також цей метод дозволяє проводити по єдиному алгоритму розрахунки обтікання плоских, осесиметричних і тривимірних тіл складної конфігурації потоком в'язкої слабостисненої рідини, а також внутрішніх течій в широкому діапазоні чисел Рейнольдса (див. додаток В).

Результати, представлені в цьому розділі, висвітлено і опубліковано у статтях [78], [90], [95], [102], [117], [119], [120], у тезах міжнародно-технічних і практичних конференцій [68], [80], [89], авторському свідоцтві на твір [113] та були використані при роботі над проєктом, що виконувався в рамках госпдоговірної теми № 1925 (номер державної реєстрації 01105U004105) «Розробка систем відбору тепла в установках для утилізації відходів».

РОЗДІЛ 5
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА СИСТЕМ ГІДРАВЛІЧНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРНИХ МАШИН

У попередньому розділі був розроблений математичний метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів систем приводів ГВ та ГВУ машин, які за допомогою комп'ютерних систем дозволяють ефективно визначати фізичні характеристики робочої рідини [149], [178] у різних точках порожнин гідросистеми, що дозволяє досліджувати закономірності руху робочих органів цих машин при різних режимах роботи ГІП [87], [102] в залежності від параметрів обраного технологічного процесу. Для визначення властивості асимптотичної стійкості [274] розроблених чисельних методів і алгоритмів (див. розд. 4) необхідно провести серію експериментальних досліджень, результати яких підтвердять адекватність і достовірність математичних моделей реальним процесам, що відбуваються у цих динамічних системах на прикладі ІВ на базі ГІП.

Метою експериментальних досліджень є:

– встановлення реальних закономірностей зміни робочих режимів ГІП [6], [73] інерційної вібротрамбовки під час регулювання параметрів спрацювання ГІТ (тиску «відкриття» p_1, зусилля пружини повернення та площі поперечного перерізу дроселя регулятора швидкості і ходу спрацювання клапана другого каскаду (див. рис. 1.15), подачі гідронасоса тощо);

– перевірка ступеня достовірності [226] розроблених математичних моделей ГІП інерційної вібротрамбовки, керованого двокаскадним ГІТ, та експериментальної системи приводу [83], [100];

– визначення відносних величин розходження між результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

Під час проведення експериментальних досліджень ГІП інерційної вібротрамбовки необхідно:

1) визначити закон зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині приводу під час регулювання [82], [97]: площі прохідного перерізу

дроселя-регулятора швидкості і ходу спрацювання клапана другого каскаду; тиску «відкриття» p_1 (див. розд. 1.3); подачі гідронасоса (шляхом відведення частини потоку через регулятор витрати в гідробак) [81], [50]; зусилля пружини повернення клапана другого каскаду ГІТ; інерційного навантаження виконавчої ланки приводу (маси $M_{ін}$);

2) визначити експериментальну залежність амплітуди вібрації виконавчої ланки ГІП від частоти проходження імпульсів тиску для різних величин тиску «відкриття» ГІТ [89], [183];

3) визначити ступінь відповідності між формами імпульсів тиску та переміщення виконавчої ланки ІВ на різних частотах проходження імпульсів тиску [94], [350].

5.1 Розроблення експериментального стенда інерційної вібротрамбовки на базі гідроімпульсного приводу

Дослідження проводилось на дослідному зразку ІВ на базі ГІП, виготовленому і встановленому в лабораторії гідродинаміки кафедри інженерних систем у будівництві ВНТУ.

Дослідний зразок ІВ і двокаскадний ГІТ (рис. 5.1) мають такі конструктивні параметри:

1. Площі поперечного перерізу: плунжера виконавчого гідроциліндра 1.6 – S=2,92·10^{-3} м^2; клапанної (S_1) та конусної (S_{1k}) частин запірного елемента (клапана першого каскаду 1.13) ГІТ – S_1=1,3·10^{-4} м^2, S_{1k}=1,7·10^{-4} м^2; запірної фаски ($S_{2ф}$) та конусної (S_{2k}) частин запірного елемента (клапана другого каскаду 1.10) ГІТ – $S_{2ф}$=1,1·10^{-4} м^2, S_{2k}=1,8·10^{-4} м^2; дросельного отвору в основі клапана другого каскаду 1.10 ГІТ – $S_{др}$=2,75·10^{-6} м^2.

2. Усереднена площа прохідного перерізу напірної гідролінії – $S_{др}$=4,52·10^{-4} м^2.

3. Максимальна площа прохідного перерізу зливної гідролінії 1.18 клапана першого каскаду 1.13 ГІТ – S_{01}=2,46·10^{-4} м^2.

4. Максимальна площа прохідного перерізу зливної гідролінії 1.17 клапана другого каскаду 1.10 ГІТ – S_{02}=2,46·10^{-4} м^2.

5. Межі регулювання площ: прохідного перерізу дроселя-регулятора ходу спрацювання клапана другого каскаду – $S_{др}=(7,1…15,0)\cdot10^{-6}$ м^2; поперечного перерізу клапанної частини запірного елемента (клапана першого каскаду) ГІТ – $S_1=(1,27…3,36)\cdot10^{-4}$ м^2.

6. Об’єм напірної порожнини гідросистеми приводу ІВ – $W_0=8,15\cdot10^{-4}$ м^3.

7. Основні характеристики регулятора витрат: номінальний робочий тиск – $p_н=10,0$ МПа; межі регулювання витрат – $(0,2…1,15)\cdot10^{-3}$ м^3/с; діаметр умовного проходу – $d_y=2,0\cdot10^{-6}$.

8. Подача гідронасоса – $Q_H=1,14\cdot10^{-3}$ м^3/с.

9. Максимальні ходи, елементів каскадів ГІТ гідроімпульсного приводу: клапана першого каскаду – $h_1=8,0\cdot10^{-3}$ м; клапана другого каскаду – $h_2=10,0\cdot10^{-3}$ м; інерційної маси – $h=40,0\cdot10^{-3}$ м.

10. Маси ланок ІВ та ГІТ: виконавчої ланки, при установці максимальних інерційних мас – $M_{ін}=110,0$ кг; клапана першого каскаду – $M_1=0,70$ кг; клапана другого каскаду – $M_2=2,60$ кг.

11. Жорсткість пружних елементів ГІТ та ІВ: повернення клапана першого каскаду – $k_1=8\cdot10^3$ Н/м; повернення клапана другого каскаду – $k_2=8\cdot10^3$ Н/м; повернення виконавчої ланки ІВ – $k=1,63\cdot10^6$ Н/м [115].

Гідравлічна система 1 дослідного зразка (див. рис. 5.1) ІВ складається із гідронасоса 2 типу НШ-32-4 ГОСТ 8753-71, запобіжного клапана 3. Максимальний тиск в гідросистемі налагоджувався за манометром 4 (типу МТ-2, верхня межа 20 МПа, серія 72–75, діаметр шкали 60 мм, клас точності 4), який з’єднується з нею за допомогою гідророзподільника 5.

Регулювання витрати робочої рідини в гідросистемі здійснюється в автоматичному режимі шляхом зміни числа обертів привідного електродвигуна 6 гідросистеми за допомогою частотного перетворювача “Altivar 28” фірми Schneider Electric.

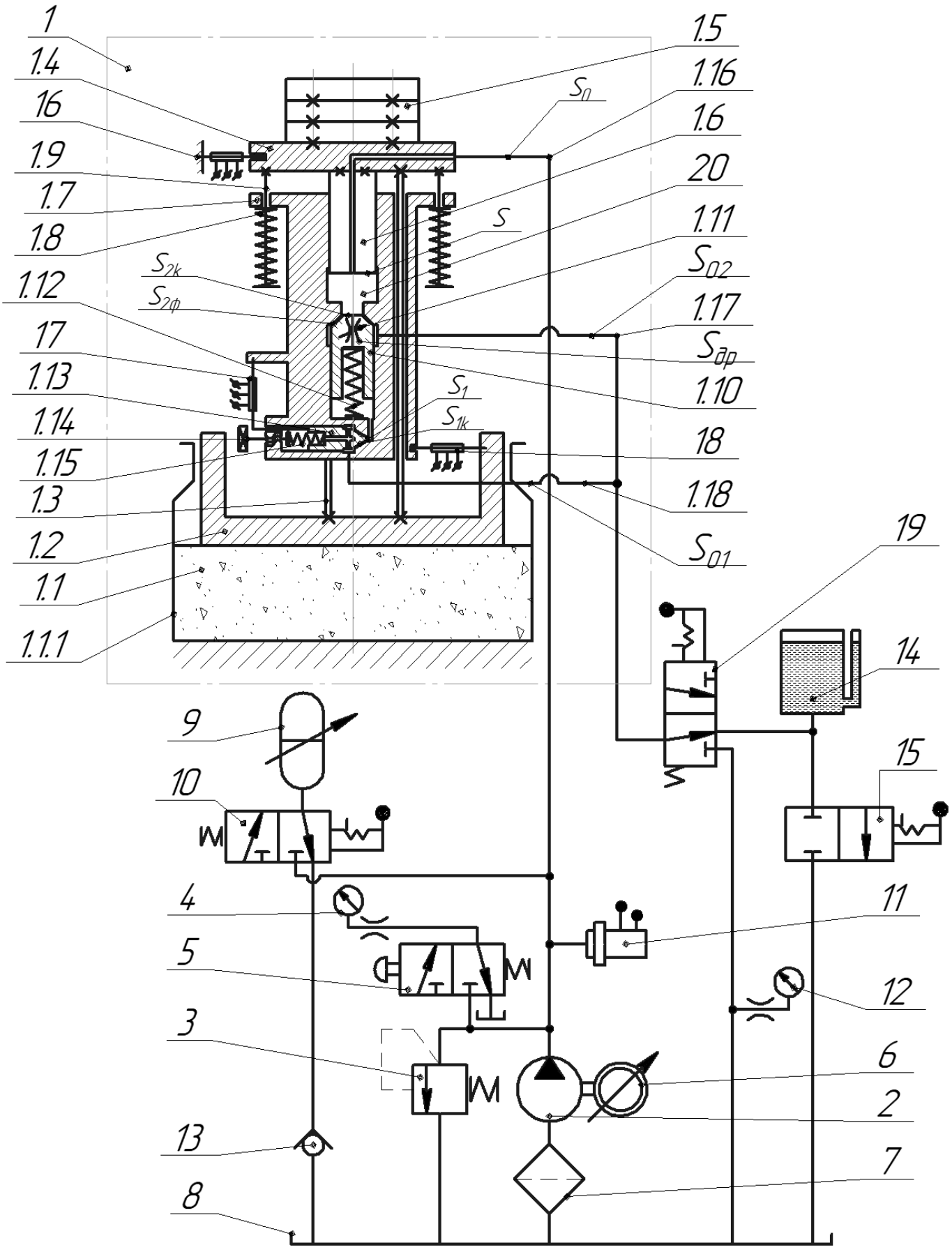


Рисунок 5.1 – Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка ІВ

Насос 2 сполучено з сітчастим фільтром 7, вбудованим у всмоктувальний відсік гідробака 8 і має розвинену поверхню фільтроелементів (~1/3 об’єму гідробака 8 і тонкість фільтрації енергоносія 40 мкм), що достатньо для безвідмовної роботи гідроімпульсного приводу ІВ 1. Зливні гідролінії 1.18 і 1.17 сполучені з гідробаком 8 через гідророзподільник 19. При запуску гідронасоса 2 робоча рідина під тиском по напірній магістралі 1.16 надходить в напірну порожнину 20.

Крім того, на випробувальному стенді передбачено ємність 9 для зміни об’єму гідросистеми до 10 літрів. При дослідженні роботи приводу з мінімальним об'ємом гідросистеми ємність 9 відключалась за допомогою гідророзподільника 10.

Записи зміни тиску в напірній магістралі виконувались за допомогою датчика тиску 11 з наступною реєстрацією тиску на електронно-обчислювальній машині (ЕОМ) через АЦП Е-14-140. Реєстрація тиску в зливній магістралі здійснювалась за допомогою манометра 12. Запис фактичної величини вертикального переміщення трамбувальної плити 1.2, горизонтального переміщення клапана першого каскаду 1.13 і відносного переміщення гідроциліндра 1.7 виконувались магнітострикційними датчиками переміщень 16, 17, 18 відповідно, з наступною реєстрацією величини переміщення на ЕОМ через АЦП Е-14-140.

Вимірювання споживаної потужності здійснювалось за допомогою частотного перетворювача “Altivar 28” та ватметрів [100], [101]. Робота приводу записувалася при t = (35…40) °С, що відповідало певній в'язкості мастила. Температура мастила вимірювалася дистанційним термометром.

На поверхні дослідного зразка ґрунту 1.1, який засипаний у контейнер 1.1.1, встановлена трамбувальна плита 1.2, яка через три напрямні 1.3 з’єднана болтовим з’єднанням із інерційною плитою 1.4. У свою чергу до інерційної плити 1.4 зверху кріпляться змінні інерційні маси 1.5, а до нижньої основи – плунжер 1.6. Плунжер 1.6 входить у рухоме з’єднання із гідроциліндром 1.7. Причому плунжер 1.6 через інерційну плиту 1.4 додатково, через напрямні 1.9, з’єднаний пружними елементами виконавчого органу 1.8 із гідроциліндром 1.7. У корпусі гідроциліндра 1.7 встановлений ГІТ, який складається із клапанів другого 1.10 і першого 1.13 каскадів.

У клапані другого каскаду 1.10 вбудований змінний дроселюючий отвір 1.11, а пружний елемент 1.12 притискає сам клапан другого каскаду 1.10 до основи гідроциліндра 1.7. Клапан першого каскаду 1.13 постійно притискається до конічної основи гідроциліндра 1.7 за допомогою пружного елемента 1.15, початковий натяг якого регулюється гвинтом 1.14. Порожнини клапана першого 1.13 і другого 1.10 каскадів з'єднані із гідробаком 5 зливними гідролініями 1.18 і 1.17 відповідно. У свою чергу напірна гідролінія 1.16 через канали у плунжері 1.6 з'єднана із напірною порожниною 20 гідроциліндра 1.7.

Один кінець датчика переміщення 16 жорстко кріпиться до основи фундаменту, а другий (вільний) за ковзною посадкою входить в горизонтальний проріз на інерційній плиті 1.4, сприймаючи таким чином, тільки вертикальний рух трамбувальної плити 1.2. Для визначення відносного переміщення гідроциліндра 1.7 кінець датчика переміщення 18 жорстко кріпиться до трамбувальної плити 1.2, а другий (вільний) за ковзною посадкою входить в горизонтальний проріз гідроциліндра 1.7. Також для визначення горизонтального відносного переміщення клапана першого каскаду 1.13 верхній кінець датчика переміщення 17 жорстко кріпиться до гідроциліндра 1.7, а другий (вільний) нижній за ковзною посадкою входить в горизонтальний отвір гідроциліндра 1.6 і через різьбове з'єднання кріпиться до клапана першого каскаду 1.13.

Гідроапарати 5, 10, 15 та 19 стиковим способом кріпляться за допомогою нарізних шпильок до розподільного паралелепіпеда (на рисунку 5.1 не показаний). Гідронасос 2 разом з привідним електродвигуном 6 установлюється за допомогою спеціальної платформи на станині фундаменту, а його напірний отвір коротким жорстким патрубком з'єднується з напірним отвором розподільного паралелепіпеда. Гідробак 8 установлюється поряд із ІВ 1 за межами її віброізольованого фундаменту.

Експериментальний стенд ІВ на базі ГІП дозволяє проводити запис режимів роботи при зміні таких параметрів, крім зміни геометричних і конструктивних параметрів ГІТ [58], [87]:

1. Витрати мастила в гідросистемі – зміною продуктивності регульованого гідронасоса 2 за допомогою частотного перетворювача “Altivar 28”.

2. Жорсткості гідросистеми, що змінювалась за рахунок зміни об’єму ємності 9, яка через зворотний клапан 13 з’єднана зі зливом в гідробак 8.

3. Вимірювання фактичної витрати робочої рідини на зливі за допомогою мірного посуду 14, який підключається через гідророзподільник 15 до зливної магістралі в гідробак 8.

Для вимірювання параметрів експериментального стенда ІВ на базі ГІП застосовувалася така вимірювальна та реєстраційна апаратура і прилади [351]:

1. АЦП фірми “L-CARD” типу E-14-140 (заводський № 3R305028);

2. Частотний перетворювач “Altivar 28” Telemecanique типу ATV28HU29N4 (1,5 кВт/2HP, 380/500 В) (заводський № 841425040328);

3. Блок живлення фірми “Sanken Electronic” типу SKS-150-24 (заводський № 082303847);

4. Датчик тиску фірми “Метронік” типу “Карат” – ДИ (заводський № 07355);

5. Магнітострикційний датчик переміщення фірми “MTS Temposonics” типу EP20100MA (заводський № 09131220);

6. Зразковий манометр для тарування датчиків тиску, верхня межа вимірювання 160 кг/см^2, діаметр корпусу 160 мм, клас точності 1 (заводський № 59166);

7. Манометр 22 типу ОБМ-160, верхня межа 1,6 МПа, діаметр шкали 160 мм, клас точності 1,6 (заводський № 613661);

8. Ватметр Д5004 (3 шт.) (600 В, 5 А, заводські №№ 57759, 57762, 57765);

9. Персональний комп’ютер Acer Intel Pentium M740, 1,73 ГГц, 512 MB DDR2, video 128 MB, 15,4”, ОС Linux Ubuntu 1.6.

Використані вимірювальні прилади пройшли державну повірку у відповідності до ГОСТ 8.002-71 «Організація і порядок повірки засобів вимірювання» (контроль міжповірочних інтервалів здійснювався метрологічною службою ВНТУ). До і після експериментів датчики тарували.

На рисунку 5.2 показаний загальний вигляд експериментального стенду з вимірювальною апаратурою.

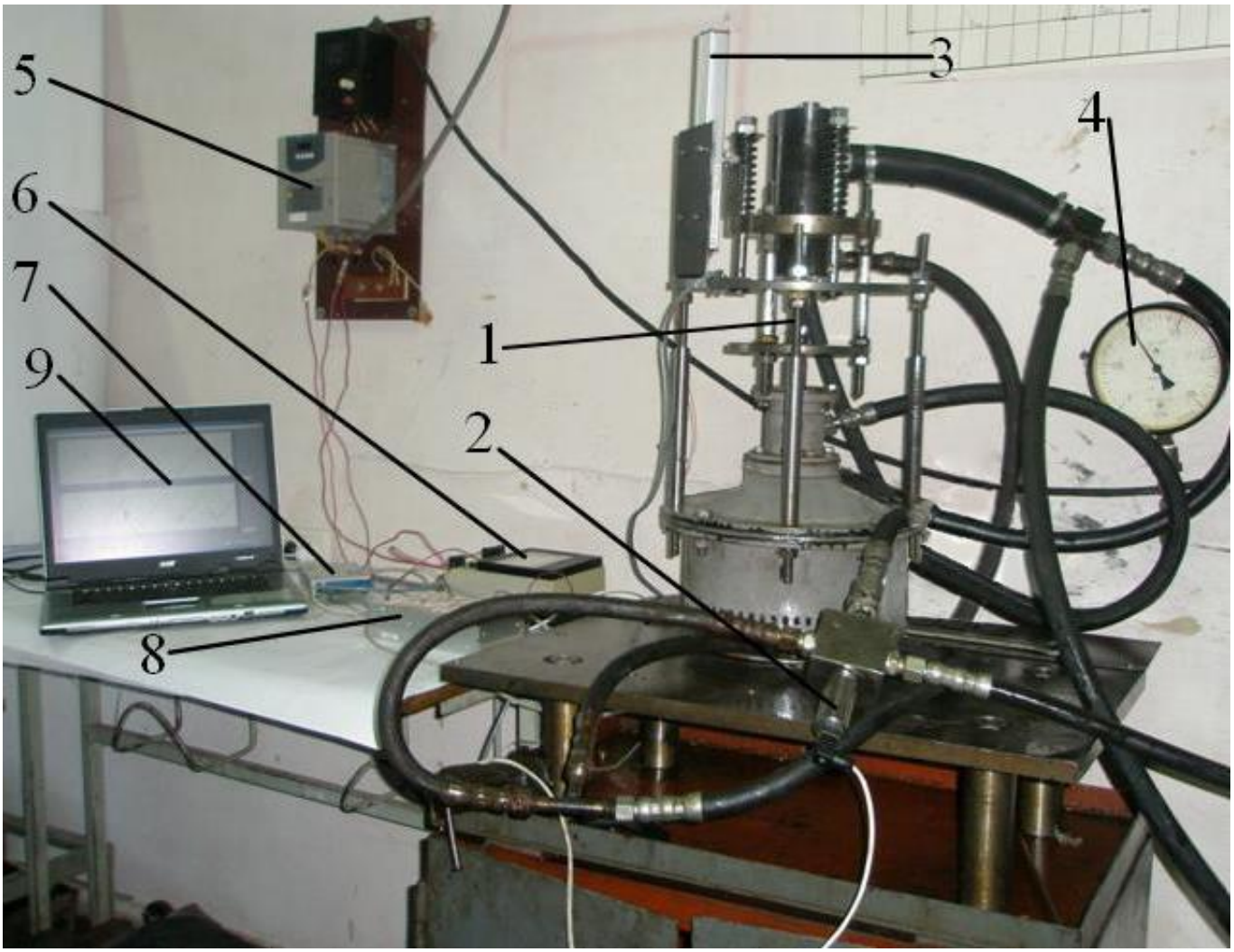


Рисунок 5.2 – Загальний вигляд експериментального стенда ІВ на базі ГІП:
1 – ГІП; 2 – датчик тиску; 3 – датчик переміщення; 4 – манометр;
5 – частотний перетворювач; 6 – ватметр; 7 – АЦП; 8 – блок живлення;
9 – електронно-обчислювальна машина

На рисунку 5.3 наведено електричну принципову схему підключення датчиків тиску та переміщення у вимірювальні канали АЦП Е-14-140.

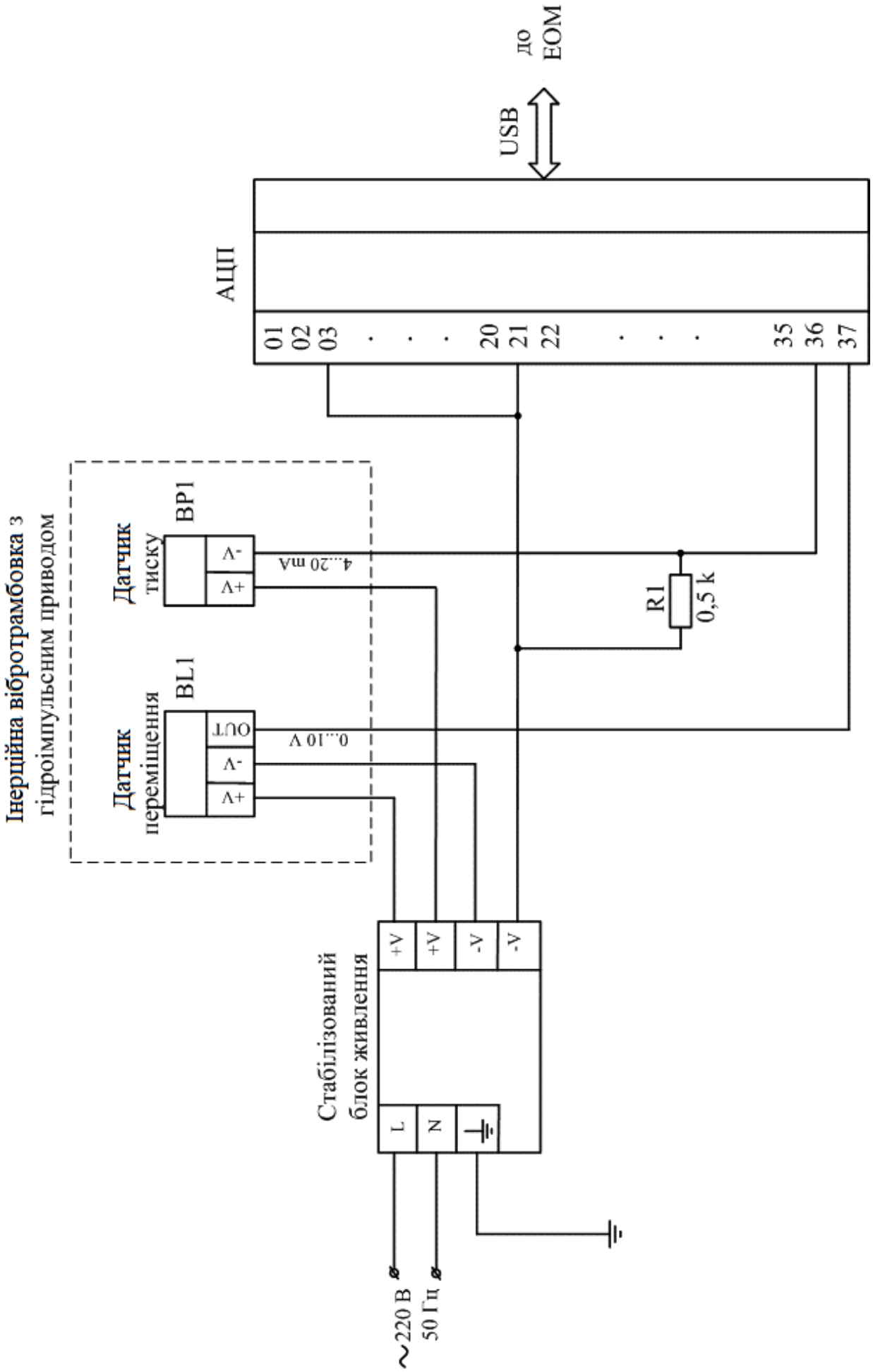


Рисунок 5.3 – Схема електрична принципова підключення датчиків тиску та переміщення

На рисунку 5.4 наведено принципову електричну схему підключення ватметрів для реєстрації споживаної потужності привідного двигуна насосної станції, а також частотного перетворювача “Altivar 28” для зміни числа обертів привідного двигуна насосної станції.

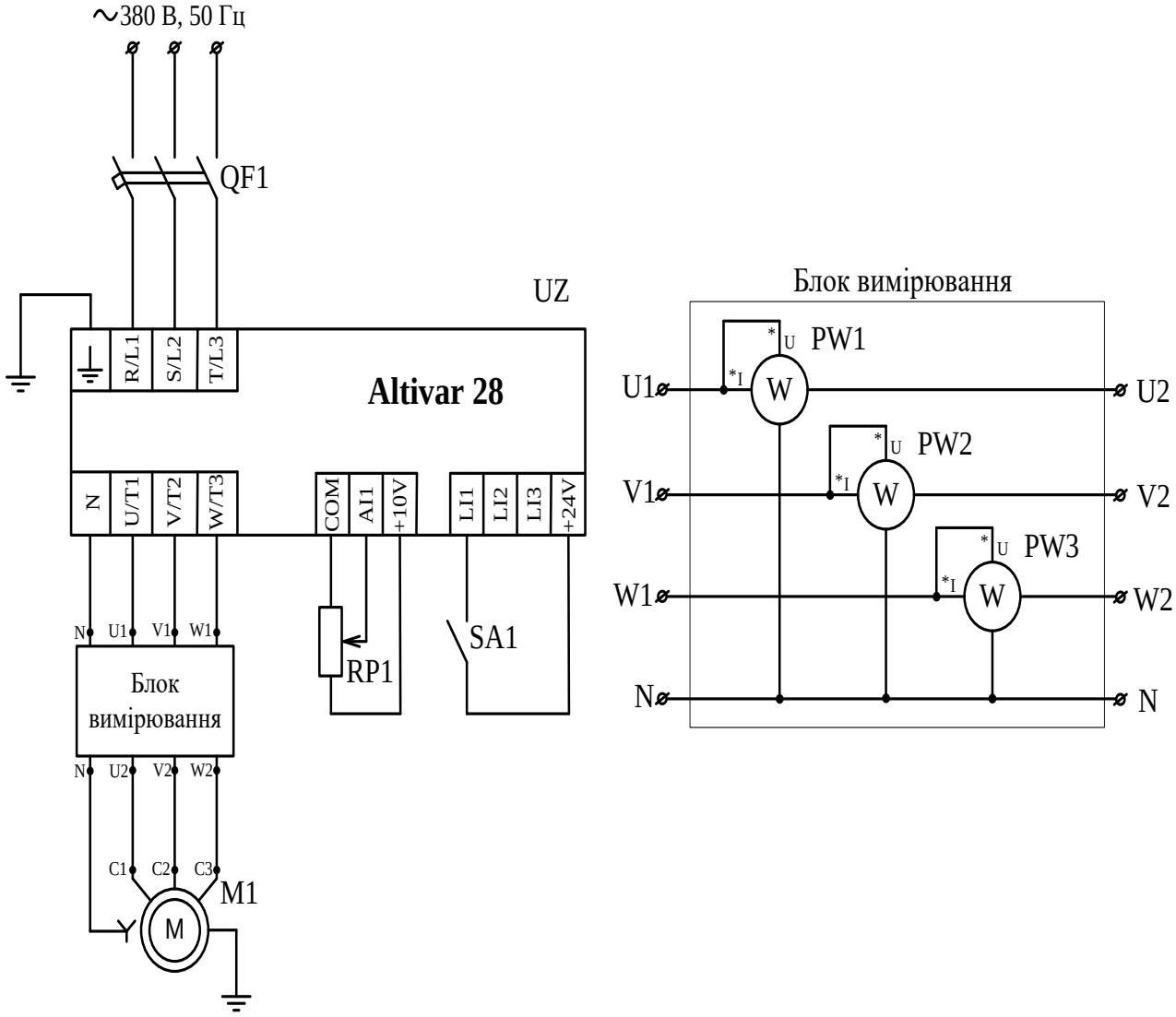


Рисунок 5.4 – Схема електрична принципова підключення привідного двигуна насосної станції

На рисунках 5.5 і 5.6 показано загальний вигляд реєструвальної, регулювальної та вимірювальної апаратури, а на рисунках 5.7 і 5.8 показаний загальний вигляд датчиків переміщення і тиску, відповідно.

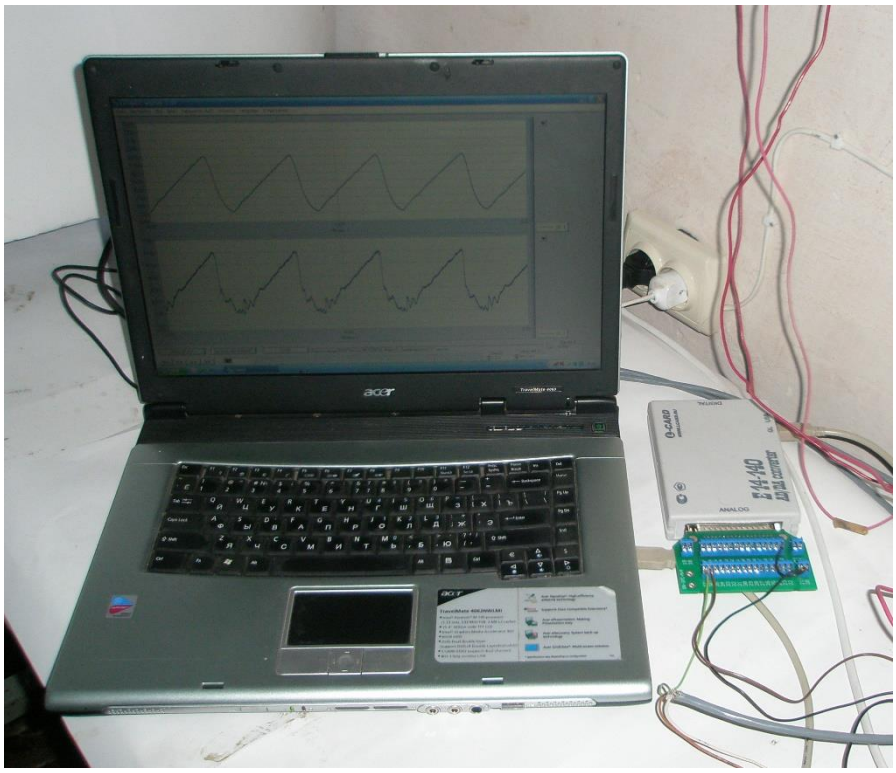


Рисунок 5.5 – Загальний вигляд реєструвальної апаратури (персональний комп’ютер, АЦП Е 14-140)

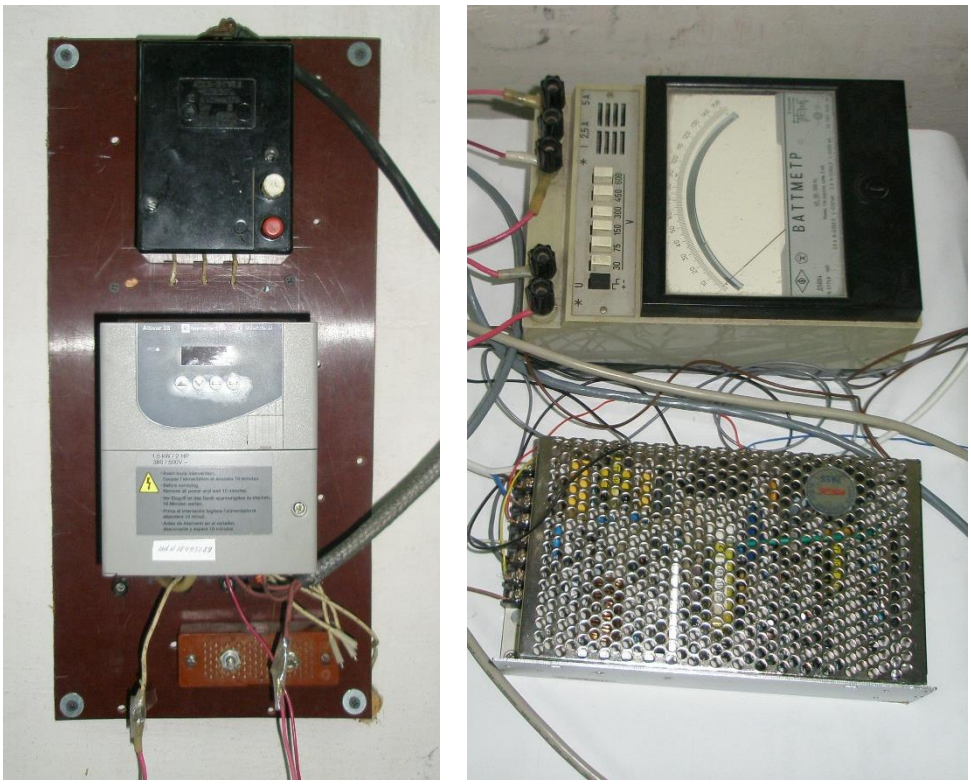


Рисунок 5.6 – Регулювальна та вимірювальна апаратура (частотний перетворювач, ватметр і стабілізаційний блок живлення)



Рисунок 5.7 – Загальний вигляд датчика тиску Карат – ДИ

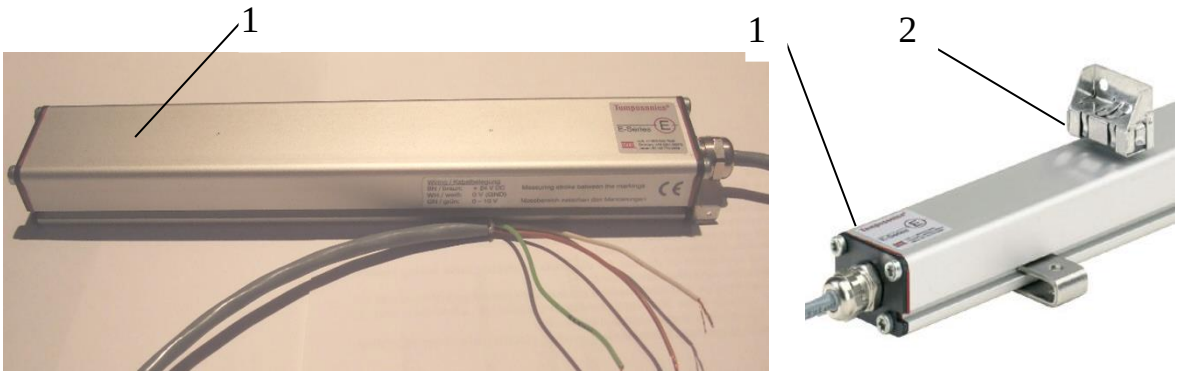


Рисунок 5.8 – Загальний вигляд магнітострикційного датчика переміщення:
1 – датчик; 2 – рухомий магніт

5.2 Розроблення методики експериментальних досліджень

На основі поставлених на початку розділу 5 задач, складено методику експериментальних досліджень дослідного зразка ІВ на базі ГІП, структурну схему якої зображено на рисунку 5.9. На даній схемі введено наступні позначення: 1 – підготовка дослідного зразка ІВ на базі ГІП до проведення експериментальних досліджень; 2 – підготовка вимірювальної та реєструвальної апаратури; 3 – установка і закріплення дослідного зразка ІВ на стенді, установка і підключення вимірювальної та реєструвальної апаратури, комплексна підготовка стенда до проведення експериментів; 4 – проведення експериментів з одночасною реєстрацією основних робочих параметрів ГІП; 5 – обробка результатів вимірювань, оцінювання їх точності; 6 – побудова графічних залежностей ККД η, частоти проходження імпульсів тиску ν, тиску спрацювання p_1, а також амплітуди переміщення корпуса дослідного зразка ІВ в залежності від витрати гідронасоса Q та інерційних мас $M_{ін}$

У залежності від характеристик конкретного досліду перед його початком проводиться підготовка випробовуваного експериментального стенда ІВ на базі ГІП, зокрема ГІТ. Виконуються необхідні вимірювання і регулювання їх конструктивних параметрів, а також робочих характеристик привідної гідросистеми. Зокрема, виконуються вимірювання і регулювання величини попередньої затяжки пружного елемента 1.15 клапана першого каскаду 1.13 та пружних елементів 1.8 виконавчого органу (гідроциліндра) 1.4 (див. рис. 5.1). У залежності від типу використовуваного ґрунту 1.1 варіюються також інші конструктивні параметри (набір змінних інерційних мас 1.5, тиск спрацювання ГІТ; жорсткості пружних елементів 1.12, 1.15 і 1.8; площа прохідного перерізу дроселюючого отвору 1.11).

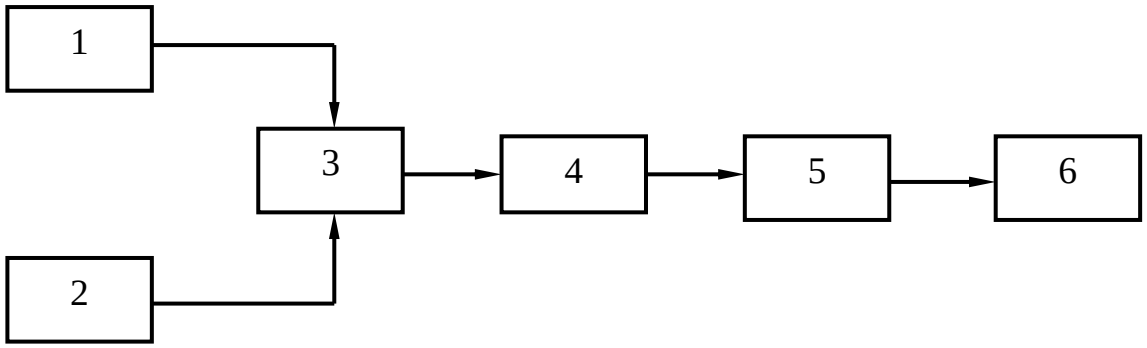


Рисунок 5.9 – Структурна схема методики експериментальних досліджень

Крім того, перевіряються закріплення датчиків, стан з’єднувальних дротів, заземлення і налагоджування вимірювальної апаратури. Продуктивність привідного гідронасоса 2 гідросистеми задавалася перед дослідом і в процесі виконання експерименту контролювалася за допомогою мірного посуду 14, а необхідна її зміна забезпечувалась регулюванням числа обертів привідного двигуна 6 гідросистеми за допомогою частотного перетворювача “Altivar 28”.

Реєстрація необхідних у цьому досліді параметрів виконувалась після того, як на стенді досягалась стабільна робота досліджуваного експериментального стенда ІВ на базі ГІП, а на моніторі комп’ютера візуально спостерігалась зміна робочого процесу в часі.

Блок-схема ввімкнення датчиків у вимірювальні канали АЦП (рис. 5.10) передбачає таку послідовність проведення вимірювань: датчик – АЦП – персональний комп’ютер – осцилограма – параметр.

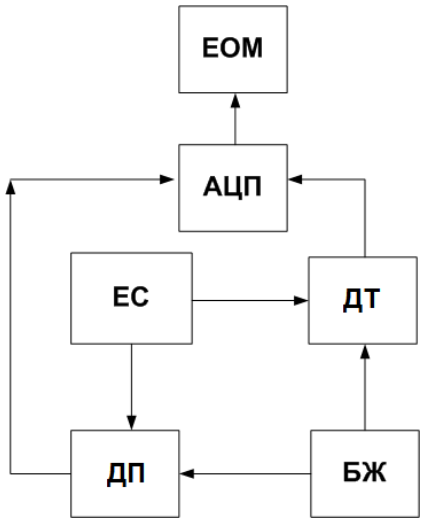


Рисунок 5.10 – Блок-схема ввімкнення датчиків у вимірювальні канали АЦП: ЕС – експериментальний стенд ІВ на базі ГІП; ДП – датчики переміщення; ДТ – датчик тиску; БЖ – блок живлення

Експериментальні дослідження направлені на отримання як кількісних, так і якісних характеристик динаміки робочих процесів ГІП інерційної вібротрамбовки. На першому етапі досліджень виявляються загальні закономірності взаємопов’язаного функціонування ГІП та підпружиненого гідроциліндра 1.4. Ця необхідність зумовлена порівнянням отриманих результатів експериментального дослідження з результатами математичного моделювання ГІП інерційної вібротрамбовки (див. розд. 3.2.2).

На другому етапі досліджується вплив витрати і тиску робочої рідини, що надходить в гідросистему дослідного зразка ІВ, на вихідні робочі параметри ГІП, а саме: частота проходження імпульсів тиску і тиск «відкриття» ГІТ. Ці дослідження проводяться при постійних конструктивних параметрах ГІТ. Частота проходження імпульсів тиску визначається за осцилограмами переміщення гідроциліндра 1.7, а тиск в напірній порожнині 20 – за показами датчика тиску 11 (див. рис. 5.1).

На наступних етапах проводиться аналіз впливу конструктивних параметрів ГІТ на якість функціонування ГІП інерційної вібротрамбовки. Здійснюється також зміна

жорсткостей пружних елементів 1.12, 1.15, 1.8, і максимально можливих переміщень гідроциліндра 1.6, площі прохідного перерізу дроселюючого отвору 1.11 тощо.

На всіх етапах дослідів перевіряється збіжність розрахункових залежностей досліджуваних параметрів та експериментально отриманих даних. Аналітичні розрахунки досліджуваного експериментального зразка ІВ виконуються для аналогічних параметрів і характеристик, що мають місце при проведенні експериментів.

У ході експериментів, як відзначалося вище, фіксуються (див. рис. 5.1): зміна тиску в напірній гідролінії (в напірній порожнині 20 виконавчого гідроциліндра); переміщення клапана першого каскаду 1.13 по горизонтальній осі; переміщення гідроциліндра 1.7 по вертикальній осі відносно інерційної плити 1.4; переміщення корпусу 1.7 дослідного зразка ІВ. Витрата ГІП Q визначається методом проливання [351]. При цьому з осцилограм робочого процесу визначаються максимальні і мінімальні тиски в гідросистемі, максимальні переміщення гідроциліндра 1.4. За відліками часу обчислюється період робочого циклу, тобто час між двома наступними ходами поршня – $T_ц$. Після обробки експериментальних даних результати представляються у вигляді графічних залежностей.

Результати будь-яких вимірювань завжди містять в собі похибки (випадкові, систематичні та ін.), визначення величин яких дуже трудомістке [352], [353]. Тому на практиці загальну похибку визначають, як правило, з точністю, нижчою 10 % [353], [354]. Вважається, що для отримання достовірних значень вимірюваних величин достатньо визначити потрібну кількість повторних замірів, а для обробки їх результатів використати методи, основані на математичній статистиці [355]. При визначенні кількості замірів (згідно з методикою, наведеною в [353]), спочатку встановлюються величини похибок δ_i вимірювальних засобів (використаних в процесі експериментальних досліджень), які є складовими систематичної похибки вимірювань δ.

Під час експериментальних досліджень дослідного зразка ІВ вимірювальний тракт складався з датчика, АЦП, осцилографа, осцилограми, тарувального графіка, параметра. У першому наближенні доцільно прийняти (за даними роботи [354]): для

датчиків – $\delta_{тд}$ = 0,5 %, для АЦП і осцилографа – $\delta_{тп} = \delta_0$ = 10 %, похибку вимірювання параметра по осцилограмі і тарувальному графіку рівною $\delta_{тг}$ = 1,5 %.

Середньоквадратичне значення систематичної похибки δ визначається за залежністю [356]:

$$\delta = \sqrt{\frac{\delta_0^2 + \delta_{тп}^2 + \delta_{тд}^2 + \delta_{тг}^2}{4}} = \sqrt{\frac{10^2 + 10^2 + 0{,}5^2 + 1{,}5^2}{4}} = 7{,}15\%. \qquad (5.1)$$

Величина випадкової похибки вимірювань Δ наближено визначається за виразом $\Delta = \frac{\delta}{2}$ [11], тобто $\Delta = \frac{7{,}15}{2} = 3{,}56\%$. Середньоквадратичне значення σ похибки Δ (яке більш точно характеризує точність ряду замірів) визначається за залежністю [356]:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \frac{\Delta_i^2}{n}}, \qquad (5.2)$$

де n – число замірів.

Прийнявши для ряду замірів $\Delta_i^2 = \Delta_{i+1}^2 = \Delta_{i+2}^2 = \ldots = \Delta_n^2 = \Delta^2$ [353], отримано, що σ =7,1 %. Для визначення більш точного значення випадкової похибки вимірювання використовується формула [356] $\varepsilon = \Delta / \sigma$. Тобто ε=7,1/7,1=1.

Прийнявши довірчу ймовірність того, що похибка визначення параметра знаходиться в допустимих межах, α = 0,9...0,95 [357], за [357] знаходимо число замірів n: $n = 5 \ldots 7$. Таким чином, повторним проведенням замірів (по 5…7 разів) отримують значення вимірюваної величини, яке не виходить за межі довірчого інтервалу ± Δ, тобто ±7,1 % з ймовірністю α = 0,9...0,95. При проведенні досліджень число замірів n = 5...7 було прийнято в якості мінімально необхідного числа замірів.

5.3 Експериментальні дослідження закономірностей зміни робочих режимів гідроімпульсного приводу інерційної вібротрамбовки

З метою встановлення робочих режимів гідроімпульсного приводу ІВ, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором, закономірності зміни цих режимів визначались під час регулювання параметрів спрацювання ГІТ, навантаження

виконавчої ланки та витрати енергоносія (енергоживлення), яку споживає гідроімпульсний привід ІВ. Експерименти проводились для випадку підключення ГІТ до виконавчого гідроциліндра 1.7 (див. рис. 5.1) за схемою «на вході» (див. розд. 1.3).

Осцилографування режимів роботи ГІП дослідного зразка ІВ виконано за попередніх деформацій пружин повернення 1.8 гідроциліндра 1.7 ІВ y'_0=(5…15)×10^{-3} м, пружини клапана другого каскаду 1.12 y''_0=(2…10)·10^{-3} м та пружини клапана першого каскаду 1.15 x''_{01}=(5…20)·10^{-3} м (див. рис. 5.1). Регулювання частоти проходження імпульсів тиску здійснювалось зміною площі прохідного перерізу дроселя 1.11 ГІТ та витрати енергоносія, шляхом регулювання частоти привідного електродвигуна 6 гідронасоса 2 (див. рис. 5.1) з наступним уточненням її величини під час обробки осцилограм.

Під час проведення експериментів імітаційне навантаження інерційної плити дослідного зразка ІВ вимірювалось в межах від $M_{ін}$=20 кг до $M_{ін}$=40 кг за допомогою змінних вантажів 1.5 (див. рис. 5.1).

Експериментально встановлений діапазон частоти проходження імпульсів тиску ГІП дослідного зразка ІВ охоплює інтервал від 5 Гц до 35 Гц. Середньочастотні режими роботи ГІП дослідного зразка ІВ, зареєстровані за постійних максимальної подачі гідронасоса 2 Q_H=0,76·10^{-3} м^3/с, $M_{ін}$=40 кг, $S_{др}$=15,0·10^{-6} м^2 ілюструються осцилограмами на рисунку 5.11, а при подачі гідронасоса 2 Q_H=1,14·10^{-3} м^3/с ілюструються осцилограмами на рисунках 5.12 і 5.13 при відповідних параметрах. Для позначення описаних основних режимів роботи дослідного зразка ІВ при ВПУ ґрунтів на осцилограмах вводиться абревіатура: ВПУ-І для рисунку 5.11, ВПУ-ІІ для рисунку 5.12, ВПУ-ІІІ для рисунку 5.13.

Середньочастотний режим роботи ГІП для тиску «відкриття» ГІТ, що на 45 % перевищує номінальний, характеризується трапецеїдальним імпульсом тиску $a_1b_1c_1d_1$ в напірній гідролінії 1.16 із криволінійною формою переднього фронту a_1b_1 і близьким до лінійного заднього фронту c_1d_1. Початок набору тиску переднього фронту a_1b_1 характеризується проміжними піками тиску різної амплітуди.

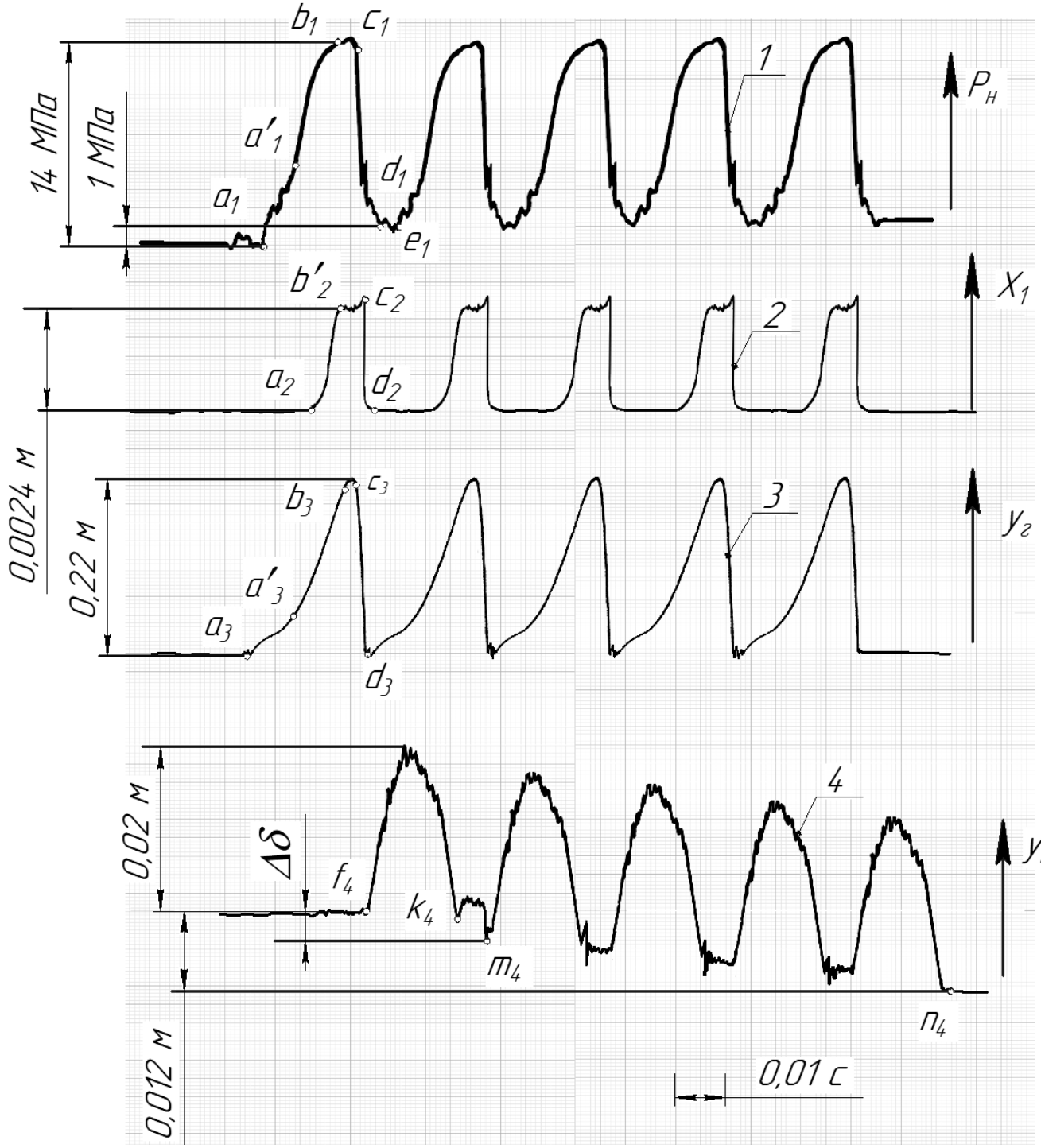
Пилкоподібність початку переднього фронту імпульсу можна пояснити податливістю стиків і з'єднань та збільшеними внутрішніми витоками енергоносія.

Криволінійність форми переднього фронту a_1b_1 пояснюється слабостисненою властивістю рідини і деформаціями стінок трубопроводів. Лінійна форма заднього фронту c_1d_1 імпульсу тиску пояснюється наявністю сполучених напірних 1.16 і зливних 1.17 і 1.18 гідроліній завдяки відкритим запірним елементам ГІТ.



1 – зміна тиску в напірній гідролінії (в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра); 2 – переміщення клапана першого каскаду по горизонтальній осі; 3 – переміщення гідроциліндра по вертикальній осі відносно інерційної плити; 4 – переміщення корпуса дослідного зразка ІВ

Рисунок 5.11 – Осцилограма процесу роботи ГІП (ВПУ-І) дослідного зразка ІВ з частотою проходження імпульсів тиску 9 Гц, тиском «відкриття» ГІТ, що перевищує номінальний на 45 % та з додатковою інерційною масою 40 кг



1 – зміна тиску в напірній гідролінії (в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра); 2 – переміщення клапана першого каскаду по горизонтальній осі; 3 – переміщення гідроциліндра по вертикальній осі відносно інерційної плити; 4 – переміщення корпусу дослідного зразка ІВ

Рисунок 5.12 – Осцилограма процесу роботи ГІП (ВПУ-ІІ) дослідного зразка ІВ з частотою проходження імпульсів тиску 20 Гц, тиском «відкриття» ГІТ, що перевищує номінальний на 45 % та з додатковою інерційною масою 20 кг

Ділянка b_1c_1 верхнього фронту імпульсу тиску відповідає періоду відкриття клапана першого каскаду, який характеризується ділянкою b_2c_2 на осцилограмах.

Перехідний процес нижнього фронту d_1e_1 в кінці закриття всіх запірних елементі ГІТ і повернення гідроциліндра 1.7 в початкове положення (точка d_3) обумовлений наявністю шестеренного насоса, який створює пульсації тиску. Початковий стрибок тиску в передньому фронті a_1a_1' імпульсу тиску є результатом подолання сил сухого тертя спокою і переходом до сил тертя ковзання. Цей стрибок зникає при збільшенні частоти коливань гідроциліндра 1.7 від 25 Гц до 30 Гц.

Нелінійність форми кривої b_2c_2 є результатом нелінійної зміни площі прохідного перерізу між конусною поверхнею клапана першого каскаду 1.13 і посадочним місцем корпусу гідроциліндра 1.7 (див. рис. 5.1), а також турбулентним режимом течії енергоносія. Також свій вклад в нелінійність форми переміщення b_2c_2 робить наявність процесу відкриття клапана другого каскаду 1.10, що відкриває додаткові місцеві втрати тиску робочої рідини.

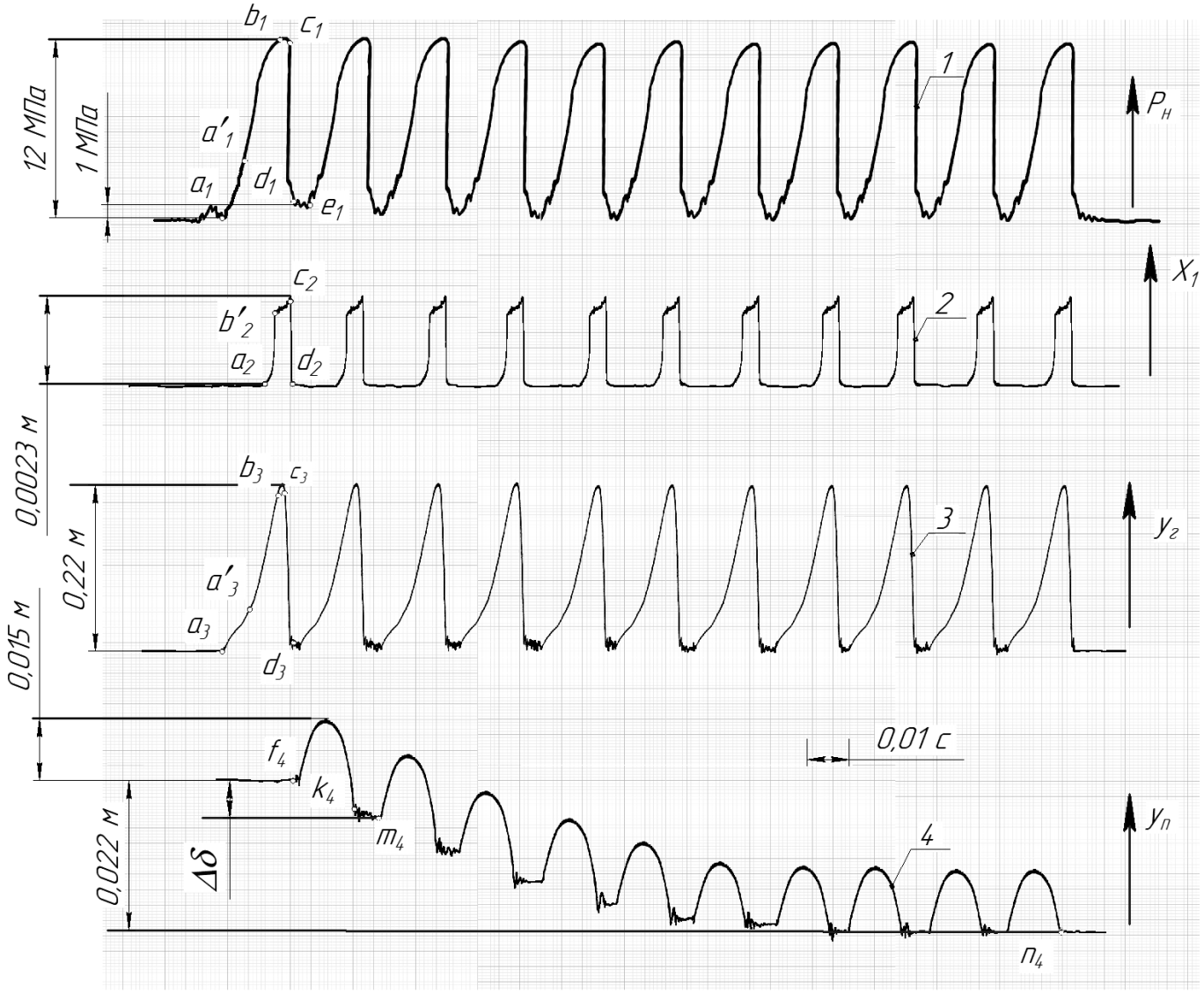
Пилкоподібна форма ділянки верхнього фронту b'_2c_2 переміщення клапана першого каскаду 1.13 є результатом осциляції (автоколивання) клапана у положенні максимального відкриття під дією швидкісного напору робочої рідини.

Нелінійність ділянки a_3b_3 діаграми переміщення гідроциліндра 1.7 є результатом відносно великої маси гідроциліндра вектор переміщення якої збігається з вектором сил земного тяжіння, що сприяє стрімкому розгону.

Для гальмування гідроциліндра 1.7 в кінці фази опускання (точка b_3) додатково встановлено набір пружних елементів 1.8, які в сумі утворюють жорстку систему пружного повернення. Пилкоподібна форма переднього фронту a_3b_3 проявляється тільки на режимі коливань 9 Гц, що є причиною наявності сил сухого тертя між внутрішніми стінками гідроциліндра 1.7 і манжетами плунжера 1.6.

Зменшенням площі прохідного перерізу дросельного отвору від $S_{др}$=15,0·10^{-6} м^2 (див. рис. 5.11) до $S_{др}$=75,0·10^{-6} м^2 (див. рис. 5.12 і 5.13) зменшується час заднього фронту повернення гідроциліндра 1.7 в початкове положення. Наявність затухаючого перехідного процесу в точці d_3 є результатом ударної взаємодії гідроциліндра 1.7 із інерційною плитою 1.4, яка чітко виражена при коливаннях від 20 Гц до 33 Гц.

Збільшення площі прохідного перерізу дроселюючого отвору 1.11 в основі клапана другого каскаду 1.10 збільшує крутизну заднього фронту c_2d_2 діаграми переміщення клапана першого каскаду 1.13, а також крутизну заднього фронту c_3d_3 діаграми переміщення гідроциліндра 1.7.



1 – зміна тиску в напірній гідролінії (в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра); 2 – переміщення клапана першого каскаду по горизонтальній осі; 3 – переміщення гідроциліндра по вертикальній осі відносно інерційної плити; 4 – переміщення корпусу дослідного зразка ІВ

Рисунок 5.13 – Осцилограма процесу роботи ГІП (ВПУ-ІІІ) дослідного зразка ІВ з частотою проходження імпульсів тиску 33 Гц, тиском «відкриття» ГІТ, що перевищує номінальний на 40 % та з додатковою інерційною масою 30 кг

Осцилограма руху переміщення інерційної плити 1.4 (див. рис. 5.1) відображає процес вібраційного ущільнення дисперсного матеріалу [145], де кожна початкова точка m_4 наступної кривої переміщення інерційної плити 1.4 вертикально зміщена відносно попередньої f_4 на величину деформації (ущільнення) $\Delta\delta$ дослідного ґрунту 1.1 за цикл. Крива переміщення гідроциліндра 1.7 має параболічну форму, що є наслідком вільного руху тіла під дією сили земного тяжіння, кинутого з початковою швидкістю вертикально вверх. Різні амплітуди періодичного підкидання інерційної плити над поверхнею дослідного ґрунту 1.1, є наслідком встановлення набору різних інерційних мас 1.5 (див. рис. 5.1), що впливає на значення початкової швидкості інерційної плити 1.4 в точці f_4 кожного наступного циклу підкидання. Оскільки при ударній взаємодії гідроциліндра 1.7 із інерційною плитою 1.4, на якій встановлені змінні інерційні маси 1.5, (точка d_3 (див. рис. 5.11–5.13)), по закону збереження імпульсу – результуюча швидкість дослідного зразка ІВ пропорційна швидкості ударної взаємодії гідроциліндра (точка d_3 (див. рис. 5.11–5.13)), де коефіцієнт пропорційності рівний співвідношенню маси гідроциліндра 1.7 до загальної маси ІВ (див. розд. 3.2.2). У точках k_4m_4 можна замітити затухаючий коливальний процес, що є наслідком ударної взаємодії трамбувальної плити 1.2 із поверхнею дослідного ґрунту 1.1. Декремент затухання цього коливального процесу залежить від реологічних властивостей дослідного ґрунту 1.1, а також від енергії ударної взаємодії. Зміщення по фазі циклу коливань інерційної плити і гідроциліндра (k_4g_3') дозволяє ІВ працювати у стійкому ВУ режимі.

За результатами обробки осцилограм [358] різних режимів роботи ГІП дослідного зразка ІВ, керованого двокаскадним клапаном-пульсатором, побудовано графічні залежності:

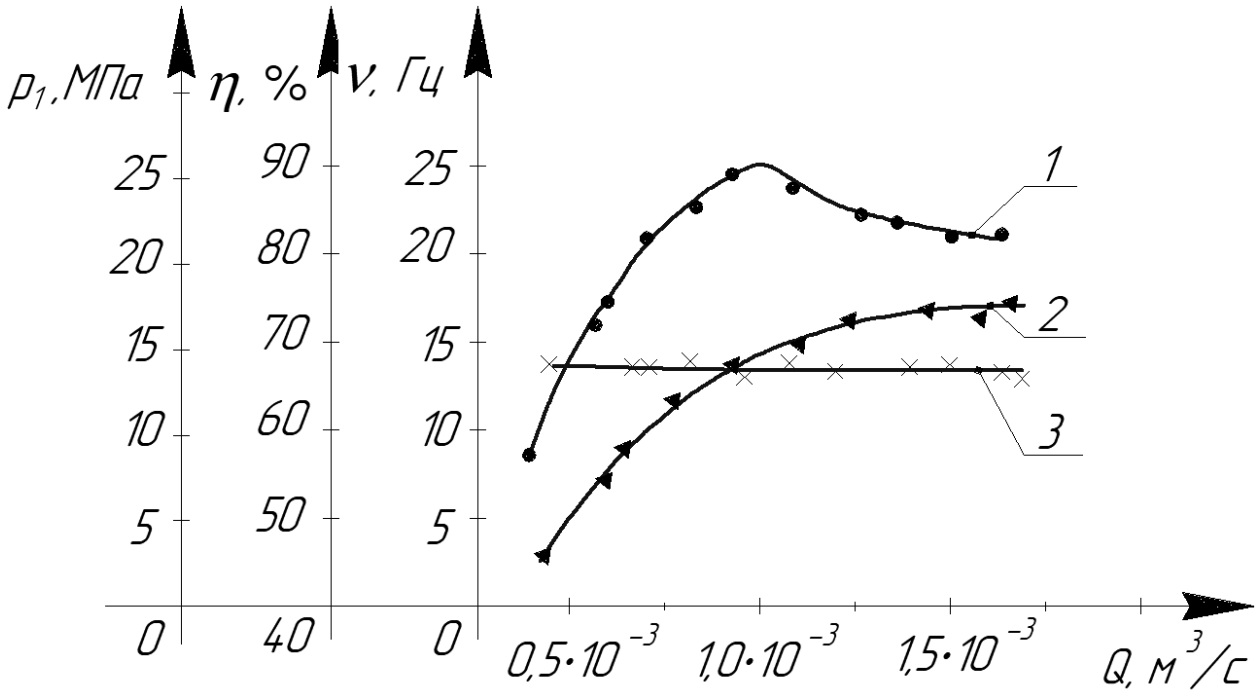
1) рисунок 5.14 а – діаграми частоти проходження імпульсів тиску $\nu(Q)$ від подачі гідронасоса 2 (див. рис. 5.1), тиску «відкриття» ГІТ $p_1(Q)$ від подачі гідронасоса 2, ККД ГІП $\eta(Q)$ від подачі гідронасоса 2;

2) рисунок 5.14 б – діаграми частоти проходження імпульсів тиску $\nu(M_{iн})$ від інерційних мас 1.5 (див. рис. 5.1), амплітуди коливання корпусу 1.4 дослідного зразка ІВ $Y_n(M_{iн})$ від інерційних мас 1.5, ККД ГІП $\eta(M_{iн})$ від інерційних мас 1.5.

На рисунку 5.14 а наведено графічні залежності основних параметрів ГІП від зміни продуктивності подачі $Q_н$ приводного гідронасоса 2 (див. рис. 5.1). Ці залежності були отримані шляхом проведення дослідів при зміні числа обертів електродвигуна 6 за допомогою частотного перетворювача “Altivar 28” з відповідною зміною продуктивності привідного насоса від $0{,}2\cdot10^{-3}$ м^3/с до $2{,}0\cdot10^{-3}$ м^3/с. Причому, такі параметри як вага інерційних мас 1.5 (див. рис. 5.1) та площа прохідного перерізу дросельного отвору 1.11 залишалися незмінними, відповідно 20 кг та $8{,}0\cdot10^{-6}$ м^2. Слід відзначити, що при подачі приводного гідронасоса $0{,}2\cdot10^{-3}$ м^3/с зливний надлишковий тиск становив 50 Па, а при збільшенні подачі з $1{,}0\cdot10^{-3}$ м^3/с до $2{,}0\cdot10^{-3}$ м^3/с – 100 Па. Цей факт, а також величина ККД на проміжку з $0{,}8\cdot10^{-3}$ м^3/с до $1{,}2\cdot10^{-3}$ м^3/с, яка рівна 89 %, свідчить про раціональні режими експлуатації дослідного зразка ІВ. З графіка на рисунку 5.14 а також видно, що при зміні величини подачі приводного насоса тиск спрацювання ГІТ при цьому залишається приблизно на одному рівні 14,0 МПа, що підтверджує можливість незалежного регулювання подачі і тиску ГІП.

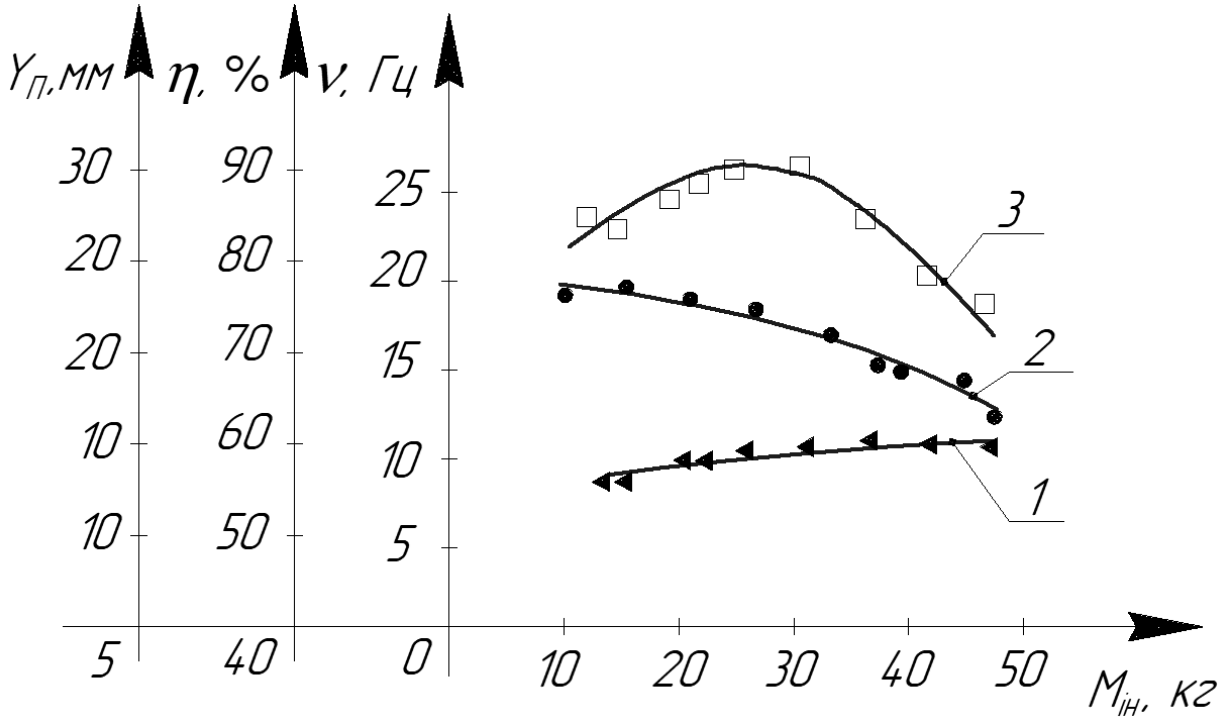
На рисунку 5.14 показано залежність основних параметрів ГІП від зміни ваги інерційних мас 1.5 (див. рис. 5.1) при незмінній витраті гідронасоса 2 – $1{,}14\cdot10^{-3}$ м^3/с. Характерною ознакою експлуатації дослідного зразка ІВ при такому режимі, як показали досліди, є його майже незмінна величина продуктивності – від $0{,}9\cdot10^{-3}$ м^3/с до $1{,}2\cdot10^{-3}$ м^3/с, тобто її збільшення на 5 %, що в діапазоні зміни тиску майже на 50 % може вважатись несуттєвою величиною. Найбільш раціональною величиною ваги інерційних мас 1.5, яка б забезпечувала максимальне значення ККД 87 % (див. рис. 5.14 б), є діапазон в межах 20…35 кг.

При порівнянні двох режимів регулювання ГІП дослідного зразка ІВ, описаних вище (див. рис. 5.14), можна зробити висновок, що ефективність обох режимів є досить високою і дозволяє досягти ККД гідроімпульсного приводу: 89 % – при зміні числа обертів електродвигуна, та 87 % – при зміні ваги інерційних мас.



1 – $\eta(Q)$; 2 – $\nu(Q)$; 3 – $p_1(Q)$

а)



1 – $\nu(M_{ін})$; 2 – $Y_n(M_{ін})$; 3 – $\eta(Q)$

б)

Рисунок 5.14 – Експериментальні залежності основних характеристик ГІП дослідного зразка ІВ в залежності від:

а) – витрат Q гідронасоса 2; б) – інерційних мас $M_{ін}$ 1.5 (див. рис. 5.1)

5.4 Експериментальні дослідження закономірностей поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою

Для розробки рекомендацій із застосування основних режимів ВПУ ґрунтів були проведені технологічні експерименти на дослідному зразку ІВ, які дозволили встановити деякі закономірності впливу параметрів режимів роботи ІВ на досягнення розрахункових значень середньої щільності $\rho_{ср}$ та відносного коефіцієнта ущільнення $\varepsilon_{ср}$ дослідного зразка штампу ґрунтового матеріалу після процесу його поверхневого ущільнення. Значення $\rho_{ср}$ та $\varepsilon_{ср}$ визначаються за допомогою виразів:

$$\rho_{ср} = \frac{m_{заг}}{V_{заг}} \quad \text{та} \quad \varepsilon_{\rho} = \frac{\left|\rho_{\max} - \rho_{ср}\right|}{\rho_{\max}} \cdot 100\%, \tag{5.3}$$

де $m_{заг}$ – маса навішування ґрунтового матеріалу; $V_{заг}$ – об’єм штампу після завершення його ВПУ; ρ_{max} – максимальна щільність елементарного об’єму цього штампу ґрунтового матеріалу.

Об’єм дослідного зразка штампу правильної геометричної форми розраховується за відомими аналітичними залежностями [359]. Для визначення лінійних розмірів використовувався штангенциркуль і мікрометр. Для визначення маси використовуються лабораторні ваги з набором важків. Необхідне мінімальне число вимірювань бралося рівним трьом для забезпечення вірогідності результатів 0,9…0,95 [352]. Оцінювання придатності дослідних зразків штампів, отриманих ВПУ, проводиться порівнюванням розрахункових величин $\rho_{ср}$ та ε_{ρ} з їх допустимими значеннями $\rho_{ср} \le [\rho_{ср}]$ і $\varepsilon_{\rho} \le [\varepsilon_{\rho}]$, що дозволяють посередньо охарактеризувати механічну міцність дослідних зразків штампів і рівномірність розподілення в них внутрішніх напружень. При проведенні попередніх технологічних експериментів оцінювання придатності штампів проводиться також візуально за наявністю на їх поверхнях ділянок механічних руйнувань ділянок тіла штампу після її витягання з контейнера 1.1.1 (див. рис. 5.1).

Попередні експерименти показали, що в межах кожного з основних режимів ВПУ (див. розд. 5.4) параметри штампу $\rho_{ср}$ та ε_{ρ} істотно залежать від величини кінетичної енергії E_k, отриманої інерційною плитою 1.4 разом із інерційними масами

1.5 від ударної взаємодії гідроциліндра 1.7 в кінці повернення в початкове положення. Величина енергії E_k для кожного випадку визначалася розрахунковим шляхом за допомогою виразу $E_k = 0,5 m_г V^2$, де $m_г$ – маса гідроциліндра 1.7, а V – швидкість гідроциліндра в кінці фази «повернення» в момент ударної взаємодії із інерційною плитою 1.4 (див. рис. 5.1 і табл. Г.1–Г.2, додаток Г). Швидкість V визначається шляхом отримання графічної похідної [64] із осцилограм (див. рис. 5.11–5.13).

Для визначених співвідношень параметрів ГІП, які забезпечують енергії E_{k1}=342 Дж (V=2,4 м/с), E_{k2}=482 Дж (V=2,8 м/с), E_{k3}=531 Дж (V=3,0 м/с), E_{k4}=858 Дж (V=3,8 м/с), на дослідному зразку ІВ реалізовувались основні режими ВПУ (див. розд. 5.4), відповідні номери яких і частота слідування імпульсів тиску встановлювалась осцилографуванням (див. рис. 5.11–5.13). Також додаткове навантаження інерційними масами 1.5 виражається значенням статичного тиску, з яким трамбувальна плита 1.2 діє на поверхню дослідного ґрунту 1.1. Величина статичного тиску p для кожного випадку визначається розрахунковим шляхом за допомогою виразу $p = 4(M_{ін} g) / \pi D^2$, де $M_{ін}$ – маса інерційних вантажів 1.5 (див. рис. 5.1), D – діаметр трамбувальної плити 1.2 (див. рис. 5.1).

На вказаних режимах проведені експерименти з поверхневого ущільнення штампів («еталонних» зразків) з ґрунтових матеріалів чотирьох типів: М1 – пісок крупний пухкий сірувато-коричневий насичений водою, вологістю 13,0 %; М2 – супісок піщаний пластичний із гравієм, галькою із лінзами піску сірі, вологістю 13,0 %; М3 – суглинок легкий пилуватий тугопластичний із гравієм, галькою із лінзами піску сірий, вологістю 22,0 %; М4 – глина легка пилувата тверда із прошарками піщаника, піску зеленувато-сіра, вологістю 17,0 %. Під час експериментальних досліджень зразки ґрунтового матеріалу масою 40 кг засипались в циліндричний контейнер 1.1.1 (див. рис. 5.1) діаметром 300 мм.

Тривалість процесу ВПУ встановлювався 3 с, 4 с, 5 с і 7 с. Ефективність кожного з режимів у залежності від тривалості навантаження оцінюється за результатами вимірювань середньої щільності $\rho_{ср}$ та відносного коефіцієнта ущільнення ε_ρ (5.5) у трьох «еталонних» зразків з цього типу матеріалу ґрунту, а також знаходження їх

середньоарифметичних значень. Середня щільність зразків визначалась безпосередньо після їх витягування із циліндричного контейнера. Для визначення відносного коефіцієнта ущільнення кожен «еталонний» зразок, попередньо витриманий у сушильній шафі при температурі 100 °С протягом 16…18 годин, після чого знову піддавався вимірюванню середньої щільності, а потім розділений на три приблизно рівні за висотою частини. Об'єм цих частин визначався гідростатичним зважуванням. При розрахунку відносного коефіцієнта ущільнення вибиралося максимальне значення $\left|\rho_{\max} - \rho_{ср}\right|$ абсолютного відхилення середньої щільності висушеного зразка.

Аналіз результатів ПУ «еталонних» зразків (див. табл. Г.1 і Г.2, додаток Г) показує, що найістотніше на величини їх середньої щільності та відносного коефіцієнта ущільнення впливають значення енергії E_k, накопиченої гідроциліндром 1.7 при «поверненні» у початкове положення, та повної енергії $E_{повн} = E_k \cdot \nu \cdot t$, де t – тривалість процесу ВПУ; ν – частота проходження імпульсів тиску, затраченої на весь процес поверхневого ущільнення ґрунту дослідним зразком ІВ. Для постійної величини кінетичної енергії E_k, збільшення тривалості процесу ПУ дозволяє збільшувати середню щільність «еталонного» зразка тільки до визначеної межі, вище якої середня щільність зразка практично залишається незмінною.

На основі результатів експериментальних досліджень ґрунтових матеріалів М1, М2, М3 і М4 в програмі Statistica 10.1 [360] були побудовані діаграми середньої щільності заготовки в залежності від режиму ВПУ (рис. 5.15), де для кожного типу ґрунтового матеріалу визначено найефективніший його режим поверхневого ущільнення (на рисунку 5.15 виділено поверхнею). Для М1 і М2 – ВПУ-І; для М3 – ВПУ-ІІІ; для М4 – ВПУ-ІІ, а для конкретного зразка з заданого матеріалу – найбільш раціональне співвідношення величин енергій [E_a] та [$E_{повн}$], при яких він досягає максимальної середньої щільності в разі мінімального відносного коефіцієнта ущільнення. Виходячи з фізико-механічних характеристик кожного ґрунтового матеріалу, можна аргументувати вибір режиму ВПУ.

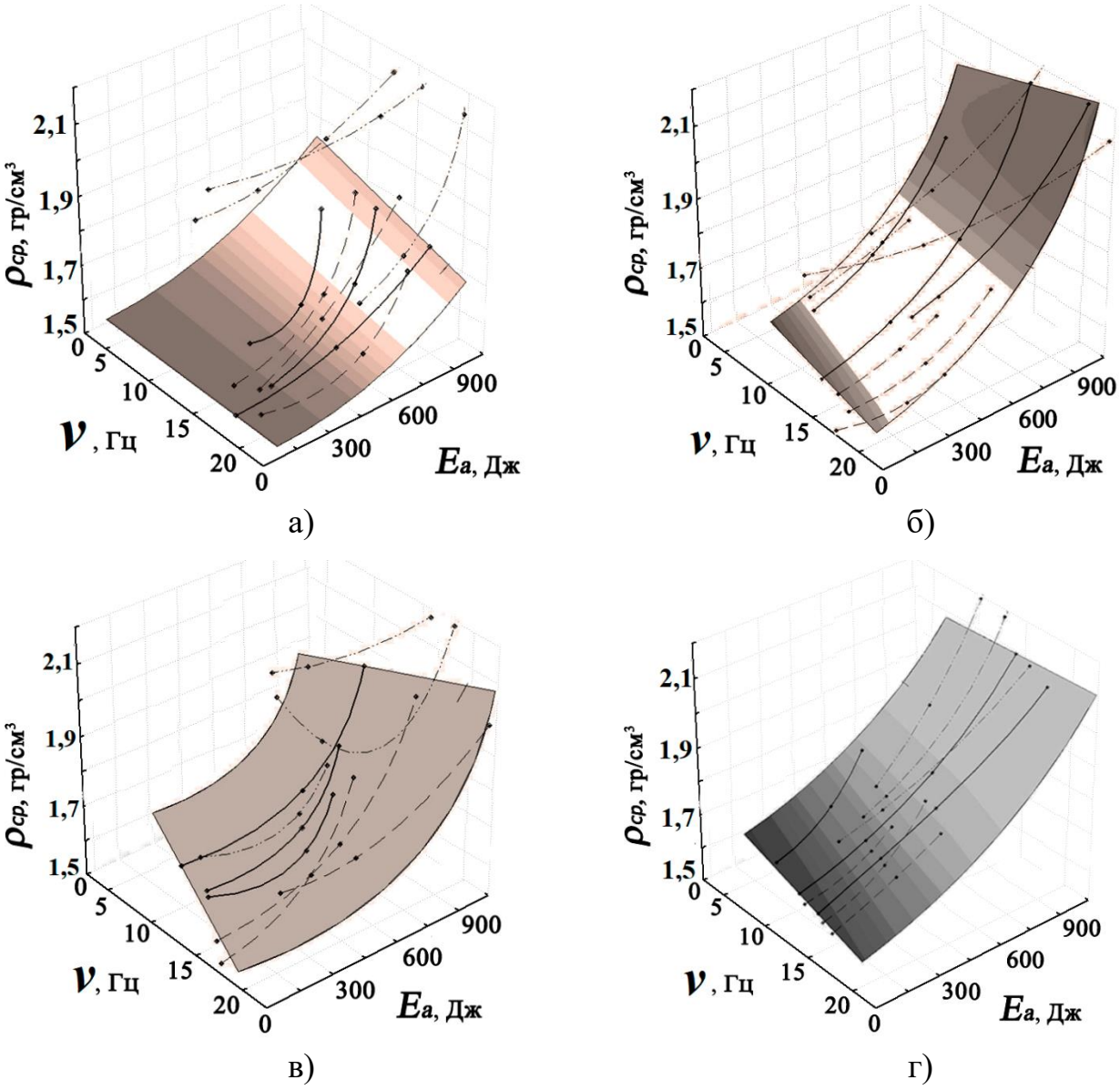


Рисунок 5.15 – Діаграми зміни середньої щільності штампу ґрунтового матеріалу в залежності від режиму ВПУ:

а) – матеріал М1; б) – матеріал М2; в) – матеріал М3; г) – матеріал М4

У розглянутих випадках режими ВПУ-І і ВПУ-ІІ, що забезпечують повне розвантаження штампу, бажано застосовувати для формоутворення ґрунтових матеріалів із пластичною складовою, а режим ВПУ-ІІІ – для піщанистих ґрунтових матеріалів із відносно низькою вологістю.

Наведені рекомендації можна обґрунтувати з позиції резонансно-структурної теорії [58] процесів ВПУ досліджуваних матеріалів: під час повернення ІВ у вихідне положення відбувається зіткнення трамбувальної плити 1.2 із поверхнею ґрунтового

матеріалу 1.1. Після цього у штампі поширюється ударна хвиля стискання, яка переходить у хвилю розтягу (верхній кінець штампу розвантажений); енергія ударної хвилі концентрується в зонах контактів частинок основи і при недостатніх силах зчеплення викликає їх руйнування, що супроводжується розпушенням штампу; додаткове статичне притискання трамбувальної плити з інерційними масами до штампу (режим ВПУ-ІІІ) створює в останній поле напружень стиску, яке компенсує можливе руйнування (розпушення) структури скелета штампу. Режими ВПУ-І і ВПУ-ІІ близькі між собою і тому мають приблизно рівні технологічні можливості, але з точки зору ефективності реалізації цих режимів на ІВ, перевагу варто віддати режиму ВПУ-І, як стійкішому, що допускає здійснення регулювання в певних межах параметрів навантаження. Максимальна допустима частота ν робочих ходів ІВ, що відповідає частоті спрацювання ГІТ, визначається в залежності від типу ґрунтового матеріалу. Зміну частоти робочих ходів ІВ для постійної величини енергії E_a, в межах вибраного основного режиму, допускають тільки ВПУ-І і ВПУ-ІІІ. Але, як показали експерименти, зберігаючи відповідні значення енергій [E_a] та [$E_{повн}$], така зміна частоти робочих ходів не впливає на середню щільність і відносний коефіцієнт ущільнення «еталонних» зразків ґрунтових матеріалів [118].

Згідно з резонансно-структурною теорією [120], кожному штампу з ґрунтового матеріалу, в залежності від її геометричних (висота, діаметр) та фізико-механічних (середня щільність, динамічний модуль пружності) параметрів, у початковий і кінцевий моменти процесу формоутворення способом ВПУ, повинна відповідати визначена тривалість τ_0 короткочасного імпульсу примусової сили зовнішнього впливу. Для випадків реалізації способів ВПУ на ІВ таким короткочасним імпульсом сили є імпульс тиску рідини в порожнині привідного гідроциліндра. Його тривалість однозначно визначається величиною енергії E_a. Отже, експериментально встановлена наявність для кожного «еталонного» зразка раціональної величини енергії [E_a], що підтверджує зазначене положення резонансно-структурної теорії.

Графічна інтерпретація якісних показників заготовок при ВПУ (рис. 5.16) отриманих в статистичному програмному середовищі Statistica 10.1 [80] додатково підтвердила обрані (див. рис. 5.15) найефективніші режими ВПУ: для піску крупного

пухкого сірувато-коричневого насиченого водою, вологістю 13,0 % та супіску піщаного пластичного із гравієм, галькою із лінзами піску сірі, вологістю 13,0 % – ВПУ-I; для суглинку легкого пилуватого тугопластичного із гравієм, галькою із лінзами піску сірий, вологістю 22,0 % – ВПУ-III; для глини легкої пилуватої твердої із прошарками піщаника, піску зеленовато-сірого, вологістю 17,0 % – ВПУ-II.

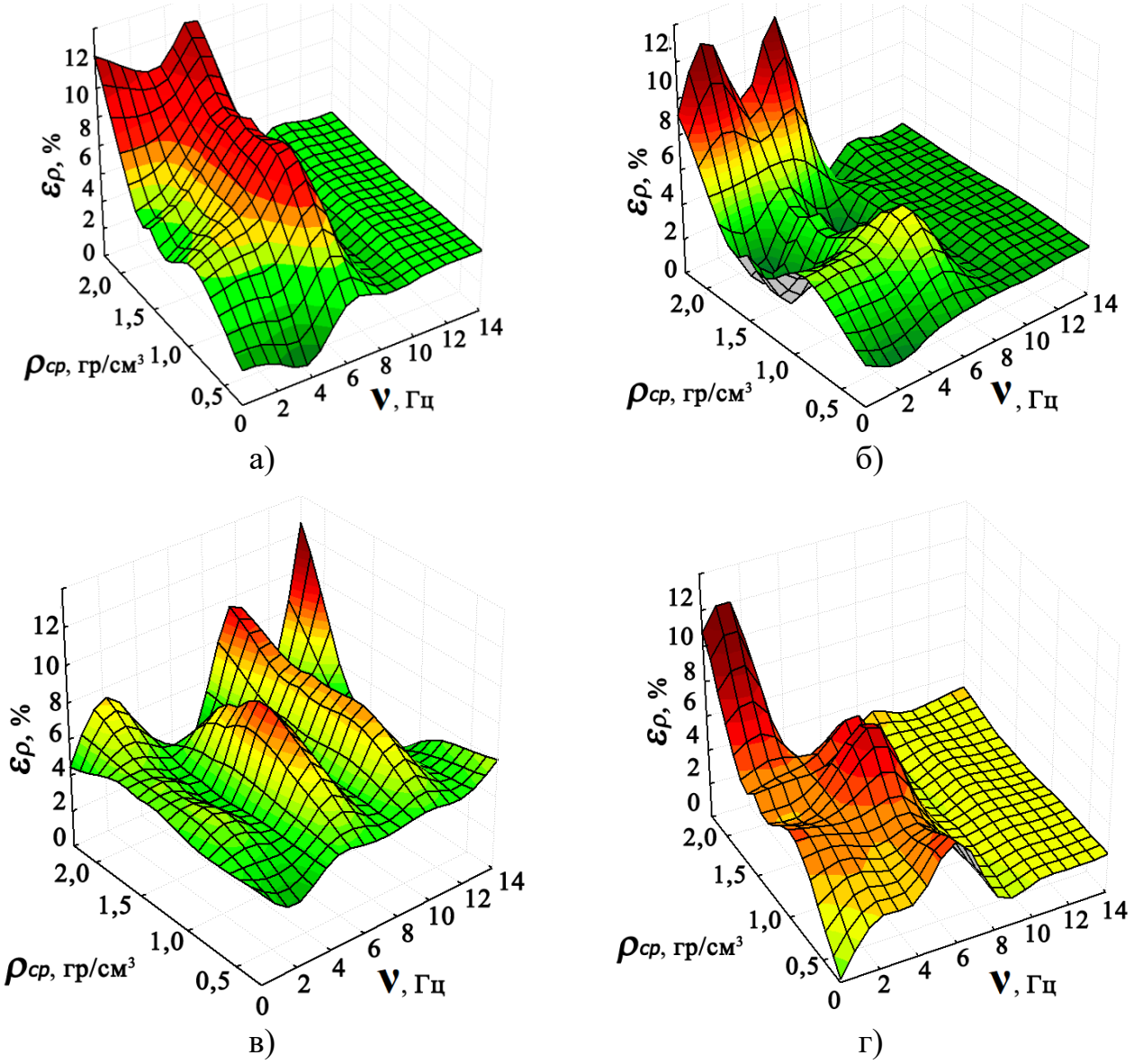


Рисунок 5.16 – Діаграми якісних характеристик заготовок з ґрунтових матеріалів у залежності від режиму ВПУ:

а) – матеріал М1; б) – матеріал М2; в) – матеріал М3; г) – матеріал М4

Для оцінювання статистичного розподілу отриманих експериментальних даних якісних характеристик заготовок з порошкових матеріалів було використано метод

оцінювання квантильного розмаху [13], що визначило концентрацію мінімальних значень середньої щільності та відносного коефіцієнта ущільнення вихідних штампів з досліджуваних матеріалів (рис. Г.1, додаток Г). Для ґрунтового матеріалу М1 пісок крупний пухкий сірувато-коричневий насичений водою, вологістю 13,0 % (див. рис. Г.1 а, д; додаток Г) сукупність оптимальних технологічних показників знаходиться в режимі ВПУ-І становить для середнього значення щільності матеріалу 1,74 г/см^3, для відносного коефіцієнта ущільнення 6,5 %.

Оцінювання оброблюваного матеріалу з мінеральних порошків М2 – супісок піщаний пластичний із гравієм, галькою із лінзами піску сірі, вологістю 13,0 %; (див. рис. Г.1 б, е; додаток Г) дещо відрізняється від даних отриманих в математичній моделі, а саме – відображає доцільність застосування комбінації технологічних режимів ВПУ-І, ВПУ-ІІ, при яких якісні характеристики набувають значень: у випадку аналізу середньої щільності її мінімальне значення 1,94 г/см^3 спостерігається при ВПУ-ІІ, у випадку аналізу відносного коефіцієнта ущільнення її мінімальне значення – 2,3 % (ВПУ-І).

Дослідження вихідних зразків сформованих з М3 – суглинку легкого пилуватого тугопластичного із гравієм, галькою із лінзами піску сірий, вологістю 22,0 %; (див. рис. Г.1 в, ж; додаток Г) засвідчило, що оптимальні значення середньої щільності матеріалу 1,83 г/см^3 та відносного коефіцієнта ущільнення 3,9 % спостерігаються при ІІІ режимі ВПУ.

У випадку з оцінюванням якісних характеристик ущільнених ґрунтових матеріалів з М4 – глини легкої пилуватої твердої із прошарками піщаника, піску зеленувато-сірої, вологістю 17,0 %. слід відзначити, що мінімальні значення щільності та відносного коефіцієнта ущільнення, відповідно рівні 1,92 г/см^3 та 4,1 % і спостерігаються при ВПУ-І та ВПУ-ІІ.

На графічній інтерпретації (рис. Г.2, додаток Г) представлені залежності середньої щільності та відносного коефіцієнта ущільнення отриманих виробів для тривалості процесу ВУП t = 3, 4, 5, 7 с в залежності від технологічних параметрів режимів ВПУ.

На графічній інтерпретації (див. рис. Г.2, див. додаток Г) залежності середньої щільності та відносного коефіцієнта ущільнення отриманих штампів від технологічних параметрів режимів ВПУ чітко спостерігається оптимальний час 3 секунди, а подальше його збільшення призводить до значних енергозатрат і як наслідок, – до підвищення собівартості технологічного процесу за сталих показників якості.

Збільшення часу ВПУ на кожному режимі в два рази, тобто збільшення енергії, яка підводиться до штампу 2[$E_{повн}$] і збереження постійної енергії [E_a] веде до зростання середньої щільності штампів, а для штампів з М3 та М4 навіть перевищує середню щільність «еталонних» зразків.

Аналіз статистичного взаємозв’язку якісних характеристик досліджуваних матеріалів засвідчив, що оптимальними технологічними параметрами ущільнення матеріалів М1, М2 є тиск 2,83 КПа, М3 – 5,66 КПа, М4 – 4,24 КПа, проте слід відзначити зростання досліджуваних показників середньої щільності та відносного коефіцієнта ущільнення оброблюваного ґрунтового матеріалу при збільшенні енергетичних характеристик обробки та зменшенні частоти коливань технологічного впливу.

5.5 Висновки до розділу 5

Невід’ємним етапом створення нових математичних моделей динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин із ГІП є їх експериментальне дослідження з метою визначення адекватності розробленої математичної моделі. На основі отриманих експериментальних даних виконуються уточнення і коректується конструкція експериментального стенду й відповідно математичної моделі. Такий зворотний зв'язок дозволяє вдосконалювати методологію як обчислювального, так і фізичного експериментів.

Первинною метою проведених досліджень була перевірка працездатності експериментального зразка ІВ, а також підтвердження основних положень теоретичного аналізу ГІП з подальшим порівнянням аналітичних і

експериментальних досліджень математичних моделей динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин.

Експериментальними дослідженнями зразка ІВ на базі ГІП встановлено:

1. Частота проходження імпульсів тиску регулюється в широких межах при постійних значеннях подачі гідронасоса і тиску «відкриття» ГІТ за допомогою зміни швидкості спрацювання клапана другого каскаду, за допомогою установленого в основу клапана другого каскаду регульованого дроселя, і жорсткості пружних елементів виконавчого органу.

2. Залежність $\nu(Q)$ (див. рис. 5.14 а) нелінійна, причому ділянки нелінійності найбільш яскраво виражені на початку і в кінці частотного діапазону. Це можна пояснити тим, що на малих площах прохідного перерізу дроселя 1.11 (див. рис. 5.1) закон руху клапана другого каскаду 1.10 ГІТ головним чином формується гідравлічним опором дроселя 1.11 із-за виникнення турбулентного режима руху робочої рідини. А коли площа прохідного перерізу дроселя 1.11 близька до площі прохідного перерізу в конусній частині посадочного місця клапана другого каскаду на злив, переважаючий вплив на характер руху клапана другого каскаду 1.10 має гідравлічний опір щілини, утвореної між конусною поверхнею клапана другого каскаду 1.10 і посадочним місцем гідроциліндра 1.7.

3. Частота проходження імпульсів тиску в широких межах регулюється зміненням витрати енергоносія, яку споживає привід, причому залежність $\nu(Q)$ близька до лінійної (див. рис. 5.14 а). Очевидно такий характер залежності $\nu(Q)$ можна пояснити тим, що регулювання частоти проходження імпульсів тиску зміною витрати енергоносія головним чином впливає на зростання тиску в напірній порожнині приводу за відносно постійної тривалості зменшення тиску під час спрацювання ГІТ (див. рис. 5.11–5.13) з різними за тривалістю проміжками між імпульсами тиску, яка залежить від їхньої частоти проходження, а сам процес зменшення тиску в порожнинах гідроциліндра і напірній приводу практично лінійний.

4. Збільшення тиску «відкриття» ГІТ та незмінних інших параметрів приводу й інерційного навантаження дослідного зразка ІВ приводить до зменшення частоти проходження імпульсів тиску та зростання амплітуди вібрацій гідроциліндра 1.7 (див.

рис. 5.11–5.13), що пов’язано з ростом тривалості набору тиску в напірній порожнині гідроциліндра 1.7.

5. Під час зростання технологічного навантаження інерційної плити 1.4 за допомогою зміни набору інерційних мас 1.5 (див. рис. 5.1) частота і амплітуда вібрації ІВ зменшується, причому збільшення інерційної маси в 1,5 рази викликає зменшення максимальної амплітуди в 2,3 рази, причому частота коливань не залежить від інерційної маси, а залежить від параметрів налагодження ГІП.

6. На основі проведених експериментальних досліджень поверхневого ущільнення чотирьох штампів різних ґрунтових матеріалів еталонних зразків було отримано числову базу даних якісних характеристик досліджуваного процесу. Графічна інтерпретація отриманих значень методом тернарних графіків в статистичному програмному середовищі Statistica 10.1 [80] засвідчила, що для кожного типу ґрунтового матеріалу найефективнішими режимами поверхневого ущільнення є: для М1, М2 – ВПУ-1; М3 – ВПУ-ІІІ; М4 – ВПУ-ІІ.

7. Статистичний аналіз експериментальних даних методами комплексного ранжування вхідних параметрів, оцінки моди, квантиля розмаху засвідчив, що оптимальними технологічними параметрами обробки матеріалів М1, М2 є P=2,83 КПа, М3 – P=5,66 КПа, М4 – P=4,24 КПа, проте слід зазначити зростання досліджуваних показників середньої щільності та відносного коефіцієнта ущільнення оброблюваного ґрунтового матеріалу при збільшенні енергетичних характеристик обробки та зменшення частоти технологічного впливу.

Результати, представлені в розділі 5, висвітлено в монографії [73], в опублікованих статтях [58], [87], [100], [101], [115], тезах [81]–[83], [89], [94] і були використані при роботі над проєктом, що виконувався в рамках госпдоговірної теми № 1929 (номер державної реєстрації 0115U001155) «Розробка рекомендацій можливості використання віброударних динамічних процесів в механічних системах транспортних розвантажувальних пристроїв».

РОЗДІЛ 6
РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИКИ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ ДО РОЗВ'ЯЗАННЯ ПРИКЛАДНИХ ЗАДАЧ

При моделюванні динамічних процесів та систем ГВ і ГВУ машин доводиться мати справу із достатньо складними математичними задачами, але з іншої сторони – необхідно розробляти достатньо прості і надійні методики і підходи, які дозволять в умовах проєктних робіт проводити серійні розрахунки [307], [361].

У цьому розділі наводиться розроблена методика моделювання динамічних процесів та систем ГВ і ГВУ машин, за допомогою якої реалізовано розроблені в третьому розділі перспективні математичні моделі вібраційних і ВУ технологічних машин на базі ГІП із застосуванням розроблених в четвертому розділі чисельних методів.

Основний принцип використання математичних результатів полягає в тому, що умови, які забезпечують розв'язок задачі в більш простих і окремих випадках, на прикладі вібраційних та ВУ машин із ГІП, повинні виконуватись і для більш загальних і складних задач моделювання ГВ і ГВУ систем у цілому. Паралельно цьому розгляд фізики явища [362] дає якісну картину, за допомогою якої перевіряється і уточняється постановка задачі. Зрештою остаточна експериментальна перевірка (див. розд. 5) дозволяє будувати висновки про достовірність отриманих припущень і дати оцінку алгоритму і отриманого рішення, зокрема, його точності. Слід відмітити, що оцінювання точності чисельного розв'язку сформульованої диференціальної і інтегральної задачі повинна виконуватись чисто автоматично, без залучення даних фізичного експерименту. Останніми можна скористатись для якісних порівнянь, кількісне ж порівняння розрахунку з експериментальним повинно давати інформацію про те, наскільки прийнята фізична модель близька до реальних.

Тому на основі результатів чисельного моделювання технологічних вібраційних та ВУ машин на базі ГІП в цьому розділі також було розроблено перспективну методику проєктування імпульсних вібраційних і ВУ систем, яка дозволяє розробляти технологічні системи з підвищеними експлуатаційними

характеристиками одночасно заощаджуючи час на відпрацювання відповідних технологій [26], [363].

6.1 Розроблення методики комп'ютерного моделювання динамічних процесів і систем гідравлічних вібраційних та віброударних машин

Для глибокого і всебічного дослідження робочих процесів з метою ефективного проєктування досліджуваних технологічних машин була розроблена методика комп'ютерного моделювання [69], [364] динамічних процесів та систем ГВ і ГВУ машин (рис. Д.1, додаток Д).

На початку, у CAD-системах [93], [108] формуються бази даних за допомогою масиву значень координат множини точок поверхонь конструктивних елементів приводів ГВ і ГВУ машин (блок 1 і 2) у форматі STL, M3D, WRL файлів [68], [315]. При цьому CAD-системи як базовий елемент САПР дозволяють формувати конструкторську документацію на цей об'єкт дослідження, наприклад у форматі SPW файлів [364]. До таких CAD-систем можна віднести такі програмні засоби, як AutoCAD, SolidWorks, KOMPAS-3D [67], [107] тощо. Паралельно цьому формується база даних (блок 3) фізико-механічних параметрів функціональних складових елементів (деталі та вузли, робочі і технологічно оброблювані середовища) ГВ і ГВУ машин у форматі TXT, XLS або API файлів [65], [364].

На наступному етапі відбувається експорт бази даних структури і геометрії конструктивних елементів (блок 2) і фізико-механічних параметрів функціональних складових елементів (блок 3) ГВ і ГВУ машин у інтегроване середовище (блок 4) чисельного моделювання FSI (рис. Д.1, додаток Д). По завершенню роботи в інтегральному FSI-середовищі (блок 4) результати розрахунку (чисельного моделювання) передаються у сховище даних результатів чисельного моделювання (блок 5). Результати моделювання можуть представлятися за допомогою мультимедійних форматів (MP4, AVI файли), а також за допомогою графічних зображень (PNG, JPEG, BMP файли) в поєднанні із дискретними даними (TXT, XLS, API файли).

На наступному етапі виконується аналіз результатів моделювання (блок 6) за допомогою експертів з предметної області (блок 7) на основі бази знань (блок 8), що сформувалася на основі експериментальних даних експлуатації ГВ і ГВУ машин для різних технологічних процесів [133], [365]. За результатами висновків експертів приймається рішення про прийнятність результатів чисельного моделювання. Якщо вихідні результати чисельного моделювання (загальні технічні характеристики імпульсного приводу) відповідають (блок 7.1) вихідним даним технічного завдання з проєктування обладнання для певного технологічного процесу (див. розд. 1.1) тоді формуються проєктна документація (блок 9). Якщо результати чисельного моделювання не відповідають (блок 7.2) вихідним даним технічного завдання – вноситься зміна в конструкцію технологічного обладнання шляхом оптимізації конструкції ГВ і ГВУ машин (блок 10) і переходять до початкового блока 1 інформаційної технології моделювання.

На рівні із відомим монолітним підходом [66], [366] до розв’язування мультифізичних задач чисельного моделювання динамічних процесів та систем, FSI виконує спільне чисельне моделювання за допомогою окремих програмних комплексів, кожен з яких відповідає за розв’язок окремих систем рівнянь, які описують окремий фізичний процес, що виникає в тій чи іншій технологічній системі (рис. Д.2, додаток Д).

Інтегровано-розрахункове середовище FSI – це спільний програмний комплекс, який виконує розрахунок взаємодії рухомого або деформованого тіла (ГВ і ГВУ машин) із технологічним середовищем, взаємодіючи при цьому із внутрішнім або зовнішнім потоком рідини або газу (робоче середовище імпульсних приводів). Центральним розрахунковим ядром FSI є програмний комплекс FEM [79], [367], який базується на кінцево-елементному алгоритмі чисельного розрахунку [76], [368] напружено-деформованого стану тіла (виконавчого органу ГВ і ГВУ машин). Паралельно цьому відбувається передача даних результатів розрахунку між програмним комплексом CFD, який базується на кінцево-об’ємному алгоритмі чисельного розрахунку (див. розд. 4) гідродинамічних процесів робочого середовища ГВ і ГВУ машин, і програмним комплексом Matlab [80], [369], який базується на

чисельних методах розв’язання систем інтегральних і диференціальних рівнянь за допомогою яких досліджується рух складових технологічно-оброблюваного середовища (див. розд. 3).

Для двостороннього спряження (рис. Д.3, додаток Д) між системами рівнянь деформації тіла в програмному FEM-комплексі і рухом рідини в програмному CFD-комплексі, а також із рухом компонентів технологічно-оброблюваного середовища в програмі Matlab використовується явний метод розщеплення [95], [284]. Обмін даними між програмними комплексами FEM, CFD і Matlab відбувається через проміжок часу (див. рис. Д.3, додаток Д), який задається користувачем Θ_{n+1} (крок по часу спряження), $\Theta_{n+1}=T_{n+1}-T_n$, де T_{n+1} і T_n – моменти часу синхронізації між обома розв’язками. Усередині кожного кроку по часу спряження всі три програмних комплекси можуть виконувати один або декілька кроків по часу. Алгоритм явного методу розщеплення такий:

1) на початку рівняння напружено-деформованого стану системи рівнянь (3.74) і (3.94) розраховуються в програмному FEM-комплексі, щоб отримати переміщення вузлів $\bar{u}_{n+1}$, які відповідають часу T_{n+1}. Тиск рідини P_n і сили взаємодії $\bar{N}_n$ беруться із попереднього моменту часу T_n і припускаються постійними протягом часу Θ_{n+1};

2) переміщення вузлів $\bar{u}_{n+1}$ передаються у програмні комплекси CFD і Matlab; швидкості деформації розраховуються;

3) рівняння гідродинаміки на базі систем рівнянь (3.46), (3.61), (3.74) і (3.94) розраховуються в програмному CFD-комплексі, щоб отримати тиск на поверхні тіла;

4) рівняння руху тіл і компонентів складових технологічно-оброблюваного середовища з систем рівнянь (3.46), (3.61), (3.74) і (3.94) розраховуються в програмному комплексі Matlab, щоб отримати значення сил поверхневої взаємодії із тілом;

5) тиск P_{n+1} і сили взаємодії $\bar{N}_n$ передаються в програмний FEM-комплекс в момент часу T_{n+1} із програмних комплексів CFD і Matlab.

Цикл розрахунків і обміну даними між FEM, CFD і Matlab повторюється протягом усього процесу моделювання. Перевагою цього підходу є повністю консервативне перенесення фізичних величин з однієї розрахункової сітки на іншу [30], [94] і мінімум помилок апроксимації.

Для керування обміном даними між програмними комплексами FEM, CFD і Matlab протягом їх спряженого розрахунку служить програма-менеджер MPManager [92], [345], яка передає дані з одного програмного комплексу в інший – переміщення вузлів із FEM в CFD, Matlab і навантажень назад (рис. 6.1).

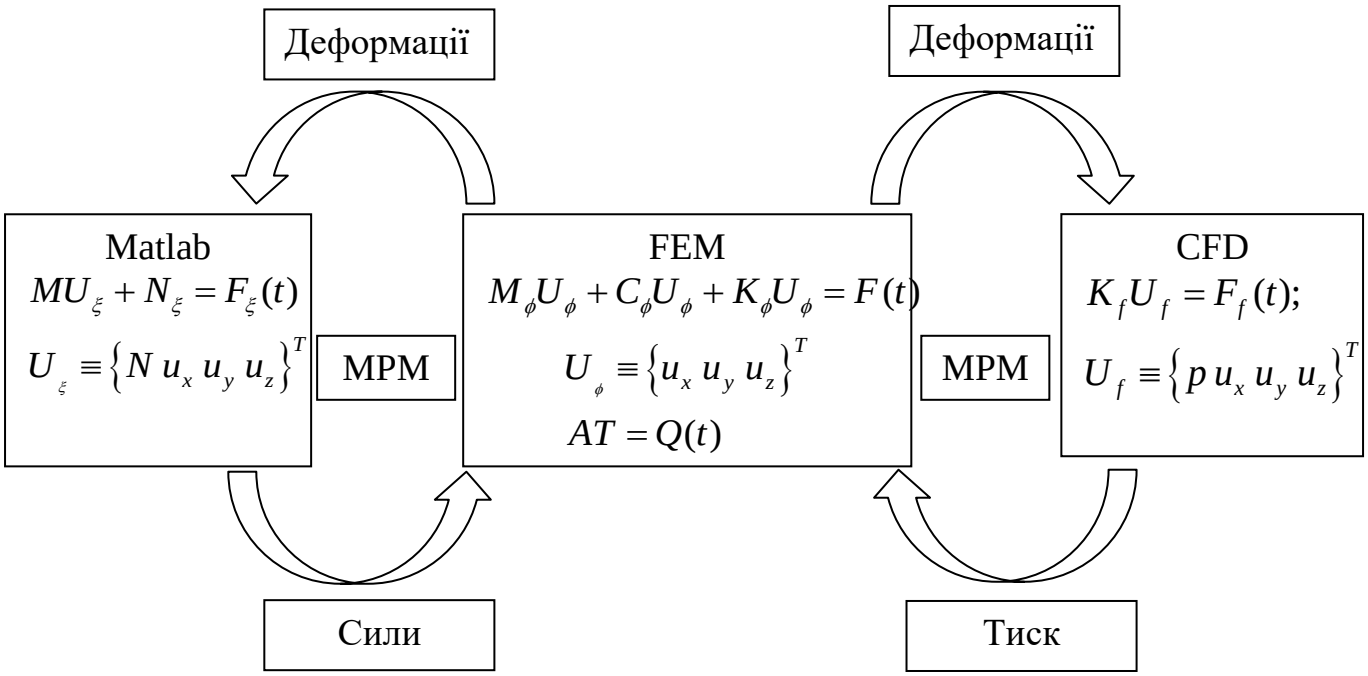


Рисунок 6.1 – Принципова схема роботи програми-менеджера MPManager

Налагодження спряженого розрахунку користувачем відбувається так. Користувач створює проєкти в програмних комплексах FEM, CFD і Matlab. У програмному FEM-комплексі автоматично налагоджується зв'язок між кінцево-об’ємною сіткою, кінцево-елементною сіткою і змінними систем диференціальних рівнянь (рис. Д.4–Д.8, див. додаток Д). У MPManager користувач задає адреси до проєктів FEM, CFD і Matlab і визначає обчислювальний крок по часу спряження (рис. Д.4–Д.8, див. додаток Д). Протягом усього процесу спряженого розрахунку

користувач може бачити розвиток розв’язування за допомогою розробленого візуалізатора у формі контекстного меню [99], [232].

Такий підхід дозволяє ефективно реалізовувати технологію «клієнт-сервер» (рис. Д.9, додаток Д) [70], [279], що дозволяє оптимізувати ітераційний процес розв’язку, а також ефективно синхронізувати отримання і передачу даних між складовими програмних комплексів (рис. Д.10, додаток Д).

Програмні комплекси FEM і CFD реалізовані за допомогою технології «клієнт-сервер» [370] структура яких представлена на рис. Д.11 (див. додаток Д). Клієнтська частина містить такі основні програмні модулі, як пре- і постпроцесор [107], [296], термінал і модуль перегляду результатів. Серверна частина в свою чергу містить обчислювальний-агент, ретранслятор, MP-Агент (MPManager) і обчислювальне ядро, яке окремо містить три обчислювальних ядра FEM, CFD і Matlab.

У клієнтській частині формується певна задача, об’єкт моделювання, який потім направляється у серверну частину, де містяться відповідні реалізовані алгоритми чисельного моделювання. Сама постановка задачі у клієнтській частині, а саме у розділі препроцесора, полягає в формуванні розрахункової області за допомогою імпортованих із CAD-систем геометричних моделей деталей, вузлів і форм робочих порожнин відповідних конструкцій ГІП. Також вводяться дані математичних моделей: граничні і початкові умови, фізико-механічні параметри складових моделюючої системи. Також у програмних комплексах FEM і CFD проводиться генерація розрахункової сітки для розрахункових областей. У свою чергу у розділі препроцесора додатково вводяться дані параметрів розрахунку: точність обчислення, крок по часу, параметри апроксимації тощо [371].

Розділ постпроцесору клієнтської частини отримує і формує дані результатів розрахунку від обчислювального агента. Модуль перегляду результатів дає можливість в режимі реального часу спостерігати за обчислювальним процесом. Термінал дозволяє за допомогою введення команд керувати безпосередньо самим обчислювальним процесом.

Обчислювальний агент забезпечує управління обчислювальним ядром. Саме до нього звертаються усі клієнтські модулі, щоб отримати список ядер-обчислювачів

[80], щоб запустити безпосередньо сам обчислювальний процес. Після отримання від обчислювального агента всієї необхідної інформації про обчислювальний процес, клієнтські модулі взаємодіють із обчислювальним ядром безпосередньо.

Кожне ядро-обчислювач є як серверним модулем (до нього підключаються клієнтські модулі), так і клієнтським (він підключається до обчислювального агента, щоб повідомити про своє існування). Ядра-обчислювачі, паралельно розв'язуючи одну задачу, також взаємодіють між собою за допомогою MP-Агента (MPManager) (див. рис. 6.1).

Особливу роль в мережевій взаємодії відіграє модуль ретранслятор. Модуль ретранслятор фактично є програмним проксі-сервером [102], [169] і дозволяє перенаправляти трафік від обчислювального ядра до клієнтських модулів, якщо ці модулі знаходяться в мережі, яка недоступна з обчислювальних вузлів [122], [146].

Як правило, на головному вузлі кластера [108], [117] є доступ в Інтернет. На такому вузлі повинен бути встановлений модуль ретранслятор. У налаштуваннях ретранслятора в кожному новому рядку вказується спосіб налагодження трафіку між модулями. Для налагодження перенаправлення трафіку між обчислювальним ядром і клієнтськими модулями також необхідно налаштувати Солвер-Агент (рис. Д.9, див. додаток Д).

Якщо обчислювальні вузли не мають прямого виходу до мережі, то підключити клієнтський модуль (модуль перегляду результатів або Пре-, Постпроцесор) до обчислювального ядра без ретранслятора не вдасться.

З'єднання між клієнтським модулем і обчислювальним ядром без ретранслятора відбувається таким чином:

1. Клієнтський модуль підключається до обчислювального агента (див. рис. Д.10, див. додаток Д);

2. Користувач вибирає необхідне ядро-обчислювач зі списку, наданого обчислювальним агентом (рис. Д.12, див. додаток Д);

3. Обчислювальний агент висилає IP-адреси і порт, за якими клієнтський модуль зможе підключитися до обчислювального ядра;

4. Якщо обчислювальне ядро знаходиться в закритій мережі, то клієнтський модуль не зможе його знайти за отриманими від обчислювального агента даними.

При налаштованому обчислювальному агенті з'єднання між клієнтським модулем і обчислювальним ядром відбувається таким чином:

1. Клієнтський модуль підключається до обчислювального агента (див. рис. Д.10, додаток Д);

2. Користувач вибирає необхідне ядро-обчислювач зі списку, наданого обчислювальним агентом (див. рис. Д.12, додаток Д);

3. Обчислювальний агент висилає IP-адреси і порт за якими можна підключитися до ретрансляторів. Також клієнтський модуль отримує від обчислювального агента IP-адреси і порт обчислювального ядра в закритій мережі.

4. Оскільки ретранслятор запущений на вузлі, який має доступ до глобальної мережі, клієнтський модуль без проблем підключається до ретрансляторів і передає йому IP-адреси і порт обчислювального ядра.

5. Ретранслятор починає транслювати трафік між клієнтським модулем і обчислювальним ядром.

6.2 Практична реалізація розроблених математичних моделей динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних та віброударних технологічних машин

Для реалізації математичних моделей розроблених у третьому розділі були створені CAD-моделі [88], [106] ГВ і ГВУ технологічних машин на базі ГІП (додаток Е). Для подальшого чисельного розрахунку необхідно виділити розрахункові області ГІП і відповідні граничні умови (див. додаток Е), які будуть прив’язані до геометричних елементів розрахункових областей. Для цього із програмної CAD-системи [90], [296] було імпортовано в програмну CFD-систему [80] розрахункові області, на яких були вказані граничні умови і була побудована розрахункова сітка (див. додаток Е).

Для обчислення математичної моделі (3.46), (3.61) і (3.94) в інтегровано-розрахунковому FSI-середовищі крім задання початкових розрахункових параметрів

для програмного CFD-комплексу, а саме – моделювання гідродинамічних параметрів ГІП, також необхідно задати ще початкові розрахункові параметри для програмного комплексу Matlab. Перелік усіх початкових розрахункових параметрів і самі блок-схеми Simulink [369] наведені у додатку Ж.

Використання інтегровано-розрахункового FSI-середовища і самі обчислення виконувались за допомогою високопродуктивних комп'ютерних систем за допомогою обчислювальних кластерів Інституту кібернетики імені В. М. Глушкова НАН України (додаток И).

6.2.1 Аналіз достовірності результатів математичного моделювання

Результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі є розподіл тиску і швидкості робочої рідини в порожнині ГІП вібраційних і ВУ технологічних машин (додаток К), причому у цьому додатку проведено аналіз результатів і розрахунок адекватності розроблених математичних моделей.

У додатку К наведені додаткові результати моделювання технологічних процесів вібраційного транспортування, поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою, віброударного руйнування гірських порід і занурення паль за допомогою ВУ пристроїв на базі ГІП. Зокрема розрахунок адекватності розроблених математичних моделей технологічних процесів вібраційного транспортування показав, що середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення поршня гідроциліндра порівняно з експериментальними даними [351] $\delta_{Se1} = 4{,}87\%$ (К.1, див. додаток К), а порівняно з даними, визначеними за методикою [48], склала $\delta_{Sм1} = 10{,}23\%$ (К.2, див. додаток К); тиску в напірній порожнині гідроциліндра порівняно з експериментальними даними [351] $\delta_{Pe1} = 3{,}34\%$ (К.3, див. додаток К), а порівняно з даними визначеними за методикою [48] $\delta_{Pм1} = 26{,}1\%$ (К.4, див. додаток К); зміни вертикальної і горизонтальної складових переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу порівняно з експериментальними даними [351] $\delta_{ye} = 7{,}41\%$ (К.5, див. додаток К) і $\delta_{Xe} = 4{,}26\%$ (К.6, див. додаток К),

відповідно; зміни вертикальної і горизонтальної складових швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу порівняно з експериментальними даними [351] $\delta_{Vye}=19,26\%$ (К.7, див. додаток К) і δ_{Vxe}=11,12% (К.8, див. додаток К), відповідно.

Розрахунок адекватності розроблених математичних моделей технологічних процесів поверхневого ущільнення ґрунтів ІВ показав, що середня похибка апроксимації динамічних параметрів ГІП інерційної вібротрамбовки порівняно з експериментальними даними (див. розд. 5): тиску в напірній порожнині δ_{Pe2}=5,41% (К.9, див. додаток К); переміщення гідроциліндра $\delta_{Yг}$=4,7% (К.10, див. додаток К); переміщення клапана першого каскаду δ_{Xe}=6,78% (К.11, див. додаток К); переміщення шарів ущільнюваного ґрунту δ_{Se2}=9,92% (К.12, див. додаток К).

Розрахунок адекватності розроблених математичних моделей технологічних процесів ВУ руйнування гірських порід за допомогою пристрою на базі ГІП показав, що середня похибка апроксимації: динамічного параметра переміщення ударної маси порівняно з експериментальними даними [72] склала δ_{Se3}=3,2% (К.13, див. додаток К), а порівняно з даними визначеними за методикою [48] склала $\delta_{Sм2}=13,3\%$ (К.14, див. додаток К); зміни тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра порівняно з експериментальними даними [72] δ_{Pe3}=4,68% (К.15, див. додаток К), а порівняно з даними визначеними за методикою [48] $\delta_{Pм2}=13,2\%$ (К.16, див. додаток К); зміни напружень в перерізі робочого органу ВУ пристрою порівняно з експериментальними даними [72] $\delta_{σe1}$=7,35% (К.17, див. додаток К).

Розрахунок адекватності розроблених математичних моделей технологічних процесів занурення паль за допомогою ВУ пристрою на базі ГІП показав, що середня похибка апроксимації: зміни тиску в порожнині гідроакумулятора порівняно з експериментальними даними [6] склала $\delta_{Pe4}=5,1\%$ (К.18, див. додаток К), а порівняно з даними визначеними за методикою [48] $\delta_{Pм3}=14,6\%$ (К.19, див. додаток К); зміни тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра порівняно з експериментальними даними [6] δ_{Pe5}=4,96% (К.20, див. додаток К), а порівняно з даними визначеними за

методикою [48] $\delta_{Рм4} = 29,43\%$ (К.21, див. додаток К); зміни переміщення ударної маси порівняно з експериментальними даними [6] δ_{Se4}=4,47% (К.22, див. додаток К), а порівняно з даними визначеними за методикою [48] $\delta_{Sм3}$=27,7% (К.23, див. додаток К); зміни переміщення занурюваної палі порівняно з експериментальними даними [6] $\delta_{ye} = 10,4\%$, (К.24, див. додаток К); зміни напружень в перерізі занурюваної палі при проходженні хвиль деформації порівняно з експериментальними даними [6] $\delta_{\sigma e2} = 11,9\%$ (К.25, див. додаток К); динамічного параметра логарифмічного декременту затухання шару ґрунтового середовища порівняно з експериментальними даними [6] $\delta_{\lambda e} = 11,1\%$ (К.27, див. додаток К).

Аналіз адекватності розроблених математичних моделей (див. додаток К) показує, що розходження цих результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГВ і ГВУ машин з експериментальними даними в середньому складає δ_e=4,75% (К.28, див. додаток К), що на $\Delta\delta$=14,47% більше (К.31, див. додаток К) розходження результатів математичного моделювання з даними визначеними за методикою [48]. Результатом цього високого показника адекватності є висока точність ідентифікації математичних моделей, яка полягає в отриманій похибці апроксимації другого порядку по часу, і наявності критерію стійкості, що використовує різницеву схему (див. розд. 4.2), у розробленому математичному методі чисельного моделювання гідродинамічних процесів у системах приводів ГВ і ГВУ машин (див. розд. 4).

Це дозволяє вважати прийняті для теоретичних досліджень припущення достатньо обґрунтованими, а математичну модель технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів ІВ на базі ГІП достовірною реальній системі.

Особливим місцем при математичному моделюванні оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу поверхневого ущільнення ґрунтів ІВ на базі ГІП є використання основних положень теорії нечіткої логіки. У додатку Б показані результати поетапної реалізації розробленої математичної моделі (див. розд. 3.3) та алгоритму оцінювання ефективності поверхневого ущільнення на прикладі ґрунту марки М3 – суглинок легкий пилуватий тугопластичний із гравієм,

галькою із лінзами піску сірий, вологістю 22,0 %. Результатом математичного моделювання є ймовірність безпомилкового прийняття рішення, яке дорівнює p =0,938.

6.2.2 Аналіз ефективності результатів моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних і віброударних технологічних машин

Висока точність результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГВ і ГВУ машин дозволяє розробити нову ефективну методику проєктного розрахунку відповідного класу технологічних систем з відносно [6], [181] високим ККД [355].

Для розробки методики проєктного розрахунку ГІП вібраційних і ВУ машин необхідно проаналізувати результати розрахунку в програмному CFD-комплексі діаграми зміни інтегральної величини тиску в різних порожнинах ГІП віброударного пристрою для занурення паль (рис. 6.2) і навести характерні позначення для подальшого їх використання в методиці проєктного розрахунку.

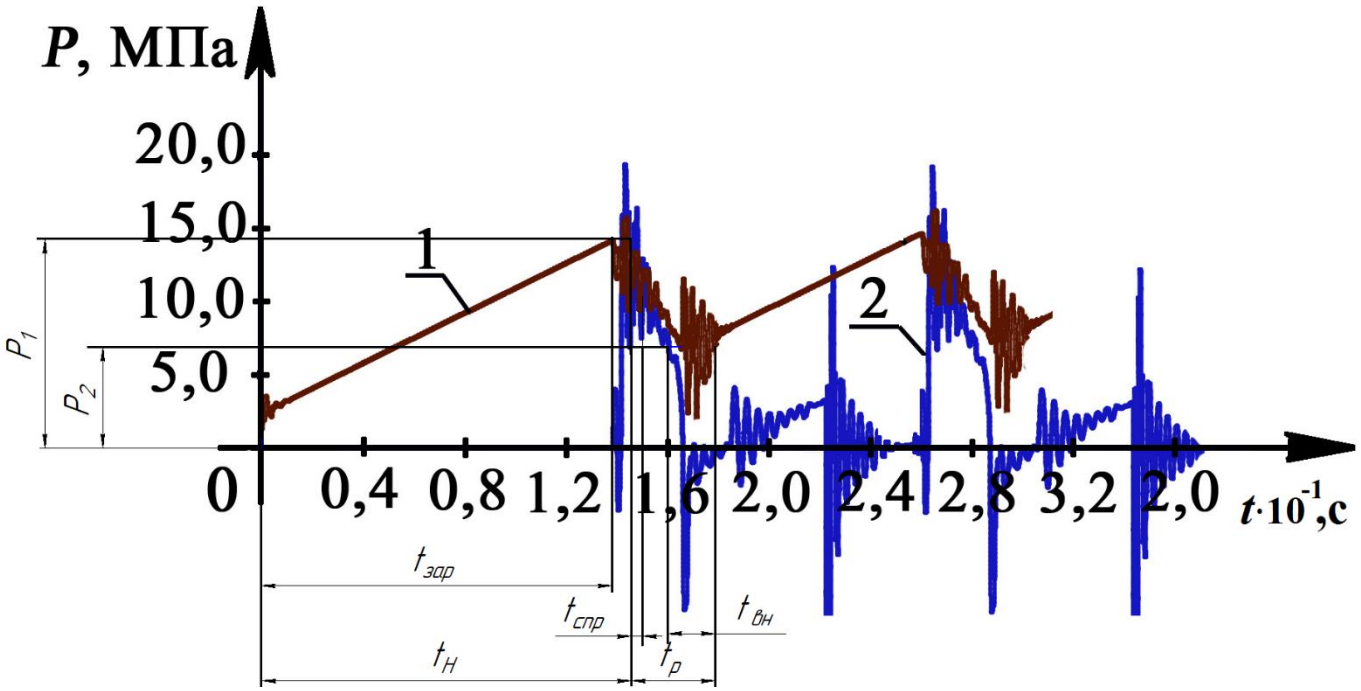


Рисунок 6.2 – Діаграми зміни тисків в порожнинах ГІП віброударного пристрою для занурення паль: 1 – Зміна тиску в порожнині гідроакумулятора; 2 – Зміна тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра

Аналіз діаграм тисків (див. рис. 6.2) показує, що на фазі відкриття клапану другого каскаду 8 тиск в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра 3 більший (3 МПа) ніж максимальний тиск у порожнині гідроакумулятора 6 (див. рис. Е.5, додаток Е), що є наслідком гідравлічного удару [50]. Також видно, що у другому періоді фази падіння тиску у напірній порожнині виконавчого гідроциліндра 3 (див. рис. Е.5, додаток Е) є певне просідання тиску на 2 МПа, порівняно із номінальним початковим тиском у гідросистемі. Це явище свідчить про властивість слабостисненності робочої рідини [50]. Більше того наявність пульсацій тиску у другій фазі падіння тиску, як у порожнині гідроакумулятора 6, так і в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра 3 (див. рис. Е.5, додаток Е) свідчить про наявність накопичених резонансних явищ у робочій рідині, що є результатом наявності хвильових процесів [51] у рухомій робочій рідині.

Із діаграми на рисунку 6.2 можна визначити, що амплітуда пульсацій тисків, яка для напірної порожнини гідроакумулятора складає $\Delta p=p_{max}-p_{min}=15-5=10$ МПа, а для напірної порожнини виконавчого гідроциліндра – $p_a=20{,}0$ МПа. Час набору тиску гідроакумулятором (час акумулювання енергії) складає $t_a=0{,}14$ с.

Наступним результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі є діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП віброударного пристрою для занурення паль (рис. 6.3). Аналізуючи діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП віброударного пристрою для занурення паль (див. рис. 6.3), можна визначити такі робочі параметри:

– амплітуда коливання ударної маси ГІП – $y_{max}=140{,}6$ мм, клапану першого каскаду – $h_1=6{,}0$ мм; клапану другого каскаду – $h_2=8{,}0$ мм; гідроакумулятора – $y_a=48{,}2$ мм;

– частота роботи (вібрацій) ударної маси й відповідно самого пристрою – $\nu=1/(t_{в1}+t_{н1}+t_{01})=1/(0{,}042+0{,}0377+0{,}0347)=8{,}74$ Hz.

Під час проєктування ГІП технологічних вібраційних та ВУ машин, як правило [372], в технічному завданні задаються такі основні початкові дані (див. рис. 6.2, 6.3):

1) енергія імпульсу – A_i (Дж);
2) вага інерційної маси 3 (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4) – G (Н);

3) максимальний тиск в гідроакумуляторі – p_{max} (МПа);

4) мінімальний тиск в гідроакумуляторі (див. рис. 6.2, розд. 6) – p_{min} (МПа);

5) максимальна частота проходження імпульсів тиску – f (Гц);

6) жорсткість елементів пружного повернення 4 інерційної маси 2 (див. рис. Е.5, додаток Е) – k (Н/м);

7) попередня деформація елементів пружного повернення 4 інерційної маси 2 (див. рис. Е.5, додаток Е) – y_0 (м);

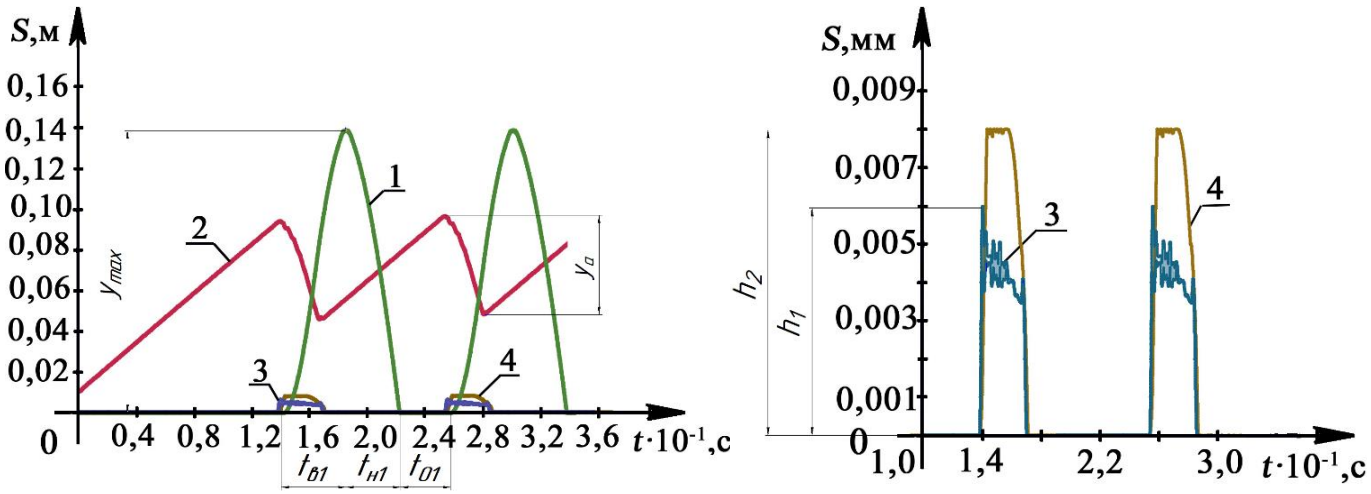
8) площа поперечного перерізу гідроакумулятора 7 (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4) – S_a (м^2);

9) максимальний робочий хід інерційної маси (див. рис. 6.3, розд. 6.2.2) – y_{max} (м);

10) коефіцієнт стиснення робочої рідини [50] – β_p (м^2/с).

11) марка робочої рідини (енергоносія), в залежності від якої вибирається контрольно-розподільна гідроапаратура та гідроарматура [330];

12) спосіб організації комунікацій між ланками приводу, в першу чергу, гідроапаратурою, що входить в його систему [373].



а) б)

Рисунок 6.3 – Діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП віброударного пристрою для занурення паль: 1 – ударної маси; 2 – гідроакумулятора; 3 – клапана першого каскаду; 4 – клапана другого каскаду

Більш детальну методику проєктного розрахунку наведено у додатку Л. Отримані результати проєктної методики дозволили визначити ефективність

розроблених математичних моделей, яка полягає у використанні шестеренчастого насосу типу НШ10Г-3 [51] із номінальною подачею Q_{01}=21,0 л/хв, при номінальній частоті обертання n_{01}=40 об/с і потужності N_{01}=8,6 кВт, в той час коли за результатами відомих методик було підібрано шестеренчастий насос типу НШ14Г-3 [51], який має номінальну подачу Q_{02}=29,4 л/хв, при номінальній частоті обертання n_{02}=40 об/с і потужності N_{02}=12,0 кВт, що на 3,6 кВт більше зазначеного. Відносно висока точність розроблених математичних моделей (див. розд. 4.2) дозволила отримати загальний ККД гідроімпульсного приводу ВУ пристрою для занурення паль із значенням 61,1 % (див. додаток Л), що на 8 % більше значення отриманого при використанні відомої методики [48]. Ефективність отриманої потужності (3,6 кВт) і підвищений ККД гідроімпульсного приводу (8 %) дозволяє отримати роботу ГІП із більш високими економічними показниками (див. додаток И), загальний річний ефект використання якого склав 63 тис. грн (додаток И).

Також за цією методикою було розроблено конструкцію дослідного зразка нового двокаскадного ГІТ, конструктивні особливості якого викладені в додатку Л (див. рис. Л.1), а його конструктивні параметри, розраховані за викладеною методикою, наведені в табл. Л.1 (додаток Л).

Дослідний зразок ГІТ (рис. Л.1, додаток Л) виконано за схемою приєднання до виконавчого гідродвигуна ГІП «на вході» [73], [112], [113]. У випадку необхідності сполучення за схемою «на виході», порожнини *A* і *C* з'єднуються між собою, а виконавчий гідродвигун вмикається замість циклового гідроакумулятора 7 в напірну порожнину *A* (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4).

Дослідний зразок двокаскадного ГІТ розроблено за вихідними даними технічного завдання виданого відділом нестандартного обладнання ТОВ «АСК-МЕТ» (м. Вінниця). ГІТ передбачається використати в навісному транспортному обладнанні в якості ВУ пристрою на базі ГІП для руйнування гірської породи (рис. Л.2, додаток Л).

6.3 Аналіз адекватності використання розроблених рівнянь гідродинаміки для моделювання режимів течії робочої рідини

Оскільки рівняння Нав'є–Стокса виведені для ламінарного режиму руху рідини, а в ГІП, ГІТ та інших гідролініях вібраційних та ВУ машин турбулентний режим руху рідини наступає за менших чисел Рейнольдса (20...260 для клапанних і золотникових запірних елементів [48], [374]) тому виникає питання адекватності використання розроблених рівнянь гідродинаміки (див. розд. 3, 4) для моделювання турбулентних режимів течії робочої рідини. Турбулентний рух рідини передбачає наявність нерегульованої течії, в якій різні величини зазнають хаотичних змін у часі і в просторових координатах і при цьому можуть бути виділені статистично точні їх осереднені значення [336].

Можливість застосування рівнянь Нав'є–Стокса до турбулентності зовсім не очевидна (і продовжує зазнавати критики), тому що при їх виведенні було зроблено досить сильне припущення про те, що тензор в'язких напружень включає в себе тільки лінійні комбінації перших похідних поля швидкості [211]. Для врахування впливу гідродинамічних параметрів на основні робочої характеристики гідравлічних вібраційних і віброударних машин, які виникають від турбулентного режиму течії робочої рідини, використовують два підходи до моделювання. У першому підході використовують пружно-зосереджену модель робочої рідини (див. розд. 1.4), де в диференціальному рівнянні витрат (1.37)–(1.40) вводиться коефіцієнт витрат μ, значення якого попередньо визначено для певного типу рідини і режиму руху. Такий підхід дозволяє лінеарізувати задачу гідродинаміки, де визначаються основні інтегральні характеристики приводу (тиск) на граничних умовах. Недоліком цього підходу є велика розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями, показник адекватності моделі якого у середньому складає $\delta_м = 19{,}22\,\%$ (див. К.30, додаток К).

У другому підході (просторово-нестаціонарна постановка задачі) використовуються припущення про існування середньої швидкості потоку і середнього відхилення від нього $u = \bar{u} + u'$ [287], а також модифікуючи шляхом

усереднення по Рейнольдсу рівняння Нав'є–Стокса, розроблено напівемпіричну модель (див. розд. 4.3.1), яка опирається на феноменологічний підхід, результати яких отримані дослідним шляхом [344].

Для оцінювання адекватності використання розробленої напівемпіричної математичної моделі необхідно розглянути ЛТПР, який дозволяє оцінити адекватність моделі для широкого спектра режимів течії робочої рідини. ЛТПР – складне фізичне явище, яке визначається як зміна ламінарного (сталого) режиму течії робочої рідини на турбулентний. Положення переходу має суттєвий вплив на гідродинамічну силу опору рухомих об'єктів і на гідравлічні втрати в проєктованому ГІП [96]. ЛТПР супроводжується зміною багатьох характеристик течії: збільшення ефективних коефіцієнтів переносу внаслідок посиленого перемішування рідини [166]. Оскільки турбулентний режим руху рідини наступає для чисел Рейнольдса 20...260 тому розроблена низкорейнольдсова напівемпірична модель (див. розд. 4.3.1) дозволяє передбачати ЛТПР обумовлений проникненням нестаціонарних збурень з зовнішнього потоку в приграничний шар на твердій поверхні. Передбачається, що потік рідини або газу, що набігає на тверде тіло, турбулентний. Близько передньої кромки тіла потік гальмується і, як наслідок, ламінаризується. При цьому зовнішній потік залишається турбулентним. У міру руху рідини вздовж тіла відбувається дифузія пульсацій з зовнішнього потоку в приграничний шар, у результаті чого на певній відстані від передньої кромки розвивається повністю турбулентний приграничний шар.

Реалізація розробленої низкорейнольдсової напівемпіричної моделі (див. розд. 4.3.1) виконувалась на прикладі частинного випадку обтікання перешкоди (уступ із прямокутною передньою стінкою на рисунку 6.4 а) при малих значеннях градієнта тиску, як аналог внутрішнього обтікання: каналу *А* запірного елементу (клапану) 1 в ГІТ (див. рис. Е.2 а, додаток Е); сідла 11 в каналі 7 порожнини гідроциліндра 5 (див. рис. А.6 б); корпусу ГІТ 5 в каналі патрубка 11 (див. рис. Е.5 б). Розрахункова модель обтікання уступу в формі паралелепіпеда представлена на рисунку 6.4 а. Через стінку *А* робоча рідина втікає із постійною за висотою, і початковою швидкістю V_0=5,4 м/с і тиском p_0=10 МПа, а також інтенсивність турбулентності I_t=3,5 % [344],

співвідношення турбулентної динамічної в'язкості до динамічної μ_t/μ=12 (див. розд. 4.3.1), густина робочої рідини – ρ=900 кг/м^3, динамічна в'язкість μ=1,8·10^{-5} кг/(м·с). Робоча рідина протікає в порожнині *C* і обтікає уступ у формі паралелепіпеда *Д* після чого витікає через стінки *B*. Розміри уступу *D*: x_1=0,022м, y_1=0,010 м, x_2=0,020 м.

Значення інтенсивності турбулентності I_t і величини безрозмірної турбулентної в'язкості течії μ_t дані для передньої кромки уступу *D*. Ці течії характеризуються дуже незначним поздовжнім градієнтом тиску. Гранична умова на стінці *B* передбачає фіксоване значення статичного тиску на відповідних поверхнях розрахункової області. При заданій турбулентності на вході враховується її згасання від стінки *A* до передньої кромки пластини *D*. Верхня стінка *B*, по координаті *y*, розміщена достатньо далеко від поверхні уступу *D*, щоб забезпечувати приріст поздовжньої складової градієнта тиску.

Для такої розрахункової схеми (див. рис. 6.4 а) була побудована розрахункова сітка із параметрами: $N_x \times N_y$=1269×125 і y^+=0,5. При цьому N_x, N_y – кількість комірок розрахункової сітки по осях *x* і *y* відповідно, $y^+=(\rho u_\tau y)/\nu$ – безрозмірна відстань від центра першої комірки розрахункової сітки до поверхні уступу *D*, *y* – відстань від центра першої комірки розрахункової сітки до поверхні уступу *D* (див. рис. 6.4 а), $u_\tau = \sqrt{S_\tau / \rho}$ – динамічна швидкість, S_τ – питома в'язкісна сила, що діє на поверхню уступу *Д*. Для порівняння було обрано чотири відомих емпіричних залежності коефіцієнтів тертя при обтіканні поверхні уступу *D*:

1) кореляційна залежність Блазіуса для ламінарного безградієнтного режиму [344]:

$$C_{f.лам} = 0,664 Re_x^{-0,5}; \tag{6.1}$$

2) кореляційна залежність для турбулентного режиму за методиками [375]:

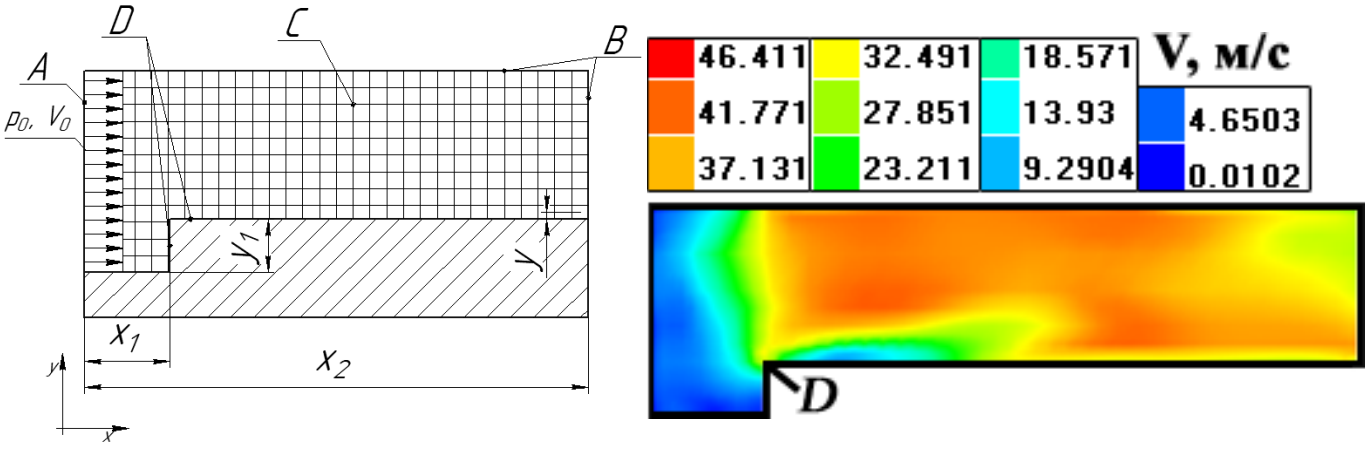
$$C_{f.Турб.1} = 0,027 Re_x^{-1/7}; \tag{6.2}$$

$$C_{f.Турб.2} = 0,0592 Re_x^{-0,2}; \tag{6.3}$$

$$C_{f.Турб.3} = 0,288\left(\lg Re_x\right)^{-2,45}, \tag{6.4}$$

де $C_f = \frac{2\tau}{\rho V_\infty^2}$ – коефіцієнт тертя при обтіканні поверхні уступу D; $Re_x = \frac{\rho V_\infty x}{\nu}$ – функція залежності числа Рейнольдса на поверхні уступу D в залежності від координати x; V_∞ – модуль швидкості робочої рідини на поверхні уступу D, а експериментальна залежність на рисунку 6.5 [344].

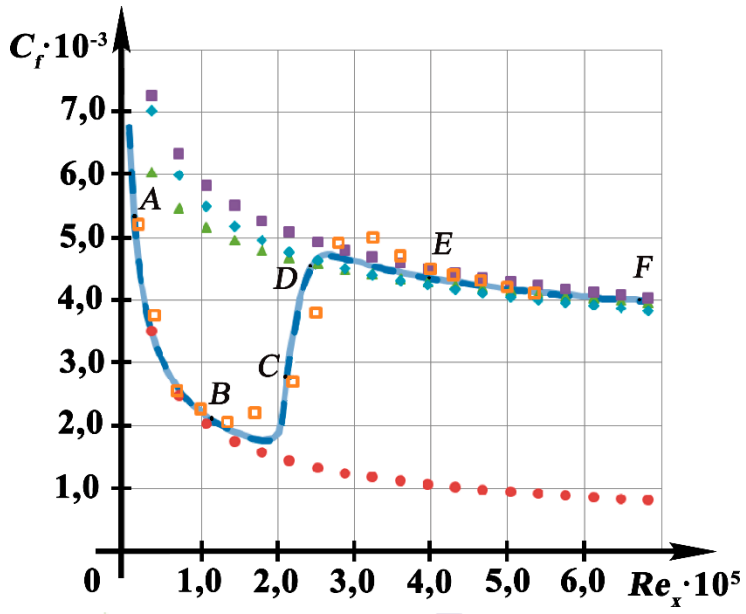
Результатом моделювання процесу обтікання уступу у формі паралелепіпеда, робочою рідиною було отримано розподіл швидкості в порожнині C (рис. 6.4). Із розподілу швидкості на рисунку 6.4 чітко видно, що у точці D (ребро паралелепіпеда) виникає збільшення миттєвої швидкості переднього фронту робочої рідини V_D=32 м/с. За переднім фронтом в точці D виникає зменшення швидкості робочої рідини до V=4,65 м/с, що свідчить про утворення подібності вихору [287], а це у свою чергу є ознакою виникнення ЛТПР. На основі отриманих значень розподілу швидкості V_∞, (див. рис. 6.4 б) у приграничних комірках уступу (y – відстань від поверхні уступу до центра розрахункових комірок (див. рис. 6.4 а)), було отримано значення коефіцієнта тертя $C_f = f(V_\infty)$ і значення числа Рейнольдса $Re = f(x, V_\infty)$ на рисунку 6.5.



а) б)

Рисунок 6.4 – Моделювання турбулентного режиму течії
на основі обтікання перешкоди у формі паралелепіпеда:
а – розрахункова схема; б – розподіл швидкості робочої рідини

З метою порівняння отриманих значень результатів моделювання турбулентного режиму течії, на основі обтікання перешкоди у формі паралелепіпеда, на діаграму (див. рис. 6.5), окрім результатів моделювання, також були нанесені значення експериментальних [344] і кореляційних залежностей (6.1)–(6.4). Аналіз залежностей результатів моделювання розробленої напівемпіричної математичної моделі (див. розд. 4.3.1), експериментальних і кореляційних залежностей (6.1)–(6.4) показав, що при значеннях чисел Рейнольдса $Re_x=(0{,}1\div1{,}1)\cdot10^5$ (т. *A*-*B*) рідина знаходиться в ламінарному режимі руху. При значеннях числа Рейнольдса $Re_x=(1{,}1\div2{,}5)\cdot10^5$ (т. *B*-*D*) рідина знаходиться в зоні ЛТПР (т. *D* на уступі рис. 6.4 б).



– залежність (6.1); – залежність (6.2); – залежність (6.3); - залежність (6.4); – експериментальні дані [344]; – розроблена напівемпірична математична модель (див. розд. 4.3.1)

Рисунок 6.5 – Діаграма розподілу коефіцієнта тертя C_f в залежності від числа Рейнольдса Re_x

При значеннях числа Рейнольдса $Re_x=(2{,}5\div6{,}8)10^5$ (т. *D*-*F*) рідина знаходиться в турбулентному режимі руху. Висока збіжність результатів моделювання з експериментальними даними спостерігається при ламінарному в т. *A*-*B* (похибка апроксимації $\delta_л\approx2{,}5\%$) і турбулентому т. *D*-*F* (похибка апроксимації $\delta_m\approx4{,}95\%$)

режимах течії робочої рідини (див. рис. 6.5). Для ЛТПР в т. *B-D* похибка апроксимації склала $\delta_n \approx 12{,}3\%$.

Отримані результати моделювання на основі порівняльного аналізу (див. рис. 6.5) дозволяють вважати прийняті для теоретичних досліджень припущення достатньо обґрунтованими, а розроблену низкорейнольдсову напівемпіричну математичну модель (див. розд. 4.3.1) достовірною реальній системі.

6.4 Аналіз результатів впровадження дисертаційної роботи

Успіхи в розвитку вібраційної і ВУ техніки та технологій значною мірою зумовлюється ґрунтовною розробкою питань теорії на основі математичного моделювання складних технічних систем. З однієї сторони, зростаючі вимоги до вібраційної і ВУ техніки вимагають поглибленого вивчення фізичних закономірностей впливу вібрації та ударів на хід технологічних процесів і подальшого розвитку питань теорії вібраційної технології [183]. З іншого боку, підвищення потужності вібраційних машин і ріст їх питомого навантаження, що диктується необхідністю інтенсифікації виробництва, підсилюють зв'язок між машиною, навантаженням і приводом і вимагають розгляду їх як єдиної системи із сильними силовим взаємодіями складових підсистем [118].

В аспекті відмічених особливостей актуальним є впровадження нових ефективних методів обчислювального експерименту в практику наукових і прикладних досліджень вібраційної техніки і технології, що дає можливість отримувати більш точну кількісну інформацію при вивченні достатньо складних «реальних» об’єктів, явищ і процесів [349]. Комплексний розгляд технологічного процесу транспортування на вібраційному конвеєрі за допомогою розроблених математичних моделей дозволило сформулювати плідні підходи в частині визначення ефективних режимів вібраційного транспортування насипних вантажів. А саме, для кожної амплітуди коливань існує свій максимум швидкості переміщення вантажу [39], який отримується при тим меншій частоті, чим більша амплітуда коливань. Таким чином, для досягнення максимальних швидкостей слід працювати на можливо більшій

амплітуді, беручи такі частоти коливань і кути вібрації, які забезпечують отримання необхідної швидкості вібраційного транспортування (див. розд. 1).

Зокрема, використані на ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ» результати дисертаційної роботи в розділі чисельного моделювання дозволили визначити залежності швидкості вібраційного транспортування кварцового щебеню, річкового піску, дрібного вугілля і марганцевої руди шаром товщиною 500 мм при горизонтальному розташуванні несучого органу від частоти його коливань показало, що збільшення частоти від 8,4 до 16,7 Гц при амплітудах 5 мм і 10 мм викликає інтенсивний ріст швидкості вібраційного транспортування майже за лінійним законом. Найбільша швидкість досягається при транспортуванні кварциту, яка склала 62 см/с, швидкості переміщення вугілля і піску близькі і склали 40 см/с. Висока швидкість переміщення кварциту пояснюється меншим ступенем затухання коливань порівняно з шаром піску і вугілля при подібних технологічних показниках. Мінімальна швидкість 16 см/с – у марганцевої руди, яка відноситься до вантажів, які важко транспортувати [213], що пояснюється наявністю підвищених сил її щеплення із вантажонесучим органом.

Упровадженні на ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ» результати теоретичного дослідження технологічного процесу вібротранспортування насипних вантажів за допомогою розроблених математичних моделей дозволи: скоротити пусконалагоджувальні роботи на 90 %, знизити невиробничі втрати енергії у вібраційному конвеєрі на 10 %, що дозволило підвищити загальний ККД системи на 6 %. Річний ефект впровадження результатів дисертаційної роботи на ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ» склав 160 000 грн, про що свідчать акти впровадження якого представлені в додатку И.

При проєктуванні інерційних вібраційних машин для поверхневого ущільнення ґрунтів основний інтерес представляє залежність ступеня ущільнення від параметрів вібрацій – амплітуди, частоти, швидкості і прискорення коливань (див. розд. 5.5). Результати чисельного дослідження розроблених математичних моделей технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою показують, що при більш високих частотах максимальне

ущільнення досягається при менших амплітудах (див. розд. 5.5). Проте із збільшенням частоти ступінь максимального ущільнення знижується. Ріст амплітуди коливань тільки до відомої межі [374] сприяє збільшенню щільності. Подальший її ріст може спричинити виникненню непередбачуваних поломок у самій вібраційній машині.

Крім того, запропоновані до впровадження результати дисертаційного дослідження отримали успішну апробацію на ТОВ «Шляхбуд» за допомогою яких було визначено, що при вібраційному поверхневому ущільненні ґрунтів на частотах 7–20 Гц відбувається ущільнення ґрунту типу «пісок», а із збільшенням частоти коефіцієнт середньої щільності зростає від 3–4 % при 7 Гц до 15–16% при 15 Гц, при подальшому збільшенні практично він лишається незмінним. У той же самий час відомо, що кожному значенню коефіцієнта ущільнення відповідають практично постійні значення усередненого прискорення, яке відповідає найбільшому ступеню ущільнення ґрунтового матеріалу крупністю частинок 0–12 мм, що складає 6,50–7,50 м/с^2. Впровадження нечіткої логіки для оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу поверхневого ущільнення ґрунтів на базі ІВ з ГІП дозволило визначити вплив фізико-механічних властивостей ущільнюваного ґрунтового матеріалу (гранулометричний склад, вологість) на сам процес ущільнення. Найбільший досягнутий ступінь ущільнення однорідних за крупністю продуктів відповідає найдрібнішому класу (0–10 мм). При ущільненні різних за крупністю продуктів (класу 0–100 мм) досягається найвищий ступінь ущільнення (17–18 %), при цьому усереднене значення оптимального прискорення коливань складає 6,50–8,00 м/с^2.

Впровадження результатів дисертаційної роботи ТОВ «Шляхбуд» дозволило підвищити якість дорожнього покриття, що підвищило термін експлуатації на 27 %, а економічний ефект склав 2,3 млн грн. Відповідні висновки містяться в акті впровадження результатів дисертаційної роботи (додаток И), отриманому від ТОВ «Шляхбуд».

Розроблена методика проєктного розрахунку ГІТ гідроімпульсного приводу В та ВУ машин в рамках госпдоговірної теми 1929, № держреєстрації 0115U001155 успішно була впроваджена на ТОВ «АСК-МЕТ». За допомогою цієї методики був

виготовлений дослідний зразок ГІТ приводу навісного ВУ пристрою [127] для руйнування гірської породи, загальний вигляд якого представлений на рис. Л.1 (див. додаток Л). Річний ефект споживача від використання цієї розробки складає 63 тис. грн, техніко-економічні розрахунки і акти впровадження якого наведені у додатку И.

Виконавши детальний аналіз результатів наукових досліджень, розробленого в дисертаційній роботі приводу, Технічна Рада ТОВ «АСК-МЕТ» прийняла рішення про виготовлення на підприємстві навісного ВУ обладнання на базі ГІП, яке занесене окремим пунктом в план розвитку підприємства. На цьому етапі підприємством вивчається попит на окремі види ВУ техніки для руйнування гірської породи і вже розпочата підготовка технічної документації на їх виготовлення.

Також отримано акт від ПАТ «Барський машзавод» (додаток И) про можливість використання результатів дисертаційного дослідження. У вказаному акті надано позитивні відгуки, зокрема про алгоритми, засновані на чисельних методах, які дозволяють у багатьох випадках (наприклад, при розв’язанні задач на міцність і гідрогазодинаміку) на більш ефективному рівні проводити розробку вібраційного і віброударного технологічного обладнання на базі ГІП. Разом із застосуванням у практичних дослідженнях і розробках, результати дисертаційного дослідження успішно використовуються для виконання науково-дослідних робіт з Інститутом кібернетики ім. В. М. Глушкова НАН України, м. Київ (див. додаток И).

Розроблена методика комп’ютерного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних та віброударних машин, із застосуванням технології «клієнт-сервер», впроваджена в програмному комплексі MDESIGN і TORVIA компанії Soft Xpansion GmbH & Co.KG (Німеччина) для інженерних розрахунків елементів машин і механізмів (див. додаток И). Ця методика дозволяє ефективно і з достатньо високою точністю визначати і досліджувати закономірності руху робочих органів ГВ і ГВУ машин, а також стан складових технологічно оброблюваного середовища. Впровадження цієї методики, на основі розробленого чисельно-розрахункового методу, в системах автоматизованого проєктування, дозволила підвищити точність розрахунків за критерієм: апроксимації по часу другого порядку; стійкості по швидкості, в різницевій схемі розрахунку, а також критерію збіжності, який досягнув 5 %.

Також, окремі висновки та результати ефективно впроваджуються в навчальний процес співробітниками кафедри комп'ютерних наук ВНТУ при підготовці бакалаврів та магістрів відповідного напряму. Про вагомість вказаних вище результатів свідчить відповідна довідка, наведена у додатку И.

6.5 Висновки до розділу 6

1. Показано, що основною тенденцією розвитку методик комп'ютерного моделювання в області обчислення фізичних процесів є спільне використання різних видів програмних комплексів із подальшим їх інтегруванням в загальний обчислювальний процес. Як правило такі інновації в області інформаційних технологій дозволяють різко розширити можливий спектр впровадження методів обчислювального експерименту в практику наукових і прикладних досліджень, що дає можливість отримувати кількісну інформацію при вивченні таких достатньо складних «реальних» об'єктів, як імпульсні ГВ і ГВУ машини. Для цього рівня характерні глибокі взаємозв'язки фізичного і математичного експериментів, що створюють науковий доробок для розв'язання завдань інженерного проєктування ефективних імпульсних ГВ і ГВУ машин – модельна підтримка процесу проєктування і розробка вирішальних процедур, орієнтованих на застосування комп'ютерних систем.

2. Розроблена методика комп'ютерного моделювання на базі структурного інтегровано-розрахункового середовища для розв'язання математичних моделей представлених системами нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних. Описана методика використання розробленого структурного інтегровано-розрахункового середовища на базі відповідних програмних комплексів із застосуванням технології «клієнт-сервер».

3. Розроблене структурне інтегровано-розрахункове середовище складається із трьох основних програмних комплексів, що реалізують скінчено-об'ємний підхід до розв'язання системи рівнянь гідродинаміки, скінчено-елементний метод розв'язання [371] системи рівнянь напружено-деформованого стану та ітераційні методи розв'язання інтегродиференціальних рівнянь [332].

4. Проведено розрахунок основних робочих характеристик гідроімпульсного приводу вібраційних та ВУ технологічних машин реалізованого на базі одно- і двокаскадних клапанів-пульсаторів в якості ГІТ. На основі додатково отриманих результатів чисельного моделювання фізико-механічних параметрів технологічно оброблюваного середовища визначено ефективні режими роботи ГІП технологічних вібраційних та ВУ машин.

5. Показано, що найкраще оцінити ефективність функціонування складних технологічних систем можна за допомогою математичної моделі на основі методів системного аналізу і нечітких множин. Достовірність результату підтверджується збігом експериментальних та модельних результатів із статистичною оцінкою безпомилковості діагностування на рівні 0,938.

6. Виконаний порівняльний аналіз теоретичних і експериментальних досліджень технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів ІВ на базі ГІП дозволив отримати показник адекватності розроблених математичних моделей на рівні 5,63 %, а для зміни переміщення шарів ущільнюваного ґрунту 9,92 %.

7. На основі аналізу отриманих результатів чисельного моделювання динамічних процесів та систем розроблено методику проєктного розрахунку, що дозволила розробити рекомендації для проєктних розрахунків ГІП із високим ККД на рівні 61,1 %, ефективність якого на 8 % більша порівняно з відомими методиками.

Результати, представлені в розділі 6, опубліковано в статтях [66], [70], [76], [88], [90], [93], [95], [102], [108], [122], тезах [65], [67], [68], [69], [79], [80], [92], [99], [107], патенті [112] і свідоцтві авторського права на твір [113], а також були використані при роботі над проєктом, що виконувався в рамках госпдоговірної теми № 1929 (номер державної реєстрації 0115U001155) «Розробка рекомендацій можливості використання віброударних динамічних процесів в механічних системах транспортних розвантажувальних пристроїв».

ВИСНОВКИ

На основі виконаних комплексних теоретичних досліджень вирішено важливу науково-технічну проблему підвищення точності ідентифікації процесів у ГВ і ГВУ машин шляхом розробки узагальненої методології їхнього математичного та комп'ютерного моделювання стаціонарних неавтономних коливальних систем за допомогою лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь, з подальшим розвиненням у «просторово-нестаціонарній» формі постановки задачі, у вигляді систем нелінійних диференціальних рівнянь в частинних похідних, та визначенням оцінки і стану технологічної системи методами системного аналізу та теорії нечіткої логіки, що підвищує ефективності їхнього теоретичного дослідження і проєктування. Зокрема в рамках даної методології отримано такі наукові результати:

1) Проведено аналіз особливостей ГВ та ГВУ технологічних машин, як об'єктів математичного моделювання, сучасних методів та засобів одержання кількісних і якісних характеристик досліджуваного об'єкта, вибору зв'язаного з технологічним процесом підходу до синтезу їхніх математичних моделей, який дозволяє запропонувати універсальний підхід для підвищення точності ідентифікації і побудови математичних моделей широкого класу технічних систем.

2) Розроблено та досліджено низку математичних моделей динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин на основі принципової схеми конструкції технологічної машини та ідентифікації режиму руху коливальних систем із використанням: положень теорії стереомеханічного удару і синтезу зовнішніх збуджуючих сил у вигляді імпульсної та гармонічної функцій, що забезпечує визначення умов виникнення резонансних режимів роботи систем; методів лінеаризації функції внутрішніх сил, які дозволяють отримати похибку значень амплітуд коливань виконавчого органу для лінійних сил опору в межах 0,24 %, а для нелінійних на рівні 3,42 % порівняно з відомими методами.

3) Набули подальшого розвитку основні положення гідродинаміки із застосуванням систем диференціальних рівнянь нерозривності і Нав'є–Стокса для в'язких рідин, інтегродиференціальних рівнянь динамічних характеристик рухомих

елементів приводу в поєднанні із основними положеннями теорії пружності і пластичності на базі систем диференціальних рівнянь деформованого тіла і механореологічної феноменології, для удосконалення математичної моделі динаміки процесів та систем ГВ та ГВУ машин у формі просторово-нестаціонарної постановки задачі, що дозволило в середньому підвищити загальну точність ідентифікації математичних моделей на 14,47 % порівняно з відомими методами.

4) Вперше запропоновано підхід до побудови математичних моделей системи оцінювання ефективності функціонування технологічних комплексів ГВ та ГВУ машин де на прикладі поверхневого ущільнення ґрунтів, із застосуванням ІВ, використано методи системного аналізу і визначено взаємозв'язок між параметрами стану підсистем технологічного комплексу з якісними показниками об'єкту технологічної обробки на основі формалізованих, у вигляді нечітких баз знань, експертних правилах. Суть результату полягає в тому, що запропоновано математичну модель системи оцінювання, основу якої складають 3 нечітких бази знань. Достовірність результату підтверджується збігом експериментальних та модельних результатів із статистичною оцінкою безпомилковості діагностування на рівні 0,938, що обумовлено формуванням баз знань з урахуванням специфіки об'єкта досліджень із подальшою параметричною ідентифікацією (настройкою) моделі.

5) Вперше розроблено методи чисельного розв'язання математичних моделей гідродинамічних процесів, які представлені системами диференціальних рівнянь в частинних похідних, на основі дискретного представлення рівняння нерозривності невстановленого руху рідини і модифікації диференціального рівняння Нав'є–Стокса, що дозволяють враховувати різні типи граничних умов, особливостей турбулентного і ламінарного режимів руху, а також пристінних функцій розподілу швидкості робочої рідини. Висока точність розробленого чисельного методу досягається значенням похибки апроксимації другого порядку за часом і наявністю критерію стійкості різницевої схеми розв'язку.

6) Проведені комплексні експериментально-теоретичні дослідження робочих процесів ГВ та ГВУ технологічних машин, на основі ІВ для поверхневого ущільнення ґрунтів, дозволили розробити методику експериментального дослідження робочих

процесів ГІП і технологічних характеристик оброблюваного середовища на прикладі чотирьох типів зразків ґрунтового середовища. Виконаний порівняльний аналіз експериментальних даних із результатами чисельного моделювання робочих характеристик ГІП дозволив отримати показник адекватності розроблених математичних моделей на рівні 5,63 %, а для зміни переміщення шарів ущільнюваного ґрунту 9,92 %.

7) На основі розробленої методики отримано результати комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем ГВ та ГВУ машин, що дозволили розробити рекомендації для проєктних розрахунків ГІП із високим ККД на рівні 61,1 %, ефективність якого на 8 % більша порівняно з відомими методиками. Виконаний при цьому аналіз адекватності розроблених математичних моделей показує, що розходження даних результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГВ і ГВУ машин з експериментальними даними в середньому складає 4,75 %, що дозволяє вважати розроблені математичні моделі з високим ступенем адекватними реальним системам.

8) Результати теоретичних досліджень, виконаних у роботі, дозволили: визначити ефективні режими технологічного процесу вібротранспортування і поверхневого ущільнення ґрунтів на ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ» і ТОВ «Шляхбуд»; розробити методику проєктного розрахунку ГІП вібраційних та ВУ машин, яка була впроваджена на ТОВ «АСК-МЕТ» за допомогою якої був виготовлений дослідний зразок ГІТ навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи; проводити ефективну розробку ГВ і ВУ технологічного обладнання на ПАТ «Барський машзавод» із застосуванням алгоритмів, заснованих на розроблених чисельних методах; розробити методику комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем ГВ і ГВУ машин, яка впроваджена в програмних комплексах Інституту кібернетики ім. В. М. Глушкова НАН України та компанії Soft Xpansion GmbH & Co.KG для інженерних розрахунків, що підтверджено відповідними актами впровадження наведеними в додатках (7 актів впровадження, 4 патенти на корисну модель та 1 свідоцтво авторського права на твір).

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А. П. Бабичев, *Вибрационная обработка деталей*, 2-е изд. перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1974.

2. В. А. Бауман, и И. И. Быховский, *Вибрационные машины и процессы в строительстве*. Москва: Высш. школа, 1977.

3. В. Н. Челомей, редактор. *Вибрации в технике*: Справочник в 6-ти т. М: Машиностроение, 1981. Э. Э. Лавендел, редактор. Т. 4. *Вибрационные процессы и машины*, 1981.

4. J. Murín, V. Kompiš, and V. Kutiš, *Computational modeling and advanced simulations*. Dordrecht, Netherlands: Springer, 2011. doi: 10.1007/978-94-007-0317-9.

5. Y. L. Pang, and D. M. Dai, *Simulation of Dynamic Compaction on Soft Soil Foundation. Advanced Materials Research*. pp. 989-994, pp. 2373–2376, 2014. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.989-994.2373.

6. М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий, В. А. Пишенин, и И. В. Коц, *Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин*. Москва: Машиностроение, 1977.

7. M. Petyt, *Introduction to finite element vibration analysis*. New York, USA: Cambridge University Press, 2010.

8. SABS Standards Division. *Mechanical vibration, shock and condition monitoring*: Vocabulary. Pretoria, South Africa: SABS Standards Division, 2009.

9. В. М. Ордынцев, *Математическое описание объектов автоматизации*. Москва: Машиностроение, 1965.

10. R. K. Schofield, and G. W. Scott Blair, *Proc. Roy. Soc. London*, A(138), 1932; A(707), 1932; 139, 1932; 557, 1933; 141, 1933; 72, 1933; 160, 1937.

11. I. E. Sears, “On the longitudinal impact of metal rods with rounded ends”, *Trans. Cambridge Philos*. Soc. vol. 21, no. 11, pp. 49-105, 1909.

12. А. М. Ашавский, А. Я. Вольперт, В. С. Шейнбаум, *Силовые импульсные системы*. Москва: Машиностроение, 1978.

13. Д. В. Хеерман, *Методы компьютерного эксперимента в статистической физике*. Москва: Наука, 1990.

14. А. А. Молчанов, *Моделирование и проектирование сложных систем*. Киев: Выща шк. Головное изд-во, 1988.

15. В. А. Шушкевич, *Основы электротензометрии*. Минск: Вышэйш. Школа; 1975.

16. Ш. А. Болгожин, В. К. Вороненко, Д. Б. Кожахмедов, и др., *Научно-технические основы электрификации горнодобывающих машин на рудниках*. Д. А. Кунаева ред. Алма-Ата: Наука, 1985.

17. Б. Г. Гольдштейн, *Ударно-вибрационные ручные машины. Вибрации в технике. Справочник.* Москва: Машиностроение, 1981, т. 4, с. 414-428.

18. С. О. Доброгурский, Ф. А. Соколов, и Е. И. Захарова, *Механизмы. Справочное пособие.* Москва: Машгиз., 1947.

19. F. K. Arndt, “Der Schlageblauf in Kolben und Stange beim schlagenden Bohren“, *Glűckauf*, vol. 1, no. 24, 1960.

20. Bullock, L. Richard, and A. William, Hustrulid, *Underground mining methods: engineering fundamentals and international case studies*. Littleton, CO, USA: SME, 2001, pp. 38-45.

21. C. Fairhurst, *Computers, rock mechanics and rock engineering*. Oxford, USA: Pergamon Press, 1988.

22. B. Lundberg, *Some basics problems in percussive rock destruction*. Geteborg, Sweden, 1971.

23. J. Meier, ”Entwicklungsstand des hydraulischen Bohrens und seine Möglichkeiten zur Verbesserung der Bohrarbeit”, *Erzmetall*. vol. 29, no. 4, pp. 156–161, no. 6, pp. 283–286, 1976.

24. И. Б. Матвеев, *Гидропривод машин ударного и вибрационного действия*. Москва: Машиностроение, 1974.

25. Р. Д. Іскович-Лотоцький, *Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування*. Вінниця, Україна: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006.

26. Р. Обертюх, ”Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно-винтовом движении вибростола”, дис. канд. тех. наук., Москва, 1986.

27. М. Е. Иванов, И. В. Коц, и И. Б. Матвеев, ”Математическая модель гидропривода возвратно-поступательного действия, управляемого клапаном-пульсатором”. *Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн. – техн. сб*. К, № 17, с. 4–59, 1981.

28. М. М. Вірник, Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Н. Р. Веселовська, *Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві*. Вінниця, Україна: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2007.

29. И. В. Севостьянов, и Я. В. Иванчук, «Использование пружинных манометров для исследования быстропротекающих динамических процессов в среде неоднородных жидких систем». *Ежемесячный научно-технический и производственный журнал*, № 5, с. 35–40, 2014.

30. В. И. Бабицкий, и В. Л. Крупенин, *Колебания в сильно нелинейных системах*. Москва: Наука, 1985.

31. Н. Н. Боголюбов, и Ю. А. Митропольский, *Асимптотические методы в теории линейных колебаний*. Москва: ГИФМЛ, 1963.

32. Н. Н. Боголюбов, *Теория возмущений в нелинейной механике*. Сборник трудов ин-та строительной механики АН СССР, 1950.

33. Ю. А. Митропольский, *Проблемы асимптотической теории нелинейных колебаний*. Москва: Наука, 1964.

34. В. И. Бабицкий, *Теория виброударных систем*. Москва: Наука, 1978.

35. В. Л. Бидерман, *Прикладная теория механических колебаний*. Москва: Высшая школа,1972.

36. И. И. Блехман, *Вибрационная механика*. Москва: Физматлит; 1994.

37. А. А. Кобринский, и А. Е. Кобринский, *Виброударные системы*. Москва: Наука, 1973.

38. В. Л. Рагульскене, *Виброударные системы*. «Минтис», Вильнюс, 1974.

39. K. Magnus, K. Popp, and W. Sextro, *Schwingungen: Eine Einführung in die physikalischen Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen*. Wiesbaden, Deutschland: Vieweg+Teubner Verlag. GWV Fachverlage. Wiesbaden, 2008.

40. G. Van Shothorst, *Modelling of Long-Stroke Hydraulic Servo-Systems of Flight Simulator Motion Control and System Design*. Delft, Netherlands: Technische Universiteit Delft, 1997.

41. J. D. Loeb, *De la mechanique lineaire a la mechanique non-lineaire*. Ann. Telecommuns, 1950.

42. S. F. Masri. *Damper system identification and damage detection*. Los Angeles, Calif., USA: University of Southern California, Viterbi School of Engineering, 2005.

43. D. M. Egle, K. E Soder, and United States., Langley Research Center., & University of Oklahoma. *A theoretical analysis of the free vibration of discretely stiffened cylindrical shells with arbitrary end conditions*. Washington. D.C: National Aeronautics and Space Administration, 1969.

44. D. L. Sikarskie, P. D. Stein PD, and M. A. Vable, "A mathematical model of aortic valve vibration", *Journal of Biomechanics*. vol. 17, no. 11, pp. 831-837, 1984.

45. Е. В. Воскресенский, Асимптотические методы: теория и приложения. Саранск, Россия: СВМО, 2001.

46. Н. В. Бутенин, Ю. И. Неймарк, и Н. Л. Фуфаев, *Введение в теорию нелинейных колебаний*, 2-е изд., испр. Москва: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит, 1987.

47. К. В. Фролов, «*Колебание машин с ограниченной мощностью источника энергии и переменными параметрами*», в Нелинейные колебания и переходные процессы в машинах. Москва: Наука, 1972.

48. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх РР, та М. Р. Архипчук, *Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин*. Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008.

49. П. Ф. Овчинников, *Виброреология*. Киев: Наук. думка, 1983.

50. Я. В. Іванчук, та Р. Д. Іскович-Лотоцький, *Гідравліка, гідро- та пневмоприводи. Частина 1. Основні закони, рівняння та визначення*. Вінниця: ВНТУ, 2019.

51. Т. М. Башта, и Б. Б. Некрасов, *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва: Машиностроение, 1982.

52. Г. Корн, и Т. Корн, *Справочник по математике для научных работников и инженеров*. Москва: Наука, 1974.

53. Ю. И. Чупраков, *Гидропривод и средства гидроавтоматики*. Москва: Машиностроение, 1979.

54. В. Н. Хорин, *Объемный гидропривод забойного оборудования*, 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Недра, 1980.

55. А. И. Лурье, *Операционное исчисление и его приложение к задачам механики*, 2-е совершенное перераб. изд. Ленинград: Гостехтеоретиздат, 1950.

56. М. Рейнер, *Реология*. Москва: Наука, 1965.

57. И. Ф. Гончаревич, *Виброреология в горном деле*. Москва: Наука, 1977.

58. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Основи резонансно-структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів». *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна*, № 5(53), с. 109–118, 2014. doi: 10.15802/stp2014/30458.

59. Е. Ф. Аврамчук, А. А. Вавилов, С. В. Емельянов, и др., *Технология системного моделирования*. Москва: Машиностроение, Берлин: Техник, 1988.

60. В. Н. Волкова, и А. А. Денисов, *Основы теории систем и системного анализа*. Санкт-Петербург, Россия: Издательство СПбГТУ, 1999.

61. J. Yen, and R. Langari, *Fuzzy logic: Intelligence, control, and information*. Upper Saddle River, N.J: Prentice Hall, 1999.

62. А. Н. Тихонов, и А. А. Самарский, *Уравнения математической физики*. Москва: Наука, 1966.

63. V. P. Singh, *Entropy theory in hydraulic engineering: An introduction*. Reston, Virginia, USA: American Society of Civil Engineers, 2014.

64. Я. В. Іванчук, «Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішнього вібраційного навантаження». *Технічні науки та*

технології: науковий журнал, № 2(12), с. 25–33, 2018. doi:10.25140/2411-5363-2018-2(12)-25-33.

65. Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих процесів віброударної установки для руйнування гірських порід», на *XLVII Науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету*. Вінниця: ВНТУ, 2018, с. 3628-3630. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2018_netpub.pdf.

66. Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм з гідроімпульсним приводом». *Праці Одеського політехнічного університету*, № 3(56), с. 5-18, 2018. doi:10.15276/opu.3.56.2018.01.

67. Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм», на *III Всеукраїнська науково-технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки»*, Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2019, с. 15-20.

68. Я. В. Іванчук, «Математичний метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів», на *Міжнар. науково-практ. конф. «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання»*, Івано-Франківськ, 2019, с. 269-272.

69. Я. В. Іванчук, «Математичний метод оцінки технологічних параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів», на *Міжнар. науково-практ. конференції «Інтелектуальні системи та інформаційні технології»*, Одеса, 2019, с. 77-82.

70. Я. В. Іванчук, Mathematical modeling for the technological process of surface soil compaction by the inertial vibratory rammer. *Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво*. Полтава: ПолтНТУ, № 1(52), с. 15–24, 2019. doi: 10.26906/znp.2019.52.1666.

71. Я. В. Іванчук, «Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішніх віброударних навантажень", на *XVIII міжнар. науково-техн. конф. «Вібрації в техніці та технологіях»*, Київ, 2019, с. 82-85.

72. Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, *Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів*. Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2012. 156 с.

73. Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та О. В. Зелінська, *Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом*. Вінниця: ВНТУ, 2018.

74. Н. Р. Веселовська, О. В. Зелінська, та Я. В. Іванчук, «Загальні принципи побудови і дослідження детермінованих моделей вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом», *Вібрації в техніці та технологіях*. № 4(91), с. 21–28, 2018.

75. Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором», *на XLVI наук.-техн. конф. підрозділів Вінницького національного технічного університету,* Вінниця: ВНТУ, 2017, с. 3048-3050. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2017_netpub.pdf.

76. Н. Р. Веселовська, О. В. Зелінська, О. Ф. Гнатюк, та Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих режимів вібраційних та віброударних машин», *Техніка, енергетика, транспорт АПК*, № 1(104), с. 56–63, 2019.

77. Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, та І. В. Севостьянов, «Математичне моделювання технологічного процесу завантаження судна вібраційним конвеєром», *Судостроение и морская инфраструктура*, № 2(10), с. 81–92, 2018. doi:10.15589/SMI20180208.

78. Я. В. Іванчук, А. А. Яровий, та К. О. Коваль, «Метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів», *Інформаційні технології та комп'ютерна інженерія*, № 1(44), с. 37–45, 2019.

79. Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, А. А. Яровий, та К. О. Коваль, «Математичне моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою», на *І Міжнародна науково-технічна*

конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019», Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2019, с. 241-243.

80. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Розрахунок температурних полів в робочих зонах піролізної установки», на *IV Міжнародній науково-практичній конференції. Теоретичні і експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства та машинобудування*, Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2013, с. 113-119.

81. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу», на *3-й Міжнародній науково-технічній конференції. Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*, Львів:КІНПАТРІ ЛТД, 2012, с. 118.

82. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський, та В. В. Снігур, «Інерційний вібропрес-молот», на *XVIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП. Промислова гідравліка і пневматика*, Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017, с. 87.

83. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський, та В. І. Повстенюк, «Піролізна установка утилізації медичних відходів з додатковим очищенням атмосферних викидів», на *II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції. Сучасні технології в промисловому виробництві*, Суми: СумДУ, 2012, с. 97–98.

84. Р. Д. Іскович–Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Віброударний пристрій для розвантаження кузовів самоскидів», *Вібрації в техніці і технологіях*, № 4(56), с. 14–17, 2009.

85. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Б. В. Крижанівський, «Застосування віброударного гідроімпульсного приводу для розвантаження транспортних засобів», на *Міжнародній студентській науковій конференції. Прогресивні напрямки розвитку машино-приладобудівних галузей і транспорту*, Севастополь: СевНТУ, 2010, с. 56 – 58.

86. Р. Д. Іскович–Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Аналіз використання гідроімпульсних вібророзвантажувальних пристроїв на автомобільному транспорті», *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 6, с. 228–231, 2011.

87. Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук, та В. С. Любин, «Визначення робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів», *Промислова гідравліка і пневматика*, № 4(38), с. 57-65, 2012.

88. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу». *Машинознавство*, № 9–10, с. 51-55, 2012.

89. Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук, та В. С. Любин, «Визначення робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів», на *XVII Міжнародній науково-технічній конф. Гідроаеромеханіка в інженерній практиці*, Черкаси: АПБ ім. Героїв Чернобиля, 2012, с. 140.

90. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання процесу теплообміну в шпиндельному вузлі установки для розпилення вольфраму», *Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*, ч. 1, № 2(191), с. 63–68, 2013.

91. Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Оптимізація параметрів віброзбуджувача гідроімпульсних приводів», на *XIV Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП. Промислова гідравліка і пневматика*, Одеса, Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013, с. 101.

92. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів», на *Міжнародній науково-технічній інтернет-конференції. Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: ВНТУ, 2014, с. 54–55.

93. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного приводу

віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів», у *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*, Харків, 2014, № 148(1), с. 95–101.

94. Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, та Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного пристрою для руйнування гірських порід», на *XVII Міжнародній науково-технічній конференції. Вібрації в техніці та технологіях*, Львів: Національний університет «Львівська політехніка», 2018, с. 58-59.

95. Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов, та Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного приводу для формоутворення заготовок з порошкових матеріалів», *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки,* № 3(237), с. 176-180, 2016.

96. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота», *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2, с. 43–50, 2016.

97. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Основні теоретичні положення робочих режимів вібраційного та віброударного обладнання з гідроімпульсним приводом», на *II Міжнародній науково-технічній конференції. Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування*, Вінниця: Барановська ТП; 2016, с. 95-97.

98. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором», *Вібрації в техніці та технологіях*, № 3(86), с. 10-19, 2017.

99. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода навісного обладнання для зондування ґрунтів», на *XVI Міжнародній науково-технічній конференції. Вібрації в техніці та технологіях*, Вінниця: ВНТУ; 2017; с. 147-149.

100. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Дослідження параметрів процесу формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на

вібропресовому обладнанні», *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*, № 9(1285), с. 31-37, 2018. doi: 10.20998/2413-4295.2018.09.04.

101. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. О. Кобилянський, «Вібраційне та віброударне навантаження при механічних випробуваннях деталей та вузлів машин». *Сучасні технології в машинобудуванні, транспорті та будівництві. Вісник кременчуцького національного університету ім. М. Остроградського*, ч. 1, № 2(109), с. 60 – 65, 2018. doi: 10.30929/1995-0519.2018.2.

102. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання процесу оброблення дрібнодисперсних деревинних матеріалів під дією вібраційного і віброударного навантаження». *Науковий вісник НЛТУ України: збірник наукових праць*. Львів, № 28(5), с. 124-129, 2018. doi: 10.15421/40280526.

103. Р. Д. Іскович–Лотоцький, І. В. Коц, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, "Моделювання руху двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода". *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кропивницький: КНТУ, № 31, с. 3–9, 2018.

104. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, "Математичне моделювання зусилля на робочому органі вібромолота з гідроімпульсним приводом", у *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: збірник наукових праць Київського національного університету будівництва і архітектури*. Київ, № 91(2018), с. 5–12, 2018. doi: 10.26884/gbdmm1891.0101.

105. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, "Перспективні напрямки ґрунтоущільнювальних машин", на *75 Міжнародній науково-практичній конференції. Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*, Дніпропетровськ:ДИИТ, 2015, с. 281-282.

106. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, "Гібридне моделювання двокаскадного клапана–пульсатора гідроімпульсного привода", на *VII Міжнародній науково-практичній конференції. Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем*, Чернігів: ЧНТУ; 2017, т. 1, с. 195-196.

107. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, “Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів”, на *Міжнародній науково-технічній інтернет-конференції. Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті*, Харків: Влавке, 2014, с. 43-45.

108. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, Є. І. Івашко, Я. П. Веселовський, “Гібридне моделювання вузлів установки для розпилення порошків металів”, у *Міжвузівський збірник наукових праць "НАУКОВІ НОТАТКИ"*. Луцьк, № 41(2), с. 40 – 44, 2013.

109. Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, “Гідроударник”, *МПК E 21 B1/00, № 10469*, Лист. 15, 2005.

110. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та О. В. Околодько, “Пристрій для розвантаження і очищення кузова піскорозтрушувальної машини”, *МПК B 65 G 67/32, № 45423*, Жовт. 10, 2009.

111. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, “Ущільнення шпиндельного вузла”, *МПК F 16 G 15/447, № 89403*, Квіт. 25, 2014.

112. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, О. Д. Манжілевський, та І. В. Севостьянов, «Навісний віброударний пристрій з гідравлічним приводом для занурення паль», *МПК E02D 7/00, №141392*, Квіт. 10, 2020.

113. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 85540. “Комп’ютерна програма «Розрахунок зусилля на повздовжніх тягах трьохточкової навіски” / Р. С. Белзецький, Я. В. Іванчук, А. В. Корпало (Україна); Міністерство економічного розвитку і торгівлі України. – Дата реєстрації 08.02.2019 р.

114. І. В. Севостьянов, та Я. В. Іванчук, “Реологічні моделі та рівняння вологих дисперсних матеріалів під час їх віброударного інерційного навантаження”, *Вісник НТУУ "КПІ". Серія Машинобудування*, № 65, с. 63–70, 2012.

115. И. В. Севостьянов, и Я. В. Иванчук, “Теоретические исследования процессов потокового фильтрования влажных дисперсных сред в пищевой

промышленности", *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*, № 15(4), с. 90-96, 2013.

116. Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, Я. В. Іванчук, та О. Д. Манжілевський, "Навісний інерційний вібромолот", на *III Міжнародній науково-технічній конференції. Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування*, Вінниця: ВНТУ, 2019, с. 58-61.

117. R. D. Iskovych–Lototsky, Y. V. Ivanchuk, and Y. P. Veselovsky, "Simulation of working processes in the pyrolysis plant for waste recycling", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, № 1,8(79), с. 11–20, 2016. doi: 10.15587/1729-4061.2016.59419.

118. R. D. Iskovych-Lototsky, O. V. Zelinska, Y. V. Ivanchuk, and N. R. Veselovska, "Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, № 1,1(85), с. 9-17, 2017. doi: 10.15587/1729-4061.2017.59418.

119. R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, N. R. Veselovska, S. Wojciech, and S. Samat, "Automatic system for modeling vibro-impact unloading bulk cargo on vehicles", *Proc. SPIE 10808. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018*, 1080860, 2018 Oct 1. doi: 10.1117/12.2501526.

120. R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, Y. P. Veselovsky, K. Gromaszek, and A. Oralbekova, "Automatic system for modeling of working processes in pressure generators of hydraulic vibrating and vibro-impact machines", *Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018*, 1080850, 2018 Oct 1. doi: 10.1117/12.2501532.

121. R. Iskovich-Lototsky, I. Kots, Y. Ivanchuk, Y. Ivashko, K. Gromaszek, A. Mussabekova, and M. Kalimoldayev, "Terms of the stability for the control valve of the hydraulic impulse drive of vibrating and vibro-impact machines", *Przeglad Elektrotechniczny*, vol. 4, no. 19, pp. 19-23, 2019. doi: 10.15199/48.2019.04.04.

122. Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, “Застосування гібридного моделювання при розробці установок для утилізації відходів”, *Технологічні комплекси. Науковий журнал*, № 1, 2(5, 6), с. 122-126, 2012.

123. О. Д. Манжілевський, Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. Д. Стасюк, Я. В. Іванчук, та А. А. Яровий, “Математичне моделювання робочих процесів пневматичного ударного пристрою”, на *І Міжнародній науково-технічній конференції. Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019*, Вінниця: ТД Едельвейс і К", 2019, с. 252-254.

124. В. Д. Кармазин, *Техника и применение вибрирующего слоя*. Киев, 1977.

125. И. Г. Шаталова, Н. С. Горбунов, и В. И. Лихтман, *Физико-механические основы вибрационного уплотнения порошковых материалов*. Москва: Наука, 1965.

126. J. Israelachvili, *Intermolecular and Surface Forces*, London: Academic Press, 1985-2004.

127. Н. Н. Павлова, и Л. А. Шрейнер, *Разрушение горных пород при динамическом нагружении*. Москва: Недра, 1964.

128. Y. S. Guo, Y. Zhang, and M. K. Cheng, “Hammer Rod Optimization of Large Tonnage Air Hammer”, *Applied Mechanics and Materials*, pp. 81–84, 2014. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.644-650.81.

129. Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, “Дослідження динаміки процесу віброударної головки бурильної установки з гідроімпульсним приводом”, *Вібрації в техніці та технологіях*, № 1(43), с. 49–51, 2006.

130. Б. Л. Глушак, С. А. Новиков, А. И. Рузанов, и А. И. Садырин, *Разрушение деформируемых сред при импульсных нагрузках*. Нижний Новгород, Россия: Нижегородский ун-т, 1992.

131. Д. Д. Баркан, “Экспериментальные исследования погружения в почву свай, шпунта и труб”. *Механизация строительства*, № 5, с. 31-36, 1952.

132. И. Ф. Гончаревич, *Вибрация – нестандартный путь: вибрация в природе и технике*. Москва: Наука, 1986.

133. И. Ф. Гончаревич, и К. В. Фролов, *Теория вибрационной техники и технологии*. Москва: Наука, 1981.

134. Е. Е. Бибик, *Реология дисперсных систем*. Ленинград: Изд-во ЛГ, 1981.

135. S. Wang, M. Tomović, and H. Liu, *Commercial aircraft hydraulic systems*, 2016.

136. Н. А. Цытович, *Механика грунтов*. Москва: Высшая школа, 1979.

137. А. М. Ашавский А. Я. Вольперт, и В. С. Шейнбаум, *Силовые импульсные системы*. Москва: Машиностроение, 1978.

138. W. Hao, C. Ping, L. Yang, and M. Tianshou, “Effect of Axial Vibration on Sliding Frictional Force between Shale and 45 Steel”, *Shock and Vibration*. pp. 1-13, 2018. doi: 10.1155/2018/4179312/.

139. Л. И. Барон, и И. Е. Хмельковский, *Разрушаемость горных пород свободным ударом*. Москва: Наука, 1971.

140. N. A. Perestiuk. *Differential equations with impulse effects: Multivalued right-hand sides with discontinuities*. Berlin, Deutschland: De Gruyter, 2011.

141. Б. Л. Глушак, В. Ф. Куропатенко, и С. А. Новиков, *Исследование прочности материалов при динамических нагрузках*. Новосибирск, Россия: Наука, 1992.

142. И. И. Быховский, *Основы вибрационной техники*. Москва: Машиностроение, 1979.

143. У. К. Вильсон, *Вибрационная техника*. Москва: Машгиз, 1963.

144. О. Д. Алимов, В. К. Манжосов, и В. Є. Еремьянц, *Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах*. Москва: Наука, 1985.

145. D. I. Zolotarevskaya, “Mathematical simulation and calculation of the soil compaction under dynamic loads”, *Eurasian Soil Science*, № 44(4), pp. 407–416, 2011. doi: 10.1134/s1064229311040144.

146. В. Н. Челомей, редактор. *Вибрации в технике: Справочник*. В 6-ти т. Москва: Машиностроение, 1978. В. В. Болотин, редактор. Т. 1. *Колебание линейных систем*, 1978.

147. В. Н. Потураев, В. П. Франчук, и А. Г. Червоненко, *Вибрационные транспортирующие машины: Основы теории и расчета*. Москва: Машиностроение, 272 с.

148. A. Preumont, *Vibration control of active structures: An introduction*, 2018. doi: 10.1007/0-306-48422-6.

149. P. Walzel, and F. Landwehr, “Simulation of Particle Movement on Vibrating Conveyors”, *Chemical Engineering & Technology*, № 22(12), pp. 994-997, 2002.

150. Д. Бленд, *Теория линейной вязкоупругости*. М: Мир, 1965.

151. А. Зоммерфельд, *Механика деформируемых сред*. М, 1954.

152. В. В. Иващенко, “Влияние инерционного нагружения на процесс вибрационного уплотнения порошковых материалов”, *Порошковая металлургия*, № 5, с. 18–21, 1972.

153. New South Wales., Manly Hydraulics Laboratory., & Sydney Water. *Hydraulic modelling of head loss in under-pressure cut-in connections for Sydney Water Corporation*. Manly Vale. N.S.W: Manly Hydraulics Laboratory, 2004.

154. S. Ringwelski, Verein Deutscher Ingenieure. *Numerische Modelle für die aktive Schwingungs- und Schallreduktion und deren Verifikation*. Düsseldorf, Deutschland: VDI Verlag, 2011.

155. Н. Н. Малинин, *Прикладная теория пластичности и ползучести*. Учебн. для студентов вузов. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1975.

156. D. Schramm, M. Hiller, and R. Bardini, *Vehicle dynamics: Modeling and simulation*, 2018.

157. І. І. Назаренко, *Прикладні задачі теорії вібраційних систем*, 2-е видання. Київ, Україна: Слово, 2010.

158. І. І. Назаренко та ін., *Основи теорії взаємодії робочих органів будівельних машин із напружено-деформованим середовищем*. Київ, Україна: Леся, 2011.

159. Я. Г. Пановко, *Введение в теорию механического удара*. Москва: Наука, 1977.

160. Я. Г. Пановко, *Введение в теорию механических колебаний*. Москва: Наука, 1980.

161. Л. К. Поліщук, *Динаміка вмонтованого гідроприводу конвеєрів мобільних машин*. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2018.

162. Н. А. Кильчевский, *Теория соударения твердых тел*. Киев: Наукова думка, 1969.

163. M. Krausz, *Methode zur Abschätzung der Ergebnisqualität von modularen Gesamtfahrzeugsimulationsmodellen*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.

164. Р. Ф. Ганиев, и В. О. Кононенко, *Колебания твердых тел*. Москва: Наука, 1976.

165. J. F. Steffe, I. O. Mohamed, and E. W. Ford, “Pressure drop across valves and fittings for pseudoplastic fluids in laminar flow”, *Trans. ASAE*, vol. 27, pp. 616–619, 1984.

166. Р. Ф. Ганиев, и Л. Е. Украинский, *Динамика частиц при воздействии вибрации*. Киев: Наукова думка, 1975.

167. О. И. Протасов, *Теоретические основы механического разрушения горных пород*. Москва: Недра, 1985.

168. X. He, C. Xu, K. Peng, and G. Huang, “Simultaneous Identification of Rock Strength and Fracture Properties Via Scratch Test”, *Rock Mechanics and Rock Engineering*, vol. 50(8), pp. 2227–2234, 2017. doi: 10.1007/s00603-017-1224-0.

169. А. А. Вавилова, редактор. *Имитационное моделирование производственных систем*. Москва: Берлин: Машиностроение: Техника, 1983.

170. Р. И. Нигматулин, *Основы механики гетерогенных сред*. Москва: Наука, 1978.

171. С. М. Кузнецов, ”Технологическая механика процесса забивки сваи в грунт дизель-молотом”, дис. канд. техн. наук, Омск: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, 2003.

172. В. М. Белолипецкий, и Ю. И. Шокин, *Математическое моделирование в задачах охраны окружающей среды*. Новосибирск, Россия: ИНФОЛИО-пресс, 1997.

173. О. О. Ситник, и С. Ю. Протасов, “Метод визначення імпульсної реакції динамічної ланки з періодично змінними параметрами”, *Вісник Черкаського державного технологічного університету*, № 4. с. 63-66, 2013.

174. A. Li, F. Dai, N. Xu, G. Gu, and Z. Hu, “Analysis of a Complex Flexural Toppling Failure of Large Underground Caverns in Layered Rock Masses”, *Rock Mechanics and Rock Engineering*, 2019. doi: 10.1007/s00603-019-01760-5.

175. Y. W. Cao, X. J. Huang, L. Y. Ma, S. Qiu, and S. X. Gui, “Finite Element Analysis to Vibratory Drum – Soil Model of Vibratory Roller”, *Applied Mechanics and Materials*, pp. 94-96. 2011. doi:10.4028/www.scientific.net/amm.94-96.2005.

176. B. Kenneally, O. M. Musimbi, J. Wang, and M. A. Mooney, “Finite element analysis of vibratory roller response on layered soil systems”, *Computers and Geotechnics*, vol. 67, pp. 73–82, 2015. doi: 10.1016/j.compgeo.2015.02.015.

177. Е. В. Александров, и В. Б. Соколинский, *Прикладная теория и расчеты ударных систем*. Москва: Наука, 1969.

178. П. Жермен, *Механика сплошных сред*. Москва: Высшая школа, 1983.

179. А. П. Бабичев, В. Б. Трунин, и Ю. В. Самодумский, *Вибрационные станки для обработки деталей*, Москва: Машиностроение, 1984.

180. В. Н. Баранов, и Ю. Б. Захаров, *Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы*, 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1977.

181. Е. И. Абрамов, и К. А. Колесниченко, *Элементы гидропривода: Справочник*, 2-е изд., перераб. и доп. Київ: Техніка, 1977.

182. Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, “Застосування вібраційного гідроімпульсного приводу в сільськогосподарському виробництві”, у *Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. Вінниця, 2006, № 1, с. 175–178.

183. Р. Д. Искович-Лотоцкий, и И. Б. Матвеев, *Вибрационные процессы: Обзор*. Москва: НИИМаш, 1979.

184. Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх, и Н. Н. Вирнык, “Гидроимпульсный привод”, в *Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб.*, Киев, 1982, № 18, с. 56-60.

185. П. М. Заика, *Вибрационные зерноочистительные машины. Теория и расчет*. Москва: Машиностроение, 1967.

186. И. Ф. Гончаревич, и А. В. Докукин, *Динамика горных машин с упругими связями*, Москва: Наука, 1975.

187. Y. Mori, *Mechanical vibrations: Applications to equipment*, London, UK: ISTE, Ltd. Hoboken. NJ, USA: Wiley, 2017.

188. А. И. Москвитин, *Электрические машины возвратно-поступательного движения*. Москва: Изд-во АН СССР, 1950.

189. Н. Н. Моисеев, *Математические модели системного анализа*. Москва: Наука, 1981.

190. В. С. Шкаликов, *Измерение параметров вибрации и ударов*. Москва: Из-во стандартов, 1980.

191. D. Spreemann, and Y. Manol, *Electromagnetic Vibration Energy Harvesting Devices: Architectures, Design, Modeling and Optimization.* Dordrecht, Netherlands: Springer Netherlands, 2012.

192. V. M. Shatokhin, V. N. Sobol, W. Wyjcik, A. Mussabekova, and D. Baitussupov, “Dynamical processes simulation of vibrational mounting devices and synthesis of their parameters”, *Przeglad Elektrotechniczny*, vol. 4(19), pp. 86-92, 2019. doi: 10.15199/48.2019.04.15.

193. В. А. Лещенко, *Гидравлические следящие поводы станков с программным управлением*, Москва: Машиностроение, 1976.

194. H. Ulbrich, and L. Ginzinger, *Motion and Vibration Control*. Dordrecht, Netherlands: Springer Netherlands, 2009. doi: 10.1007/978-1-4020-9438-5.

195. V. A. Rao, V. Ramamurty, and M. N. Siddhanty, “Performance hydraulic vibration machine”, *Mech. Eng. Division*, vol. 51(1), pp. 29–32, 1970.

196. Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, “Вібраційний гідроциліндр”. *МПК F 15 B 15/26. №9583*, Серп. 8, 2005.

197. C. Debeleac, and S. Nastac, “Stochastic Approaches of Nonlinear Model-Based Simulations for Vibratory Compaction Process”, *PAMM*, vol. 14(1), pp. 749–750, 2014. doi: 10.1002/pamm.201410357.

198. A. A. Shabana, *Theory of vibration: An introduction*. Cham, Switzerland: Springer, 2019.

199. Э. Э. Лавендел, *Синтез оптимальных вибромашин*. Рига: Зинатне, 1970.

200. Г. Корн, и Т. Корн, *Справочник по математике для научных работников и инженеров*. Москва: Наука, 1974.

201. И. М. Бабаков, *Теория колебаний*. Москва: Наука, 1968.

202. I. D. Smith, “High frequency hydraulic vibrators”, *J. Mech. Engineering Science*, vol. 13(6), pp. 380–383, 1971.

203. Г. Ван-Трис, *Синтез оптимальных нелинейных систем управления*. Москва: Мир, 1964.

204. И. Г. Малкин. *Методы Ляпунова и Пуанкаре в теории нелинейных колебаний*, изд. 2-е испр. Москва, Россия: Удиториал УРСС, 2004.

205. Ю. И. Иориш, *Виброметрия. Измерение вибраций и ударов. Общая теория, методы и приборы*, Москва: Машиностроение, 1963.

206. W. J. Palm, *Mechanical vibration*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley, 2007.

207. Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, “Вібраційний високочастотний пристрій для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів”, *МПК B 65 G 67/32. № 22795*, Квіт. 25, 2007.

208. В. О. Повідайло, *Вібраційні процеси та обладнання*. Львів: Нац. ун-т «Львівська політехніка», 2004.

209. В. Ф. Пантелеев. “Исследование гидросистемы периодического нагружения с клапанами-пульсаторами”, дисс. канд. наук., Москва, 1978.

210. И. И. Блехман, и Г. Ю. Джанелидзе, *Вибрационное перемещение*. Москва: Наука, 1964.

211. P. Woś et al., “Dindorf Modeling and Identification of the Hydraulic Servo Drive”, *EPJ Web of Conferences*. no. 213. p. 02100, 2019. doi: 10.1051/epjconf/201921302100.

212. О. В. Берестнев, А. М. Гошак и др., *Аналитические методы в динамике приводов*. Минск: Наука і техніка, 1992.

213. А. А. Андронов, А. А. Витт, и С. Э. Хайкин, *Теория колебаний*, 2-е изд. перераб. и испр. Москва: Наука, 918 с.

214. Н. В. Азбелев, В. П. Максимов, и Л. Ф. Рахматуллиина, *Введение в теорию функционально-дифференциальных уравнений*. Москва: Наука, 1991.

215. J. S. Wu, *Analytical and numerical methods for vibration analyses*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons Inc, 2013. doi: 10.1002/9781119137207.

216. В. Н. Ашихмин, М. Б. Гитман, И. Э. Келлер и др., *Введение в математическое моделирование*, П. В. Трусов, Ред. Москва, Россия: Университетская книга, Логос, 2007.

217. P. Trompette, Axisa, and Francois, *Modelling of Mechanical Systems: Structural Elements*. Butterworth-Heinemann, 2005.

218. А. А. Ильюшин, и Б. Е. Победря, *Основы математической теории термовязкоупругости*. Москва: Мысль. 1970.

219. В. Г. Айнштейн, и А. П. Баскаков, редактор, *Псевдоожижение*. Москва: Химия, 1991.

220. Ю. Г. Лега, О. О. Сытник, В. Ф. Юзвенко, и О. В. Подгорный, *Моделирование процессов в технических системах*. Черкаси, Україна: ЧДТУ, 2004.

221. И. А. Прошин, Д. И. Прошин, и Р. Д. Прошина, *Математическое моделирование в исследованиях автоматизированных систем управления*. Пенза, Россия: ПГТА, 2010.

222. В. Б. Струтинський, *Математичне моделювання процесів та систем механіки.* Житомир: ЖІТІ, 2001.

223. Т. А. Романова, П. О. Краснов, С. В. Качин и др., *Теория и практика компьютерного моделирования нанообъектов: справочное пособие*. Красноярск, Россия: ИПЦ КГТУ, 2002.

224. В. П. Франчук, “Принципы приведения технологической нагрузки к системе с дискретными параметрами”, *Вібрації в техніці та технологіях. Всеукраїнський науково-технічний журнал*, № 4(64), с. 5-11, 2011.

225. В. М. Дубовий, та Р. Н. Квєтний, *Основи застосування ЕОМ в інженерній діяльності*. Київ, Україна: ІСДО, 1994.

226. Г. Л. Хмеловский, О. С. Кроль, и Ю. М. Сурнин, *Основы автоматизации технологического проектирования*. Київ: УМК Минвуза УССР, 1989.

227. В. Н. Челомей, редактор, *Вибрации в технике*: Справочник. В 6-ти т. Москва: Машиностроение, 1978. В. В. Болотин, редактор. *Т. 1. Колебание линейных систем*, 1978.

228. J. P. Wolf, and A. J. Deeks, *Foundation vibration analysis: A strength-of-materials approach*. Amsterdam, Netherlands: Elsevier, 2004.

229. Я. И. Герасимов и др., *Курс физической химии*. Т. 1. Я. И. Герасимов, Ред., 2-е изд. Москва: Химия, 1970.

230. В. Н. Челомей, редактор, *Вибрации в технике: Справочник*. В 6-ти т. М: Машиностроение, 1978. В. В. Болотин, Ред., *Т. 1. Колебание линейных систем*; 1978.

231. Б. Ван дер Поль Б, и Х. Бреммер, *Операционное исчисление на основе двухстороннего преобразования Лапласа*. М: Иностранная литература, 1952.

232. В. И. Крылов, и Н. С. Скобля, *Методы численного преобразования Фурье и обращения преобразования Лапласа*. Москва: Наука, 1974.

233. А. И. Голубенцев, *Интегральные методы в динамике*. Киев: Техніка, 1967.

234. Э. Ландау, *Введение в дифференциальное и интегральное исчисление*. Москва: Иностранная литература, 1948.

235. Р. Беллман. *Теория устойчивости решений дифференциальных уравнений*. Москва: Иностранная литература, 1954.

236. В. А. Бидерман, *Теория механических колебаний*. Москва: Высш. школа, 1980.

237. A. L. F. R. E. D., WICKS, *Shock & vibration, aircraft/aerospace, and energy harvesting*, Vol. 9, Place of publication not identified: SPRINGER INTERNATIONAL PU, 2016.

238. Н. А. Кильчевский, *Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар*. Київ: Наукова думка, 1976.

239. В. П. Паламодов, *Линейные дифференциальные операторы с постоянными коэффициентами*. Москва: Наука, 1967.

240. Д. Р. Меркин, *Введение в теорию устойчивости движения*. СПб, Россия: Лань, 2003.

241. В. Вольтера, *Теория функционалов, интегральных и интегро-дифференциальных уравнений*. Москва: Наука, 1982.

242. А. А. Самарский, *Введение в численные методы*, 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987.

243. A. Reinicke, *Mechanical and hydraulic aspects of rock-proppant systems: Laboratory experiments and modelling approaches*. Potsdam, Deutschland: Deutsches GeoForschungsZentrum GFZ; 2011. doi: 10.2312/GFZ.b103-11098.

244. C. Lalanne, *Mechanical shock*. London, U.K.: ISTE, Ltd; Hoboken, N.J.: Wiley, 2014.

245. И. Н. Коваленко, и А. А. Филиппова, *Теория вероятностей и математическая статистика,* 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Высш. Школа, 1982.

246. А. И. Чуличков, *Математические модели нелинейной динамики*. Москва: Физматлит, 2000.

247. В. Б. Соклинский, *Машины ударного разрушения*. М: Машиностроение, 1962.

248. И. В. Крагельский, и А. В. Алисина, редактор, *Трение, изнашивание и смазка*. Москва: Машиностроение, 1979. Т. 1., 1987. Т. 2.

249. В. Н. Челомей, редактор. *Вибрации в технике*: Справочник. В 6-ти т. Москва: Машиностроение, 1979. И. И. Блехман, редактор. Т. 2. Колебание нелинейных механических систем, 1979.

250. И. И. Вульфсон, и М. З. Козловский, *Нелинейные задачи динамики машин*. Москва: Машиностроение, 1968.

251. С. Б. Приходько, “Метод точної лінеаризації деяких класів нелінійних стохастичних диференціальних рівнянь”, *Математичне моделювання*, № 2(25), с. 9-12, 2011.

252. В. О. Кононенко, *Колебательные системы с ограниченным возбуждением*. Москва: Наука, 1964.

253. M. Ram, and J. P. Davim, *Mathematics applied to engineering*. London, United Kingdom: Academic Press, 2017.

254. T. Thümmel, *Experimentelle Mechanismendynamik: Messung, Modellierung, Simulation, Verifikation, Interpretation und Beeinflussung typischer*

Schwingungsphänomene an einem Mechanismenprüfstand. Düsseldorf, Deutschland: VDI-Verl, 2012.

255. І. І. Назаренко, *Машини для виробництва будівельних матеріалів*. Київ, Україна: КНУБА, 1999.

256. А. Ф. Верлань, и В. С. Сизиков, *Интегральные уравнения: методы, алгоритмы, программы*. Киев: Наукова думка, 1986.

257. В. И. Тараканов, и С. А. Лысенкова, "Параметрический резонанс при импульсном нагружении", в *Тр. СурГУ, сер. физ.-техн. науки*, 2006, № 25. с. 62-70.

258. T. I. Fossen, and H. Nijmeijer, *Parametric resonance in dynamical systems*. New York, NY, USA: Springer; 2012. doi: 10.1007/978-1-4614-1043-0.

259. К. Н. Шмаргунов, *Электрические отбойные молотки – конструкции, расчет и испытания*, Москва: ОНТИ, 1937.

260. С. П. Стрелков, *Введение в теорию колебаний*. Москва: Гостехиздат, 1950, 2-е изд. перераб. и доп. Москва: Наука, 1964.

261. В. М. Шатохин, *Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин*. Харьков,Украина: Нац. техн. ун-т. «Харьк. Политехн. ин-т», 2008.

262. П. М. Алабужев, Б. Н. Стахановский, и И. Я. Шпигельбурд, "Введение в теорию удара". Новосибирск: НЭТИ, 1970.

263. Л. И. Седов, *Механика сплошных сред*. Т. 2. Москва: Наука, 1984.

264. О. С. Ланець, *Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин. Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонічним рухом робочого органа*. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018.

265. K. Nendel, and T. Risch, "Two-dimensional movement patterns of vibratory conveyors". *Logistics Journal Referierte Veröffentlichungen*, 2010. doi: 10.2195/lj_nendel_risch_2672.

266. W. Tustin, and D. Jariwala, *Random vibration & shock testing: Measurement, Analysis and calibration*. Santa Barbara, Calif., USA: Equipment Reliability Institute, 2005.

267. В. С. Пугачев, и В. С. Синицын, *Стохастические дифференциальные системы*. Москва: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1985.

268. А. П. Филиппов, *Колебания деформируемых систем*, 2-е изд. перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1970.

269. R. K. Miller, “Asymptotic behavior of solutions of nonlinear differential equations”, *Trans. Amer. Math. Soc*, pp. 115, 1965.

270. Б. А. Севостьянов, *Курс теории вероятностей и математической статистики*. Москва: Наука, 1982.

271. В. А. Садовничий, *Теория операторов*. Москва: Из-во МГУ, 1986.

272. А. В. Александров, и В. Д. Потапов, *Основы теории упругости и пластичности*. Москва: Высшая школа, 1990.

273. Т. Г. Стрижак, *Минимаксный признак устойчивости*. Препринт. Ин-т электродинамики АН УССР. Киев, Украина, 1998.

274. Г. Н. Дубошин, *Основы теории устойчивости движения*. Москва: МГУ, 1952.

275. P. Novák, *Introduction to hydraulic modelling: Principles, methods, and applications*. London, New York: Spon, 2010.

276. T. Oliver, T. Kalken, C. Johnson, R. Ganeshalingham, Canterbury NZ, and DHI Water and Environment (Firm), *Waimakariri Flood Protection Project: Hydraulic modelling*. Christchurch, N. Z.: Environment Canterbury, 2007.

277. Б. І. Мокін, В. Б. Мокін, та О. Б. Мокін, *Математичні методи ідентифікації динамічних систем*. Вінниця: ВНТУ, 2010.

278. H. Rahnejat, and S. Rothberg, “Multi-body dynamics: Monitoring and simulation techniques-III”, in *International Symposium on Multi-body Dynamics: Monitoring and Simulation Techniques*, London: Professional Engineering Pub., 2004.

279. Н. С. Ахметов, *Общая и неорганическая химия*, 4-е изд., испр. Москва, Россия: Высш. шк., Академия, 2001.

280. P. H. Oosthuizen, *Introduction to compressible fluid flow*. Boca Raton, Florida, USA: CRC Press/Taylor & Francis Group, 2014.

281. Н. Е. Кочин, И. А. Кибель, и Н. В. Розе, *Теоретическая гидромеханика*. Часть 1. Москва, 1963.

282. Л. Э. Эльсгольц, *Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление*. Москва: Наука, 1969.

283. О. А. Ладыженская, *Математические вопросы динамики вязкой несжимаемой жидкости*. Москва: Физматлит, 1961.

284. О. М. Белоцерковский, *Численное моделирование в механике сплошных сред*. Москва,Россия: Наука, 1994.

285. П. Бенерджи, и Р. Баттерфилд, *Метод граничных элементов в прикладных науках*. Москва: Мир, 1984.

286. С. М. Белоносов, и К. Т. Черноус, *Краевые задачи для уравнений Навье–Стокса*. Москва: Наука, 1985.

287. П. Бредшоу, *Введение в турбулентность и ее измерение*. Москва: Мир, 1974.

288. Y. S. Guo, Y. Zhang, and M. K. Cheng, “Hammer Rod Optimization of Large Tonnage Air Hammer”. *Applied Mechanics and Materials*, vol. 81–84, pp. 644-650, 2014. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.644-650.81.

289. Г. Е. Пухов, *Приближенные методы математического моделирования, основанные на применении дифференциальных преобразований*. Киев: Наукова думка, 1988.

290. V. Zviadauri, “Vibratory Movement of the Friable Material in the Conditions of Combined Vibrations of the Working Member”, *Applied Mechanics and Materials*, vol. 446-447, pp. 562-565, 2014. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.562.

291. М. Р. Спасский, и Е. Д. Щукин, “Модель вибрационно-уплотняемой дисперсной среды”. Коллоидный журнал, № 35, с. 897-905, 1970.

292. Л. Г. Лойцянский, *Механика жидкости и газа*, 6-е изд., перераб. и доп. Москва: Наука, 1987.

293. Р. Темам, *Уравнения Навье–Стокса. Теория и численный анализ*. Москва: Мир, 1981.

294. С. А. Чаплыгин, *Механика жидкости и газа*. Москва: Наука, 1976.

295. Л. Д. Ландау, и Е. М. Лифшиц, *Гидродинамика*. Москва: Наука, 1988.

296. Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук, и Я. П. Веселовский, “КОМПАС 3D + FlowVision: моделирование рабочих процессов в пиролизной установке для утилизации отходов”, *isicad.ru*, № 140(03), с. 1-8, 2016.

297. В. В. Кафаров, и М. Б. Глебов, *Математическое моделирование основных процессов химических производств*. Москва: Высшая школа, 1991.

298. В. А. Членов, и Н. В. Михайлов, *Виброкипящий слой*. Москва: Наука, 1977.

299. Г. М. Островский, *Прикладная механика неоднородных сред*. Санкт-Петербург, Россия: Наука, 2000.

300. А. А. Яровий, *Методи та засоби організації високопродуктивних паралельно-ієрархічних обчислювальних систем із рекурсивною архітектурою*. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2016.

301. Л. С. Лейбензон, *Краткий курс теории упругости*. Москва, Ленинград: ГИТТЛ, 1942.

302. А. Н. Аверкин, И. З. Батыршин, А. Ф. Блишун, В. Б. Сипов, и В. Б. Тарасов, *Нечеткие множества в моделях управления и искусственного интеллекта*. Д. А. Поспелов, ред. Москва: Наука, 1986.

303. P. E. Kloeden, “Fuzzy dynamical systems”, *Fuzzy Sets and Systems*. vol. 7, pp. 275-296, 1982.

304. Д. Н. Хорафас, *Системы и моделирование*. Москва: Мир, 1967.

305. В. М. Ям и др., “Вибрационное прессование огнеупорных масс”, *Огнеупоры*, № 10, с. 1-7, 1973.

306. О. Д. Панкевич, та С. Д. Штовба, *Діагностування тріщин будівельних конструкцій за допомогою нечітких баз знань*. Вінниця, Україна: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2005.

307. С. Д. Штовба, *Проектирование нечетких систем средствами MATLAB*. Москва, Россия: Горячая линия-Телеком, 2007.

308. В. В. Борисов, В. В. Круглов, и А. С. Федулов, *Нечеткие модели и сети*. Москва, Россия: Горячая линия-Телеком, 2007.

309. О. П. Ротштейн, *Інтелектуальні технології ідентифікації: нечіткі множини, генетичні алгоритми, нейронні мережі*. Вінниця, Україна: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 1999.

310. Л. Г. Раскин, и О. В. Серая, *Нечеткая математика. Основы теории. Приложения*. Харьков, Украина: Парус, 2008.

311. Дж. Форсайт, М. Мальнольт, и К. Моулер, *Машинные методы математических вычислений*. Москва: Мир, 1980.

312. A. Guediri, and D. Ben Attous, “Application of fuzzy ensembles for optimal distribution of power in electrical networks”, *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 3(1), с. 1–13, 2011. doi: 10.4314/jfas.v3i1.1.

313. T. J. Ross, *Fuzzy logic with engineering applications*. Chichester, West Sussex, England: Wiley, 2017.

314. А. Кофман, *Введение в теорию нечетких множеств*. Москва: Радио и связь, 1982.

315. А. Ахо, Дж. Хопкрофт, и Дж. Ульман *Структуры данных и алгоритмы*, Москва, Россия: Вильямс, 2007.

316. В. Д. Рудь, “Якісний аналіз схем віброформування сипучих матеріалів”, *Наукові нотатки*, № 11, с. 245-248, 2002.

317. Y. L. Pang, and D. M. Dai, “Simulation of Dynamic Compaction on Soft Soil Foundation”, *Advanced Materials Research*. pp. 989-994, 2014. doi: 10.4028/ www.scientific.net/amr.989-994.2373.

318. H. Kobus, *Technische Akademie Symposium on Scale Effects in Modelling Hydraulic Structures & International Association for Hydraulic Research. (1985). Symposium on Scale Effects in Modelling Hydraulic Structures: Esslingen am Neckar*, Germany, Stuttgart: Inst. für Wasserbau. 1984.

319. Р. Столл, *Множества. Логика. Аксиоматические теории*. Москва: Просвещение, 1968.

320. M. Böswald, *Updating of local non-linear stiffness- and damping parameters in large order finite element models by using vibration test data*. 7 Tabellen. Köln. Dt. Zentrum für Luft- und Raumfahrt, 2005.

321. В. Б. Струтинський, та Н. Р. Веселовська, *Технологія моделювання динамічних процесів та систем*. Вінниця: Власюк О, 2007.

322. Х. Гулд, та Я. Тобочник, *Компьютерное моделирование в физике*. Москва: Мир; 1990.

323. А. П. Карташев, и Б. Л. Рождественский, *Обыкновенные дифференциальные уравнения и основы вариационного исчисления*. Москва: Наука, 1976.

324. Y. Ivanchuk, K. Koval, and A. Halianovska, "The algorithm for simulation of a nonlinear dynamic lorence system", *Proc. XII International Scientific-Practical Conference "Internet-Education-Science-2020" dedicated to the 25-th anniversary of the Computer Science Department*, 2020 May 26-29, P. 123-124.

325. Ю. М. Блитштейн, С. И. Мешков, В. Г. Чебан, и А. Н. Чигарев, *Распространение волн в вязкоупругих средах*. Кишинев: Штиинца, 1977.

326. Р. Ф. Нагаев, *Периодические режимы вибрационного перемещения*. Москва: Наука, 1978.

327. F. M. White, *Fluid mechanics*. New Delhi, India: McGraw-Hill Education (India), 2017.

328. J. Watton. *Modelling, monitoring and diagnostic techniques for fluid power systems*. (Springer e-books.) London: Springer, 2007.

329. Г. Шлихтинг, *Теория пограничного слоя*. Москва: Наука, 1974.

330. J. J. Wang, and C. Jiaotong, *Hydraulic fracturing in earth-rock fill dams*. Oxford, USA: CRC Press/Taylor & Francis Group, 2014, 251 p.

331. К. Бребия, Ж. Телес, и Л. Вроубел, *Методы граничных элементов*. Москва: Мир, 1987.

332. Р. Н. Квєтний та ін., *Різницеві методи та сплайни в задачах багатовимірної інтерполяції*. Вінниця, Україна: Універсум-Вінниця, 2009.

333. Р. Д. Рихтмайер, и К. Мотрон, *Разностные методы решения задач*. Москва: Наука, 1975.

334. W. BJ. Zimmerman, *Process modelling and simulation with finite element methods*. New Jersey, USA: World Scientific, 2005.

335. C. H. Yew, X. Weng X, *Mechanics of hydraulic fracturing*. Waltham, MA, USA: Gulf Professional Publishing: Elsevier, 2015.

336. D. C. Wilcox, *Turbulence modeling for CFD*. DCW Industries, Inc, 1994.

337. M. Zu-yan, *Mechanical Design and Manufacture of Hydraulic Machinery*. Florence, Italy: Routledge, 2018.

338. W. M. Norrison, “Principle and Application Flow Divider Valves Hydraulics”, *Hydraulics Power Transmission*, vol. 10, pp. 91-103, 1962.

339. W. D. Comb, *The Physics of Fluid Turbulence*. Oxford, USA: Clarendon Press, 1992.

340. W. Yulin, L. S. Shengcai, H. S. Liu, and Z. Q. Dou, *Vibration of hydraulic machinery*. Place of publication not identified: Springer, 2015. doi: 10.1007/978-94-007-6422-4.

341. П. Роуч, *Вычислительная гидродинамика*. Москва: Мир, 1980.

342. Northern River Basins Study (Canada), and B. Aitken, *Hydraulic modelling of the Peace-Athabasca Delta under modified and natural flow conditions*. Edmonton, Canada: Northern River Basins Study, 1995.

343. Э. Дулан, Дж. Миллер, и У. Шилдерс, *Равномерные численные методы решения задач с пограничным слоем*. Москва: Мир, 1983.

344. С. В. Жлуктов, А. А. Аксёнов, и П. И. Карасёв, “Моделирование байпасного ламинарно-турбулентного перехода в рамках *k-ε* подхода”. *Компьютерные исследования и моделирование. Вычислительная аэро- и гидродинамика*, № 6(6), с. 879-888, 2014.

345. С. В. Жлуктов, А. А. Аксёнов, С. А. Харченко, И. В. Москалёв, Г. Б. Сушко, и А. С. Шишаева, “Моделирование отрывных течений в программном комплексе FlowVision-HPC”, *Вычислительные методы и программирование*, № 11, с. 234-245, 2010.

346. Б. В. Кармугин, Г. Г. Стратиневский, и Д. А. Мендельсон, *Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов*. Москва: Машиностроение, 1983.

347. P. L. Wallace, and Wellington (N. Z.: Region), *River Edge Consulting. Hutt River mouth extraction: Hydraulic modelling*. Wellington, N. Z: River Edge Consulting, 2010.

348. Е. А. Волков, *Численные методы*, 2-е изд., испр. Москва: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987.

349. G. Takcs, and B. Rohal-Ilkiv, *Model predictive vibration control: Efficient constrained MPC vibration control for lightly damped mechanical structures*. London, U.K.: Springer, 2011.

350. Б. И. Крюков, *Вынужденные колебания существенно нелинейных систем*. Москва: Машиностроение, 1984.

351. І. В. Коц, та В. В. Петрусь, *Насоси з гідравлічним приводом для перекачування високов'язких, агресивних та абразовмісних середовищ*. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2012.

352. Р. Н. Кветный, *Вероятностное моделирование измерительных информационных систем*. Київ: УМК ВО, 1990.

353. В. В. Клюев, *Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара*: Справочник в 2-х кн., В. В. Клюева, ред. Москва: Машиностроение, 1978.

354. В. Є. Канарчук, *Надійність* машин. Київ, Україна: Либідь, 2003.

355. Е. С. Левшина, и П. В. Новицкий, *Электрические измерения физических величин: (Измерительные преобразователи)*. Ленинград: Энергоатомиздат. Ленинградское отделение, 1983.

356. В. И. Мудров, и В. Л. Кушко, *Методы обработки измерений*. Москва: Советское радио, 1976.

357. М. Л. Дайчик, Н. И. Пригоровский, и Г. Х. Хуршудов, *Методы и средства натурной тензометрии: Справочник*. Москва: Машиностроение, 1989.

358. Б. М. Щеголев. *Математическая обработка наблюдений*. Москва: Наука, 1969.

359. J. M. Burgers, *First report on viscosity and plasticity*. Amsterdam, Netherlands: Nordeman Publ, 1935.

360. Р. Н. Квєтний. *Методи комп'ютерних обчислень*. Вінниця, Україна: ВДТУ, 2001.

361. M. Zu-yan, *Mechanical Design and Manufacture of Hydraulic Machinery*. Florence Routledge. Hydraulic Machinery Ser. London, U.K.: Springer, 2018.

362. A. Tondl, *Autoparametric resonance in mechanical systems*. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2000.

363. Y. Yang, G. S. Li, H. Q. Liu, Y. X. Jie, W. X. Ding, D. L. Brower, and X. Zhu, "Design of vibration compensation interferometer for Experimental Advanced Superconducting Tokamak", *The Review of Scientific Instruments*, no. 85, pp. 11, 2014.

364. В. Ф. Ситнік, та В. Ф. Орленко, *Імітаційне моделювання*. Київ, Україна: КНЕУ, 1998.

365. D. H. Zanette, "Self-sustained oscillations with delayed velocity feedback", *Papers in Physics*. vol. 29, no. 0, 2017. doi: 10.4279/pip.090003.

366. M. Thomas, and F. Laville, *Simulation des vibrations mécaniques par Matlab, Simulink et Ansys*, 2017.

367. B. F. Shorr, *The Wave Finite Element Method*. Berlin, Deutschland: Heidelberg Springer Berlin Heidelberg, 2004.

368. О. Зенкевич. *Метод конечных элементов в технике*. Москва: Мир, 1975.

369. Д. Г. Мэтьюз, и Д. Ф. Куртис, *Численные методы использование MATLAB*, 3-е изд. Москва, Россия: Вильямс, 2001.

370. H. B. Wilson, L. H. Turcotte, and D. Halpern, *Advanced mathematics and mechanics applications using MATLAB*. Boca Raton, Florida, USA: Chapman & Hall/CRC, 2003.

371. Г. Стренг, и Дж. Фикс, Теория метода конечных элементов. Москва: Мир, 1977.

372. P. P. Wang, D. Ruan, and E. E. Kerre, *Fuzzy logic: A spectrum of theoretical & practical issues* (Springer e-books.). Berlin, Germany: Springer, 2007.

373. H. Xia, G. Roeck, and J. M. Goicolea, *Bridge vibration and controls: New research*. Hauppauge. N.Y, USA: Nova Science Publisher's, 2012.

374. E. Tobisch, *Nonlinear resonance analysis: Theory, computation, applications*. New York, USA: Cambridge University Press, 2011.

375. H. C. Magel, U. Schnell, and Hein KRG, "Simulation of detailed chemistry in a turbulent combustion flow", in *Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion*. The Combustion Institute, pp. 67-74, 1996.

ДОДАТКИ

Додаток А

Принципові та конструктивні схеми вібраційних і віброударних технологічних машин

На рисунку А.1 представлені принципові схеми вібраційних транспортно-технологічних машин, що в достатній мірі відображають запропоновану конструктивно-технологічну класифікацію (див. рис. 1.8).

Оскільки в основному транспортно-технологічні машини працюють у вібраційному режимі [213], тому особливість принципового пристрою вібраційних та ВУ технологічних машин в значній мірі визначається типом використовуваного в них приводу: ЕМ, гідравлічним, інерційним чи кінематичним. На рисунку А.1 а представлено одномасову ЕМ машину [186], яка складається із вантажонесучого органу 1 до якого жорстко кріпиться активна частина 2 ЕМ віброзбуджувача і пружних зв’язків 3, що з’єднують активну частину 2 із реактивною 4, нерухомо закріпленою на фундаменті. Інерційний привід представлений двомасовою системою (див. рис. А.1 б) [143]: вантажонесучий орган 1, до якого кріпиться дебалансний віброзбуджувач, який складається із активної 2 і реактивної 3 частин із вбудованими пружними зв’язками 4; від несучих конструкцій вібромашину ізолюють за допомогою амортизаторів 5. Найбільше розповсюдження в наш час мають резонансні врівноважені установки двомасової системи [183], що працюють, на прикладі гідравлічного (пневматичного) приводу (див. рис. А.1 в). Віброізольована двомасова машина із паралельним розташуванням коливальних мас складається із вантажонесучого органу 1 і реактивної маси 2, розташованих навпроти один одного; гідравлічного (пневматичного) приводу 4; робочих пружних зв’язків 3 і амортизаторів 5, за допомогою яких реактивна маса 2 ізолюється від опорних конструкцій. У тримасовій машині із паралельним розташуванням (див. рис. А.1 г) вантажонесучих органів 1 і ексцентриковим приводом 5 вантажонесучий орган 1

опирається за допомогою пружних зв’язків 2 на зрівноважувальну раму 3, ізольовану від опорних конструкцій за допомогою амортизаторів 4.

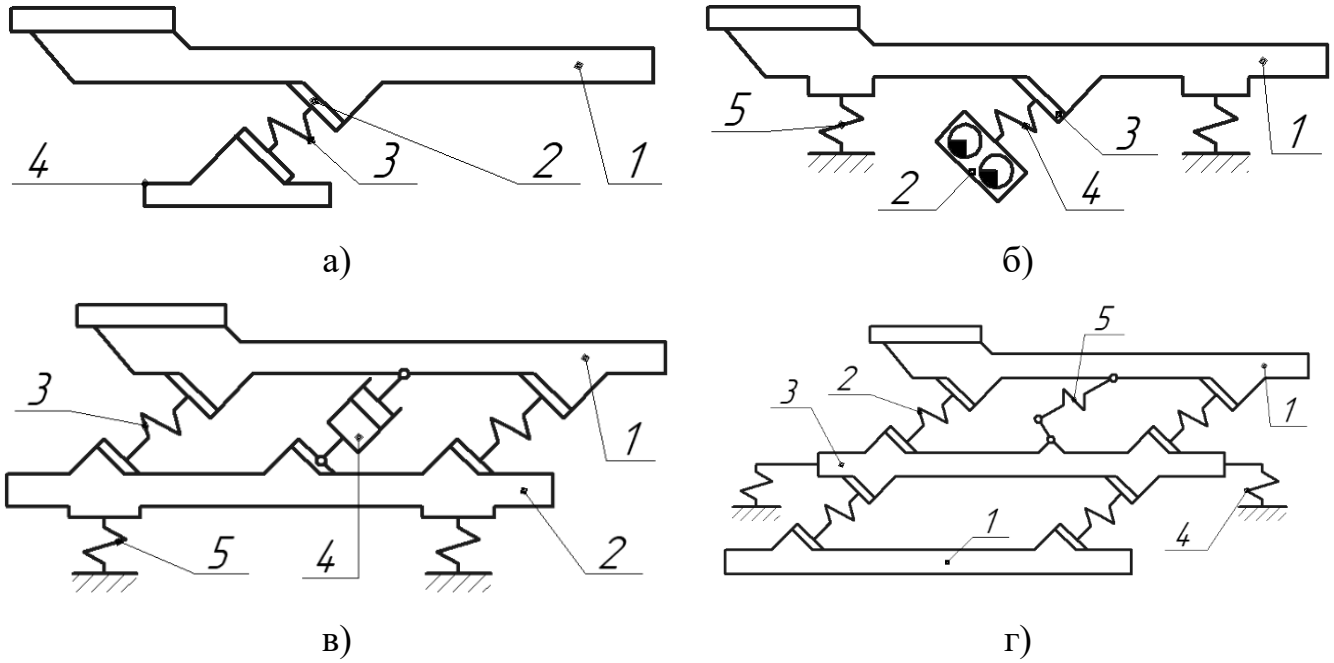


Рисунок А.1 – Принципові схеми вібраційних транспортно-технологічних машин: а) – з ЕМ приводом; б) – з інерційним приводом; в) – з гідравлічним (пневматичним) приводом; г) – з ексцентриковим приводом

На рисунку А.2 представлені принципові схеми вібраційних та ВУ технологічних машин для ущільнення ґрунту на основі вібраційних плит [2].

Велика група вібраційних та ВУ технологічних машин для ущільнення ґрунту на основі вібраційних плит (в подальшому вібротрамбовки) конструкція яких базується на основі інерційного приводу 1 (дебаланса) (див. рис. А.2 а, в). Також відомі трамбовки з ексцентриковим 1 (див. рис. А.2 б) і з гідравлічним (пневматичним) 1 (див. рис. А.2 г) приводами. На одномасових принципових схемах вібротрамбовок (див. рис. А.2 а, б, г) піддон 2 періодично під дією збуджуючої сили підскакує над ґрунтом 3 і падаючи його ущільнює. На тримасовій принциповій схемі вібротрамбовки (див. рис. А.2 в) вібротрамбовка працює у ВУ режимі. При цьому піддон 2 неперервно зберігає контакт із ґрунтом, а ущільнення досягається ударами

бойка 1 об ковадло 5, яке встановлене на піддоні 2, і додатково вібраціями третьої (інерційної) маси 7 через пружні елементи 6.

У двомасовій вібротрамбовці із ГП 1 (див. рис. А.2 г) через стиснені пружини 4 при скиданні тиску в гідроциліндрі 1 забезпечується відштовхування інерційної маси 6 від піддона 2, який з'єднаний із додатковою масою 5. Подальше вільне падіння інерційної маси 6 через пружні елементи 4 взаємодіє із піддоном 2, що спричиняє ущільнення ґрунту 3.

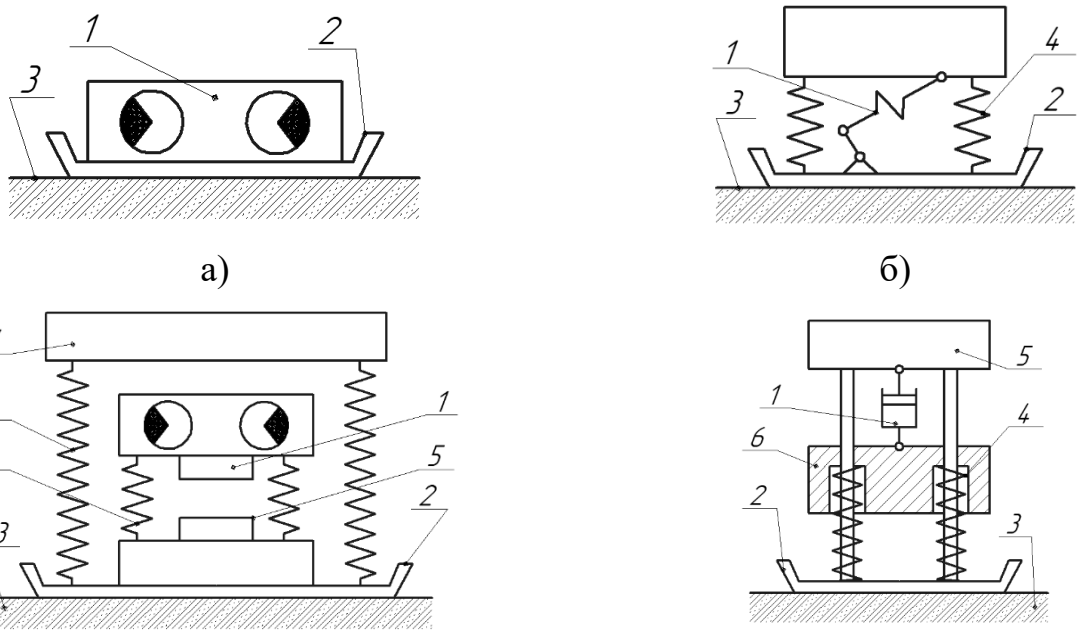


Рисунок А.2 – Принципові схеми вібраційних та ВУ грунтоущільнюючих пристроїв: а) – одномасова з інерційним приводом; б) – одномасова з ексцентриковим приводом; в) – тримасова з інерційним приводом; г) – двомасова з ГП

Вібраційні та ВУ машини для руйнування гірських порід (рис. А.3) в основному складаються із робочого інструменту 2 проникаючої дії в елемент гірської породи 3, що приводиться в рух від таких гідроприводів як ЕМ (див. рис. А.3 а), інерційний (див. рис. А.3 б), ексцентриковий (див. рис. А.3 в), гідравлічний (див. рис. А.3 г) і пружних елементів 4 [28].

За режимом роботи вони можуть бути вібраційними (див. рис. А.3 а) і ВУ (див. рис. А.3 б, в, г). Ударна взаємодія по робочому інструменту 2 на схемах (див.

рис. А.3 в, г) забезпечується масою 5, а на схемі (див. рис. А.3 б) масою 1 в яку вбудований дебалансний віброзбуджувач. На тримасовій схемі (див. рис. А.3 б) на робочий інструмент, крім ударного навантаження, додатково діє вібраційне навантаження від пружин 5.

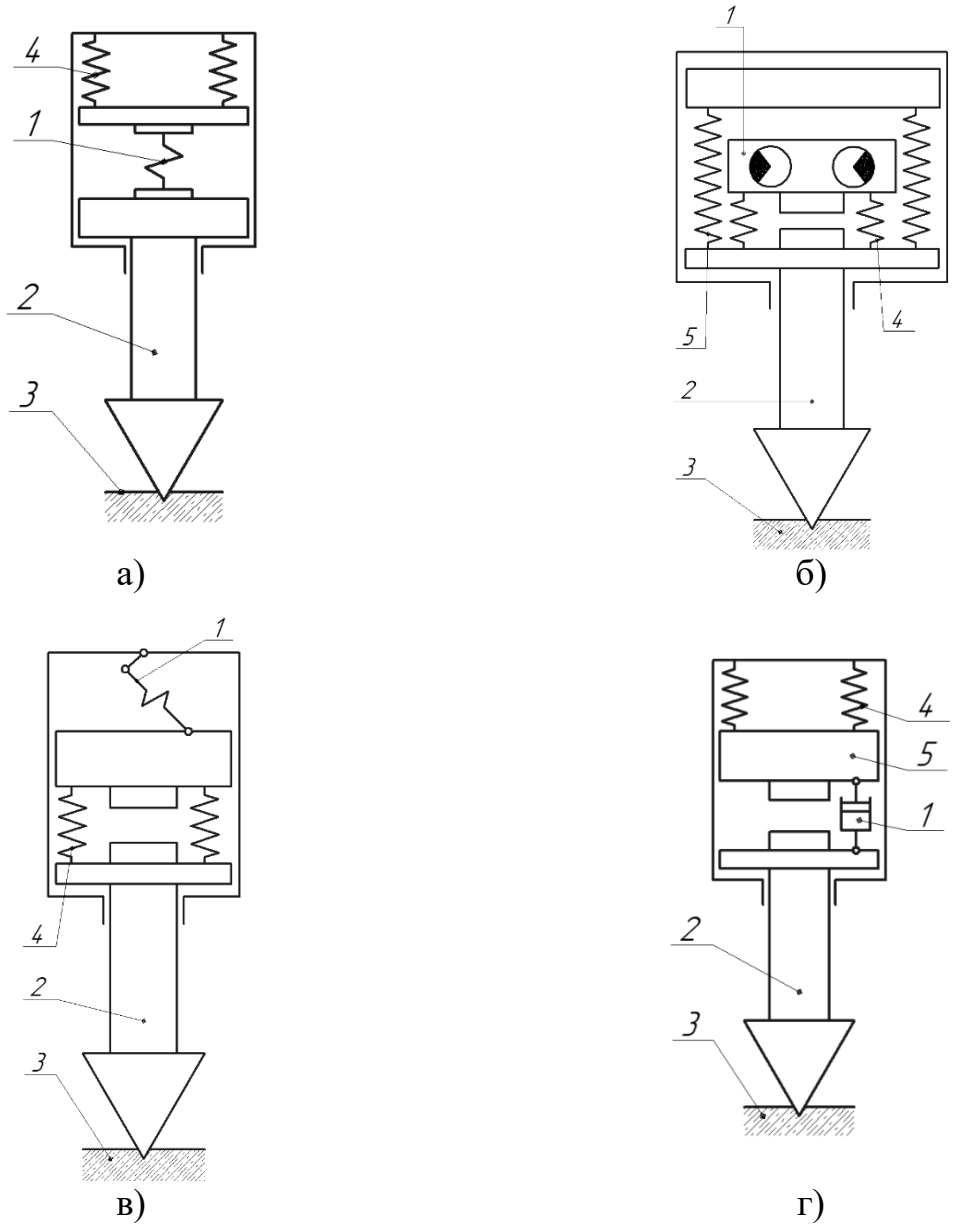
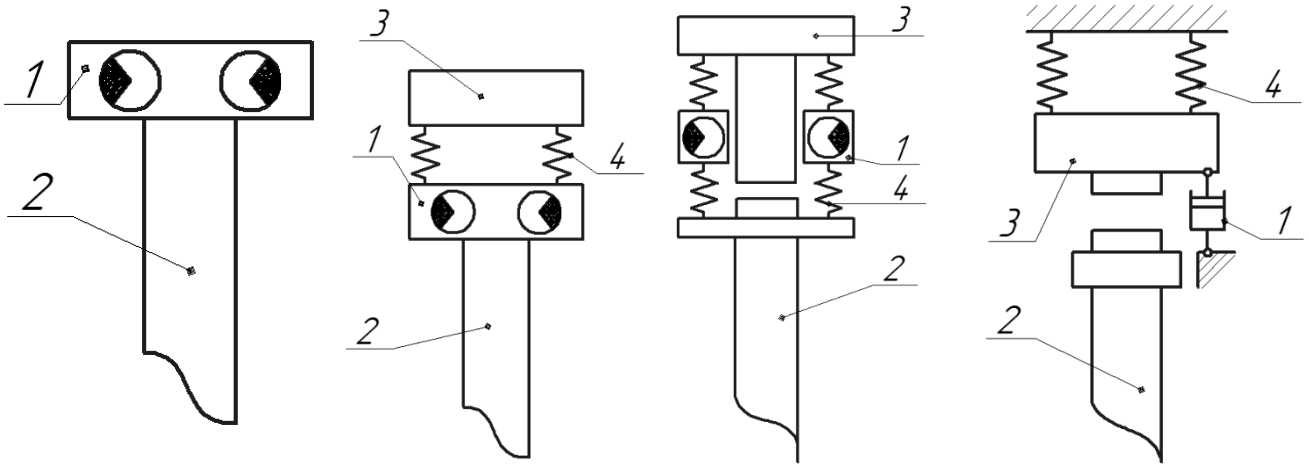


Рисунок А.3 – Принципові схеми пристроїв для руйнування гірських порід: а) – одномасова з ЕМ приводом; б) – тримасова з інерційним приводом; в) – двомасова з ексцентриковим приводом; г) – двомасова з ГП

Конструкції вібраційних та ВУ машин для занурення паль 2 (рис. А.4) у більшості базуються на інерційному 1 та гідравлічному 1 приводі [131]. На

рисунку А.4 а, б представлені принципові схеми пристроїв для занурення паль, які працюють у вібраційному режимі. На одномасовій схемі (див. рис. А.4 а) вібраційне навантаження на палю 2 передається безпосередньо від дебалансного віброзбуджувача 1. На двомасовій схемі (див. рис. А.4 б) крім дебалансного віброзбуджувача 1 додатково передається вібраційне навантаження через пружні елементи 4 на палю 2 від інерційної маси 3. Пристрої, що працюють у ВУ режимі (див. рис. А.4 б, в) представлені у вигляді дво- і тримасових моделей та працюють як від інерційного приводу (див. рис. А.4 в), так і від гідравлічного приводу (див. рис. А.4 г). На тримасовій схемі (див. рис. А.4 в) дебалансний віброзбуджувач 1 через інерційну масу 3 передає ударні навантаження на палю 2, при цьому додатково створюючи вібраційні навантаження на палю 2 через пружні елементи 4.



а) б) в) г)

Рисунок А.4 – Принципові схеми пристроїв для занурення паль:
а) – одномасова з інерційним приводом; б) – двомасова з інерційним приводом;
в) – тримасова з інерційним приводом; г) – двомасова з ГП

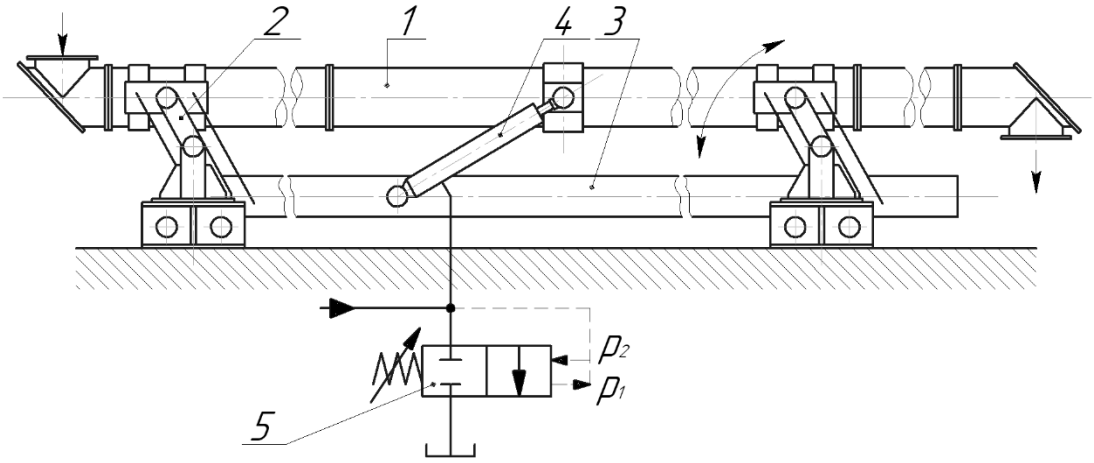
Двомасова модель із гідравлічним приводом 1 (див. рис. А.4 г) передає ударні навантаження на палю 2, які складаються із навантаження від сили тяжіння інерційної маси 3 і сил стиснення пружних елементів 4. Це дозволяє додатково підвищувати ефективність технологічного процесу занурення паль.

Для неперервного транспортування крупнокускових насипних вантажів у ВНТУ [77] був розроблений вібраційний конвеєр (див. рис. А.5 а) на базі ГІП [182], в

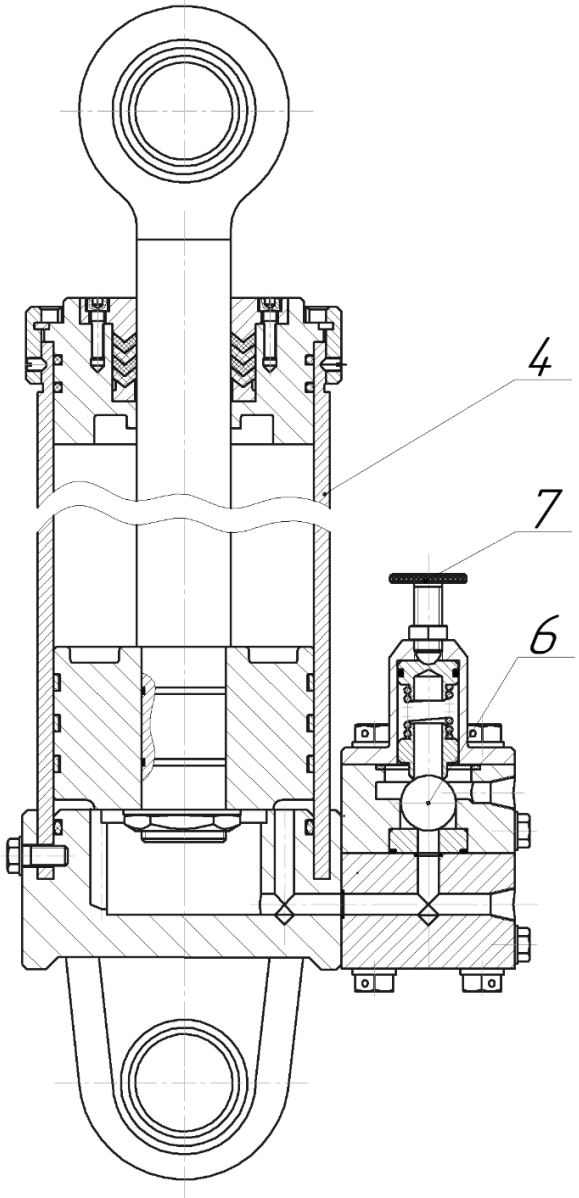
якому застосовується в якості ГІТ однокаскадний клапан пульсатор (див. розд. 1.3) [91].

Вібраційний конвеєр (див. рис. А.5 а) складається із вантажонесучого органу 1 (лотка) до якого через пружні елементи ресорного типу 2 приєднано інерційну масу 3. Вібраційні коливання створюються ГІП (див. рис. А.5 б), який складається із гідроциліндра 4 і ГІТ 5, у вигляді однокаскадного клапана-пульсатора. У порожнині гідроциліндра 4 ГІТ створює імпульси тиску амплітудою $\Delta p=p_1-p_2$. Налагодження тиску спрацювання p_2 ГІТ залежить від налагодження пружини 6, а з'єднання напірної гідролінії зі зливною відбувається за допомогою (скидання робочого тиску до тиску p_1) від запірного елемента 6 у вигляді кулькового клапана. Вібраційне переміщення насипного вантажу реалізується за допомогою асиметричного вібраційного навантаження на вантажонесучий орган 1 (лоток) від дії ГІП, який створює різницю в часі переднього t_n і заднього $t_з$ фронтів функції зміни переміщення, для способу приєднання ГІТ до виконавчого гідроциліндра за схемою «на виході» (див. розд. 1.3).

Цей вібраційний конвеєр дозволяє транспортувати крупнокусковий матеріал, у вигляді свинцевого агломерату, із продуктивністю Q=25 м^3/год і розподілом транспортуючого матеріалу по поверхні лотка – q_m=2,0 т/м^3. Середня швидкість транспортування вантажу по лотку при цьому складає V=0,2 м/с, при амплітуді коливань вантажонесучого органу (лотка) A=1,2 мм і частоті коливань ν=10 Гц.



а)



б)

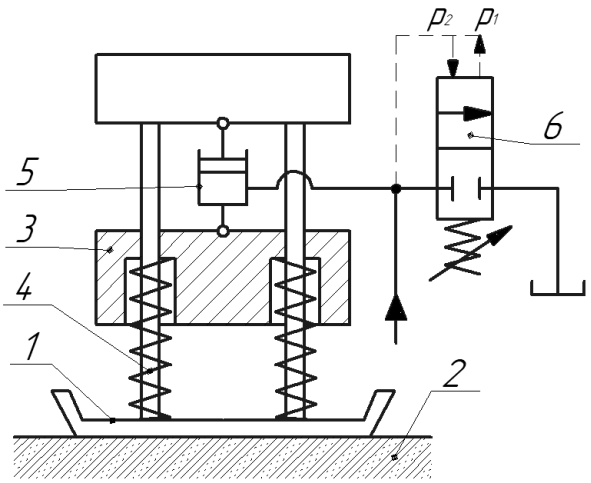
Рисунок А.5 – Вібраційний конвеєр на базі ГІП:

а) – принципова схема; б) – конструктивна схема ГІП

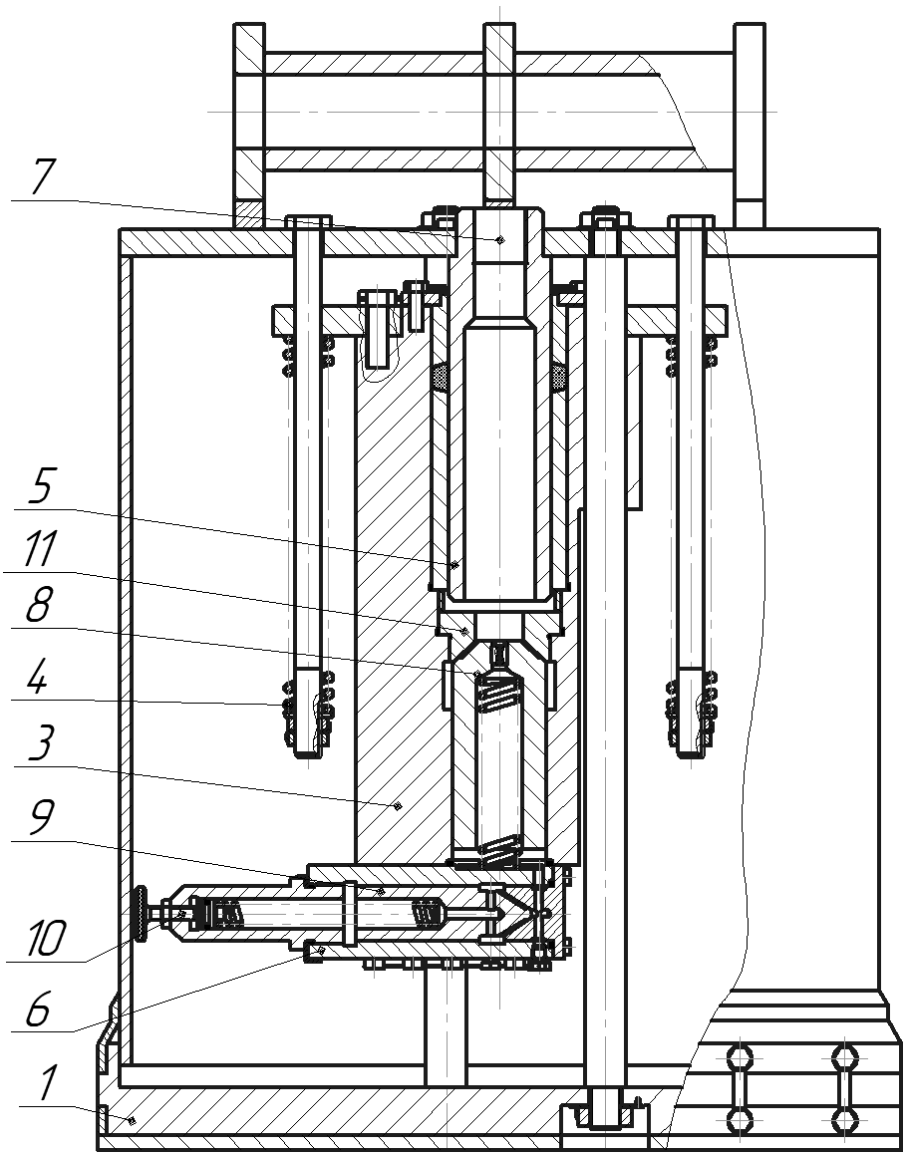
Для поверхневого ущільнення ґрунтів на базі ГІП у ВНТУ була розроблена навісна ІВ (рис. А.6) [70]. Навісна ІВ (див. рис. А.6 а) складається із ущільнюючої плити 1 та інерційної маси 3, яка передає вібраційні навантаження через пружні елементи 4 на ґрунтову основу 2. Зворотно-поступальний рух інерційної маси 3 відбувається за рахунок дії ГІП, який складається із гідроциліндра 5 і ГІТ 6.

У робочій порожнині гідроциліндра 5 (див. рис. А.6 б), через канал 7, створюється періодична зміна тиску амплітудою c, яка передається на клапан другого каскаду 8. У свою чергу клапан другого каскаду 8, під дією поточного тиску в порожнині гідроциліндра 5, переміщує інерційну масу 3, що спричиняє деформування пружних елементів 4 і накопичення потенційної енергії від дії пружних сил. Після відкриття клапана другого каскаду 8 відбувається злив робочої рідини, що спричиняє падіння тиску у робочій порожнині гідроциліндра 5. При цьому відбувається переміщення інерційної маси 3 у початкове положення, що спричиняє інерційну взаємодію із робочим органом 1 через пружні елементи 4, яка передається на поверхню ущільнюваного ґрунту. Енергія силової взаємодії робочого органу 1 із поверхнею ущільнюваного ґрунту складається із потенційної енергії пружних сил і сил тяжіння. Налагодження тиску спрацювання p_2 ГІТ 6 залежить від налагодження пружини 10, а з'єднання напірної гідролінії зі зливною (скидання робочого тиску до тиску p_1) запірного елемента 8 (клапана другого каскаду) у вигляді конусного золотника, який упирається в сідло 11. За керування спрацюванням клапана другого каскаду 8 відповідає клапан першого каскаду 9, який виконаний також у вигляді конусного золотника.

Амплітуда коливань інерційної маси 3 складає A=5…6 мм, при номінальній частоті вібрацій ν=15…25 Гц, робочому тискові в гідросистемі p=14 МПа і максимальній витраті гідронасоса Q=70 л/хв. Вага інерційної маси 3 при цьому складає F=250 Н.



а)



б)

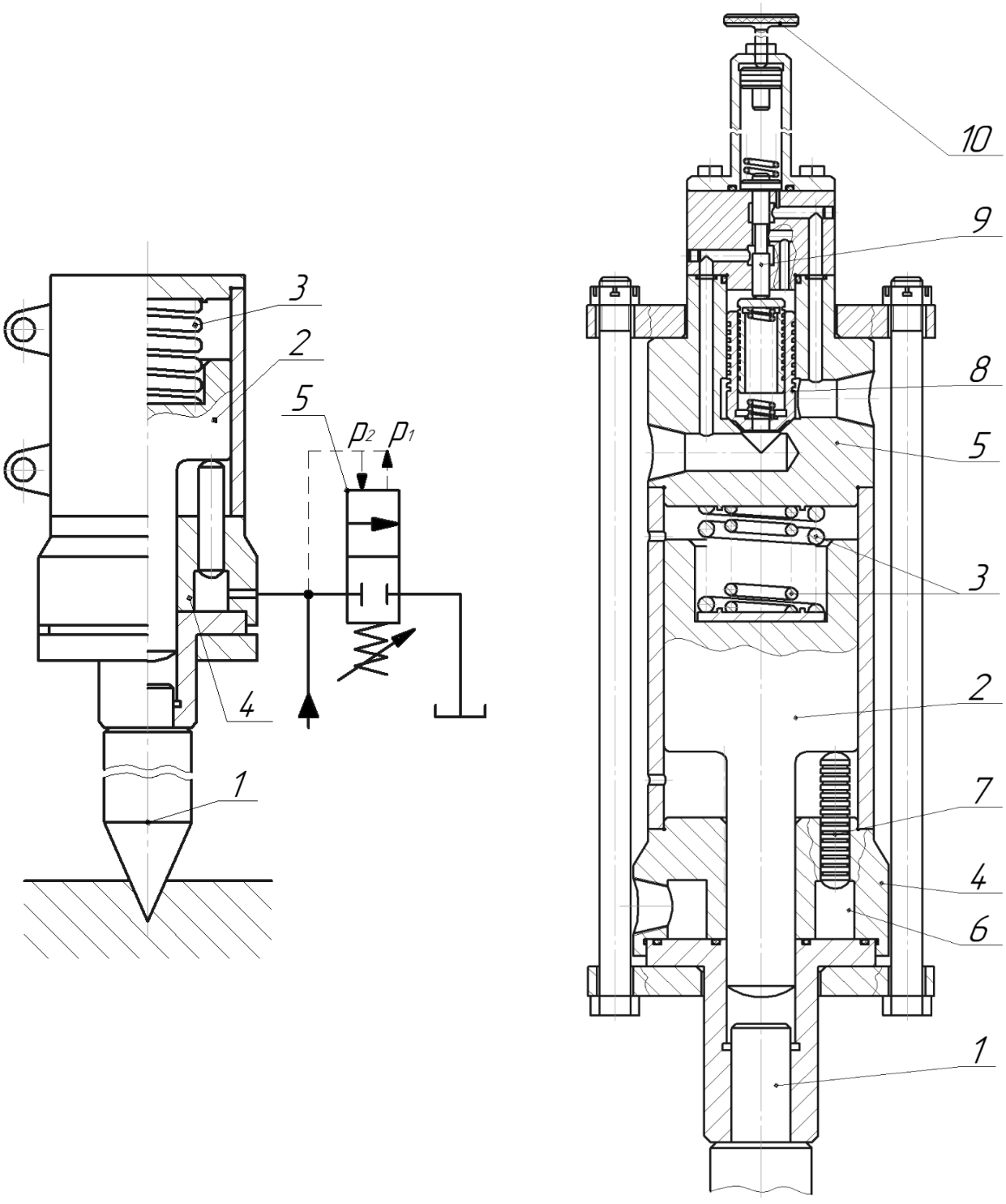
Рисунок А.6 – Навісна інерційна вібротрамбовка на базі ГІП:

а) – принципова схема; б) – конструктивна схема

Для ефективного руйнування гірських порід у ВНТУ, на базі двокаскадного клапана-пульсатора, був розроблений навісний ВУ пристрій для руйнування гірських порід (рис. А.7) [66].

Навісний ВУ складається із робочого органу 1 (долото із конічним наконечником) (див. рис. А.7 а) на верхню основу якого прикладається періодичне навантаження ударною масою 2 під дією сил тяжіння і сил повернення пружного елемента 3. Зворотно-поступальний рух ударної маси 2 відбувається за рахунок дії ГІП, який складається із гідроциліндра 4 і ГІТ 5. У робочій порожнині 6 (див. рис. А.7 б) гідроциліндра 4 створюється періодична зміна тиску амплітудою $\Delta p=p_1-p_2$, яка передається на плунжер 7 гідроциліндра 4. У свою чергу плунжер 7, під дією поточного тиску в порожнині 6 гідроциліндра 4, переміщує ударну масу 2, що спричиняє деформацію пружного елемента 3 і накопичення потенціальної енергії від сил тяжіння. Після відкриття клапану другого каскаду 8 відбувається злив робочої рідини, що спричиняє падіння тиску у робочій порожнині 6 гідроциліндра 4. При цьому відбувається переміщення ударної маси 2 у початкове положення, що спричиняє ударну взаємодію із робочим органом 1. Енергія ударної взаємодії складається із потенціальної енергії пружних сил і сил тяжіння. Налагодження тиску спрацювання p_2 ГІТ 5 залежить від налагодження пружини 10, а з'єднання напірної гідролінії зі зливною відбувається за допомогою (скидання робочого тиску до тиску p_1) запірного елемента 8 (клапана другого каскаду) у вигляді конусного золотника. За керування спрацюванням клапану другого каскаду відповідає клапан першого каскаду 9, який виконаний у вигляді золотника.

Енергія ударної взаємодії цього ВУ пристрою складає E=400 Дж, при номінальній частоті ударів ν=25…30 Гц, робочому тиску в гідросистемі p=14 МПа і максимальній витраті гідронасоса Q=70 л/хв. Вага ударної маси 2 складає F=180 Н.



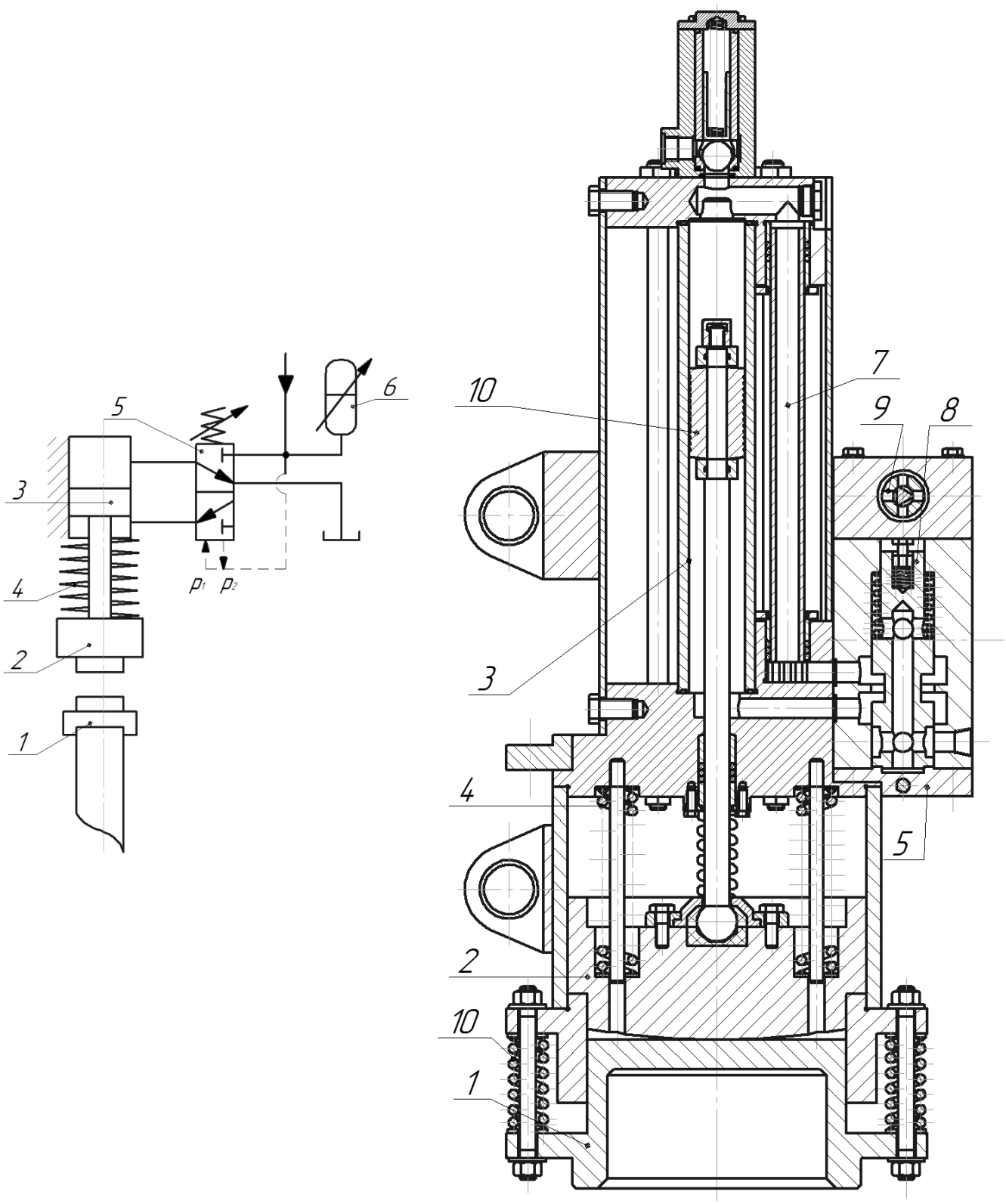
а) б)

Рисунок А.7 – Навісний ВУ пристрій для руйнування гірських порід на базі ГІП: а) – принципова схема; б) – конструктивна схема

Для ефективного занурення паль було розроблено ВУ пристрій на базі ГІП (рис. А.8) [112]. Цей ВУ пристрій для занурення паль складається із наголовника 1,

який сполучений із палею, та інерційної маси 2, яка приводиться в рух за допомогою ГІП, який в свою чергу складається із виконавчого гідроциліндра 3 і ГІТ 5. ГІТ до виконавчого гідроциліндра 3 підключається за схемою «на вході» (див. розд. 1.3) через гідроакумулятор 6. Такий тип підключення ГІТ дозволяє на робочий орган 10 (плунжер) виконавчого гідроциліндра прикладати силове навантаження, яке має функцію зміни сил імпульсної форми (див. табл. 1.1). Робочий цикл навісного ВУ пристрою починається із наповненням гідроакумулятора 6, і відповідно акумулюванням в ньому тиску до певного заданого значення p_1, яке задається регулювальною пружиною на сервоклапані 9 ГІТ 5. Після досягнення заданого тиску p_1, в ГІТ 5 відкривається клапан другого каскаду 8, який сполучає порожнину гідроакумулятора 6 із робочою порожниною виконавчого гідроциліндра 3. Різке збільшення тиску в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра 3 заставляє плунжер рухатись вверх, що заставляє за собою піднімати інерційну масу 2 при цьому стискаючи пружні елементи 4. Рух інерційної маси 2 вверх спричиняє накопичення потенційної енергії від дії сил тяжіння і пружних сил. Після падіння тиску в системі ГІП до тиску p_2, який визначається конструктивними параметрами сервоклапана 9, інерційна маса 2 починає рухатись вниз, що спричиняє ударну взаємодію із наголовником 1, яка в свою чергу передається на палю. Також при падінні тиску в системі ГІП до тиску p_2, відбувається сполучення робочої порожнини виконавчого гідроциліндра 3 зі зливною лінією 7, за допомогою клапана другого каскаду 8. При цьому зливна лінія 7 сполучена із надплунжерною порожниною виконавчого гідроциліндра 3, що додатково створює навантаження на плунжер 10 при ході вниз. Таке конструктивне рішення додає додаткову кінетичну енергію інерційній масі 2, яка дозволяє збільшити енергію ударного навантаження по наголовнику 1. А загалом за керування спрацюванням клапану другого каскаду 8 відповідає сервоклапан 9.

Енергія ударної взаємодії цього ВУ пристрою складає E=3000 Дж, при номінальній частоті ударів ν=2,5…3,0 Гц. Максимальний хід інерційної маси 2 складає H=0,4 м. Робочий тиск в гідросистемі складає p=16 МПа. Вага інерційної маси 2 складає F=500 Н.



а) б)

Рисунок А.8 – Навісний ВУ пристрій для занурення паль на базі ГІП:

а) – принципова схема; б) – конструктивна схема

Додаток Б

Організація та реалізація математичної моделі оцінювання стану технологічного комплексу поверхневого ущільнення ґрунтів

Під технологічним комплексом розуміється складна система, яка характеризується структурними та функціональними зв’язками між складовими простіших систем та всередині них.

Система складається з елементів (складових частин, що розрізняються властивостями, які виявляються при взаємодії), з’єднаних зв’язками (лініями передачі одиниць або потоків чого-небудь), які вступають у певні відносини (умови і способи реалізації властивостей елементів) між собою та із зовнішнім середовищем, щоб здійснити процес (послідовність дій для зміни або підтримки стану) і виконати функцію системи (призначення, роль) [59].

У досліджуваному технологічному комплексі для поверхневого віброущільнення ґрунтів може бути виділено три основні взаємопов’язані системи: об’єкт обробки (система I), робочий процес (система II) і машина (система III), які об’єднуються в загальну систему технологічного комплексу (рис. Б.1).

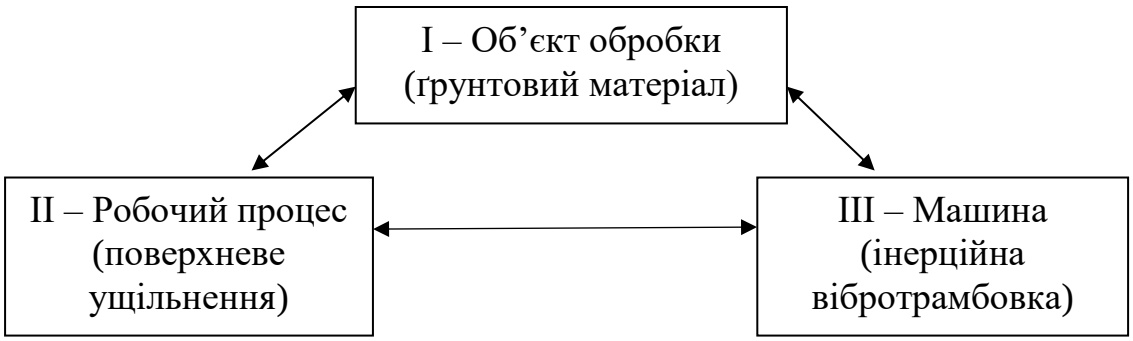


Рисунок Б.1 – Структурна схема технологічного комплексу поверхневого віброущільнення ґрунтів

У випадку з ІВ об’єктом обробки є ґрунтовий матеріал, який проявляє властивості метасистеми [59]. Для останньої визначення проміжних станів в часі є складною і не завжди здійсненною задачею, у зв’язку з чим система I повинна бути подана у вигляді двох підсистем I.1 та I.2, що характеризують, відповідно, початковий

(навішування ґрунтового матеріалу) та кінцевий (ущільнена поверхня) стани об’єкта обробки (рис. Б.2).

Об’єкт обробки (заготовка ґрунтового матеріалу) входить до нашого технологічного комплексу, який позначається системою І.

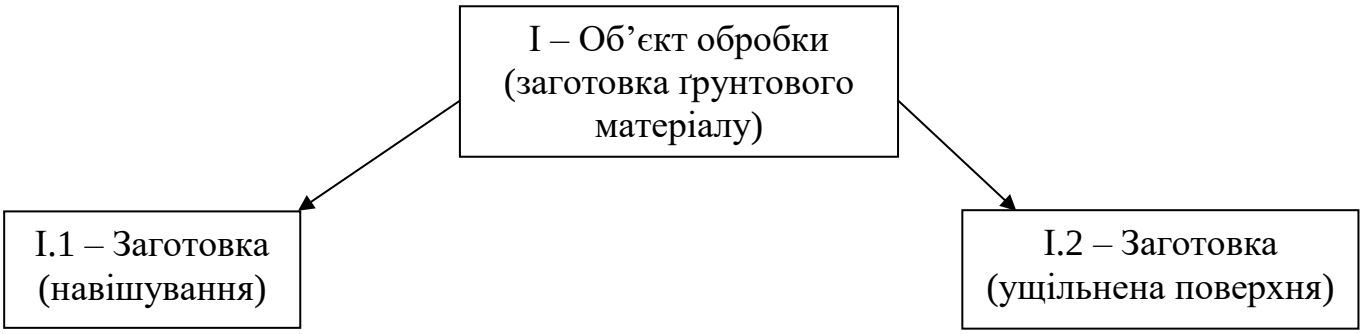


Рисунок Б.2 – Структурна схема системи І – заготовка

Система ІІ (див. рис. Б.1) функціонально залежить від системи І і є технологічним процесом поверхневого віброущільнення. Такий процес описується двома підсистемами ІІ.1 та ІІ.2, що встановлюють спосіб віброущільнення та прийнятий основний режим його реалізації (рис. Б.3).

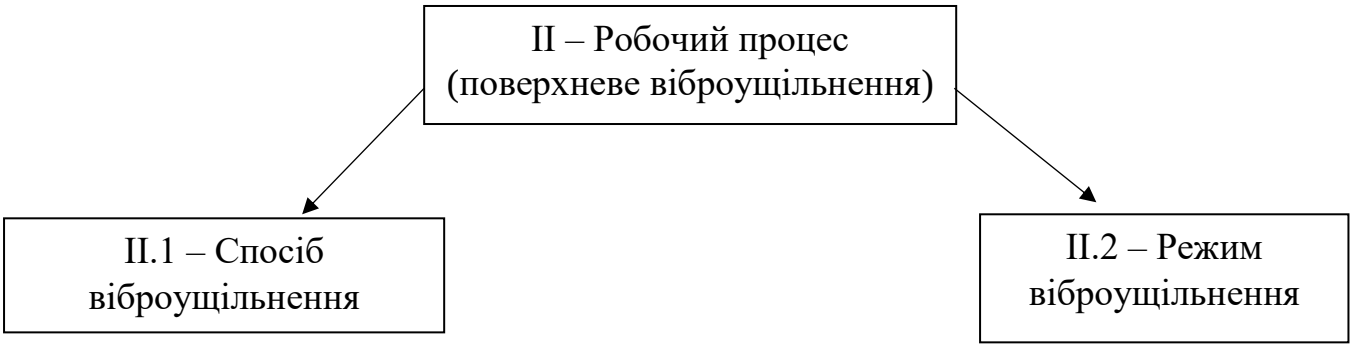


Рисунок Б.3 – Структурна схема системи ІІ – робочий процес (поверхневе віброущільнення)

Вибір системи ІІІ (див. рис. Б.1) визначають системи І та ІІ. Системою ІІІ є ІВ, яка ділиться на підсистеми ГІП (ІІІ.1), рухомих ланок ІВ (ІІІ.2), віброзбуджувача (ІІІ.3) та інерційні маси (ІІІ.4). Згідно з системним підходом [14] кожна з виділених підсистем може бути поділена на ланки. Оскільки при розробці ІВ задачі проєктування ГІП та його віброзбуджувача розв’язуються лише у загальному вигляді,

на блок-схемі достатньо вказати лише підсистему III.2, яка містить гідроциліндр (ланка III.2.1), віброплиту (основна робоча ланка III.2.2) і допоміжну робочу ланку III.2.3. При цьому кожна з вказаних ланок за необхідності розділяється на деталі (рис. Б.4).

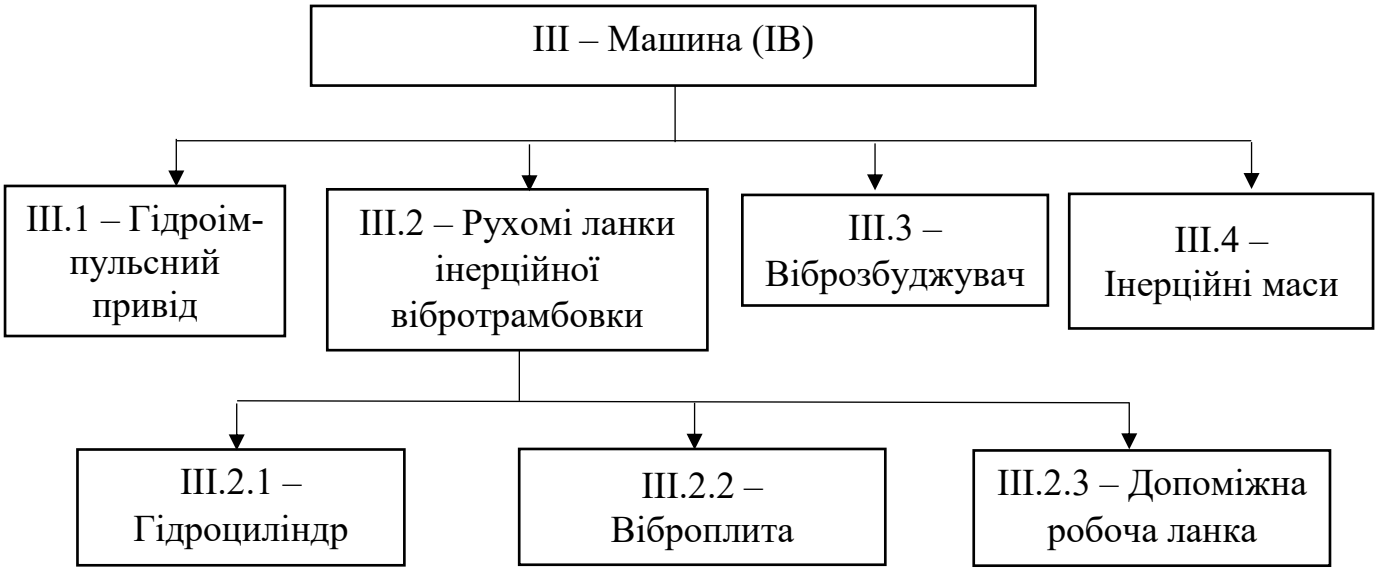


Рисунок Б.4 – Структурна схема системи III – машина (ІВ)

Для завершення поданого у вигляді блок-схеми системного опису ІВ, необхідно, щоб у ньому були виявлені структурні та функціональні зв’язки. На основі перших може бути визначена належність та ієрархічна підпорядкованість складових елементів машини [59], а на основі других – встановлена логічна послідовність взаємодій в його системах, з виділенням джерел вхідної та вихідної інформації. При аналізі ІВ джерелом вхідної інформації служать відомості про оброблюваний об’єкт, які містяться в підсистемі І.1 та передаються в систему ІІ у вигляді логічної функції вибору режиму віброущільнення. Режим, у свою чергу, визначає робочий процес, з урахуванням параметрів якого проводиться вибір машини конкретного типу (система III).

Таблиця Б.1 – Множина параметрів технологічного комплексу вібраційного поверхневого ущільнення ґрунтів

Назва показника	Позначення	Вхідні параметри
Y_1 – I (заготовка ґрунтового матеріалу)		
Середня щільність проби ущільненого ґрунту (ρ, кг/м^3)	x_1	$\frac{k_1}{k_2}$
Лінійний середньостатистичний розмір частинки ґрунтового матеріалу (a, м)	x_2	k_3
Геометричний фактор дослідного зразка проби для початкового стану неущільненого ґрунту (R_0, м)	x_3	k_4
Площа зовнішньої поверхні дослідного зразка проби ґрунту ($S_{заг}$, м^2)	x_4	k_5
Y_2 – система II (робочий режим)		
Тривалість контактної взаємодії ІВ з поверхнею ґрунту при вібраційному ущільненні (τ_0, с)	x_5	$\frac{2k_8k_9}{k_8\sqrt{\frac{k_{10}}{k_{12}}} - k_9\sqrt{\frac{k_{11}}{k_{13}}}}$
Питоме статичне навантаження поверхні ґрунту від дій сил тяжіння на ІВ ($P_{ст}$, МПа)	x_6	k_6/k_5
Повний час робочого процесу ($t_{вуп}$, с)	x_7	$k_{14}k_{15}$
Y_3 – система III (машина ІВ)		
Амплітуда тиску в напірній порожнині гідросистеми ІВ (Δp, МПа)	x_8	$k_{16} - \left(\frac{k_{17}k_{18}}{k_{19}}\right)$
Витрата напірного гідронасоса (Q_H, м^3/с)	x_9	k_{20}

Таблиця Б.2 – Формалізація частинних параметрів стану лінгвістичними змінними

Частинний параметр стану	Універсум	Терми для лінгвістичного оцінювання
1	2	3
x_1 – Середня щільність проби ущільненого ґрунту	[0; 3000] гр/см^3	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)

Продовження таблиці Б.2

1	2	3
x_2 – Лінійний середньостатистичний розмір частинки ґрунтового матеріалу	[0; 20^{-3}] м	Н (низький), С (середній), В (високий)
x_3 – Геометричний фактор дослідного зразка проби для початкового стану неущільненого ґрунту	[0; 1,5] м	Н (низький), С (середній), В (високий)
x_4 – Площа зовнішньої поверхні дослідного зразка проби ґрунту	[0; 0,003] $м^2$	Н (низький), С (середній), В (високий)
x_5 – Тривалість контактної взаємодії ІВ з поверхнею ґрунту при вібраційному ущільненні	[0; 0,2] с	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)
x_6 – Питоме статичне навантаження поверхні ґрунту від дій сил тяжіння на ІВ	[0; 0,01] МПа	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)
x_7 – Повний час робочого процесу	[0; 10] с	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)
x_8 – Амплітуда тиску в напірній порожнині гідросистеми ІВ	[0; 20] МПа	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)
x_9 – Витрата напірного гідронасоса	[0; 0,0032] $м^3/с$	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)

Таблиця Б.3 – Формалізація частинних параметрів стану лінгвістичними змінними

Частинний параметр стану	Терми для лінгвістичного оцінювання
Y_1 – I (заготовка ґрунтового матеріалу)	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)
Y_2 – система II (робочий режим)	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)
Y_3 – система III (машина ІВ)	Н (низький), НС (нижчий середнього), С (середній), ВС (вищий середнього), В (високий)

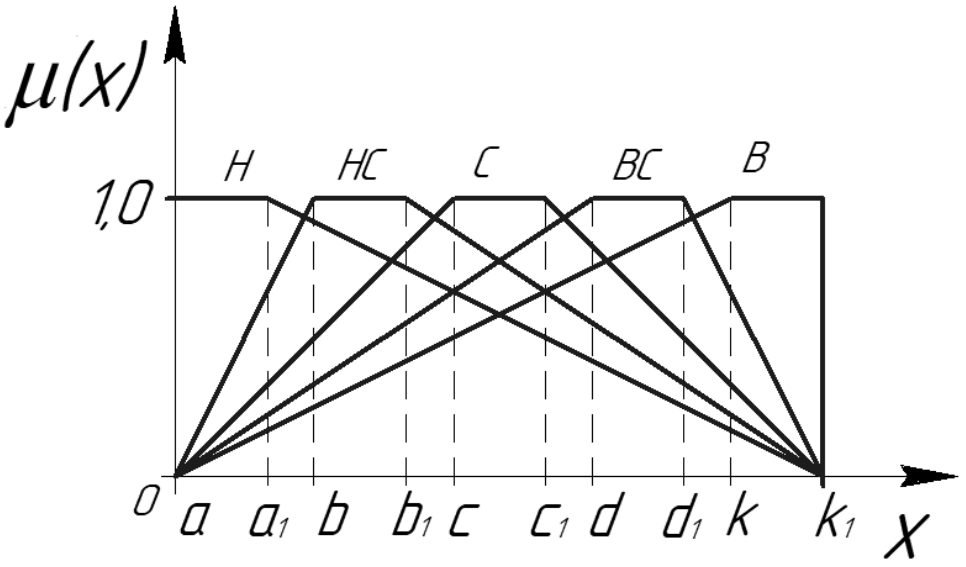


Рисунок Б.5 – Діаграми функції належності

$$\mu^{H}(x)=\begin{cases}1, & x\in[a,a_1);\\ \dfrac{k_1-x}{k_1-a_1}, & x\in[a_1,k_1];\end{cases} \qquad (Б.1)$$

$$\mu^{HC}(x)=\begin{cases}\dfrac{x-a}{b-a}, & x\in[a,b];\\ 1, & x\in(b,b_1);\\ \dfrac{k_1-x}{k_1-b_1}, & x\in[b_1,k_1];\end{cases} \qquad (Б.2)$$

$$\mu^{C}(x)=\begin{cases}\dfrac{x-a}{c-a}, & x\in[a,c];\\ 1, & x\in(c,c_1);\\ \dfrac{k_1-x}{k_1-c_1}, & x\in[c_1,k_1];\end{cases} \qquad (Б.3)$$

$$\mu^{BC}(x)=\begin{cases}\dfrac{x-a}{d-a}, & x\in[a,d];\\ 1, & x\in(d,d_1);\\ \dfrac{k_1-x}{k_1-d_1}, & x\in[d_1,k_1];\end{cases} \qquad (Б.4)$$

$$\mu^{B}(x)=\begin{cases}\dfrac{x-a}{k-a}, & x\in[a,k];\\ 1, & x\in(k,k_1].\end{cases} \qquad (Б.5)$$

Таблиця Б.4 – Параметри функцій належностей нечітких термів до навчання

Параметр стану	Терми	Параметри функції належності									
		a	a_1	b	b_1	c	c_1	d	d_1	k	k_1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
x_1	Н		2,1								2,9
	НС	0		2,2	2,3						2,9
	С	0				2,4	2,5				2,9
	ВС	0						2,6	2,7		2,9
	В	0								2,8	
$x_2\cdot10^5$	Н		75								100
	С	0				80	85				100
	В	0								95	
x_3	Н		1,0								1,50
	С	0				1,15	1,25				1,50
	В	0								1,40	
$x_4\cdot10^3$	Н		1,9								2,4
	С	0				2,0	2,1				2,4
	В	0								2,3	
x_5	Н		0,07								0,15
	НС	0		0,08	0,09						0,15
	С	0				0,10	0,11				0,15
	ВС	0						0,12	0,13		0,15
	В	0								0,14	

Продовження таблиці Б.4

$x_6 \cdot 10^3$	Н		8,1							8,9
	НС	0		8,2	8,3					8,9
	С	0				8,4	8,5			8,9
	ВС	0						8,6	8,7	8,9
	В	0							8,8	
x_7	Н		1,0							9,0
	НС	0		2,0	3,0					9,0
	С	0				4,0	5,0			9,0
	ВС	0						6,0	7,0	9,0
	В	0							8,0	
x_8	Н		4,0							20,0
	НС	0		5,0	8,0					20,0
	С	0				9,0	12,0			20,0
	ВС	0						13,0	16,0	20,0
	В	0							17,0	
$x_9 \cdot 10^3$	Н		1,0							3,2
	С	0				2,4	2,6			3,2
	В	0							3,0	

Таблиця Б.5 – База знань про співвідношення (3.103, див. розд. 3)

№ з/п	Y_1	Y_2	Y_3	Z
1	2	3	4	5
1	В	В	В	z_5
2	В	В	ВС	z_5
3	ВС	В	В	z_5
4	В	ВС	В	z_5
5	В	В	С	z_5
6	С	В	В	z_5
7	С	ВС	В	z_4
8	В	ВС	С	z_4
9	С	В	ВС	z_4
10	ВС	С	ВС	z_4
11	ВС	ВС	С	z_4
12	С	В	В	z_4
13	С	С	С	z_3
14	С	ВС	С	z_3
15	С	С	ВС	z_3

Продовження таблиці Б.5

1	2	3	4	5
16	ВС	С	С	z_3
17	С	С	В	z_3
18	В	С	С	z_3
19	С	С	Н	z_2
20	С	Н	С	z_2
21	Н	С	С	z_2
22	С	НС	Н	z_2
23	Н	ВС	НС	z_2
24	НС	Н	ВС	z_2
25	Н	Н	Н	z_1
26	С	Н	Н	z_1
27	Н	НС	Н	z_1
28	Н	Н	С	z_1
29	Н	С	Н	z_1
30	НС	Н	Н	z_1

Таблиця Б.6 – База знань про співвідношення (3.104, див. розд. 3)

№ з/п	x_1	x_2	x_3	x_4	Y_1
1	2	3	4	5	6
31	В	В	В	В	В
32	ВС	В	В	В	
33	С	В	В	В	
34	В	В	С	В	
35	В	В	В	С	
36	В	С	В	В	
37	ВС	В	С	В	ВС
38	ВС	С	С	В	
39	ВС	В	С	С	
40	В	С	В	С	
41	С	С	В	В	

Продовження таблиці Б.6

1	2	3	4	5	6
42	С	В	В	С	
43	В	С	С	Н	С
44	ВС	С	С	С	
45	С	С	С	С	
46	НС	С	С	С	
47	Н	В	С	В	
48	С	Н	С	С	
49	ВС	Н	Н	Н	НС
50	С	С	Н	Н	
51	НС	С	Н	С	
52	Н	Н	С	С	
53	НС	С	С	Н	
54	ВС	Н	Н	С	
55	Н	Н	Н	Н	Н
56	С	Н	Н	Н	
57	НС	Н	Н	Н	
58	Н	Н	Н	С	
59	Н	С	Н	Н	
60	Н	Н	С	Н	

Таблиця Б.7 – База знань про співвідношення (3.105, див. розд. 3)

№ з/п	x_5	x_6	x_7	Y_2
1	2	3	4	5
61	В	В	В	В
62	С	В	В	
63	В	С	В	

Продовження таблиці Б.7

1	2	3	4	5
64	В	В	С	
65	ВС	В	В	
66	В	ВС	В	
67	С	ВС	В	ВС
68	В	ВС	С	
69	В	С	ВС	
70	ВС	ВС	ВС	
71	ВС	В	С	
72	С	В	ВС	
73	В	С	С	С
74	С	ВС	С	
75	С	С	ВС	
76	Н	С	В	
77	С	ВС	С	
78	С	НС	ВС	
79	С	С	Н	НС
80	С	Н	С	
81	Н	С	С	
82	С	НС	Н	
83	Н	ВС	НС	
84	НС	Н	ВС	
85	Н	Н	Н	Н
86	С	Н	Н	
87	Н	НС	Н	
88	Н	Н	С	
89	Н	С	Н	
90	Н	Н	НС	

Таблиця Б.8 – База знань про співвідношення (3.106, див. розд. 3)

№ з/п	x_8	x_9	Y_3
1	2	3	4
91	В	В	В
92	ВС	В	
93	В	С	
94	ВС	С	
95	С	В	
96	В	С	
97	ВС	В	ВС
98	В	С	
99	НС	В	
100	ВС	С	
101	С	В	
102	Н	В	
103	В	С	С
104	ВС	С	
105	С	С	
106	Н	С	
107	ВС	Н	
108	НС	С	
109	НС	С	НС
110	С	Н	
111	ВС	С	
112	НС	Н	
113	ВС	С	
114	НС	С	
115	Н	Н	Н
116	С	Н	
117	НС	С	
118	ВС	Н	
119	Н	Н	
120	С	Н	

Нечіткі логічні рівняння для визначення комплексного показника середньої щільності та коефіцієнта нерівнощільності заготовки ґрунтового матеріалу, який відповідає співвідношенню (3.103, див. розд. 3):

$$\mu^{Z_1}(Z) = \mu^{Н}(Y_1)\times\mu^{Н}(Y_2)\times\mu^{Н}(Y_3)\vee\mu^{С}(Y_1)\times\mu^{Н}(Y_2)\times\mu^{Н}(Y_3)\vee\mu^{Н}(Y_1)\times\mu^{НС}(Y_2)\times$$
$$\times\mu^{Н}(Y_3)\vee\mu^{Н}(Y_1)\times\mu^{Н}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee\mu^{Н}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times\mu^{Н}(Y_3)\vee\mu^{НС}(Y_1)\times\mu^{Н}(Y_2)\times\mu^{Н}(Y_3); \quad (Б.6)$$

$$\mu^{Z_2}(Z) = \mu^{С}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times\mu^{Н}(Y_3)\vee\mu^{С}(Y_1)\times\mu^{Н}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee\mu^{Н}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee$$
$$\vee\mu^{С}(Y_1)\times\mu^{НС}(Y_2)\times\mu^{Н}(Y_3)\vee\mu^{Н}(Y_1)\times\mu^{ВС}(Y_2)\times\mu^{НС}(Y_3)\vee\mu^{НС}(Y_1)\times\mu^{Н}(Y_2)\times\mu^{ВС}(Y_3); \quad (Б.7)$$

$$\mu^{Z_3}(Z) = \mu^{С}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee\mu^{С}(Y_1)\times\mu^{ВС}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee\mu^{С}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times$$
$$\times\mu^{ВС}(Y_3)\vee\mu^{ВС}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee\mu^{С}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times\mu^{В}(Y_3)\vee \quad (Б.8)$$
$$\vee\mu^{В}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3);$$

$$\mu^{Z_4}(Z) = \mu^{С}(Y_1)\times\mu^{ВС}(Y_2)\times\mu^{В}(Y_3)\vee\mu^{В}(Y_1)\times\mu^{ВС}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee\mu^{С}(Y_1)\times\mu^{В}(Y_2)\times$$
$$\times\mu^{ВС}(Y_3)\vee\mu^{ВС}(Y_1)\times\mu^{С}(Y_2)\times\mu^{ВС}(Y_3)\vee\mu^{ВС}(Y_1)\times\mu^{ВС}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee\mu^{С}(Y_1)\times \quad (Б.9)$$
$$\times\mu^{В}(Y_2)\times\mu^{В}(Y_3);$$

$$\mu^{Z_5}(Z) = \mu^{В}(Y_1)\times\mu^{В}(Y_2)\times\mu^{В}(Y_3)\vee\mu^{В}(Y_1)\times\mu^{В}(Y_2)\times\mu^{ВС}(Y_3)\vee\mu^{ВС}(Y_1)\times\mu^{В}(Y_2)\times$$
$$\times\mu^{В}(Y_3)\vee\mu^{В}(Y_1)\times\mu^{ВС}(Y_2)\times\mu^{В}(Y_3)\vee\mu^{В}(Y_1)\times\mu^{В}(Y_2)\times\mu^{С}(Y_3)\vee\mu^{С}(Y_1)\times \quad (Б.10)$$
$$\times\mu^{В}(Y_2)\times\mu^{В}(Y_3).$$

Нечіткі логічні рівняння для визначення стану заготовки ґрунтового матеріалу, що відповідає співвідношенню (3.104, див. розд. 3):

$$\mu^{В}(Y_1) = \mu^{В}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{В}(x_3)\times\mu^{В}(x_4)\vee\mu^{ВС}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{В}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{В}(x_4)\vee\mu^{С}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{В}(x_3)\times\mu^{В}(x_4)\vee\mu^{В}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{В}(x_4)\vee\mu^{В}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{В}(x_3)\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{В}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{В}(x_3)\times \quad (Б.11)$$
$$\times\mu^{В}(x_4);$$

$$\mu^{ВС}(Y_1) = \mu^{ВС}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times\mu^{В}(x_4)\vee\mu^{ВС}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{В}(x_4)\vee\mu^{ВС}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{В}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{В}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{С}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{В}(x_3)\times\mu^{В}(x_4)\vee\mu^{С}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{В}(x_3)\times \quad (Б.12)$$
$$\times\mu^{С}(x_4);$$

$$\mu^{С}(Y_1)=\mu^{В}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times\mu^{Н}(x_4)\vee\mu^{ВС}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{С}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{НС}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times \quad (Б.13)$$
$$\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{Н}(x_1)\times\mu^{В}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times\mu^{В}(x_4)\vee\mu^{С}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{С}(x_4);$$

$$\mu^{НС}(Y_1)=\mu^{ВС}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times\mu^{Н}(x_4)\vee\mu^{С}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{Н}(x_4)\vee\mu^{НС}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{Н}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times \quad (Б.14)$$
$$\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{НС}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times\mu^{Н}(x_4)\vee\mu^{ВС}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{С}(x_4);$$

$$\mu^{Н}(Y_1)=\mu^{Н}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times\mu^{Н}(x_4)\vee\mu^{С}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{Н}(x_4)\vee\mu^{НС}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times\mu^{Н}(x_4)\vee\mu^{Н}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times \quad (Б.15)$$
$$\times\mu^{С}(x_4)\vee\mu^{Н}(x_1)\times\mu^{С}(x_2)\times\mu^{Н}(x_3)\times\mu^{Н}(x_4)\vee\mu^{Н}(x_1)\times\mu^{Н}(x_2)\times\mu^{С}(x_3)\times$$
$$\times\mu^{Н}(x_4).$$

Нечіткі логічні рівняння для визначення стану режиму роботи, що відповідає співвідношенню (3.105, див. розд. 3):

$$\mu^{В}(Y_2)=\mu^{В}(x_5)\times\mu^{В}(x_6)\times\mu^{В}(x_7)\vee\mu^{С}(x_5)\times\mu^{В}(x_6)\times\mu^{В}(x_7)\vee\mu^{В}(x_5)\times$$
$$\times\mu^{С}(x_6)\times\mu^{В}(x_7)\vee\mu^{В}(x_5)\times\mu^{В}(x_6)\times\mu^{С}(x_7)\vee\mu^{ВС}(x_5)\times\mu^{В}(x_6)\times\mu^{В}(x_7)\vee \quad (Б.16)$$
$$\vee\mu^{В}(x_5)\times\mu^{ВС}(x_6)\times\mu^{В}(x_7);$$

$$\mu^{ВС}(Y_2)=\mu^{С}(x_5)\times\mu^{ВС}(x_6)\times\mu^{В}(x_7)\ \vee\mu^{В}(x_5)\times\mu^{ВС}(x_6)\times\mu^{С}(x_7)\vee\mu^{В}(x_5)\times$$
$$\times\mu^{С}(x_6)\times\mu^{ВС}(x_7)\vee\mu^{ВС}(x_5)\times\mu^{ВС}(x_6)\times\mu^{ВС}(x_7)\vee\mu^{ВС}(x_5)\times\mu^{В}(x_6)\times\mu^{С}(x_7)\vee \quad (Б.17)$$
$$\vee\mu^{С}(x_5)\times\mu^{В}(x_6)\times\mu^{ВС}(x_7);$$

$$\mu^{С}(Y_2)=\mu^{В}(x_5)\times\mu^{С}(x_6)\times\mu^{С}(x_7)\vee\mu^{С}(x_5)\times\mu^{ВС}(x_6)\times\mu^{С}(x_7)\vee\mu^{С}(x_5)\times$$
$$\times\mu^{С}(x_6)\times\mu^{\text{ВС}}(x_7)\vee\mu^{\text{Н}}(x_5)\times\mu^{С}(x_6)\times\mu^{В}(x_7)\vee\mu^{С}(x_5)\times\mu^{ВС}(x_6)\times\mu^{С}(x_7)\vee \quad (Б.18)$$
$$\vee\mu^{С}(x_5)\times\mu^{НС}(x_6)\times\mu^{ВС}(x_7);$$

$$\mu^{НС}(Y_2)=\mu^{С}(x_5)\times\mu^{С}(x_6)\times\mu^{Н}(x_7)\vee\mu^{С}(x_5)\times\mu^{Н}(x_6)\times\mu^{С}(x_7)\vee\mu^{Н}(x_5)\times$$
$$\times\mu^{С}(x_6)\times\mu^{С}(x_7)\vee\mu^{С}(x_5)\times\mu^{НС}(x_6)\times\mu^{Н}(x_7)\vee\mu^{Н}(x_5)\times\mu^{ВС}(x_6)\times\mu^{НС}(x_7)\vee \quad (Б.19)$$
$$\vee\mu^{НС}(x_5)\times\mu^{Н}(x_6)\times\mu^{ВС}(x_7);$$

$$\mu^{н}(Y_2)=\mu^{н}(x_5)\times\mu^{н}(x_6)\times\mu^{н}(x_7)\vee\mu^{с}(x_5)\times\mu^{н}(x_6)\times\mu^{н}(x_7)\vee\mu^{н}(x_5)\times$$
$$\times\mu^{нс}(x_6)\times\mu^{н}(x_7)\vee\mu^{н}(x_5)\times\mu^{н}(x_6)\times\mu^{с}(x_7)\vee\mu^{н}(x_5)\times\mu^{с}(x_6)\times\mu^{н}(x_7)\vee \quad (Б.20)$$
$$\vee\mu^{н}(x_5)\times\mu^{н}(x_6)\times\mu^{нс}(x_7).$$

Нечіткі логічні рівняння для визначення стану машини ІВ, що відповідає співвідношенню (3.106, див. розд. 3):

$$\mu^{в}(Y_3)=\mu^{в}(x_8)\times\mu^{в}(x_9)\vee\mu^{вс}(x_8)\times\mu^{в}(x_9)\vee\mu^{в}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{вс}(x_8)\times$$
$$\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{с}(x_8)\times\mu^{в}(x_9)\vee\mu^{в}(x_8)\times\mu^{с}(x_9); \quad (Б.21)$$

$$\mu^{вс}(Y_3)=\mu^{вс}(x_8)\times\mu^{в}(x_9)\vee\mu^{в}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{нс}(x_8)\times\mu^{в}(x_9)\vee$$
$$\vee\mu^{вс}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{с}(x_8)\times\mu^{в}(x_9)\vee\mu^{н}(x_8)\times\mu^{в}(x_9); \quad (Б.22)$$

$$\mu^{с}(Y_3)=\mu^{в}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{вс}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{с}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{н}(x_8)\times$$
$$\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{вс}(x_8)\times\mu^{н}(x_9)\vee\mu^{нс}(x_8)\times\mu^{с}(x_9); \quad (Б.23)$$

$$\mu^{нс}(Y_3)=\mu^{нс}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{с}(x_8)\times\mu^{н}(x_9)\vee\mu^{вс}(x_8)\times\mu^{н}(x_9)\vee\mu^{нс}(x_8)\times$$
$$\times\mu^{н}(x_9)\vee\mu^{вс}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{нс}(x_8)\times\mu^{с}(x_9); \quad (Б.24)$$

$$\mu^{н}(Y_3)=\mu^{н}(x_8)\times\mu^{н}(x_9)\vee\mu^{с}(x_8)\times\mu^{н}(x_9)\vee\mu^{нс}(x_8)\times\mu^{с}(x_9)\vee\mu^{вс}(x_8)\times$$
$$\times\mu^{н}(x_9)\vee\mu^{н}(x_8)\times\mu^{н}(x_9)\vee\mu^{с}(x_8)\times\mu^{н}(x_9). \quad (Б.25)$$

Приклад оцінювання ефективності поверхневого ущільнення ґрунту марки М3 – суглинок легкий пилуватий тугопластичний із гравієм, галькою із лінзами піску сірий, вологістю 22,0 %.

Значення частинних параметрів стану об’єкта, що діагностується, наведені в першій графі таблиці Б.9.

За формулою трапецеїдальних функцій (Б.1) – (Б.5) та даним таблиці Б.4 визначаються ступені належності значень параметрів стану нечіткім термам та зводяться в таблицю Б.9.

Таблиця Б.9 – Ступені належності частинних параметрів стану

Значення параметрів стану	Ступені належності параметрів стану нечітким термам
x_1=2,8	$\mu^H(x_1)$=0,125; $\mu^{HC}(x_1)$=0,167; $\mu^C(x_1)$=0,25; $\mu^{BC}(x_1)$=0,50; $\mu^B(x_1)$=1,0
x_2=0,0009	$\mu^H(x_2)$=0,40; $\mu^C(x_2)$=0,667; $\mu^B(x_2)$=0,947
x_3=1,0	$\mu^H(x_3)$=1,0; $\mu^C(x_3)$=0,87; $\mu^B(x_3)$=0,714
x_4=0,0022	$\mu^H(x_4)$=0,40; $\mu^C(x_4)$=0,667; $\mu^B(x_4)$=0,956
x_5=0,119	$\mu^H(x_5)$=0,388; $\mu^{HC}(x_5)$=0,517; $\mu^C(x_5)$=0,775; $\mu^{BC}(x_5)$=0,992; $\mu^B(x_5)$=0,885
x_6=0,0085	$\mu^H(x_6)$=0,50; $\mu^{HC}(x_6)$=0,667; $\mu^C(x_6)$=1,0; $\mu^{BC}(x_6)$=0,988; $\mu^B(x_6)$=0,966
x_7=2,51	$\mu^H(x_7)$=0,50; $\mu^{HC}(x_7)$=0,667; $\mu^C(x_7)$=1,0; $\mu^{BC}(x_7)$=0,988; $\mu^B(x_7)$=0,966
x_8=14,0	$\mu^H(x_8)$=0,375; $\mu^{HC}(x_8)$=0,50; $\mu^C(x_8)$=0,75; $\mu^{BC}(x_8)$=1,0; $\mu^B(x_8)$=0,823
x_9=0,0031	$\mu^H(x_9)$=0,045; $\mu^C(x_9)$=0,167; $\mu^B(x_9)$=1,0

Знайдені ступені належності підставляють в нечіткі логічні рівняння (Б.11) – (Б.15), що визначають стан заготовки ґрунтового матеріалу:

$$\mu^{в}(Y_1) = 1,0 \times 0,947 \times 0,714 \times 0,956 \vee 0,50 \times 0,947 \times 0,714 \times 0,956 \vee 0,250 \times \times 0,947 \times 0,714 \times 0,956 \vee 1,0 \times 0,947 \times 0,870 \times 0,956 \vee 1,0 \times 0,947 \times 0,714 \times \times 0,667 \vee 1,0 \times 0,667 \times 0,714 \times 0,956 = 0,870; \quad \text{(Б.26)}$$

$$\mu^{вс}(Y_1) = 0,50 \times 0,947 \times 0,870 \times 0,956 \vee 0,50 \times 0,667 \times 0,870 \times 0,956 \vee 0,50 \times \times 0,947 \times 0,870 \times 0,667 \vee 1,0 \times 0,667 \times 0,714 \times 0,667 \vee 0,25 \times 0,667 \times 0,714 \times \times 0,956 \vee 0,25 \times 0,947 \times 0,714 \times 0,667 = 0,667; \quad (Б.27)$$

$$\mu^{с}(Y_1) = 1,0 \times 0,667 \times 0,870 \times 0,40 \vee 0,50 \times 0,667 \times 0,870 \times 0,667 \vee 0,250 \times \times 0,667 \times 0,870 \times 0,667 \vee 0,167 \times 0,667 \times 1,0 \times 0,667 \vee 0,125 \times 0,947 \times 0,87 \times \times 0,956 \vee 0,250 \times 0,40 \times 0,87 \times 0,667 = 0,50; \quad (Б.28)$$

$$\mu^{нс}(Y_1) = 0,50 \times 0,40 \times 1,0 \times 0,40 \vee 0,250 \times 0,667 \times 1,0 \times 0,40 \vee 0,167 \times 0,667 \times \times 1,0 \times 0,667 \vee 0,125 \times 0,40 \times 0,870 \times 0,667 \vee 0,167 \times 0,667 \times 0,870 \times 0,40 \vee \vee 0,50 \times 0,40 \times 1,0 \times 0,667 = 0,40; \quad (Б.29)$$

$$\mu^{н}(Y_1) = 0,125 \times 0,40 \times 1,0 \times 0,40 \vee 0,250 \times 0,40 \times 1,0 \times 0,40 \vee 0,167 \times 0,40 \times 1,0 \times \times 0,40 \vee 0,125 \times 0,40 \times 1,0 \times 0,667 \vee 0,125 \times 0,667 \times 1,0 \times 0,40 \vee 0,125 \times 0,40 \times \times 0,870 \times 0,40 = 0,167. \quad (Б.30)$$

Знайдені ступені належності підставляють у нечіткі логічні рівняння (Б.16) – (Б.20), що визначають стан режиму роботи:

$$\mu^{в}(Y_2) = 0,885 \times 0,966 \times 0,966 \vee 0,775 \times 0,966 \times 0,966 \vee 0,885 \times 1,0 \times 0,966 \vee \vee 0,885 \times 0,966 \times 1,0 \vee 0,992 \times 0,966 \times 0,966 \vee 0,885 \times 0,988 \times 0,966 = 0,966; \quad (Б.31)$$

$$\mu^{вс}(Y_2) = 0,775 \times 0,988 \times 0,966 \vee 0,885 \times 0,988 \times 1,0 \vee 0,885 \times 1,0 \times 0,988 \vee \vee 0,992 \times 0,988 \times 0,988 \vee 0,992 \times 0,966 \times 1,0 \vee 0,775 \times 0,966 \times 0,988 = 0,988; \quad (Б.32)$$

$$\mu^{с}(Y_2) = 0,885 \times 1,0 \times 1,0 \vee 0,775 \times 0,988 \times 1,0 \vee 0,775 \times 1,0 \times 0,988 \vee 0,388 \times \times 1,0 \times 0,966 \vee 0,775 \times 0,988 \times 1,0 \vee 0,775 \times 0,667 \times 0,988 = 0,885; \quad (Б.33)$$

$$\mu^{нс}(Y_2) = 0,775 \times 1,0 \times 0,50 \vee 0,775 \times 0,50 \times 1,0 \vee 0,388 \times 1,0 \times 1,0 \vee 0,775 \times \times 0,667 \times 0,50 \vee 0,388 \times 0,988 \times 0,667 \vee 0,517 \times 0,50 \times 0,988 = 0,50; \quad (Б.34)$$

$$\mu^{н}(Y_2) = 0,388 \times 0,50 \times 0,50 \vee 0,775 \times 0,50 \times 0,50 \vee 0,388 \times 0,667 \times \times 0,50 \vee 0,388 \times 0,50 \times 1,0 \vee 0,388 \times 1,0 \times 0,50 \vee 0,388 \times 0,50 \times 0,667 = 0,50. \quad (Б.35)$$

Знайдені ступені належності підставляють у нечіткі логічні рівняння (Б.21) – (Б.25), що визначають стан режиму роботи:

$$\mu^{в}(Y_3) = 0,823 \times 1,0 \vee 1,0 \times 1,0 \vee 1,0 \times 0,167 \vee 1,0 \times 0,167 \vee 0,750 \times 1,0 \vee \vee 0,823 \times 0,167 = 1,0; \quad (Б.36)$$

$$\mu^{ВС}(Y_3) = 1,0 \times 1,0 \vee 0,823 \times 0,167 \vee 0,50 \times 1,0 \vee 1,0 \times 0,167 \vee 0,75 \times \times 1,0 \vee 0,375 \times 1,0 = 1,0; \quad (Б.37)$$

$$\mu^{С}(Y_3) = 0,823 \times 0,167 \vee 1,0 \times 0,167 \vee 0,75 \times 0,167 \vee 0,375 \times 0,167 \vee 1,0 \times \times 0,045 \vee 0,50 \times 0,167 = 0,167; \quad (Б.38)$$

$$\mu^{НС}(Y_3) = 0,50 \times 0,167 \vee 0,750 \times 0,045 \vee 1,0 \times 0,045 \vee 0,50 \times 0,045 \vee 1,0 \times \times 0,167 \vee 0,50 \times 0,167 = 0,167; \quad (Б.39)$$

$$\mu^{Н}(Y_3) = 0,375 \times 0,045 \vee 0,750 \times 0,045 \vee 0,50 \times 0,167 \vee 1,0 \times 0,045 \vee 0,375 \times \times 0,045 \vee 0,750 \times 0,045 = 0,167. \quad (Б.40)$$

Знайдені ступені належності підставляють у нечіткі логічні рівняння (Б.6) – (Б.10), що оцінюють ефективність роботи технологічного комплексі ІВ на основі комплексного показника режиму роботи, середньої щільності та коефіцієнту нерівнощільності заготовки ґрунтового матеріалу, який відповідає співвідношенню (3.97, див. розд. 3):

$$\mu^{z_1}(Z) = 0,167 \times 0,50 \times 0,167 \vee 0,870 \times 0,50 \times 0,167 \vee 0,167 \times 0,50 \times 0,167 \vee \vee 0,167 \times 0,50 \times 0,167 \vee 0,167 \times 0,885 \times 0,167 \vee 0,40 \times 0,50 \times 0,167 = 0,167; \quad (Б.41)$$

$$\mu^{z_2}(Z) = 0,50 \times 0,885 \times 0,167 \vee 0,50 \times 0,50 \times 0,167 \vee 0,167 \times 0,885 \times 0,167 \vee \vee 0,50 \times 0,50 \times 0,167 \vee 0,167 \times 0,988 \times 0,167 \vee 0,40 \times 0,885 \times 1,0 = 0,40; \quad (Б.42)$$

$$\mu^{z_3}(Z) = 0,870 \times 0,885 \times 0,167 \vee 0,50 \times 0,988 \times 0,167 \vee 0,50 \times 0,885 \times 1,0 \vee \vee 0,667 \times 0,885 \times 0,167 \vee 0,50 \times 0,885 \times 1,0 \vee 0,870 \times 0,885 \times 0,167 = 0,50; \quad (Б.43)$$

$$\mu^{z_4}(Z) = 0,50 \times 0,988 \times 1,0 \vee 0,870 \times 0,988 \times 0,167 \vee 0,50 \times 0,966 \times 1,0 \vee 0,667 \times \times 0,885 \times 1,0 \vee 0,667 \times 0,988 \times 0,167 \vee 0,50 \times 0,966 \times 1,0 = 0,667; \quad (Б.44)$$

$$\mu^{z_5}(Z) = 0,870 \times 0,966 \times 1,0 \vee 0,870 \times 0,966 \times 1,0 \vee 0,667 \times 0,966 \times 1,0 \vee 0,870 \times \times 0,988 \times 1,0 \vee 0,870 \times 0,966 \times 0,167 \vee 0,870 \times 0,966 \times 1,0 = 0,870. \quad (Б.45)$$

Таким чином, в результаті логічного висновку отримано таку нечітку множину: $\tilde{Z} = \left(\frac{0,167}{z_1}; \frac{0,40}{z_2}; \frac{0,50}{z_3}; \frac{0,667}{z_4}; \frac{0,870}{z_5} \right)$. Найбільший ступінь (0,870) має розв'язок z_5, тому найбільш ефективно технологічний комплекс на базі ІВ для ґрунтового матеріалу М3 (суглинок легкий пилуватий тугопластичний із гравієм, галькою із лінзами піску

сірий, вологістю 22,0 %) працює в режимі ВПУ-ІІІ. Слід зазначити, що така оцінка збігається з дійсними результатами інерційного ВУ поверхневого ущільнення.

Навчання нечіткої моделі виконувалось на основі синтезованої вибірки експериментальних даних, отриманих в науково-дослідній лабораторії гідродинаміки кафедри інженерних систем у будівництві ВНТУ, ТОВ «ШЛЯХБУД», ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ», а також ПрАТ «Барський машзавод». Експериментальні дані поділені на навчальну та тестову вибірки обсягом 64 і 32, відповідно. Інформація про об’єкти з навчальної та тестувальної вибірок наведена в
таблицях Б.10 і Б.11.

Таблиця Б.10 – Об’єкти навчальної і тестової вибірки

№ з/п навчальної вибірки	№ з/п тестової вибірки	Об’єкт
1 – 3, 5, 7, 8, 10, 12, 14, 15, 18, 20 – 24	4, 6, 9, 11, 13, 16, 17, 19	Кафедра інженерних систем у будівництві ВНТУ
25 – 28, 30, 32, 35 – 37, 39, 41, 42, 44 – 46, 48	29, 31, 33, 34,38, 40, 43, 47	ТОВ «ШЛЯХБУД»
50, 52, 54, 55, 57 – 61, 64 – 66, 68, 69, 71, 72	49, 51, 53, 56, 62, 63, 67, 70	ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ»
74 – 78, 80, 82, 84, 87 – 91, 93 – 95	73, 79, 81, 83, 85, 86, 92, 96	ПрАТ «Барський машзавод»

Таблиця Б.11 – Результати експериментальних досліджень заготовок на дослідному зразку ІВ (М1, М2, М3, М4 – ВПУ І, ІІ, ІІІ)

М1 (пісок крупний пухкий сірувато-коричневий насичений водою, вологість 13,0%)													
	x_7, с	x_6, КПа											
		2,83 (ВПУ-І)				4,24 (ВПУ-ІІ)				8,5 (ВПУ-ІІІ)			
1	2	3				4				5			
x_8, МПа		10,0	12,0	14,0	16,0	10,0	12,0	14,0	16,0	10,0	12,0	14,0	16,0
x_5, с		0,08	0,10	0,119	0,31	0,08	0,10	0,119	0,31	0,08	0,10	0,119	0,31
$x_9 \cdot 10^3$, $м^3/с$		2,0	2,4	3,1	4,0	2,0	2,4	3,1	4,0	2,0	2,4	3,1	4,0
$x_2 \cdot 10^4$, м		4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
x_3, м		0,67	0,85	1,0	1,44	0,67	0,85	1,0	1,44	0,67	0,85	1,0	1,44
x_4, $м^2$		1,9	2,0	2,2	2,3	1,9	2,0	2,2	2,3	1,9	2,0	2,2	2,3
x_1, $г/см^3$	0,92	1,40	1,48	1,78	1,70	1,32	1,49	1,46	1,71	1,23	1,73	1,27	1,65
ε_ρ, %		2,1	4,0	3,9	8,2	2,3	5,2	4,9	7,8	3,8	6,7	4,7	11,0
z		z_1	z_2	z_2	z_3	z_1	z_2	z_2	z_4	z_2	z_5	z_2	z_5
№ з/п		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
x_1, $г/см^3$	1,15	1,41	1,61	1,65	1,81	1,78	1,87	1,76	1,87	1,28	1,64	1,13	1,91
ε_ρ, %		2,2	5,4	5,3	7,9	3,8	7,7	5,0	8,0	2,9	5,9	1,0	13,0
z		z_1	z_2	z_2	z_3	z_2	z_4	z_2	z_4	z_1	z_2	z_1	z_5
№ з/п		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24

Продовження таблиці Б.11

М2 (супісок піщаний пластичний із гравієм, галькою із лінзами піску сірі, вологістю 13,0 %)													
1	2	3				4				5			
$x_2 \cdot 10^4$, м	/	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6
x_1, г/см^3	2,2	1,94	1,46	2,05	2,09	1,39	1,61	2,00	1,90	1,03	1,68	2,00	2,09
ε_ρ, %		3,2	2,5	5,8	5,9	1,0	4,9	7,1	10	3,9	6,1	2,1	8,0
z		z_2	z_1	z_3	z_3	z_1	z_2	z_4	z_4	z_1	z_2	z_2	z_5
№ п/п		25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
x_1, г/см^3	3,1	1,92	1,05	2,04	1,84	2,03	1,97	1,75	1,90	2,03	1,38	1,81	1,96
ε_ρ, %		4,1	2,9	6,4	3,4	6,8	6,1	5,3	9,7	7,6	2,0	4,8	6,9
z		z_2	z_1	z_3	z_2	z_4	z_4	z_2	z_4	z_5	z_1	z_2	z_5
№ п/п		37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48
М3 (суглинок легкий пилуватий тугопластичний із гравієм, галькою із лінзами піску сірий, вологість 22,0 %)													
$x_2 \cdot 10^4$, м	/	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0	9,0
x_1, гр/см^3	2,51	1,89	2,01	1,79	2,05	1,81	2,17	2,09	1,43	1,83	2,43	2,83	1,76
ε_ρ, %		3,2	8,2	7,9	9,2	7,2	6,3	7,9	1,0	7,2	10,2	9,2	5,5
z		z_2	z_3	z_2	z_3	z_2	z_4	z_4	z_1	z_3	z_5	z_5	z_2
№ п/п		49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
x_1, гр/см^3	5,12	1,49	1,81	1,81	2,18	1,82	2,29	2,36	1,50	1,47	2,14	1,83	2,17
ε_ρ, %		2,8	6,9	7,0	10,0	6,7	10,1	10,2	1,0	4,0	8,7	5,8	9,1
z		z_1	z_2	z_2	z_3	z_2	z_4	z_4	z_1	z_1	z_5	z_2	z_5
№ п/п		61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72

Продовження таблиці Б.11

М4 (глина легка пилувата тверда із прошарками піщаника, піску зеленувато-сіра, вологість 17,0 %)													
1	2	3				4				5			
$x_2 \cdot 10^4$, м	/	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4
x_1, г/см^3	0,97	1,98	2,0	2,06	1,48	1,56	1,46	1,59	2,03	1,02	1,65	1,66	2,02
ε_ρ, %		2,9	4,1	3,8	3,2	4,1	4,0	4,7	6,0	1,0	4,3	3,9	6,1
z		z_2	z_3	z_3	z_1	z_2	z_1	z_2	z_4	z_1	z_2	z_2	z_5
№ з/п		73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84
x_1, г/см^3	6,1	1,48	1,48	2,29	1,98	1,46	1,94	2,26	1,93	1,93	2,22	2,15	1,32
ε_ρ, %		3,1	3,0	9,8	3,3	3,9	5,1	10,0	5,4	5,3	11,0	9,6	1,0
z		z_1	z_1	z_3	z_2	z_1	z_2	z_4	z_2	z_2	z_5	z_5	z_1
№ з/п		85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96

Для настроювання нечіткої моделі обрані такі параметри: коефіцієнти носіїв нечіткої множини нечітких термів; параметри ядра нечіткої множини та вагові коефіцієнти правил нечітких баз знань. Кількість параметрів функцій належності дорівнює 37·(2+2)=148. Додаючи до цього числа кількість нечітких правил, отримуємо що загальна кількість параметрів, що настроюються, дорівнює 148+120=268 керованих змінних.

Навчання нечіткої моделі здійснено генетичним алгоритмом [306], [307] при таких параметрах: pop_size =20; cross_num=15; mut_num =10; gene_mut =15; epoch_num =200. У результаті навчання отримані оптимальні значення параметрів функцій належностей нечітких термів та вагових коефіцієнтів правил баз знань у таблицях Б.12 і Б.13.

Таблиця Б.12 – Параметри функцій належностей нечітких термів після навчання

Параметр стану	Терми	Параметри функції належності									
		a	a_1	b	b_1	c	c_1	d	d_1	k	k_1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
x_1	Н		2,23								3,21
	НС	0		2,34	2,41						3,21
	С	0				2,42	2,57				3,21
	ВС	0						2,6	2,38		3,21
	В	0								2,96	
$x_2 \cdot 10^5$	Н		76,1								105
	С	0				79,13	88,57				105
	В	0								93,21	
x_3	Н		0,75								2,04
	С	0				1,01	1,33				2,04
	В	0								1,48	
$x_4 \cdot 10^3$	Н		1,50								2,81
	С	0				1,85	2,23				2,81
	В	0								2,44	
x_5	Н		0,07								0,17
	НС	0		0,08	0,09						0,17
	С	0				0,102	0,14				0,17
	ВС	0						0,12	0,14		0,17
	В	0								0,152	
$x_6 \cdot 10^3$	Н		7,8								8,99
	НС	0		8,20	8,34						8,99
	С	0				8,40	8,52				8,99
	ВС	0						8,14	8,75		8,99
	В	0								8,84	
x_7	Н		0,91								10,1
	НС	0		1,82	3,0						10,1
	С	0				4,01	5,3				10,1
	ВС	0						6,15	7,28		10,1
	В	0								8,63	
x_8	Н		3,81								21,1
	НС	0		5,1	8,0						21,1
	С	0				9,13	11,81				21,1
	ВС	0						13,0	17,1		21,1
	В	0								19,1	
$x_9 \cdot 10^3$	Н		1,0								4,12
	С	0				2,22	2,53				4,12
	В	0								3,53	

Таблиця Б.13 – Вагові коефіцієнти правил після навчання

Порядковий номер правила	Ваговий коефіцієнт	Порядковий номер правила	Ваговий коефіцієнт
1	2	3	4
1	0,896	62	0,744
2	0,933	63	0,931
3	0,420	64	1,0
4	0,553	65	0,981
5	0,875	66	0,816
6	0,821	67	0,784
7	0,963	68	0,933
8	0,741	69	0,429
9	0,987	70	0,501
10	0,526	81	0,667
11	0,667	82	0,843
12	0,801	83	0,936
13	0,968	84	0,950
14	0,748	85	0,632
15	0,859	86	0,805
16	0,811	87	0,711
17	0,779	88	0,498
18	0,741	89	0,433
19	0,698	80	0,874
20	0,955	91	0,686
21	0,748	92	0,799
22	0,756	93	0,602
23	0,932	94	0,987
24	0,912	95	1,0
25	0,773	96	0,722
26	0,450	97	0,992
27	0,880	98	0,776
28	0,965	99	0,558
29	0,927	90	0,864
30	0,612	91	0,938
31	0,749	92	0,947
32	0,591	93	0,628
33	0,505	94	0,779
34	1,0	95	0,946
35	0,987	96	0,813
36	0,673	97	0,801
37	0,928	98	0,791

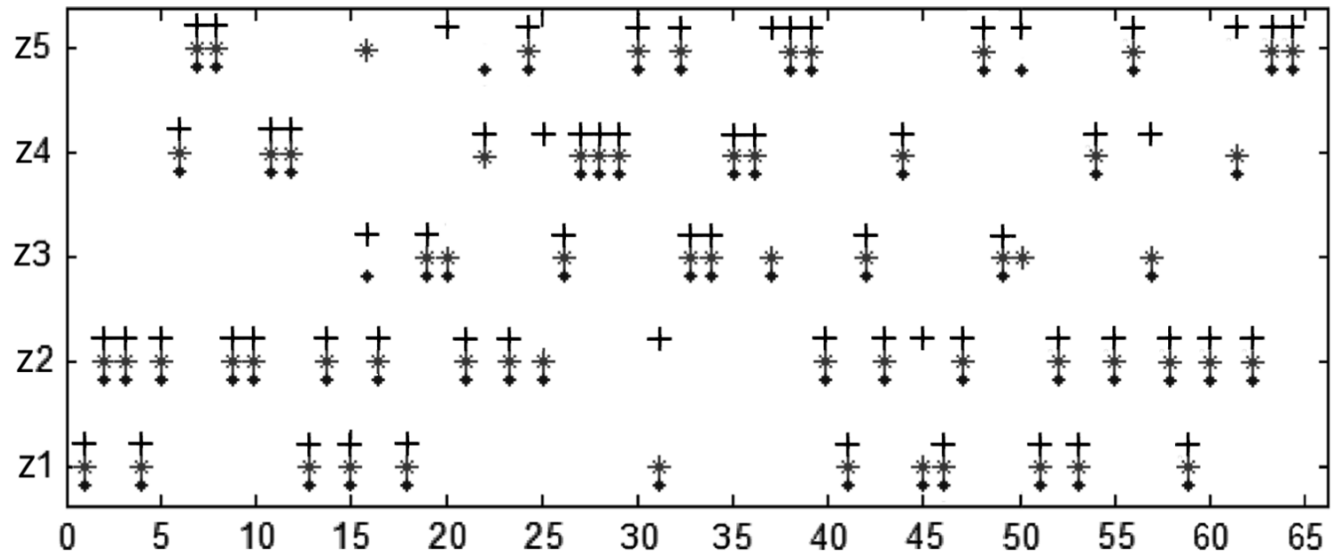
Продовження таблиці Б.13

1	2	3	4
38	1,0	99	0,837
39	0,687	100	0,919
40	0,352	101	1,0
41	0,722	102	0,958
42	0,980	103	0,827
43	0,771	104	0,968
44	0,891	105	0,947
45	0,967	106	0,821
46	0,438	107	0,768
47	0,993	108	0,436
48	1,0	109	0,819
49	0,798	110	0,587
50	0,692	111	0,516
51	0,725	112	0,977
52	0,668	113	0,684
53	0,587	114	0,974
54	0,964	115	0,617
55	0,941	116	0,827
56	0,985	117	0,581
57	0,599	118	0,966
58	1,0	119	0,668
59	0,745	120	0,799
60	0,921		

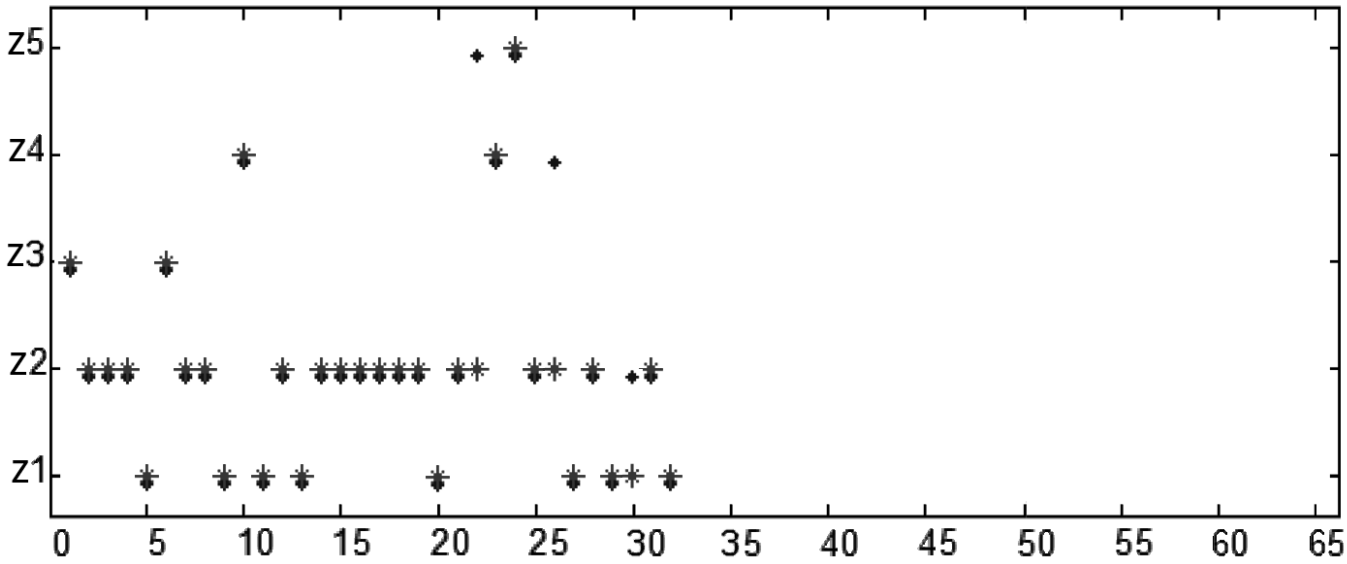
Зіставлення дійсних значень результатів оцінки ефективності технологічного комплексу ІВ з результатами прийняття рішення за нечіткою моделлю наведено на рисунку Б.6. Після навчання кількість помилкових рішень на навчальній вибірці зменшилася в 3 рази і складає 3 помилки на 64 результати оцінки. На тестовій вибірці з 32 результатів оцінки прийнято 3 помилкових рішення. Загалом з 96 результатів оцінки збігання модельного рішення з дійсним результатом оцінки ефективності технологічного комплексу ІВ спостерігалося в 90 випадках, тобто в 93,75 %. У решті випадках дійсному результату відповідало друге за рангом модельне рішення.

Розподіл діагностичних помилок представлено на рисунку Б.7. На рисунку Б.7 використовуються такі позначення: N=96 – загальна кількість результатів оцінки ефективності технологічного комплексу ІВ верифікованими причинами; N_i – кількість результатів оцінки, об’єктивною причиною виникнення яких є z_i, $i=\overline{1,5}$; N_{ij} – кількість

результатів оцінки, для яких модельний діагноз є z_j, а дійсною причиною їх виникнення є z_i, $i, j = \overline{1,5}$.



а)



б)

* – дійсний результат оцінки; + – результат оцінки до навчання; • – результат оцінки після навчання

Рисунок Б.6 – Перевірка діагностичної моделі

а) – перевірка на навчальній вибірці; б) – перевірка на тестовій вибірці

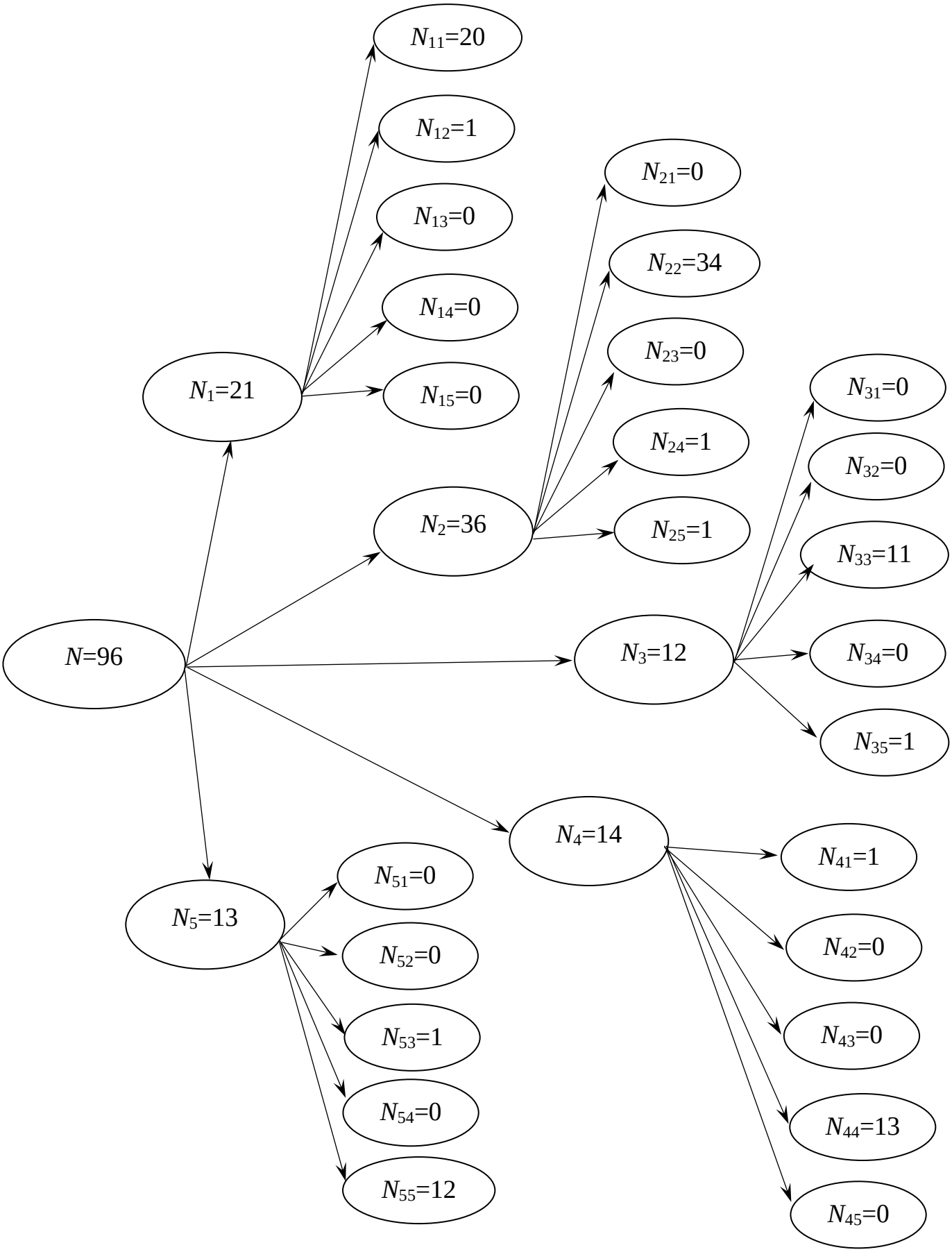


Рисунок Б.7 – Розподіл помилок результатів оцінки ефективності технологічного комплексу ІВ

Статистичні оцінки якості діагностування по кожному типу рішень є такими:

$\hat{p}_{11} = 0{,}952$; $\hat{p}_{12} = 0{,}048$; $\hat{p}_{13} = 0$; $\hat{p}_{14} = 0$; $\hat{p}_{15} = 0$;

$\hat{p}_{21} = 0$; $\hat{p}_{22} = 0{,}944$; $\hat{p}_{23} = 0$; $\hat{p}_{24} = 0{,}028$; $\hat{p}_{25} = 0{,}028$;

$\hat{p}_{31} = 0$; $\hat{p}_{32} = 0$; $\hat{p}_{33} = 0{,}917$; $\hat{p}_{34} = 0$; $\hat{p}_{35} = 0{,}083$;

$\hat{p}_{41} = 0{,}071$; $\hat{p}_{42} = 0$; $\hat{p}_{43} = 0$; $\hat{p}_{44} = 0{,}929$; $\hat{p}_{45} = 0$;

$\hat{p}_{51} = 0$; $\hat{p}_{52} = 0$; $\hat{p}_{53} = 0{,}077$; $\hat{p}_{54} = 0$; $\hat{p}_{55} = 0{,}923$.

Додаток В

Програмна реалізація математичного методу чисельного моделювання гідродинамічних процесів

```
#include <cstdlib>
#include <iostream>
#include <iomanip>
#include <ctime>
#include <stdio.h>
#include <cmath>
#include <map>
#include "HighResolutionTimer.hpp"
#include "Fluid3D.hpp"
#include "ArrayAlloc.hpp"

using namespace std;

#define C_B      0x0000   // obstacle
#define C_F      0x0010   // fluid

HighResolutionTimer timer3;
HighResolutionTimer timer4;
HighResolutionTimer timer5;
extern HighResolutionTimer timer8;

Fluid3D::Fluid3D()
{
}
void Fluid3D::GetDomainSize(int& x,int& y,int& z)
{
  // +2 - border boundary cells
  x=imax+2;
  y=jmax+2;
  z=kmax+2;
}
double Fluid3D::GetStepSize()
{
  return delt;
}
/*
void Fluid3D::GetCellSize(double& cellsizex,double& cellsizey)
{
  cellsizex=delx;
  cellsizey=dely;
}
*/
void  Fluid3D::SetCellVelocity(int x,int y,int z,double u,double v,double w)
{
  U[x][y][z]=(REAL)u;
  V[x][y][z]=(REAL)v;
```

```
  W[x][y][z]=(REAL)w;
}
void Fluid3D::SetCellVelocityU(int x,int y,int z,double u)
{
  U[x][y][z]=(REAL)u;
}
void Fluid3D::SetCellVelocityV(int x,int y,int z,double v)
{
  V[x][y][z]=(REAL)v;
}
void Fluid3D::SetCellVelocityW(int x,int y,int z,double w)
{
  W[x][y][z]=(REAL)w;
}
/*
double Fluid3D::GetCellVelocityU(int x,int y)
{
  return U[x][y];
}
double Fluid3D::GetCellVelocityV(int x,int y)
{
  return V[x][y];
}
*/
void Fluid3D::GetVelocity(int x,int y,int z,double& u,double& v,double& w)
{
//  u=(REAL)((U[x][y]+U[x-1][y])/2.0);
//  v=(REAL)((V[x][y]+V[x][y-1])/2.0);
  u=(REAL)U[x][y][z];
  v=(REAL)V[x][y][z];
  w=(REAL)W[x][y][z];
}
void Fluid3D::GetPressure(int x,int y,int z,double& p)
{
  p=(REAL)P[x][y][z];
}
Fluid3D::CellType Fluid3D::GetCellType(int x,int y,int z)
{
//  if(FLAG[x][y] & C_F)
  if(x!=0 && y!=0 && z!=0 && x!=imax+1 && y!=jmax+1 && z!=kmax+1)
    return CELL_FLUID;//fluid

  return CELL_OBSTACLE;//obstacle
}

string Fluid3D::ReadWord(string& line)
{
  string result;
  for(int i=0;i<(int)line.size();i++)
  {
    if(line[i]=='\n' || line[i]=='\t' || line[i]=='\r' || line[i]==' ')
      break;
```

```
    result+=line[i];
  }
  return result;
}
void Fluid3D::GetString(string line,char* resultstr)
{
  string s=ReadWord(line);
  strcpy(resultstr,s.c_str());
}
Fluid3D::REAL Fluid3D::GetDouble(string line)
{
  string s=ReadWord(line);
  double f=(float)atof(s.c_str());
  return (REAL)f;
}
//    READ_PARAMETER reads the input parameters from "Inputfile".
int Fluid3D::READ_PARAMETER()
{
  char fname[_MAX_FNAME];
  char dir[_MAX_DIR];
  _splitpath(Inputfile,NULL,dir,fname,NULL);

  string path=string(dir);
  string title=path+string(fname);
  string geo=title;
  geo.append(".geo");
  if(!geofile.ReadLines(geo.c_str()))
    return 1;
  CommonRoutines::TextFile file;
  if(!file.ReadLines(Inputfile))
    return 1;
  int linecount=file.LineCount();
  if(linecount!=21)
    return 1;

  imax=(int)geofile.GetLine(0).size()-2;
  jmax=geofile.LineCount()-2;
  kmax=jmax;

  xlength=GetDouble(file.GetLine(1));
  ylength=GetDouble(file.GetLine(2));
  zlength=ylength;
  delt=GetDouble(file.GetLine(3));
  tau=GetDouble(file.GetLine(4));
  N=(int)GetDouble(file.GetLine(5));
  itermax=(int)GetDouble(file.GetLine(6));
  omg=GetDouble(file.GetLine(8));
  gamma=GetDouble(file.GetLine(9));
  Re=GetDouble(file.GetLine(10));
  GX=GetDouble(file.GetLine(13));
  GY=GetDouble(file.GetLine(14));
  GZ=0;
```

```
  UI=GetDouble(file.GetLine(15));
  VI=GetDouble(file.GetLine(16));
  WI=0;
  wW=(int)GetDouble(file.GetLine(17));
  wE=(int)GetDouble(file.GetLine(18));
  wN=(int)GetDouble(file.GetLine(19));
  wS=(int)GetDouble(file.GetLine(20));
  return 0;
}

//    SETBCOND sets the boundary conditions at the boundary strip.
void Fluid3D::SETBCOND()
{
  int i;
  int j;
  int k;

  // left wall
  for(k=0;k<=kmax+1;k++)
    for(j=0;j<=jmax+1;j++)
    {
      U[0][j][k]=0;
      V[0][j][k]=0;
      W[0][j][k]=0;
    }
  // right wall
  for(k=0;k<=kmax+1;k++)
    for(j=0;j<=jmax+1;j++)
    {
      U[imax][j][k]=0;
      V[imax+1][j][k]=0;
      W[imax+1][j][k]=0;
    }
  // down wall
  for(i=0;i<=imax+1;i++)
    for(j=0;j<=jmax+1;j++)
    {
      U[i][j][0]=0;
      V[i][j][0]=0;
      W[i][j][0]=0;
    }
  // up wall
  for(i=0;i<=imax+1;i++)
    for(j=0;j<=jmax+1;j++)
    {
      U[i][j][kmax+1]=0;
      V[i][j][kmax+1]=0;
      W[i][j][kmax]=0;
    }
  // front wall
  for(i=0;i<=imax+1;i++)
    for(k=0;k<=kmax+1;k++)
```

```
    {
      U[i][0][k]=0;
      V[i][0][k]=0;
      W[i][0][k]=0;
    }
  // back wall
  for(i=0;i<=imax+1;i++)
    for(k=0;k<=kmax+1;k++)
    {
      U[i][jmax+1][k]=0;
      V[i][jmax][k]=0;
      W[i][jmax+1][k]=0;
    }

//  if(wE==1)
//  {
    //western and eastern boundary.
/*
    for(j=0;j<=jmax+1;j++)
    {
      U[0][j] = 0.0;
      U[imax][j] = 0.0;
      V[0][j] = 0;
      V[imax+1][j] = 0;
    }
//  northern and southern boundary.
    for(i=0;i<=imax+1;i++)
    {
      U[i][0] = 0;
      U[i][jmax+1] = 0;
      V[i][0] = 0.0;
      V[i][jmax] = 0.0;
    }
*/
//  }
/*
  if(wE==3)
  {
    for(j=0;j<=jmax+1;j++)
    {
      U[imax][j] = U[imax-1][j];
      V[imax+1][j] = V[imax][j];
    }
  }
*/
}
Fluid3D::REAL Fluid3D::MixingDerivatives(REAL*** D1,REAL*** D2,int i,int j,int k,int iadd,int
jadd,int kadd)
{
  return ( D1[i][j][k]*D2[i][j][k] - D1[i+iadd][j+jadd][k+kadd]*D2[i+iadd][j+jadd][k+kadd] );
}
//    COMP_FG computes the tentative velocity field (F,G).
```

```
void Fluid3D::COMP_FG()
{
 int  i,j,k;
 REAL UUx,UVy,UWz,LAPLU;
 REAL UVx,VVy,VWz,LAPLV;
 REAL UWx,VWy,WWz,LAPLW;

  //  F G H at external boundary.
  for (i=0;i<=imax+1;i++)
   for (j=0;j<=jmax+1;j++)
    for (k=0;k<=kmax+1;k++)
    {
      F[i][j][k]=U[i][j][k];
      G[i][j][k]=V[i][j][k];
      H[i][j][k]=W[i][j][k];
    }

  for (i=1;i<=imax-1;i++)
   for (j=1;j<=jmax;j++)
    for (k=1;k<=kmax;k++)
    {
      UUx=MixingDerivatives(U,U,i,j,k,-1,0,0)/((REAL)4.0*delx);
      UVy=MixingDerivatives(U,V,i,j,k,0,-1,0)/((REAL)4.0*dely);
      UWz=MixingDerivatives(U,W,i,j,k,0,0,-1)/((REAL)4.0*delz);
      LAPLU=(U[i+1][j][k]-2*U[i][j][k]+U[i-1][j][k])/delx/delx+
                  (U[i][j+1][k]-2*U[i][j][k]+U[i][j-1][k])/dely/dely+
                  (U[i][j][k+1]-2*U[i][j][k]+U[i][j][k-1])/delz/delz;
      F[i][j][k] = U[i][j][k]+delt*(LAPLU/Re-UUx-UVy-UWz+GX);
    }
  for (i=1;i<=imax;i++)
   for (j=1;j<=jmax-1;j++)
    for (k=1;k<=kmax;k++)
    {
      UVx=MixingDerivatives(U,V,i,j,k,-1,0,0)/((REAL)4.0*delx);
      VVy=MixingDerivatives(V,V,i,j,k,0,-1,0)/((REAL)4.0*dely);
      VWz=MixingDerivatives(V,W,i,j,k,0,0,-1)/((REAL)4.0*delz);
      LAPLV=(V[i+1][j][k]-2*V[i][j][k]+V[i-1][j][k])/delx/delx+
                  (V[i][j+1][k]-2*V[i][j][k]+V[i][j-1][k])/dely/dely+
                  (V[i][j][k+1]-2*V[i][j][k]+V[i][j][k-1])/delz/delz;
      G[i][j][k] = V[i][j][k]+delt*(LAPLV/Re-UVx-VVy-VWz+GY);
    }
  for (i=1;i<=imax;i++)
   for (j=1;j<=jmax;j++)
    for (k=1;k<=kmax-1;k++)
    {
      UWx=MixingDerivatives(U,W,i,j,k,-1,0,0)/((REAL)4.0*delx);
      VWy=MixingDerivatives(V,W,i,j,k,0,-1,0)/((REAL)4.0*dely);
      WWz=MixingDerivatives(W,W,i,j,k,0,0,-1)/((REAL)4.0*delz);
      LAPLW=(W[i+1][j][k]-2*W[i][j][k]+W[i-1][j][k])/delx/delx+
                  (W[i][j+1][k]-2*W[i][j][k]+W[i][j-1][k])/dely/dely+
                  (W[i][j][k+1]-2*W[i][j][k]+W[i][j][k-1])/delz/delz;
      H[i][j][k] = W[i][j][k]+delt*(LAPLW/Re-UWx-VWy-WWz+GZ);
```

```
    }
}

//    POISSON - solve Poisson equation for the pressure.
int Fluid3D::POISSON()
{
 int i,j,k;

 int flag=0;
 REAL C=-(REAL)2.0/(delx*delx)-(REAL)2.0/(dely*dely)-(REAL)2.0/(delz*delz);
 REAL XX=(REAL)1.0/(delx*delx*C);
 REAL YY=(REAL)1.0/(dely*dely*C);
 REAL ZZ=(REAL)1.0/(delz*delz*C);
 REAL rhscoeff=((REAL)1/delt)*((REAL)1/C);

// for (int iter=1;iter<=itermax;iter++)
for (int iter=1;iter<3;iter++)
{
    //  copy values at external boundary
  // left wall
  for(k=1;k<=kmax;k++)
    for(j=1;j<=jmax;j++)
      P[0][j][k]=P[1][j][k];
  // right wall
  for(k=1;k<=kmax;k++)
    for(j=1;j<=jmax;j++)
      P[imax+1][j][k]=P[imax][j][k];
  // down wall
  for(i=1;i<=imax;i++)
    for(j=1;j<=jmax;j++)
      P[i][j][0]=P[i][j][1];
  // up wall
  for(i=1;i<=imax;i++)
    for(j=1;j<=jmax;j++)
      P[i][j][kmax+1]=P[i][j][kmax];
  // front wall
  for(i=1;i<=imax;i++)
    for(k=1;k<=kmax;k++)
      P[i][0][k]=P[i][1][k];
  // back wall
  for(i=1;i<=imax;i++)
    for(k=1;k<=kmax;k++)
      P[i][jmax+1][k]=P[i][jmax][k];

    timer8.SetBeginPeriod();
    // gauss zeidel iteration - work with only 1 iteration !
            for (i=1;i<=imax;i++)
     for (j=1;j<=jmax;j++)
      for (k=1;k<=kmax;k++)
      {
         RHS[i][j][k]=rhscoeff*(  (F[i][j][k]-F[i-1][j][k])/delx + (G[i][j][k]-G[i][j-1][k])/dely+ (H[i][j][k]-
H[i][j][k-1])/delz  );
```

```
        P[i][j][k]=-(P[i+1][j][k]+P[i-1][j][k])*XX
                -(P[i][j+1][k]+P[i][j-1][k])*YY
                -(P[i][j][k+1]+P[i][j][k-1])*ZZ + RHS[i][j][k];
//        int a=5;
//        a++;
      }
    timer8.SetEndPeriod();
 }

  return 0;
}
//    ADAP_UV computes the new velocity values.
void Fluid3D::ADAP_UV()
{
 int i,j,k;

  for (i=1;i<=imax-1;i++)
   for (j=1;j<=jmax;j++)
    for (k=1;k<=kmax;k++)
      U[i][j][k] = F[i][j][k]-(P[i+1][j][k]-P[i][j][k])*delt/delx;
  for (i=1;i<=imax;i++)
   for (j=1;j<=jmax-1;j++)
    for (k=1;k<=kmax;k++)
      V[i][j][k] = G[i][j][k]-(P[i][j+1][k]-P[i][j][k])*delt/dely;
  for (i=1;i<=imax;i++)
   for (j=1;j<=jmax;j++)
    for (k=1;k<=kmax-1;k++)
      W[i][j][k] = H[i][j][k]-(P[i][j][k+1]-P[i][j][k])*delt/delz;
}
bool Fluid3D::Create(std::string filename_)
{
/*
  int i,j,k;
  U=AllocateMatrix3<REAL>(2,3,4);
  V=AllocateMatrix3<REAL>(4,2,3);
  for(i=0;i<2;i++)
   for(j=0;j<3;j++)
    for(k=0;k<4;k++)
      U[i][j][k]=i*j*k;
  for(i=0;i<4;i++)
   for(j=0;j<2;j++)
    for(k=0;k<3;k++)
      V[i][j][k]=i*j*k+1;
  for(i=0;i<2;i++)
   for(j=0;j<3;j++)
    for(k=0;k<4;k++)
    {
      if(U[i][j][k]!=i*j*k)
      {
        int a=1;
        a+=5;
        a++;
```

```
      }
     }
  for(i=0;i<4;i++)
   for(j=0;j<2;j++)
    for(k=0;k<3;k++)
    {
     if(V[i][j][k]!=i*j*k+1)
     {
      int a=1;
      a+=5;
      a++;
     }
    }
  FreeMatrix3(U,2,3);
  FreeMatrix3(V,4,2);
*/
  strcpy(Inputfile,filename_.c_str());
  if(READ_PARAMETER()!= 0)
    return false;
  delx=xlength/imax;
  dely=ylength/jmax;
  delz=zlength/kmax;
  U=AllocateMatrix3<REAL>(imax+2,jmax+2,kmax+2);
  V=AllocateMatrix3<REAL>(imax+2,jmax+2,kmax+2);
  W=AllocateMatrix3<REAL>(imax+2,jmax+2,kmax+2);
  F=AllocateMatrix3<REAL>(imax+2,jmax+2,kmax+2);
  G=AllocateMatrix3<REAL>(imax+2,jmax+2,kmax+2);
  H=AllocateMatrix3<REAL>(imax+2,jmax+2,kmax+2);
  P=AllocateMatrix3<REAL>(imax+2,jmax+2,kmax+2);
  RHS=AllocateMatrix3<REAL>(imax+2,jmax+2,kmax+2);
  //FLAG=AllocateColumnMatrix<int>(imax+2,jmax+2);
  //init uvp
  int i,j,k;
  for(i=0;i<=imax+1;i++)
   for(j=0;j<=jmax+1;j++)
    for(k=0;k<=kmax+1;k++)
    {
     U[i][j][k] = UI;
            V[i][j][k] = VI;
            W[i][j][k] = WI;
            P[i][j][k] = 0;
    }
/*
  //  INIT_FLAGS
  for(i=0;i<=imax+1;i++)
  {
   FLAG[i][0]      = C_B;
   FLAG[i][jmax+1] = C_B;
  }
  for(j=0;j<=jmax+1;j++)
//  for(j=1;j<=jmax;j++)
  {
```

```
    FLAG[0][j]      = C_B;
    FLAG[imax+1][j] = C_B;
  }
  //  all inner cells fluid cells.
  for(i=1;i<=imax;i++)
    for(j=1;j<=jmax;j++)
      FLAG[i][j] = C_F;
*/
  return true;
}
void Fluid3D::Destroy()
{
  FreeMatrix3(U,imax+2,jmax+2);
  FreeMatrix3(V,imax+2,jmax+2);
  FreeMatrix3(W,imax+2,jmax+2);
  FreeMatrix3(F,imax+2,jmax+2);
  FreeMatrix3(G,imax+2,jmax+2);
  FreeMatrix3(H,imax+2,jmax+2);
  FreeMatrix3(P,imax+2,jmax+2);
  FreeMatrix3(R HS,imax+2,jmax+2);
//  FreeColumnMatrix(FLAG,imax+2);
}
void Fluid3D::RunPhysic()
{
  delt=(REAL)0.0005;
  timer4.SetBeginPeriod();
  timer4.SetEndPeriod();
  //  Compute tentative velocity field (F,G)
  COMP_FG ();
  timer3.SetBeginPeriod();
  //  Compute right hand side for pressure equation
  //  Solve the pressure equation
  POISSON();
  timer3.SetEndPeriod();
  //  Compute the new velocity field
  ADAP_UV ();
}

#ifndef WINVER                          // Allow use of features specific to Windows XP or later.
#define WINVER 0x0501           // Change this to the appropriate value to target other versions of
Windows.
#endif
#ifndef _WIN32_WINNT            // Allow use of features specific to Windows XP or later.
#define _WIN32_WINNT 0x0501     // Change this to the appropriate value to target other versions of
Windows.
#endif
#ifndef _WIN32_WINDOWS                  // Allow use of features specific to Windows 98 or later.
#define _WIN32_WINDOWS 0x0410 // Change this to the appropriate value to target Windows Me or
later.
#endif
#ifndef _WIN32_IE                       // Allow use of features specific to IE 6.0 or later.
#define _WIN32_IE 0x0600 // Change this to the appropriate value to target other versions of IE.
```

```
#endif

#define WIN32_LEAN_AND_MEAN		// Exclude rarely-used stuff from Windows headers
#include <windows.h>
#include <commctrl.h>
#include <stdlib.h>
#include <malloc.h>
#include <memory.h>
#include <mmsystem.h>
#include <tchar.h>
#include <ctime>
#include <string>
#include "resource.h"
#include "DirectWinKeyBoard.hpp"
#include "Scene.hpp"
#include "HighResolutionTimer.hpp"
#include "CommonException.hpp"
#include "WinDirectory.hpp"
#include "GDI.hpp"

using namespace std;
//using namespace EgenLib;

// визуализация и управление физикой fluid
Scene scene;
// win gdi drawing functions
GDI gdi;
DirectWinKeyBoard keyboard;
HWND appwnd=NULL;
HWND hModelessDlg;
BOOL CALLBACK ModelessDlgProc(HWND, UINT, WPARAM, LPARAM);
HighResolutionTimer timer0;
HighResolutionTimer timer1;
HighResolutionTimer timer2;
HighResolutionTimer timer6;
HighResolutionTimer timer7;
HighResolutionTimer timer8;
HighResolutionTimer timer9;
extern HighResolutionTimer timer3;
extern HighResolutionTimer timer4;
extern HighResolutionTimer timer5;
int actiontype=1;

#define MAX_LOADSTRING 100
// Global Variables:
HINSTANCE hInst;                                // current instance
TCHAR szTitle[MAX_LOADSTRING];                  // The title bar text
TCHAR szWindowClass[MAX_LOADSTRING];            // the main window class name

// Forward declarations of functions included in this code module:
ATOM                MyRegisterClass(HINSTANCE hInstance);
HWND                InitInstance(HINSTANCE, int);
```

```
LRESULT CALLBACK      WndProc(HWND, UINT, WPARAM, LPARAM);
INT_PTR CALLBACK      About(HWND, UINT, WPARAM, LPARAM);

void ProcessKeyboardEvent()
{
 if(keyboard.KeyIsPressing(VK_ESCAPE))
   PostQuitMessage( 0 );
 int key=0;

 if(keyboard.KeyIsPressing(VK_F5))
 {
  key=VK_F5;
 }
}
int timecount=80;
int rendercount=0;
long curfps=0,physcounter=0;

void Run()
{
 timer0.SetBeginPeriod();
 physcounter++;
 timer1.SetBeginPeriod();
 // process all fluid physics
 scene.RunPhysicStep();
 timer1.SetEndPeriod();
 timer2.SetBeginPeriod();
 if(rendercount>0)
 {
  rendercount--;
  timer2.SetEndPeriod();
  timer0.SetEndPeriod();
  return;
 }
 rendercount=10;

 // visualize fluid
 gdi.Clear();
 scene.Render(gdi);
 timer2.SetEndPeriod();

 RECT trect;
 trect.left=5;
 trect.top=370;
 trect.right=500;
 trect.bottom=800;
 timer0.SetEndPeriod();

 double delt=scene.GetStepSize();
 string t="";
 char msg[100];
 sprintf(msg,"Physic FPS=%d\n",curfps);
```

```
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Step size %.5lf second,  %.1lf ms\n",delt,delt*1000);
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Total %d ms\n",(int)timer0.CalcAverage());
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Total Physic %d ms\n",(int)timer1.CalcAverage());
  t=t.append(msg);
//  sprintf(msg,"Poisson solve %d ms\n",(int)timer3.CalcAverage());
//  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Poisson solve %.2lf ms\n",timer3.CalcAverage());
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Poisson0 %.2lf ms\n",timer8.CalcAverage());
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Advance particles %.2lf ms\n",timer4.CalcAverage());
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Advance particles0 %.2lf ms\n",timer5.CalcAverage());
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Render %d ms\n",(int)timer2.CalcAverage());
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Render cells %.2lf ms\n",timer6.GetLastPeriodDuration());
//  sprintf(msg,"Render cells %.2lf ms\n",timer9.GetLastPeriodDuration());
  t=t.append(msg);
  sprintf(msg,"Render grid %d ms\n",(int)timer7.CalcAverage());
  t=t.append(msg);
//  sprintf(msg,"R3 %d ms\n",(int)timer5.CalcAverage());
//  t=t.append(msg);
  gdi.TextBlock((char*)t.c_str(),trect);

  timecount--;
  if(timecount<0)
  {
    timer0.Reset();
    timer1.Reset();
    timer2.Reset();
    timer3.Reset();
    timer4.Reset();
    timer5.Reset();
    timer6.Reset();
    timer7.Reset();
    timer8.Reset();
    timecount=40;
  }
  // double buffering drawing (bitblt)
//  timer9.SetBeginPeriod();
  gdi.Flip();
//  timer9.SetEndPeriod();
//  Sleep(10);
}
int APIENTRY _tWinMain(HINSTANCE hInstance,
                       HINSTANCE hPrevInstance,
                       LPTSTR    lpCmdLine,
                       int       nCmdShow)
```

```
{
	UNREFERENCED_PARAMETER(hPrevInstance);
	UNREFERENCED_PARAMETER(lpCmdLine);
	// TODO: Place code here.
	MSG msg;
	HACCEL hAccelTable;

	// Initialize global strings
	LoadString(hInstance, IDS_APP_TITLE, szTitle, MAX_LOADSTRING);
	LoadString(hInstance, IDC_MAIN, szWindowClass, MAX_LOADSTRING);
	MyRegisterClass(hInstance);

	// Perform application initialization:
 HWND hWnd;
	if (!(hWnd=InitInstance (hInstance, nCmdShow)))
	{
		return FALSE;
	}
 appwnd=hWnd;
	hAccelTable = LoadAccelerators(hInstance, MAKEINTRESOURCE(IDC_MAIN));
 SetWindowPos(hWnd,HWND_TOP,
	0,-40,660,610,
	SWP_SHOWWINDOW);

 hModelessDlg = CreateDialog(GetModuleHandle(NULL),
	  MAKEINTRESOURCE(IDD_MODELESS), hWnd, ModelessDlgProc);
 ShowWindow(hModelessDlg,SW_SHOW);
 scene.init();

 RECT rect;
 GetWindowRect(appwnd,&rect);
 int startx=0;
 int starty=15;
 int h=rect.bottom-rect.top;
 int w=rect.right-rect.left;
 gdi.Create(appwnd,w,h);
 gdi.SetBackgroundColor(GDI_WHITE);
 gdi.SetFont("Arial",12);

 long starttime=timeGetTime();
	ZeroMemory( &msg, sizeof(msg) );
 // Enter the message loop
 while( msg.message!=WM_QUIT )
 {
  if( PeekMessage( &msg, NULL, 0U, 0U, PM_REMOVE ) )
  {
		if (!IsDialogMessage(hModelessDlg, &msg))
    {
			TranslateMessage(&msg);
			DispatchMessage(&msg);
		}
  }
```

```
//    else
//    {
      long curtime=timeGetTime();
      if(curtime>starttime+1000)
      {
        starttime=timeGetTime();
        curfps=physcounter;
        physcounter=0;
      }
      ProcessKeyboardEvent();
      // run one time step
      Run();
      //      Sleep(10);
//    }
  }

  if(hModelessDlg)
    DestroyWindow(hModelessDlg);
  hModelessDlg=NULL;
  gdi.Destroy();

  return (int) msg.wParam;
}

double GetParam(int dialogitemid)
{
  char str[200];
  GetDlgItemText(hModelessDlg,dialogitemid,str,200);
  double f=(float)atof(str);
  return f;
}
void InitSimulationFromList(HWND hlistbox)
{
//  FluidParams p;
  char filename[200];
  char filename2[200];
  int iCurItem;
  iCurItem =(int)SendMessage(hlistbox, LB_GETCURSEL, 0, 0);
          SendMessage(hlistbox,LB_GETTEXT,iCurItem,(LPARAM)filename);
//  p.paramid=1;
  strcpy(filename2,"Demos\\");
  strcat(filename2,filename);
//  SetParam(p);
  // create and init fluid and particles
  scene.init(filename2);
}

BOOL CALLBACK ModelessDlgProc(HWND hDlg, UINT uMsg, WPARAM wParam, LPARAM
lParam)
{
          HWND hfilename=GetDlgItem(hDlg,IDC_FILENAME);
          HWND hvisual=GetDlgItem(hDlg,IDC_VISUAL1);
```

```
        HWND hradio1=GetDlgItem(hDlg,IDC_RADIO1);
vector<FileItem> dirs;

        switch (uMsg)
{
        case WM_COMMAND:
 switch(LOWORD(wParam))
 {
 // init scene after clicking on filename
                case IDC_FILENAME:
                        switch (HIWORD(wParam))
  {
                        case LBN_SELCHANGE:
    InitSimulationFromList(hfilename);
    return TRUE;
                        };
                        break;
                case IDC_VISUAL1:
                        switch(HIWORD(wParam))
  {
                        case CBN_SELCHANGE:
    return TRUE;
                        };
                        break;
 case ID_SETSCALE:
  scene.dh=GetParam(IDC_GRIDSCALE);
  scene.vectorscale=GetParam(IDC_VECTORSCALE);
  break;
 // one step mode
 case ID_NEXTSTEP:
  scene.readytostep=true;
  break;
 // one step mode
 case IDC_BYONESTEP:
  if(IsDlgButtonChecked(hDlg,IDC_BYONESTEP))
  {
   scene.byonestep=true;
   scene.readytostep=false;
  }
  else
  {
   scene.byonestep=false;
   scene.readytostep=true;
  }
  break;
                case IDC_RADIO1:
  actiontype=1;
  break;
                case IDC_RADIO2:
  actiontype=2;
  break;
 case IDC_PIPE:
```

```
    actiontype=3;
    break;
       }
                return TRUE;
                break;
  // init dialog controls
        case WM_INITDIALOG:
   WinDirectory::GetDirectoryContent("Demos",dirs);
   for(int i=0;i<(int)dirs.size();i++)
   {
    FileItem file=dirs[i];
    if(file.parentid==FILEITEM_ROOTID && file.isfile && file.fileext==".par")
     SendMessage(hfilename,LB_ADDSTRING,0,(LPARAM)file.filename.c_str());
   }
   SendMessage(hvisual,CB_ADDSTRING,0,(LPARAM)"water");
   SendMessage(hvisual,CB_ADDSTRING,0,(LPARAM)"water fast");
   SendMessage(hvisual,CB_ADDSTRING,0,(LPARAM)"water particles");
   SendMessage(hvisual,CB_ADDSTRING,0,(LPARAM)"velocity");
   SendMessage(hvisual,CB_ADDSTRING,0,(LPARAM)"velocity vector");
   SendMessage(hvisual,CB_ADDSTRING,0,(LPARAM)"pressure");
   SendMessage(hvisual,CB_ADDSTRING,0,(LPARAM)"pressure number");
   SendMessage(hvisual,CB_ADDSTRING,0,(LPARAM)"velocity number");
   SendMessage(hvisual, CB_SETMINVISIBLE, (WPARAM) 8, 0);
   SendMessage(hvisual,CB_SETCURSEL,0,0);
   SetDlgItemText(hDlg,IDC_GRIDSCALE,"45");
   SetDlgItemText(hDlg,IDC_VECTORSCALE,"1");
   CheckRadioButton(hDlg,IDC_RADIO1,IDC_PIPE,IDC_RADIO1);
   return TRUE;
                break;
  // recreate cur scene
  case WM_VKEYTOITEM:
//    MessageBox(NULL,"aa",NULL,NULL);
   InitSimulationFromList(hfilename);
                return -1;
   break;
        case WM_CLOSE:
   if(hModelessDlg)
    DestroyWindow(hModelessDlg);
   hModelessDlg=NULL;
                return TRUE;
                break;
        }
        return FALSE;
}

//  PURPOSE: Registers the window class.
ATOM MyRegisterClass(HINSTANCE hInstance)
{
        WNDCLASSEX wcex;

        wcex.cbSize = sizeof(WNDCLASSEX);
```

```
	wcex.style			= CS_HREDRAW | CS_VREDRAW;
	wcex.lpfnWndProc	= WndProc;
//	wcex.		= 0;
	wcex.cbClsExtra		= 0;
	wcex.cbWndExtra		= 0;
	wcex.hInstance		= hInstance;
	wcex.hIcon			= LoadIcon(hInstance, MAKEINTRESOURCE(IDI_MAIN));
	wcex.hCursor		= LoadCursor(NULL, IDC_ARROW);
	wcex.hbrBackground	= (HBRUSH)(COLOR_WINDOW+1);
	wcex.lpszMenuName	= MAKEINTRESOURCE(IDC_MAIN);
	wcex.lpszClassName	= szWindowClass;
	wcex.hIconSm		= LoadIcon(wcex.hInstance,
MAKEINTRESOURCE(IDI_SMALL));
	return RegisterClassEx(&wcex);
}

//   PURPOSE: Saves instance handle and creates main window
HWND InitInstance(HINSTANCE hInstance, int nCmdShow)
{
  HWND hWnd;

  hInst = hInstance; // Store instance handle in our global variable

  hWnd = CreateWindow(szWindowClass, szTitle, WS_OVERLAPPEDWINDOW,
    10,10,750,550, NULL, NULL, hInstance, NULL);

  if (!hWnd)
  {
    return 0;
  }

  ShowWindow(hWnd, nCmdShow);
  UpdateWindow(hWnd);

  return hWnd;
}

//  PURPOSE:  Processes messages for the main window.
LRESULT CALLBACK WndProc(HWND hWnd, UINT message, WPARAM wParam, LPARAM
lParam)
{
	int wmId, wmEvent;
//	PAINTSTRUCT ps;
//	HDC hdc;

 int mousex=0;
 int mousey=0;

	switch (message)
	{
	case WM_COMMAND:
		wmId    = LOWORD(wParam);
```

```
                wmEvent = HIWORD(wParam);
                // Parse the menu selections:
                switch (wmId)
                {
                case IDM_ABOUT:
                        DialogBox(hInst, MAKEINTRESOURCE(IDD_ABOUTBOX), hWnd, About);
                        break;
                case IDM_EXIT:
                        DestroyWindow(hWnd);
                        break;
                default:
                        return DefWindowProc(hWnd, message, wParam, lParam);
                }
                break;
  // drop fluid or make obstacle or make water pipe
  case WM_LBUTTONDOWN:
    mousex=LOWORD(lParam);
    mousey=HIWORD(lParam);
                break;
  case WM_MOUSEMOVE:
                break;
        case WM_PAINT:
                break;
        case WM_KEYDOWN:
//    MessageBox(0,CommonRoutines::FloatToString((float)wParam).c_str(),0,0);
    break;
        case WM_DESTROY:
                PostQuitMessage(0);
                break;
        default:
                return DefWindowProc(hWnd, message, wParam, lParam);
        }
        return 0;
}

// Message handler for about box.
INT_PTR CALLBACK About(HWND hDlg, UINT message, WPARAM wParam, LPARAM lParam)
{
        UNREFERENCED_PARAMETER(lParam);
        switch (message)
        {
        case WM_INITDIALOG:
                return (INT_PTR)TRUE;

        case WM_COMMAND:
                if (LOWORD(wParam) == IDOK || LOWORD(wParam) == IDCANCEL)
                {
                        EndDialog(hDlg, LOWORD(wParam));
                        return (INT_PTR)TRUE;
                }
                break;
        }
```

```
        return (INT_PTR)FALSE;
}

#include <cmath>
#include <windows.h>
#include <string>
#include "Scene.hpp"
#include <string>
#include <fstream>
#include <iostream>
#include <iomanip>
#include "CommonRoutines.hpp"
#include "HighResolutionTimer.hpp"

using namespace std;

extern HWND appwnd;
extern GDI gdi;

bool created=false;

extern HighResolutionTimer timer6;
extern HighResolutionTimer timer7;

Scene::Scene()
{
//  dh=2.0;
  dh=45.0;
//  vectorscale=0.5;
  startx=0;
  starty=0;
  vectorscale=55.0;
//  byonestep=true;
  byonestep=false;
  readytostep=true;
  filename="";
  created=false;
}
void Scene::Create()
{
}
void Scene::init(string filename_)
{
  if(filename_=="")
    filename_="Demos\\a.par";
  filename=filename_;
  if(created)
    fluid.Destroy();
  if(!fluid.Create(filename))
    MessageBox(0,"Error init",0,0);
  created=true;
}
```

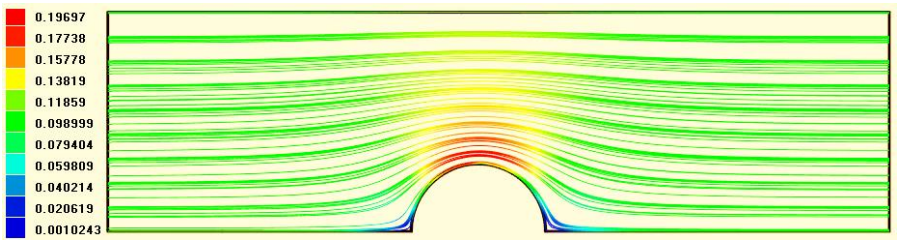
```
// process physic step of fluid
void Scene::RunPhysicStep()
{
  bool needrun=false;
  if(byonestep)
  {
    if(readytostep)
      needrun=true;
    readytostep=false;
  }
  else
    needrun=true;

  int xnum=0,ynum=0,znum=0;
  fluid.GetDomainSize(xnum,ynum,znum);
  if(needrun)
  {
   //Set boundary conditions and special boundary conditions(Overwrite preset default values).
    fluid.SETBCOND();

    if(filename=="Demos\\a.par")
    {
      for(int i=1;i<xnum-1;i++)
       for(int j=1;j<ynum-1;j++)
       {
        fluid.SetCellVelocity(i,j,znum-1,1.0,0,0);
//        fluid.SetCellVelocity(i,j,0,1.0,0,0);
//        fluid.SetCellVelocity(i,j,znum-2,1.0,0,0);
//        fluid.SetCellVelocity(i,j,znum-3,1.0,0,0);
//        fluid.SetCellVelocity(i,j,znum-4,1.0,0,0);
//        fluid.SetCellVelocity(i,j,znum-2,1.0,0,0);
       }
    }

//    gdi.Clear();
//    Render(gdi);
/*
    // set fluid properties for some scenes
    // Flow past an obstacle: U = 1.0 at left boundary.
    if(filename=="Demos\\c.par" || filename=="Demos\\c2.par"  || filename=="Demos\\step.par"  ||
filename=="Demos\\in.par")
    {
      for(int j=1;j<ynum-1;j++)
        fluid.SetCellVelocity(0,j,1.0,0);
    }
    else if(filename=="Demos\\driven.par")
    {
      for(int i=1;i<ynum-1;i++)
        fluid.SetCellVelocityU(i,ynum-1,1.0);
    }
    else if(filename=="Demos\\a.par")
    {
```

```
      for(int i=1;i<ynum-1;i++)
        fluid.SetCellVelocityU(i,ynum-1,1.0);
    }
*/
    // process fluid physic step
    fluid.RunPhysic();
  }
}
void Scene::DrawVelocityVectorCell(GDI& gdi,int startx,int starty,int celltype,int i,int j,int k,int x,int
y,double u,double v,double w,double p)
{
  fluid.GetVelocity(i,j,k,u,v,w);
  if(vectorscale==1)
  {
    u*=55;
    w*=55;
    double len=sqrt(u*u+w*w);
    if(len>(dh/1.1))
    {
      double scale=(dh/1.1)/len;
      u*=scale;
      w*=scale;
    }
  }
  else
  {
    u*=vectorscale;
    w*=vectorscale;
  }
  int cellx1=startx+int(dh*x);
  int cellx2=cellx1+(int)dh+1;
  int celly1=starty+int(dh*y);
  int celly2=celly1+(int)dh+1;

  int x1=int(startx+dh*x+dh/2.0);
  int x2=int(x1+u);
  int y1=int(starty+dh*y+dh/2.0);
  int y2=int(y1-w);
  gdi.SetColor(GDI_BLACK);
  gdi.DrawVector(x1,y1,x2,y2,17,0.7);
}
void Scene::DrawVelocityNumberCell(GDI& gdi,int startx,int starty,int celltype,int i,int j,int k,int x,int
y,double u,double v,double w,double p)
{
  int cellx1=startx+int(dh*x);
  int cellx2=cellx1+(int)dh+1;
  int celly1=starty+int(dh*y);
  int celly2=celly1+(int)dh+1;

  fluid.GetVelocity(i,j,k,u,v,w);
  gdi.SetTextColor(GDI_BLACK);
  gdi.SetColor(GDI_LIGHTGRAY2);
```

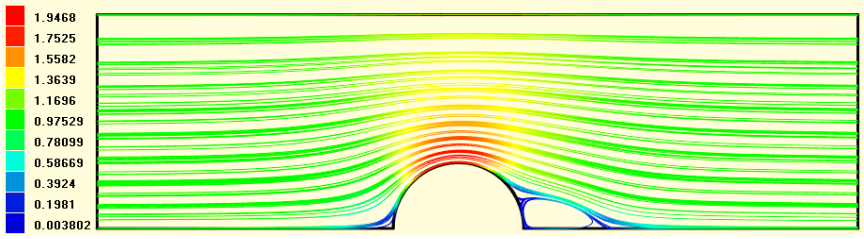
```
  gdi.FillRectangle(cellx1,celly1,cellx2,celly2,GDI_LIGHTBLUE3);
  char msg[100];
  sprintf(msg,"%.5lf",(float)u);

//  u=int(u*50.0);
//  if(u>99)
//    u=99;
//  string s=CommonRoutines::FloatToString((float)u,2);
  gdi.Text(msg,cellx1+1,celly1+1);
}
void Scene::DrawPressureNumberCell(GDI& gdi,int startx,int starty,int celltype,int i,int j,int k,int x,int
y,double u,double v,double w,double p)
{
  int cellx1=startx+int(dh*x);
  int cellx2=cellx1+(int)dh+1;
  int celly1=starty+int(dh*y);
  int celly2=celly1+(int)dh+1;

  fluid.GetPressure(i,j,k,p);
  gdi.SetTextColor(GDI_BLACK);
  gdi.SetColor(GDI_LIGHTGRAY2);
  gdi.FillRectangle(cellx1,celly1,cellx2,celly2,GDI_LIGHTBLUE3);
  char msg[100];
  sprintf(msg,"%.5lf",(float)p);

//  u=int(u*50.0);
//  if(u>99)
//    u=99;
//  string s=CommonRoutines::FloatToString((float)u,2);
  gdi.Text(msg,cellx1+1,celly1+1);
}

void Scene::Render(GDI& gdi)
{
  RECT rect;
  GetWindowRect(appwnd,&rect);
//  int h=rect.bottom-rect.top;
//  int w=rect.right-rect.left;

  gdi.SetColor(GDI_BLACK);
  gdi.SetFont("Arial",12);
  int xnum;
  int ynum;
  int znum;
  int cy;
  double u=0,v=0,w=0;
  double p=0;
  int type=0;
  int y=1;

  fluid.GetDomainSize(xnum,ynum,znum);
  timer6.SetBeginPeriod();
```

```
   gdi.SetColor(GDI_LIGHTBLUE);
   for(int k=0;k<znum;k++)
    for(int x=0;x<xnum;x++)
    {
     cy=znum-k-1;
     type=fluid.GetCellType(x,y,k);
     if(type==Fluid3D::CELL_OBSTACLE)
     {
      //obstacle
      cy=znum-k-1;
      int cellx1=startx+int(dh*x);
      int cellx2=cellx1+(int)dh+1;
      int celly1=starty+int(dh*cy);
      int celly2=celly1+(int)dh+1;
      gdi.SetColor(GDI_DARKGREEN2);
      gdi.FillRectangle(cellx1,celly1,cellx2,celly2,GDI_DARKGREEN2);
     }
     else if(type==Fluid3D::CELL_FLUID)
//       DrawPressureNumberCell(gdi,startx,starty,type,x,y,k,x,cy,u,v,w,p);
//       DrawVelocityNumberCell(gdi,startx,starty,type,x,y,k,x,cy,u,v,w,p);
      DrawVelocityVectorCell(gdi,startx,starty,type,x,y,k,x,cy,u,v,w,p);
   }
  timer6.SetEndPeriod();
  //draw grid
  timer7.SetBeginPeriod();
  gdi.SetColor(GDI_LIGHTBLUE2);
  for(int k=0;k<znum;k++)
     for(int x=0;x<xnum;x++)
     {
      cy=znum-k-1;
      type=fluid.GetCellType(x,y,k);
      int cellx1=startx+int(dh*x);
      int cellx2=cellx1+(int)dh+1;
      int celly1=starty+int(dh*cy);
      int celly2=celly1+(int)dh+1;
      gdi.Box(cellx1,celly1,cellx2,celly2);
   }
  timer7.SetEndPeriod();
}
```

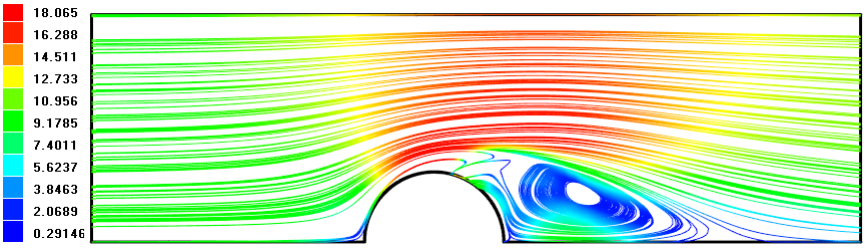
За допомогою даного алгоритму, було отримано розв’язок задачі для поперечного обтікання кругового циліндра радіуса a=1 м, вісь якого перпендикулярна вектору швидкості набігаючого потоку U_∞ на 250000 розрахункових комірок. Картини течії для різних чисел Рейнольдса (*Re*) представлені на рисунку В.1.



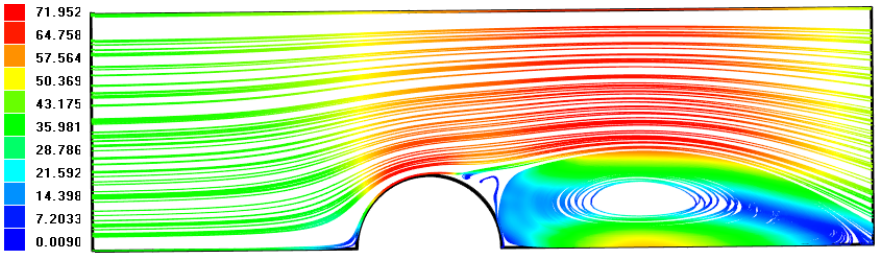
Re=1,0



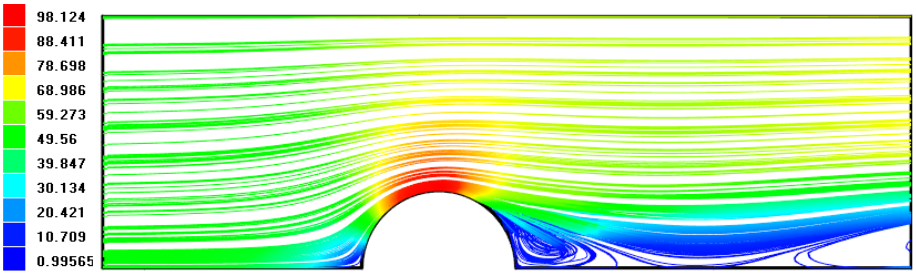
Re=10,0



Re=50,0



Re=100,0



Re=1000,0; *t*=170 с

Рисунок В.1 – Схема обтікання циліндру (лінії току) при різних числах Рейнольдса

Також на рисунку В.1 представлені числові дані швидкості (м/с) набігаючого потоку рідини. В останньому випадку (*Re*=1000,0; *t*=170 с) (див. рис. В.1) наблюдається нестаціонарна картина течії (має місце визначений ріст застійної зони і в деякий момент часу відбувається виникнення режиму турбулентної течії).

Додаток Г

Результати експериментальних досліджень заготовок із ґрунтових матеріалів

Таблиця Г.1 – Результати експериментальних досліджень заготовок на дослідному зразку ІВ (М1, М2 – ВПУ І, ІІ, ІІІ)

М1 (пісок крупний пухкий сірувато-коричневий насичений водою, вологість 13,0%)													
	t, с	p =2,83 КПа (ВПУ-І)				p = 4,24 КПа (ВПУ-ІІ)				p =5,66 КПа (ВПУ-ІІІ)			
E_a, Дж		342	482	531	858	342	482	531	858	342	482	531	858
v, Гц		13,6	11,8	11,1	8,2	21,6	17,2	16,0	14,3	25,1	22,2	21,5	17,3
$\rho_{ср.}$, г/см^3	3	1,81	1,78	1,78	1,70	1,81	1,76	1,76	1,71	1,78	1,73	1,77	1,65
ε_ρ, %		2,1	4,0	3,9	8,2	2,3	5,2	4,9	7,8	3,8	6,7	4,7	11,0
$\rho_{ср.}$, г/см^3	4	1,81	1,75	1,75	1,71	1,78	1,77	1,76	1,70	1,80	1,74	1,83	1,61
ε_ρ, %		2,2	5,4	5,3	7,9	3,8	4,7	5,0	8,0	2,9	5,9	1,0	13,0
$\rho_{ср.}$, г/см^3	5	1,81	1,72	1,70	1,68	1,79	1,76	1,76	1,83	1,78	1,70	1,73	1,83
ε_ρ, %		2,2	7,2	8,1	9,3	3,6	4,8	5,2	1,0	4,0	8,1	6,5	1,0
$\rho_{ср.}$, г/см^3	7	1,76	1,68	1,69	1,66	1,76	1,76	1,74	1,83	1,74	1,69	1,83	1,82
ε_ρ, %		5,1	9,3	8,8	10,2	5,2	5,1	6,0	1,0	6,1	8,9	1,0	2,0
М2 (супісок піщаний пластичний із гравієм, галькою із лінзами піску сірі, вологістю 13,0 %)													
E_a, Дж		342	482	531	858	342	482	531	858	342	482	531	858
v, Гц		13,6	11,8	11,1	8,2	21,6	17,2	16,6	14,3	25,1	22,2	21,5	17,3

Продовження таблиці Г.1

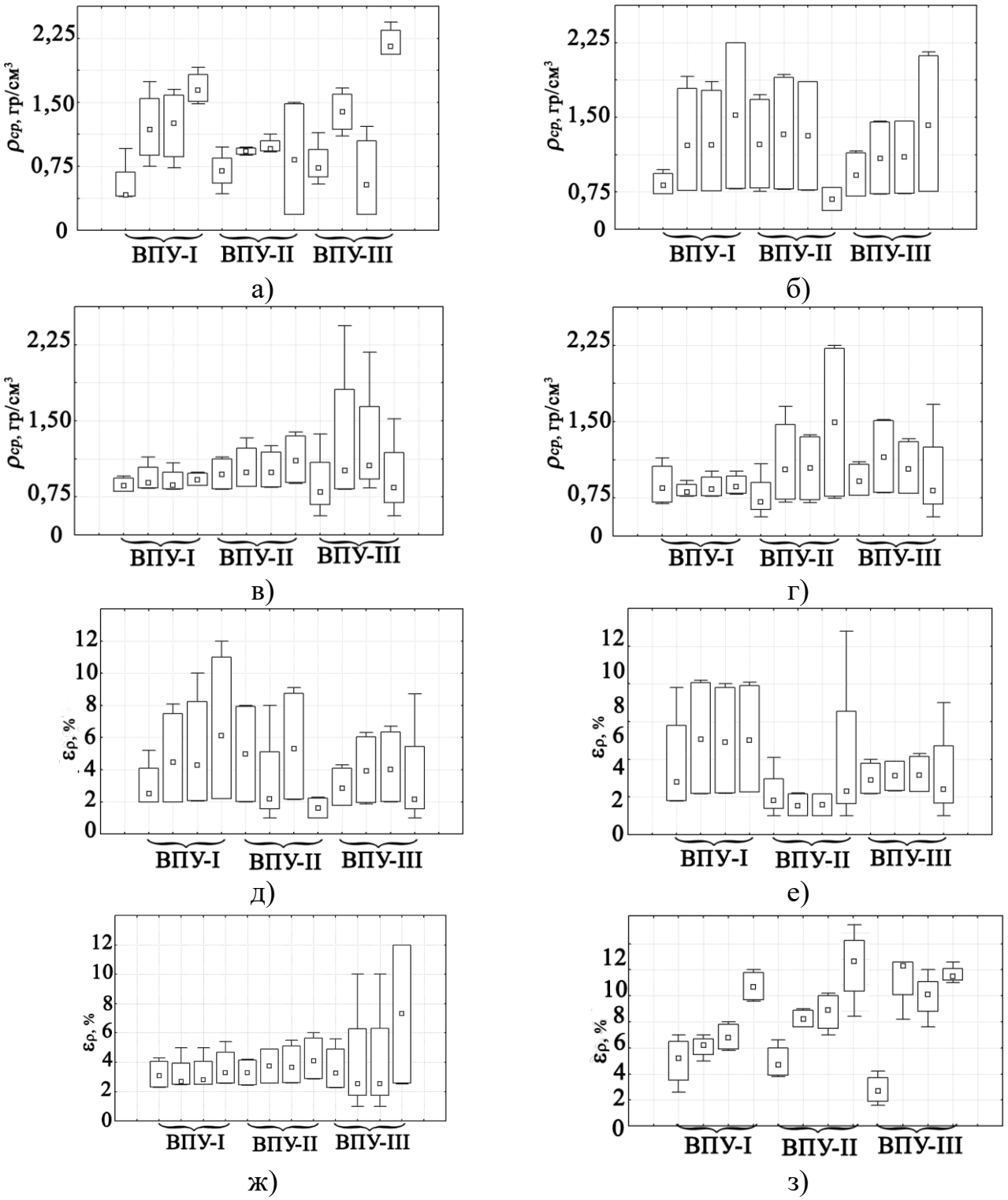
$\rho_{ср.}$, г/см^3	3	2,04	2,06	2,05	2,05	2,09	2,01	2,00	1,90	2,03	1,98	2,00	2,09
ε_ρ, %		3,2	2,5	2,8	2,9	1,0	4,9	5,1	10	3,9	6,1	5,1	1,0
$\rho_{ср.}$, г/см^3	4	2,02	2,05	2,04	2,04	2,03	1,97	2,00	1,90	2,03	1,98	2,01	1,96
ε_ρ, %		4,1	2,9	3,4	3,4	3,8	6,8	5,3	9,7	3,6	6,0	4,8	6,9
$\rho_{ср.}$, г/см^3	5	2,03	1,94	1,95	1,95	2,02	2,09	2,09	2,09	2,03	2,03	2,02	1,96
ε_ρ, %		3,8	8,2	7,6	7,7	4,1	1,0	1,0	1,0	3,6	3,9	4,0	7,0
$\rho_{ср.}$, г/см^3	7	1,94	1,94	1,94	1,94	2,09	2,09	2,09	1,88	2,02	2,03	2,02	2,09
ε_ρ, %		7,8	7,9	8	8,1	1,0	1,0	1,0	10,8	4,0	3,9	4,3	1,0

Таблиця Г.2 – Результати експериментальних досліджень заготовок на дослідному зразку ІВ (М3, М4 – ВПУ І, ІІ, ІІІ)

М3 (суглинок легкий пилуватий тугопластичний із гравієм, галькою із лінзами піску сірий, вологість 22,0 %)													
	t, с	p =2,83 КПа (ВПУ-І)				p =4,24 КПа (ВПУ-ІІ)				p = 5,66 КПа (ВПУ-ІІІ)			
E_a, Дж		342	482	531	858	342	482	531	858	342	482	531	858
ν, Гц		13,6	11,8	11,1	8,2	21,6	17,2	16,6	14,3	25,1	22,2	21,5	17,3
$\rho_{ср.}$, г/см^3	3	1,89	1,79	1,79	1,75	1,81	1,79	1,79	1,93	1,87	1,83	1,83	1,76
ε_ρ, %		3,2	8,2	7,9	10,0	7,2	8,3	7,9	1,0	4,2	5,8	5,8	9,5
$\rho_{ср.}$, г/см^3	4	1,89	1,81	1,81	1,75	1,82	1,79	1,79	1,93	1,87	1,84	1,83	1,77
ε_ρ, %		2,8	6,9	7,0	10,0	6,7	8	7,9	1,0	4,0	5,7	5,8	9,1

Продовження таблиці Г.2.

$\rho_{ср.}$, г/см^3	5	1,89	1,81	1,82	1,75	1,79	1,79	1,78	1,93	1,87	1,83	1,83	1,78
ε_ρ, %		3,0	6,9	6,5	10,0	8,0	8,0	8,4	1,0	3,9	5,8	6,0	8,7
$\rho_{ср.}$, г/см^3	7	1,85	1,79	1,75	1,71	1,79	1,93	1,77	1,93	1,86	1,82	1,82	1,93
ε_ρ, %		5,2	8,1	10	12	7,9	1,0	9,1	1,0	4,3	6,3	6,7	1,0
М4 (глина легка пилувата тверда із прошарками піщаника, піску зеленувато-сіра, вологість 17,0 %)													
E_a, Дж		342	482	531	858	342	482	531	858	342	482	531	858
ν, Гц		13,6	11,8	11,1	8,2	21,6	17,2	16,6	14,3	25,1	22,2	21,5	17,3
$\rho_{ср.}$, г/см^3	3	1,98	1,96	1,96	1,98	1,96	1,96	1,95	1,94	2,02	1,95	1,96	1,92
ε_ρ, %		2,9	4,1	3,8	3,2	4,1	4,0	4,7	5,0	1,0	4,3	3,9	6,1
$\rho_{ср.}$, г/см^3	4	1,98	1,98	1,99	1,98	1,96	1,94	1,96	1,93	1,93	1,82	1,85	2,02
ε_ρ, %		3,1	3,0	2,8	3,3	3,9	5,1	4,0	5,4	5,3	11,0	9,6	1,0
$\rho_{ср.}$, г/см^3	5	1,96	1,98	1,98	1,96	1,96	1,94	1,95	1,93	1,93	1,84	1,84	1,80
ε_ρ, %		3,8	2,9	3,1	4,0	4,2	4,9	4,7	5,3	5,6	10,0	10,0	12,0
$\rho_{ср.}$, г/см^3	7	1,95	1,94	1,94	1,93	1,96	1,94	1,93	1,92	1,96	2,02	2,02	1,80
ε_ρ, %		4,3	5,0	5,0	5,4	4,1	4,9	5,5	6,0	4,2	1,0	1,0	12,0

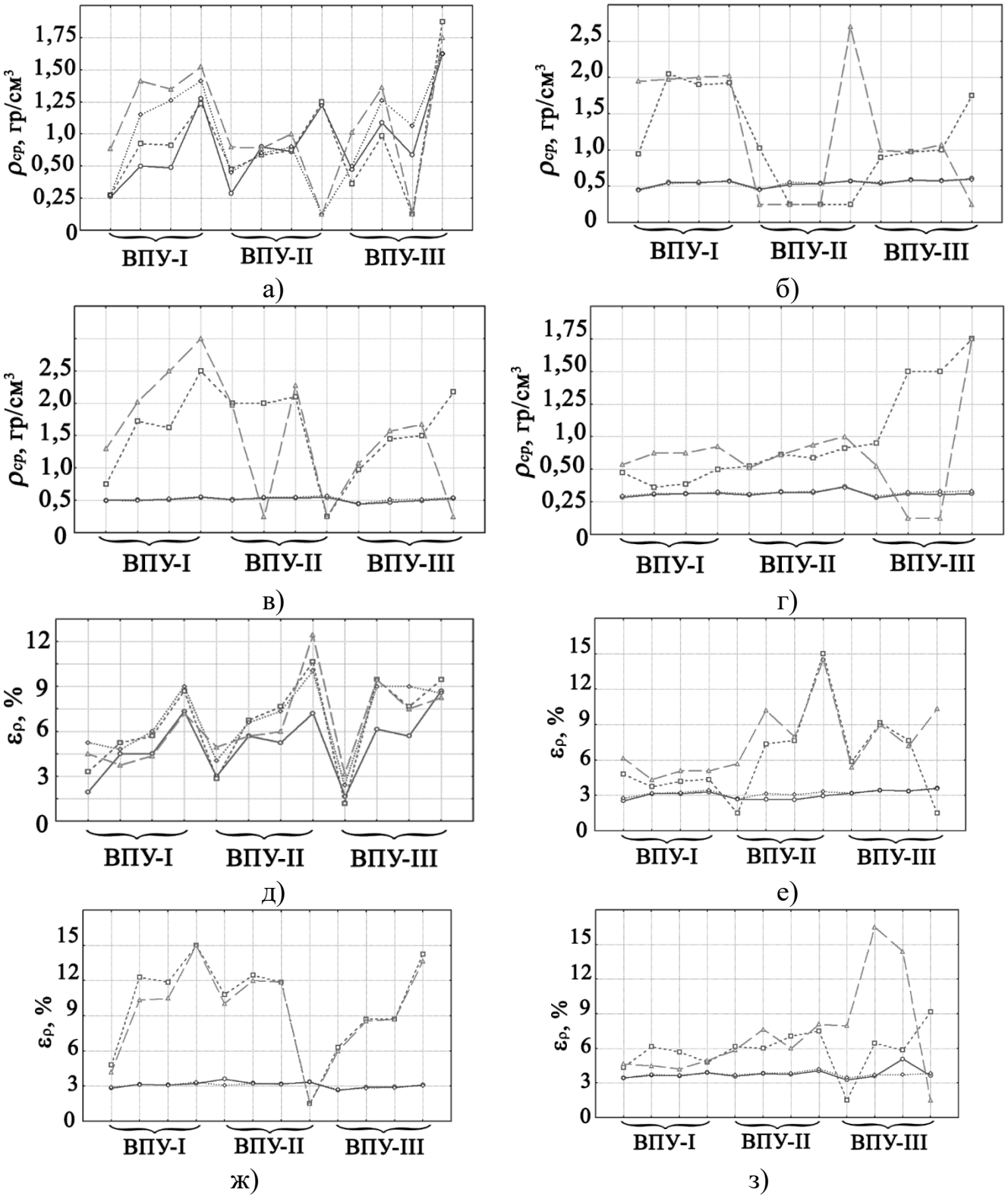


▫ – мода; □ – дисперсія; ⊥ – розмах значень без вибраковки

Рисунок Г.1 – Діаграми квантиля розмаху для середньої щільності (а, б, в, г) і відносного коефіцієнту ущільнення (д, е, ж, з) оброблюваних ґрунтових матеріалів залежно від режимів ВПУ:

а), д) – матеріал М1; б), е) – матеріал М2; в), ж) – матеріал М3;

г), з) – матеріал М4



— – матеріал М1; - - - – матеріал М2; ---- – матеріал М3; ···· – матеріал М4

Рисунок Г.2 – Діаграми зміни середньої щільності (а, б, в, г) і відносного коефіцієнту ущільнення (д, е, ж, з) оброблюваних ґрунтових матеріалів залежно від режимів ВПУ:

а), д) – час ВПУ 3 с; б), е) – час ВУП 4 с; в), ж) – час ВУП 5 с; г), з) – час ВУП 7 с

Додаток Д

Блок-схеми методики комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних та віброударних машин



Рисунок Д.1 – Структурна схема методики комп'ютерного моделювання робочих процесів у ГВ і ГВУ машин

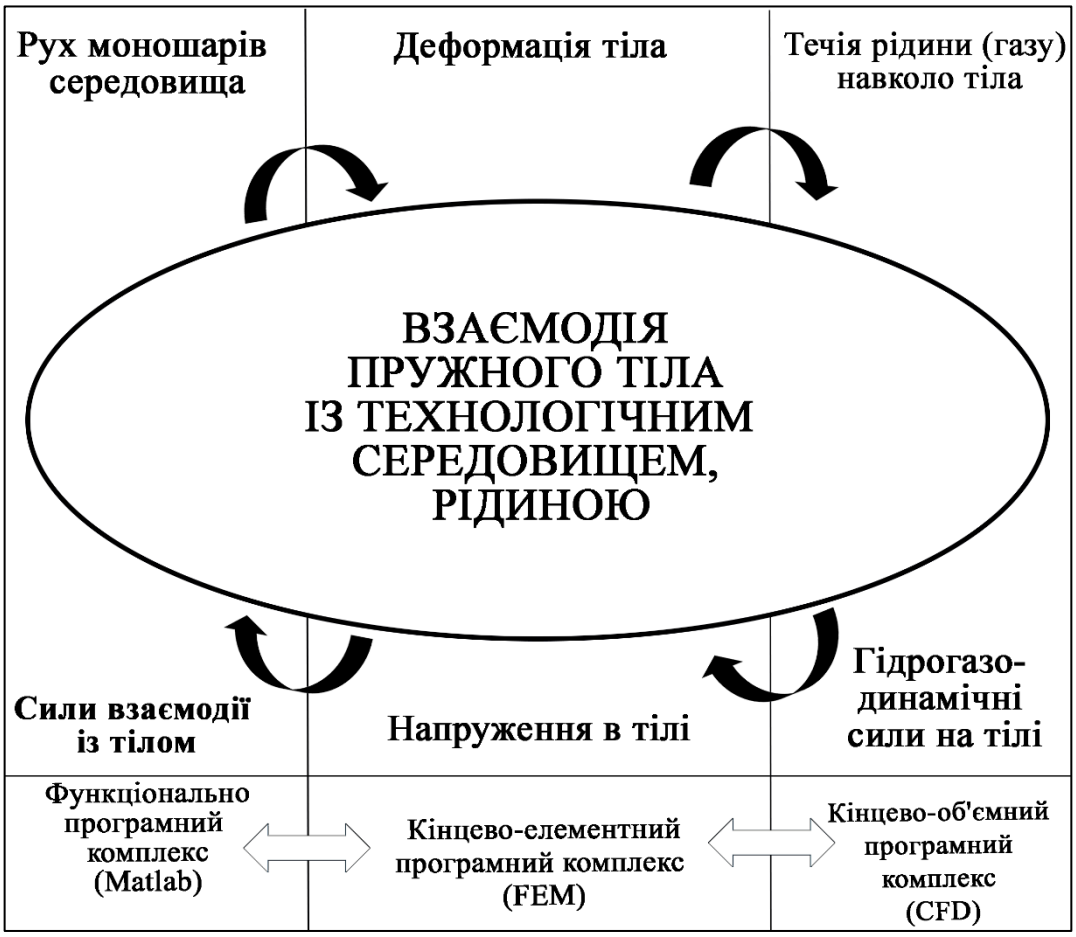


Рисунок Д.2 – Структурна схема інтегровано-розрахункового середовища FSI

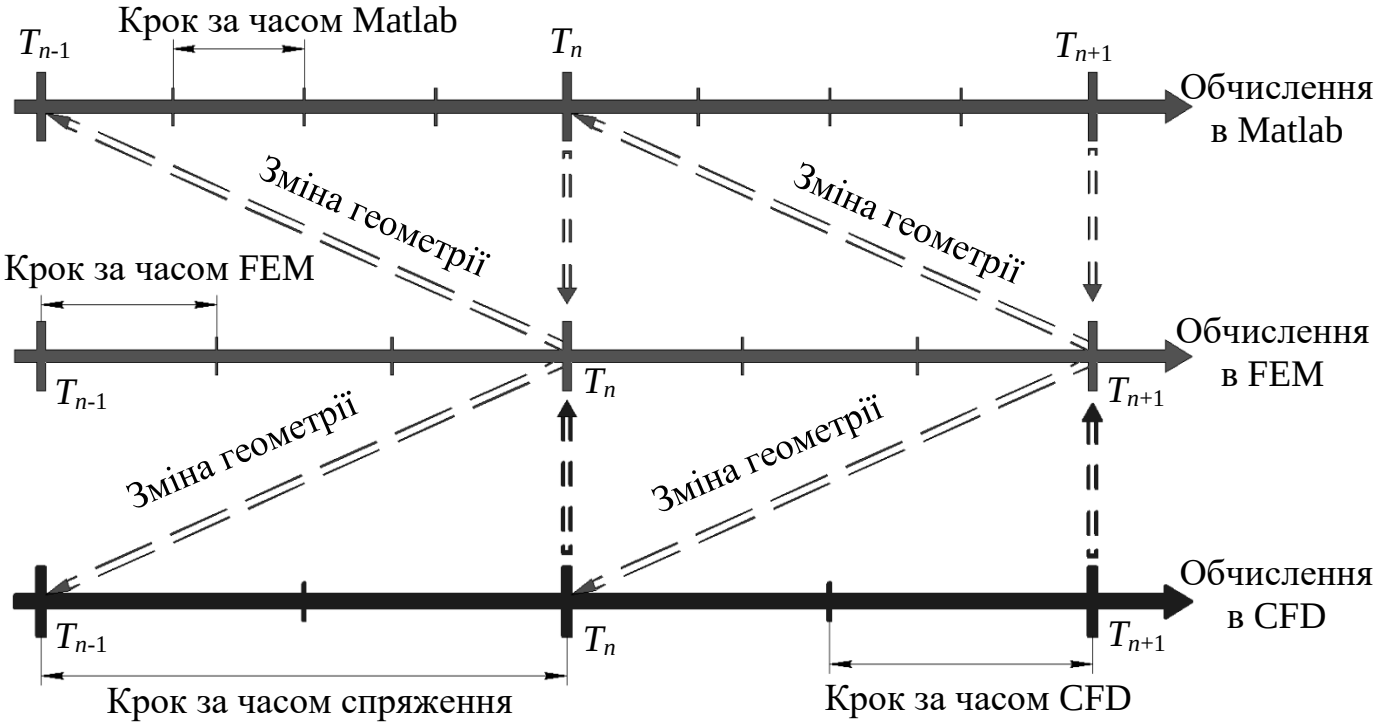


Рисунок Д.3 – Структурна схема двостороннього спряження поточних даних результатів розрахунку в різних типах програмних комплексів

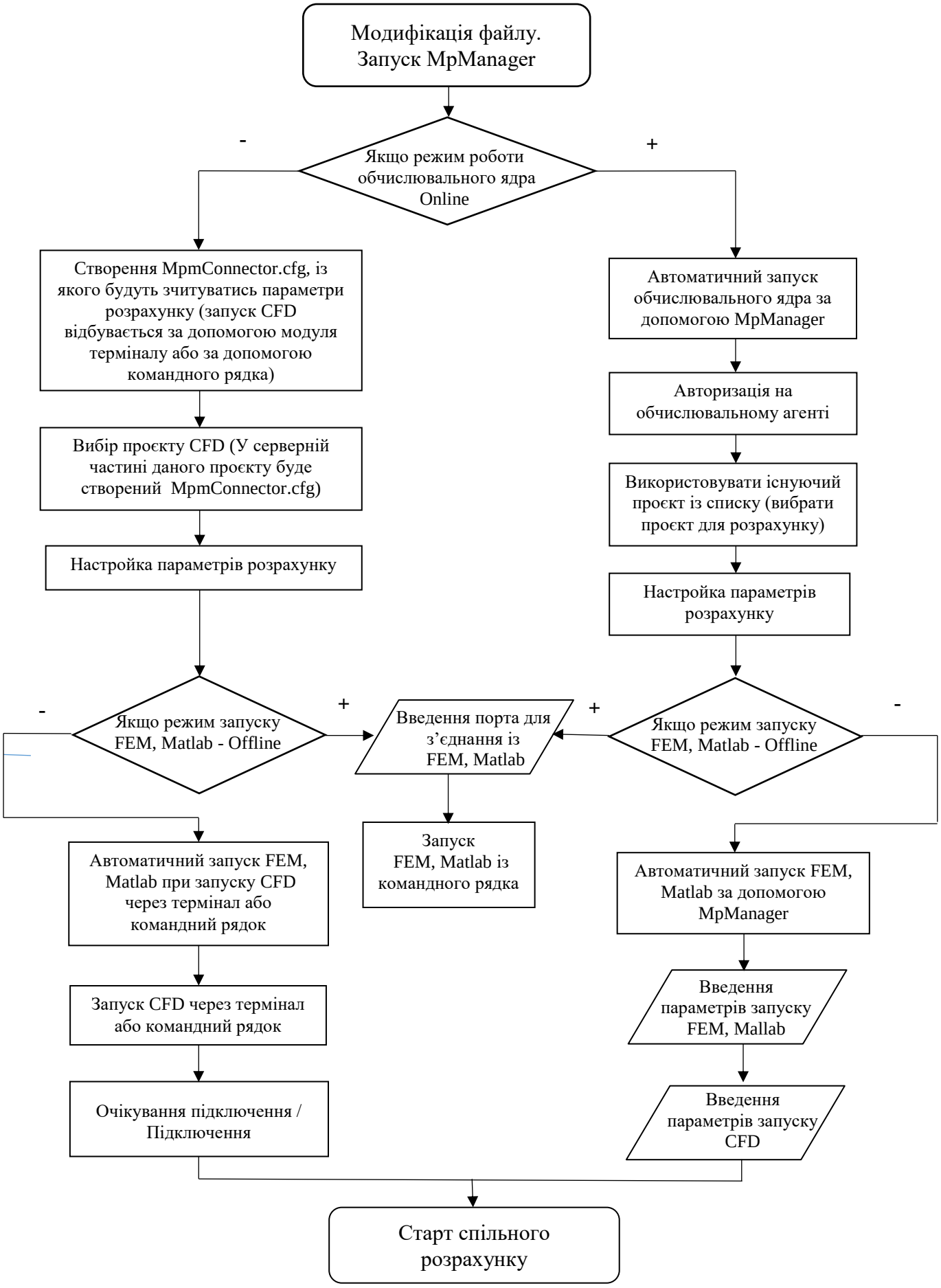


Рисунок Д.4 – Алгоритм початку роботи інтегровано-розрахункового середовища FSI

```
<?xml version="1.0" encoding="UTF-8" standalone="no" ?>
<FVPROJECT>

  <ProjID>83B260D5-54B3-4F5B-940C-6CEFDB3F0787</ProjID>

  <VersionID>BFD4D97C-867C-407B-9768-FD2666199683</VersionID>

  <SceneID>FA4528C6-FF8D-471A-B5EB-908F3EFDC895</SceneID>

  <CtrlID>F680B182-5C78-4782-8C40-4950D134AC9A</CtrlID>

  <ConnectorID>MpmConnector</ConnectorID>

 <FormatVer>3</FormatVer>

  <Steps>
    <ITEM>
      <Number>0</Number>
      <Iteration>0</Iteration>
      <Time>0</Time>
      <Contents>HGBOS</Contents>
    </ITEM>
  </Steps>

</FVPROJECT>
```

Рисунок Д.5 – Модифікація проєкту в програмному середовищі CFD

```
*Output, field, variable=PRESELECT
**
** HISTORY OUTPUT: H-Output-1
**
*Output, history, variable=PRESELECT
*CO-SIMULATION, PROGRAM=DIRECT, NAME=FV_TEST, CONTROLS=COSIM_CONTROLS
**
*CO-SIMULATION REGION, IMPORT
DC-SURF, CF
**
*CO-SIMULATION REGION, EXPORT
DC-SURF, COORD
**
*CO-SIMULATION CONTROLS, NAME= COSIM_CONTROLS, TIME INCREMENTATION=SUBCYCLE, TIME MARKS=YES
*End Step
```

Рисунок Д.6 – Модифікація проєкту в програмному середовищі FEM

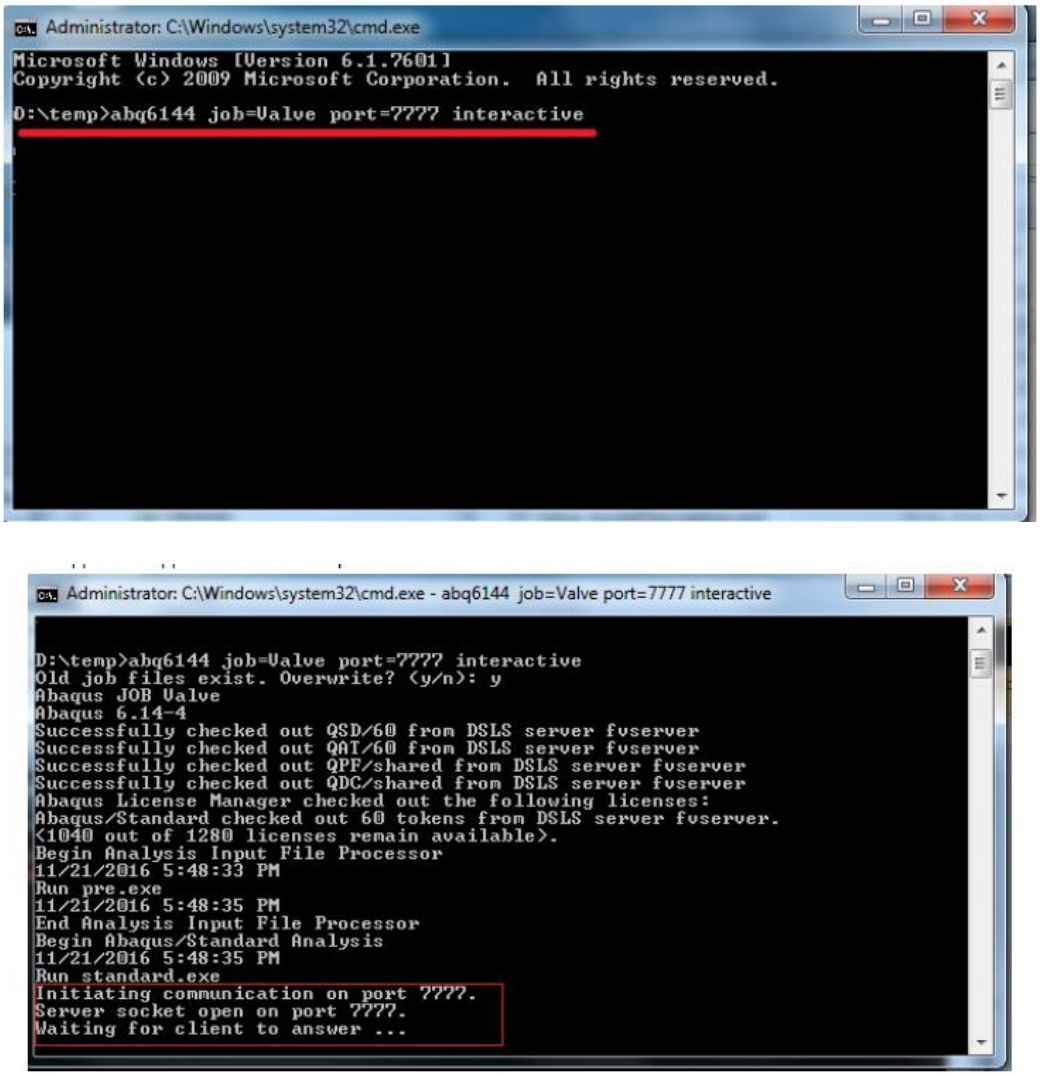


Рисунок Д.7 – Ручний запуск проєкту в програмному середовищі FEM

```
*Part, name=VALVE-1
*Node
      1,           0., 0.0399999991, 0.0199999996
      2, 0.00066666666, 0.0399999991, 0.0199999996
      3, 0.00133333332, 0.0399999991, 0.0199999996
      4, 0.00200000009, 0.0399999991, 0.0199999996
      5,           0., 0.0399999991, 0.0184615385
                *         *         *
   1958, -0.00133333332, -0.00999999978,           0.
   1959, 0.00033333333, -0.00999999978,           0.
   1960, 0.00200000009, -0.00999999978,           0.
*Element, type=C3D8R
   1,   57,   58,   62,   61,    1,    2,    6,    5
   2,   58,   59,   63,   62,    2,    3,    7,    6
   3,   59,   60,   64,   63,    3,    4,    8,    7
   4,   61,   62,   66,   65,    5,    6,   10,    9
                *         *         *
1325, 1954, 1955, 1959, 1958, 1898, 1899, 1903, 1902
1326, 1955, 1956, 1960, 1959, 1899, 1900, 1904, 1903
*Nset, nset=SET-1, generate
    1,  1960,     1
*Elset, elset=SET-1, generate
    1,  1326,     1
** Section: Section-1-SET-1
*Solid Section, elset=SET-1, material=METAL
,
*End Part
**
*Part, name=VALVE-2
*Node
      1, -0.00300000003,  0.129999995, 0.0199999996
      2, -0.00133333332,  0.129999995, 0.0199999996
```

Рисунок Д.8 – Інформація про геометрію елементів розрахункової області в програмних середовищах FEM і CFD

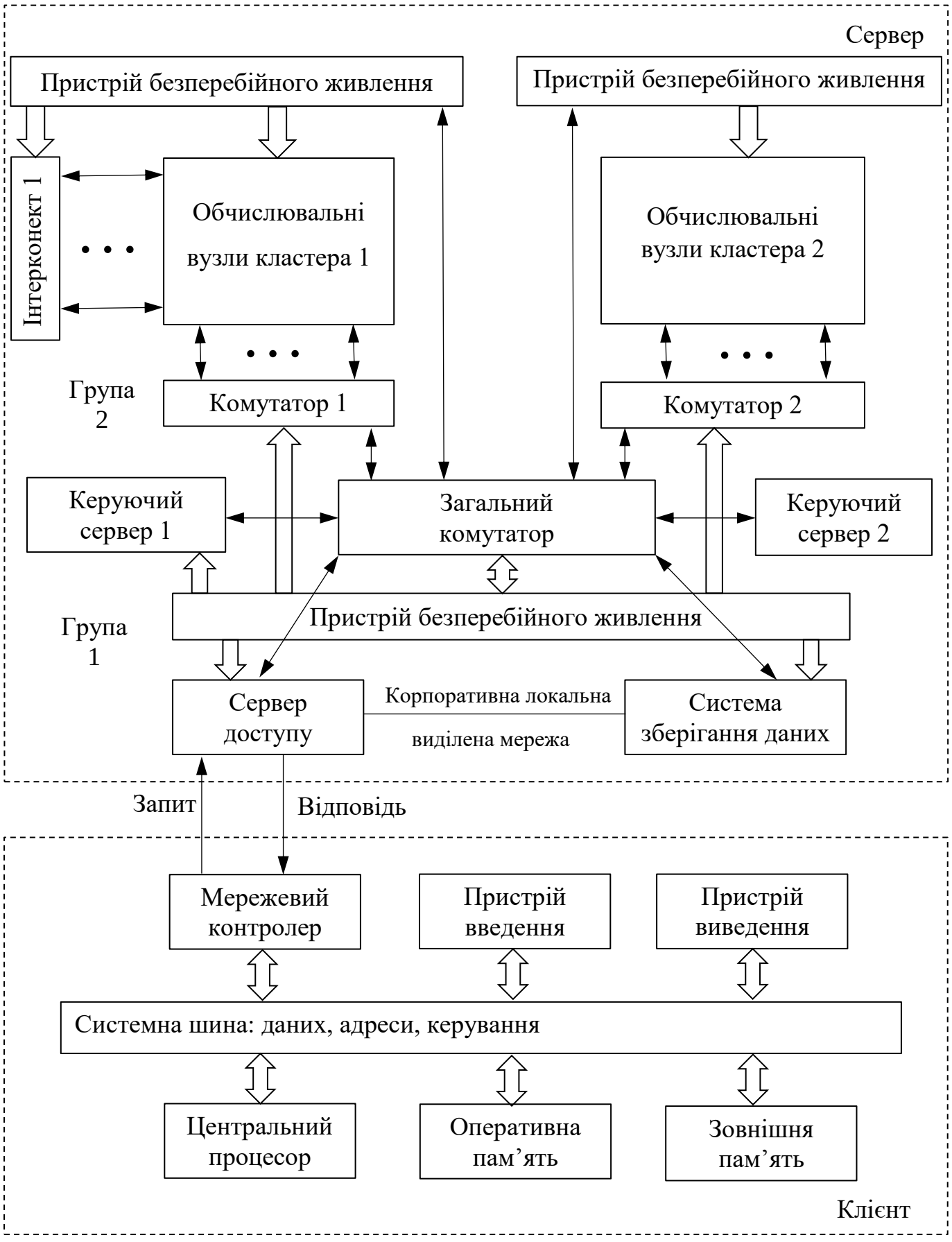
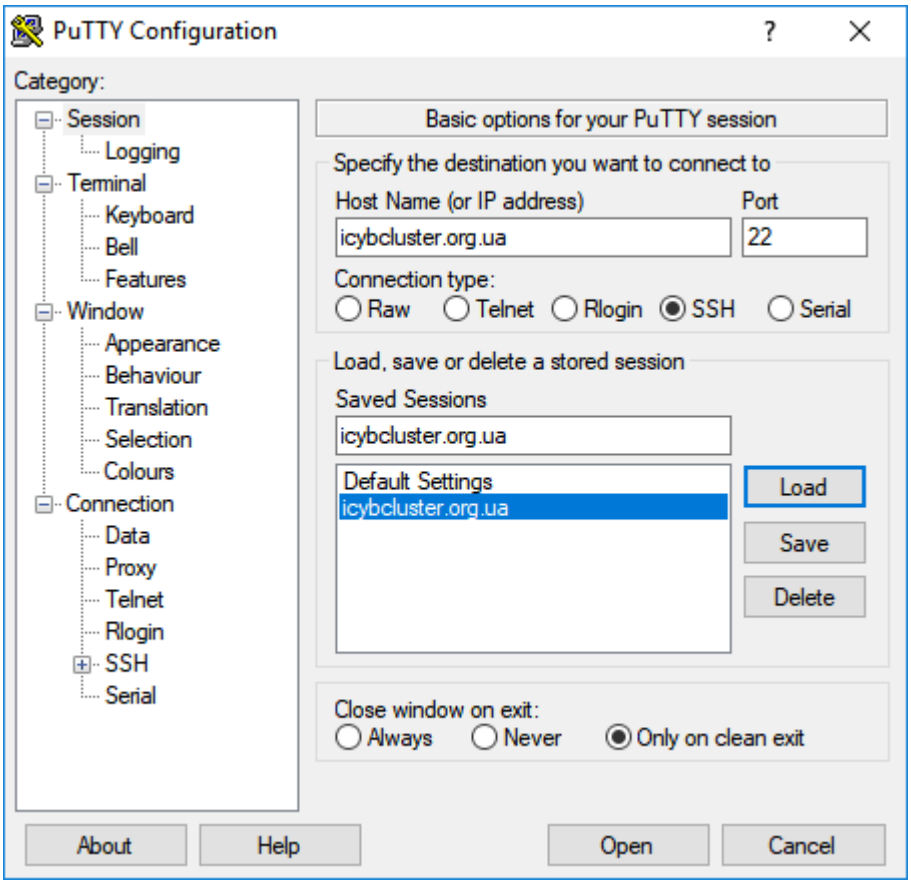


Рисунок Д.9 – Блок-схема клієнт-серверної архітектури



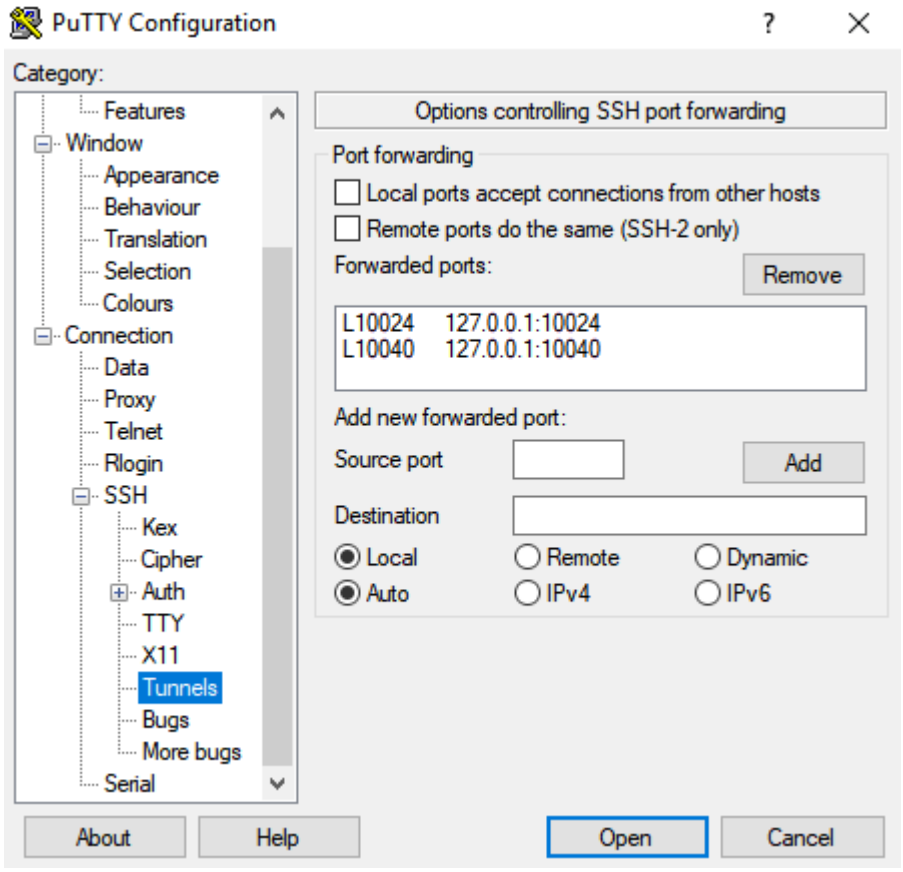


Рисунок Д.10 – Інтерфейс мережевого підключення в клієнт-серверній системі

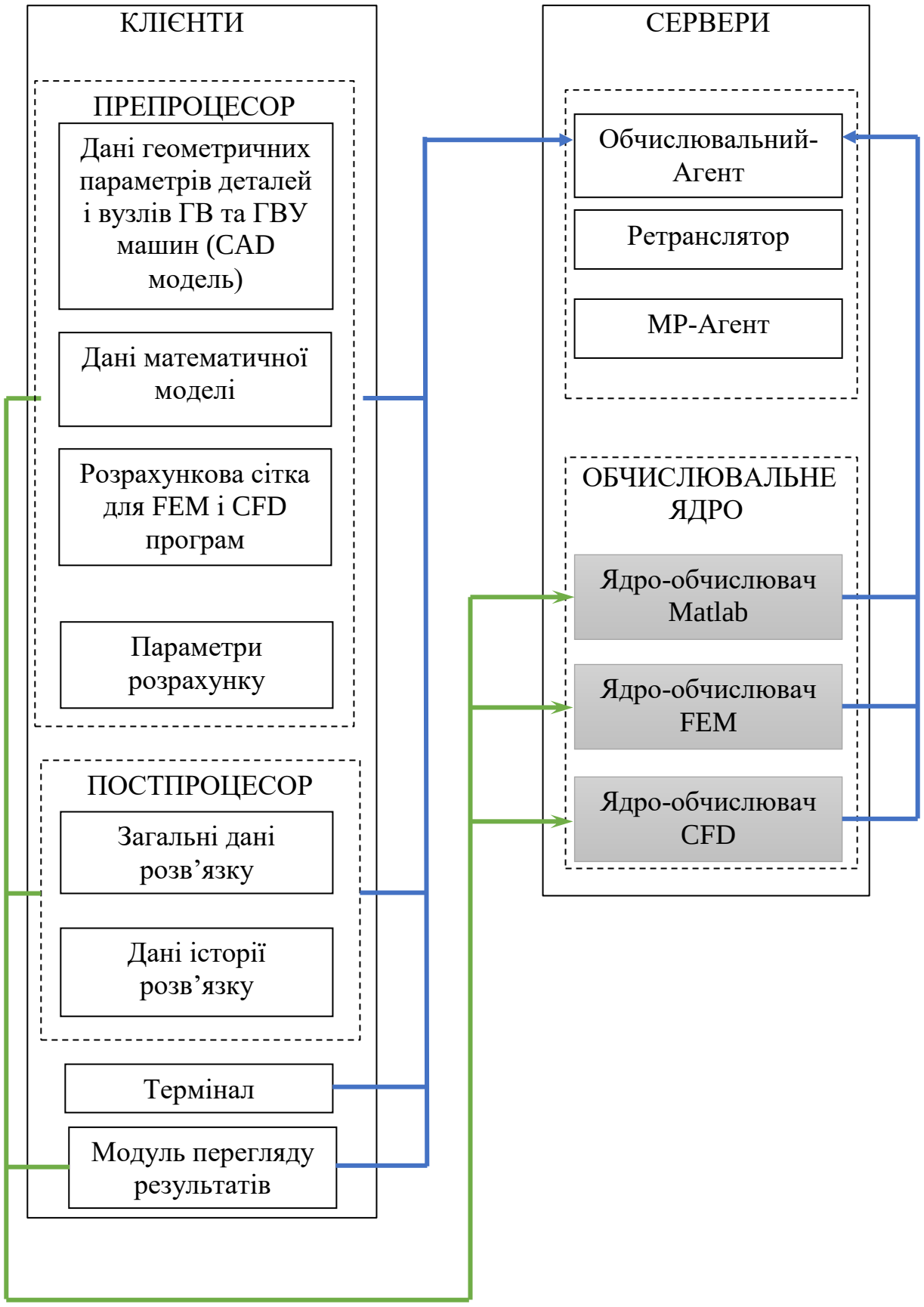


Рисунок Д.11 – Структурна схема мережевої взаємодії програмних комплексів FEM, CFD і Matlab, реалізованих за технологією «клієнт-сервер»

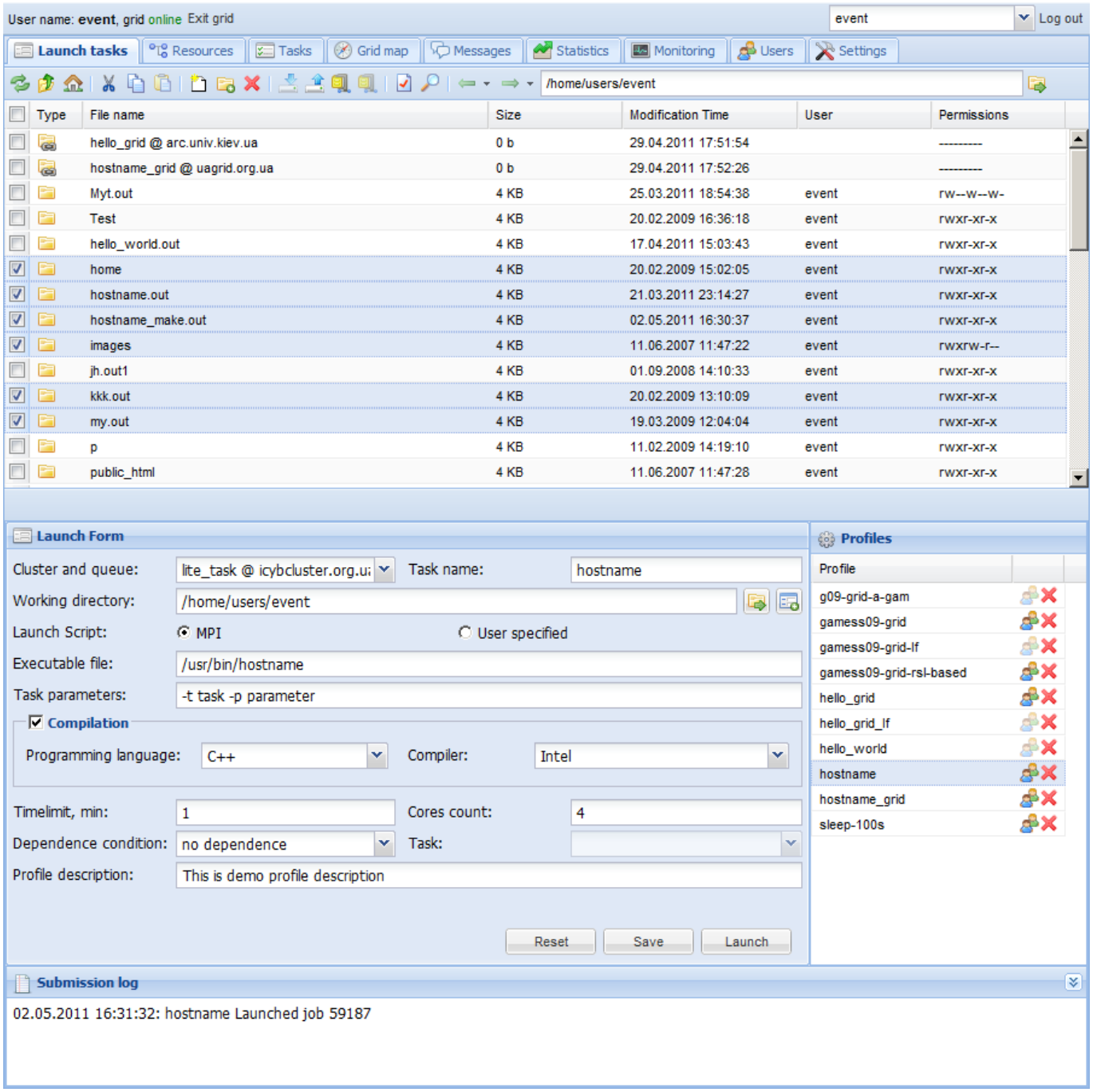


Рисунок Д.12 – Інтерфейс веб-системи адміністрування завантаження обчислювальних потужностей суперкомп’ютера ІК НАН України для реалізації технології «клієнт-сервер»

Додаток Е

CAD та CFD моделі гідравлічних вібраційних і віброударних технологічних машин та їх компонентів

На основі принципових схем вібраційних транспортно-технологічних машин (див. рис. А1, додаток А) у CAD-системі було розроблено вібраційний конвеєр на базі ГІП (рис. Е.1), який складається з таких основних вузлів: вантажонесучий орган 1 (лоток), пружні елементи ресорного типу 2, інерційна маса 3 і гідроциліндр 4. Більш детальний принцип роботи цього вібраційного конвеєра представлено у додатку А (див. рис. А.5).

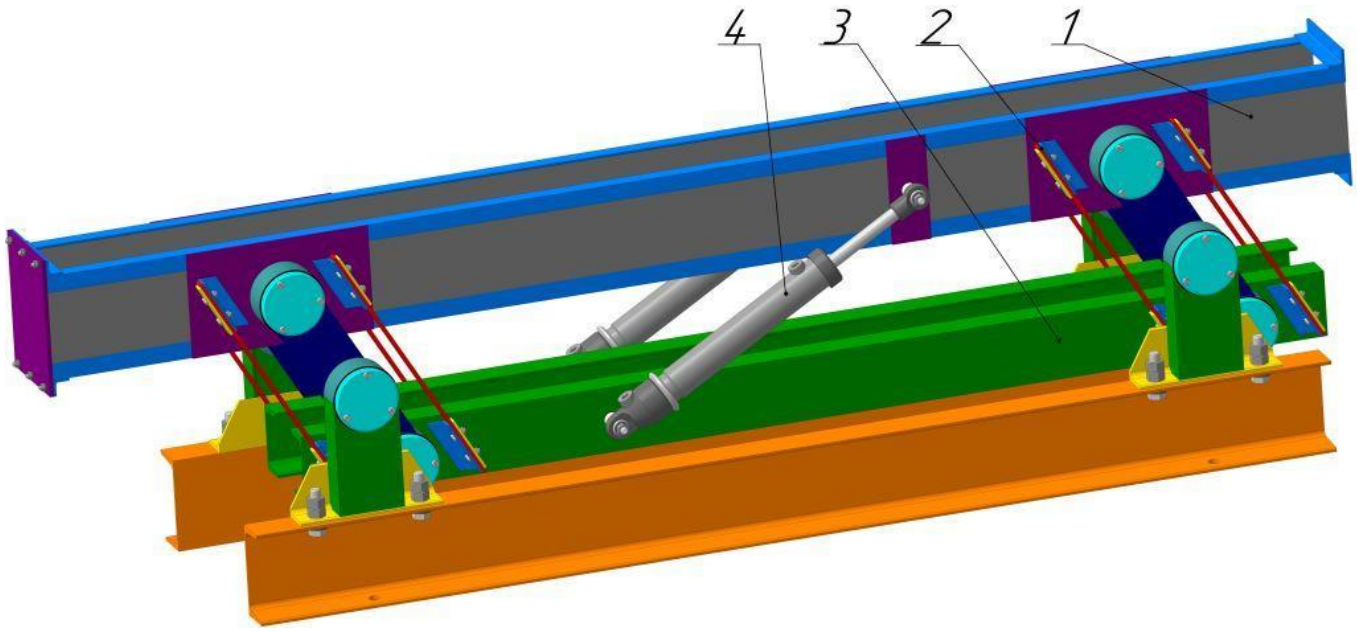
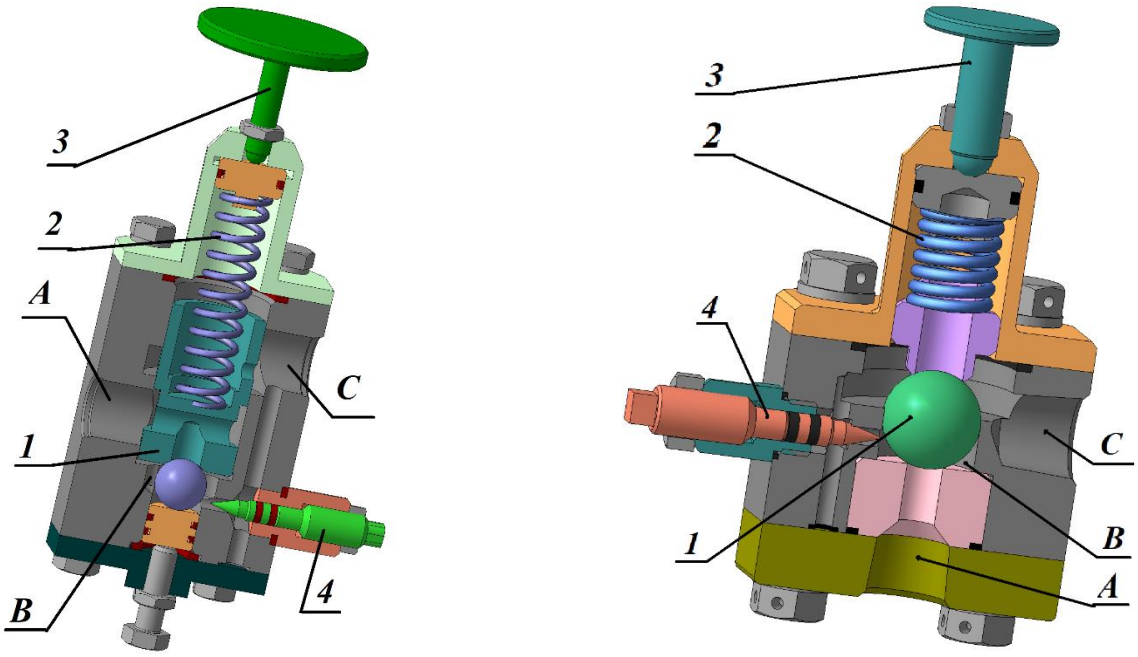


Рисунок Е.1 – Віброконвеєр на базі ГІП

Невід'ємною частиною ГІП є ГІТ (див. розд. 1.3), який в гідросистемі приводу створює періодичні імпульси тиску, амплітуда і частота проходження яких залежать від налагодження і конструктивних параметрів елементів клапанів-пульсаторів [82]. На рисунку Е.2 представлені конструкції однокаскадних клапанів пульсаторів, геометрія яких розроблена в програмній CAD-системі [93], з можливістю подальшого використання в програмній CFD-системі [296]. Конструктивною особливістю цих клапанів-пульсаторів є наявність запірного елемента 1, пружного елемента повернення 2, регулювального гвинта 3, дроселя 4, а також функціональних робочих

порожнини: *A* – напірної (з'єднується на пряму із виконавчим гідроциліндром 4 (див. рис. Е.1)), *B* – підхвату (тиск який утворюється в цій порожнині заставляє клапан-пульсатор спрацьовувати (відкриватись на злив)), *C* – зливна, яка безпосередньо з'єднується із баком гідросистеми (див. розд. 1.3). Більш детальний опис роботи цих ГІТ наведений у розділах 1.3 і 2.4.



а) б)

Рисунок Е.2 – Генератор імпульсів тиску:
а) – однокаскадний клапан-пульсатор золотникового типу; б) – однокаскадний клапан-пульсатор кулькового типу

Наступним, у програмній CAD-системі, на основі принципових схем вібраційних та ВУ грунтоущільнюючих пристроїв (див. рис. А2, додаток А), було розроблено тривимірну модель ІВ на базі ГІП (рис. Е.3), яка складається з трамбувальної плити 1 до якої через зовнішні стінки 2 приєднана кришка 3, яка кріпиться до трамбувальної плити 1 направляючими 4. У свою чергу до кришки 3 приєднаний кріпильний вузол 5 і корпус двокаскадного клапана-пульсатора 8, що з'єднаний через силові пружини 6 і силові направляючі 7. Корпус двокаскадного клапана-пульсатора 8 додатково виконує функції рухомого гідроциліндра в нерухомому поршні-направляючій 9. У корпусі двокаскадного клапана-пульсатора 8

розташований клапан другого каскаду 10 і клапан першого каскаду 11, взаємний рух яких регулюється пружинами 12 і 13 відповідно, дроселем 14 і регулювальним гвинтом 15.

Невід'ємною частиною ГІП є ГІТ (див. розд. 1.3), який в гідросистемі приводу створює періодичні імпульси тиску, амплітуда і частота проходження яких залежить від налагодження і конструктивних параметрів елементів клапанів-пульсаторів (див. розд. 1.3) і [48]. На рисунку Е.3 представлено вбудовану конструкцію двокаскадного клапана-пульсатора. Основні особливості робочого процесу цього ГІТ наведені у додатку А (див. рис. А.6).

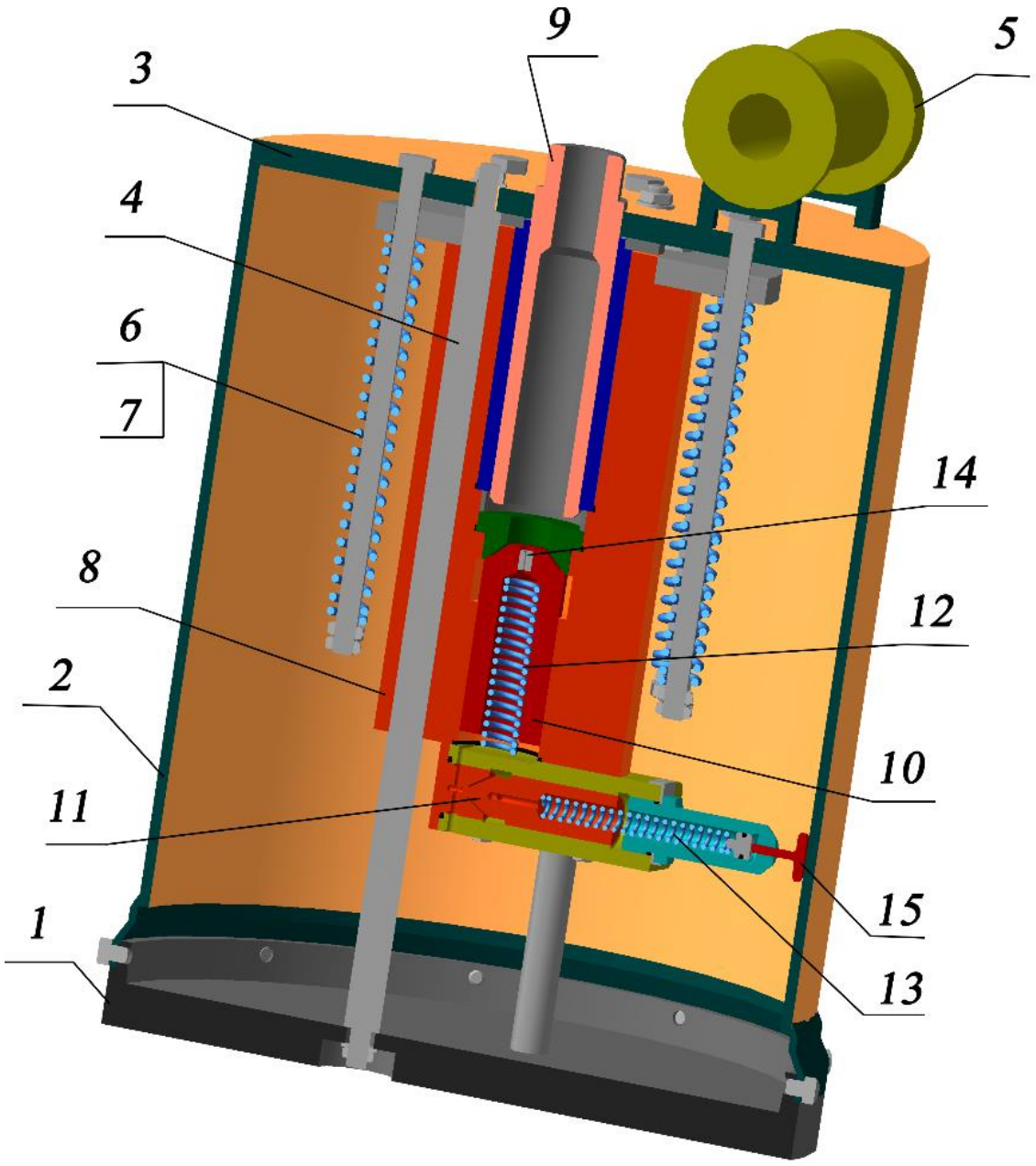


Рисунок Е.3 – Інерційна вібротрамбовка на базі ГІП

Також на основі принципових схем пристроїв для руйнування гірських порід (див. рис. А.3, додаток А) у програмній CAD-системі було розроблено тривимірну модель навісного ВУ пристрою на базі ГІП (рис. Е.4).

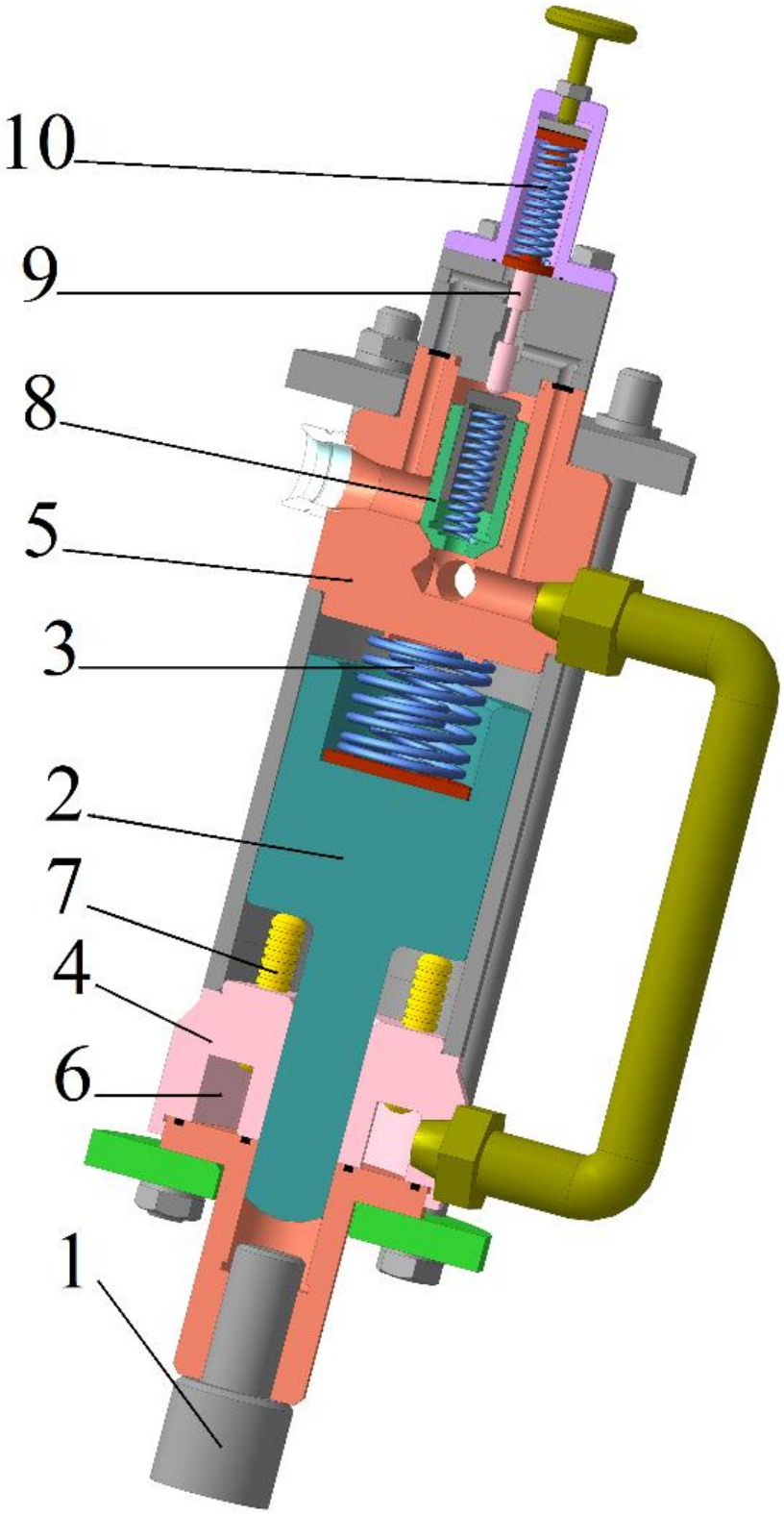
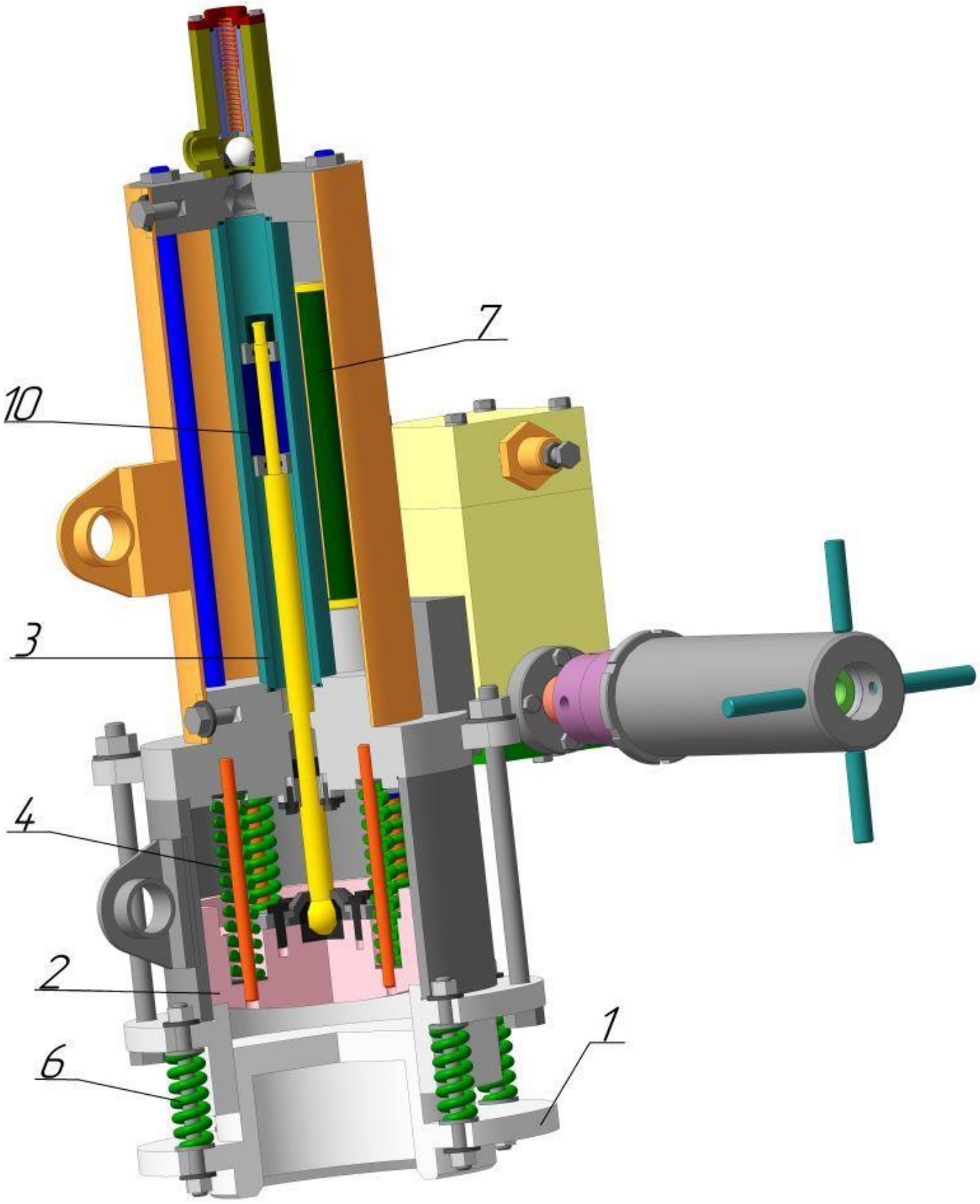


Рисунок Е.4 – Навісний віброударний пристрій на базі ГІП

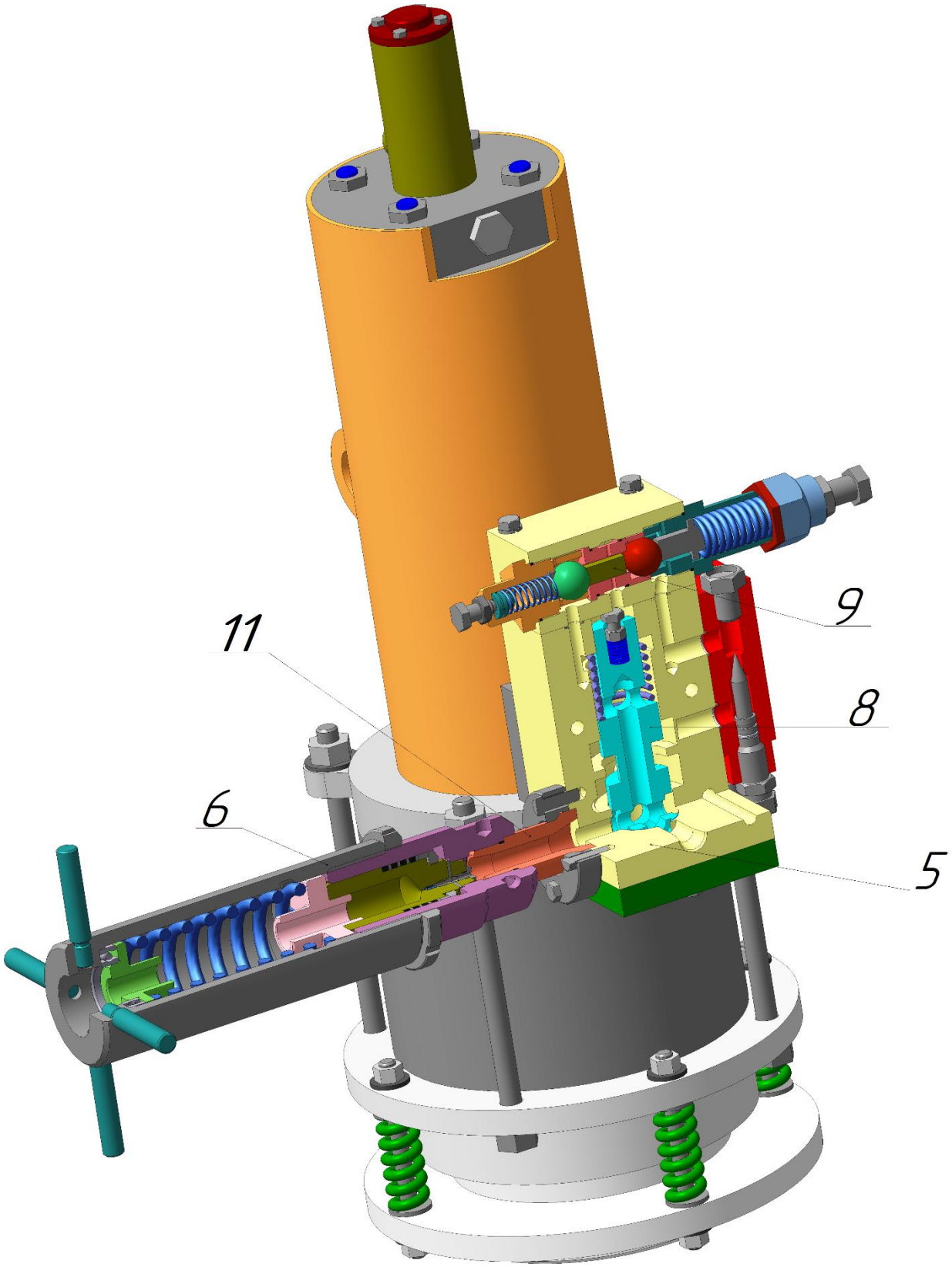
Навісний ВУ пристрій складається із робочого органу 1 (долото із конічним наконечником) на верхню основу якого прикладається періодичне ударне навантаження ударною масою 2 під дією сил тяжіння і сил повернення пружного елемента 3. Зворотно-поступальний рух ударної маси 2 відбувається за рахунок дії ГІП, який складається із гідроциліндра 4 і ГІТ 5 (двокаскадного клапана-пульсатора). У робочій порожнині (див. рис. Е.4) гідроциліндра 4 створюється періодична зміна тиску амплітудою $\Delta p=p_1-p_2$, яка передається на плунжери гідроциліндра 7. У свою чергу плунжери 7, під дією поточного тиску в порожнині 6 гідроциліндра 4, переміщують ударну масу 2, що спричиняє деформацію пружного елемента 3 і накопичення потенціальної енергії від сил тяжіння. Після відкриття клапана другого каскаду 8 відбувається злив робочої рідини, що спричиняє падіння тиску в робочій порожнині гідроциліндра 4. При цьому відбувається переміщення ударної маси 2 у початкове положення, що спричиняє ударну взаємодію із робочим органом 1. Енергія ударної взаємодії складається із потенціальної енергії сил повернення пружного елемента 3 і сил тяжіння ударної маси 2. Налагодження тиску спрацювання p_2 генератора імпульсів тиску 5 залежить від налагодження пружини 10, а регулювання з'єднанням напірної гідролінії зі зливною клапаном другого каскаду 8 (скидання робочого тиску до тиску p_1) відбувається за допомогою запірного елемента 9 (клапана першого каскаду) у вигляді золотника. Більш детальна конструкція і принцип роботи вказаний у додатку А (див. рис. А.7).

Для технологічного процесу занурення паль [171], на базі принципових схем пристроїв для занурення паль (див. рис. А.4, додаток А), у CAD-системі [296] було розроблено навісний ВУ пристрій на базі ГІП (рис. Е.5), в якому в якості ГІТ використовується двокаскадний клапан пульсатор [107] підключений за схемою «на вході» [48].

Навісний інерційний вібромолот на базі ГІП (див. рис. Е.5) складається із наголовника 1, який сполучений із палею, і ударної маси 2, яка приводиться в рух за допомогою ГІП, який в свою чергу складається із виконавчого гідроциліндра 3 і ГІТ 5. ГІТ 5 до виконавчого гідроциліндра 3 підключається за схемою «на вході» [48] через гідроакумулятор 6.



а)

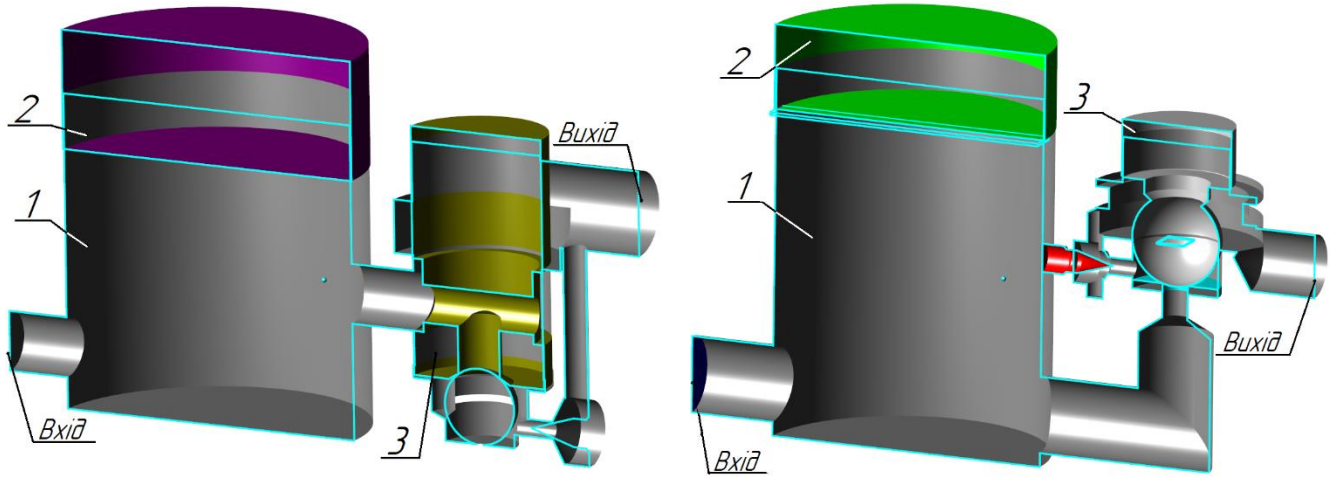


б)

Рисунок Е.5 – Навісний віброударний пристрій на базі ГІП:
а) – вид розрізу з боку виконавчого органу ГІП; б) – вид розрізу з боку ГІТ і гідроакумулятора

Гідроакумулятор 6 через патрубок 11 з'єднаний із ГІТ 5. Такий тип підключення ГІТ дозволяє на робочий орган 10 (плунжер) виконавчого гідроциліндра прикладати силове навантаження, яке має функцію зміни сил імпульсної форми [11]. Робочий цикл ГІП починається із наповнення гідроакумулятора 6, і відповідно акумулюванням в ньому тиску до певного заданого значення p_1, яке задається регулювальною пружиною на сервоклапані 9 ГІТ 5. Після досягнення заданого тиску p_1, в ГІТ 5 відкривається клапан другого каскаду 8, який сполучає порожнину гідроакумулятора 6 із робочою порожниною виконавчого гідроциліндра 3. Різке збільшення тиску в робочій порожнині виконавчого гідроциліндра 3 заставляє робочий орган 10 (плунжер) рухатись вверх, що заставляє за собою піднімати інерційну масу 2, при цьому стискаючи пружні елементи 4. Рух інерційної маси 2 вверх спричиняє накопичення потенціальної енергії від дії сил тяжіння і пружних сил. Після падіння тиску в системі ГІП до тиску p_2, момент відкриття якого визначається конструктивними параметрами сервоклапана 9, інерційна маса 2 починає рухатись вниз, що спричиняє ударну взаємодію із наголовником 1, яка в свою чергу передається на палю. Також при падінні тиску в системі ГІП до тиску p_2, відбувається сполучення робочої порожнини виконавчого гідроциліндра 3 зі зливною лінією 7, за допомогою клапана другого каскаду 8. При цьому зливна лінія 7 сполучена із надплунжерною порожниною виконавчого гідроциліндра 3, що додатково створює навантаження на плунжер 10 при ході вниз. Це конструктивне рішення додає додаткову кінетичну енергію інерційній масі 2, яка дозволяє збільшити енергію ударного навантаження по наголовнику 1.

Із програмної CAD-системи [118] було імпортовано в програмну CFD-систему [296] такі розрахункові області ГІП віброконвеєра (див. рис. Е.1, Е.2), які представлені на рисунку Е.6.



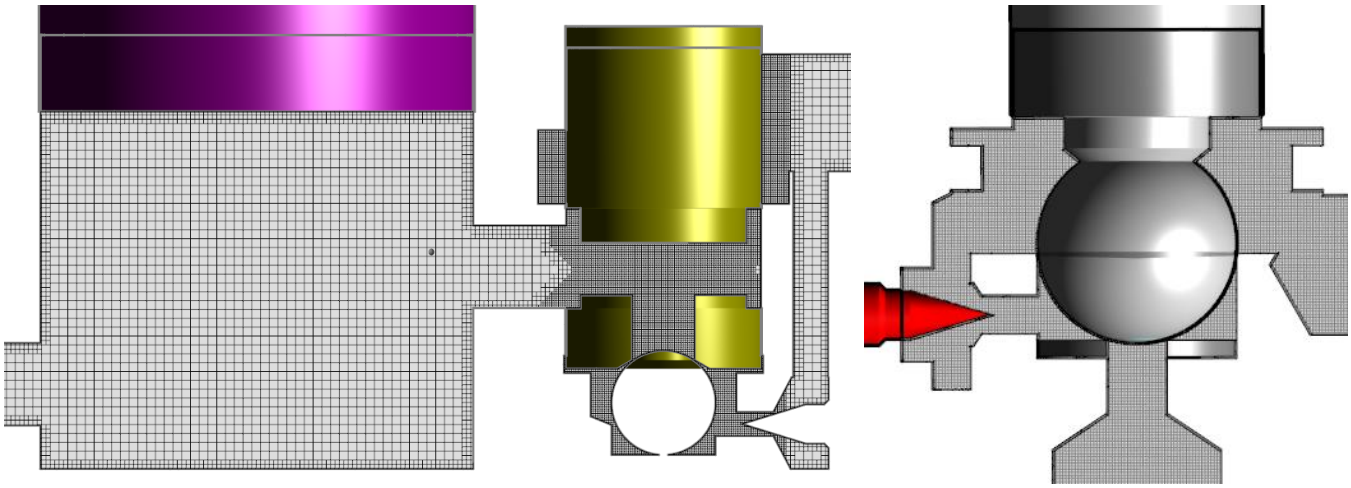
а) б)

Рисунок Е.6 – Розрахункові області і граничні умови ГІП представлені в програмній CFD-системі:

а) – однокаскадний клапан-пульсатор золотникового типу; б) – однокаскадний клапан-пульсатор кулькового типу

Розрахункова область 1 – це внутрішній об’єм порожнини гідроситеми ІП, який заповнений робочою рідиною у вигляді оливи марки І-30А, яка має густину ρ=890 кг/м^3 і динамічну в'язкість ν=0,1513 Па·с. Причому в цій розрахунковій області розташовані геометричні елементи до яких прив’язані такі граничні умови: вхід – через дану поверхню надходить робоча рідина із витратою Q_H=1,16·10^{-3} м^3/с; стінка – обмежена зовнішньою поверхнею геометричної області 1 біля якої швидкість робочої рідини розподіляється за пристінними функціями [275] в залежності від обраної моделі турбулентного руху рідини [5]; вихід – через цю поверхню витікає робоча рідина в бак, яка характеризується нульовим надлишковим робочим тиском, де за базовий тиск прийнято значення атмосферного $P_{атм}$=101000 Па, причому і для всієї розрахункової системи (див. рис. Е.6). Розрахункова область 2 – це рухоме тіло (поршень гідроциліндра), масою $m_З$=3 кг на яке діють сили описані у математичній моделі (див. розд. 3.2.1). Розрахункова область 3 – це рухоме тіло (запірний елемент), масою $m_З$=0,5 кг на яке діють сили також описані у математичній моделі (див. розд. 3.2.1). Крок за часом спряження Θ_{n+1}=0,01 с.

Оскільки розрахунок гідродинамічного процесу проводиться на базі чисельного методу розробленого у розділі 4, тому для подальшого розрахунку необхідно, щоб була побудована скінчено-об'ємна розрахункова сітка (рис. Е.7). У результаті побудови розрахункової сітки було отримано 750 000 розрахункових комірок.

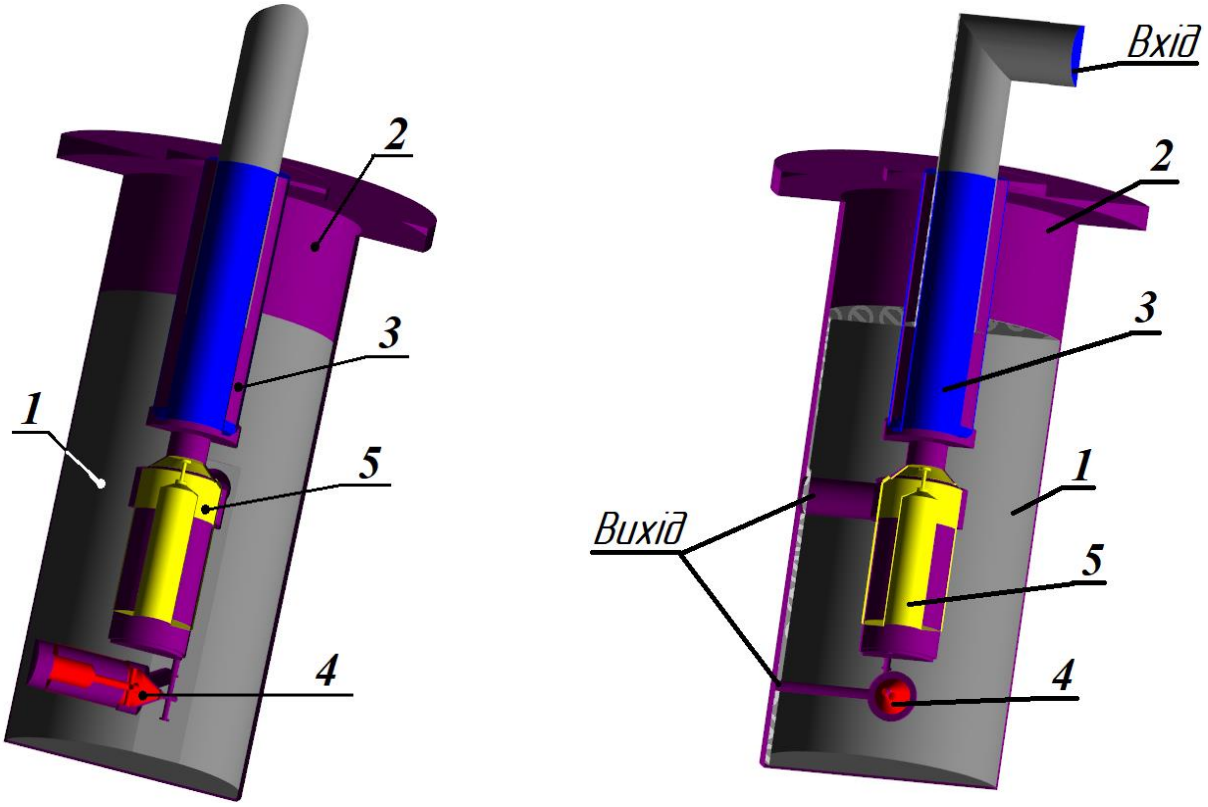


а) б)

Рисунок Е.7 – Схема скінчено-об'ємної розрахункової сітки ГІП представлених в програмній CFD-системі:

а) – однокаскадний клапан-пульсатор золотникового типу; б) – однокаскадний клапан-пульсатор кулькового типу

Наступними розрахунковими областями було обрано ГІП інерційної вібротрамбовки (див. рис. Е.3), які представлені на рисунку Е.8.



а) б)

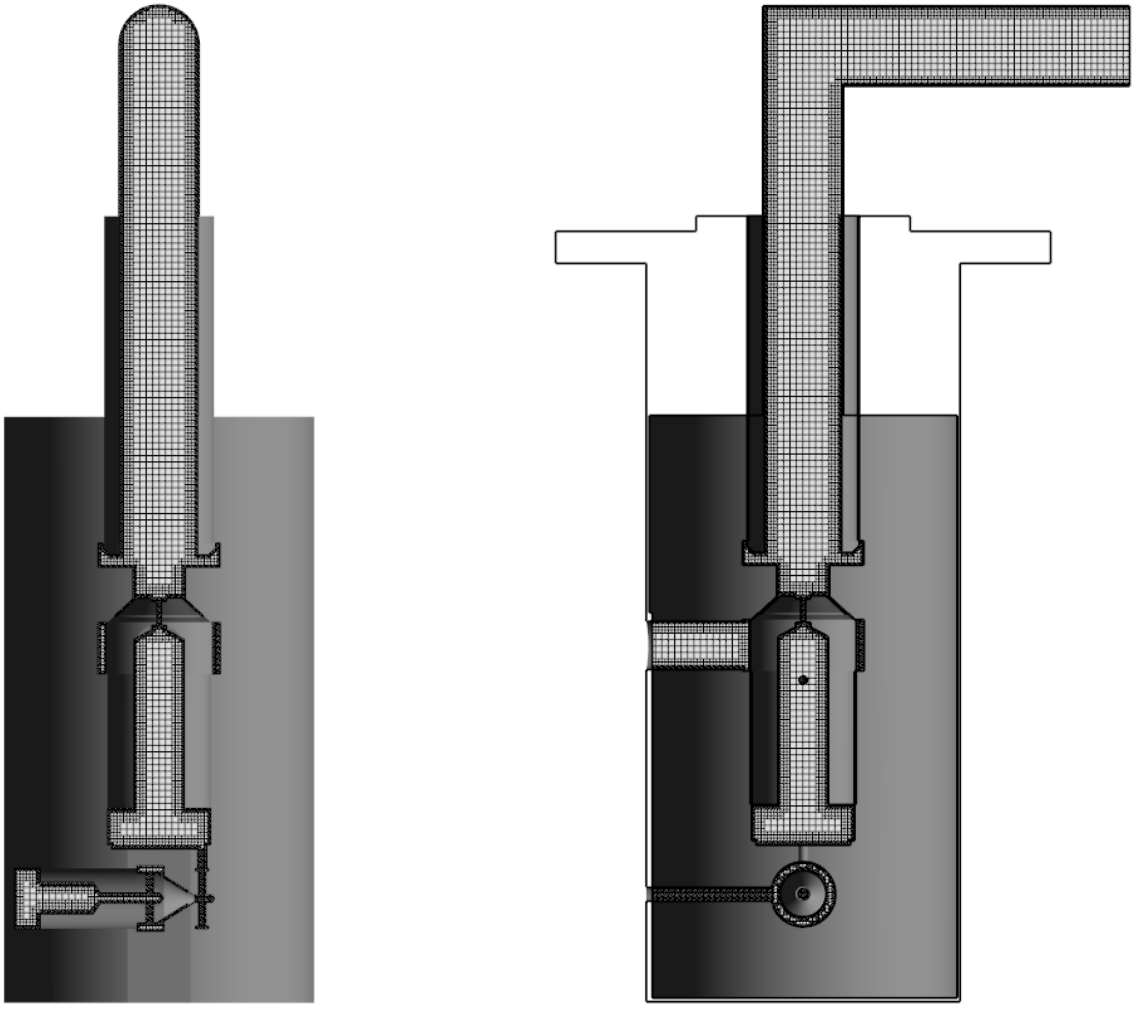
Рисунок Е.8 – Розрахункові області і граничні умови ГІП представлені в програмній CFD-системі:

а) – розріз CAD-моделі в площині *zOx*; б) – розріз CAD-моделі в площині *zOy*

Розрахункова область 1 – це внутрішній об’єм порожнини гідросистеми ІП, який заповнений робочою рідиною у вигляді оливи марки І-30А, яка має густину ρ=890 кг/м^3 і динамічну в'язкість ν=0,1513 Па·с. Причому в цій розрахунковій області розташовані геометричні елементи до яких прив’язані такі граничні умови: вхід – через дану поверхню надходить робоча рідина із витратою Q_H=1,16·10^{-3} м^3/с; стінка – обмежена зовнішньою поверхнею геометричних областей 1, 2, 3, 4, 5, біля якої швидкість робочої рідини розподіляється за пристінними функціями [346] в залежності від обраної моделі турбулентного руху рідини [336]; вихід – через цю поверхню витікає робоча рідина в бак, яка характеризується нульовим надлишковим робочим тиском, де за базовий тиск прийнято значення атмосферного $P_{атм}$=101 000 Па, причому і для всієї розрахункової системи (див. рис. Е.8). Розрахункова область 2 – це рухоме тіло (гідроциліндр), масою $M_{ін}$=110 кг на яке

діють сили описані у математичній моделі (див. розд. 3.2.2). Розрахункова область 3 – це нерухоме тіло (корпус трамбувальної плити 1.2 (див. рис. 5.1, розд. 5)). Розрахункова область 4 – це рухоме тіло (клапан першого каскаду 1.13 масою M_1=0,6 кг і розрахункова область 5 – це рухоме тіло (див. рис. 5.1, розд. 5) масою M_2=2,6 кг на яке діють сили також описані у математичній моделі (див. розд. 3.2.1). Крок за часом спряження Θ_{n+1}=0,01 с.

Оскільки розрахунок гідродинамічного процесу проводиться чисельним методом розробленим у розділі 4, то для подальшого розрахунку необхідно, щоб була побудована скінчено-об'ємна розрахункова сітка (рис. Е.9). У результаті побудови розрахункової сітки було отримано 420 000 розрахункових комірок.



а) б)

Рисунок Е.9 – Схема скінчено-об'ємної розрахункової сітки ГІП представленої в програмній CFD-системі:

а) – розріз CAD-моделі в площині *zOx*; б) – розріз CAD-моделі в площині *zOy*

Розрахункова CFD-область ВУ пристрою на базі ГІП (див. рис. Е.4) представлена на рисунок Е.10.

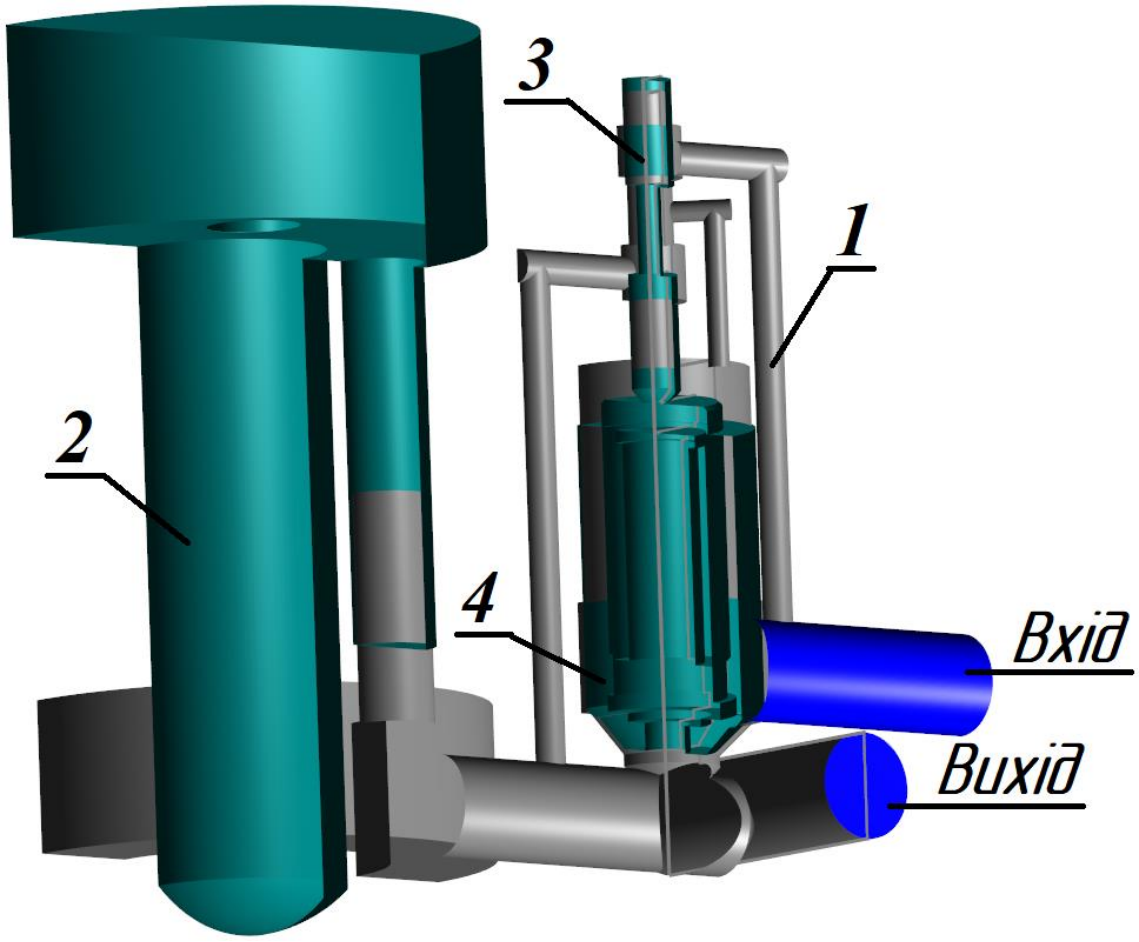


Рисунок Е.10 – Розрахункові області і граничні умови ВУ пристрою на базі ГІП у CFD програмному комплексі

Розрахункова область 1 – це внутрішній об’єм порожнини гідросистеми ІП, який заповнений робочою рідиною у вигляді оливи марки І-30А, яка має густину ρ=890 кг/м^3 і динамічну в'язкість ν=0,1513 Па·с. Причому в цій розрахунковій області розташовані геометричні елементи до яких прив’язані такі граничні умови: вхід – через цю поверхню надходить робоча рідина із витратою Q_H=2,4·10^{-3} м^3/с; стінка – обмежена зовнішньою поверхнею геометричних областей 1, 2, 3, 4 біля якої швидкість робочої рідини розподіляється за пристінними функціями [281] в залежності від обраної моделі турбулентного руху рідини [52]; вихід – через цю поверхню витікає робоча рідина в бак, яка характеризується нульовим надлишковим робочим тиском, де за базовий тиск прийнято значення атмосферного

$P_{атм}$=101000 Па, причому і для всієї розрахункової системи (див. рис. Ж.5). Розрахункова область 2 – це рухоме тіло (ударна маса), масою M=20 кг, на яке діють сили описані у математичній моделі (див. розд. 3.2.3). Розрахункова область 3 – це рухоме тіло (клапан першого каскаду 9 (див. рис. Е.10)) масою M_1=0,3 кг і розрахункова область 4 – це рухоме тіло (клапан другого каскаду 8 (див. рис. Е.10)) масою M_2=0,6 кг, на які діють сили описані у математичній моделі (див. розд. 3.2.3). Крок за часом спряження Θ_{n+1}=0,01 с.

Оскільки розрахунок гідродинамічного процесу проводиться методом розробленим у розділі 4, то для подальшого розрахунку необхідно, щоб була побудована скінчено-об'ємна розрахункова сітка (рис. Е.11). У результаті побудови розрахункової сітки було отримано 460 000 розрахункових комірок.

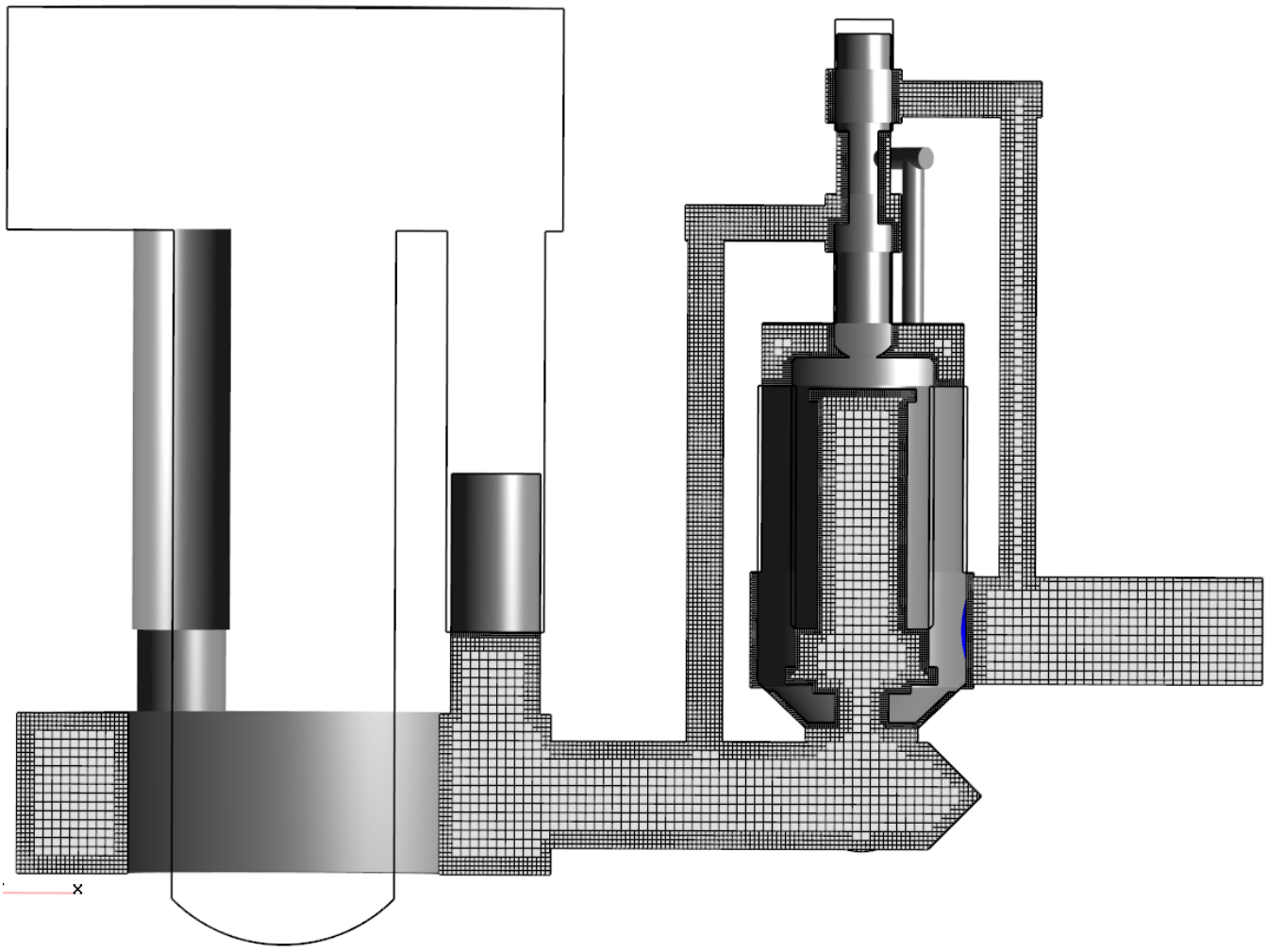
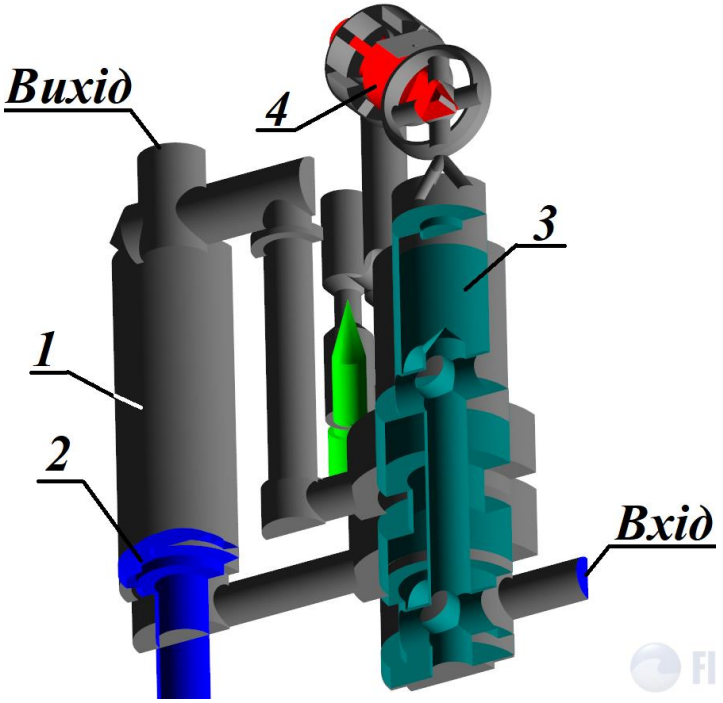
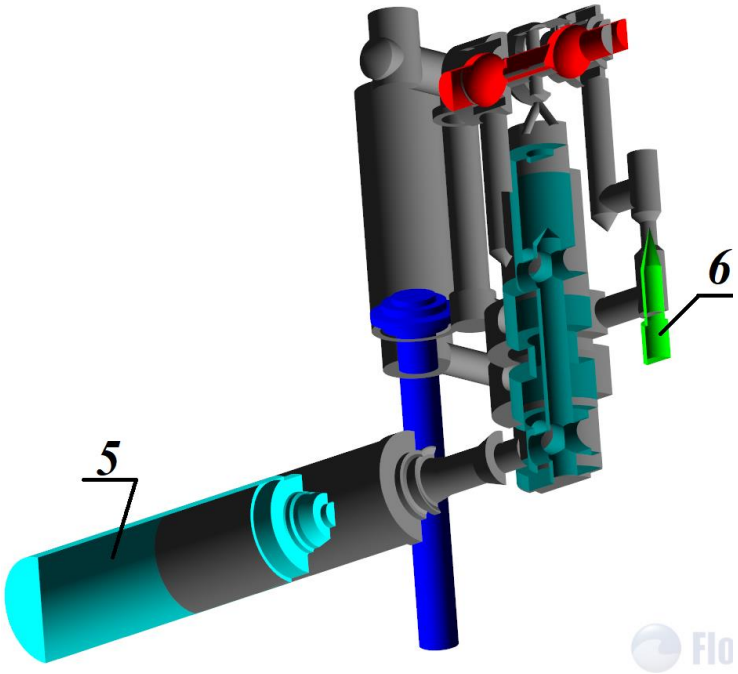


Рисунок Е.11 – Схема скінчено-об'ємної розрахункової сітки ВУ пристрою на базі ГІП представленої в програмному CFD-комплексі

Для моделювання гідродинамічних процесів в ГІП віброударного пристрою для занурення паль (див. рис. Е.5), розрахункові області представлені на рисунку Е.12.



а)

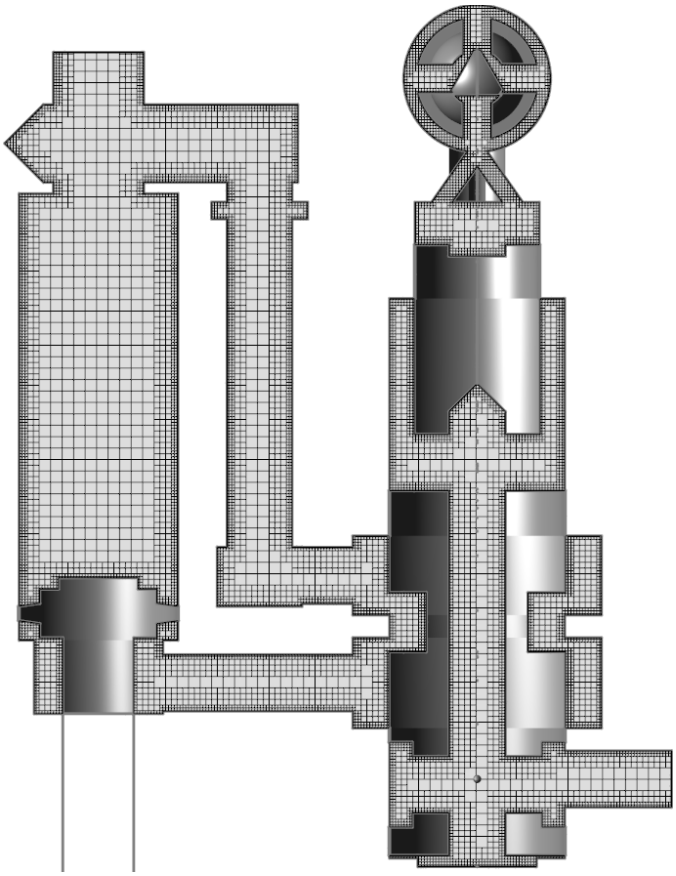


б)

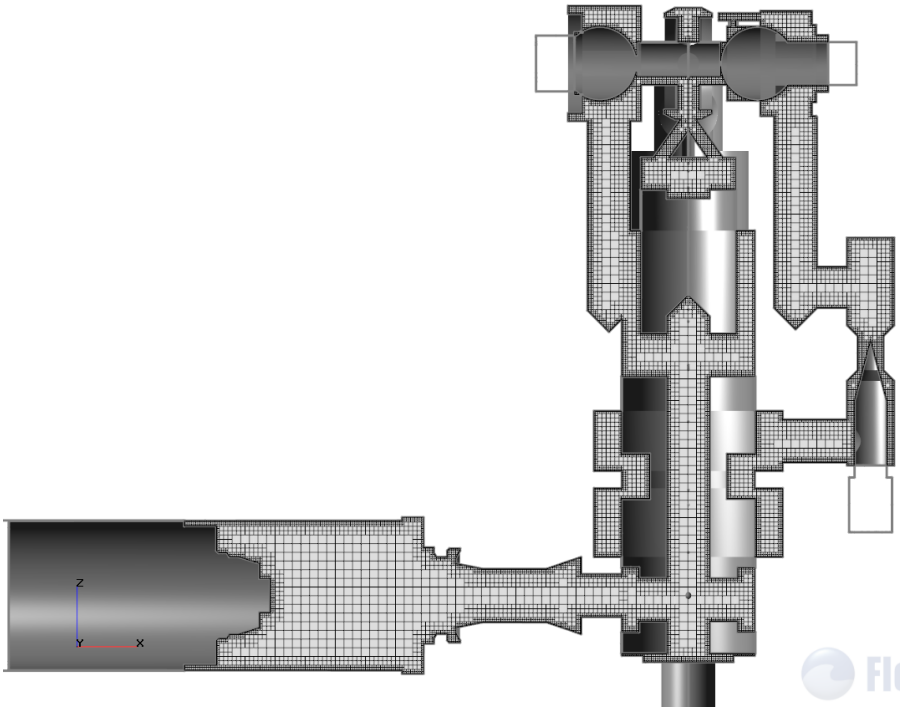
Рисунок Е.12 – Розрахункові області і граничні умови ГІП віброударного пристрою для занурення паль представлених в програмній CFD-системі:
а) – розріз CAD-моделі в площині *zOy*; б) – розріз CAD-моделі в площині *zOx*

Розрахункова область 1 – це внутрішній об’єм порожнини гідросистеми ІП, який заповнений робочою рідиною у вигляді оливи марки І-30А, яка має густину ρ=890 кг/м^3 і динамічну в'язкість ν=0,1513 Па·с. Причому в цій розрахунковій області розташовані геометричні елементи до яких прив’язані наступні граничні умови: вхід – через цю поверхню надходить робоча рідина із витратою Q_H=2,4·10^{-3} м^3/с; стінка – обмежена зовнішньою поверхнею геометричних областей 1, 2, 3, 4, 5, 6 біля якої швидкість робочої рідини розподіляється за пристінними функціями [281] в залежності від обраної моделі турбулентного руху рідини [52]; вихід – через цю поверхню витікає робоча рідина в бак, яка характеризується нульовим надлишковим робочим тиском, де за базовий тиск прийнято значення атмосферного $P_{атм}$=101000 Па, причому і для всієї розрахункової системи (див. рис. Е.12). Розрахункова область 2 – це рухоме тіло (ударна маса), масою M=60 кг, на яке діють сили описані у математичній моделі (див. розд. 3.2.4). Розрахункова область 3 – це рухоме тіло (клапан другого каскаду 8 (див. рис. Е.12 б)) масою M_1=2,8 кг і розрахункова область 4 – це рухоме тіло (клапан першого каскаду 9 (див. рис. Е.12 б)) масою M_2=0,55 кг, на які діють сили описані у математичній моделі (див. розд. 3.2.4). Розрахункова область 4 – це нерухоме тіло (дросель 8). Крок за часом спряження Θ_{n+1}=0,01 с.

Оскільки розрахунок гідродинамічного процесу проводиться методом розробленим у розділі 4, то для подальшого розрахунку необхідно, щоб також була побудована скінчено-об'ємна розрахункова сітка (рис. Е.13). У результаті побудови розрахункової сітки було отримано 730 000 розрахункових комірок.



а)



б)

Рисунок Е.13 – Схема скінчено-об'ємної розрахункової сітки ГІП віброударного пристрою для занурення паль представленої в програмному CFD-комплексі:

а) – розріз CFD-моделі в площині *zOy*; б) – розріз CFD-моделі в площині *zOx*

Додаток Ж

Параметри математичних моделей для чисельного моделювання у функціонально програмованому середовищі Matlab.Simulink

Таблиця Ж.1 – Вихідні дані для моделювання руху транспортуючого вантажу на поверхні вантажонесучого органу вібраційного конвеєра на базі гідроімпульсного приводу

№ з/п	Найменування параметра	Значення
1	2	3
1.	Маса компоненти m шару транспортуючого матеріалу, який безпосередньо контактує зі стінками вантажонесучого органу (лотка), кг	50
2.	Маса компоненти m_0 шару транспортуючого матеріалу, який не контактує зі стінками вантажонесучого органу (лотка), а знаходиться над шаром матеріалу масою m і відповідно контактує тільки з ним, кг	28
3.	Компонента коефіцієнта демпфування c''_y від відносної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н·с/м	3900
4.	Компонента коефіцієнта пружності k''_y від відносної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н/м	$1{,}75 \cdot 10^6$
5.	Компонента коефіцієнта демпфування c''_x від відносної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н·с/м	7800

Продовження таблиці Ж.1

1	2	3
6.	Компонента коефіцієнта пружності k_x'' від відносної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н/м	$8{,}4 \cdot 10^5$
7.	Початкова пружна деформація x_H шару транспортуючого вантажу, мм	1,2
8.	Коефіцієнт $tg\alpha_0$, що враховує ущільнення шару транспортуючого вантажу при стиску	0,45
9.	Компонента коефіцієнта сил сухого тертя μ_y між частинками вантажу	0,6
10.	Компонента коефіцієнта сил сухого тертя μ_x між частинками вантажу	0,6
11.	Компонента коефіцієнта внутрішнього демпфування c_y від шарів m і m_0 транспортуючого матеріалу компоненти, Н·с/м	$2{,}9 \cdot 10^4$
12.	Компонента коефіцієнта внутрішнього демпфування c_x від шарів m і m_0 транспортуючого матеріалу компоненти, Н·с/м	$2{,}5 \cdot 10^4$
13.	Компонента внутрішнього коефіцієнта пружності k_y від шарів m і m_0 транспортуючого матеріалу компоненти, Н/м	$3{,}1 \cdot 10^6$
14.	Компонента внутрішнього коефіцієнта пружності k_x від шарів m і m_0 транспортуючого матеріалу компоненти, Н/м	$1{,}1 \cdot 10^6$
15.	Компонента коефіцієнта демпфування c_y' від абсолютної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н·с/м	4800

Продовження таблиці Ж.1

1	2	3
16.	Компонента коефіцієнта пружності k'_y від абсолютної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н/м	$1{,}17 \cdot 10^6$
17.	Компонента коефіцієнта демпфування c'_x від абсолютної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н·с/м	2300
18.	Компонента коефіцієнта пружності k'_x від абсолютної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н/м	$6{,}21 \cdot 10^5$
19.	Тип транспортуючого матеріалу	Кварцевий пісок

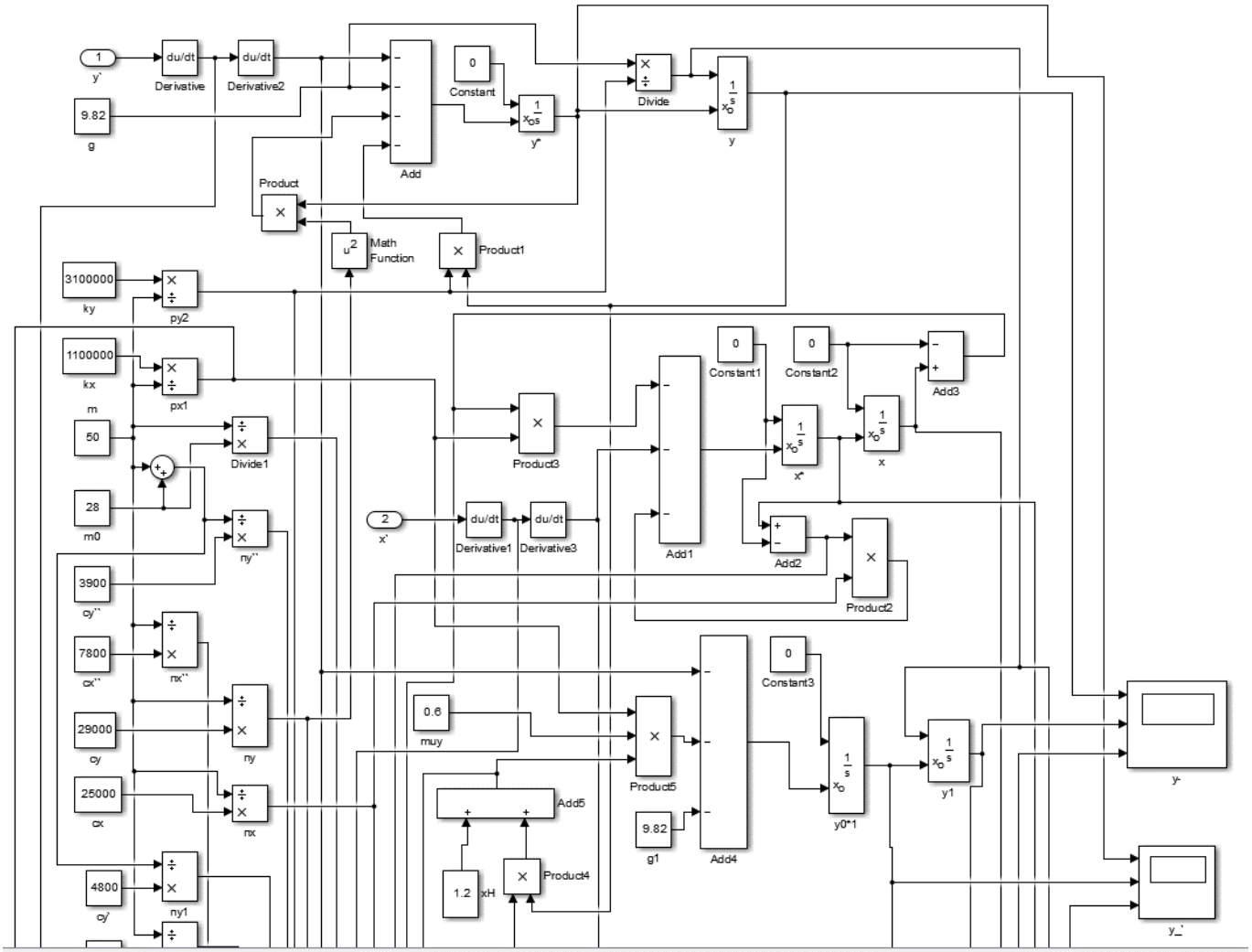


Рисунок Ж.1 – Блок-схема Matlab.Simulink для математичного моделювання руху транспортуючого вантажу на поверхні вантажонесучого органу вібраційного конвеєра на базі ГІП

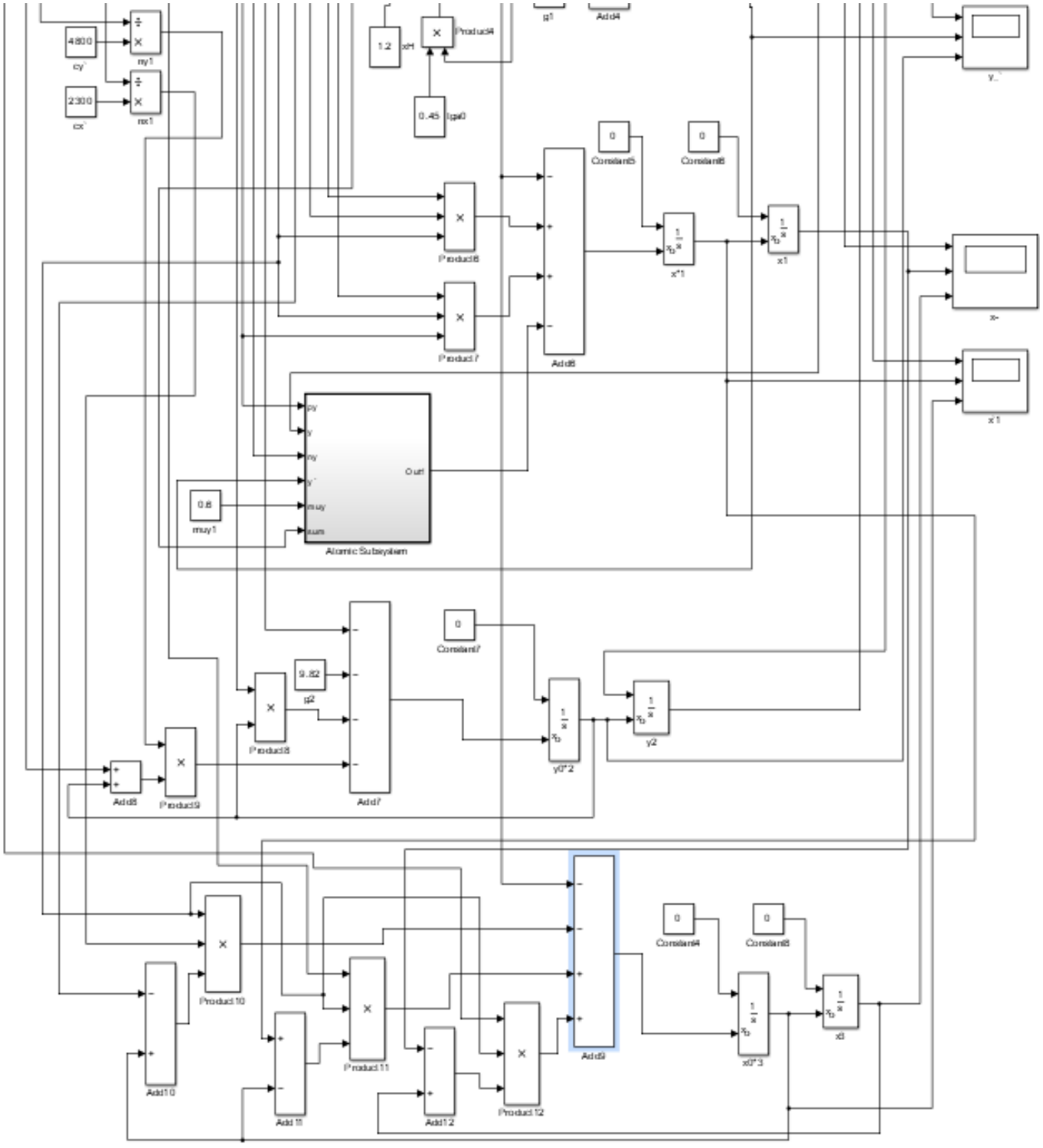


Рисунок Ж.1 (продовження)

Таблиця Ж.2 – Вихідні дані для моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою з ГІП на базі

№ з/п	Найменування параметра	Значення
1	2	3
1.	Маса компоненти m_1 верхнього шару ущільнюваного ґрунтового матеріалу, який безпосередньо контактує із трамбувальною плитою, кг	10
2.	Маса компоненти m_2 середнього шару ущільнюваного ґрунтового матеріалу, кг	10
3.	Маса компоненти m_3 нижнього шару ущільнюваного ґрунтового матеріалу, кг	10
4.	Компонента коефіцієнта пружності k_{y1} від відносної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н/м	$3{,}1\cdot10^6$
5.	Компонента коефіцієнта пружності k'_{y1} від відносної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н/м	$1{,}17\cdot10^6$
6.	Компонента коефіцієнта пружності k_{x1} від відносної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н/м	$1{,}1\cdot10^6$
7.	Компонента коефіцієнта пружності k'_{x1} від відносної швидкості компоненти m шару транспортуючого матеріалу відносно вантажонесучого органу, Н/м	$6{,}21\cdot10^5$

пружнов’язкопластичної феноменологічної моделі ґрунту

8.	Компонента коефіцієнта внутрішнього демпфування c_{y1} від шарів m і m_0 транспортуючого матеріалу компоненти, Н·с/м	4800
9.	Компонента коефіцієнта внутрішнього демпфування c_{x1} від шарів m і m_0 транспортуючого матеріалу компоненти, Н·с/м	2300
10.	Компонента коефіцієнта сил сухого тертя μ_y між частинками вантажу	0,6
11.	Компонента коефіцієнта сил сухого тертя μ_x між частинками вантажу	0,6
12.	Тип ущільнюваного ґрунту	Кварцовий пісок

Продовження таблиці Ж.2

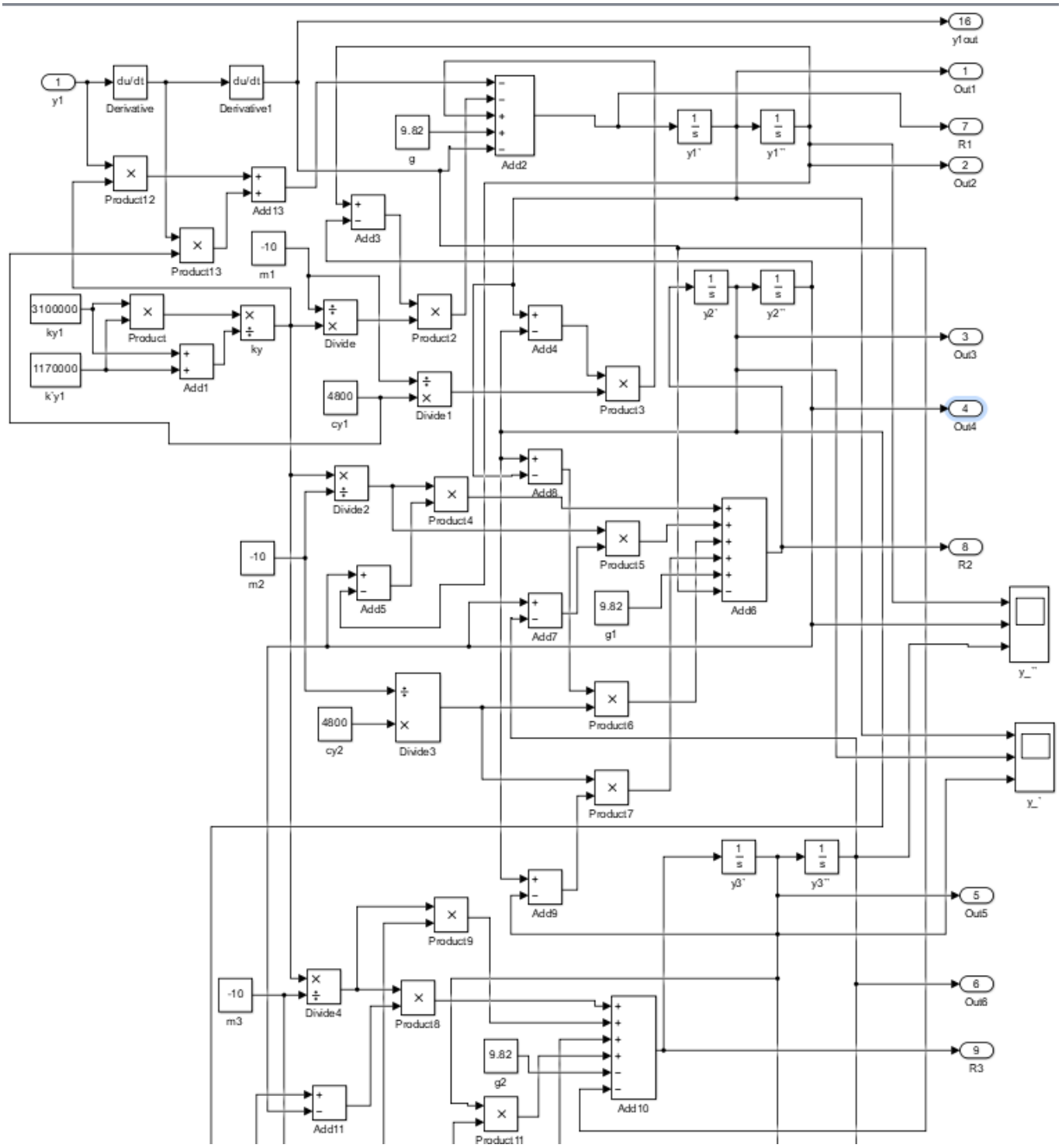


Рисунок Ж.2 – Блок-схема Matlab.Simulink для математичного моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів ІВ з ГІП на базі пружнов'язко-пластичної феноменологічної моделі ґрунту

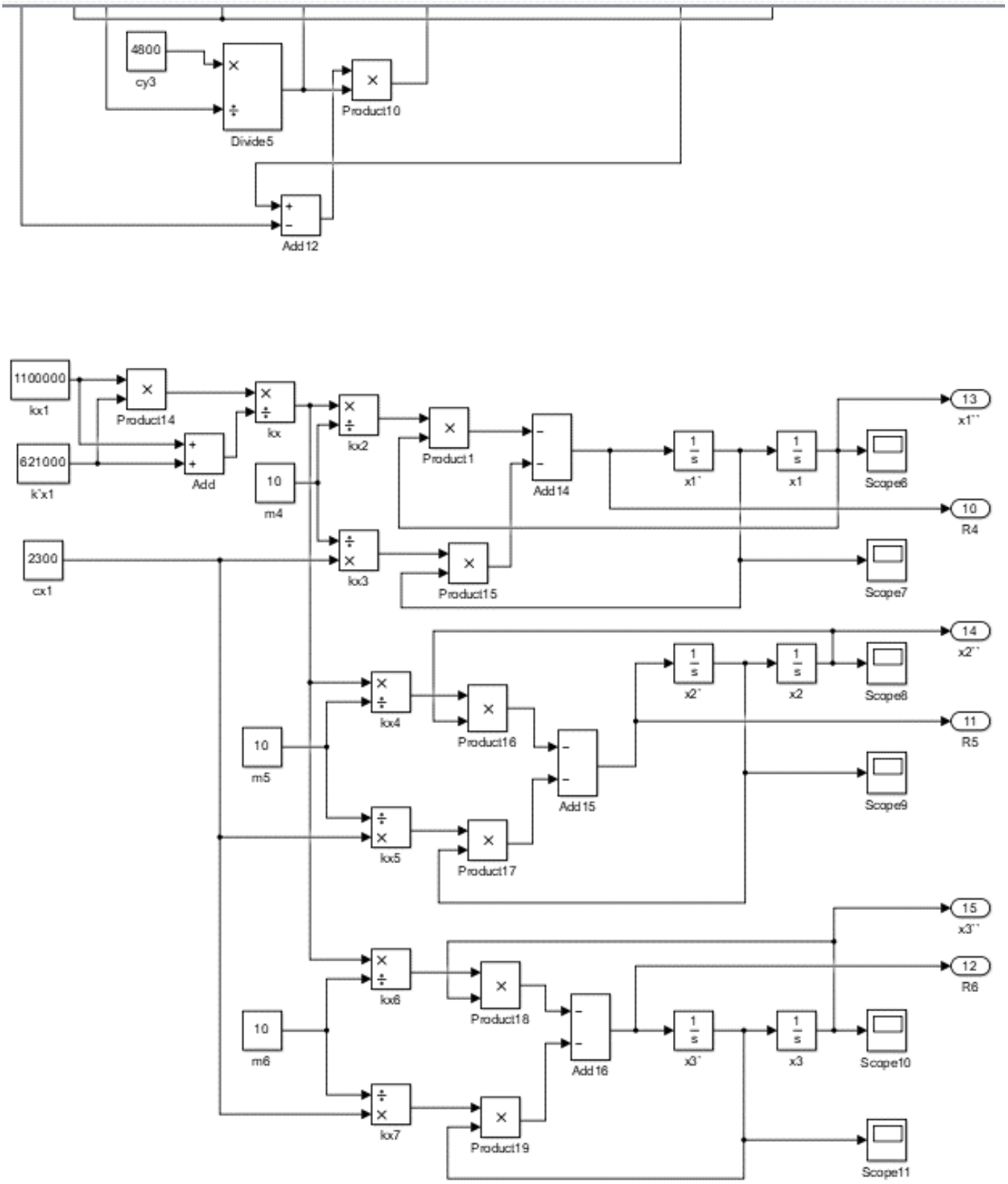


Рисунок Ж.2 (продовження)

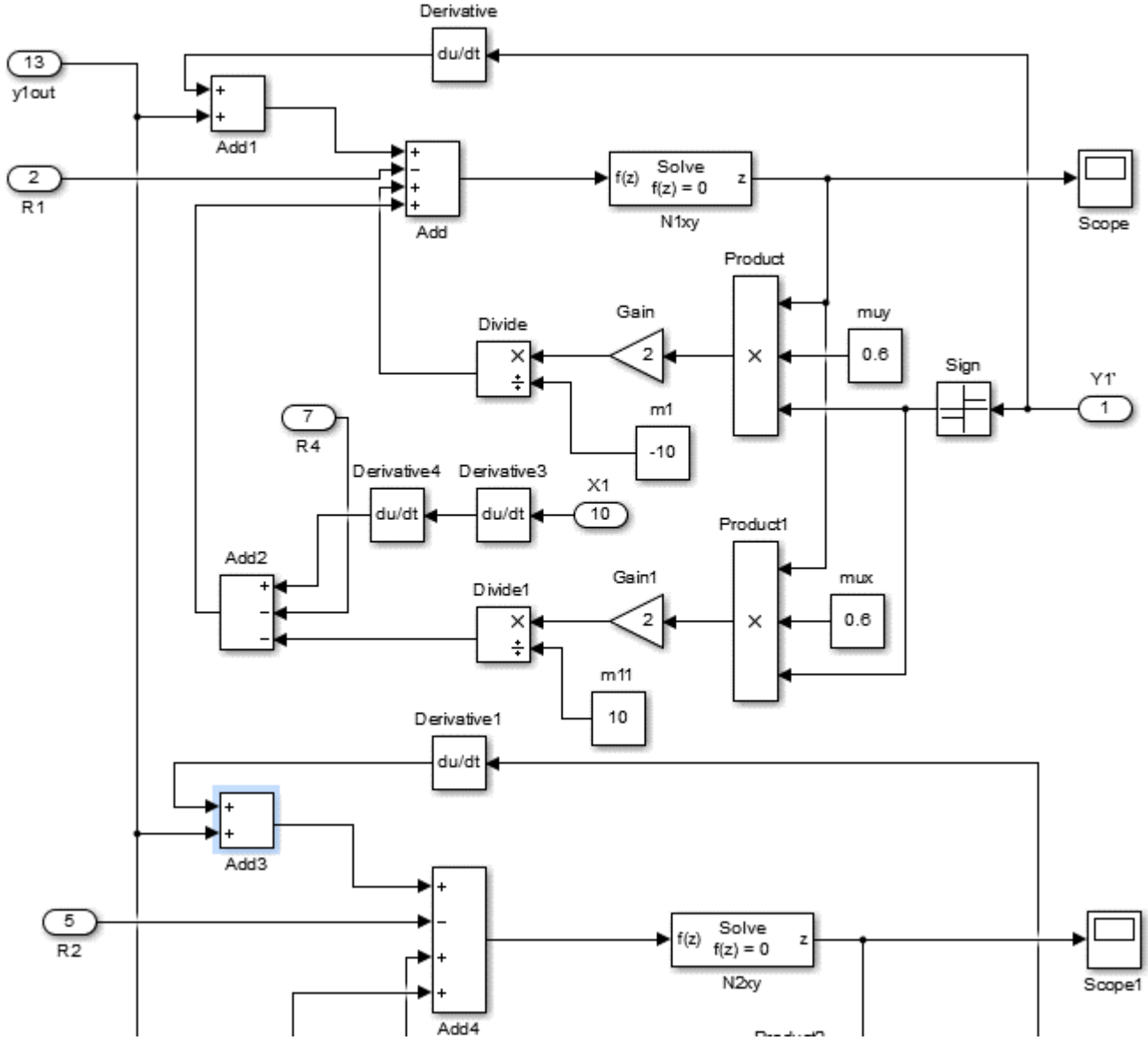


Рисунок Ж.2 (продовження)

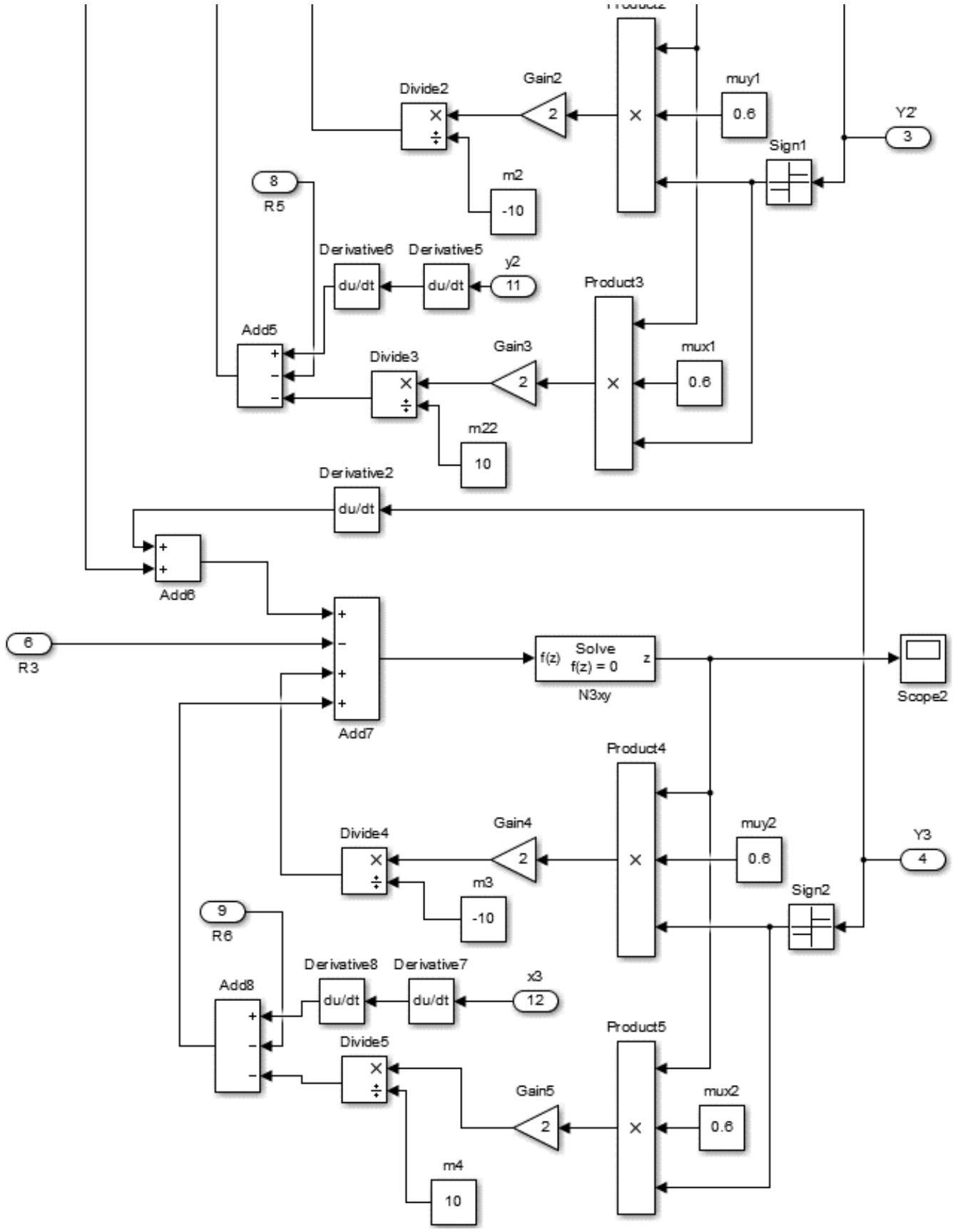


Рисунок Ж.2 (продовження)

Таблиця Ж.3 – Вихідні дані для моделювання технологічного процесу занурення паль навісним ВУ пристроєм з ГІП

№ з/п	Найменування параметру	Значення
1	2	3
1.	Маса компоненти m шару ґрунту, який піддається ударному навантаженню від конічної поверхні занурюваної палі, кг	20
2.	Коефіцієнт співвідношення ξ мас компонентів шарів ґрунту у вигляді тримасового пружно-в'язко-пластичного реологічного тіла	0,33
3.	Маса компоненти m_3 нижнього шару ущільнюваного ґрунтового матеріалу, кг	10
4.	Коефіцієнт вертикальної складової коефіцієнта пластичної деформації $K_{пу}$, Н/м	$3{,}1\cdot10^6$
5.	Коефіцієнт вертикальної складової коефіцієнта пластичної деформації $K_{пх}$, Н/м	$1{,}17\cdot10^6$
6.	Компонента коефіцієнта пружності k_x ґрунтового матеріалу, Н/м	$1{,}1\cdot10^6$
7.	Компонента коефіцієнта пружності k_y ґрунтового матеріалу, Н/м	$6{,}21\cdot10^5$
8.	Компонента коефіцієнта внутрішнього демпфування c_y ґрунтового матеріалу, Н·с/м	4800
9.	Компонента коефіцієнта внутрішнього демпфування c_x ґрунтового матеріалу, Н·с/м	2300
10.	Компонента коефіцієнта сил сухого тертя μ_y між частинками ґрунтового матеріалу	0,6

Продовження таблиці Ж.3

11.	Компонента коефіцієнта сил сухого тертя μ_χ між частинками ґрунтового матеріалу	0,6
12.	Маса m_5 занурювальної палі, кг	150
13.	Частина маси λ від загальної маси шару ґрунту, яка розташована безпосередньо біля поверхні занурюваної палі	0,1
14.	Тип ґрунту занурення палі	Кварцовий пісок

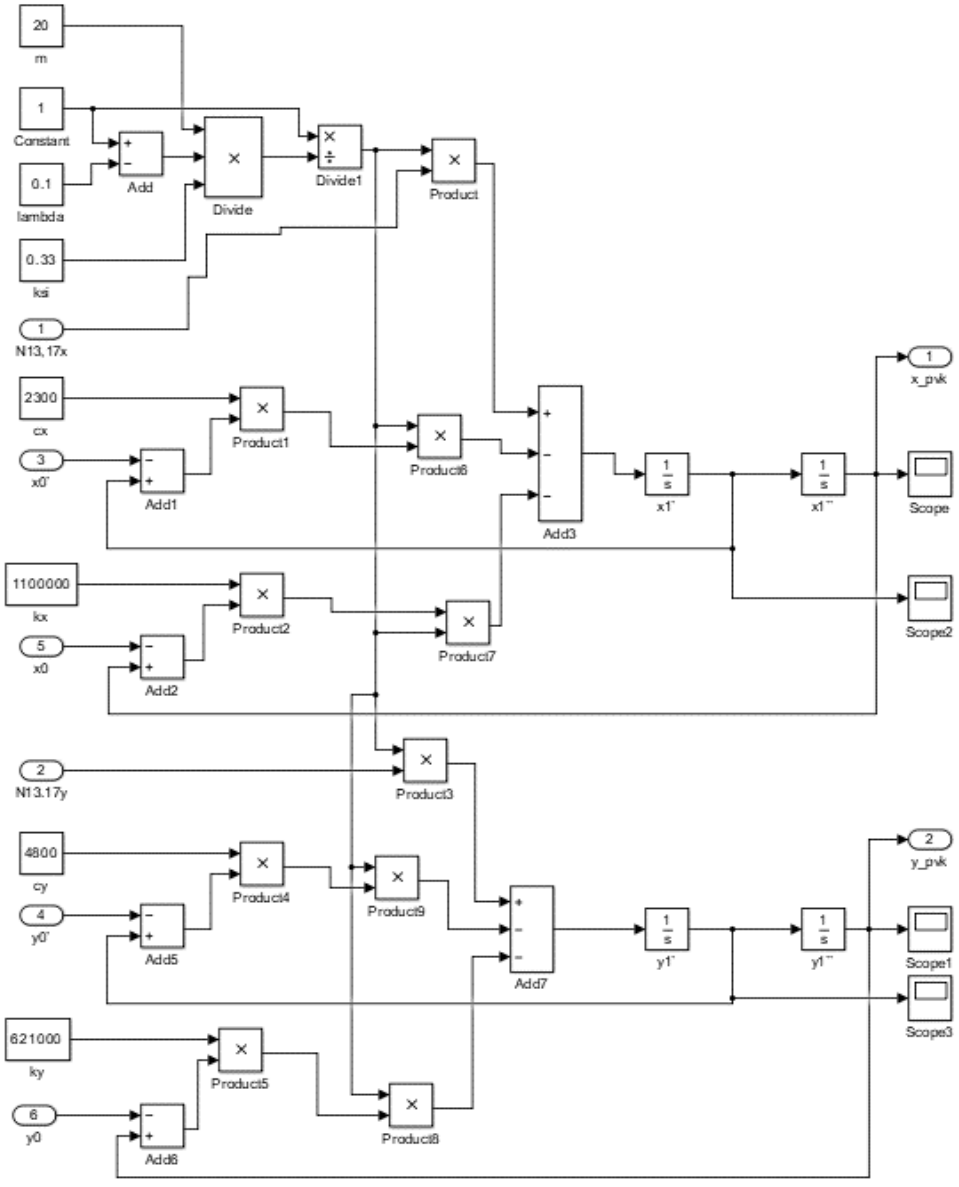


Рисунок Ж.3 – Блок-схема Matlab.Simulink для математичного моделювання технологічного процесу занурення паль навісним ВУ пристроєм з ГІП

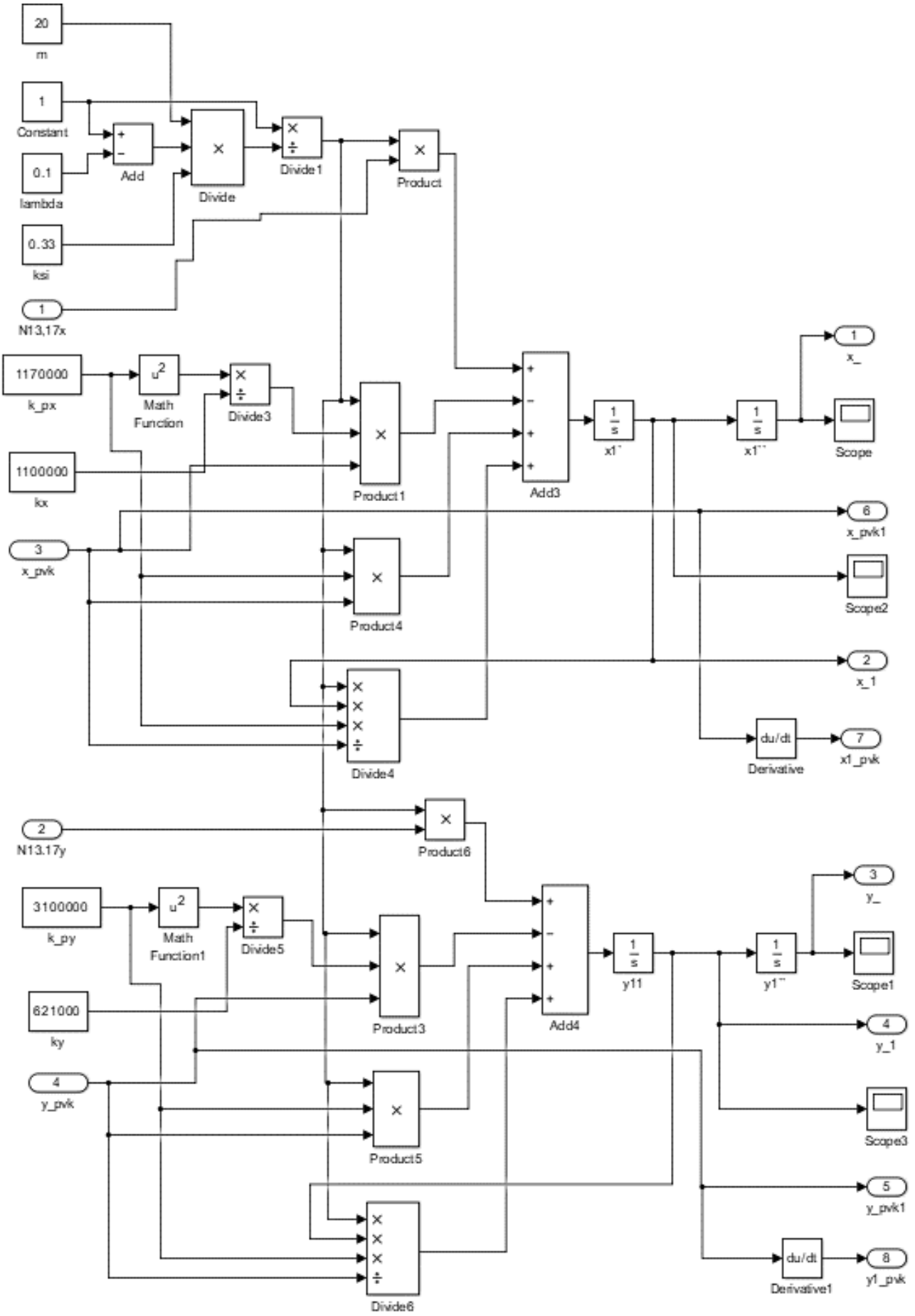


Рисунок Ж.3 (продовження)

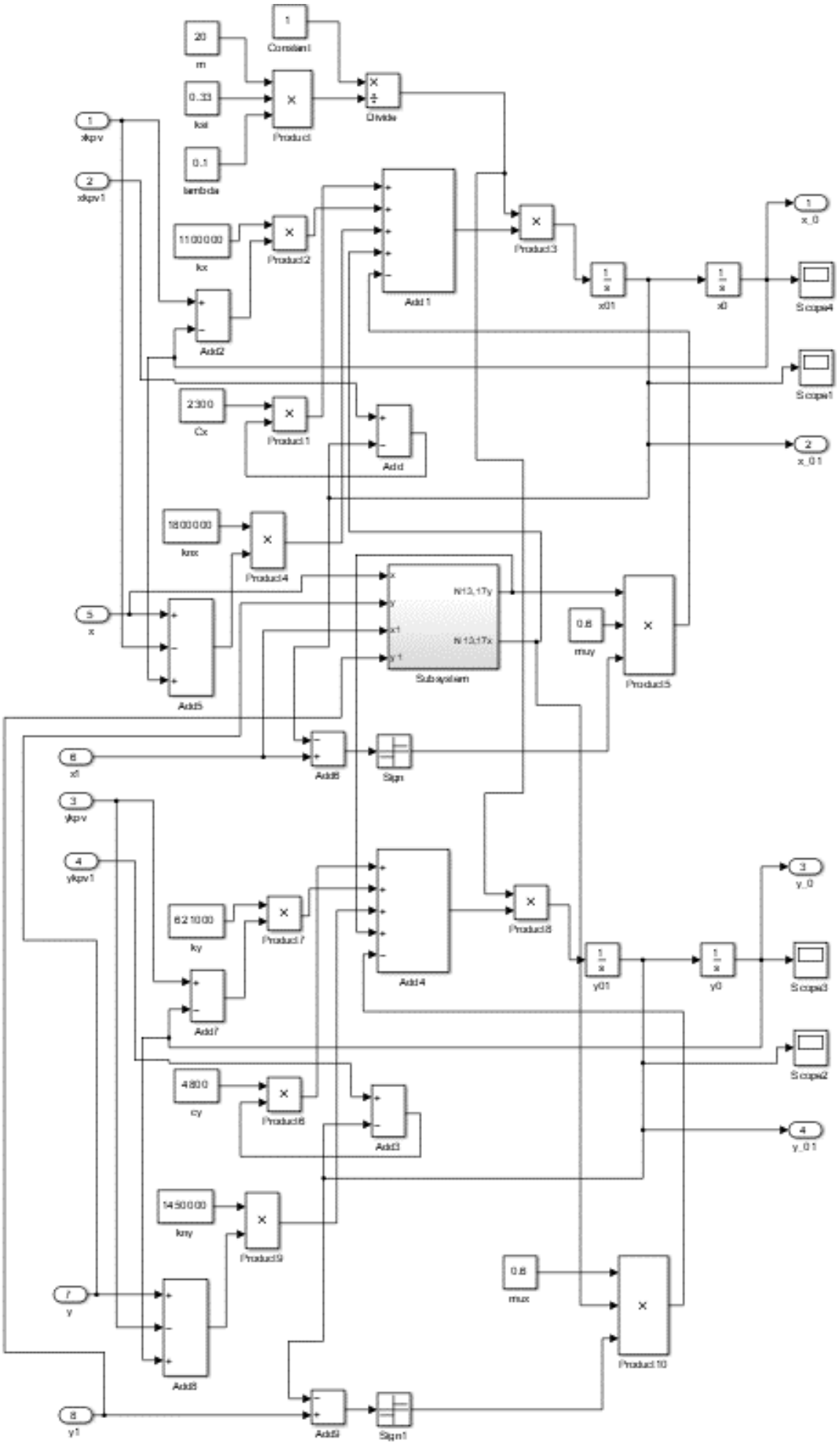


Рисунок Ж.3 (продовження)

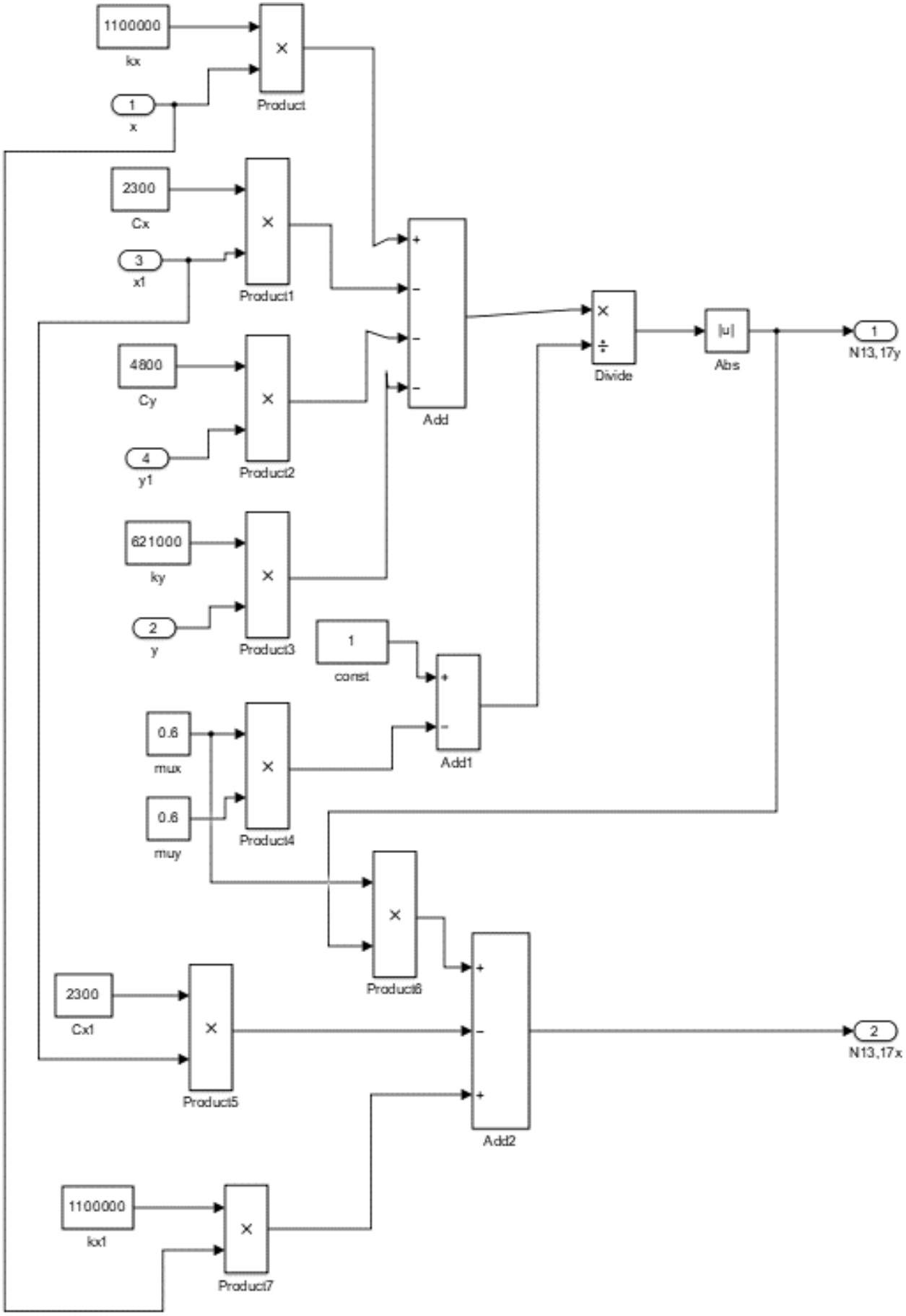


Рисунок Ж.3 (продовження)

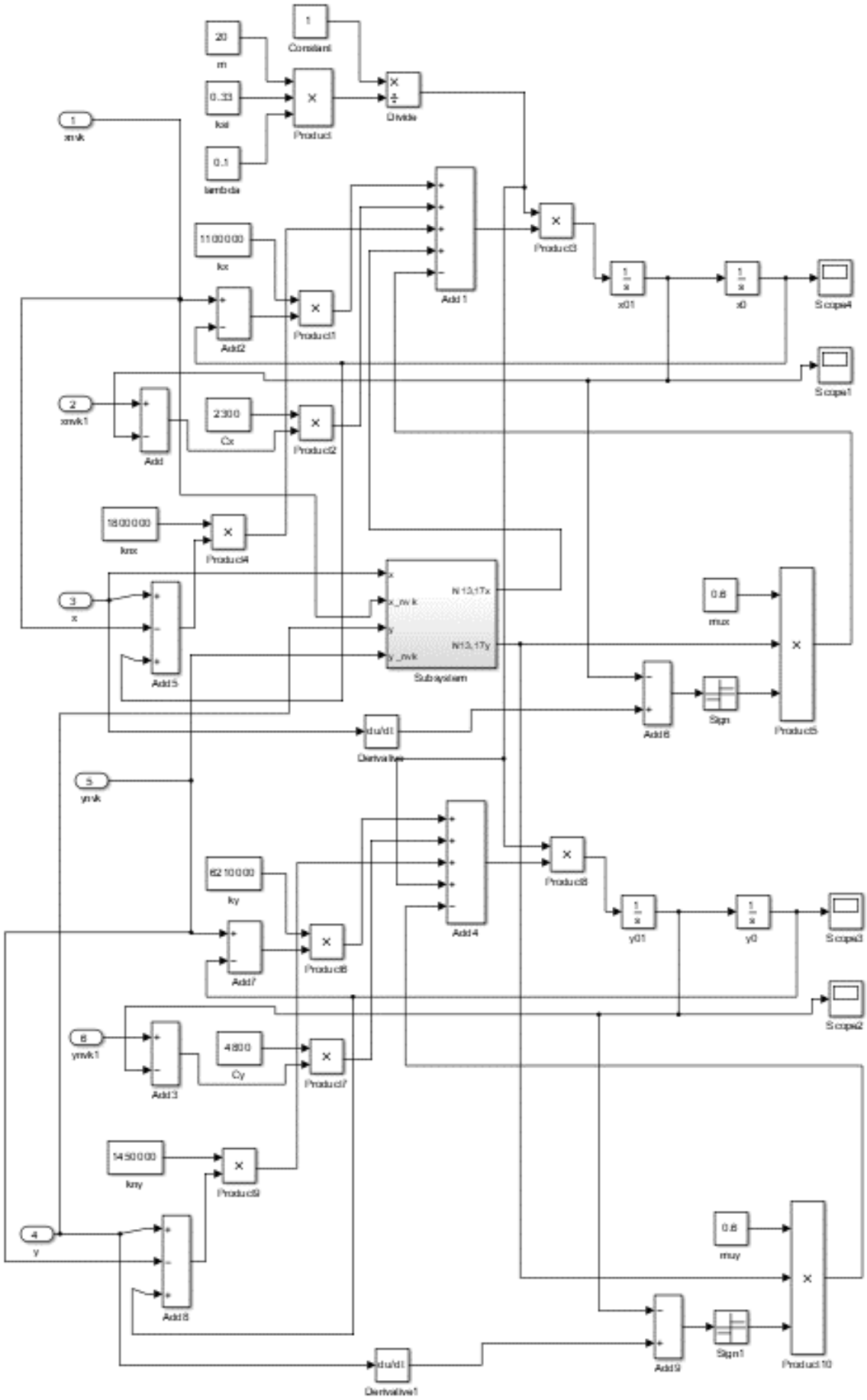


Рисунок Ж.3 (продовження)

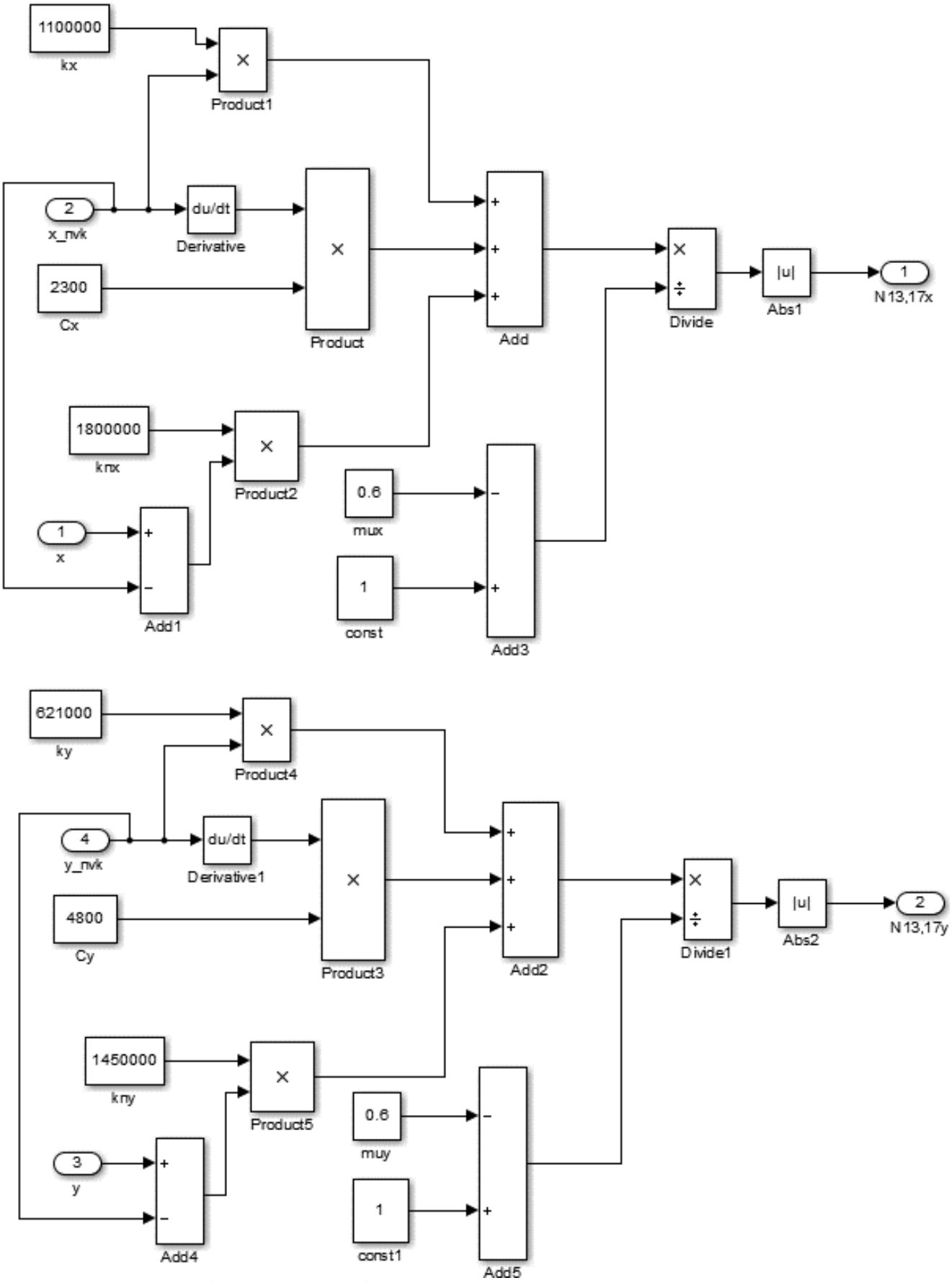


Рисунок Ж.3 (продовження)

Додаток И

Акти впроваджень

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор
ПрАТ «Барський машзавод»
_____ Г. І. Лук
«14» 02 2020 р.

АКТ УПРОВАДЖЕННЯ № 1
результатів науково-дослідної роботи

Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи «Методи та засоби математичного моделювання гідравлічних вібраційних і віброударних машин»
(найменування робіт)
що виконана Іванчуком Я. В.
упроваджені у 2020 р.
термін упровадження (рік)

1. Вид упровадженої продукції програмне забезпечення
(техніка, технологія, матеріал, методи, теорії та інше)

2. Характеристика масштабу упровадження одиничне
(одиничне, дрібносерійне, серійне, інше)

3. Новизна результатів
розроблена методика комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем гідравлічних вібраційних та віброударних машин на основі інтегровано-розрахункового програмного середовища із використанням окремих програмних комплексів на базі технології «клієнт-сервер».
(важливі показники, які характеризують рівень отриманого наукового результату; переваги над аналогами)

4. Річний еконономічний ефект Прямий ефект не може бути визначений. Проте розроблені чисельно-розрахункові методи гідродинамічних процесів для розв'язку математичних моделей вібраційних та віброударних технологічних машин, на базі гідроімпульсного привода, із використанням методів імітаційного моделювання дозволяють виконувати розробку нестандартного обладнання з підвищеними експлуатаційними характеристиками, зокрема навісного обладнання на автомобільному транспорті.

5. Соціальний ефект проявляється у поліпшені умов праці на будівельних, дорожніх і гірничих роботах.
(охорона навколишнього середовища; поліпшення й оздоровлення умов праці, удосконадення структури керування)

Головний інженер Лотоцький О. М.

Інженер-конструктор Кондратюк О. І.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Заступник директора
Інституту кібернетики
ім. В.М. Глушкова НАН України,
член-кор. НАН України

_____ О.М. Хіміч
«23» січня 2020 р.

АКТ
про упровадження результатів дисертаційної роботи Іванчука Ярослава Володимировича «Методи та засоби математичного моделювання гідравлічних вібраційних і віброударних машин», що представлена на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Комісія у складі:
к.т.н., зав. лаб. Головинський А.Л.,
к.ф.-м.н., с.н.с. Маленко А.Л.,
с.н.с. Бандура О.Ю.

склала акт про те, що результати дисертаційної роботи доцента кафедри комп'ютерних наук Вінницького національного технічного університету впроваджені для математичного моделювання гідродинамічних процесів у системах приводів гідравлічних вібраційних і віброударних машин у центрі колективного користування обладнанням суперкомп'ютерного комплексу "СКІТ" НАН України на основі розроблених чисельних методів.

Обчислювальні методи та відповідне програмне забезпечення, розроблені Іванчуком Я. В., забезпечують з високою точністю кількісну оцінку розподілу тиску і швидкості робочої рідини в системах гідроімпульсного приводу вібраційних та віброударних технологічних машинах, що дозволило дослідити виникнення кавітаційних явищ в запірних елементах віброзбуджувачів.

Даний акт не є підставою для отримання будь-якої винагороди й складений для представлення в спеціалізовану вчену раду у зв'язку із захистом дисертації Іванчуком Я. В.

_____ А.Л. Головинський
_____ А.Л. Маленко
_____ О.Ю. Бандура

ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ

«БУДФОНДІНВЕСТ»

81200, Львівська область, Перемишлянський район, м. Перемишляни, вул. Міжгірська, 8В

Розрахунковий рахунок № 260075925502 в ПАТ «Банк Інвестицій та заощаджень» м. Львів. МФО 380281

ЄДРПОУ 34857410

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ»

_____ Чернюх В.Я

« 12 » березня 2020 р.

АКТ

про упровадження результатів дисертаційної роботи Іванчука Ярослава Володимировича «Методи та засоби математичного моделювання гідравлічних вібраційних і віброударних машин», що представлена на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Комісія у складі:

Директора Чернюха В.Я..

Головного інженера Ходачника Р.О

Начальника експертного відділу Данілова С.Ю.

Склала акт про те, що результати дисертаційної роботи доцента кафедри комп'ютерних наук Вінницького національного технічного університету Іванчука Я. В., впроваджені при чисельному моделюванні залежності швидкості вібраційного транспортування будівельних матеріалів (кварцового щебню, річного піску, мілкого вугля і марганцевої руди) при різних амплітудно-частотних характеристик і конструктивних параметрів технологічної машини.

Методи та інформаційна технологія розроблена Іванчуком Я. В., дозволила забезпечити на підприємстві загальне скорочення часу пусконаладочних робіт на 90%, що дозволило знизити невиробничі втрати енергії у вібраційному конвеєрі на 10% і підвищити загальний ККД технологічної системи на 6%. Річний ефект впровадження результатів дисертаційної роботи на ТОВ «БУДФОНДІНВЕСТ» 160 тис. грн.

Даний акт не є підставою для отримання будь-якої винагороди й складений для представлення в спеціалізовану вчену раду у зв'язку із захистом дисертації Іванчуком Я. В.

Директор _____ (Чернюх В.Я)

Головний інженер _____ (Ходачник Р.О.)

Начальник експертного відділу _____ (Данілов С.Ю.)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор ТОВ «Шляхбуд»
_____А. С. Шеремета

«18» лютого 2020 р.

АКТ
про упровадження результатів дисертаційної роботи Іванчука Ярослава Володимировича «Методи та засоби математичного моделювання гідравлічних вібраційних і віброударних машин», що представлена на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Комісія у складі: заступника директора Пилявця Олександра Дмитровича, головного інженера Дончевського Сергія Олександровича, головного технолога Рудика Андрія Петровича, склали акт про те, що впроваджений метод оцінки ефективності функціонування технологічного комплексу поверхневого ущільнення ґрунтів на базі інерційної вібротрамбовки з гідроімпульсним приводом, із застосуванням положень теорії нечіткої логіки, дозволило визначити вплив фізико-механічних властивостей ущільнюючого ґрунтового матеріалу (гранулометричний склад, вологість) на якісні параметри процесу ущільнення. Також було визначено ефективні режими роботи інерційної вібротрамбовки на базі гідроімпульсного привода, які дозволили отримати високу ступінь ущільнення однорідних по крупності ґрунтових матеріалів та оптимальні режими роботи технологічної машини.

Розроблена Іванчуком Я. В. методика дозволила підвищити якість асфальтного дорожнього покриття, що підвищило її термін експлуатації на 27 %, а економічний ефект склав 2,3 млн. грн.

Даний акт не є підставою для отримання будь-якої винагороди й складений для представлення в спеціалізовану вчену раду у зв'язку із захистом дисертації Іванчуком Я. В.

Заступник директора_____О. Д. Пилявець
Головний інженер_____С. О. Дончевський
Головний технолог_____А. П. Рудик

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор з наукової роботи
_____ С. В. Павлов
«11» 03 2020 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор з наукової роботи
ТОВ «АСК-МЕТ»
_____ С. В. Кваснівський
«3» 03 2020 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Іванчука Я. В. на тему «Методи та засоби математичного моделювання гідравлічних вібраційних і віброударних машин», що представлена на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Ми, що нижче підписалися, представники ТОВ «АСК-МЕТ» головний інженер Навроцкий О. С., провідний спеціаліст інженер-конструктор Белецький А. М. та представники ВНТУ заст. проректора з наукової роботи – начальник науково-дослідної частини к.т.н., доц. Богачук В. В. і к.т.н., доц. Манжілевський О. Д. склали цей акт про впровадження дисертаційної роботи Іванчука Я. В.

Метою дисертаційної роботи Іванчук Я. В. є підвищення ефективності методів та засобів математичного й комп'ютерного моделювання гідравлічних вібраційних і віброударних машин шляхом розробки узагальненої методології ідентифікації їх математичних моделей.

У дисертаційній роботі Іванчука Я. В. обґрунтована доцільність використання вібраційних і віброударних навантажень, що можуть бути використаними для підвищення ефективності технологічних процесів на будівельних і дорожніх роботах. На основі результатів математичного моделювання гідравлічних вібраційних та віброударних машин обґрунтовано вибір технічних рішень, розроблена та досліджена нова конструкція генератора імпульсів тиску з широким діапазоном регулювання параметрів роботи гідроімпульсного привода. Використання даного генератора імпульсів тиску розширює технологічні можливості руйнування (дроблення) різних типів гірської породи, а саме знижується енергоємність динамічного навантаження на робочий орган, що призводить до зменшення необхідної потужності приводу для виконання технологічної операції.__

Конструкторська документація на дослідний зразок пристрою, методика проектного розрахунку, керівні рекомендації та матеріали для проектування генератора імпульсів тиску гідроімпульсного привода віброударного пристрою для руйнування гірської породи прийняті ТОВ «АСК-МЕТ» дозволили отримати прямий річний ефект 63 000,00 грн. (розрахунки наведені у додатку). Цей акт не є підставою для взаємних розрахунків (грошових, матеріальних, тощо).

Представники ВНТУ:
_____ к.т.н., доц. Богачук В. В.
_____ к.т.н., доц. Манжілевський О. Д.

Представники ТОВ «АСК-МЕТ»:
_____ Навроцкий О. С.
_____ _Белецький А. М.

Додаток до акту впровадження ТОВ «АСК-МЕТ»
Техніко-економічне обґрунтування розробки гідроімпульсних приводів навісних віброударних пристроїв на ТОВ «АСК-МЕТ»

И.1.1 Вибір аналога

В якості аналога використовується вібраційний дебалансний привід ВДЭ25/1000, який оснащується різними за потужністю і примусовою силою уніфікованими блоками двовалових дебалансних вузлів.

И.1.2 Технічні показники аналога та нового технічного рішення

Пропонуються для порівняння (табл. И.1) лише ті показники, які були змінені і якісно та кількісно впливають на технологічний процес.

Таблиця И.1 – Основні технічні показники аналога і технічної розробки

№ з/п	Показники	Одиниця вимірювання	Аналоги	Нова розробка	Відношення параметрів
1	Ціна	грн.	220000	130000	0,6
2	Експлуатаційні витрати	грн.	2000	1000	0,5
3	Максимальне робоче зусилля на робочий орган	кН	80	120	1,03
4	Потужність пристрою	кВт	20	25	1,25
5	Тип навантаження на робочий орган	-	вібраційне	вібраційне, віброударне	-

Отже, з отриманих даних, які наведені в таблиці можна зробити висновок, що технічні показники нової розробки кращі: вища продуктивність роботи, що в свою чергу призведе до економії коштів в майбутньому; потужність та тип навантаження більше, ніж у аналога. Ціна та експлуатаційні витрати за певний термін дозволяє повернути втрачені кошти і отримати прибуток.

1.3 Співставлення аналога новому технічному рішенню

Як зазначалося раніше, базовий варіант (аналог) вже не задовольняє сучасним вимогам. Хоча і існують затрати на модернізацію, проте це значно дорожче, ніж купити нове вібраційне і віброударне обладнання, яке такої продуктивності давати не буде.

Для підвищення ефективності технологічних процесів занурення паль була розроблена нова конструкція ГІТ з широким діапазоном регулювання параметрів роботи ГІП: енергії удару (за рахунок регулювання тиску відкриття і закриття клапана першого каскаду), частоти створення імпульсів тиску і відповідно вібраційних та ВУ впливів, що суттєво розширює технологічні можливості занурення паль в різні типу ґрунтового середовища.

Внаслідок розробки нової конструкції ГІП навісного ВУ пристрою для занурення паль забезпечується виконання технічних вимог до процесу занурення більш ефективно. Останнє пояснюється значним зниженням робочого зусилля занурення у порівнянні із зусиллям статичного занурення, що зменшує необхідну потужність приводу для виконання цієї технологічної операції. Також це забезпечує можливість занурення паль в різні типу ґрунтового середовища.

И.1.4 Техніко-економічне обґрунтування розробки нової конструкції гідроімпульсного привода

Собівартість одиниці нової розробки може бути розрахована методом питомої ваги. Цей метод застосовується тоді, коли є можливість розрахувати одну з прямих

витрат і установити питому вагу цієї статті в собівартості аналога. Собівартість існуючого технічного рішення та розробки розраховується за формулою [304]:

$$S = \frac{B_e \cdot K_н \cdot 100\%}{П\%} грн. \qquad (И.1)$$

де $B_п$ – величина певної статті прямих витрат для нової розробки, грн.; $П$ – питома вага цієї статті витрат у собівартості аналога, %; $K_н$ – коефіцієнт, який ураховує конструктивні технологічні особливості розробки, приймаємо $K_н$ = 1,1.

Отже, для аналога S_1 буде становити:

$$S_1 = \frac{220000 \cdot 1{,}1 \cdot 100\%}{15\%} = 1\ 613\ 335 (грн.)$$

Розрахуємо величину капітальних вкладень:

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot Ц\ грн. \qquad (И.2)$$

де B – коефіцієнт, який ураховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження розробки, тощо, приймаємо B=1,2; A – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, приймаємо A=1,8; S – собівартість, розрахована спрощеним способом, грн.; $Ц$ – ціна реалізації, грн.

$$K_1 = 1{,}2 \cdot 1{,}8 \cdot\ 1\ 613\ 335\ = 3\ 484\ 805 \text{ грн.}$$

Далі розрахуємо величину експлуатаційних витрат.

$$E = k \cdot Ц \cdot \beta = k \cdot A \cdot S \cdot \beta, \text{ грн/рік} \qquad (И.3)$$

де $Ц$ – ціна реалізації технічного рішення; k – коефіцієнт, який ураховує витрати на амортизацію, електроенергію, обслуговування, ремонти тощо, приймаємо k=0,2; A – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та податки; S – собівартість, розрахована спрощеним способом, грн; β – частка часу, яку витрачає працівник на обслуговування технічного рішення з загального часу своєї роботи.

$$E_1 = 220\ 000 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}9 = 39\ 600 \text{ (грн/рік).}$$

Розрахуємо аналогічні показники для запропонованого нами технологічного рішення. Собівартість нового технічного рішення розраховується таким чином:

$$S_2 = \frac{130000 \cdot 1{,}1 \cdot 100\%}{15\%} = 953\ 334 (грн.) \qquad (И.4)$$

Далі розрахуємо величину капітальних вкладень:

$$K_2 = 1{,}2 \cdot 1{,}8 \cdot 130\,000 = 280\,800 \text{ (грн.)}$$

Розрахуємо величину експлуатаційних витрат:

$$E_2 = 130000 \cdot 0{,}2 \cdot 0{,}9 = 23400 \text{ (грн/рік)} \quad \text{(И.5)}$$

Отже, з наведених розрахунків видно, що $S_1 > S_2$, $K_1 > K_2$, $E_1 > E_2$. Абсолютний ефект по капітальних вкладеннях та експлуатаційних витратах становитиме:

$$K_{еф.} = 3\,484\,805 - 280800 = 3\,204\,005 \text{ (грн.)}. \quad \text{(И.6)}$$

$$E_{еф.} = 39\,600 - 23400 = 16\,200 \text{ (грн/рік)}. \quad \text{(И.7)}$$

Це свідчить про те, що використання запропонованого нами технічного рішення є вигідним.

И.1.5 Економічна доцільність нової розробки

Метою нової розробки є розробка нового пристрою, тому обґрунтування робиться шляхом зіставлення капітальних та експлуатаційних витрат нової розробки з капітальними та експлуатаційними витратами аналога.

Аналог та запропоноване технічне рішення мають різні значення основного технічного показника Q. При збільшенні основного технічного показника якості об'єкта проєктувань пропорційно зростає інший. Для економічного обґрунтування нової розробки використовують спрощені методи розрахунку капітальних вкладень та експлуатаційних витрат розробки та аналога.

Спочатку розрахуємо питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати.

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

– для аналога:

$$\frac{K_1}{Q_1} = \frac{3484\,805}{12} = 290\,400 \text{ грн/шт.год;} \quad \text{(И.8)}$$

– для нового варіанта:

$$\frac{K_2}{Q_2} = \frac{280\,800}{12} = 23\,400 \text{ грн/шт.год.}$$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

- для аналога:

$$\frac{E_1}{Q_1} = \frac{39\ 600}{12} = 3\,300 \text{ грн./шт.год;} \quad \text{(И.9)}$$

- для нового варіанта:

$$\frac{E_2}{Q_2} = \frac{23400}{12} = 1950 \text{ грн/шт.год.}$$

Отримані розрахунки відповідають випадку: абсолютна економія як на питомих капітальних вкладеннях, так і на питомих експлуатаційних витратах:

$$\frac{K_1}{Q_1} > \frac{K_2}{Q_2} \quad \text{(И.10)}$$

$$\frac{E_1}{Q_1} > \frac{E_2}{Q_2} \quad \text{(И.11)}$$

Абсолютна економія на питомих капітальних вкладеннях:

$$K_{EK} = \frac{K_1}{Q_1} - \frac{K_2}{Q_2}, \quad \text{(И.12)}$$

$$K_{EK} = 290\,400 - 23\,400 = 46200 \text{ грн./шт.рік.}$$

Абсолютна економія на питомих експлуатаційних витратах:

$$E_{EK} = \frac{E_1}{Q_1} - \frac{E_2}{Q_2}, \quad \text{(И.13)}$$

$K_{EK} = 3300 - 1950 = 1350$ грн./шт.рік.

Нова розробка «1» є ефективнішою, тому що забезпечує економію як на питомих капітальних вкладеннях, так і на питомих експлуатаційних витратах.

Отже, розробка нового ГІП навісного ВУ пристрою для занурення паль має низку переваг над аналогом: кращі експлуатаційні характеристики, вища продуктивність розвантаження, невеликі початкові капіталовкладення та інші.

Нова розробка є економічно виправданою, оскільки із співвідношень (И.12) і (И.13) видно, що запропонований варіант модернізації забезпечує економію на питомих капітальних вкладеннях і на питомих експлуатаційних витратах, яка складає 23400 грн./шт.рік.

Тому тепер ми з впевненістю можемо застосовувати ГІП навісного ВУ для занурення паль, яке забезпечить виконання технічних вимог до занурення паль більш економічно і збільшить продуктивність їх встановлення в ґрунт в декілька разів.

З використанням ГІП навісного ВУ пристрою для занурення паль ми досягнемо таких цілей:

– один робітник, може обслуговувати ГІТ привода навісного ВУ пристрою для занурення паль, що в свою чергу зменшить витрати на заробітну плату в декілька разів;

– такий ГІП навісного ВУ пристрою для занурення паль може працювати в 2 або навіть в 3 зміни (тобто майже без простою), що в свою чергу збільшить продуктивність теж в декілька разів;

– такий ГІП навісного ВУ пристрою для занурення паль буде більш безпечним ніж віброзбуджувач з механічним приводом, бо під час роботи шумність роботи ГІП привода менша, і робота працівника буде полягати в нагляді за роботою і налагоджувані технологічного процесу;

– впровадження цього ГІП навісного ВУ пристрою для занурення паль, як правило збільшує амортизацію на 25–400 % і збільшуються витрати на капітальний ремонт в 1,5–2 рази, що є негативним фактором;

– впровадження цього ГІП навісного ВУ пристрою для занурення паль на виробництві має термін окупності від 5–6 років. Ця цифра залежить від серійності випуску деталей, від економічної стабільності в країні, від правильності розміщення обладнання, від завантаженості цього пресового обладнання, і від багатьох інших факторів.

И.2.1 Розрахунок кошторису витрат на розробку

Кошторис витрат на розробку ГІП навісного ВУ пристрою для занурення паль може передбачати наступні основні витрати:

Основна заробітна плата розробників, яка розраховується за формулою [304]:

$$З_о = \frac{M}{T_р} \cdot t, \qquad (И.14)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (дослідника), грн.; $T_р$ – число робочих днів в місяці, 20 днів; t – число днів роботи розробника (дослідника).

Проведені розрахунки зводимо до таблиці И.2.

Таблиця И.2 – Основна заробітна плата розробників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
Керівник проекту	8500,00	425,00	40	17000,00
Ст. науковий співробітник	6500,00	325,00	40	13000,00
Інженер-конструктор	4400,00	220,00	20	4400,00
Інженер-технолог	4400,00	220,00	10	2200,00
Технік І-ї категорії	3500,00	175,00	40	7000,00
Разом прибл.				43600,00

Витрати на основну заробітну плату робітників ($З_р$), що здійснюють виготовлення ГІП, формування компонентів, складання та попереднє налагодження, розраховуються на основі норм часу, які необхідні для виконання даної роботи, за формулою [304]:

$$З_р = \sum_{1}^{n} t_i \cdot C_i \cdot K_c \ , \qquad (И.15)$$

де t_i – норма часу (трудомісткість) на виконання конкретної роботи, годин; n – число робіт по видах та розрядах; K_c – коефіцієнт співвідношень, який установлений в даний час Генеральною тарифною угодою між Урядом України і профспілками, K_c = 1; C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, який виконує відповідну роботу, грн./год.

C_i визначається за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i}{T_{\text{р}} \cdot T_{З.М.}}, \qquad \text{(И.16)}$$

де $M_н$ – мінімальна місячна оплата праці, грн., $M_н$ = 3200,00 грн.; K_i – тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду; $T_р$ – число робочих днів в місяці, $T_р$ = 20 днів; $T_{зм}$ – тривалість зміни, $T_{зм}$ = 8 годин.

Проведені розрахунки заносимо до таблиці И.3.

Таблиця И.3 – Витрати на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Трудомісткість, нормо-годин	Розряд роботи	Тарифний коефіцієнт	Погодинна тарифна ставка, грн.	Величина оплати, грн.
1	2	3	4	5	6
Підготовка компонентів	12,6	5	1,7	34,00	428,40
Складання гідроімпульсного блока	40,0	6	2	40,00	1600,00
Підготовка корпусу пресу	48,0	5	1,7	34,00	1632,00
Монтаж компонентів	10,5	6	2	40,00	420,00
Монтаж блока управління	8,0	5	1,7	34,00	272,00
Наладка приводу	10,4	7	2,2	44,00	457,60
Регулювання компонентів приводу	16,0	7	2,2	44,00	704,00
Випробування приводу	4,0	6	2	40,00	160,00
Регулювання приводу (остаточне)	8,0	7	2,2	44,00	352,00
				Разом	6026,00

Додаткова заробітна плата розробників та робітників, які брали участь в розробці ГІП навісного ВУ пристрою розраховується як 11 % від основної заробітної плати розробників та робітників:

$$З_д = З_о \cdot 11 / 100\% = З(43600{,}00 + 6026{,}00) \cdot 11 / 100\ \% = 5458{,}86 \text{ (грн.)} \qquad \text{(И.17)}$$

И.2.1.1 Нарахування на заробітну плату розробників та робітників.

Згідно з діючим законодавством нарахування на заробітну плату складають 22 % від суми основної та додаткової заробітної плати.

$$H_з = (З_о + З_д) \cdot 22 / 100\% , \quad (И.18)$$

$$H_з = (43600{,}00 + 6026{,}00 + 5458{,}86) \cdot 22 / 100\% = 12118{,}67 \text{ (грн.)}$$

Витрати на матеріали, що були використані на розробку та дослідження вузлів, розраховуються для кожного виду матеріалів за формулою [304]:

$$M = \sum_{1}^{n} H_i \cdot Ц_i \cdot K_i , \quad (И.19)$$

де H_i – витрати матеріалу i-го найменування, кг; $Ц_i$ – вартість матеріалу i-го найменування, грн/кг; K_i - коефіцієнт транспортних витрат, $K_i = 1{,}1$; n – кількість видів матеріалів.

Проведені розрахунки зводимо в таблицю И.4.

Таблиця И.4 – Витрати на основні матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Одиниця вимірю-вання	Ціна за одиницю, грн.	Витрачено кг	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Сталь 45 (ГОСТ 1045-85)	кг	12,40	10,8	133,92
Олива технічна	л	56,00	50,0	2800,00
Інші витратні матеріали	-	650,00	-	650,00
Всього				3583,92

Вартість основних матеріалів з урахуванням транспортних витрат складає:

$$M = 3583{,}92 \cdot 1{,}1 = 3942{,}31 \text{ (грн.)}$$

Витрати на комплектуючі, що були використані на розробку та дослідження ГІТ привода навісного ВУ пристрою, розраховуються за формулою:

$$H = \sum_{1}^{n} H_i \cdot Ц_i \cdot K_i , \quad (И.20)$$

де H_i кількість комплектуючих *і*-го виду, шт.; $Ц_i$ – покупна ціна комплектуючих *і*-го виду, грн.; $К_i$ – коефіцієнт транспортних витрат, $К_i$=1,1; n – кількість видів матеріалів.

Проведені розрахунки зводимо в таблицю И.5.

Таблиця И.5 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн.	Сума, грн.
1	2	3	4
Монтажний комплект	3	328,00	984,00
Ущільнюючі елементи	24	10,00	240,00
Гідроімпульсний блок	1	15600,00	15600,00
Шланги гідравлічні оливостійкі	15	65,00	975,00
Блок управління	1	6200,00	6200,00
Пресове обладнання для проведення досліджень	1	22750,00	22750,00
Система приводів	1	8400,00	8400,00
Інші комплектуючі	-	1100,00	1100,00
Разом прибл.			56249,00

Витрати на комплектуючі з урахуванням транспортних витрат складають:

$$H = 56249{,}00 \cdot 1{,}1 = 61873{,}90 \text{ (грн.)}$$

Амортизація обладнання, яке використовувалось для проведення розробки ГІТ. У спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання можуть бути розраховані за формулою [304]:

$$A = \frac{Ц}{T_B} \cdot \frac{T}{12} \qquad (И.21)$$

де $Ц$ – балансова вартість цього виду обладнання (приміщень), грн.; T_B – термін корисного використання, років; T – термін використання обладнання (приміщень), цілі місяці.

Проведені розрахунки амортизаційних відрахувань заносимо в таблицю И.6.

Витрати на силову електроенергію на розробку та виготовлення та дослідження дослідного зразка ГІП, розраховуються за формулою [304]:

$$B_e = B \cdot П \cdot Ф \cdot K_П, \quad (И.22)$$

де B – вартість 1 кВт-години електроенергії, B = 2,26 грн/кВт – год; $П$ – встановлена потужність обладнання, кВт; $Ф$ – фактична кількість годин роботи обладнання, год.; $K_п$ – коефіцієнт використання потужності.

Таблиця И.6 – Величина амортизаційних відрахувань

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк експлуатації	Термін використання обладнання, міс.	Величина амортизаційних відрахувань, грн
Обчислювальний комплекс та комп'ютеризована система проектування	13452,00	4	2	560,50
Вимірювальний комплекс метрологічної системи	8250,00	5	2	275,00
Генератори сигналів	6250,00	5	2	208,33
Осцилограф	3648,00	5	2	121,60
Частотомір	1780,00	5	2	59,33
Монтажне обладнання	1680,00	2	2	140,00
Приміщення лабораторії	352000,00	20	2	2933,33
Програмне забезпечення	5867,00	2	2	488,92
Всього				4787,02

И.2.1.2 Інші витрати

Інші витрати охоплюють: загальновиробничі витрати, адміністративні витрати, витрати на збут тощо. Інші витрати доцільно приймати як 200...300% від суми основної заробітної плати розробників та робітників.

Величина інших витрат складе:

$$I = (43600{,}00 + 6026{,}00) \cdot 250 / 100 = 124065{,}00 \text{ (грн.)}$$

И.2.1.3 Загальні витрати на проведення розробки конструкції.

Сума всіх попередніх статей витрат дає загальні витрати на проведення розробки конструкції ГІП:

B =43600,00 + 6026,00 + 5458,86 + 12118,67 + 3942,31 + 61873,90 +4787,02 +840,12 + 125065,00 = 262711,88 (грн.)

Усі проведені розрахунки зведемо до таблиці И.7.

Таблиця И.7 – Величина відрахувань на електроенергію

Найменування обладнання	Кількість годин роботи обладнання, год.	Встановлена потужність, кВт	Коефіцієнт використання потужності	Величина оплати
Обчислювальний центр та комп'ютеризована система проектування	40·8=320	1	1	723,20
Вимірювальний комплекс метрологічної системи	15	2,6	1	88,14
Генератори сигналів	8,5	0,5	0,95	9,12
Осцилограф	5,1	0,5	0,95	5,47
Частотомір	4,1	0,56	1	5,19
Монтажне обладнання	6,5	0,72	0,85	8,99
			Всього	840,12

И.2.2 Розрахунок можливої ціни реалізації гідроімпульсного привода навісного віброударного пристрою

И.2.2.1 Розрахунок мінімальної ціни реалізації

Ця розробка не підпадає під державне регулювання, тому мінімальну ціну реалізації виробу можна порахувати за формулою:

$$Ц_р = S_п \cdot (1 + P/100) \cdot (1 + W/100), \quad (И.23)$$

де $S_п$ – повна собівартість виробу; P – норматив рентабельності, %, (P=20…60%); W – ставка податку на додану вартість, %, (W=20%).

$Ц_р$ = 1,8·53444,00 ·1 + 20/100) · (1 + 20/100) = 138526,00 грн.

Верхня межа ціни ($Ц_{вмр}$) захищає інтереси споживача і визначається тією ціною, яку споживач готовий сплатити за продукцію з кращою споживчою якістю.

Параметри якості продукції змінюються у відповідності до показника якості. Ціна реалізації виробу в цьому випадку розраховується за формулою:

$$Ц_Н = Ц_Б \cdot \sum_{j=1}^{n} I_j \cdot \alpha_j , \quad (И.24)$$

де *Цн* – ціна нового виробу, грн; $Ц_б$ – ціна виробу-аналогу, складає 220 000,00 грн.; I_j - індекс зміни *j*-го параметра нового виробу порівняно з виробом-аналогом, $I = \frac{P_Н}{P_Б}$, де $P_н$ та $P_б$ – конкретний технічний параметр нового виробу та виробу аналогу відповідно; α_j – коефіцієнт вагомості *j*-го параметра, причому $\sum_{j=1}^{n} \alpha_j = 1$.

Тоді приведений показник якості складе:

B_2 = 1,03·0,5 + 0,8·0,3 + 1,5·0,2 = 1,1; $Ц_н$ = 220000,00·1,1 = 242000,00 грн.

Договірна ціна ($Ц_{дог}$) може бути встановлена за домовленістю між виробником і споживачем в інтервалі між нижньою та верхньою лімітними цінами згідно виразом: $Ц_{нмр} < Ц_{дог} < Ц_{вмр}$.

З метою зацікавлення споживачів договірну ціну приймемо у розмірі 160 000,00 грн., що забезпечить підприємству виробнику покриття витрат і додаткові конкурентні переваги на ринку, зацікавивши споживачів покращеними характеристиками та нижчою ціною порівняно з конкурентами.

И.2.3 Розрахунок чистого прибутку для виробника від реалізації гідроімпульсного приводу вібраційного пресу

Розрахунок чистого прибутку для виробника проводиться за формулою:

$$П = \{[Ц_{р} - \frac{(Ц_{р} - МР) \cdot f}{100} - S_{в} - \frac{q \cdot S_{в}}{100}] \cdot [1 - \frac{h}{100}]\} \cdot N \text{ грн.,} \quad (И.25)$$

де $Ц_р$ – ціна реалізації виробу, грн.; МР – вартість матеріальних та інших ресурсів, які були придбані виробником для виготовлення готової продукції; рекомендується приймати: $МР = (0,4 \div 0,6)Ц_р$; $S_в$ – виробнича собівартість вибору, грн.; f – зустрічна ставка податку на додану вартість, % . У 2019 р. f = 16,67%; h – ставка податку на прибуток, %. У 2019р. h=18%; q – норматив, який визначає величину адміністративних витрат, витрат на збут та інші операційні витрати, в %; рекомендується приймати q=5÷10%. N – число виробів, які планується реалізувати за рік, 2 шт.;

$$П = \{[160000,00 - \frac{(160000,00 - 34000,00) \cdot 16.67}{100} - 53444,00 - \frac{10 \cdot 53444,00}{100}] \cdot [1 - \frac{18}{100}]\} \cdot 2 =$$
$$= 131619,00 \text{грн.}$$

Чистий прибуток для виробника складе 131 619,00 грн.

И.2.4 Розрахунок терміну окупності витрат для виробника

Розрахуємо термін окупності витрат $Т_о$ для виробника за формулою:

$$Т_0 = \frac{В}{П}, \text{ років} \quad (И.26)$$

де $В$ – кошторис витрат на нову розробку $В$=262 712,00 грн.; $П$ – чистий прибуток для виробника протягом одного року $П$=131619,00 грн.

$$Т_о = \frac{262712,00}{131619,00} = 2,0 \text{ роки}.$$

Термін окупності складає менше нормативного строку, отже розробку можна вважати економічно вигідною для виробника (розробника).

И.2.5 Розрахунок економічного ефекту використання нової розробки споживачем

При знаходженні річного економічного ефекту у споживача обов’язковим є дотримання правила тотожності ефектів. Для приведення порівнюваних варіантів до

тотожного виду необхідно розрахувати коефіцієнти приведення та коефіцієнти тотожності.

Коефіцієнти приведення за продуктивністю розраховується за формулою [304]:

$$\alpha_1 = \frac{N_{нов}}{N_{баз}}, \quad (И.27)$$

де $N_{нов}$ – обсяг робіт, при використанні нової розробки, шт, $N_{баз}$ – обсяг робіт, при використанні базового обладнання, шт.

Врахувавши, що річний обсяг виготовленої продукції (обсяг робіт), при використанні нової розробки $N_{нов}$= 12000 шт, а обсяг робіт, при використанні базового обладнання $N_{баз}$= 8300 шт, визначаємо коефіцієнти приведення за продуктивністю підставивши необхідні данні у формулу (И.27):

$$\alpha_1 = \frac{12000}{8300} = 1,44.$$

Коефіцієнт приведення за довговічністю розраховується за формулою [271]:

$$\alpha_2 = \frac{\frac{1}{T_B^{баз}} + E_н}{\frac{1}{T_B^{нов}} + E_н}, \quad (И.28)$$

де $T_B^{нов}$ та $T_B^{баз}$ – відповідно, термін корисного використання нової розробки та базового обладнання, років; $E_н$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності.

Враховуючи, що для базової розробки термін корисного використання складає 6 років, а для нової розробки термін корисного використання складає 10 років, а нормативний коефіцієнт економічної ефективності знаходиться в межах від вказаного значення: $E_н$ =0,15…0,24. Отже приймаємо $E_н$ = 0,2.

Підставивши необхідні значення в формулу (И.28) отримаємо:

$$\alpha_2 = \frac{\frac{1}{6} + 0,2}{\frac{1}{10} + 0,2} = 1,22.$$

Розраховуємо коефіцієнт тотожності за формулою:

$$\alpha = \alpha_1 \cdot \alpha_2 . \qquad (И.29)$$

Підставивши необхідні значення коефіцієнтів приведення за довговічністю та приведення за продуктивності в формулу (И.29) отримаємо значення коефіцієнта тотожності: $\alpha = 1,44 \cdot 1,22 = 1,76$.

Розрахуємо загальні приведені витрати споживача за формулами [304]:

$$\begin{aligned} З_{пр}^{нов} &= ЕВ^{нов} + E_н \cdot K_C^{нов}; \\ З_{пр}^{баз} &= ЕВ^{баз} + E_н \cdot K_C^{баз}. \end{aligned} \qquad (И.30)$$

де $ЕВ^{нов}$ та $ЕВ^{баз}$ – відповідно експлуатаційні витрати при використанні нової розробки і існуючого виробу, грн.; $E_н$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності; $K_C^{нов}$ та $K_C^{баз}$ – відповідно капітальні вкладення споживача при використанні нової розробки і існуючого виробу-аналога, грн.

Враховуючи, що експлуатаційні витрати при використанні нової розробки складають: $ЕВ^{нов}$=1000,00 *грн,* а експлуатаційні витрати при використанні базової розробки складають: $ЕВ^{баз}$ = 2000,00, відповідно капітальні вкладення споживача при використанні нової та базової конструкції $K_C^{нов}$ та $K_C^{баз}$ складають 144300,00 грн., та 254100,00 грн. отримаємо:

$З^{нов}$ = 1000,00 + 0,2·144300,00 = 29860,00 грн.

$З^{баз}$ = 2000,00 + 0,2·254100,00 = 52820,00 *грн.*

Розрахуємо річну економію експлуатаційних витрат за формулою [304]:

$$\Delta E_{ЕК} = ЕВ^{баз} \cdot \alpha - ЕВ^{нов}, \qquad (И.31)$$

Отже, $\Delta E_{ЕК}$ = 2000,00·1,76 – 1000,00 = 2520,00 грн.

Розрахуємо річний економічний ефект споживача від використання нової розробки з покращенням якісних характеристик за формулою:

$$E_C^{річ} = З_{пр}^{баз} \cdot \alpha - З_{пр}^{нов}, \qquad (И.32)$$

де $E_C^{річ}$ – річний економічний ефект споживача, грн.

$E_C^{річ}$ =52820,00·1,76 – 29860,00 = 63103,20 грн.

У цьому додатку було проведено оцінювання комерційного потенціалу розробки. Для цього спочатку було залучено експертів для оцінки. Далі були розраховані витрати на науково-дослідні роботи. Ці витрати включають основну та додаткову заробітну плату наукових співробітників та робітників, нарахування на заробітну плату, витрати на амортизацію приміщення та обладнання, витрати на комплектуючі та електроенергію, а також інші витрати. На основі цих статей були спрогнозовані загальні витрати.

Абсолютна ефективність вкладених інвестицій перевищує нуль, що також вказує на позитивний результат від вкладення інвестицій. Крім цього відносна ефективність вкладених інвестицій перевищує мінімальну ставку дисконтування. Розрахунки показують, що окупність цього проекту складає менше, ніж один рік, що також є дуже позитивним фактором для інвестування проекту.

Заступник директора
Я.М. Побережний
Головний інженер-конструктор
О.С.Навроцкий
Головний технолог
Є.О. Швець

soft Xpansion GmbH & Co. KG · Königsallee 45 · D-44789 Bochum

soft Xpansion
Powered by eKnow-how

CERTIFICATE

of implementation of the results of the dissertation by Ivanchuk Ya. V. on the topic "Methods and means of mathematical modeling of hydraulic vibrating and vibro-impact machines", submitted for the degree of Doctor of Technical Sciences

Bochum, 02.03.2020

Commission of: Project Manager **Eduard Prodyedovych**, Senior developers **Dimitri Prostolupov** and **Vladimir Pavlov** compiled this act on the implementation of the dissertation by Mr. Ivanchuk, Ya. V. This thesis presents for the degree of Doctor of Technical Sciences (Ph.D.).

In the dissertation, the actual scientific and applied problem of developing a unified methodology of mathematical and computer modeling of the functioning processes on hydraulic vibrating and vibration-shock machines is defined and solved. This technique takes into account the features of the class of these objects to ensure high design efficiency of the corresponding type of technological systems.

A technique for computer modeling of dynamic processes and systems of hydraulic vibrating and vibro-impact machines using the client-server technology developed. This technique implemented in:

- MDESIGN software package for engineering calculations and optimization of machine elements and mechanisms
- TORVIA software package for Torsional Vibration Analysis (Torsional vibration calculations of piston engines and drives)

This technique allows getting efficiency and high accuracy in process of determination and studying the patterns of movement of the working bodies for hydraulic vibrating and vibro-impact machines, as well as the state of the components of the medium. A method for the numerical simulation of hydrodynamic processes in the isoparametric finite element formulation is developed. The basis of this method is a discrete representation of the continuity equation and the Navier-Stokes equation, by introducing the artificial compressibility of the liquid in the differential form of overpressure. The introduction of this methodology, based on the developed numerical-calculation method, in computer-aided design systems has improved the accuracy of

soft Xpansion GmbH & Co. KG
Königsallee 45, D-44789 Bochum
Tel. +49 (0)234-298 41 71
Fax +49 (0)234-298 41 72
E-Mail: info@soft-xpansion.com
http://www.soft-xpansion.com

Bankverbindung
Deutsche Bank PGK AG, Bochum
BLZ 430 700 24, Konto 1513290
IBAN DE51 4307 0024 01513290 00
SWIFT DEUTDEDB430
USt.-IdNr.: DE814621954
Steuer Nr.: 306/5731/0952

Handelsregister
HRA 5869 (AG Bochum)
Komplementär:
soft Xpansion Verwaltung GmbH
HRB 10666 (AG Bochum)
Geschäftsführer: Dr. Juri Stern

calculations for such criteria as second-order approximation in time; speed stability and convergence, which reached 5%.

The developed computer simulation technique, guidelines and materials for integration came into the MDESIGN computer-aided design system and TORVIA program were adopted by Soft Xpansion GmbH & Co.KG for engineering calculations and optimization of elements of hydraulic vibrating and vibro-impact machines in Germany.

Товариство з обмеженою відповідальністю «СОФТ ЕКСПАНШЕН УКРАЇНА» 34500657 Україна, м.Вінниця

Project Manager _____ (Eduard Prodyedovych)

Senior developer _____ (Dimitri Prostolupov)

Senior developer _____ (Vladimir Pavlov)

APPROVED
Managing Director of Soft Xpansion GmbH & Co.KG

_____ (Dr. Juri Stern)

soft Xpansion GmbH & Co.KG
Powered by eKnow-how
Königsallee 45 D-44789 Bochum
Tel: +49 (0)234 2984171

ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор з науково-педагогічної роботи
по організації навчального процесу та його
науково-методичного забезпечення Вінницького
національного технічного університету

О. М. Василевський
"12" грудня 2019 р.

АКТ
про впровадження результатів дисертаційної роботи
Іванчука Ярослава Володимировича

Члени комісії у складі к.т.н., професора, директора Головного центру організаційного та методичного забезпечення навчання Лисенко Г. Л., декана Факультету інформаційних технологій та комп'ютерної інженерії, д.т.н., професора Азарова О. Д., завідувача кафедри комп'ютерних наук, д.т.н., професора Ярового А. А. склали цей акт про те, що у 2018-2019 роках на кафедрі комп'ютерних наук Факультету інформаційних технологій та комп'ютерної інженерії Вінницького національного технічного університету впроваджено у навчальний процес результати дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, отримані Іванчуком Я. В., а саме:

– узагальнений метод оцінки функціонування технологічних комплексів на базі положень теорії нечітких множин;

– методика комп'ютерного моделювання динамічних процесів та систем технологічних комплексів з можливістю виконання рекурентних і високоточних ітераційних процедур;

– методи чисельного розв'язку математичних моделей гідродинамічних процесів з урахуванням різних типів граничних умов та засобів їх реалізації.

Теоретичні та практичні результати дисертаційної роботи використано в навчальному процесі на кафедрі комп'ютерних наук Факультету інформаційних технологій та комп'ютерної інженерії Вінницького національного технічного університету при підготовці фахівців зі спеціальності 122 – Комп'ютерні науки при викладанні таких дисциплін, як: «Дискретна математика», «Нечіткі моделі і методи обчислювального інтелекту», «Проектування інформаційних систем», «Моделювання систем», «Системний аналіз», що дозволило підвищити рівень практичних навиків при застосуванні інтелектуальних інформаційних технологій та комп'ютерного моделювання.

Директор Головного центру організаційного
та методичного забезпечення навчання Г. Л. Лисенко

Декан ФІТКІ О. Д. Азаров

Завідувач кафедри КН А. А. Яровий

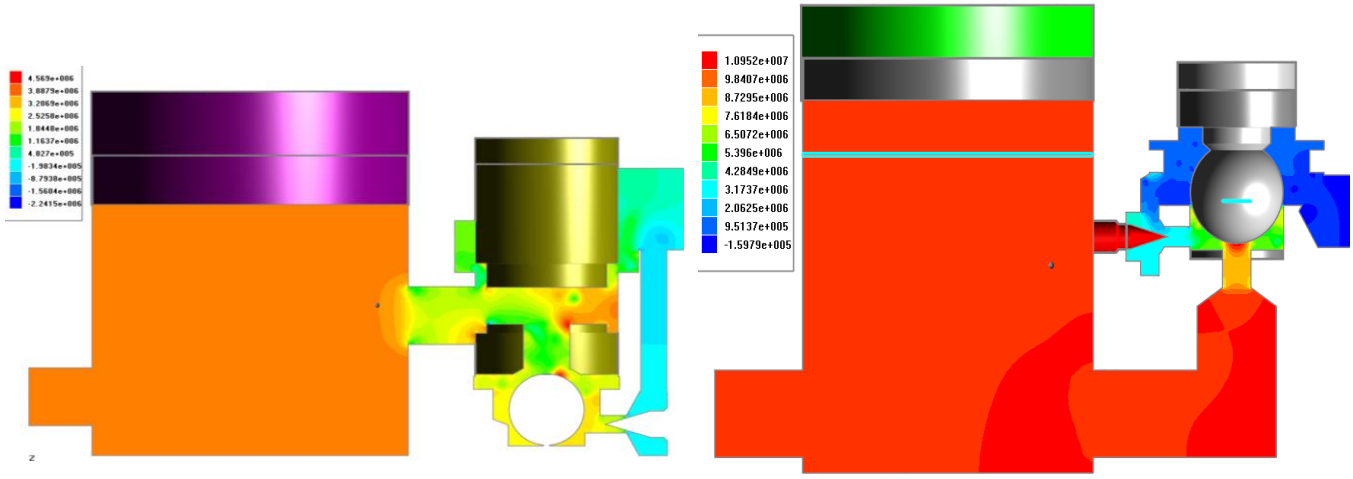
Додаток К

Аналіз результатів комп'ютерного моделювання та адекватності розроблених математичних моделей

Результатом розрахунку ГІП вібраційного конвеєра в програмному CFD-комплексі [296] є розподіл тиску (рис. К.1) і швидкості (рис. К.2) робочої рідини в порожнині ГІП.

Як видно, із результатів чисельного моделювання (див. рис. К.1 б), на запірний елемент ГІТ кулькового типу діє додатковий тиск 6 МРа, спричинений швидкісним потоком робочої рідини. У порівнянні із клапаном-пульсатором золотникового типу це вимагає використання регулювальної пружини із жорсткість збільшеною в 3–4 рази. У клапана-пульсатора золотникового типу (див. рис. К.1 а) швидкість робочої рідини гаситься об внутрішні стінки корпусу. Це не дає утворення додаткового динамічного тиску на запірний елемент ГІТ золотникового типу.

За результатами чисельного моделювання (див. рис. К.2 б), швидкість робочої рідини в нижній зоні запірного елемента ГІТ кулькового типу складає 98 м/с. Така висока швидкість робочої рідни створює кавітаційні явища, які негативно впливають на якість поверхні запірного елемента ГІТ кулькового типу.

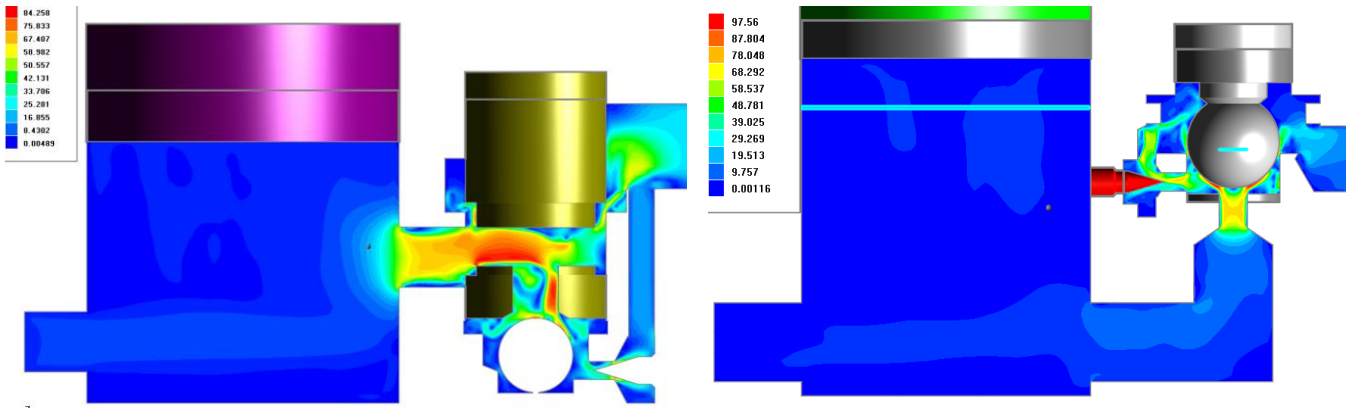


а) б)

Рисунок К.1 – Розподіл тиску робочої рідини в порожнині ГІП із однокаскадним клапаном-пульсатором:

а) – золотникового типу; б) – кулькового типу

Порівняно з клапаном-пульсатором золотникового типу це вимагає використання спеціального матеріалу та режиму технологічної обробки [102] при виготовленні запірного елемента ГІТ кулькового типу. У клапані-пульсаторі золотникового типу (див. рис. К.2 а) площа прохідного отвору запірного елемента значно більша ніж у ГІТ кулькового типу, це дозволяє використовувати гідравлічні насоси більшої подачі. Мала площа прохідного отвору запірного елемента клапана-пульсатора кулькового типу вимагає більшого відкриття дроселя ніж в ГІТ золотникового типу.

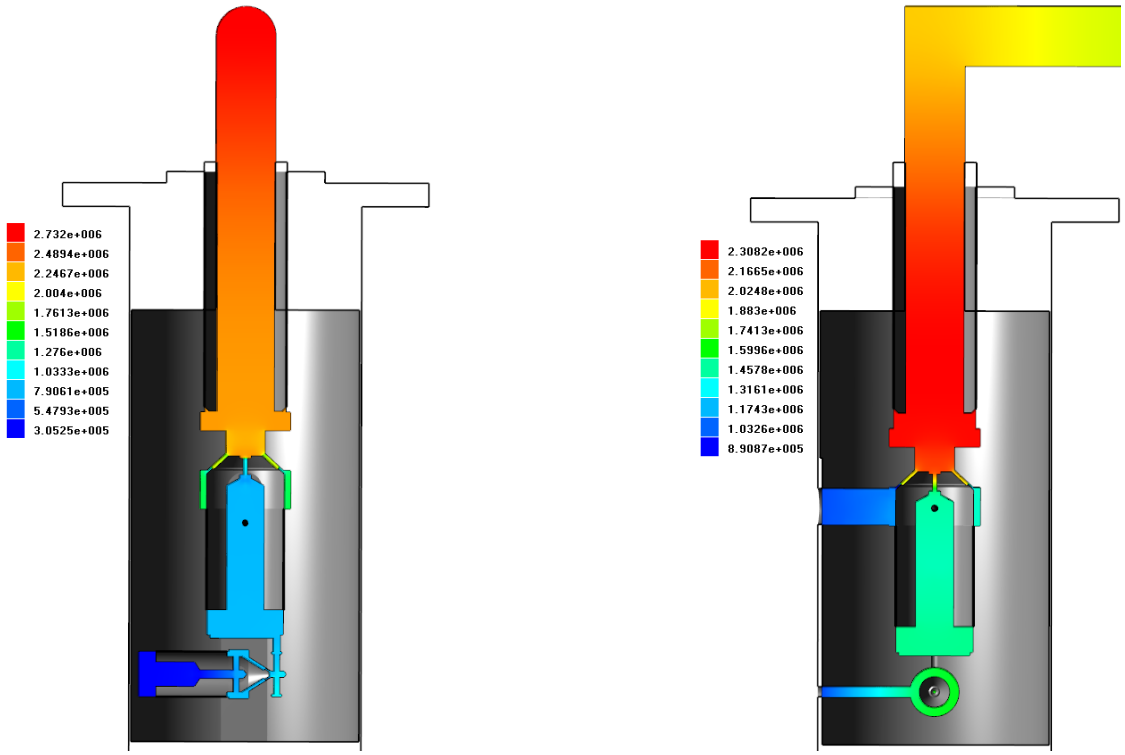


а) б)

Рисунок К.2 – Розподіл швидкості робочої рідини в порожнині ГІП із однокаскадним клапаном-пульсатором:
а) – золотникового типу; б) – кулькового типу

Результатом розрахунку ГІП інерційної вібротрамбовки в програмному CFD-комплексі є розподіл тиску (рис. К.3) і швидкості (рис. К.4) робочої рідини в порожнині ГІП.

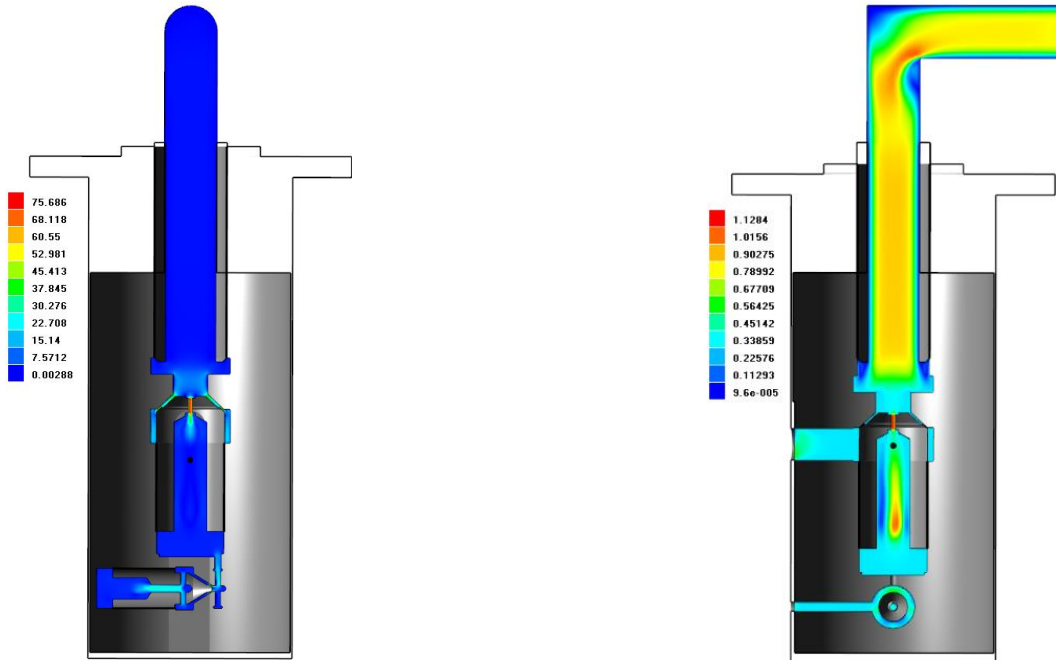
Як видно, із результатів чисельного моделювання (див. рис. К.3), наявність дросельного отвору в основі клапана другого каскаду утворює велику різницю тисків в порожнинах над клапаном і під клапаном, яка доходить до 10 МПа. Така різниця тисків створює на клапані другого каскаду значну рушійну сили, яка заставляє його відкриватись і в свою чергу вимагає встановлення пружного елемента 1.12 жорсткістю в декілька раз більшою за пружний елемент 1.15 клапана першого каскаду 1.13 (див. рис. 5.2 в розд. 5).



а) б)

Рисунок К.3 – Розподіл тиску робочої рідини в порожнині ГІП інерційної вібротрамбовки:

а) – розріз CAD-моделі в площині *zOx*; б) – розріз CAD-моделі в площині *zOy*



а) б)

Рисунок К.4 – Розподіл швидкості робочої рідини в порожнині ГІП інерційної вібротрамбовки:

а) – розріз CAD-моделі в площині *zOx*; б) – розріз CAD-моделі в площині *zOy*

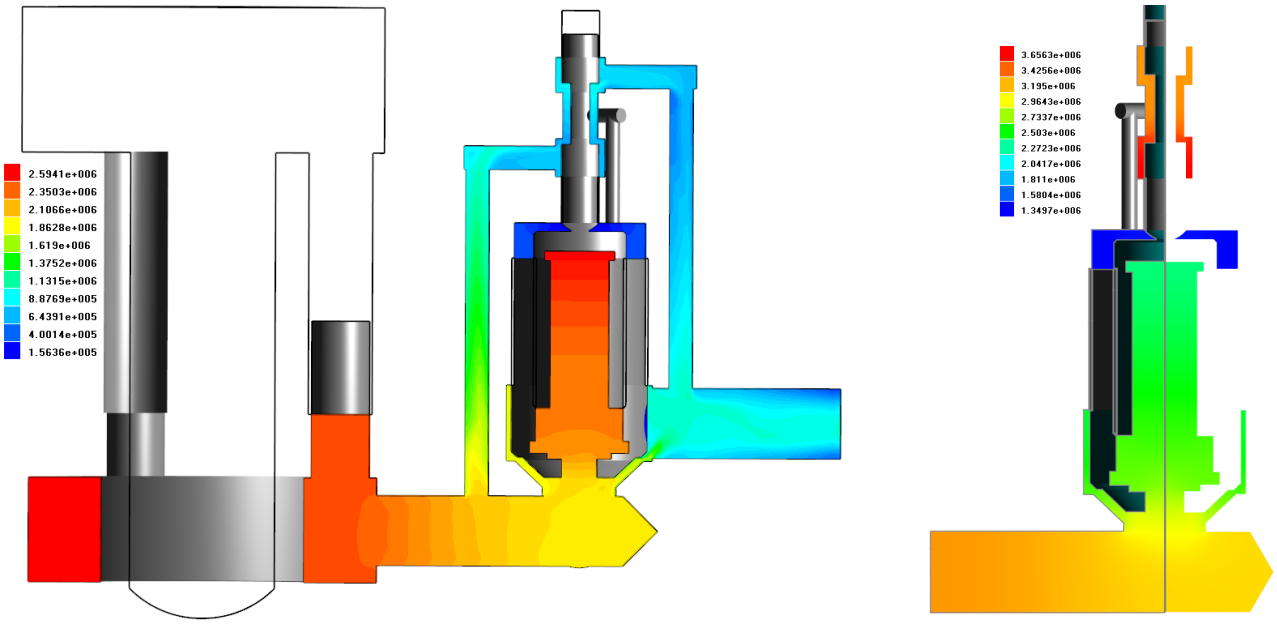
Аналізуючи рисунок К.3 можна спостерігати екстремальні значення швидкостей в основі клапана другого каскаду 1.10 (див. рис. 5.1), що утворює додаткову динамічну силу при спрацюванні клапана другого каскаду.

Також у внутрішній порожнині клапана першого каскаду 1.13 (див. рис. 5.1) можна помітити швидкість біля 22 м/с, що додатково може спричиняти витік робочої рідини через ущільнюючі матеріали регулювального гвинта. Горизонтально встановлений клапан першого каскаду 1.13 дозволяє гасити динамічну силу робочої рідини від наявності видовженого каналу біля основи самого клапана.

За результатами чисельного моделювання (див. рис. К.4), швидкість робочої рідини у внутрішній дросельній поверхні клапана другого каскаду складає 75 м/с. Така висока швидкість робочої рідни утворює кавітаційні явища, що негативно впливають на розміри дросельного отвору, що спричиняє з часом зміни параметрів роботи самого пристрою.

Результатом розрахунку ГІП віброударного пристрою для руйнування гірської породи в програмному CFD-комплексі є розподіл тиску (рис. К.5) і швидкості (рис. К.6) робочої рідини в порожнині ГІП.

Із рисунку К.5 видно, що у середній порожнині клапана першого каскаду 9 тиск значно вищий ніж у нижній порожнині клапана другого каскаду 8 (рис. Е.4, див. дод. Е) і різниця ця складає приблизно 1,8 МПа. Така різниця тисків створює додаткове зусилля, яке дозволяє клапану першого каскаду переміщуватись, сполучаючи при цьому напірну і зливну порожнини. Також видно, що тиск у зливному каналі клапана першого каскаду 9 на 0,4 МПа менший ніж в основному зливному каналі клапана другого каскаду 8 (див. рис. Е.4).



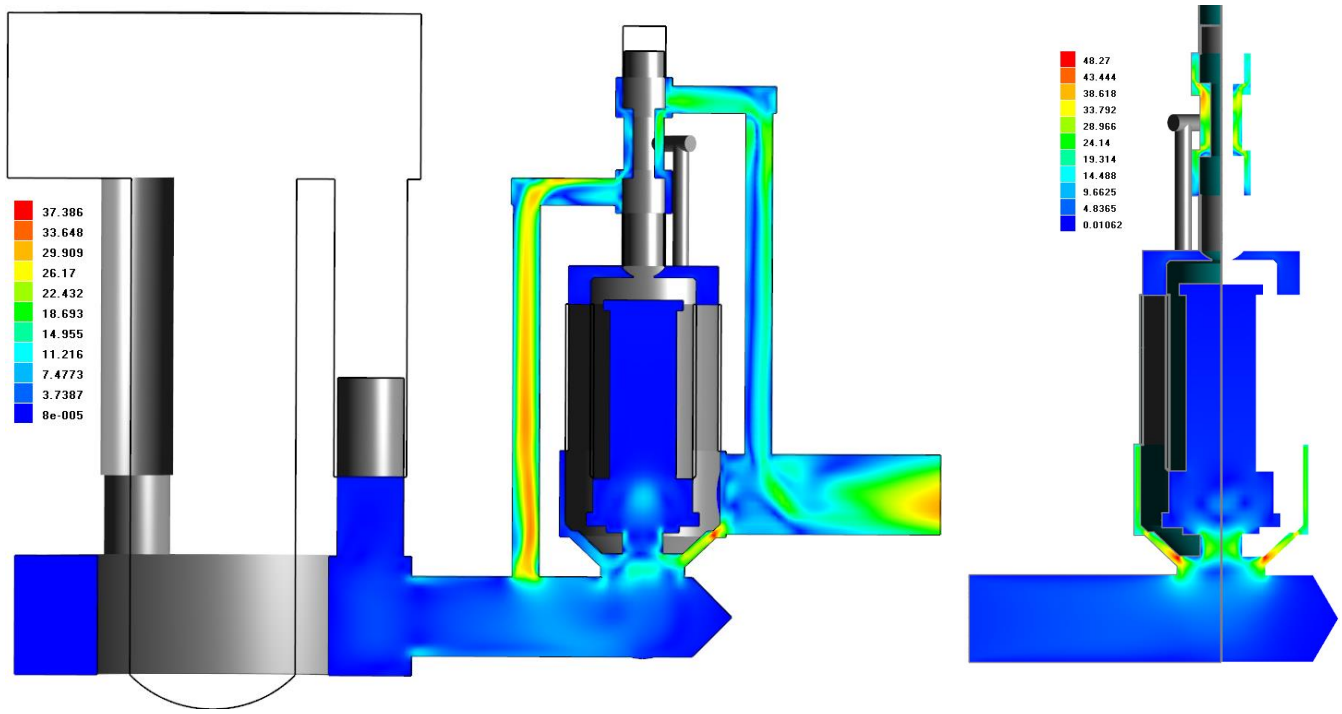
а) б)

Рисунок К.5 – Розподіл тиску робочої рідини в порожнині ГІП віброударного пристрою:

а) – розріз CFD-моделі в площині *zOx*; б) – розріз CFD-моделі в площині *zOy*

Цей факт нам вказує на те, що рідина в основному зливному каналі не впливає на зміну тиску у верхній порожнині клапана першого каскаду і відповідно на рух самого клапана першого каскаду 9. Використання додатково регулювального каскаду у вигляді клапана першого каскаду дозволяє значно зменшити габарити й відповідно загальну масу регулювальної гідроапаратури. Перепад тисків у надклапанній і підкалапанній порожнинах клапана другого каскаду складає у середньому 1,8 МПа, що сприяє стабільному спрацюванні клапана другого каскаду 8. Різниця тисків у внутрішній порожнині ГІП свідчить про наявність хвильових процесів, що сприяє виникненню автоколивальних процесів [30], [213] у рухомих елементів ГІП.

Аналізуючи рисунок К.6 б можна спостерігати екстремальні значення швидкостей в конічній основі клапана другого каскаду, причому вони розподіляються на дві зони, а саме: безпосередньо біля нижньої конічної кромки із середньою швидкістю 48 м/с і верхньої конічної кромки із середньою швидкістю 37 м/с, що спричиняє нерівномірне зношення поверхонь кромок клапана другого каскаду 8 через виникнення кавітаційних явищ.



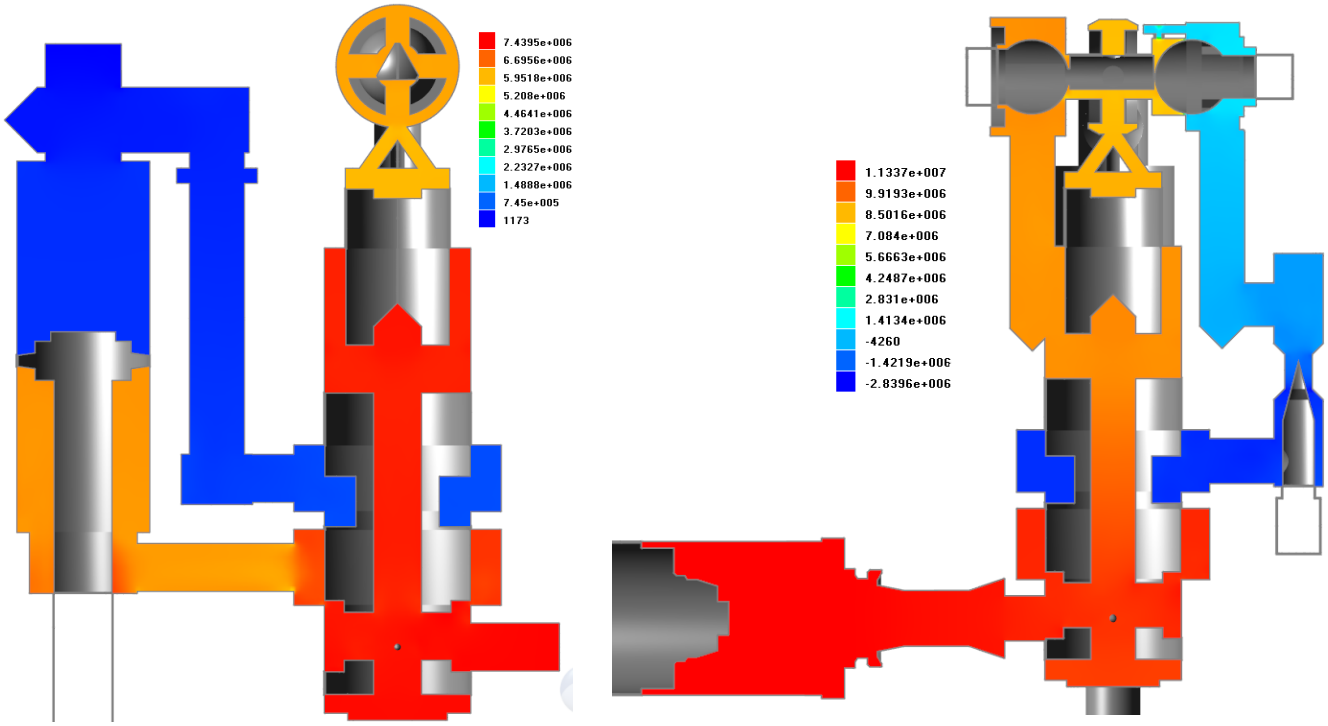
а) б)

Рисунок К.6 – Розподіл швидкості робочої рідини в порожнині ГІП віброударного пристрою:

а) – розріз CFD-моделі в площині *zOx*; б) – розріз CFD-моделі в площині *zOy*

Також порівнюючи середні швидкості у зливних каналах видно, що потік рідини із верхнього зливного каналу не потрапляє у підклапанну порожнину клапана другого каскаду 8 (див. рис. Е.4), що свідчить про ефективність розробленої конструкції пристрою. Більше того з рисунку К.6 а видно, що швидкість потоку робочої рідини у підвідному каналі клапана першого каскаду 9 гаситься об стінки золотникового клапана першого каскаду 9, а це унеможливлює вплив на регулювання спрацювання цього запірного елемента за тиском.

Результатом розрахунку ГІП віброударного пристрою для занурення паль в програмному CFD-комплексі є розподіл тиску (рис. К.7) і швидкості (рис. К.8) робочої рідини в порожнині ГІП.

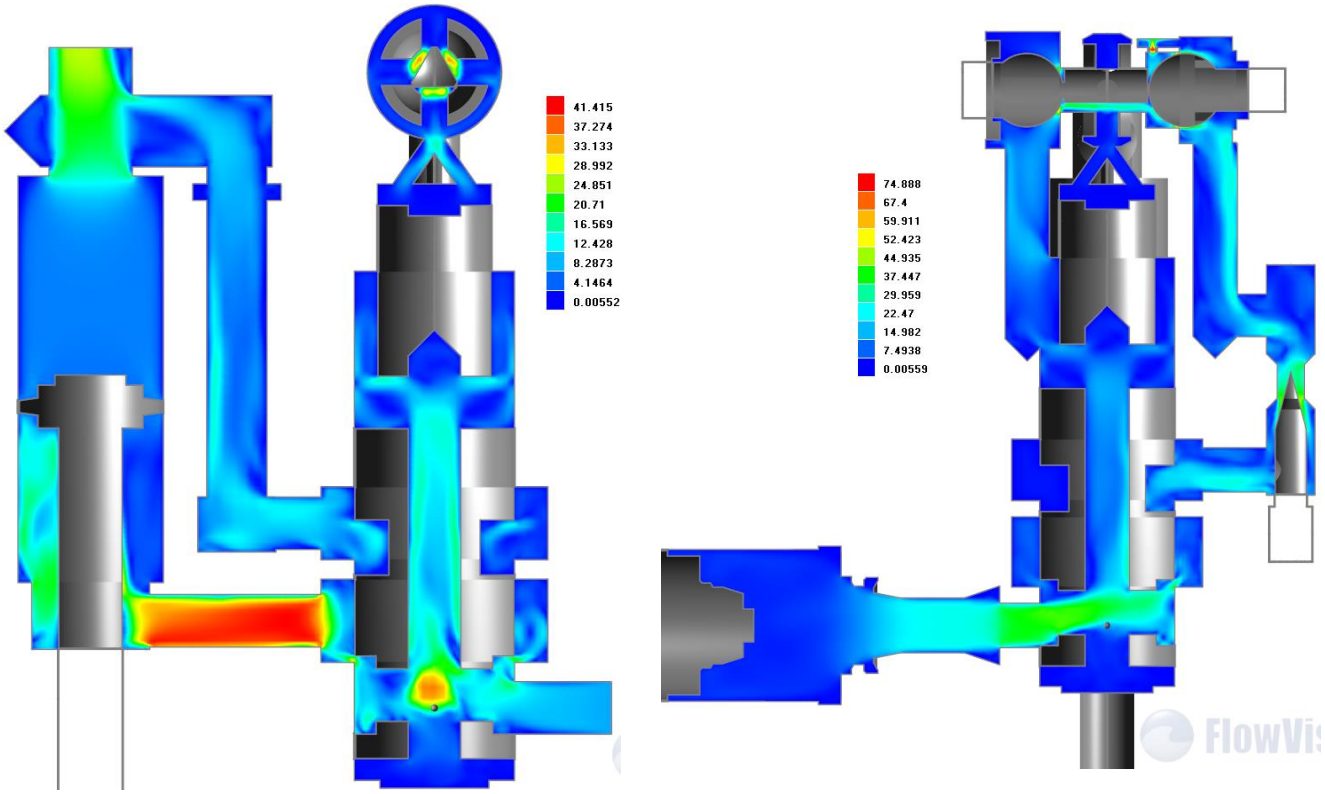


а) б)

Рисунок К.7 – Розподіл тиску робочої рідини в порожнині ГІП віброударного пристрою для занурення паль:

а) – розріз CFD-моделі в площині *zOy*; б) – розріз CFD-моделі в площині *zOx*

Із рисунку К.7 видно, що в середині порожнини клапана другого каскаду 8 (див. рис. Е.5) тиск значно вищий ніж у нижній порожнині клапана першого каскаду 9 (див. рис. Е.5) і різниця ця складає приблизно 1,5 МПа. Така різниця тисків створює додаткове зусилля, яке дозволяє переміщуватись клапану другого каскаду 9, сполучаючи при цьому напірні порожнини гідроакумулятора 6 і гідроциліндра 3 (див. рис. Е.5). Також видно, що тиск у зливному каналі після клапана першого каскаду 9 на 1,5 МПа більший ніж в основному зливному каналі 7 ГІП (див. рис. К.7). Цей факт нам вказує на високу ефективність функціонування дросельного вузла 14 (див. рис. 3.7). Використання додатково регулювального каскаду у вигляді клапана першого каскаду дозволяє значно зменшити габарити й відповідно загальну масу регулювальної гідроапаратури (ГІТ).



а) б)

Рисунок К.8 – Розподіл швидкості робочої рідини в порожнині ГІП віброударного пристрою для занурення паль:

а) – розріз CFD-моделі в площині *zOy*; б) – розріз CFD-моделі в площині *zOx*

Аналізуючи рисунок К.8 а можна спостерігати екстремальні значення швидкостей в напірному каналі 9 (див. рис. 3.7) виконавчого гідроциліндра 3 (див. рис. Е.5), що є наслідком руху сумарного потоку робочої рідини від гідронасоса і гідроакумулятора. На клапан другого каскаду додатково діє динамічна сила 8, що виникає від швидкісного напору у середині самого клапана біля конічної фаски. Ця додаткова складова гідродинамічної сили вимагає додаткового збільшення жорсткості пружного елемента клапана другого каскаду 8 (див. рис. Е.5). Симетричне розташування конструктивних елементів у вигляді кульок клапана першого каскаду компенсують динамічні сили від швидкісного напору, що виникають у середині порожнини першого каскаду 9 (див. рис. Е.5). Загалом відносна відсутність екстремальних швидкостей робочої рідини всередині гідросистеми ГІП свідчить про раціональність розробленої конструкції приводу.

Додатковим результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі є діаграми робочих параметрів ГІП (рис. К.9).

Аналізуючи діаграми робочих параметрів ГІП вібраційного конвеєра (див. рис. К.9), можна визначити такі характеристики приводу з різними типами клапанами-пульсаторами:

– амплітуда пульсацій тиску робочої рідини для ГІТ кулькового типу – p_a=10 МПа, ГІТ золотникового типу – p_a=13 МПа;

– амплітуда коливання виконавчого органу (поршня гідроциліндра) для ГІТ кулькового типу – S_n=1,5 мм, ГІТ золотникового типу – S_n=7 мм;

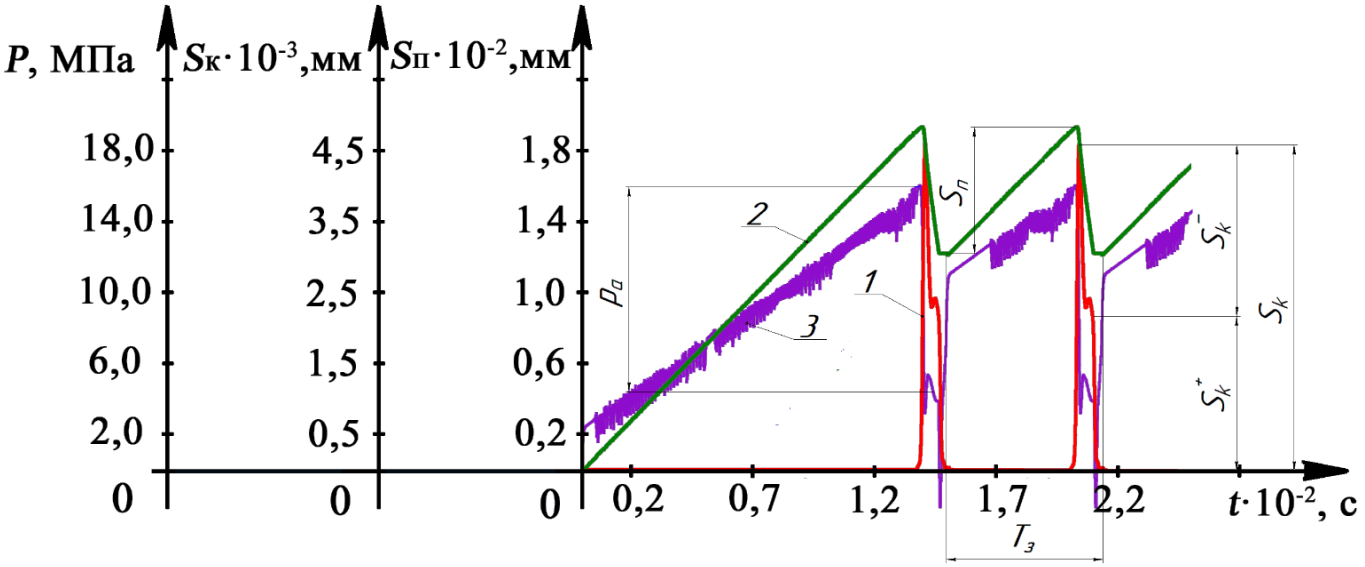
– максимальний хід запірного елемента для ГІТ кулькового типу – $S_к$=2,4 мм (додатне перекриття – $S_к^+$=1 мм, а від'ємне перекриття – $S_к^-$=1,4 мм), ГІТ золотникового типу – $S_к$=4,35 мм (додатне перекриття – $S_к^+$=2,2 мм, а від'ємне перекриття – $S_к^-$=2,15 мм);

– частота роботи (вібрацій) виконавчого органу (поршня гідроциліндра): для ГІТ кулькового типу – $\nu=1/T_з=1/0{,}033=30$Hz, ГІТ золотникового типу – $\nu=1/T_к=1/0{,}06=17$ Hz, де $T_з$, $T_к$ – період коливань гідроциліндра при ГІТ кулькового і золотникового типів.

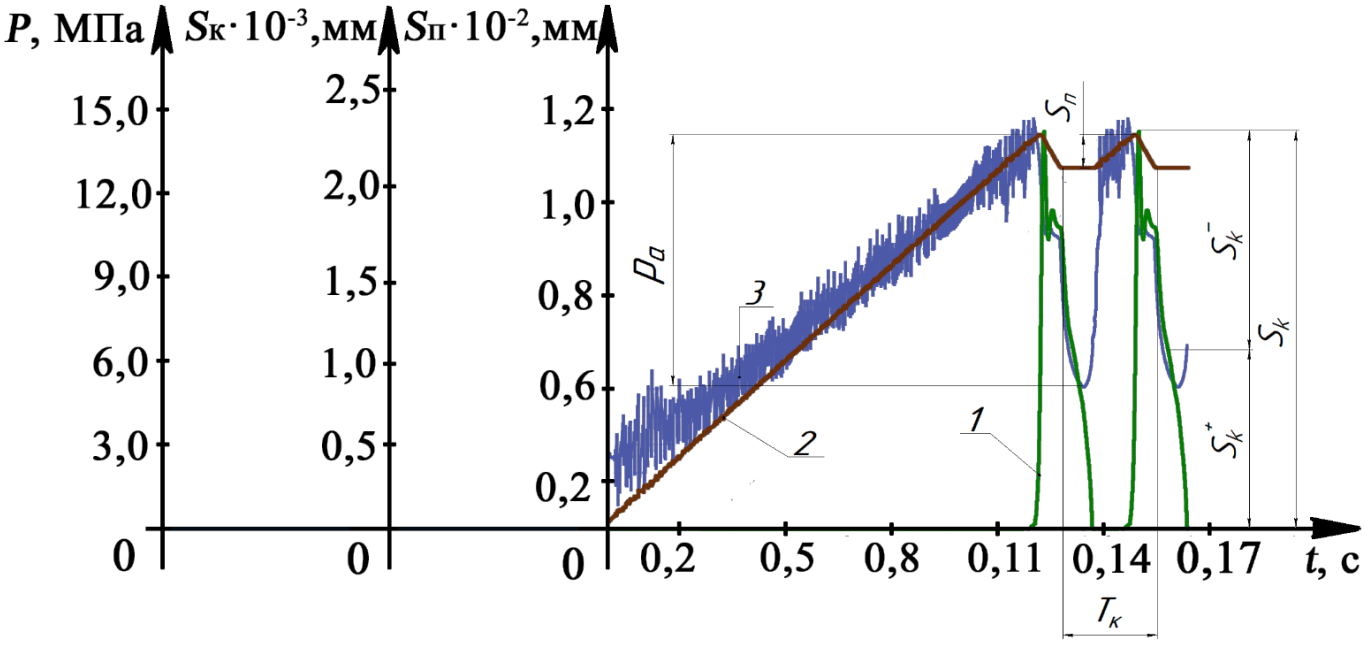
Характеристика діаграм на рисунку К.1 показує, що золотниковий клапан-пульсатор дозволяє отримати частоту коливань вантажонесучого органу вібраційного конвеєра приблизно в два рази менше ніж при кульковому клапані-пульсаторі. Але, як показує досвід експлуатації цих типів ГІТ [106], золотниковий тип клапанів-пульсаторів більш надійніший, що пов'язано із інтенсивним зносом кромки золотникового запірного елемента.

Для аналізу адекватності розроблених математичних моделей необхідно розглянути діаграми переміщення поршня гідроциліндра (рис. К.10) і діаграми зміни тиску (рис. К.11). На цих діаграмах з метою визначення адекватності і ефективності розроблених математичних моделей додатково нанесені експериментальні залежності і результати моделювання за відомими методиками [48], [351]. У

таблиці К.1 і К.2 наведено значення ординат функцій переміщення поршня гідроциліндра і функцій тиску в напірній порожнині гідроциліндра відповідно.



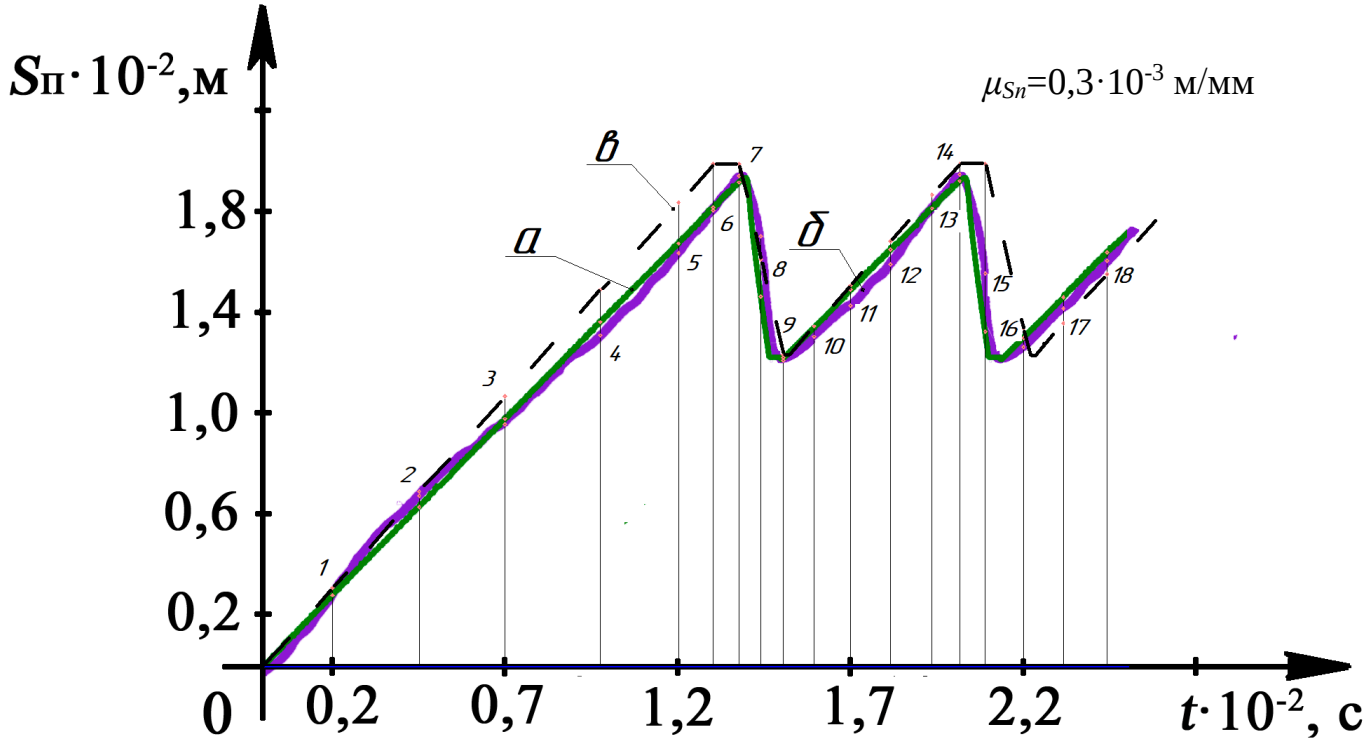
а)



б)

1 – Зміна переміщення запірного елемента клапана-пульсатора в залежності від часу; 2 – Зміна переміщення поршня гідроциліндра в залежності від часу; 3 – Зміна тиску робочої рідини в порожнині ГІП в залежності від часу

Рисунок К.9 – Діаграми робочих параметрів ГІП з однокаскадним клапаном-пульсатором: а) – кулькового типу; б) – золотникового типу



а – теоретичне значення функції $S_{nm}(t)$; б – експериментальне значення $S_{ne}(t)$; в – теоретичне значення розраховане за методикою $S_n^м(t)$ [48]; μ_{Sn} – масштаб функцій $S_{nm}(t)$, $S_{ne}(t)$ та $S_n^м(t)$ по ординаті

Рисунок К.10 – Діаграми переміщення поршня гідроциліндра

Таблиця К.1 – Значення ординат (мм) функцій переміщення поршня гідроциліндра

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
S_{nm}	2,7	6,0	9,3	12,0	15,9	17,1	18,3	14,0	11,6	12,8	14,2	15,7	17,3
S_{ne}	2,7	6,5	9,2	12,4	15,6	17,3	18,5	16,3	11,6	12,5	13,6	15,2	17,3
$S_n^м$	3,0	6,6	10,2	14,2	17,5	18,8	18,8	15,4	11,7	12,8	14,4	16,1	17,8

Продовження таблиці К.1

№ з/п	14	15	16	17	18
S_{nm}	18,3	12,6	12,4	14,0	15,6
S_{ne}	18,6	14,9	12,0	13,5	15,3
$S_n^м$	19,0	19,0	12,8	13,0	14,8

Середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення поршня гідроциліндра порівняно з експериментальними даними [351]:

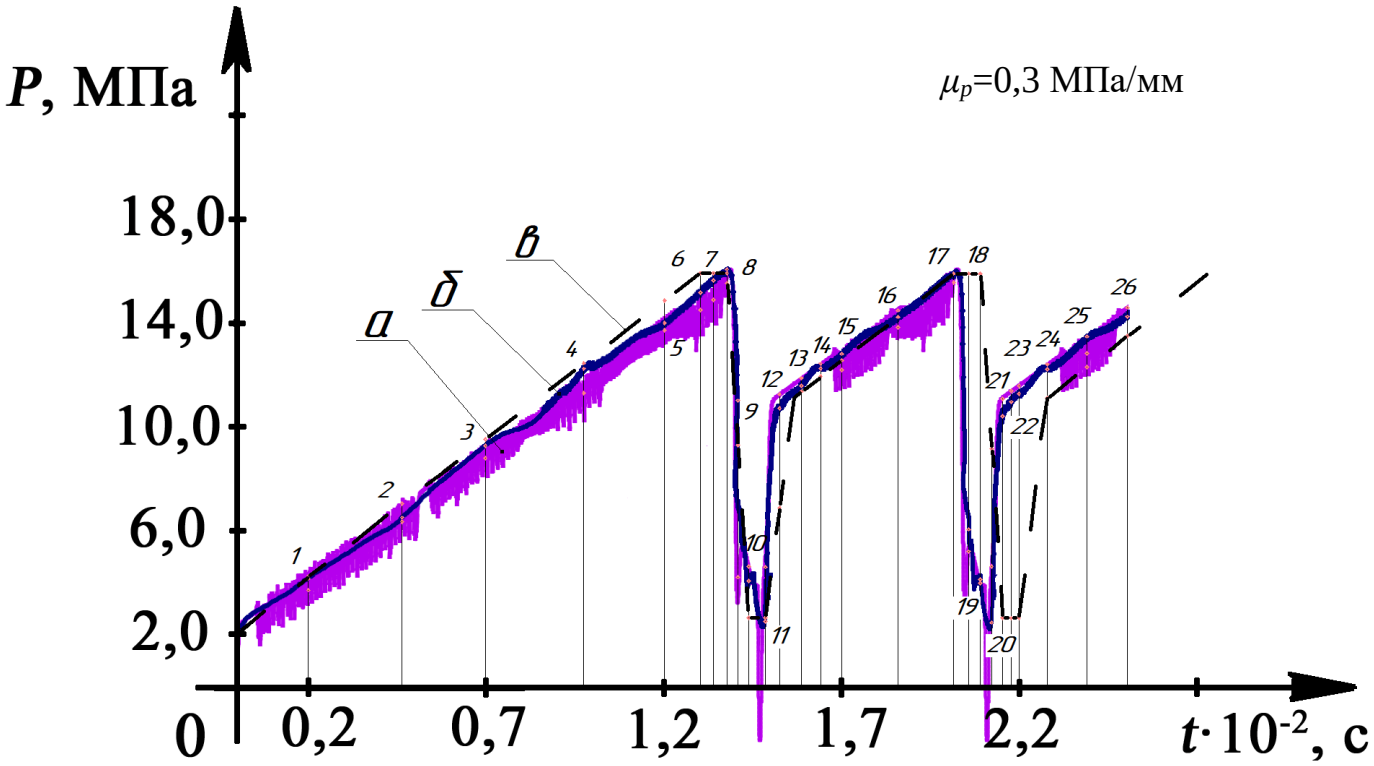
$$\delta_{Se1}=\frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=18}\left|\frac{S_{Пer}-S_{Пmr}}{S_{Пer}}\right|\cdot 100\%=\frac{1}{18}\left(\left|\frac{2,7-2,7}{2,7}\right|+\left|\frac{6,5-6,0}{6,5}\right|+\ldots\right)100\%=4,87\%, \quad (К.1)$$

де S_{nmr} – теоретичне значення переміщення поршня гідроциліндра, S_{ner} – експериментальне значення переміщення поршня гідроциліндра.

Середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення поршня гідроциліндра порівняно з даними визначеними за методикою [48]:

$$\delta_{Sм1}=\frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=18}\left|\frac{S^{м}_{Пmr}-S_{Пmr}}{S^{м}_{Пmr}}\right|\cdot 100\%=\frac{1}{18}\left(\left|\frac{3,0-2,7}{3,0}\right|+\left|\frac{6,6-6,5}{6,6}\right|+\ldots\right)100\%=10,23\%, \quad (К.2)$$

де $S^{м}_{mr}$ – теоретичне значення переміщення поршня гідроциліндра визначене за методикою [48].



а – теоретичне значення функції $P_m(t)$; б – експериментальне значення $P_e(t)$; в – теоретичне значення розраховане за методикою $P^{м}_{m}(t)$ [48]; μ_P – масштаб функцій $P_m(t)$, $P_e(t)$ та $P^{м}_{m}(t)$ по ординаті

Рисунок К.11 – Діаграми тиску в напірній порожнині гідроциліндра

Таблиця К.2 – Значення ординат (МПа) функцій тиску в напірній порожнині гідроциліндра

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_m	4,0	6,1	8,4	10,8	13,1	13,8	14,2	14,8	4,0	4,4	4,4	10,7	11,3
P_e	3,5	6,2	8,9	11,7	13,3	14,5	14,9	15,3	8,6	3,9	2,4	10,2	11,0
$P_m^м$	4,1	6,7	9,1	11,9	14,2	15,2	15,2	15,2	10,5	2,6	2,5	6,6	10,8

Продовження таблиці К.2

№ з/п	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
P_m	11,9	11,6	13,2	14,8	4,9	3,8	4,4	10,6	10,9	11,0	11,8	12,2	13,9
P_e	11,7	12,2	13,6	15,2	5,8	3,9	2,4	9,9	10,4	10,7	11,6	12,8	13,6
$P_m^м$	11,4	12,0	13,6	15,2	15,2	15,2	8,7	2,5	2,5	2,5	10,6	11,8	12,9

Середня похибка апроксимації тиску в напірній порожнині гідроциліндра порівняно з експериментальними даними [351]:

$$\delta_{Pe1} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=26}\left|\frac{P_{er} - P_{mr}}{P_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{26}\left(\left|\frac{3,5-4,0}{3,5}\right| + \left|\frac{6,2-6,1}{6,2}\right| + \ldots\right)100\% = 3,34\%, \qquad (К.3)$$

де P_{mr} – теоретичне значення тиску в напірній порожнині гідроциліндра, P_{er} – експериментальне значення тиску в напірній порожнині гідроциліндра.

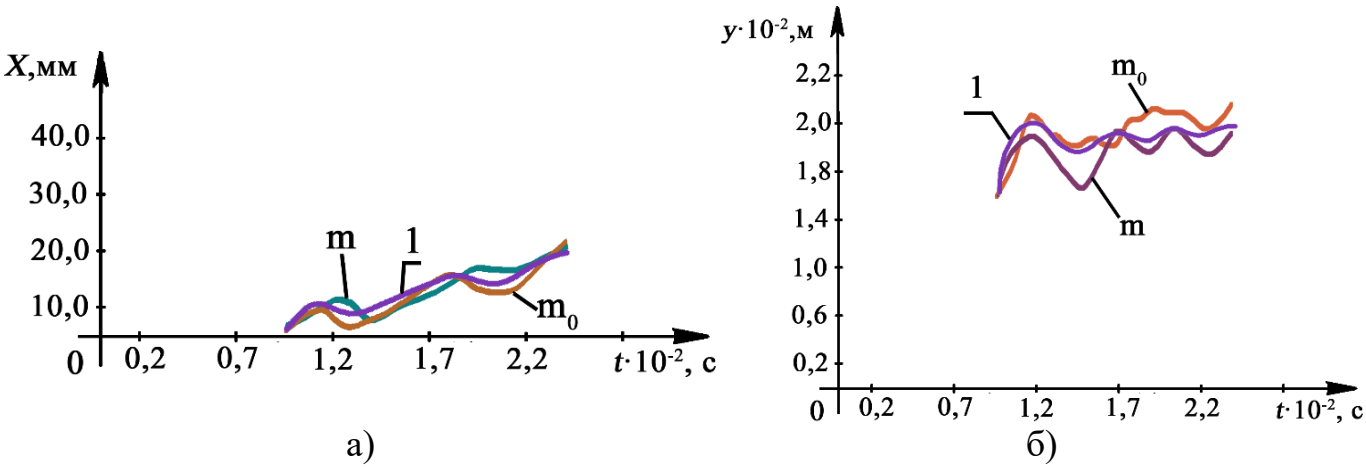
Середня похибка апроксимації тиску в напірній порожнині гідроциліндра порівняно з даними визначеними за методикою [48]:

$$\delta_{Pм1} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=26}\left|\frac{P^м_{mr} - P_{mr}}{P_{mr}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{26}\left(\left|\frac{4,1-3,5}{4,1}\right| + \left|\frac{6,7-6,2}{6,7}\right| + \ldots\right)100\% = 26,1\%, \qquad (К.4)$$

де $P_{mr}^м$ – теоретичне значення тиску в напірній порожнині гідроциліндра визначене за методикою [48].

Додатково за допомогою програмного комплексу Matlab.Simulink [366] (рис. Ж.1, див. дод. Ж) були отримані діаграми горизонтальних і вертикальних

складових переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу масами m і m_0 (рис. К.12) на вібраційному конвеєрі із ГІТ золотникового типу.



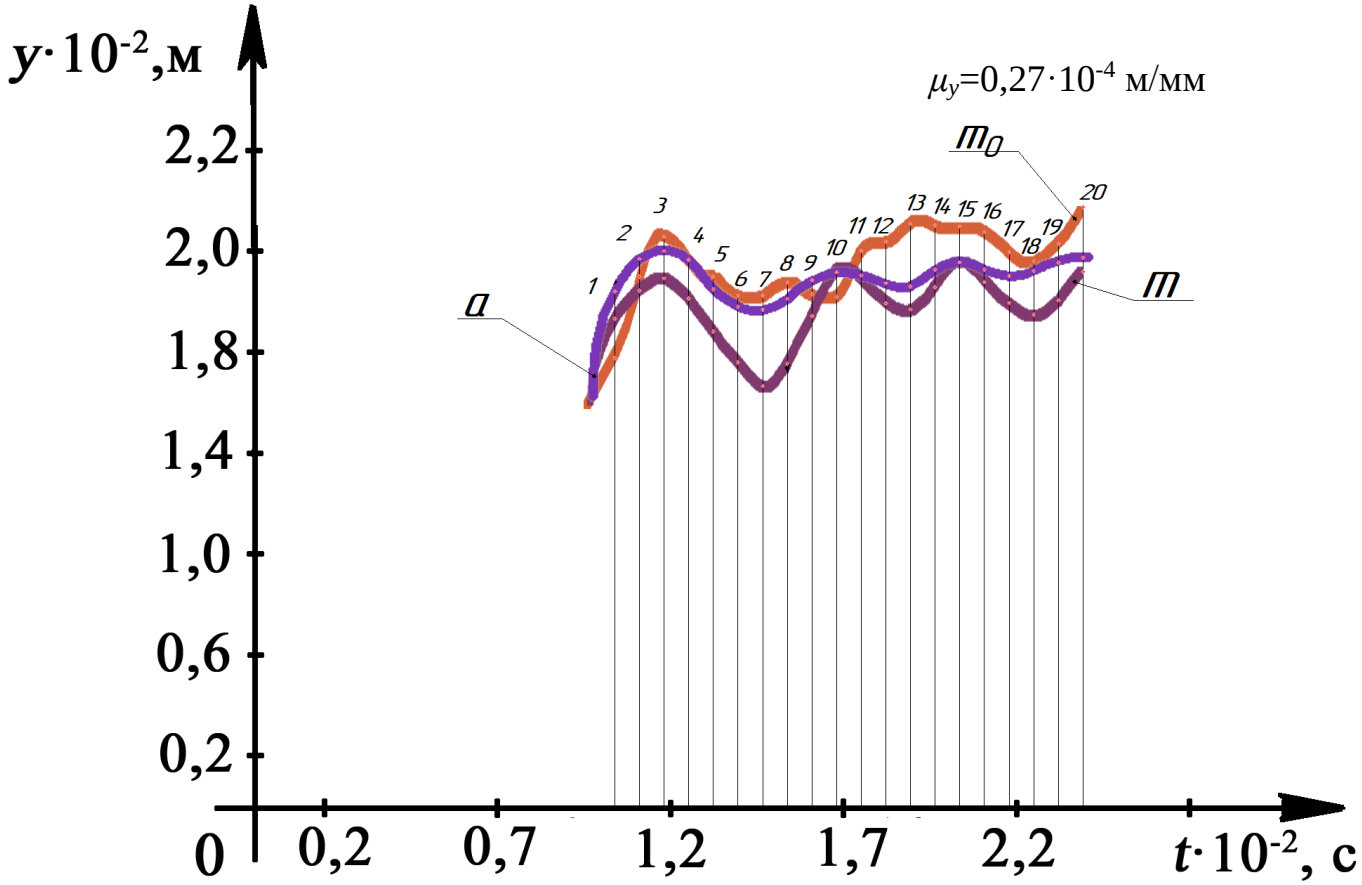
а) б)

1 – експериментальне значення

Рисунок К.12 – Діаграми зміни переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу: а) – горизонтальна складова; б) – вертикальна складова

На рисунку К.12 а спостерігається монотонне збільшення кривої переміщення по вісі x компонент складових транспортуючого матеріалу, яке лінійно зростає, що вказує на постійну складову швидкості транспортування. Із рисунку К.12 б можна визначити максимальну амплітуду затухаючих коливань транспортуючого матеріалу на вантажонесучому органі, яка складає приблизно 4…5 мм. Також розрахункові амплітуди вертикальних коливань компонент складових транспортуючого матеріалу наближені до експериментальних, що якісно узгоджуються з експериментальними даними.

Для аналізу адекватності розроблених математичних моделей переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу необхідно розглянути відповідні діаграми (рис. К.13, К.14). На даних діаграмах з метою визначення адекватності і ефективності розроблених математичних моделей додатково нанесені експериментальні залежності [133]. У таблицях К.3 і К.4 наведені значення ординат функцій переміщення поршня гідроциліндра і функцій вертикальної і горизонтальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу.



а – експериментальне значення функції $y_e(t)$; m – теоретичне значення $y_{Tm}(t)$ для компоненти маси m; m_0 – теоретичне значення $y_{Tm0}(t)$ для компоненти маси m_0; μ_y – масштаб функцій $y_e(t)$, $y_{Tm}(t)$ та $y_{Tm0}(t)$ по ординаті

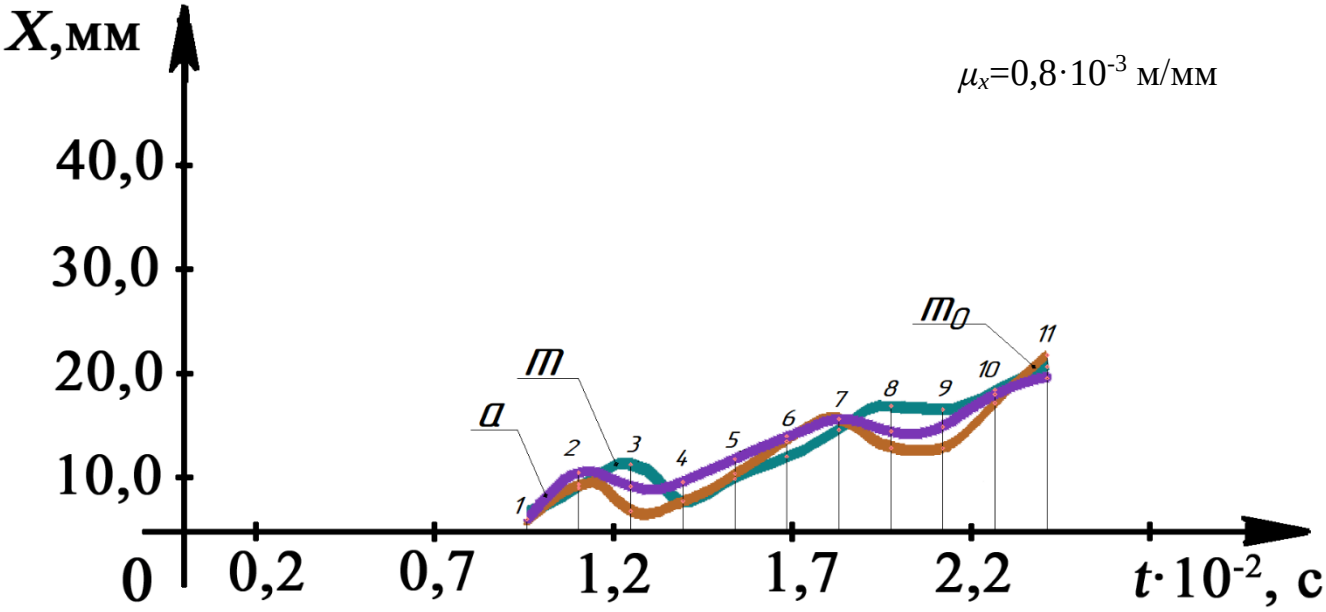
Рисунок К.13 – Діаграми зміни вертикальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу

Таблиця К.3 – Значення ординат (мм) функцій вертикальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
y_{Tm}	1,74	1,84	1,88	1,81	1,69	1,58	1,48	1,58	1,90	1,75	1,89	1,79	1,77
y_{Tm0}	1,60	1,89	2,03	1,95	1,89	1,82	1,82	1,87	1,82	1,82	1,98	2,01	2,08
$\overline{y}_{Tm}$	1,67	1,86	1,95	1,88	1,79	1,70	1,65	1,72	1,86	1,79	1,93	1,90	1,92
y_e	1,84	1,95	1,98	1,95	1,84	1,78	1,77	1,81	1,90	1,88	1,89	1,86	1,85

Продовження таблиці К.3

№ з/п	14	15	16	17	18	19	20
y_{Tm}	1,85	1,94	1,87	1,79	1,75	1,80	1,90
y_{Tm0}	2,07	2,07	2,05	1,97	1,94	2,01	2,13
$\bar{y}_{Tm}$	1,96	2,00	1,96	1,88	1,85	1,90	2,02
y_e	1,92	1,94	1,92	1,89	1,91	1,94	1,95



а – експериментальне значення функції $x_e(t)$; m – теоретичне значення $x_{Tm}(t)$ для компоненти маси m; m_0 – теоретичне значення $x_{Tm0}(t)$ для компоненти маси m_0; μ_x – масштаб функцій $x_e(t)$, $x_{Tm}(t)$ та $x_{Tm0}(t)$ по ординаті

Рисунок К.14 – Діаграми зміни горизонтальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу

Таблиця К.4 – Значення ординат (мм) функцій горизонтальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
x_{Tm}	1,3	4,2	2,0	3,0	5,7	8,8	11,0	8,2	8,2	12,5	17,2
x_{Tm0}	1,3	4,6	6,6	3,0	5,1	7,4	9,9	12,2	11,8	13,8	16,1
$\bar{x}_{Tm}$	1,3	4,4	4,3	3,0	5,4	8,1	10,4	10,2	10,0	13,2	16,6
x_e	1,3	5,8	4,4	4,9	7,0	9,3	11,0	9,8	10,2	13,4	15,0

Середня похибка апроксимації зміни вертикальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу (див. рис. К.13) порівняно з експериментальними даними [133]:

$$\delta_{ye} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{y_{er} - \overline{y}_{Tmr}}{y_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{1{,}84 - 1{,}67}{1{,}84}\right| + \left|\frac{1{,}95 - 1{,}86}{1{,}95}\right| + \ldots\right)100\% = 7{,}41\%, \quad (К.5)$$

де $\overline{y}_{Tmr} = 0{,}5\left(y_{Tmr} + y_{Tm0r}\right)$ – середнє теоретичне значення зміни вертикальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу, y_{er} – експериментальне значення зміни вертикальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу.

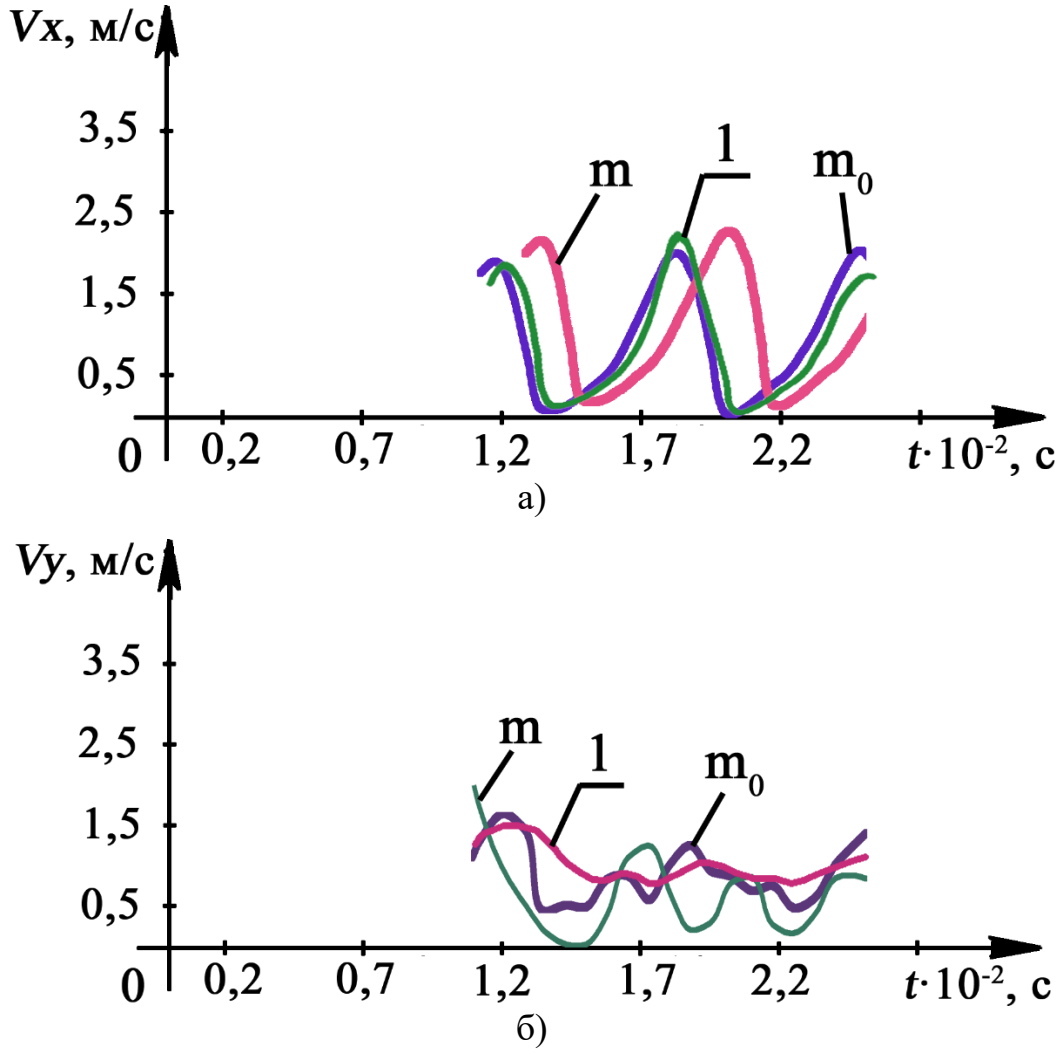
Середня похибка апроксимації зміни горизонтальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу (див. рис. К.14) порівняно з експериментальними даними [133]:

$$\delta_{Xe} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=11}\left|\frac{x_{er} - \overline{x}_{Tmr}}{x_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{11}\left(\left|\frac{1{,}3 - 1{,}3}{1{,}3}\right| + \left|\frac{5{,}8 - 4{,}4}{5{,}8}\right| + \ldots\right)100\% = 4{,}26\%, \quad (К.6)$$

де $\overline{x}_{Tmr} = 0{,}5\left(x_{Tmr} + x_{Tm0r}\right)$ – середнє теоретичне значення зміни горизонтальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу, x_{er} – експериментальне значення зміни горизонтальної складової переміщення компонент складових транспортуючого матеріалу.

Окрім діаграм горизонтальних і вертикальних складових переміщення були отримані діаграми швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу масами m і m_0 (рис. К.15) на вібраційному конвеєрі із ГІТ золотникового типу.

Із рисунку К.15 а видно, що швидкості компонентів складових транспортуючого матеріалу масами m і m_0 не затухають, що свідчить про встановлене періодичне коливання на вантажонесучому органі і більше того різке збільшення швидкості на початку кожного періоду свідчить про інерційний рух вантажу, який проковзується по поверхні лотка після фази опускання вантажонесучого органу.

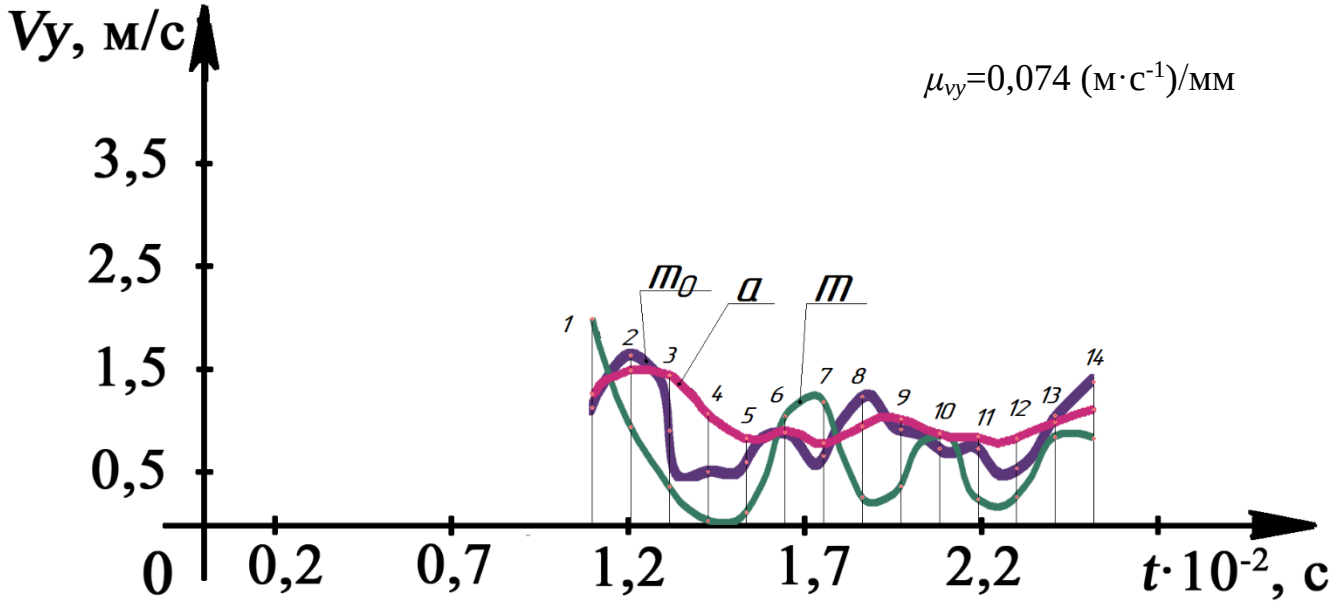


1 – експериментальне значення

Рисунок К.15 – Діаграми зміни швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу: а) – горизонтальна складова; б) – вертикальна складова

Різниці амплітуд на діаграмі (див. рис. К.15 б) показує, як рух шару насипного вантажу m_0 гальмується шаром вантажу m, що знаходиться над ним про що свідчать різні амплітуди затухаючих коливань. Також різке періодичне збільшення швидкості компонентів складових транспортуючого матеріалу масами m і m_0 свідчать про процес їх підкидання над поверхнею вантажонесучого органу (лотка). Більше того розрахункові амплітуди швидкості вертикальних і горизонтальних коливань компонент складових транспортуючого матеріалу наближені до експериментальних, що якісно узгоджуються з експериментальними даними.

Для аналізу адекватності розроблених математичних моделей зміни швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу необхідно розглянути відповідні діаграми (рис. К.16, К.17). На даних діаграмах з метою визначення адекватності і ефективності розроблених математичних моделей додатково нанесені експериментальні залежності. У таблицях К.5 і К.6 наведені значення ординат функцій функцій вертикальної і горизонтальної складової швидкості компонент транспортуючого матеріалу.

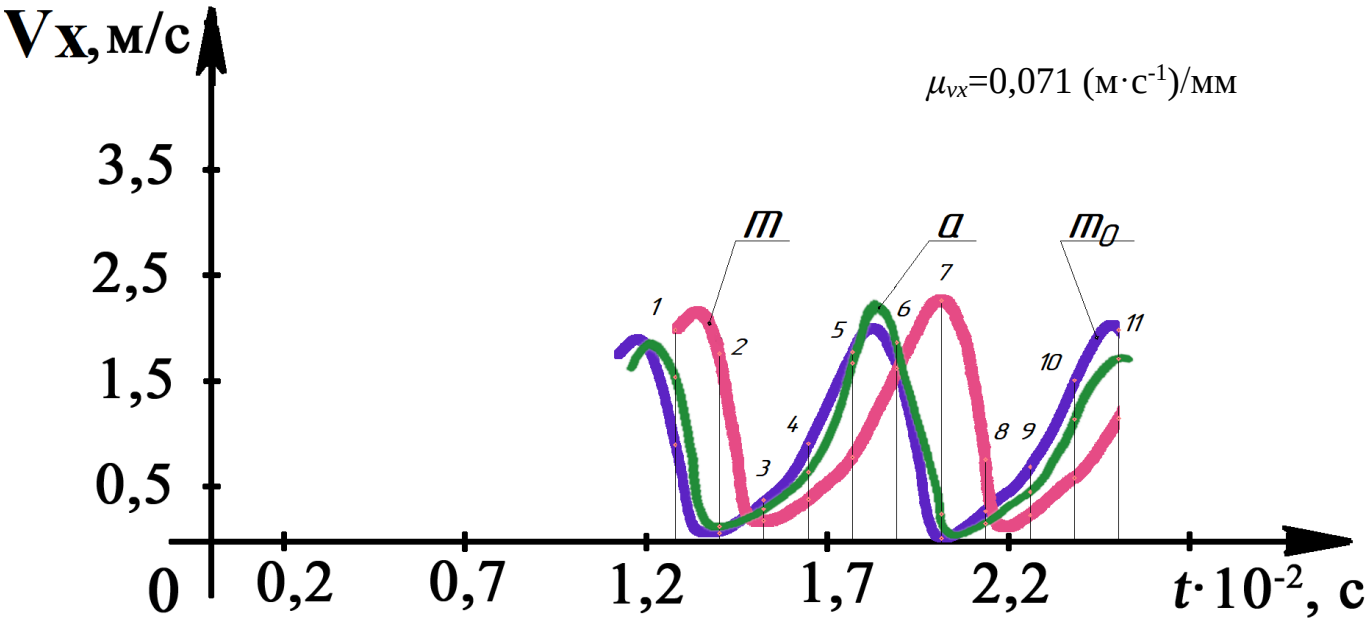


а – експериментальне значення функції $Vy_e(t)$; m – теоретичне значення $Vy_{Tm}(t)$ для компоненти маси m; m_0 – теоретичне значення $Vy_{Tm0}(t)$ для компоненти маси m_0; μ_{vy} – масштаб функцій $Vy_e(t)$, $Vy_{Tm}(t)$ та $Vy_{Tm0}(t)$ по ординаті

Рисунок К.16 – Діаграми зміни вертикальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу

Таблиця К.5 – Значення ординат (м/с) функцій вертикальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Vy_{Tm}	2,00	0,95	0,38	0,04	0,13	1,06	1,22	0,27	0,38	0,89	0,26	0,28	0,86	0,84
Vy_{Tm0}	1,15	1,65	0,92	0,52	0,61	0,90	0,67	1,25	0,93	0,74	0,75	0,55	1,00	1,39
$\overline{Vy}_{Tm}$	1,57	1,30	0,65	0,28	0,37	0,98	0,95	0,76	0,65	0,82	0,50	0,41	0,93	1,12
Vy_e	1,27	1,50	1,46	1,08	0,85	0,90	0,80	0,96	1,03	0,89	0,86	0,85	1,07	1,12



а – експериментальне значення функції $Vx_e(t)$; m – теоретичне значення $Vx_{Tm}(t)$ для компоненти маси m; m_0 – теоретичне значення $Vx_{Tm0}(t)$ для компоненти маси m_0; μ_{vy} – масштаб функцій $Vx_e(t)$, $Vx_{Tm}(t)$ та $Vx_{Tm0}(t)$ по ординаті

Рисунок К.17 – Діаграми зміни горизонтальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу

Таблиця К.6 – Значення ординат (м/с) функцій горизонтальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Vx_{Tm}	1,99	1,77	0,21	0,40	0,79	1,63	2,26	0,78	0,25	0,60	1,16
Vx_{Tm0}	0,91	0,08	0,31	0,93	1,78	1,63	0,04	0,29	0,71	1,52	1,64
$\overline{Vx}_{Tm}$	1,45	0,93	0,26	0,67	1,29	1,63	1,15	0,53	0,48	1,06	1,40
Vx_e	1,55	0,15	0,40	0,66	1,68	1,88	0,27	0,18	0,47	1,15	0,95

Середня похибка апроксимації зміни вертикальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу порівняно з експериментальними даними [133]:

$$\delta_{Vye} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=14}\left|\frac{Vy_{er} - \overline{Vy}_{Tmr}}{Vy_{re}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{14}\left(\left|\frac{1,27-1,57}{1,27}\right| + \left|\frac{1,50-1,30}{1,50}\right| + \ldots\right)100\% = 9,26\%\,, \text{(К.7)}$$

де $\overline{Vy}_{rTm0} = 0,5\left(Vy_{rTm} + Vy_{rTm0}\right)$ – середнє теоретичне значення зміни вертикальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу; Vy_{re} – експериментальне значення зміни вертикальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу.

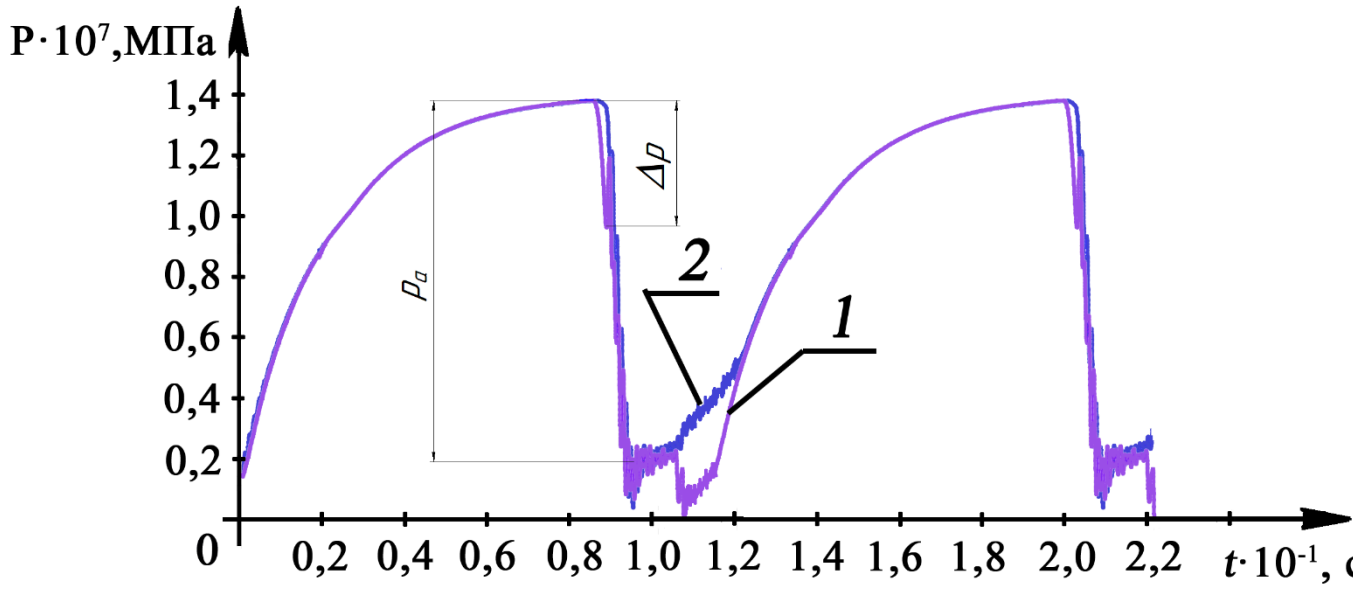
Середня похибка апроксимації зміни горизонтальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу порівняно з експериментальними даними [133]:

$$\delta_{Vxe} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=11}\left|\frac{Vx_{er} - \overline{Vx}_{Tmr}}{Vx_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{11}\left(\left|\frac{1,55-1,45}{1,55}\right| + \left|\frac{0,15-0,93}{0,15}\right| + \ldots\right)100\% = 11,12\%\,, \text{(К.8)}$$

де $\overline{Vx}_{Tm0r} = 0,5\left(Vx_{Tmr} + Vx_{Tm0r}\right)$ – середнє теоретичне значення зміни горизонтальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу, Vx_{re} – експериментальне значення зміни вертикальної складової швидкості компонент складових транспортуючого матеріалу.

Для більш детального аналізу результатів моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів за допомогою ІВ на базі ГІП отримані чисельним моделюванням діаграми зміни інтегральної величини тиску в надклапанній і підклапанній порожнинах клапана другого каскаду (рис. К.18).

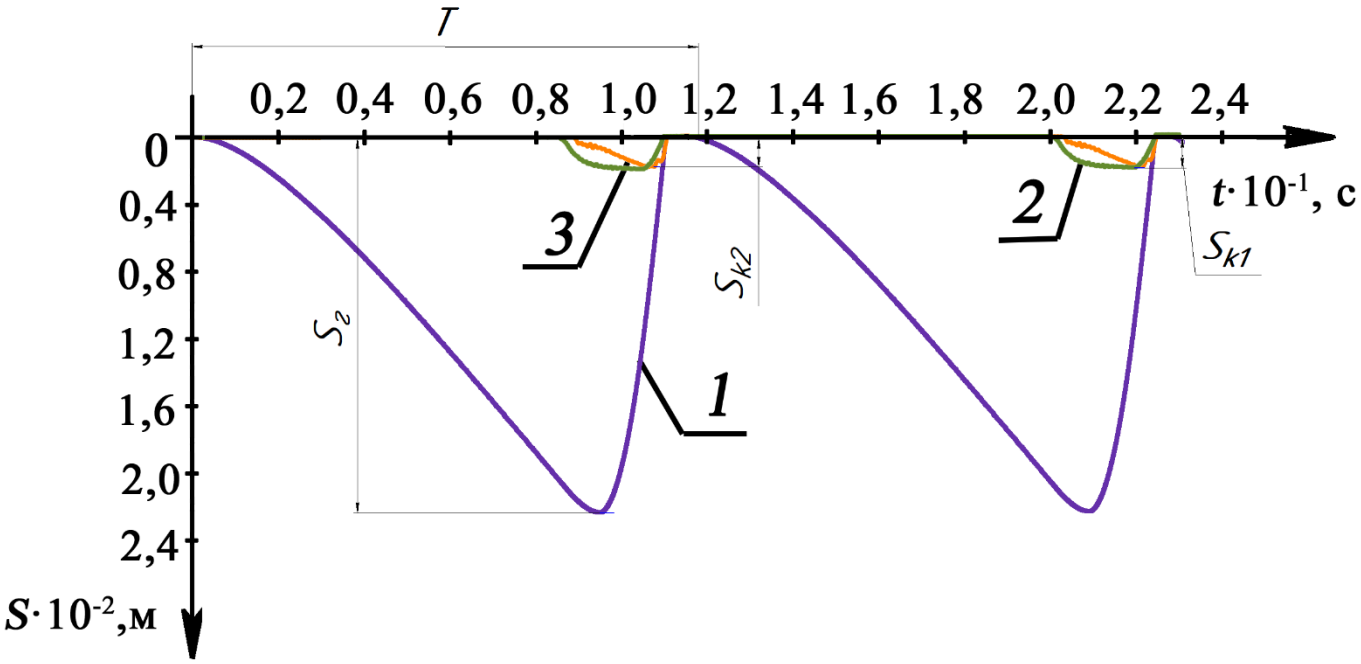
Аналізуючи діаграми тисків (див. рис. К.18) видно, що на фазі набору тиск в обох порожнинах однаковий, проте як тільки відбувається відкриття (спрацювання) клапана другого каскаду, тиск у даний час відрізняється буквально на Δp=4,1 МПа. Також на другій фазі набору тиску видно, що тиски не однакові, що свідчать про наявність хвильових процесів у гідравлічній системі приводу. Амплітуда пульсацій тиску складає p_a=12 МПа.



1 – зміна тиску в надклапанній порожнині клапана другого каскаду; 2 – зміна тиску в підклапанній порожнині клапана другого каскаду

Рисунок К.18 – Діаграми зміни тисків в порожнинах ГІП інерційної вібротрамбовки

Наступним результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі є діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП інерційної вібротрамбовки (рис. К.19).



1 – зміна переміщення гідроциліндра; 2 – зміна переміщення клапану першого каскаду; 3 – зміна переміщення клапану другого каскаду

Рисунок К.19 – Діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП інерційної вібротрамбовки

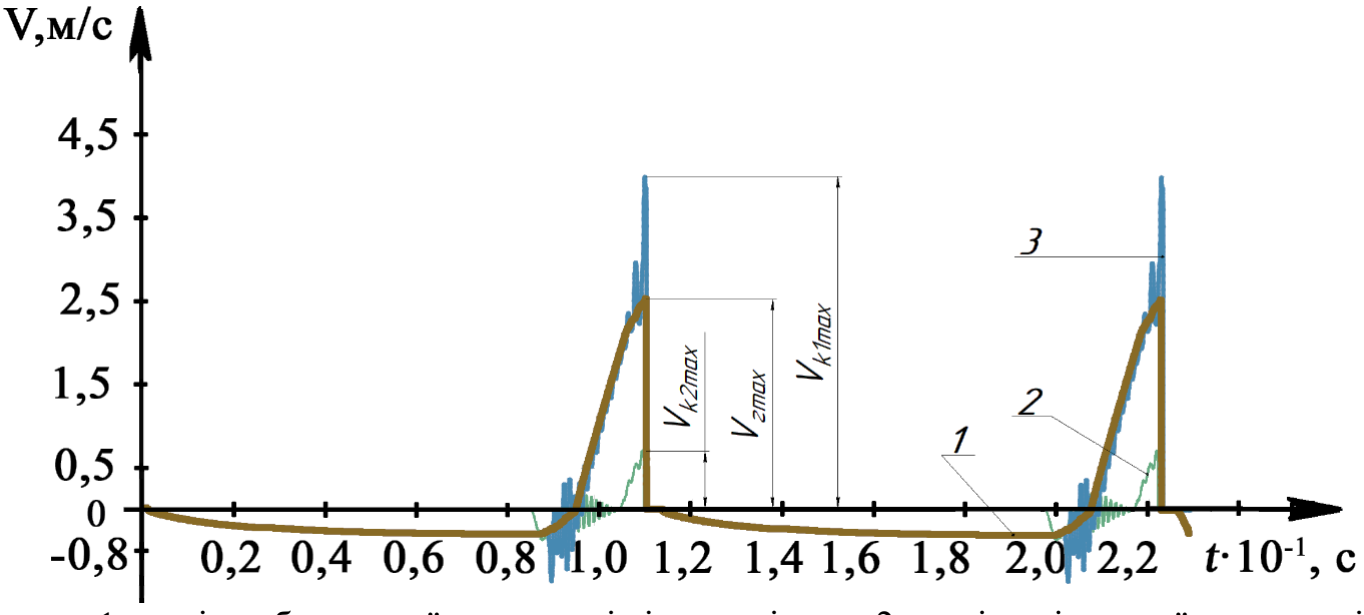
Аналізуючи діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП інерційної вібротрамбовки (див. рис. К.19), можуть бути визначені такі параметри роботи ГІП інерційної вібротрамбовки:

– амплітуда коливання гідроциліндра ГІП кулькового типу – $S_г$=22 мм, клапан першого каскаду – S_{k1}=1,8 мм; клапан другого каскаду – S_{k2}=1,7 мм;

– частота роботи (вібрацій) гідроциліндра й відповідно самого пристрою – $\nu=1/T$ =1/0,118=8,47 Hz.

Важливим результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі для отримання вхідних даних моделювання руху шарів ґрунту є діаграми зміни швидкості рухомих елементів ГІП інерційної вібротрамбовки (рис. К.20).

З діаграм на рисунку К.20 можна визначити швидкість на початку ударної взаємодії гідроциліндра 1.7 з інерційною плитою 1.4 (див. рис. 5.1), а саме вона складає $V_{гmax}$=2,53 м/с, що надає початкову швидкість підкидання усьому пристрою над поверхнею ущільнюваного ґрунту 1,85 м/с. Також діаграми показують, що початкова швидкість ударної взаємодії (посадки) клапана другого каскаду із посадочним місцем на корпусі гідроциліндра складає $V_{к2max}$=4,0 м/с.



1 – зміна абсолютної швидкості гідроциліндра; 2 – зміна відносної швидкості клапана першого каскаду; 3 – зміна відносної швидкості клапану другого каскаду

Рисунок К.20 – Діаграми зміни швидкості рухомих елементів ГІП інерційної вібротрамбовки

Ця швидкість вимагає виконувати спеціальну термообробку запірної поверхні клапана другого каскаду, щоб підвищити зносостійкість самої поверхні. Швидкість ударної взаємодії клапана першого каскаду складає $V_{к1max}$=0,77 м/с, що є допустимим значенням для високої ефективності роботи клапана першого каскаду без додаткової технологічної обробки запірної поверхні.

Додатково за допомогою програмного комплексу Matlab.Simulink (див. рис. Ж.2) були отримані діаграми вертикальних складових переміщення компонент шарів ущільнюваного ґрунту типу кварцовий пісок (рис. К.21).

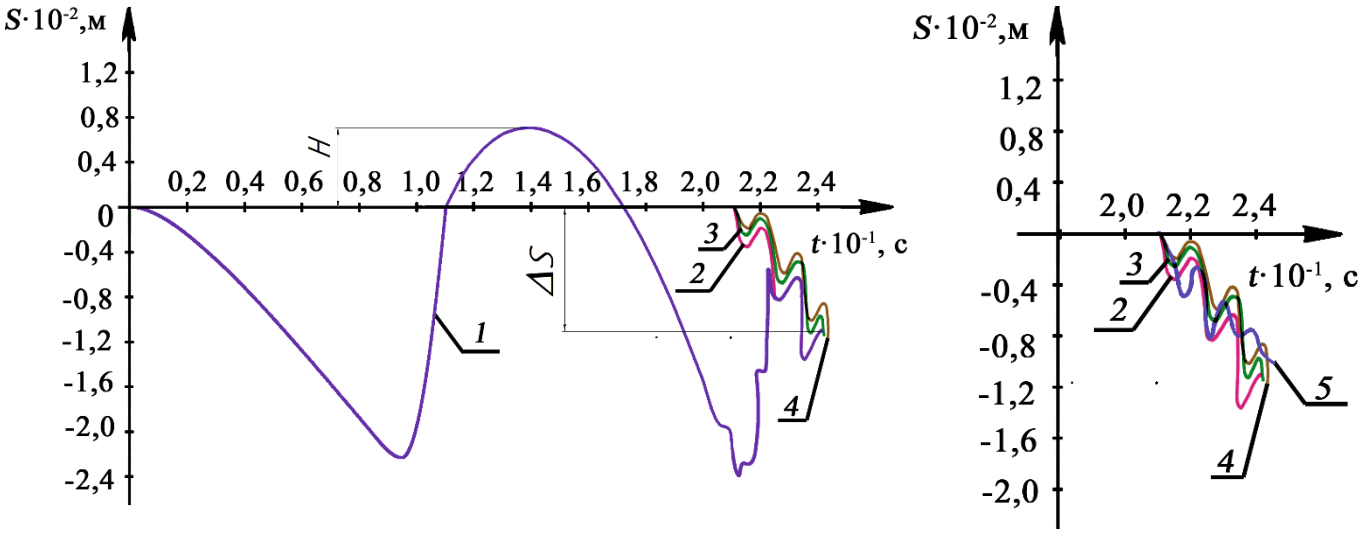
Аналізуючи криву абсолютного переміщення гідроциліндра 1 (див. рис. К.21) видно, що на ділянці *ab* гідроциліндр робить робоче переміщення при нерухомій трамбувальній плиті, але вже після ударної взаємодії (ділянка *bc*) крива переміщення має параболічну форму кривої, що свідчить про рух усього пристрою (підкидання) над поверхнею ґрунту (процес вільного падіння). Причому висота підкидання ІВ над поверхнею ґрунту складає H=8,3 мм. Ділянка *cd* це процес фази опускання гідроциліндра, причому ця частина фази відбувається ще у процесі польоту самого пристрою над поверхнею ґрунту. Ділянка *de* це безпосередньо процес ударної взаємодії пристрою із поверхнею компоненти першого шару ґрунту.

Аналізуючи абсолютне переміщення трьох шарів ґрунту можна помітити, що амплітуди затухаючих коливань і загальна деформація з кожним наступним шаром відповідно зменшується, що підтверджується експериментальними даними [10], [110], а саме – зменшення середньої щільності шарів ґрунту зі збільшенням глибини прилягання. Також із діаграми на рисунку К.21 визначено, що величина деформації поверхні ґрунту, після першого контакту трамбувальної плити із поверхнею ґрунту, складає ΔS=1,2 мм, що на 0,2 мм більше ніж експериментальне значення.

Адекватність розроблених математичних моделей технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів ІВ на базі ГІП виконано на основі оцінки ступеня відповідності і розходжень між результатами теоретичного та експериментального досліджень.

Приклад порівняння теоретичних та експериментальних графіків залежностей тиску в напірній порожнині ГІП інерційної вібротрамбовки $p_H(t)$, переміщення

гідроциліндра ГІП інерційної вібротрамбовки $x_г(t)$, переміщення клапана першого каскаду ГІП інерційної вібротрамбовки $y_г(t)$ і абсолютної зміни переміщення шарів ущільнюваного ґрунту $S(t)$ для режиму роботи приводу з частотою ν=9 Гц і тиском спрацювання p_1=14,0 МПа за рівних інших параметрів, показано на рисунках К.22–К.25. У таблицях К.7–К.10 наведено значення ординат функцій тиску в напірній порожнині, переміщення гідроциліндра, переміщення клапана першого каскаду ГІП інерційної вібротрамбовки та зміни переміщення шарів ущільнюваного ґрунту, відповідно.

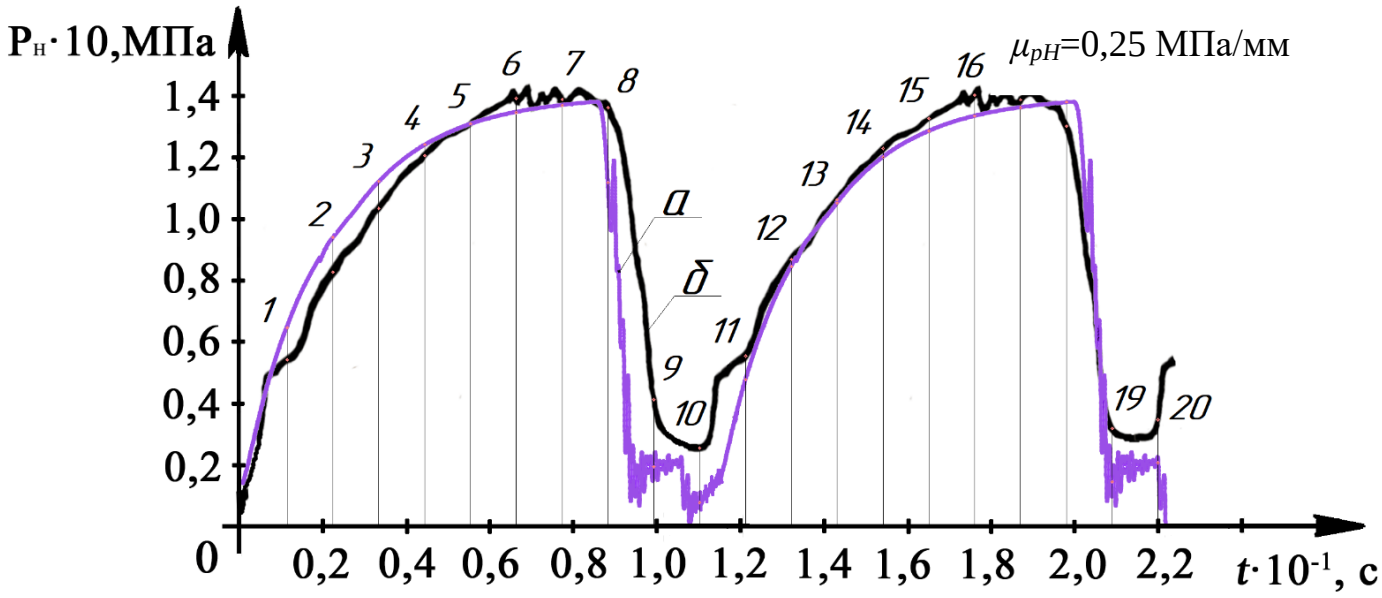


1 – абсолютна зміна переміщення гідроциліндра ІВ; 2 – абсолютна зміна переміщення першого шару ущільнюваного ґрунту; 3 – абсолютна зміна переміщення другого шару ущільнюваного ґрунту; 4 – абсолютна зміна переміщення третього шару ущільнюваного ґрунту; 5 – експериментальне значення абсолютної зміни переміщення першого шару ущільнюваного ґрунту

Рисунок К.21 – Діаграми зміни абсолютного переміщення технологічних складових ІВ системи

Теоретичні та експериментальні імпульси тиску $p_H(t)$ за формою дещо відрізняються (див. рис. К.22). Це пояснюється прийнятими під час розробки математичної моделі ГІП припущеннями, а саме: нехтування тиском в зливній гідролінії та допущенням рівномірного зростання тиску без врахування пульсацій тиску від шестеренного насоса.

Експериментальний імпульс переміщення $x_1(t)$ ідентичний теоретичному, але має незначний зсув за фазою (~$5 \cdot 10^{-3}$ с) через різну крутизну переднього та заднього фронтів.



а – теоретичне значення функції $p_H(t)$; б – експериментальне значення $p_{He}(t)$; μ_{pH} – масштаб функцій $p_H(t)$ та $p_{He}(t)$ по ординаті

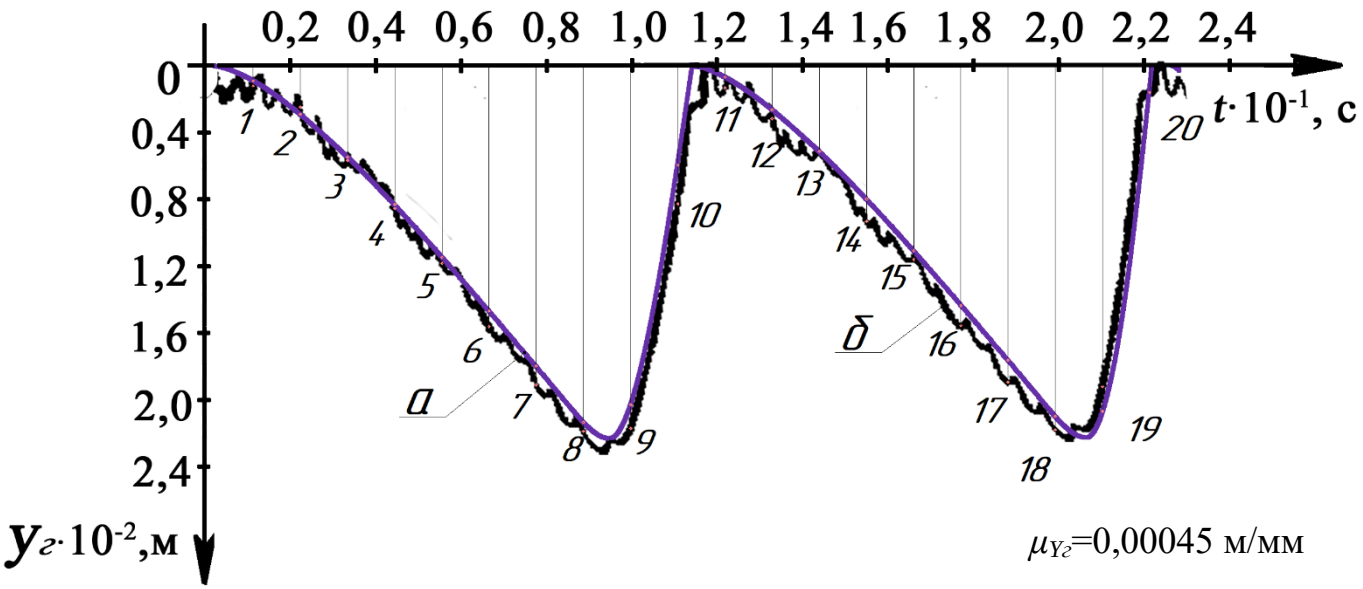
Рисунок К.22 – Діаграми тиску в напірній порожнині ГІП інерційної вібротрамбовки

Таблиця К.7 – Значення ординат (МПа) функцій тиску в напірній порожнині ГІП інерційної вібротрамбовки

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{Hm}	6,49	9,45	11,27	12,49	13,17	13,87	13,77	11,25	1,95	0,78	4,81	8,49	10,57
P_{He}	5,43	8,31	10,39	12,13	13,17	14,00	13,95	13,69	4,13	2,57	5,58	8,75	10,68

Продовження таблиці К.7

№ з/п	14	15	16	17	18	19	20
P_{Hm}	12,08	12,94	13,40	13,69	13,87	3,48	12,08
P_{He}	12,36	13,32	14,08	13,95	13,09	3,19	12,36



а – теоретичне значення функції $y_{гт}(t)$; б – експериментальне значення $y_{ге}(t)$; $\mu_{Yг}$ – масштаб функцій $y_{гт}(t)$ та $y_{ге}(t)$ по ординаті

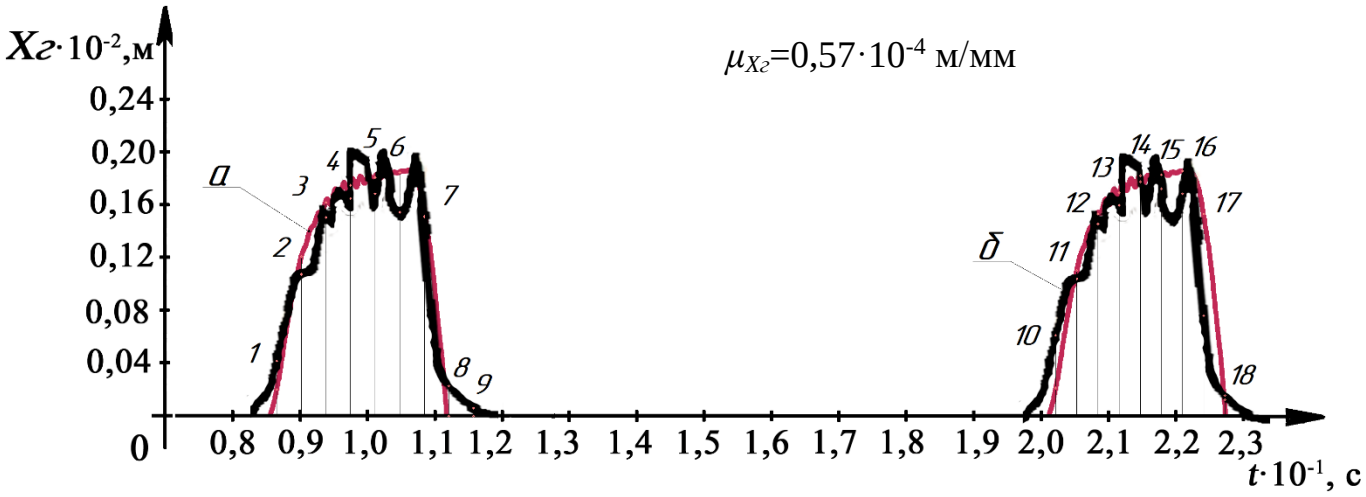
Рисунок К.23 – Діаграми переміщення гідроциліндра ГІП інерційної вібротрамбовки

Таблиця К.8 – Значення ординат (мм) функцій переміщення гідроциліндра ГІП інерційної вібротрамбовки

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$Y_{гт}$	0,92	2,89	5,39	8,16	11,23	14,39	17,63	20,92	19,87	5,83	0,70	2,63	5,04
$Y_{ге}$	1,23	2,46	5,57	8,38	11,58	15,31	18,73	21,45	21,27	8,11	1,32	3,11	5,04

Продовження таблиці К.8

№ з/п	14	15	16	17	18	19	20
$Y_{гт}$	7,85	10,70	14,08	17,28	20,57	20,31	1,49
$Y_{ге}$	9,12	11,18	15,31	18,55	21,36	18,82	1,58



а – теоретичне значення функції $x_{гт}(t)$; б – експериментальне значення $x_{ге}(t)$; $\mu_{Xг}$ – масштаб функцій $x_{гт}(t)$ та $x_{ге}(t)$ по ординаті

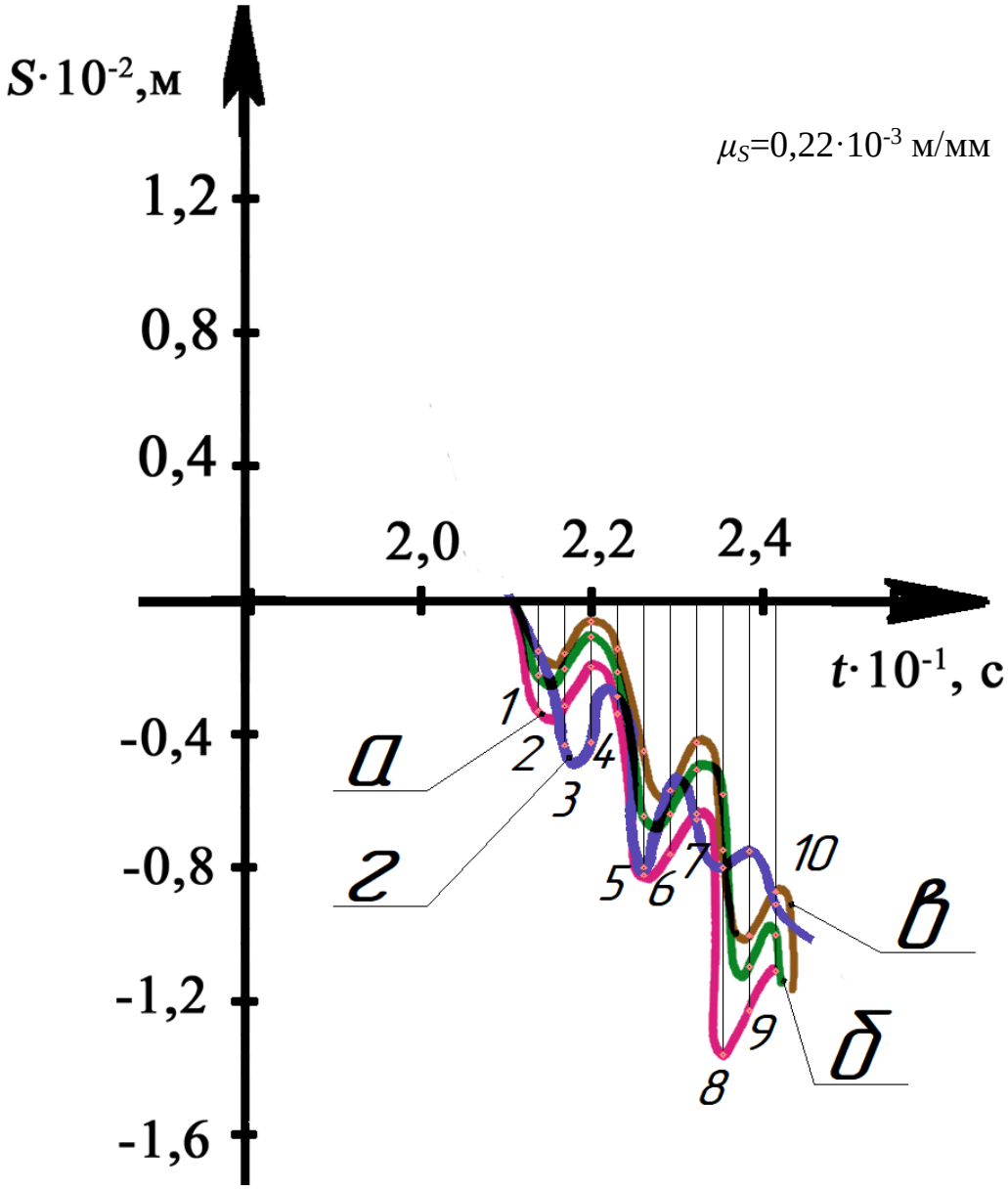
Рисунок К.24 – Діаграми переміщення клапана першого каскаду ГІП інерційної вібротрамбовки

Таблиця К.9 – Значення ординат (мм) функцій переміщення клапана першого каскаду ГІП інерційної вібротрамбовки

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$X_{гт}$	0,20	1,20	1,61	1,74	1,80	1,84	1,51	0,0	0,0	0,58	1,10	1,52	1,68
$X_{ге}$	0,41	1,07	1,49	1,64	1,68	1,53	1,51	0,23	0,06	0,61	1,03	1,44	1,58

Продовження таблиці К.9

№ з/п	14	15	16	17	18
$X_{гт}$	1,76	1,80	1,84	1,52	0,11
$X_{ге}$	1,80	1,71	2,29	0,76	0,15



а – теоретичне значення $S_{T1}(t)$ абсолютної зміни переміщення першого шару ущільнюючого ґрунту; б – теоретичне значення $S_{T2}(t)$ абсолютної зміни переміщення другого шару ущільнюючого ґрунту; в – теоретичне значення $S_{T3}(t)$ абсолютної зміни переміщення третього шару ущільнюючого ґрунту; г – експериментальне значення функції $S_{Te}(t)$; μ_S – масштаб функцій $S_{Te}(t)$, $S_{T1}(t)$, $S_{T2}(t)$ та $S_{T3}(t)$ по ординаті

Рисунок К.25 – Діаграми абсолютної зміни переміщення шарів ущільнюваного ґрунту

Таблиця К.10 – Значення ординат (мм) функцій зміни переміщення шарів ущільнювального ґрунту

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
S_{T1}	3,2	3,1	1,9	3,3	8,1	7,5	6,3	13,3	12,0	10,9
S_{T2}	2,2	2,0	1,0	2,1	6,3	6,3	1,3	5,7	10,7	9,8
S_{T3}	1,5	1,5	0,6	1,4	4,4	5,6	4,1	7,3	9,8	8,5
$\overline{S_T}$	2,3	2,2	1,2	2,3	6,3	6,4	3,9	8,8	10,9	9,8
S_{Te}	1,5	4,2	4,1	2,8	7,8	5,6	6,4	7,8	7,4	8,9

Середня похибка апроксимації тиску в напірній порожнині ГІП інерційної вібротрамбовки порівняно з експериментальними даними (див. розд. 5):

$$\delta_{Pe2} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{P_{Her} - P_{Hmr}}{P_{He}r}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{5,43-6,49}{5,43}\right| + \left|\frac{8,31-9,45}{8,31}\right| + \ldots\right)100\% = 5,41\%, \quad (К.9)$$

де P_{Hmr} – теоретичне значення тиску в напірній порожнині ГІП інерційної вібротрамбовки, P_{Her} – експериментальне значення тиску в напірній порожнині ГІП інерційної вібротрамбовки.

Середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення гідроциліндра ГІП інерційної вібротрамбовки порівняно з експериментальними даними (див. розд. 5):

$$\delta_{Yг} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{Y_{гer} - Y_{гmr}}{Y_{гer}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{1,23-0,92}{1,23}\right| + \left|\frac{2,46-2,89}{2,46}\right| + \ldots\right)100\% = 4,70\%, \quad (К.10)$$

де $Y_{гmr}$ – теоретичне значення переміщення гідроциліндра ГІП інерційної вібротрамбовки; $Y_{гer}$ – експериментальне значення переміщення гідроциліндра ГІП інерційної вібротрамбовки.

Середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення клапана першого каскаду ГІП інерційної вібротрамбовки порівняно з експериментальними

даними (див. розд. 5):

$$\delta_{Xe} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=18}\left|\frac{X_{гer} - X_{гmr}}{X_{гer}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{18}\left(\left|\frac{0,41-0,20}{0,41}\right| + \left|\frac{1,07-1,20}{1,07}\right| + \ldots\right)100\% = 6,78\%, \text{(К.11)}$$

де $X_{гmr}$ – теоретичне значення переміщення клапана першого каскаду ГІП інерційної вібротрамбовки, $X_{гer}$ – експериментальне значення переміщення клапана першого каскаду ГІП інерційної вібротрамбовки.

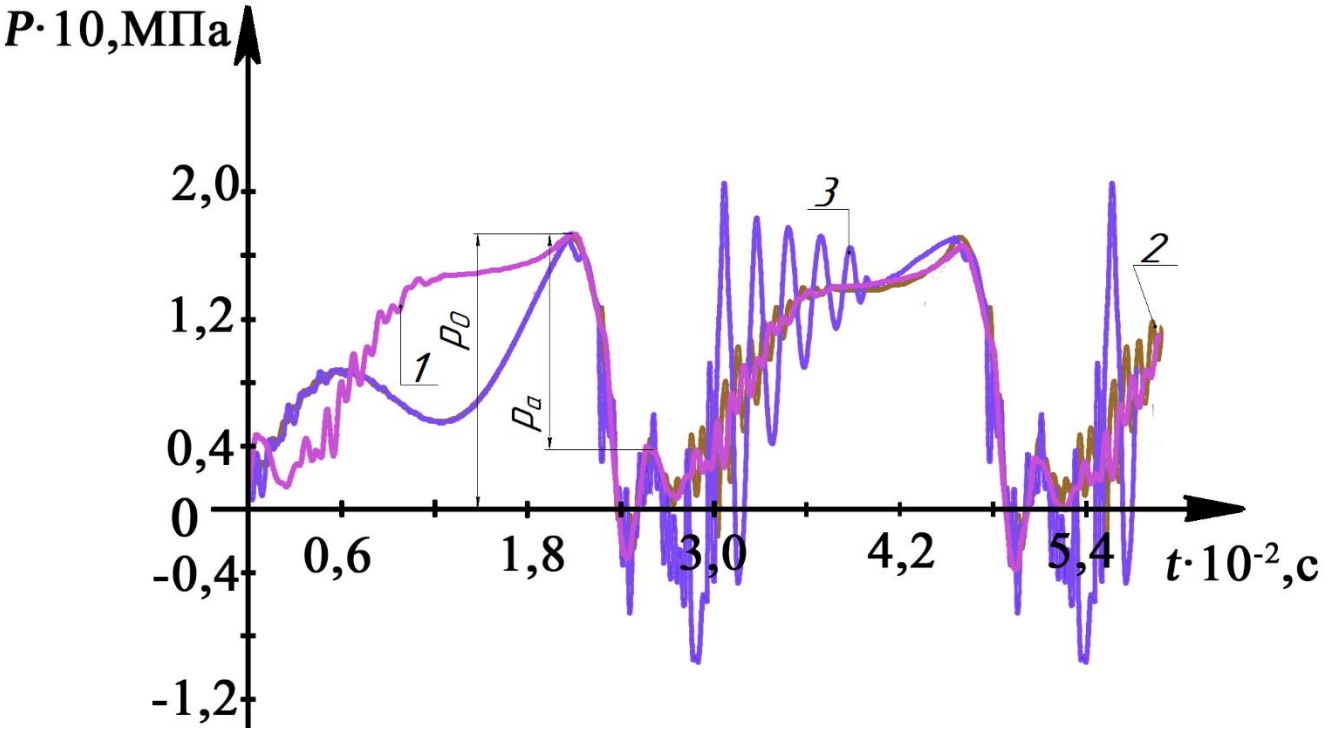
Середня похибка апроксимації зміни переміщення шарів ущільнювального ґрунту порівняно з експериментальними даними (див. розд. 5):

$$\delta_{Se2} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=10}\left|\frac{S_{Ter} - \overline{S_{Tr}}}{S_{Ter}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{10}\left(\left|\frac{1,5-2,3}{2,3}\right| + \left|\frac{4,2-2,2}{4,2}\right| + \ldots\right)100\% = 9,92\%, \text{ (К.12)}$$

де $\overline{S_{Tr}} = \left(S_{T1r} + S_{T2r} + S_{T3r}\right)/3$ – середнє теоретичне значення зміни переміщення шарів щільнювального ґрунту, S_{Ter} – експериментальне значення зміни переміщення шарів щільнювального ґрунту.

Також результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі є діаграми зміни інтегральної величини тиску в різних порожнинах ГІП віброударного пристрою для руйнування гірської породи (рис. К.26).

Аналізуючи діаграми тисків (див. рис. К.26) видно, що на фазі набору тиску в ГІП його зміни в порожнині виконавчого гідроциліндра і верхній порожнині клапана першого каскаду однакові. Ця рівність свідчить про точність зворотного зв’язку спрацювання клапана першого каскаду 9 за тиском в залежності від руху ударної маси 2 (див. рис. Е.4). Також видно, що у першому періоді фази набору тиску в нижній порожнині клапана першого каскаду є певне просідання тиску, порівняно із фазою набору тиску у другому періоді. Це явище свідчить про властивість слабостисненності робочої рідини [50]. Більше того наявність пульсацій тиску у другому періоді набору тиску свідчить про наявність накопичених резонансних явищ у робочій рідині, що є результатом наявності хвильових процесів у рухомій робочій рідині.

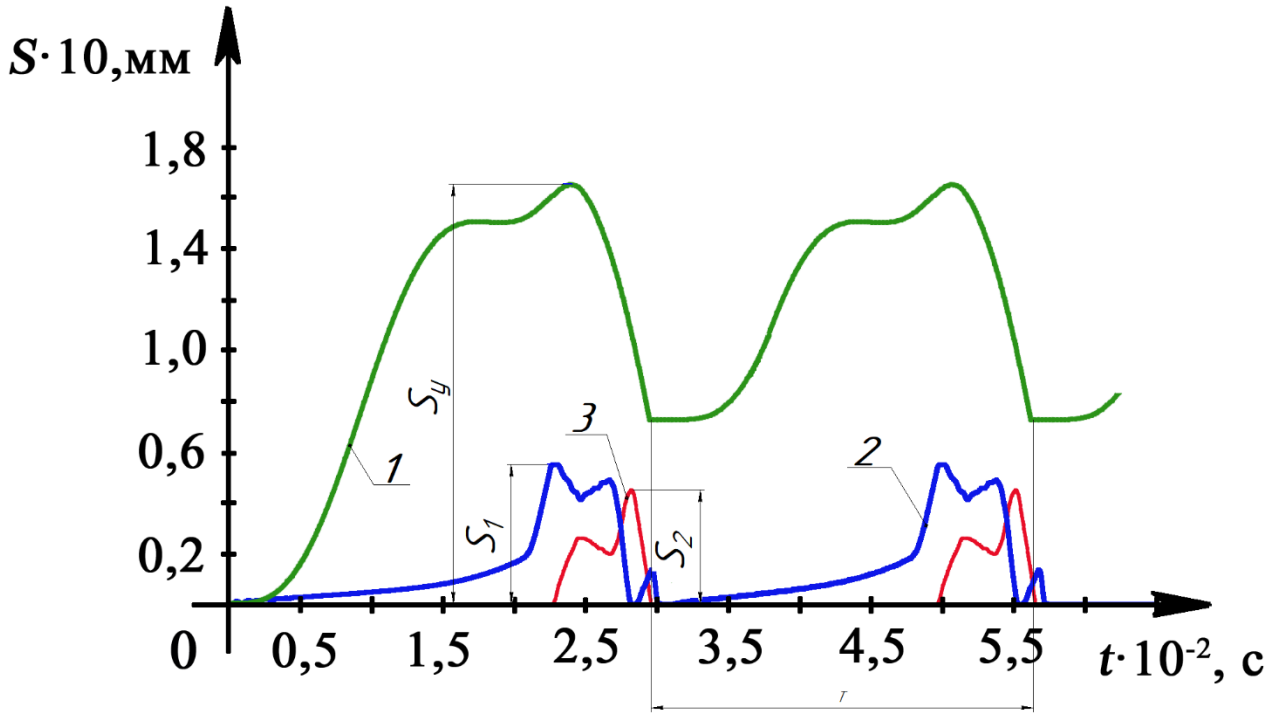


1 – зміна тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра; 2 – зміна тиску у верхній порожнині клапана першого каскаду; 3– зміна тиску у нижній порожнині клапана першого каскаду

Рисунок К.26 – Діаграми зміни тисків в порожнинах ГІП віброударного пристрою для руйнування гірських порід

Із діаграми на рисунку К.26 можна визначити, що амплітуда пульсацій тисків, яка складає p_a=12 МПа, а тиск відкриття безпосередньо самого ГІТ – p_0=16 МПа.

Наступним результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі є діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП віброударного пристрою для руйнування гірської породи (рис. К.27).



1 – ударна маса; 2 – клапан першого каскаду; 3 – клапан другого каскаду

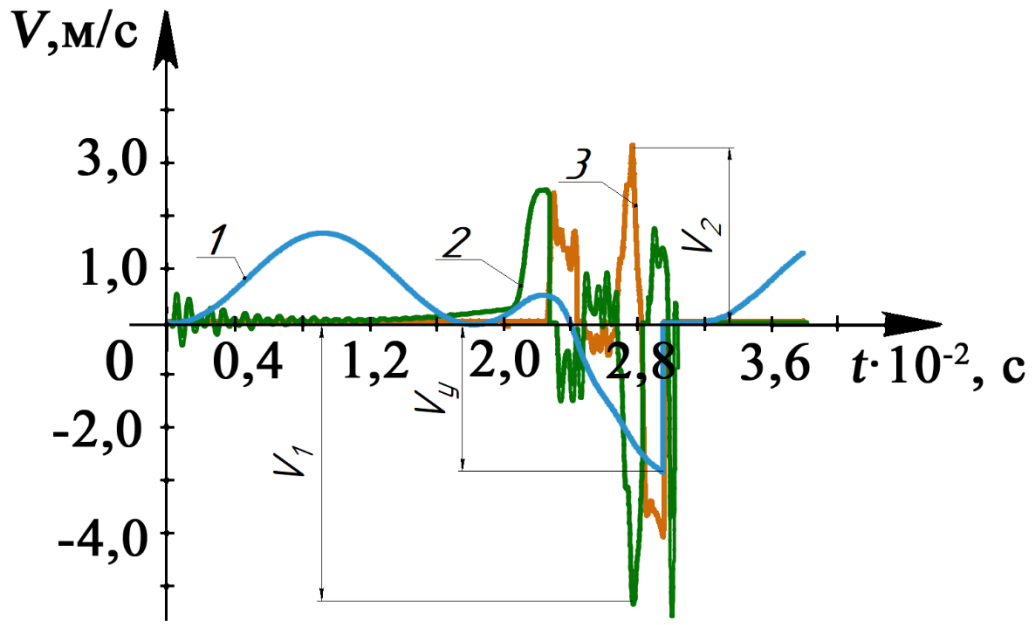
Рисунок К.27 – Діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП віброударного пристрою

Аналізуючи діаграми зміни переміщення рухомих елементів ГІП віброударного пристрою (див. рис. К.27), можна визначити такі робочі параметри:

– амплітуда коливання ударної маси ГІП – S_y=9,3 мм, клапана першого каскаду – S_1=5,5 мм; клапана другого каскаду – S_2=4,4 мм;

– частота роботи (вібрацій) ударної маси й відповідно самого пристрою – $\nu=1/T=1/0{,}026=38{,}46$ Hz, де T=0,026 с період коливань ударної маси.

Важливим результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі для отримання вхідних даних моделювання руху напружено-деформованого стану робочого органу 1 (див. рис. Е.4) і гірської породи 7 (див. рис. 3.6) є діаграми зміни швидкості рухомих елементів ГІП віброударного пристрою (рис. К.28).



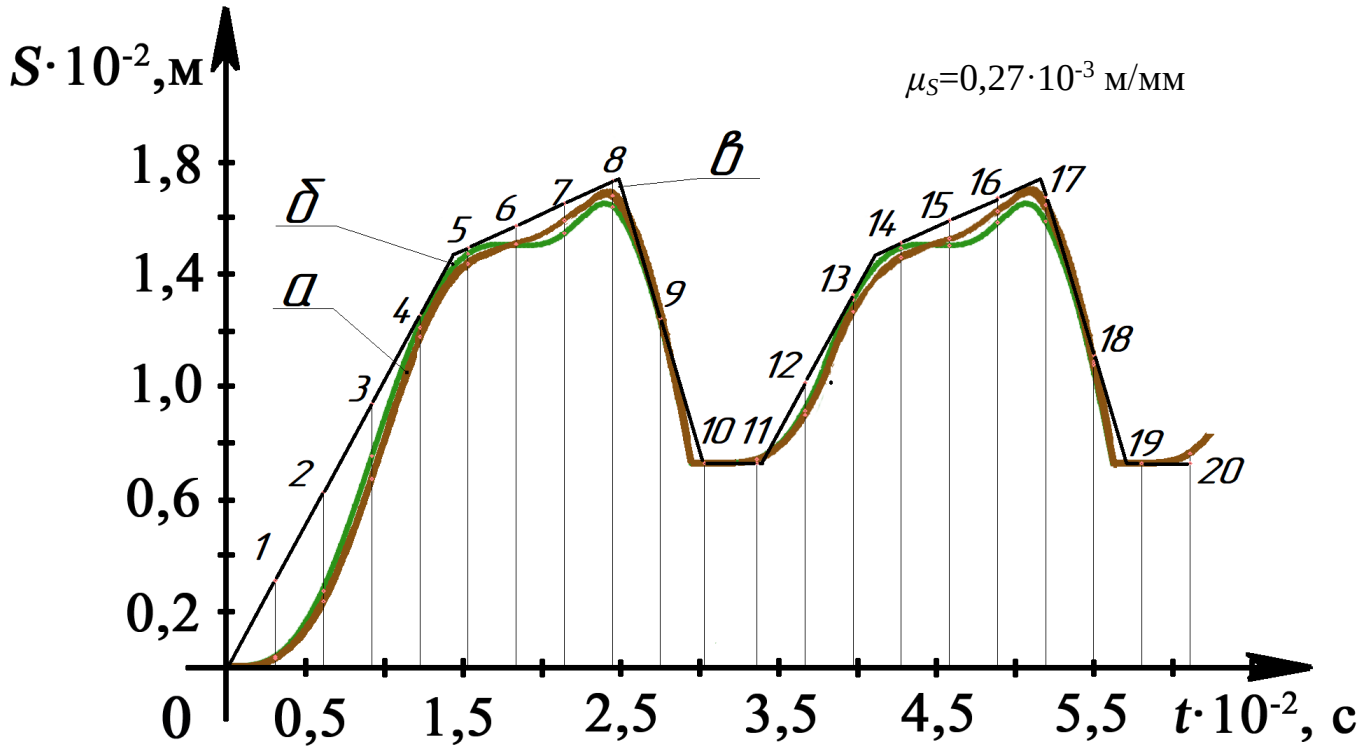
1 – Зміна відносної швидкості ударної маси; 2 – Зміна відносної швидкості клапану першого каскаду; 3 – Зміна відносної швидкості клапану другого каскаду

Рисунок К.28 – Діаграми зміни швидкості рухомих елементів ГІП віброударного пристрою для руйнування гірських порід

З діаграм рисунку К.28 можна визначити швидкість на початку ударної взаємодії ударної маси 2 із виконавчим органом 1 (див. рис. Е.4), а саме – вона складає V_y=2,82 м/с. Також діаграми показують, що початкова швидкість ударної взаємодії (посадки) клапана другого каскаду із посадочним місцем на корпусі гідроциліндра складає V_2=4,0 м/с. Така швидкість вимагає виконувати спеціальну термообробку запірної поверхні клапана другого каскаду [48], щоб підвищити зносостійкість самої поверхні. Максимальна швидкість клапана першого каскаду складає V_1=5,6 м/с, але оскільки у клапана немає ударної взаємодії із іншими елементами ГІП, тому даний параметр дозволяє тільки оцінити середню швидкість спрацювання ГІТ.

Для аналізу адекватності розроблених математичних моделей необхідно розглянути діаграми переміщення поршня гідроциліндра (див. рис. К.28) і діаграми зміни тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра (рис. К.29) навісного віброударного пристрою для руйнування гірської породи. На цих діаграмах з метою визначення адекватності і ефективності розроблених математичних моделей додатково нанесені експериментальні залежності і результати моделювання за

відомими методиками [78]. У таблицях К.11 і К.12 наведені значення ординат функцій переміщення поршня гідроциліндра і функцій тиску в напірній порожнині гідроциліндра навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи відповідно.



а – теоретичне значення функції $S_m(t)$; б – експериментальне значення $S_e(t)$; в – теоретичне значення розраховане за методикою $S_m^{м}(t)$ [48]; μ_S – масштаб функцій $S_m(t)$, $S_e(t)$ та $S_m^{м}(t)$ по ординаті

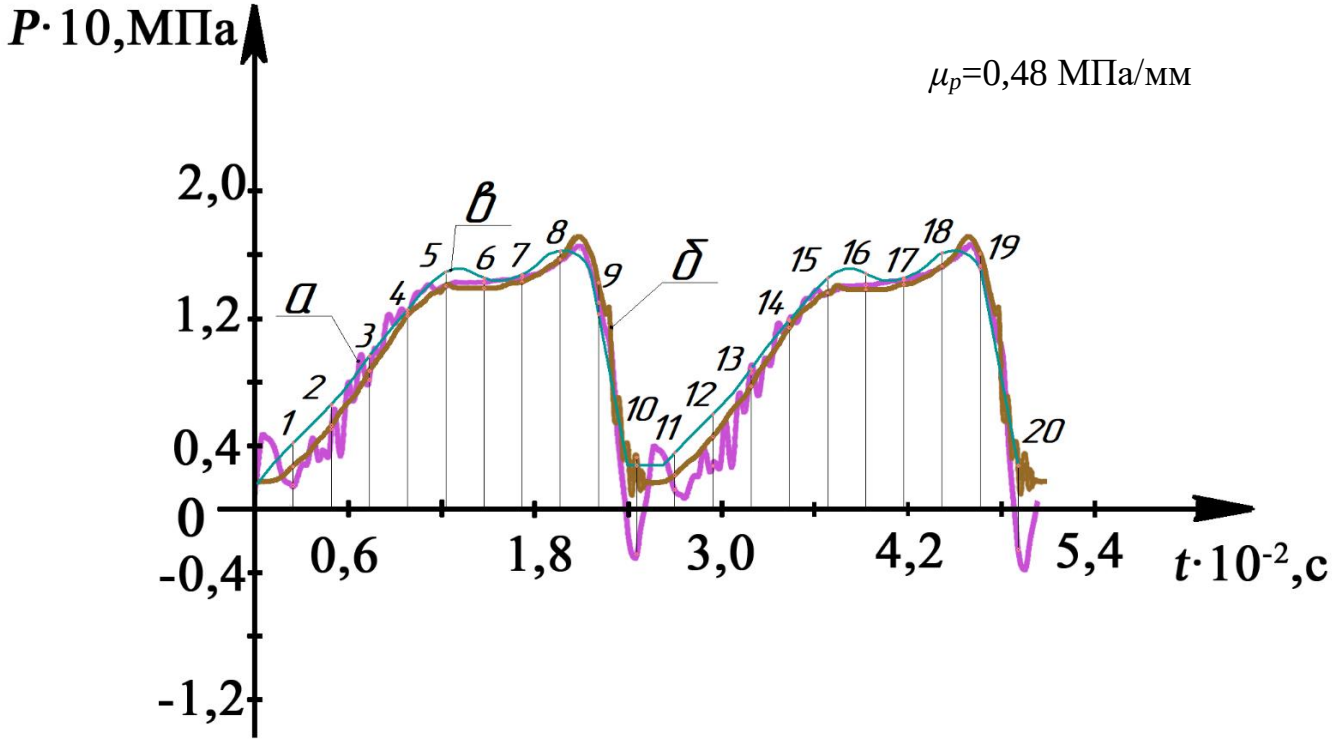
Рисунок К.28 – Діаграми переміщення ударної маси навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи

Таблиця К.11 – Значення ординат (мм) функцій переміщення ударної маси навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
S_m	0,7	4,7	13,2	23,0	28,0	29,4	31,0	32,7	24,2	14,2	14,5	17,6	24,7
S_e	0,8	5,4	14,7	23,6	28,7	29,4	30,1	31,9	24,2	14,2	14,5	17,8	25,5
$S_m^{м}$	6,1	12,2	20,1	24,4	29,1	30,6	32,2	33,7	24,2	14,2	14,2	19,7	35,0

Продовження таблиці К.11

№ з/п	14	15	16	17	18	19	20
S_m	28,5	29,7	31,6	32,1	21,2	14,2	9,0
S_e	29,3	29,3	30,9	30,9	21,0	14,2	9,0
$S_m^м$	29,5	31,0	32,5	32,6	21,7	14,2	14,2



а – теоретичне значення функції $P_m(t)$; б – експериментальне значення $P_e(t)$; в – теоретичне значення розраховане за методикою $P_m^м(t)$ [48]; μ_P – масштаб функцій $P_m(t)$, $P_e(t)$ та $P_m^м(t)$ по ординаті

Рисунок К.29 – Діаграми зміни тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи

Таблиця К.12 – Значення ординат (мм) функцій тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P_m	1,5	5,1	8,2	12,4	14,1	14,3	14,7	15,8	13,0	-2,8	1,1	2,7
P_e	2,7	5,3	8,7	12,2	14,1	14,0	14,4	15,8	14,3	3,3	2,1	4,5
$P_m^м$	4,2	6,6	9,7	12,6	15,0	14,6	14,8	16,4	12,3	2,8	3,5	5,9

Продовження таблиці К.12

№ з/п	13	14	15	16	17	18	19	20
P_m	8,7	11,9	13,6	14,1	14,4	15,3	15,3	-2,7
P_e	7,7	11,4	13,6	13,8	14,1	15,3	16,1	2,7
$P_m^м$	8,8	11,9	14,6	14,8	14,6	16,1	15,1	2,7

Середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення ударної маси порівняно з експериментальними даними [72]:

$$\delta_{Se3} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{S_{er} - S_{mr}}{S_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{0,8-0,7}{0,8}\right| + \left|\frac{5,4-4,7}{5,4}\right| + \ldots\right)100\% = 3,2\%, \quad (К.13)$$

де S_{mr} – теоретичне значення переміщення ударної маси, S_{er} – експериментальне значення переміщення ударної маси.

Середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення ударної маси порівняно з даними визначеними за методикою [72]:

$$\delta_{Sм2} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{S_{mr}^м - S_{rm}}{S_{mr}^м}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{6,1-0,8}{6,1}\right| + \left|\frac{12,2-5,4}{12,2}\right| + \ldots\right)100\% = 13,3\%, \quad (К.14)$$

де $S_{mr}^м$ – теоретичне значення переміщення ударної маси визначене за методикою [48].

Середня похибка апроксимації тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи порівняно з експериментальними даними [72]:

$$\delta_{Pe3} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{P_{er} - P_{mr}}{P_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{2,7-1,5}{2,7}\right| + \left|\frac{5,3-5,1}{5,3}\right| + \ldots\right)100\% = 4,68\%, \quad (К.15)$$

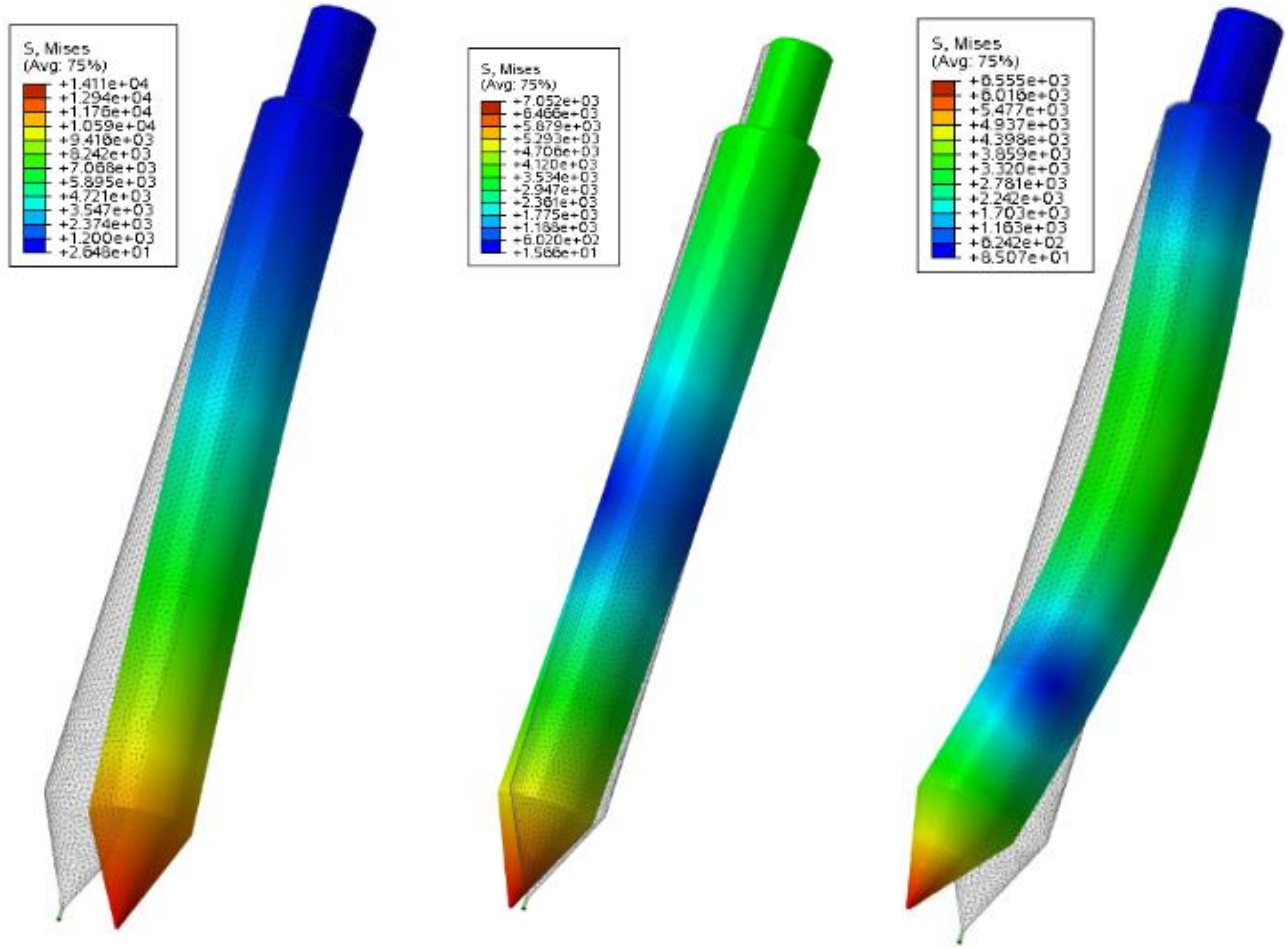
де P_{mr} – теоретичне значення тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра, P_{er} – експериментальне значення тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра.

Середня похибка апроксимації тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра навісного ВУ пристрою для руйнування гірської породи порівняно з даними визначеними за методикою [48]:

$$\delta_{Рм2} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{P_{mr}^{м} - P_{mr}}{P_{mr}^{м}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{4,2-2,7}{4,2}\right| + \left|\frac{6,6-5,3}{6,6}\right| + \ldots\right)100\% = 13,2\%, \text{ (К.16)}$$

де $P_{mr}^{м}$ – теоретичне значення тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра визначене за методикою [48].

Додатково за допомогою програмного FEM-комплексу [368] було отримано розподіл напружень по виконавчому органу 1 (див. рис. Е.4, дод. Е) для різних форм власних частот коливань (рис. К.30).



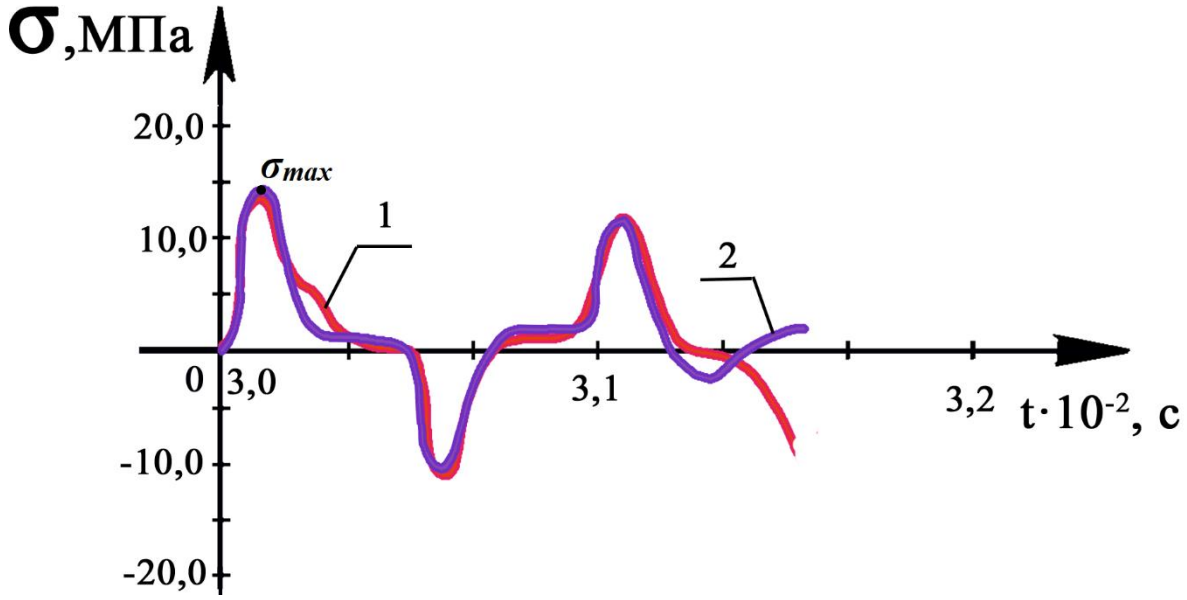
а) б) в)

Рисунок К.30 – Власні форми частот коливань робочого органу ВУ пристрою на базі ГІП: а) перша форма власних частот коливань з частотою 163 Гц; б) друга форма власних частот коливань з частотою 257 Гц; в) третя форма власних частот коливань з частотою 980 Гц

Оскільки значення власної частоти першої форми коливання 163 Гц значно більше частоти роботи пристрою 30 Гц, тому на робочому органі не виникає

резонансних явищ [4], які негативно впливають на роботоздатність самого пристрою. Більше того, максимальні напруження 14120,0 Па виникають на кінці робочого органу, а саме в місці ударної взаємодії кінця конічного долота із гірською породою.

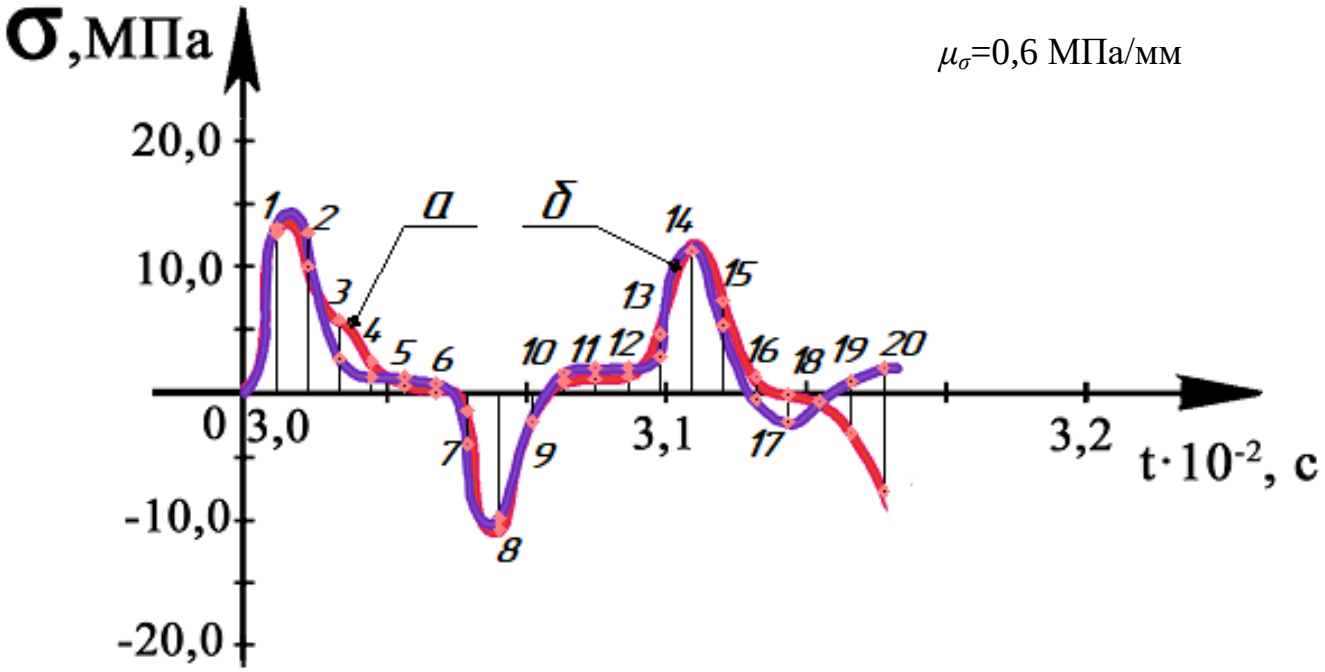
Результатом розрахунку напружено-деформаційного стану робочого органу ВУ пристрою є діаграми зміни напружень в перерізі робочого органу ВУ пристрою при проходженні хвиль деформації (рис. К.31). Із цієї діаграми видно, що максимальні напруження σ_{max}=16 МПа, що виникають у робочому органі, який виготовлений із матеріалу типу «Сталь 40» не перевищує значення допустимих напружень [151]. Більше того розрахункові амплітуди хвиль напружень наближені до експериментальних, що якісно узгоджуються з експериментальними даними.



1 – розрахункове значення; 2 – експериментальне значення

Рисунок К.31 – Діаграми зміни напружень в перерізі робочого органу ВУ пристрою при проходженні хвиль деформації

Для аналізу адекватності розроблених математичних моделей необхідно також розглянути діаграми зміни напружень в перерізі робочого органу при проходженні хвиль деформації (рис. К.32). На даних діаграмах з метою визначення адекватності і ефективності розроблених математичних моделей додатково нанесені експериментальні залежності. У таблиці К.13 наведені значення ординат функцій напружень в перерізі робочого органу при проходженні хвиль деформації.



а – теоретичне значення функції $\sigma_m(t)$; б – експериментальне значення $\sigma_e(t)$; μ_σ – масштаб функцій $\sigma_m(t)$ та $\sigma_e(t)$ по ординаті

Рисунок К.32 – Діаграми зміни напружень в перерізі робочого органу при проходженні хвиль деформації

Таблиця К.13 – Значення ординат (мм) функції зміни напружень в перерізі робочого органу при проходженні хвиль деформації

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
σ_{rm}	13,0	10,3	6,0	2,5	0,4	0,0	-1,6	-11,2	-2,5	0,8	1,1	1,3	4,7
σ_{re}	13,6	13,2	2,8	1,3	1,2	0,8	-4,3	10,3	-2,5	1,6	1,9	2,0	3,0

Продовження таблиці К.13

№ п/п	14	15	16	17	18	19	20
σ_{rm}	11,6	7,4	1,3	-0,2	-0,8	-3,1	-8,0
σ_{re}	11,6	5,5	-0,6	-2,5	-0,8	1,0	1,6

Середня похибка апроксимації динамічного параметра зміни напружень в перерізі робочого органу при проходженні хвиль деформації порівняно з

експериментальними даними [72]:

$$\delta_{\sigma e1} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{\sigma_{er}-\sigma_{mr}}{\sigma_{er}}\right|\cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{13,6-13,0}{13,6}\right|+\left|\frac{13,2-10,3}{10,3}\right|+\ldots\right)100\% = 7,35\%, \text{ (К.17)}$$

де σ_{mr} – теоретичне значення напруження в перерізі робочого органу, σ_{er} – експериментальне значення напруження в перерізі робочого органу.

Також за допомогою програмного FEM-комплексу було отримано розподіл напружень по гірській породі типу бетон (рис. К.33). Як видно із схеми на рисунку К.33 максимальні напруження є в місці ударної взаємодії із наконечником робочого органу ВУ пристрою і складають 12 МПа при допустимому напруженні 10…20 МПа.

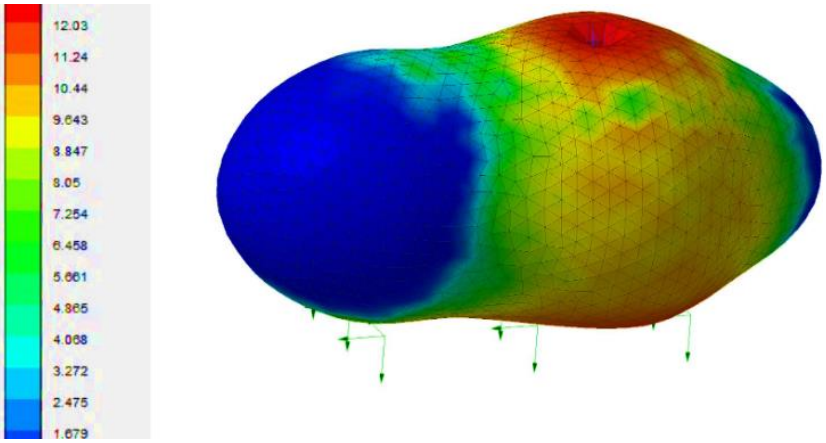
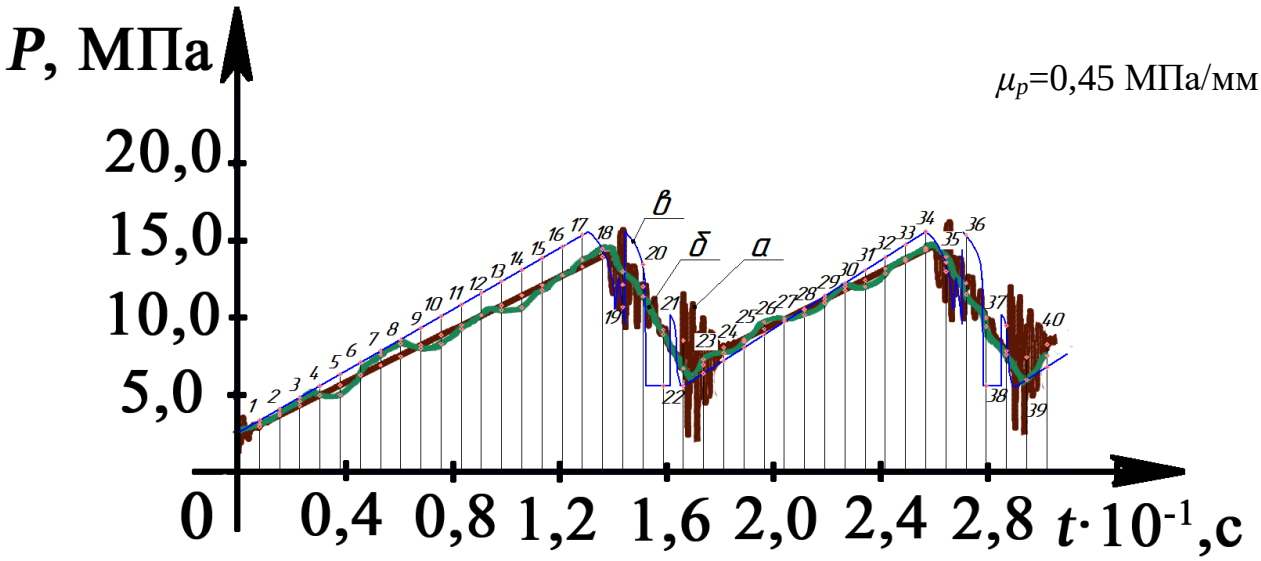


Рисунок К.33 – Розподіл напружено-деформованого стану в гірській породі типу бетон

Розробка методики проектного розрахунку ГІТ приводу вібраційних та ВУ машин вимагає наявності діаграми зміни інтегральної величини тиску в різних порожнинах ГІП віброударного пристрою для занурення паль (див. рис. К.1). Ця діаграма також була отримана в програмному CFD-комплексі. Особливим місцем є питання визначення адекватності розроблених математичних моделей занурення паль за допомогою ВУ пристрою на базі ГІП.

Для аналізу адекватності розроблених математичних моделей необхідно розглянути діаграми зміни тиску в порожнинах гідроакумулятора (див. рис. К.33) і виконавчого гідроциліндра ГІП (рис. К.34) віброударного пристрою для занурення

паль відповідно, а також зміни переміщення ударної маси (рис. К.35). На цих діаграмах з метою визначення адекватності і ефективності розроблених математичних моделей додатково нанесені експериментальні залежності і результати моделювання за відомими методиками [48]. У таблицях К.14 – К.16 наведені значення ординат функцій тиску в напірних порожнинах гідроакумулятора ГІП і виконавчого гідроциліндра ГІП віброударного пристрою для занурення паль відповідно, а також зміни переміщення ударної маси відповідно.



а – теоретичне значення функції $P_m(t)$; б – експериментальне значення $P_e(t)$; в – теоретичне значення розраховане за методикою $P^M_e(t)$ [48]; μ_P – масштаб функцій $P_m(t)$, $P_e(t)$ та $P^M_e(t)$ по ординаті

Рисунок К.33 – Діаграми зміни тиску в порожнині гідроакумулятора ГІП віброударного пристрою для занурення паль

Таблиця К.14 – Значення ординат (МПа) функцій тиску в порожнині гідроакумулятора ГІП віброударного пристрою для занурення паль

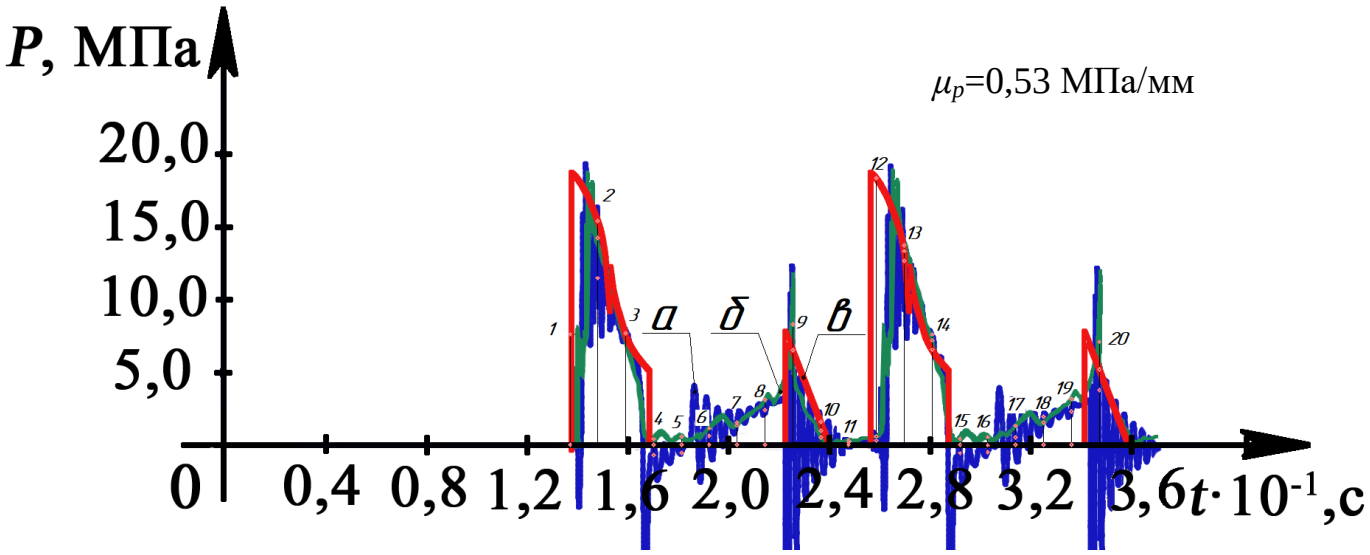
№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_m	2,9	3,6	4,3	5,0	5,6	6,3	6,9	7,4	8,1	8,8	9,4	10,1	10,7
P_e	3,1	3,8	4,5	5,0	5,0	6,3	7,6	8,2	7,9	8,2	9,2	10,1	10,4
P^M_m	3,3	4,1	4,8	5,5	6,3	7,0	7,8	8,5	9,2	10,0	10,8	11,5	13,1

Продовження таблиці К.14

№ з/п	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
P_m	11,3	12,0	12,6	13,1	13,1	13,8	12,0	11,9	9,1	8,4	6,9	8,0	8,5
P_e	10,5	11,7	12,6	13,6	13,6	14,3	12,8	11,3	8,8	6,7	7,2	7,7	8,4
$P_m^м$	13,0	13,7	14,4	14,4	15,2	14,3	10,6	13,3	5,5	5,5	6,3	7,2	8,0

Продовження таблиці К.14

№ з/п	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
P_m	9,2	9,8	10,4	10,4	11,1	11,6	12,3	13,0	14,2	12,9	12,1	9,9	7,8	8,2
P_e	9,6	9,8	10,1	10,1	10,8	11,9	11,8	12,7	14,4	13,8	11,4	9,3	7,5	7,5
$P_m^м$	9,2	9,6	10,4	10,4	11,3	12,1	12,9	13,7	15,4	13,4	15,2	5,5	9,2	6,8



а – теоретичне значення функції $P_m(t)$; б – експериментальне значення $P_e(t)$; в – теоретичне значення розраховане за методикою $P_m^м(t)$ [48]; μ_P – масштаб функцій $P_m(t)$, $P_e(t)$ та $P_m^м(t)$ по ординаті

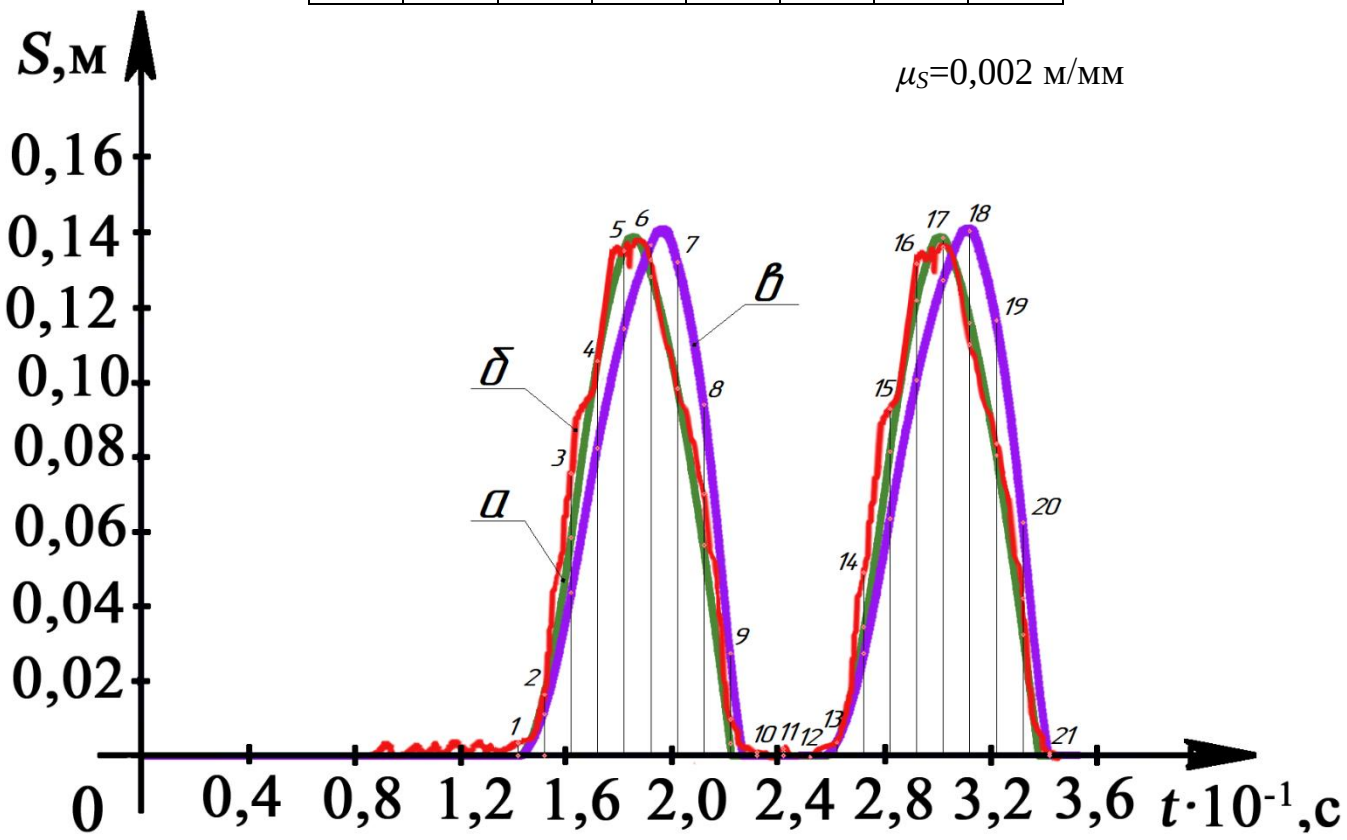
Рисунок К.34 – Діаграми зміни тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра ГІП віброударного пристрою для занурення паль

Таблиця К.15 – Значення ординат (МПа) функцій тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра ГІП віброударного пристрою для занурення паль

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P_{rm}	0,1	11,3	6,8	-0,6	0,1	0,5	1,4	2,1	7,3	0,9	0,1	0,3	11,2
P_{re}	0,1	15,0	6,8	0,4	0,5	1,0	1,2	2,7	7,3	0,5	0,3	0,5	12,2
$P_m^м$	7,5	15,2	6,8	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	5,7	1,4	0,1	16,2	1,1

Продовження таблиці К.15

№ з/п	14	15	16	17	18	19	20
P_m	6,7	-0,5	-0,4	0,5	1,7	2,0	3,3
P_e	6,4	0,4	0,5	1,2	1,4	2,8	6,3
$P_m^м$	5,8	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	4,6



а – теоретичне значення функції $S_m(t)$; б – експериментальне значення $S_e(t)$; в – теоретичне значення розраховане за методикою $S_m^м(t)$ [48]; μ_S – масштаб функцій $S_m(t)$, $S_e(t)$ та $S_m^м(t)$ по ординаті

Рисунок К.35 – Діаграми зміни переміщення ударної маси ГІП віброударного пристрою для занурення паль

Таблиця К.16 – Значення ординат (мм) функцій переміщення ударної маси ГІП віброударного пристрою для занурення паль

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
S_m	0,2	19,2	58,1	106,3	134,6	127,9	98,1	56,2	10,8	0,2	0,2	0,0	3,5
S_e	3,9	19,2	75,4	106,3	134,6	132,2	98,1	69,8	9,7	0,9	1,9	0,2	3,5
$S_m^м$	0,2	13,2	43,4	82,1	114,0	136,3	131,8	93,7	27,4	0,2	0,2	0,2	3,5

Продовження таблиці К.16

№ з/п	14	15	16	17	18	19	20	21
S_m	34,3	81,0	121,4	138,2	115,3	80,1	32,2	0,2
S_e	49,0	92,7	131,3	135,6	109,5	83,2	41,9	0,6
$S_m^м$	27,4	63,3	100,2	126,8	140,0	116,0	61,8	0,2

Середня похибка апроксимації тиску в порожнині гідроакумулятора ГІП віброударного пристрою для занурення паль порівняно з експериментальними даними [6]:

$$\delta_{Pe4} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=40}\left|\frac{P_{er}-P_{mr}}{P_{er}}\right|\cdot 100\% = \frac{1}{40}\left(\left|\frac{3{,}1-2{,}9}{3{,}1}\right|+\left|\frac{3{,}8-3{,}6}{3{,}8}\right|+\ldots\right)100\% = 5{,}1\%, \quad \text{(К.18)}$$

де P_{mr} – теоретичне значення тиску в порожнині гідроакумулятора, P_{er} – експериментальне значення тиску в порожнині гідроакумулятора.

Середня похибка апроксимації тиску в порожнині гідроакумулятора ГІП віброударного пристрою для занурення паль порівняно з даними визначеними за методикою [48]:

$$\delta_{Pм3} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=40}\left|\frac{P^м{}_{mr}-P_{mr}}{P_{mr}}\right|\cdot 100\% = \frac{1}{40}\left(\left|\frac{3{,}3-3{,}1}{3{,}3}\right|+\left|\frac{4{,}1-3{,}8}{4{,}1}\right|+\ldots\right)100\% = 14{,}6\%, \text{(К.19)}$$

де $P_{mr}^м$ – теоретичне значення тиску в порожнині гідроакумулятора визначене за методикою [48].

Середня похибка апроксимації тиску в напірній порожнині виконавчого

гідроциліндра ГІП віброударного пристрою для занурення паль порівняно з експериментальними даними [6]:

$$\delta_{Pe5} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{P_{er} - P_{mr}}{P_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{7,5-0,1}{7,5}\right| + |15,2| + \ldots\right)100\% = 4,96\%, \quad \text{(К.20)}$$

де P_{mr} – теоретичне значення тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра, P_{er} – експериментальне значення тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра.

Середня похибка апроксимації тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра ГІП віброударного пристрою для занурення паль порівняно з даними визначеними за методикою [48]:

$$\delta_{Pм4} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{P_{mr}^{м} - P_{mr}}{P_{mr}^{м}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{16,6-0,1}{16,6}\right| + \left|\frac{33,7-25,1}{33,7}\right| + \ldots\right)100\% = 29,43\%, \text{(К.21)}$$

де $P_{rm}^{м}$ – теоретичне значення тиску в напірній порожнині виконавчого гідроциліндра визначене за методикою [48].

Середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення ударної маси ГІП віброударного пристрою для занурення паль порівняно з експериментальними даними [6]:

$$\delta_{Se4} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=21}\left|\frac{S_{er} - S_{mr}}{S_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{21}\left(\left|\frac{3,9-0,2}{3,9}\right| + \left|\frac{19,2-19,2}{19,2}\right| + \ldots\right)100\% = 4,47\%, \text{(К.22)}$$

де S_{rm} – теоретичне значення переміщення ударної маси, S_{re} – експериментальне значення переміщення ударної маси.

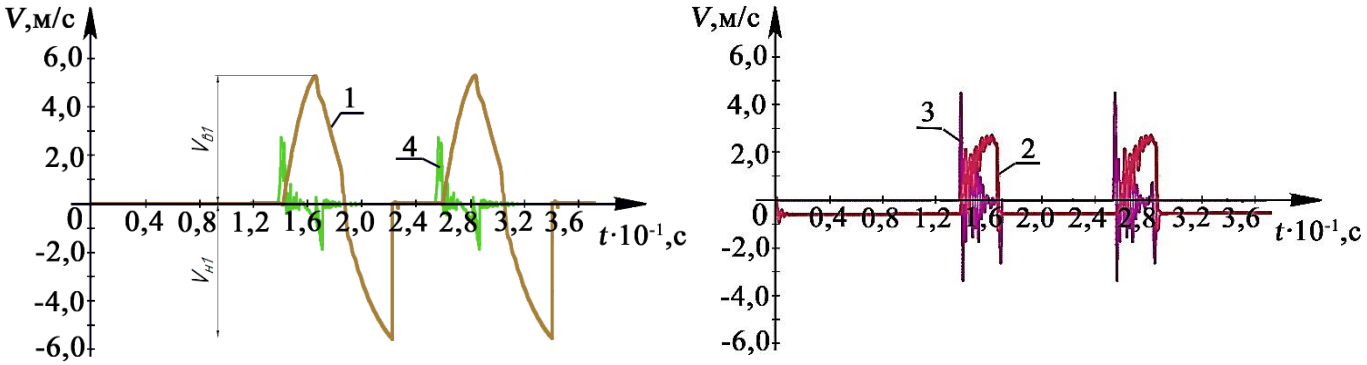
Середня похибка апроксимації динамічного параметра переміщення ударної маси ГІП віброударного пристрою для занурення паль порівняно з даними визначеними за методикою [48]:

$$\delta_{Sм3} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=21}\left|\frac{S_{er} - S_{mr}}{S_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{21}\left(\left|\frac{0,2-0,2}{0,2}\right| + \left|\frac{13,2-19,2}{13,2}\right| + \ldots\right)100\% = 27,7\%, \text{(К.23)}$$

де S_{re} – теоретичне значення переміщення ударної маси визначене за методикою [48].

Важливим результатом розрахунку в програмному CFD-комплексі для отримання вхідних даних моделювання руху напружено-деформованого стану

занурюваної палі 13 (див. рис. 3.7) є діаграми зміни швидкості рухомих елементів ГІП віброударного пристрою для занурювання паль (рис. К.36).



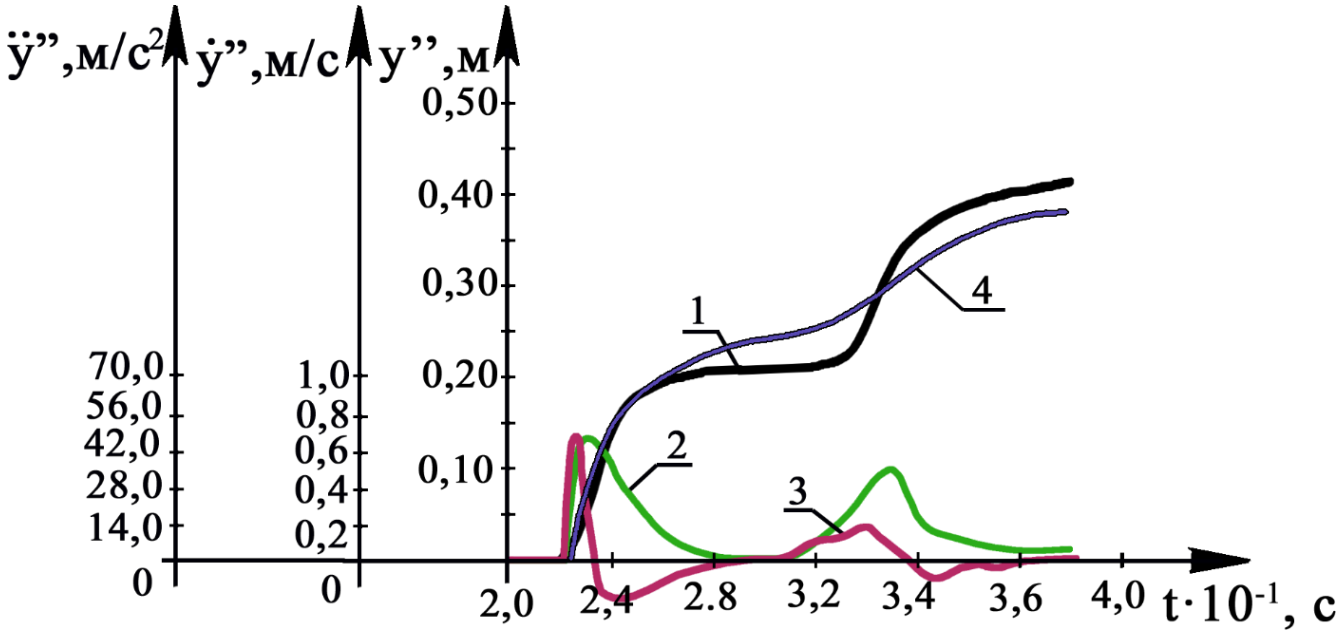
а) б)

1 – зміна відносної швидкості ударної маси; 2 – зміна відносної швидкості гідроакумулятора; 3 – зміна відносної швидкості клапана першого каскаду; 4 – зміна відносної швидкості клапана другого каскаду

Рисунок К.36 – Діаграми зміни швидкості рухомих елементів ГІП віброударного пристрою для занурення паль

Із діаграм на рисунку К.36 визначається швидкість на початку ударної взаємодії ударної маси 3 із занурюваною палею 13 (див. рис. 3.7), а саме: вона складає $V_{н1}$=5,6 м/с, а максимальна швидкість підйому також $V_{в1}$=5,6 м/с. Також діаграми показують, що початкова швидкість ударної взаємодії (посадки) клапана першого каскаду 9 із посадочним місцем на корпусі ГІТ 5 (див. рис. Е.5) складає 2,6 м/с. Така швидкість не вимагає виконувати спеціальну термообробку запірної поверхні клапана другого каскаду, щоб підвищити зносостійкість самої поверхні порівняно із однокаскадними клапанами (див. рис. Е.2). Максимальна швидкість клапана другого каскаду складає 2,7 м/с, але оскільки у клапана немає ударної взаємодії з іншими елементами ГІП, тому цей параметр дозволяє тільки оцінити середню швидкість спрацювання ГІТ. З діаграм швидкості на рисунку К.36 б видно, що швидкість руху гідроакумулятора на фазі набору тиску складає 0,6 м/с, а максимальна швидкість спрацювання 2,55 м/с.

Додатково за допомогою програмного FEM-комплексу були отримані діаграми руху (рис. К.37) занурюваної палі протягом ударної взаємодії в кількості двох разів.

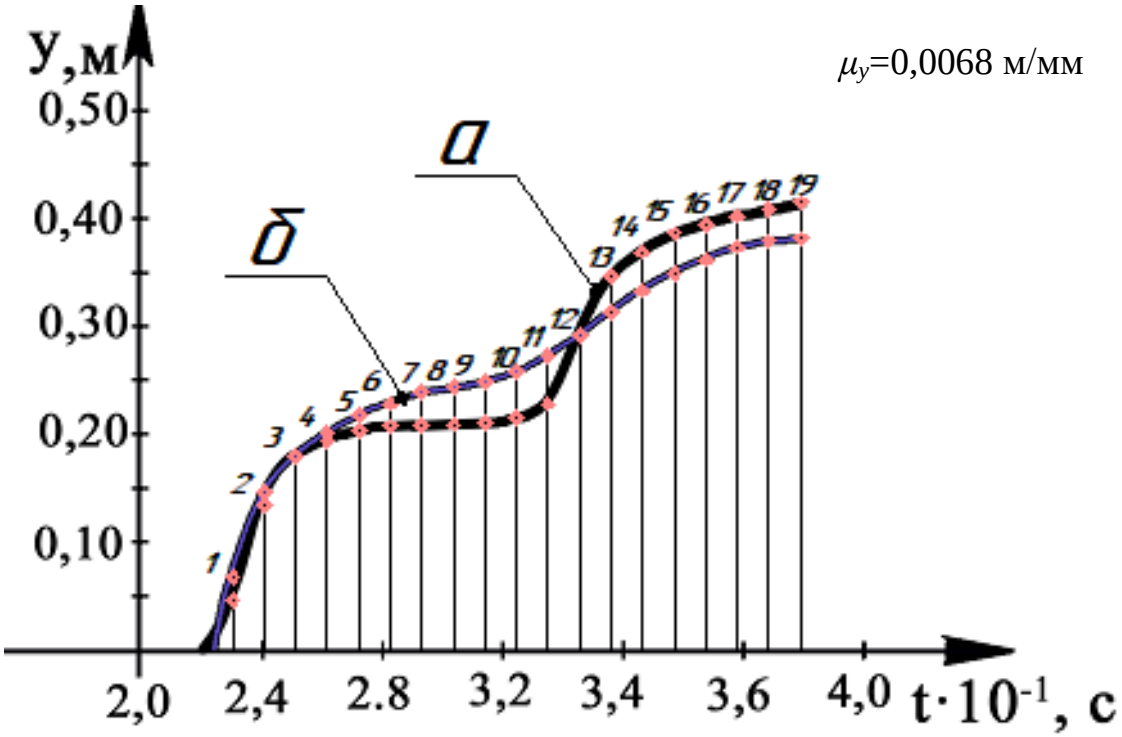


1 – зміна переміщення занурюваної палі; 2 – зміна швидкості занурюваної палі; 3 – зміна прискорення занурю вальної палі; 4 – експериментальне значення зміни переміщення занурюваної палі

Рисунок К.37 – Діаграми зміни кінематичних параметрів занурюваної палі під час роботи ВУ пристрою на базі ГІП

Із діаграми на рисунку К.37 визначається глибина занурення при першій ударній взаємодії в середньому, яка складає 0,23 м, а при другій 0,18 м. При цьому експериментальне значення глибини занурення складає 0,28 м, а при другій 0,16 м. Середня швидкість занурення палі при першій ударній взаємодії в середньому складає 0,4 м/с, а при другій 0,27 м/с. Середнє прискорення занурення палі при першій ударній взаємодії в середньому складає 35,0 м/с^2, а при другій 28,0 м/с^2.

Для аналізу адекватності розроблених математичних моделей необхідно також розглянути діаграми кінематичних параметрів занурюваної палі під час роботи віброударного пристрою на базі ГІП (рис. К.38). На даних діаграмах з метою визначення адекватності і ефективності розроблених математичних моделей додатково нанесені експериментальні залежності. У таблиці К.17 наведені значення ординат функцій переміщення занурюваної палі.



μ_y=0,0068 м/мм

а – теоретичне значення функції $y_m(t)$; б – експериментальне значення $y_e(t)$; μ_y – масштаб функцій $y_m(t)$ та $y_e(t)$ по ординаті

Рисунок К.38 – Діаграми зміни переміщення занурюваної палі під час роботи віброударного пристрою на базі ГІП

Таблиця К.17 – Значення ординат (м) функції зміни переміщення занурюваної палі під час роботи віброударного пристрою на базі ГІП

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
y_m	0,05	0,14	0,18	0,20	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,22	0,23	0,29	0,35
y_e	0,07	0,15	0,18	0,20	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25	0,26	0,28	0,29	0,32

Продовження таблиці К.17

№ з/п	14	15	16	17	18	19
y_m	0,37	0,39	0,40	0,41	0,41	0,42
y_e	0,34	0,35	0,37	0,38	0,38	0,39

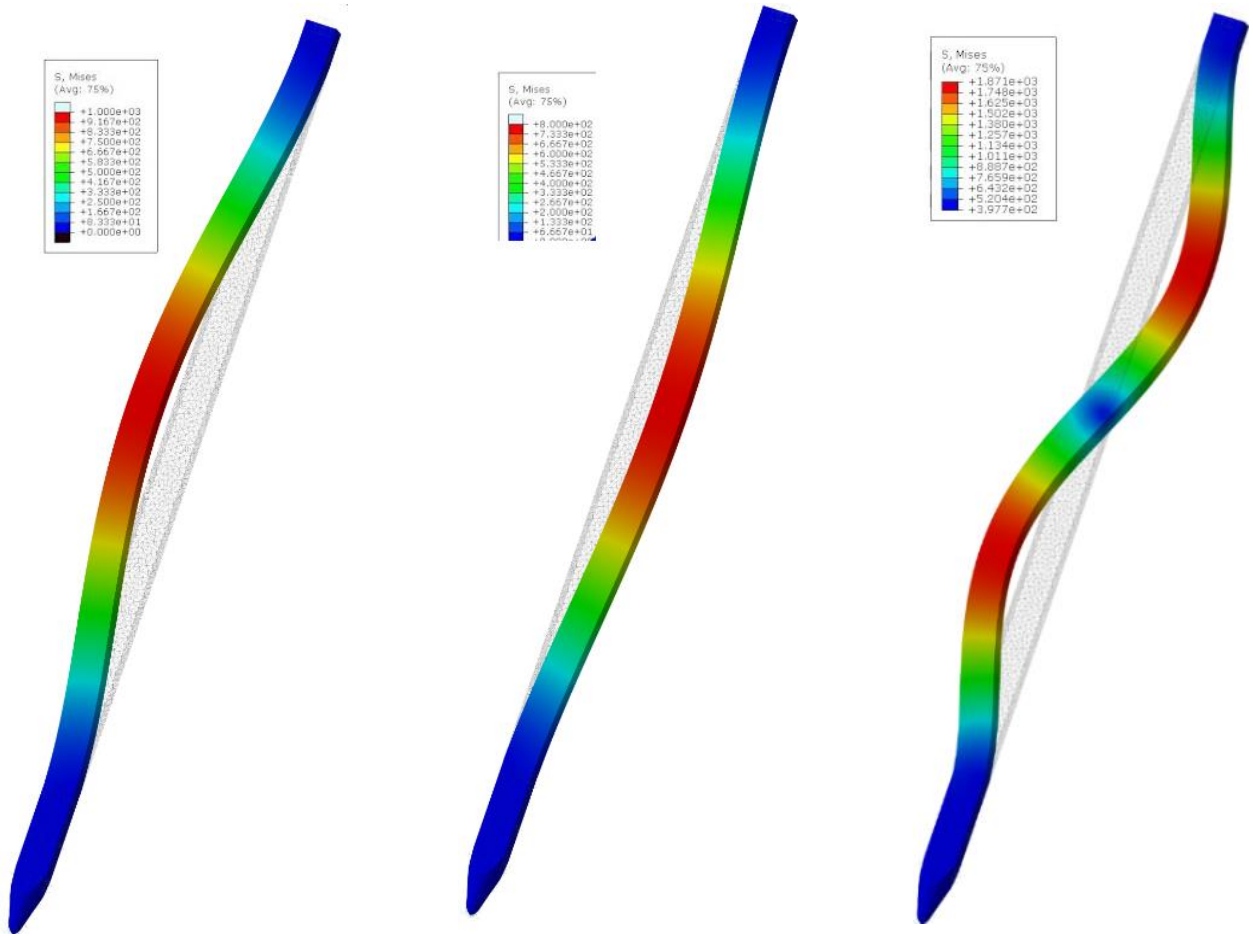
Середня похибка апроксимації динамічного параметра зміни переміщення занурюваної палі під час роботи ВУ пристрою на базі ГІП порівняно з

експериментальними даними [6]:

$$\delta_{ye} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=19}\left|\frac{y_{er} - y_{mr}}{y_{er}}\right| \cdot 100\% = \frac{1}{19}\left(\left|\frac{0,07-0,05}{0,07}\right| + \left|\frac{0,15-0,14}{0,15}\right| + \ldots\right)100\% = 10,4\%, \text{(К.24)}$$

де y_{mr} – теоретичне значення переміщення занурюваної палі, y_{er} – експериментальне значення переміщення занурюваної палі.

Також результатом чисельного моделювання в програмному FEM-комплексі є розподіл напружень по занурюваній палі 3 (див. рис. 3.8) для різних форм власних частот коливань (рис. К.39).



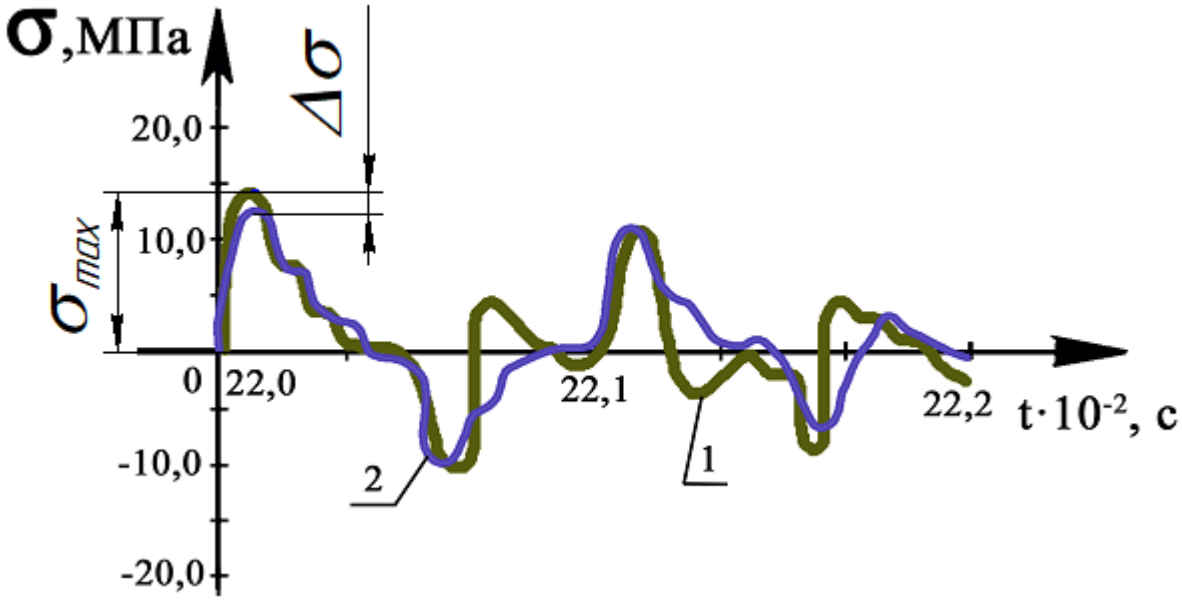
а) б) в)

Рисунок К.39 – Власні форми частот коливань занурюваної палі ВУ пристрою на базі ГІП:

а) – перша форма власних частот коливань частотою 88 Гц; б) – друга форма власних частот коливань частотою 91 Гц; в) – третя форма власних частот коливань частотою 245 Гц

Оскільки значення власної частоти першої форми коливання 88,0 Гц значно більше частоти роботи пристрою 5,8 Гц, тому на робочому органі не виникає резонансних явищ [331], які призводять до руйнування самої занурюваної палі.

Додатковим результатом розрахунку напружено-деформаційного стану занурюваної палі є діаграми зміни напружень в перерізі робочого органу ВУ пристрою при проходженні хвиль деформації (рис. К.40). Із даної діаграми видно, що максимальні напруження складають σ_{max}=916 Па, що є значно менше допустимих напружень 22,3 МПа для матеріалу типу «залізобетон» марки бетона В15 і наповнювачі відсіву ДЦ [294].



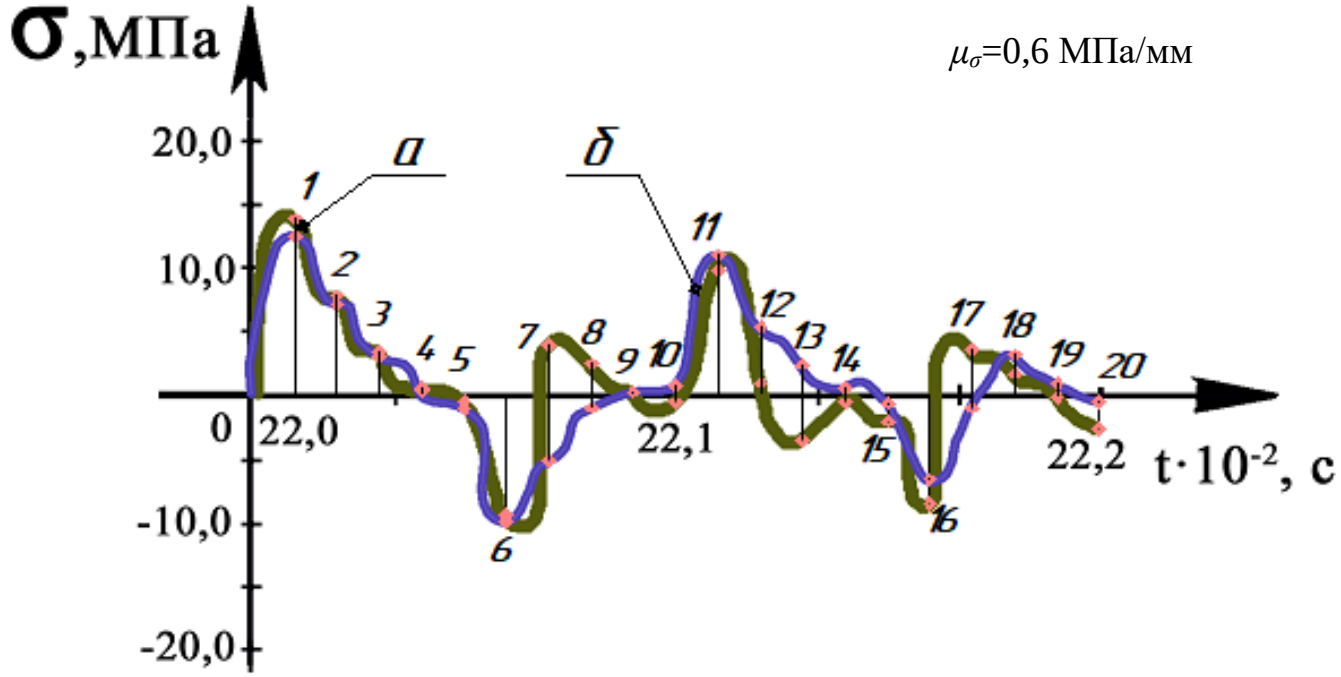
1 – розрахункове значення; 2 – експериментальне значення

Рисунок К.40 – Діаграми зміни напружень в перерізі занурюваної палі при проходженні хвиль деформації

Аналіз рисунку К.40 показує, що розрахункові амплітуди хвиль напружень більше експериментальних на $\Delta\sigma$=3,6 МПа, що якісно узгоджуються з експериментальними даними.

А також для аналізу адекватності розроблених математичних моделей необхідно також розглянути діаграми зміни напружень в перерізі занурюваної палі при проходженні хвиль деформації (рис. К.41). На даних діаграмах з метою визначення адекватності і ефективності розроблених математичних моделей

додатково нанесені експериментальні залежності. У таблиці К.18 наведені значення ординат функцій напружень в перерізі занурюваної палі.



а – теоретичне значення функції $\sigma_m(t)$; б – експериментальне значення $\sigma_e(t)$; μ_σ – масштаб функцій $\sigma_m(t)$ та $\sigma_e(t)$ по ординаті

Рисунок К.41 – Діаграми зміни напружень в перерізі занурюваної палі при проходженні хвиль деформації

Таблиця К.18 – Значення ординат (МПа) функції зміни напружень в перерізі занурюваної палі при проходженні хвиль деформації

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
σ_m	13,9	7,8	3,1	0,4	-1,0	-10,0	-5,1	-1,0	0,2	0,7	11,0	5,3	2,4
σ_e	12,5	7,1	3,4	0,6	0,5	-9,4	4,0	2,5	0,2	-0,7	9,9	1,6	-3,5

Продовження таблиці К.18

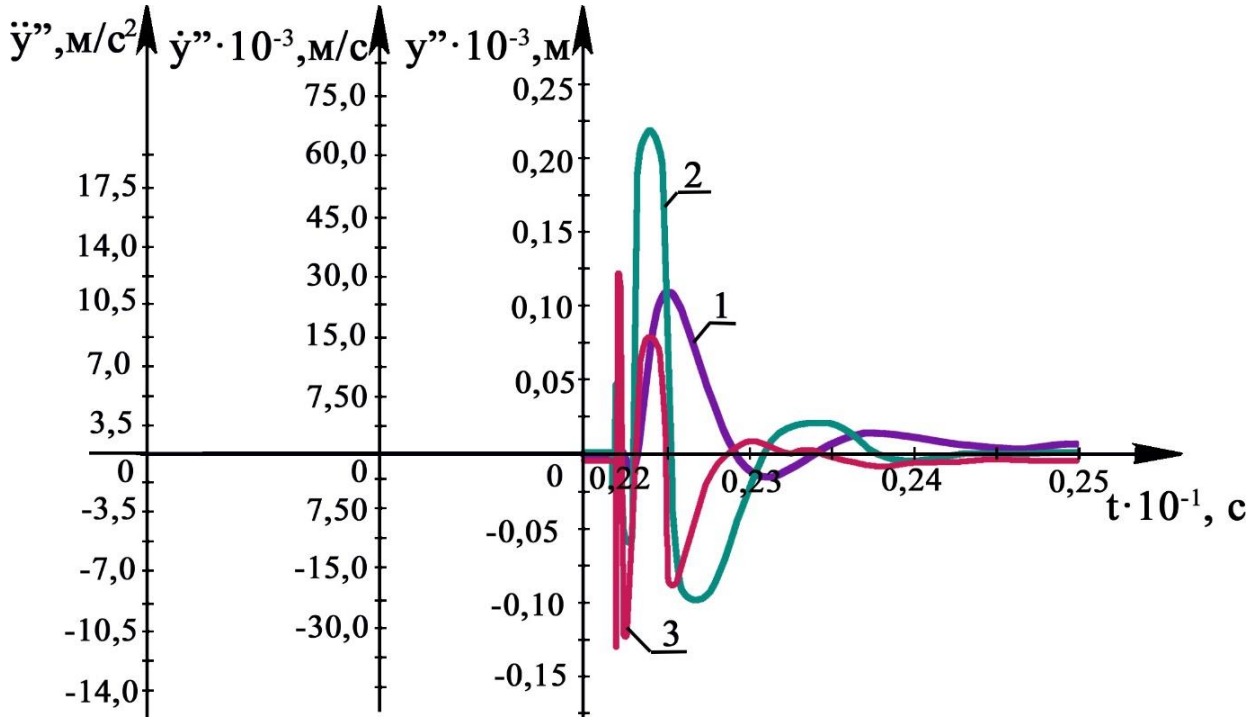
№ з/п	14	15	16	17	18	19	20
σ_m	0,6	0,6	-6,6	-1,0	3,2	0,9	-0,5
σ_e	0,6	-2,0	8,5	3,6	1,7	-0,2	-2,6

Середня похибка апроксимації динамічного параметра зміни напружень в перерізі занурюваної палі при проходженні хвиль деформації порівняно з експериментальними даними [6]:

$$\delta_{\sigma e2} = \frac{1}{n}\sum_{r=1}^{n=20}\left|\frac{\sigma_{er}-\sigma_{mr}}{\sigma_{er}}\right|\cdot 100\% = \frac{1}{20}\left(\left|\frac{12,5-13,9}{12,5}\right|+\left|\frac{7,1-7,8}{7,1}\right|+\ldots\right)100\% = 11,9\%, \quad (К.25)$$

де σ_{mr} – теоретичне значення напруження в перерізі занурюваної палі, σ_{er} – експериментальне значення напруження в перерізі занурюваної палі.

Додатково за допомогою програмного комплексу Matlab.Simulink (див. рис. Ж.3, дод. Ж) були отримані діаграми горизонтальних і вертикальних складових переміщення шару середовища типу «кварцовий пісок» занурюваної палі (рис. К.42).



1 – зміна переміщення шару ґрунтового середовища; 2 – зміна швидкості шару ґрунтового середовища; 3 – зміна прискорення шару ґрунтового середовища

Рисунок К.42 – Діаграми зміни складової кінематичних параметрів шару ґрунтового середовища занурюваної палі

Із рисунку К.42 видно затухаюче коливання шару ґрунту, що пов'язане із наявністю дисипативної складової ґрунту, яка характеризується коефіцієнтом

в’язкості. Із рисунку К.42 можна визначити максимальну амплітуду затухаючих коливань ґрунтового середовища, яка складає приблизно 0,013 мм. Більше того в кінці коливань шару ґрунту виникає пластична деформація, яка складає приблизно 0,02 мм, що наприкінці завершення технологічного процесу дасть усадку ґрунтового середовища [5].

Із рисунку К.42, аналізуючи діаграму швидкості, видно, що на початку руху занурюваної палі швидкість шару ґрунту зрівнюється із швидкістю самої палі 0,15 м/с і вже в кінці фази руху палі відбувається затухання через наявність дисипативних властивостей ґрунтового середовища [11]. У свою чергу, аналізуючи діаграму прискорень, визначаємо, що максимальне прискорення складає 12,5 м/с^2.

Для аналізу адекватності розроблених математичних моделей необхідно також розглянути діаграму зміни переміщення шару ґрунтового середовища занурюваної палі (рис. К.43). У таблиці К.19 наведені значення ординат функцій переміщення занурюваної палі.

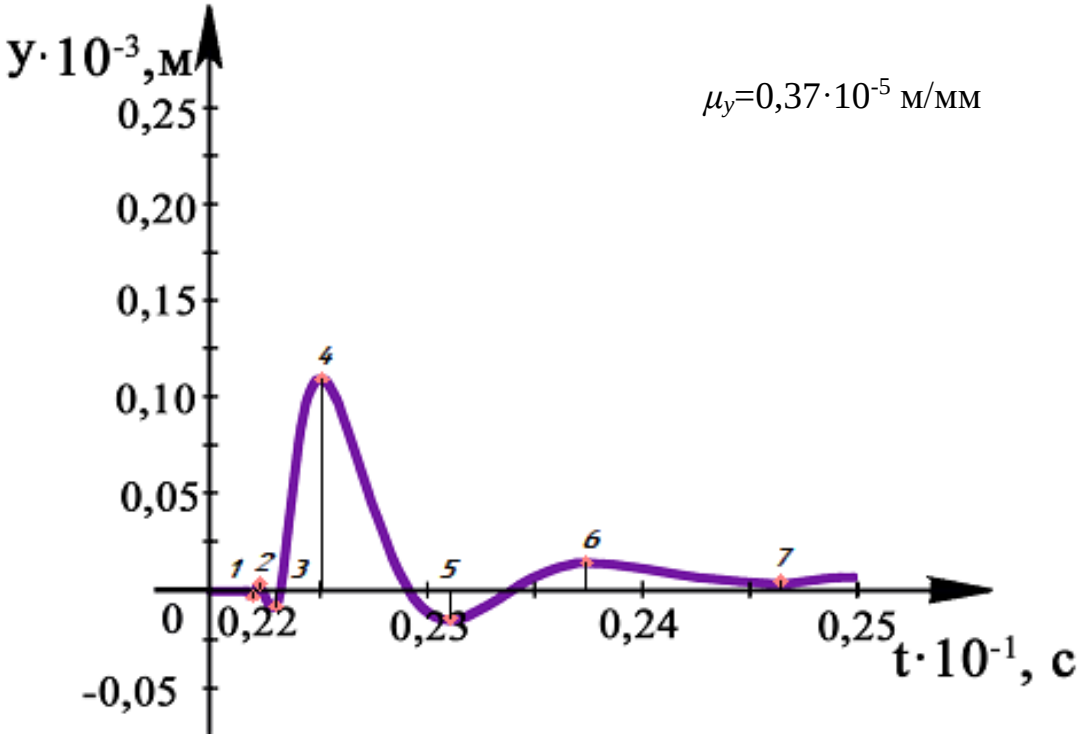


Рисунок К.43 – Діаграма зміни переміщення шару ґрунтового середовища занурюваної палі

Таблиця К.19 – Значення ординат (мм) функції переміщення шару ґрунтового середовища занурюваної палі

№ з/п	1	2	3	4	5	6	7
y_{rm}	-0,0035	0,0035	-0,00875	0,1197	-0,0161	0,0161	0,00455

Логарифмічний декремент затухання шару ґрунтового середовища:

$$\lambda_m = \ln\left(\frac{y_{4m}}{y_{6m}}\right) = \ln\left(\frac{0{,}1197}{0{,}0161}\right) = 2{,}0. \qquad (К.26)$$

Середня похибка апроксимації динамічного параметра логарифмічного декремента затухання шару ґрунтового середовища порівняно з експериментальними даними [5]:

$$\delta_{\lambda e} = \left|\frac{\lambda_e - \lambda_m}{\lambda_e}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{1{,}8 - 2{,}0}{1{,}8}\right| \cdot 100\% = 11{,}1\%, \qquad (К.27)$$

де λ_m – теоретичне значення логарифмічного декремента затухання шару ґрунтового середовища, λ_e=1,75 – експериментальне значення декремента затухання шару ґрунтового середовища.

У результаті порівняння даних результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГВ і ГВУ машин з експериментальними даними встановлено, що розходження в середньому складає:

$$\delta_e = \frac{\delta_{Se1} + \delta_{Pe1} + \delta_{Pe2} + \delta_{Yг} + \delta_{Xe} + \delta_{Se3} + \delta_{Pe3} + \delta_{Pe4} + \delta_{Pe5} + \delta_{Se4}}{10} =$$
$$= \frac{4{,}87 + 3{,}34 + 5{,}41 + 4{,}70 + 6{,}78 + 3{,}20 + 4{,}68 + 5{,}10 + 4{,}96 + 4{,}47}{10} = 4{,}75\,\%. \qquad (К.28)$$

Порівняння даних результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГІП інерційної вібротрамбовки (див. рис. К.22-К.24) з даними визначеними експериментально (див. розд. 5) встановлено, що розходження в середньому складає:

$$\delta_{eIB} = \frac{\delta_{Pe2} + \delta_{Yг} + \delta_{Xe}}{3} = \frac{5{,}41 + 4{,}70 + 6{,}78}{3} = 5{,}63\,\%. \qquad (К.29)$$

Порівняння даних результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГВ і ГВУ машин з даними визначеними за методикою [6] показало, що

розходження в середньому складає:

$$\delta_{м} = \frac{\delta_{Sм1} + \delta_{Pм1} + \delta_{Sм2} + \delta_{Pм2} + \delta_{Pм3} + \delta_{Pм4} + \delta_{Sм3}}{7} = \\ = \frac{10,23 + 26,10 + 13,30 + 13,20 + 14,60 + 29,43 + 27,70}{7} = 19,22\ \%. \quad (К.30)$$

Абсолютна різниця порівняльних розходжень результатів математичного моделювання динамічних параметрів ГВ і ГВУ машин з експериментальними даними (К.28) і даними визначеними за методикою [6] (К.30):

$$\Delta\delta = \left|\delta_{e} - \delta_{м}\right| = \left|4,75 - 19,22\right| = 14,47\%. \quad (К.31)$$

У результаті порівняння даних результатів математичного моделювання параметрів технологічних процесів вібраційного транспортування, поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою, ВУ руйнування гірських порід і занурення паль за допомогою ВУ пристроїв на базі ГІП з експериментальними даними встановлено, що розходження в середньому складає:

$$\delta_{Te} = \frac{\delta_{ye} + \delta_{Xe} + \delta_{Vye} + \delta_{Vxe} + \delta_{Se2} + \delta_{\sigma e1} + \delta_{\sigma e2} + \delta_{\lambda e}}{8} = \\ = \frac{7,41 + 4,26 + 19,26 + 11,12 + 9,92 + 7,35 + 11,90 + 11,10}{8} = 10,29\ \%. \quad (К.32)$$

Додаток Л

Розробка методики проектного розрахунку гідроімпульсного приводу вібраційних і віброударних машин та аналіз ефективності розроблених математичних моделей

Вихідні дані та технологічно-конструкторські обмеження ГІП віброударного пристрою для занурення паль:

- енергія імпульсу: A_i=100 Дж;
- вага інерційної маси 3 (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4): G=400 Н;
- максимальний тиск в гідроакумуляторі (див. рис. 6.2): p_{max}=15 МПа;
- мінімальний тиск в гідроакумуляторі (див. рис. 6.2): p_{min}=5 МПа;
- максимальна частота проходження імпульсів із енергією A_i: f=10 Гц;
- жорсткість елементів пружного повернення 4 інерційної маси 2 (див. рис. Е.5): k=1,8·10^5 Н/м;
- попередня деформація елементів пружного повернення 4 інерційної маси 2 (див. рис. Е.5): y_0=0,02 м;
- площа поперечного перерізу гідроакумулятора 7 (див. рис. 3.7): S_a=0,0177 м^2;
- максимальний робочий хід інерційної маси (див. рис. 6.3): y_{max}=0,14 м;
- коефіцієнт стиснення робочої рідини [50]: β_p=6·10^{-10} м^2/с.

Визначення основних параметрів машини при проектному розрахунку:

1) Об’єм гідроакумулятора 6 (див. рис. Е.5):

$$W_a = \frac{2A_i}{(p_{max} - p_{min})^2 \beta_p} = \frac{2 \cdot 400}{(15 \cdot 10^6 - 5 \cdot 10^6)^2 6 \cdot 10^{-10}} = 1{,}33 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3. \quad (Л.1)$$

2) Площа плунжера робочого гідроциліндра 4 (див. рис. 3.7):

$$S_4 = \frac{2A_i}{(p_{max} - p_{min}) y_{max}} = \frac{2 \cdot 100}{(15 \cdot 10^6 - 5 \cdot 10^6) 0{,}14} = 0{,}00045 \text{ м}^2. \quad (Л.2)$$

3) Діаметр плунжера робочого гідроциліндра 4 (див. рис. 3.7):

$$r = \sqrt{\frac{S_4}{\pi} + r_ш^2} = \sqrt{\frac{0{,}00045}{3{,}14} + 0{,}0126^2} = 0{,}0174 \text{ мм}, \quad (Л.3)$$

де $r_{ш}$=0,0126 м – радіус штока гідроциліндра плунжера робочого гідроциліндра.

4) Об’єм робочої рідини, яка подається за один імпульс в робочу порожнину гідроциліндра 4 (див. рис. 3.7):

$$\Delta W = S_4 y_{max} = 0,00045 \cdot 0,14 = 6,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3. \quad (Л.4)$$

5) Жорсткість робочої рідини в гідроакумуляторі 6 (див. рис. Е.5):

$$k_a = \frac{S_a^2}{W_a \beta_p} = \frac{0,0177^2}{1,33 \cdot 10^{-2} \cdot 6 \cdot 10^{-10}} = 3,92 \cdot 10^7 \text{ Н/м}. \quad (Л.5)$$

6) Умовна початкова деформація робочої рідини в гідроакумуляторі 6 (див. рис. Е.5):

$$x_{0a} = \frac{\Delta W}{S_a} = \frac{6,3 \cdot 10^{-5}}{0,0177} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (Л.6)$$

7) Сумарна жорсткість гідроімпульсного приводу:

$$k_c = k + k_a = 1,8 \cdot 10^5 + 3,92 \cdot 10^7 = 3,94 \cdot 10^7 \text{ Н/м}. \quad (Л.7)$$

8) Зусилля підйому інерційної маси 3 (див. рис. 3.7):

$$P = k_a x_{0a} - k y_0 - G = 3,94 \cdot 10^7 \cdot 1,56 \cdot 10^{-2} - 1,8 \cdot 10^5 \cdot 0,02 - 400 = 6,1 \cdot 10^5 \text{ Н}. \quad (Л.8)$$

9) Час руху інерційної маси 3 (див. рис. 3.7) вверх:

– за результатами комп’ютерного моделювання (див. рис. 6.3) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4) $t_{в1}$=0,042 с;

– на основі методики [184]

$$t_{в2} = \sqrt{\frac{G}{g k_c}} \left[\arcsin\left(\frac{y_{max} k_c}{2P} \right) + \frac{\pi}{2} \right] = \sqrt{\frac{400}{9,82 \cdot 3,92 \cdot 10^7}} \times$$
$$\times \left[\arcsin\left(\frac{0,14 \cdot 3,94 \cdot 10^7}{2 \cdot 6,1 \cdot 10^5} \right) + \frac{3,14}{2} \right] = 0,054 \text{ с}. \quad (Л.9)$$

Відносна величина розбіжності значення часу руху інерційної маси вверх на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_{тв} = \left| \frac{t_{в1} - t_{в2}}{t_{в1}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0,042 - 0,054}{0,054} \right| \cdot 100\% = 22,3\%. \quad (Л.10)$$

10) Максимальна швидкість руху інерційної маси вверх:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. К.36) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4) $V_{в1}$=5,67 м/с;

– на основі методики [184]

$$V_{в2} = P\sqrt{\frac{g}{Gk_c}} = 8,6\cdot 10^8 \sqrt{\frac{9,82}{400\cdot 5,5\cdot 10^{10}}} = 4,25 \text{ м/с}. \qquad (Л.11)$$

Відносна величина розбіжності значення максимальної швидкості руху інерційної маси вверх на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_{Vв} = \left|\frac{V_{в1} - V_{в2}}{V_{в1}}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{5,67 - 4,25}{5,67}\right| \cdot 100\% = 25,0\%. \qquad (Л.12)$$

11) Час руху інерційної маси вниз:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. 6.3) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4) $t_{н1}$=0,0377 с;

– на основі методики [184]

$$t_{н2} = \sqrt{\frac{G}{gk}}\left[\arcsin\left(\frac{y_{max}k}{2P_н}\right) + \frac{\pi}{2}\right] = \sqrt{\frac{400}{9,82\cdot 1,8\cdot 10^5}} \times$$
$$\times\left[\arcsin\left(\frac{0,14\cdot 1,8\cdot 10^5}{2\cdot 2920}\right) + \frac{3,14}{2}\right] = 0,041 \text{ с}, \qquad (Л.13)$$

де $P_н = k(y_0 + y_{max}) + G = 1,8\cdot 10^5 (0,02 + 0,14) + 400 = 29,2\cdot 10^2$ Н – максимальне зусилля повернення інерційної маси.

Відносна величина розбіжності значення часу руху інерційної маси вверх на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_{tв} = \left|\frac{t_{н1} - t_{н2}}{t_{н1}}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{0,0377 - 0,041}{0,041}\right| \cdot 100\% = 8,0\%. \qquad (Л.14)$$

12) Максимальна швидкість руху інерційної маси вверх:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. К.36) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4) $V_{н1}$=6,0 м/с;

– на основі методики [184]

$$V_{н1} = P_н \sqrt{\frac{g}{Gk}} = 29,2 \cdot 10^2 \sqrt{\frac{9,82}{400 \cdot 1,8 \cdot 10^5}} = 10,78 \text{ м/с.} \qquad (Л.15)$$

Відносна величина розбіжності значення максимальної швидкості руху інерційної маси вниз на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_{V_н} = \left| \frac{V_{н1} - V_{н2}}{V_{н1}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{6,0 - 10,78}{10,78} \right| \cdot 100\% = 44,34\% . \qquad (Л.16)$$

13) Витрата робочої рідини із робочої порожнини при русі вверх інерційної маси:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. 6.3) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4)

$$Q_{в1} = \frac{\Delta W}{t_{в1}} = \frac{6,3 \cdot 10^{-5}}{0,042} = 0,0015 \text{ м}^3\text{/с;} \qquad (Л.17)$$

– на основі методики [184]

$$Q_{в2} = \frac{\Delta W}{t_{в2}} = \frac{6,3 \cdot 10^{-2}}{0,054} = 1,167 \text{ м}^3\text{/с.} \qquad (Л.18)$$

14) Витрата робочої рідини із робочої порожнини при русі вниз інерційної маси:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. 6.3) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4)

$$Q_{н1} = \frac{\Delta W}{t_{н1}} = \frac{1,56 \cdot 10^{-2}}{0,0377} = 0,41 \text{ м}^3\text{/с;} \qquad (Л.19)$$

– на основі методики [184]

$$Q_{н2} = \frac{\Delta W}{t_{н2}} = \frac{1,56 \cdot 10^{-2}}{0,045} = 0,347 \text{ м}^3\text{/с.} \qquad (Л.20)$$

15) Діаметр умовного проходу ГІТ при $Q_в$:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. 6.2) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4)

$$d_1 = 1{,}13\sqrt{\frac{Q_{в1}}{\mu\sqrt{\frac{2(p_{max}-p_{min})}{\rho}}}} = 1{,}13\sqrt{\frac{0{,}0015}{0{,}57\sqrt{\frac{2(15\cdot10^6-5\cdot10^6)}{900}}}} = 4{,}74\,\text{мм}; \qquad (Л.21)$$

– на основі методики [184]

$$d_2 = 1{,}13\sqrt{\frac{Q_{в2}}{\mu\sqrt{\frac{2(p_{max}-p_{min})}{\rho}}}} = 1{,}13\sqrt{\frac{1{,}167}{0{,}57\sqrt{\frac{2(15\cdot10^6-5\cdot10^6)}{900}}}} = 41{,}87\ \text{м}, \qquad (Л.22)$$

де ρ=900 кг/м^3 – густина робочої рідини [51]; μ=0,57 – коефіцієнт витрат [51].

16) Діаметр умовного проходу ГІТ при $Q_н$:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. розд. 6.2.2) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4)

$$d_1 = 1{,}13\sqrt{\frac{Q_{н1}}{\mu\sqrt{\frac{2\Delta p_в}{\rho}}}} = 1{,}13\sqrt{\frac{0{,}41}{0{,}57\sqrt{\frac{2\cdot10^6}{900}}}} = 139{,}6\,\text{мм}; \qquad (Л.23)$$

– на основі методики [184]

$$d_2 = 1{,}13\sqrt{\frac{Q_{н2}}{\mu\sqrt{\frac{2\Delta p_в}{\rho}}}} = 1{,}13\sqrt{\frac{0{,}347}{0{,}57\sqrt{\frac{2\cdot10^6}{900}}}} = 0{,}128\ \text{м}, \qquad (Л.24)$$

де $\Delta p_в$ – перепад тисків між робочою порожниною гідроциліндра і виходом ГІТ.

Приймається найбільший діаметр умовного проходу ГІТ визначений за рівняннями (Л.23) і (Л.24). Відносна величина розбіжності значення діаметра умовного проходу ГІТ на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_d = \left|\frac{d_1 - d_2}{d_1}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{0{,}1396 - 0{,}128}{0{,}1396}\right| \cdot 100\% = 8{,}0\%. \qquad (Л.25)$$

17) Витрата насоса ГІП:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. 6.2 і 6.3) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4)

$$Q_1 = \frac{2A_i\nu}{(1-\nu t_{в1})(p_{max}-p_{min})\eta_0} = \\ = \frac{2\cdot 100\cdot 10}{(1-10\cdot 0,042)\left(15\cdot 10^6 - 5\cdot 10^6\right)0,9} = 3,5\cdot 10^{-4}\text{м}^3 = 20,98 \text{ л / хв.} \quad (Л.26)$$

За даним значенням витрати (Л.26) необхідно встановити шестеренчастий насос типу НШ10Г-3 [51], який має номінальну подачу Q_{01}=21,0 л/хв, при номінальній частоті обертання n_{01}=40 об/с і потужності N_{01}=8,6 кВт:

– на основі методики [184]

$$Q_2 = \frac{2A_i\nu}{(1-\nu t_{в2})(p_{max}-p_{min})\eta_0} = \\ = \frac{2\cdot 100\cdot 10}{(1-10\cdot 0,054)\left(15\cdot 10^6 - 5\cdot 10^6\right)0,9} = 4,83\cdot 10^{-4}\text{м}^3 = 28,98 \text{ л / хв.} \quad (Л.27)$$

За цим значенням витрати (Л.27) необхідно встановити шестеренчастий насос типу НШ14Г-3 [51], який має номінальну подачу Q_{02}=29,4 л/хв, при номінальній частоті обертання n_{02}=40 об/с і потужності N_{02}=12,0 кВт.

Відносна величина розбіжності значення витрати насосу ГІП на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_Q = \left|\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}\right|\cdot 100\% = \left|\frac{22,98 - 28,98}{22,98}\right|\cdot 100\% = 26,1\%. \quad (Л.28)$$

Відносна величина розбіжності значення потужності шестеренчастого насоса ГІП на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_N = \left|\frac{N_{01} - N_{02}}{N_{01}}\right|\cdot 100\% = \left|\frac{8,6 - 12,0}{8,6}\right|\cdot 100\% = 39,5\%. \quad (Л.29)$$

18) Тривалість імпульсу тиску:

– за результатами комп’ютерного моделювання (див. рис. 6.3) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4)

$$t_1 = t_{в1} + t_{н1} = 0,042 + 0,0377 = 0,0797 \text{ с;} \quad (Л.30)$$

– на основі методики [184]

$$t_2 = t_{в2} + t_{н2} = 0,054 + 0,041 = 0,095 \text{ с.} \quad (Л.31)$$

Відносна величина розбіжності значення тривалості імпульсу тиску на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_t = \left|\frac{t_1 - t_2}{t_1}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{0,0797 - 0,095}{0,095}\right| \cdot 100\% = 16,1\%. \quad (Л.32)$$

19) Тривалість паузи між імпульсами:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. 6.3) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4) t_{01}=0,0347 с;

– на основі методики [184]

$$t_{02} = \frac{1}{\nu} - t_2 = \frac{1}{10} - 0,095 = 0,005 \text{ с}. \quad (Л.33)$$

Відносна величина розбіжності значення тривалості паузи між імпульсами на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_{t0} = \left|\frac{t_{01} - t_{02}}{t_{01}}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{0,0347 - 0,005}{0,0347}\right| \cdot 100\% = 86,6\%. \quad (Л.34)$$

20) Загальний ККД гідроімпульсного приводу віброударного пристрою для занурення паль:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. 6.3 і рис. К.36) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4)

$$\eta_1 = \frac{GV_{в1}^2}{2gN_{01}t_1}\eta_н\eta_{ед} = \frac{400 \cdot 5,67^2}{2 \cdot 9,82 \cdot 8,6 \cdot 1000 \cdot 0,0797} 0,8 \cdot 0,8 = 0,611; \quad (Л.35)$$

– на основі методики [184]

$$\eta_2 = \frac{GV_{в2}^2}{2gN_{02}t_2}\eta_н\eta_{ед} = \frac{400 \cdot 4,25^2}{2 \cdot 9,82 \cdot 12,0 \cdot 1000 \cdot 0,095} 0,8 \cdot 0,8 = 0,562. \quad (Л.36)$$

Відносна величина розбіжності значення загального ККД гідроімпульсного приводу ВУ пристрою для занурення паль на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_\eta = \left|\frac{\eta_1 - \eta_2}{\eta_1}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{0,611 - 0,562}{0,611}\right| \cdot 100\% = 8,02\%. \quad (Л.37)$$

Абсолютна величина розбіжності значення загального ККД гідроімпульсного приводу ВУ пристрою для занурення паль на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\Delta\delta_\eta = |\eta_1 - \eta_2| = |0,611 - 0,562| = 0,049\% \approx 0,05\%. \quad (Л.38)$$

21) Гідравлічна потужність ГІП [48]:

– за результатами комп'ютерного моделювання (див. рис. 6.2) на основі розроблених математичних моделей (див. розд. 3.2.4)

$$N_{г1} = 10^{-3} Q_1 p_{max} = 10^{-3} \cdot 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot 15 \cdot 10^6 = 5,25 \text{ кВт}; \quad (Л.39)$$

– на основі методики [184]

$$N_{г2} = 10^{-3} Q_2 p_{max} = 10^{-3} \cdot 4,83 \cdot 10^{-4} \cdot 15 \cdot 10^6 = 7,24 \text{ кВт}. \quad (Л.40)$$

Відносна величина розбіжності значення гідравлічної потужності ГІП на основі математичної моделі (див. розд. 3.2.4) і методики [184]:

$$\delta_{Nг} = \left|\frac{N_{г1} - N_{г2}}{N_{г1}}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{5,25 - 7,24}{5,25}\right| \cdot 100\% = 37,9\%. \quad (Л.41)$$

Оскільки на основі розробленої методики математичного моделювання (див. розд. 3.2.4) були отримані найраціональніші параметри ККД гідроімпульсного приводу тому конструкторські параметри ГІТ будуть проводитись на основі даних, отриманих за результатами комп'ютерного моделювання (див. розд. 6.2.2).

22) Діаметр кульки клапана першого каскаду 6 (див. рис. 3.7):

$$d_1 = 36,512 \text{ мм}, \quad (Л.42)$$

площа поперечного перерізу S_{22} (площа підхвату клапана першого каскаду 6)

$$S_{22} = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,036512^2}{4} = 0,00105 \text{ м}^2. \quad (Л.43)$$

23) Площа поперечного перерізу S_{21} (площа регулювання тиску спрацювання клапана першого каскаду 6) із умови [48] $\frac{p_{min}}{p_{max}} = \frac{S_{21}}{S_{22}}$, звідки:

$$S_{21} = S_{22} \frac{p_{min}}{p_{max}} = 0,00105 \frac{5 \cdot 10^6}{15 \cdot 10^6} = 0,00035 \text{ м}^2. \quad (Л.44)$$

24) Жорсткість пружини клапана першого каскаду 6 (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4)

$$k_2' = \frac{p_{max}S_{22} - p_{min}S_{21}}{h_1} = \frac{15\cdot10^6\cdot0,00105 - 5\cdot10^6\cdot0,00035}{0,006} = 2,33\cdot10^6 \text{ Н/м}, \qquad (Л.45)$$

де h_1 – максимальна висота підйому клапана першого каскаду (див. рис. 6.3, розд. 6.2.2).

25) Попередня деформація пружини клапана першого каскаду 6 (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4):

$$x_{02}' = \frac{p_{\max}S_{21}}{k_{21}'} = \frac{15\cdot10^6\cdot0,00035}{2,33\cdot10^6} = 0,00225 \text{ м}. \qquad (Л.46)$$

26) Діаметр отвору напірного гідроканалу:

$$d_0 = 2\sqrt{d_1h_1} = 2\sqrt{0,036512\cdot0,006} = 0,0296 \text{ м}. \qquad (Л.47)$$

Підбираємо найближчий стандартний діаметр [51] d_0=32 мм.

27) Діаметр клапана другого каскаду 5 (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4):

$$d_2=62 \text{ мм}, \qquad (Л.48)$$

площа поперечного перерізу S_{12} (площа підхвату клапана другого каскаду 5)

$$S_{12} = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{3,14\cdot0,062^2}{4} = 0,00302 \text{ м}^2. \qquad (Л.49)$$

28) Жорсткість пружини клапана другого каскаду 5 (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4)

$$k_1 = \frac{p_{max}S_{12} - p_{min}S_{11}}{h_2 + y_{01}'} = \frac{15\cdot10^6\cdot0,00302 - 5\cdot10^6\cdot0,00152}{0,008 + 0,0031} = 3,4\cdot10^6 \text{ Н/м}, \qquad (Л.50)$$

де h_2=0,008 м – максимальна висота підйому клапана другого каскаду (див. рис. 6.3, розд. 6.2.2); $y_{02}' = 0,0031$м – попередня деформація пружини клапана другого каскаду 5 (див. рис. 3.7, розд. 3.2.4).

Технічні характеристики ГІТ гідравлічних вібраційних та ВУ машин наведені в таблиці Л.1. На основі результатів проектного розрахунку був розроблений ескіз складального креслення ГІТ вібраційних та ВУ технологічних машин на базі ГІП, який наведений на рисунку Л.1. На основі розробленої технічної документації (див. рис. Л.1) було розроблено навісне ВУ обладнання на базі ГІП для руйнування гірської породи (рис. Л.2).

Таблиця Л.1 – Технічні дані дослідного зразка двокаскадного ГІТ вібраційних та ВУ технологічних машин на базі ГІП

Найменування параметра	Одиниця вимірювання	Числове значення параметра
1	2	3
Номінальна витрата енергоносія	$м^3/с$	$3{,}5\cdot10^{-3}$
Номінальний тиск “відкриття”	МПа	15
Діаметр умовного проходу другого каскаду	м	6210^{-3}
Діаметр умовного проходу першого каскаду	м	$36\cdot10^{-3}$
Межі регулювання площі прохідного перерізу дроселя-регулятора частоти проходження імпульсів тиску	$м^2$	$0...5{,}024\cdot10^{-5}$
Діапазон регулювання частоти проходження імпульсів тиску при номінальній витраті	Гц	5...20
Максимальна площа прохідного перерізу дроселя-регулятора режиму посадки запірного елемента	$м^2$	$5\cdot10^{-8}$
Жорсткість пружин:		
– регулятора тиску “відкриття”	Н/м	$2{,}33\cdot10^{6}$
– повернення впускного клапана – другого каскаду	Н/м	$3{,}4\cdot10^{6}$
Межі регулювання попередньої деформації пружин:		
– регулятора тиску “відкриття”	м	$(0...30)\cdot10^{-3}$
– повернення впускного клапана другого каскаду	м	$(0...35)\cdot10^{-3}$
Максимальні ходи запірних елементів каскадів:		
– клапана першого каскаду	м	$8\cdot10^{-3}$
– клапана другого каскаду	м	$10\cdot10^{-3}$

Продовження таблиці Л.1

1	2	3
Тип енергоносія (рекомендовані марки)	–	Мастила індустріальні за ГОСТ 17429.4–87: И–Г–А32; И–Г–А46.
Габаритні розміри за нульової попередньої деформації пружин регуляторів:		
– в зібраному вигляді	м	$(200\times368\times391)\cdot10^{-3}$
– корпусу основного каскаду в плані	м	$(110\times110)\cdot10^{-3}$
Маса	кг	30,3

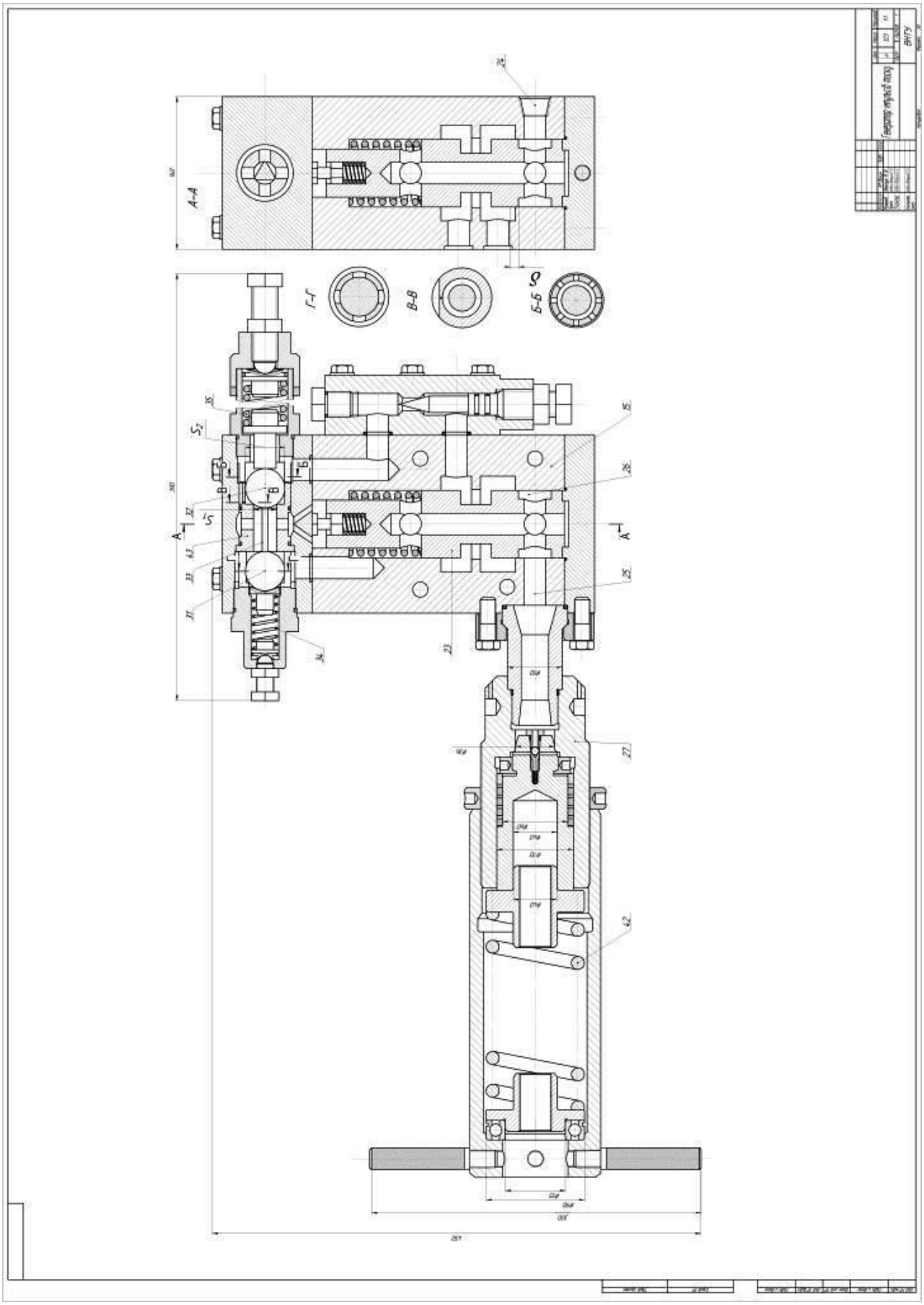


Рисунок Л.1 – Ескіз складального креслення ГІТ вібраційних та ВУ технологічних машин на базі ГІП



а)



б)

Рисунок Л.2 – Навісне віброударне обладнання на базі ГІП для руйнування гірської породи: а) – на базі екскаватора ЭО 4321; б) – на базі трактора МТЗ-50

Додаток М
Список публікацій за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковано основні наукові результати дисертації:

[1] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Гідроударник», *МПК E 21 B1/00, № 10469*, Лист. 15, 2005.

[2] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та О. В. Околодько, «Пристрій для розвантаження і очищення кузова піскорозтрушувальної машини», *МПК B 65 G 67/32, № 45423*, Жовт. 10, 2009.

[3] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Віброударний пристрій для розвантаження кузовів самоскидів», *Вібрації в техніці і технологіях*, № 4(56), с. 14–17, 2009.

[4] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Аналіз використання гідроімпульсних вібророзвантажувальних пристроїв на автомобільному транспорті», *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 6, с. 228–231, 2011.

[5] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Застосування гібридного моделювання при розробці установок для утилізації відходів», *Технологічні комплекси. Науковий журнал*, Луцьк, № 1,2(5, 6), с. 122–126, 2012.

[6] Р. Д. Іскович-Лотоцький, та Я. В. Іванчук, *Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів*. Монографія. Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2012.

[7] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук, та В. С. Любин, «Визначення робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів», *Промислова гідравліка і пневматика*, № 4(38), с. 57–65, 2012.

[8] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу», *Машинознавство*. Львів, № 9–10, с. 51–55, 2012.

[9] І. В. Севостьянов, та Я. В. Іванчук, «Реологічні моделі та рівняння вологих дисперсних матеріалів під час їх віброударного інерційного навантаження», *Вісник НТУУ «КПІ». Серія Машинобудування*, № 65, с. 63–70, 2012.

[10] И. В. Севостьянов, та Я. В. Иванчук, «Теоретические исследования процессов потокового фильтрования влажных дисперсных сред в пищевой промышленности», *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*, № 15(4), с. 90–96, 2013.

[11] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання процесу теплообміну в шпиндельному вузлі установки для розпилення вольфраму», *Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля*. Ч.1. Луганськ, № 2(191), с. 63–68, 2013.

[12] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, Є. І. Івашко, Я. П. Веселовський, «Гібридне моделювання вузлів установки для розпилення порошків металів», у *Міжвузівський збірник наукових праць «НАУКОВІ НОТАТКИ».* Луцьк, № 41(2), с. 40–44, 2013.

[13] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Ущільнення шпиндельного вузла», *МПК F 16 G 15/447, № 89403*, Квіт. 25, 2014.

[14] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів–самоскидів транспортних засобів», *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*, Харків, № 148(1), с. 95–101, 2014.

[15] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Основи резонансно-структурної теорії віброударного розвантаження транспортних засобів», *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна*, Д., № 5(53), с. 109–118, 2014. doi: 10.15802/stp2014/30458.

[16] Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. П. Міськов, та Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання робочих процесів інерційного вібропрес-молота з електрогідравлічною системою керування гідроімпульсного привода для формоутворення заготовок з

порошкових матеріалів», *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки,* № 3(237), с. 176–180, 2016.

[17] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Оптимізація конструктивних параметрів інерційного вібропрес-молота», *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2, с. 43–50, 2016.

[18] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, and Y. P. Veselovsky, "Simulation of working processes in the pyrolysis plant for waste recycling", *Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, № 1,8(79), с. 11–20, 2016. doi: 10.15587/1729-4061.2016.59419.

[19] R. D. Iskovych-Lototsky, O. V. Zelinska, Y. V. Ivanchuk, and N. R. Veselovska, "Development of the evaluation model of technological parameters of shaping workpieces from powder materials", *Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. Engineering technological systems*, № 1,1(85), с. 9–17, 2017. doi: 10.15587/1729-4061.2017.59418.

[20] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором», *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, № 3(86), с. 10–19, 2017.

[21] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та О. В. Зелінська, *Технологія моделювання оцінки параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні з гідроімпульсним приводом*: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2018.

[22] Н. Р. Веселовська, О. В. Зелінська, та Я. В. Іванчук, «Загальні принципи побудови і дослідження детермінованих моделей вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом», *Вібрації в техніці та технологіях*. Вінниця, № 4(91), с. 21–28, 2018.

[23] Я. В. Іванчук, «Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішнього вібраційного навантаження», *Технічні науки та технології: науковий журнал*. Чернігів. нац. техн. ун-т. Чернігів: ЧНТУ, № 2(12), с. 25–33, 2018. doi:10.25140/2411-5363-2018-2(12)-25-33.

[24] Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм з гідроімпульсним приводом», у *Праці Одеського політехнічного університету*. Одеса, № 3(56), с. 5-18, 2018. doi:10.15276/opu.3.56.2018.01.

[25] Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, та І. В. Севостьянов, «Математичне моделювання технологічного процесу завантаження судна вібраційним конвеєром», *Судостроение и морская инфраструктура*, № 2(10), с. 81–92, 2018. doi:10.15589/SMI20180208.

[26] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Дослідження параметрів процесу формоутворення заготовок з порошкових матеріалів на вібропресовому обладнанні», *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ», № 9(1285), с. 31-37, 2018. doi: 10.20998/2413-4295.2018.09.04.

[27] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. О. Кобилянський, «Вібраційне та віброударне навантаження при механічних випробуваннях деталей та вузлів машин», *Сучасні технології в машинобудуванні, транспорті та будівництві. Вісник кременчуцького національного університету ім. М. Остроградського*. Ч.1. Кременчук, № 2(109), с. 60 – 65, 2018. doi: 10.30929/1995-0519.2018.2.

[28] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. «Веселовський, «Моделювання процесу оброблення дрібнодисперсних деревинних матеріалів під дією вібраційного і віброударного навантаження», *Науковий вісник НЛТУ України: збірник наукових праць*. Львів, № 28(5), с. 124-129, 2018. doi: 10.15421/40280526.

[29] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання руху двомасового вібраційного живильника на базі гідроімпульсного привода», у *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кропивницький: КНТУ, № 31, с. 3–9, 2018.

[30] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Математичне моделювання зусилля на робочому органі вібромолота з гідроімпульсним приводом», *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: збірник наукових праць*

Київського національного університету будівництва і архітектури. Київ, № 91(2018), с. 5–12, 2018. doi: 10.26884/gbdmm1891.0101.

[31] Я. В. Іванчук, “Mathematical modeling for the technological process of surface soil compaction by the inertial vibratory rammer”, *Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво*. Полтава: ПолтНТУ, № 1(52), с. 15–24, 2019. doi:10.26906/znp.2019.52.1666.

[32] Н. Р. Веселовська, О. В. Зелінська, О. Ф. Гнатюк, та Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих режимів вібраційних та віброударних машин», *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. Вінниця, № 1(104), с. 56–63, 2019.

[33] Я. В. Іванчук, А. А. Яровий, та К. О. Коваль, «Метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів», *Інформаційні технології та комп’ютерна інженерія*. Вінниця, № 1(44), с. 37–45, 2019.

[34] Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 85540. «Комп’ютерна програма “Розрахунок зусилля на повздовжніх тягах трьохточкової навіски”» / Р. С. Белзецький, Я. В. Іванчук, А. В. Корпало (Україна); Міністерство економічного розвитку і торгівлі України. – Дата реєстрації 08.02.2019 р.

[35] R. Iskovich-Lototsky, I. Kots, Y. Ivanchuk, Y. Ivashko, K. Gromaszek, A. Mussabekova, and M. Kalimoldayev, “Terms of the stability for the control valve of the hydraulic impulse drive of vibrating and vibro-impact machines”, *Przeglad Elektrotechniczny*, vol. 4, no. 19, pp. 19-23, 2019. doi: 10.15199/48.2019.04.04.

[36] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, О. Д. Манжілевський, та І. В. Севостьянов, «Навісний віброударний пристрій з гідравлічним приводом для занурення паль», *МПК E02D 7/00, №141392*, Квіт. 10, 2020.

Наукові праці апробаційного характеру:

[37] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Б. В. Крижанівський, «Застосування віброударного гідроімпульсного приводу для розвантаження транспортних засобів», на *Міжнародна студентська наукова конференція «Прогресивні напрямки розвитку машино–приладобудівних галузей і транспорту»*, Севастополь: СевНТУ, 2010, с. 56–58.

[38] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу», на *3–ій Міжнародній науково–технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»,* Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2012, с. 118.

[39] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський, та В. І. Повстенюк, «Піролізна установка утилізації медичних відходів з додатковим очищенням атмосферних викидів», на *II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція «Сучасні технології в промисловому виробництві»*: матеріали у трьох частинах, Суми: СумДУ, 2012, с. 97–98.

[40] Р. Д. Іскович–Лотоцький, І. В. Севостьянов, Я. В. Іванчук, та В. С. Любин, «Визначення робочих параметрів гідроімпульсного вібропреса для потокового віброударного зневоднення вологих дисперсних матеріалів», на *XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці»*, Черкаси: АПБ ім. Героїв Чернобиля, 2012, с. 140.

[41] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Н. Р. Веселовська, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Розрахунок температурних полів в робочих зонах піролізної установки», на *IV Міжнародна науково–практична конференція «Теоретичні і експериментальні дослідження в технологіях сучасного матеріалознавства та машинобудування»*, Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2013, с. 113-119.

[42] Р. Д. Іскович–Лотоцький, та Я. В. Іванчук, «Оптимізація параметрів віброзбуджувача гідроімпульсних приводів», на *XIV Міжнародній науково–технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика»,* Одеса, Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013, с. 101.

[43] Р. Д. Іскович–Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів віброударного пристрою для розвантаження кузовів–самоскидів транспортних засобів», на *Міжнародна науково–технічна інтернет–конференція «Гідро– та пневмоприводи машин–сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: ВНТУ, 2014, с. 54–55.

[44] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Застосування гібридного моделювання при розробці гідроімпульсного привода віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів», на *Міжнародна науково–технічна інтернет–конференція «Нові технології, обладнання, матеріали в будівництві і на транспорті»*, Харків: «Влавке», 2014, с. 43-45.

[45] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Перспективні напрямки ґрунтоущільнювальних машин», на *75 Міжнародна науково–практична конференція «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту»*, Дніпропетровськ: ДИИТ, 2015, с. 281–282.

[46] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Основні теоретичні положення робочих режимів вібраційного та віброударного обладнання з гідроімпульсним приводом», на *II Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: Барановська ТП; 2016, с. 95-97.

[47] Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода з однокаскадним клапаном пульсатором», *на XLVI Науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету (2017)*, Вінниця: ВНТУ, 2017, с. 3048-3050. [Електронний ресурс]. Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2017_netpub.pdf.

[48] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Є. І. Івашко, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного привода навісного обладнання для зондування ґрунтів», на *XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Вінниця: ВНТУ, 2017, с. 147-149.

[49] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, та Я. П. Веселовський, «Гібридне моделювання двокаскадного клапана–пульсатора гідроімпульсного привода», на *VII Міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем»*, Том. 1, Чернігів: ЧНТУ; 2017, с. 195-196.

[50] Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський, та В. В. Снігур, «Інерційний вібропрес-молот», на *XVIII Міжнародна науково-технічна конференція*

АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2017, с. 87.

[51] Р. Д. Іскович–Лотоцький, І. В. Коц, та Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих процесів гідроімпульсного пристрою для руйнування гірських порід», на *XVII Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Львів: Національний університет «Львівська політехніка»; 2018, с. 58-59.

[52] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, N. R. Veselovska, S. Wojciech, and S. Samat, "Automatic system for modeling vibro-impact unloading bulk cargo on vehicles", *Proc. SPIE 10808. Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018*, 1080860, 2018 Oct 1. doi: 10.1117/12.2501526.

[53] R. D. Iskovych-Lototsky, Y. V. Ivanchuk, Y. P. Veselovsky, K. Gromaszek, and A. Oralbekova, "Automatic system for modeling of working processes in pressure generators of hydraulic vibrating and vibro-impact machines", *Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments 2018*, 1080850, 2018 Oct 1. doi: 10.1117/12.2501532.

[54] Я. В. Іванчук, «Моделювання робочих процесів віброударної установки для руйнування гірських порід», на *XLVII Науково-технічна конференція підрозділів Вінницького національного технічного університету (2018)*, Вінниця. Вінниця: ВНТУ, 2018, с. 3628-3630. [Електронний ресурс]. Доступно: https://conferences.vntu.edu.ua/public/files/1/vntu_2018_netpub.pdf.

[55] Я. В. Іванчук, «Математичне моделювання технологічного процесу руйнування гірської породи віброударним пристроєм», на *III Всеукраїнська науково-технічна конференція «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки»*, Полтава: Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, 2019, с. 15-20.

[56] Я. В. Іванчук, «Математичний метод чисельного моделювання гідродинамічних процесів», на *Міжнародна науково-практична конференція «Інформаційні технології та комп'ютерне моделювання»*, Івано-Франківськ, 2019, с. 269-272.

[57] Я. В. Іванчук, Р. Д. Іскович-Лотоцький, А. А. Яровий, та К. О. Коваль, «Математичне моделювання технологічного процесу поверхневого ущільнення ґрунтів інерційною вібротрамбовкою», на *І Міжнародна науково-технічна конференція «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019*», Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2019, с. 241-243.

[58] Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. В. Коц, Я. В. Іванчук, та О. Д. Манжілевський, «Навісний інерційний вібромолот», на *ІІІ Міжнародній науково-технічній конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування»*, Вінниця: ВНТУ, 2019, с. 58-61.

[59] О. Д. Манжілевський, Р. Д. Іскович-Лотоцький, В. Д. Стасюк, Я. В. Іванчук, та А. А. Яровий, «Математиче моделювання робочих процесів пневматичного ударного пристрою», на *І Міжнародній науково-технічній конференції «Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2019*», Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2019, с. 252-254.

[60] Я. В. Іванчук, «Математичний метод оцінки технологічних параметрів формоутворення заготовок з порошкових матеріалів», на *Міжнародна науково-практична конференція «Інтелектуальні системи та інформаційні технології»*, Одеса, 2019, с. 77-82.

[61] Я. В. Іванчук, «Математичний метод визначення стійкості коливальних систем під дією зовнішніх віброударних навантажень», на *XVIII Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях»*, Київ, 2019, с. 82-85.