

Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського"
Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського"
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

МАРЧУК Любов Романівна

УДК:[62-505:622.23.05]:681.5.017(043.3)

ДИСЕРТАЦІЯ

АДАПТИВНА МЕХАТРОННА СИСТЕМА УДАРНОГО РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД

спеціальність 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
14 Електрична інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

Марчук Л.Р.

Науковий керівник Сліденко Віктор Михайлович, доцент, доктор технічних наук

Київ -2024

АНОТАЦІЯ

Марчук Л.Р. Адаптивна мехатронна система ударного руйнування гірських порід. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка (14 Електрична інженерія) - Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”, Київ, 2024.

Ідея роботи полягає у використанні мехатронної адаптивної системи керування силовими та енергетичними параметрами ударного пристрою, у відповідності до змінних характеристик робочого середовища, для забезпечення ефективного руйнування гірських порід.

У вступі представлена актуальність роботи, яка полягає у вирішенні важливих проблем, з якими стикається гірничодобувна промисловість, що відіграє ключову роль у глобальному переході на відновлювані джерела енергії. Цей перехід сприяє зростанню попиту на кольорові метали, такі як літій і кобальт, необхідні для технологій відновлюваної енергетики. Однак існує розрив між цим зростаючим попитом і поточними можливостями технологій переробки, що підкреслює нагальну потребу в більш енергоефективних та екологічно чистих методах видобутку. Зосередження уваги на підвищенні ефективності обладнання для руйнування міцного ґрунту та гірських порід з застосуванням електромеханічних систем є кроком до зменшення впливу технології видобутку корисних копалин на навколишнє середовище, що посилює досягнення цілей сталого розвитку в енергетичному секторі.

Підкреслено відповідність даної роботи пріоритетним напрямкам розвитку промисловості. Розробка адаптивної мехатронної системи для руйнування гірських порід відповідає законодавчим пріоритетам України, зокрема Закону “Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності” та Закону “Про пріоритетні напрями

розвитку науки і техніки”. Дана робота виконана відповідно до плану кафедри автоматизації електротехнічних та мехатронних комплексів за результатами наукових досліджень в рамках пошукової науково-дослідної роботи “Удосконалення електромеханічних та мехатронних систем”.

Наведені основні положення дисертації, а саме: ідея роботи, мета дисертаційної роботи, сформульовані основні завдання, розглянуто об’єкт дослідження та предмет дослідження. Також охарактеризовано основні методи дослідження, що включають математичне моделювання та використання різноманітних програмних продуктів. Описані основні наукові положення, їх новизна та наведено практичне значення одержаних результатів. Ознайомлено з публікаціями на основі наукових досягнень дисертації та з апробацією результатів роботи.

Описана структура дисертації, яка складається зі вступу, п’яти розділів з висновками до даних розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та дванадцяти додатків. Робота містить 49 рисунків і одну таблицю на 117 сторінках. Також зазначено, що частина роботи була виконана в рамках програм міжнародної академічної мобільності, таких як Erasmus+ та проєкт DAAD Східне партнерство, що демонструє поєднання національної та міжнародної академічної співпраці під час виконання дисертаційного дослідження.

У першому розділі проведено аналіз сучасних мехатронних систем, зокрема, з висвітленням наслідків глобального переходу до відновлюваних джерел енергії та пов’язаного з цим різкого зростання попиту на метал. Підкреслюється необхідність вдосконалення процесів видобутку корисних копалин з застосуванням технологій ударного руйнування гірських порід.

Проведено детальний аналіз останніх досягнень в області електрогідравлічних приводів та пристроїв для руйнування гірських порід. Проведено порівняльне дослідження електричних, гідравлічних і пневматичних приводів. Дослідження включає аналіз конкретних переваг електричних приводів. Крім того, розкрито

застосування електрогідравлічних приводів та пристроїв для руйнування міцного ґрунту, з акцентом на роботу екскаватора. Розглянуто систему рекуперації енергії на прикладі акумулятору для гідравлічної стріли екскаватора, яка працює з інноваційною комбінацією розімкнутої та замкнутої систем керування. Розглянуто модель електрогідравлічного приводу і стріли екскаватора, що використовує 4/3-ходовий регулювальний клапан, та розглянуто принципи його роботи. Розглянута система дистанційного керування для будівельних та гірничих машин, спеціально розроблена для роботи екскаваторів, детально описується її структурна основа та обмеження застосування.

Значна частина розділу присвячена аналізу структури та функцій конструкції ударного пристрою направленої дії. Цей пристрій має унікальну конструкцію, яка має самозарядний механізм зведення бойка і, відповідно, зарядки пневмоакумулятора. Методика аналітичних досліджень включає статистичні розрахунки, моделювання з застосуванням нелінійних диференціальних рівнянь та дискретно-неперервної математичної моделі, що необхідно для розробки мехатронної адаптивної системи керування процесом руйнування гірських порід.

У другому розділі досліджено ключові параметри, що впливають на ефективність ударного пристрою та енергетичні характеристики пневматичного акумулятора. Досліджено вплив показників стиснення газу та показник політропи. Визначено їх у рекомендованих діапазонах ($\kappa = 1,3 \dots 1,5$, $n = 1,3 \dots 1,6$). Зменшення показника політропи дає можливість підвищити ефективність, що досягається за рахунок покращення стратегій відведення тепла.

Розглянута взаємодія між термодинамічними умовами та енергетичними параметрами пневмоакумулятора вимагає нюансованого підходу. Аналіз окремих детермінованих процесів, таких як ізохорний або ізотермічний ізольовано, виявляється непрактичним через властиву їм мінливість за різних умов експлуатації. Тому імовірнісний підхід став ефективним методом для розрахунку енергії та оцінки її впливу на пневмоакумулятор. Примітно, що ізохорний процес демонструє нульову зміну енергії при різних тисках, що пояснюється його постійною

внутрішньою енергією. На противагу цьому, адіабатичний процес демонструє повільнішу швидкість збільшення енергії при підвищенні тиску порівняно з ізотермічним процесом.

Статистичний аналіз за нормальним розподілом ймовірностей реалізації значень показника політропи дозволив отримати необхідну інформацію про залежність ступеня стиснення газу і енергії зарядки пневмоакумулятора від ходу, процесу стиснення газу в камері пневмоакумулятора. Встановлено робочий діапазон 1,4...1,5 значень показника політропи, із середнім значенням 1,45 і ймовірністю 0,683 в межах стандартного відхилення $\pm 0,05$. Це означає практично досяжний діапазон для ступеня стиснення газу та енергії заряджання пневмоакумулятора. Подальше дослідження ступеня стиснення газу з використанням бета-розподілу ймовірностей дозволило отримати інформацію про енергію зарядки пневмоакумулятора в залежності від характерних значень ймовірності реалізації показника політропи. Крайні значення ступеня стиснення газу знаходяться в діапазоні 1,19...1,98, тоді як середнє значення становить 1,46 з відхиленням +0,53 та -0,26. Ця інформація дозволяє визначити практичний діапазон енергії зарядки пневмоакумулятора.

В ході дослідження було визначено робочий діапазон функціонування системи ударного руйнування з урахуванням змінних характеристик робочого середовища. Розраховано максимальну тангенціальну складову сили опору різанню міцного ґрунту, а також встановлено залежність сили опору різанню від щільності ґрунту та кута повороту ковша робочого обладнання. Цей аналіз дозволив встановити робочу зону спрацювання ударного пристрою.

У третьому розділі досліджено енергетичну взаємодію елементів віброударної системи за допомогою різних ключових розробок. По-перше, було створено нелінійну модель у формі диференціального рівняння, що відображає процес енергорозрядки пневмоакумулятора при розгоні бойка на удар. Модель

служує основою для розуміння і прогнозування роботи мехатронної системи адаптивного керування енергією удару.

Крім того, визнаючи вирішальну роль інерції в ударних системах, в дослідженні було застосовано кінетостатичний метод для розрахунку сили інерції д'Аламбера. Цей розрахунок дає інформацію про профіль прискорення бойка в системі.

Для розв'язку нелінійного диференціального рівняння запроваджено метод пониження порядку диференціального рівняння застосуванням фазових координат. Такий підхід ефективно спростив розв'язок нелінійного диференціального рівняння, з встановленням степеневих залежностей між швидкістю бойка та його переміщенням.

Цей зв'язок відіграв важливу роль у формуванні мехатронної системи керування процесом адаптації ударної системи до змінних умов робочого середовища.

Розроблена комплексна дискретно-безперервна математична модель, яка враховує інерційно-хвильові взаємодії бойка та інструмента в процесі передачі енергії гірському масиву. Модель дозволяє визначити контактне навантаження на гірський масив, з урахуванням його змінних характеристик. Модель включає два диференціальні рівняння, одне з яких в частинних похідних, відображає хвильовий процес передачі енергії, а друге - звичайне диференціальне рівняння, що відображає контактну взаємодію зубця - інструмента з гірською породою. Розв'язок системи рівнянь виконаний за допомогою числового скінченно-різницевого методу, що дозволило встановити залежності необхідні для визначення структури і функцій електромеханічної системи адаптації енергії зарядки пневмоакумулятора до умов технологічного середовища.

У четвертому розділі розроблена імітаційна модель функціонування ударного пристрою віброковша в системі Matlab. Розрахунки дозволили встановити раціональний режим та параметри функціонування ударного пристрою, а також сформулювати вимоги до мехатронної системи адаптивного керування процесом руйнування гірських порід. Визначено посилення контактної сили між ударним

інструментом і ґрунтовим масивом, що продемонструвало потенціальні можливості адаптивної системи.

У п'ятому розділі наведено елементи реалізації мехатронної системи з електроживленням за трьома варіантами. Запропонована блок-схема функціонування системи та схема зв'язків функціональних блоків адаптивного керування тиском в пневмоаккумуляторі ударного пристрою. За варіантом розроблених схем виконані розрахунки основних електротехнічних параметрів електромагнітного клапана та встановлені частотні параметри його функціонування.

Проведена оцінка ефективності функціонування електромагнітної системи з забезпечення необхідного рівня тиску в пневмоаккумуляторі та визначена тривалість безперервної роботи адаптивної системи.

Отже, наведена в розділі інформація розкриває поведінку адаптивної мехатронної системи керування ударним пристроєм для різних технологічних умов, а також складає основу до потенційного покращення продуктивності за допомогою мехатронної системи керування.

Ключові слова:

електромагніт, електромагнітний клапан, електроживлення, мехатронна система, напруга, індукція, ударний пристрій, міцні ґрунти, гірські породи, математичне моделювання, дискретно-безперервна математична модель, імітаційне моделювання, Matlab Simulink, енергоефективність, адаптація.

ABSTRACT

Marchuk L.R. Adaptive mechatronic system of impact destruction of rocks. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 141 - Power Engineering, Electrical Engineering and Electromechanics (14 Electrical Engineering) - National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, 2024.

The idea of the work is to use a mechatronic adaptive control system for power and energy parameters of the impact device, in accordance with the variable characteristics of the working environment, to ensure effective rock destruction.

The introduction presents the relevance of the work, which is to solve important problems faced by the mining industry, which plays a key role in the global transition to renewable energy sources. This transition is driving demand for non-ferrous metals such as lithium and cobalt, which are essential for renewable energy technologies. However, there is a gap between this growing demand and the current capabilities of processing technologies, which highlights the urgent need for more energy efficient and environmentally friendly mining methods. Focusing on improving the efficiency of equipment for the destruction of hard soil and rocks using electromechanical systems is a step towards reducing the environmental impact of mining technology, which enhances the achievement of sustainable development goals in the energy sector.

The relevance of this work to the priority areas of industrial development is emphasized. The development of an adaptive mechatronic system for rock destruction meets the legislative priorities of Ukraine, in particular the Law "On Priority Areas of Innovative Activity" and the Law "On Priority Areas of Science and Technology Development". This work was carried out in accordance with the plan of the Department of Automation of Electrotechnical and Mechatronic Complexes based on the results of scientific research within the framework of the research work "Improvement of Electromechanical and Mechatronic Systems".

The main provisions of the dissertation are presented, namely: the idea of the work, the purpose of the dissertation, the main tasks are formulated, the object of research and the subject of research are considered. The main research methods, including mathematical modeling and the use of various software products, are also characterized. The main scientific provisions and their novelty are described, and the practical significance of the results obtained is presented. The publications based on the scientific achievements of the dissertation and the approbation of the results of the work are presented.

The structure of the dissertation is described, which consists of an introduction, five chapters with conclusions to these chapters, general conclusions, a list of references and twelve appendices. The work contains 49 figures and one table on 117 pages. It is also noted that part of the work was carried out within the framework of international academic mobility programs such as Erasmus+ and the DAAD Eastern Partnership project, which demonstrates the combination of national and international academic cooperation in the course of the dissertation research.

The first chapter analyzes modern mechatronic systems, in particular, highlighting the consequences of the global transition to renewable energy sources and the associated sharp increase in demand for metal. The need to improve the processes of mining with the use of technologies of impact destruction of rocks is emphasized.

A detailed analysis of the latest achievements in the field of electrohydraulic drives and devices for rock destruction is carried out. A comparative study of electric, hydraulic and pneumatic drives was conducted. The study includes an analysis of the specific advantages of electric drives. In addition, the application of electro-hydraulic drives and devices for the destruction of hard ground is revealed, with an emphasis on the operation of an excavator. The energy recovery system is considered on the example of a battery for an excavator hydraulic boom, which operates with an innovative combination of open and closed control systems. A model of an electro-hydraulic drive and excavator boom using a 4/3-way control valve is considered, and the principles of its operation are discussed. A remote-control system for construction and mining machines specially designed for

excavators is considered, and its structural basis and application limitations are described in detail.

A significant part of the chapter is devoted to the analysis of the structure and functions of the design of a directional impactor. This device has a unique design, which has a self-charging mechanism for cocking the striker and, accordingly, charging the pneumatic accumulator. The methodology of analytical research includes statistical calculations, modeling using nonlinear differential equations and a discrete-continuous mathematical model, which is necessary for the development of a mechatronic adaptive control system for rock destruction.

The second chapter investigates the key parameters that affect the efficiency of the impactor and the energy characteristics of the pneumatic accumulator. The influence of gas compression ratio and polytropy index is studied. They were determined in the recommended ranges ($\epsilon = 1.3...1.5$, $n = 1.3...1.6$). Reducing the polytropic index makes it possible to increase efficiency, which is achieved by improving heat removal strategies.

The considered interaction between thermodynamic conditions and energy parameters of a pneumatic accumulator requires a nuanced approach. Analyzing individual deterministic processes, such as isochoric or isothermal in isolation, is impractical due to their inherent variability under different operating conditions. Therefore, the probabilistic approach has become an effective method for calculating energy and assessing its impact on the pneumatic accumulator. It is noteworthy that the isochoric process exhibits zero energy change at different pressures, which is explained by its constant internal energy. In contrast, the adiabatic process shows a slower rate of energy increase with increasing pressure compared to the isothermal process.

Statistical analysis based on the normal distribution of the probability of realization of the values of the polytropic index allowed us to obtain the necessary information about the dependence of the degree of gas compression and the energy of charging the pneumatic accumulator on the stroke, the process of gas compression in the chamber of the pneumatic accumulator. The working range of 1.4...1.5 values of the polytropic index

was established, with an average value of 1.45 and a probability of 0.683 within the standard deviation of ± 0.05 . This means a practically achievable range for the gas compression ratio and charging energy of the pneumatic accumulator. A further study of the gas compression ratio using the beta probability distribution made it possible to obtain information on the charging energy of the pneumatic accumulator depending on the characteristic values of the probability of realization of the polytropic indicator. The extreme values of the gas compression ratio are in the range of 1.19...1.98, while the average value is 1.46 with a deviation of +0.53 and -0.26. This information makes it possible to determine the practical range of charging energy for a pneumatic accumulator.

The study determined the operating range of the impact fracture system, taking into account the variable characteristics of the working environment. The maximum tangential component of the cutting resistance force of strong soil was calculated, and the dependence of the cutting resistance force on soil density and the angle of rotation of the bucket of the working equipment was established. This analysis allowed us to determine the working area of the impactor.

In the third chapter, the energy interaction of the elements of the vibro-impact system was investigated using various key developments. First, a nonlinear model was created in the form of a differential equation that reflects the process of energy discharge of the pneumatic accumulator during the acceleration of the striker for impact. The model serves as the basis for understanding and predicting the operation of the mechatronic system for adaptive impact energy control.

In addition, recognizing the crucial role of inertia in impact systems, the study applied the kinetostatic method to calculate the d'Alembert force of inertia. This calculation provides information about the acceleration profile of the striker in the system.

To solve the nonlinear differential equation, a method of lowering the order of the differential equation by using phase coordinates was introduced. This approach has effectively simplified the solution of the nonlinear differential equation, with the

establishment of a power law relationship between the striker velocity and its displacement.

This relationship played an important role in the formation of a mechatronic control system for the process of adaptation of the impactor system to changing conditions of the working environment.

A comprehensive discrete-continuous mathematical model has been developed that takes into account the inertial-wave interactions of the striker and the tool in the process of energy transfer to the rock mass. The model allows determining the contact load on the rock mass, taking into account its variable characteristics. The model includes two differential equations, one of which reflects the wave process of energy transfer in partial derivatives, and the second is an ordinary differential equation that reflects the contact interaction of the tooth - tool with the rock. The system of equations was solved using the numerical finite-difference method, which made it possible to establish the dependencies necessary to determine the structure and functions of the electromechanical system for adapting the energy of charging the pneumatic accumulator to the conditions of the technological environment.

In the fourth chapter, we developed a simulation model of the functioning of the vibrating bucket impactor in Matlab. The calculations made it possible to establish the rational mode and parameters of the impactor's functioning, as well as to formulate requirements for a mechatronic system for adaptive control of the rock destruction process. The increase in the contact force between the impact tool and the soil massif was determined, which demonstrated the potential capabilities of the adaptive system.

The fifth chapter presents the elements of the mechatronic system implementation with power supply in three variants. A block diagram of the system's functioning and a connection diagram of the functional blocks of adaptive pressure control in the pneumatic accumulator of the impactor are proposed. According to the variant of the developed schemes, the main electrical parameters of the electromagnetic valve were calculated and the frequency parameters of its functioning were determined.

The efficiency of the electromagnetic system to ensure the required level of pressure in the pneumatic accumulator was evaluated and the duration of continuous operation of the adaptive system was determined.

Thus, the information presented in this section reveals the behavior of the adaptive mechatronic control system of the impactor for different technological conditions and also forms the basis for potential improvement of productivity using the mechatronic control system.

Keywords:

electromagnet, solenoid valve, power supply, mechatronic system, voltage, induction, impact device, hard soils, rocks, mathematical modeling, discrete-continuous mathematical model, simulation modeling, Matlab Simulink, energy efficiency, adaptation.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Slidenko, V., Slidenko, O., **Marchuk, L.**, But, V. (2023). Development of a discreet-continuous mathematical model of a percussion device with parameters of influence on the characteristics of an impact pulse. ISSN 1729-3774 Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5(7 (125), 70–79.
DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.290029>
URL: <https://journals.urau.ua/eejet/article/view/290029/283773>
2. В.М.Сліденко, **Л.Р.Марчук** (2023) Математична модель процесу енергорозрядки віброударного ковша гідравлічного екскаватора. ISSN 1997-9266. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2023. № 5
DOI: <https://doi.org/10.31649/1997-9266-2023-170-5-67-73>
URL: <https://visnyk.vntu.edu.ua/index.php/visnyk/article/view/2933/2727>
3. В.М.Сліденко, **Л.Р.Марчук** Статистична оцінка ефективності імпульсного генератора для активізації видобутку вуглеводнів. ISSN 1995-0519 Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2023 (140)
DOI: <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2023.3.15>
URL: http://visnikkrnu.kdu.edu.ua/statti/2023_3_2023_3_132.pdf
4. **Л.Р. Марчук**, В.О. Поліщук, В. М. Сліденко Енергоощадна адаптація віброударного ковша маніпулятора до змінних характеристик робочого середовища ISSN 1813-5420 Енергетика: економіка, технології, екологія. 2023. № 1
DOI: <https://doi.org/10.20535/1813-5420.1.2023.276065>
URL: <http://energy.kpi.ua/article/view/276065/272208>

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

5. Сліденко В.М., Лесик В.С., **Марчук Л.Р.** Енергетичні параметри ударного пристрою направленої дії//Збірник матеріалів Першої міжнародної науково-методичної конференції - К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. - С. 38-40.
URL: <https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/31694/1/38-40.pdf>
6. **Марчук Л.Р.**, Сліденко В.М. Оцінка впливу термодинамічних умов на енергетичні параметри пневмоакумулятора ударного пристрою/ Матеріали Аспірантських читань пам'яті професора Артура ПРАХОВНИКА. Зб. наукових праць ІЕЕ, КПІ імені Ігоря Сікорського - Київ: ІЕЕ, 2021. - 57 с.
URL: <https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/54579/1/materials-40-43.pdf>
7. **Марчук Л.Р.**, Левчук І.М., Сліденко В.М. Адаптивна електрогідравлічна імпульсна система з потужним віброзахистом / Енергетика. Екологія. Людина. Зб. наукових праць ІЕЕ, КПІ імені Ігоря Сікорського - Київ:ІЕЕ,2021.С. 104-106
URL: <https://en.iee.kpi.ua/files/2021/dopovidi2021.pdf>
8. **Liubov Marchuk.** The value of the energy of the pneumatic accumulator for different polytropic processes/ Енергетика. Екологія. Людина. Зб. наукових праць НН ІЕЕ, КПІ імені Ігоря Сікорського - Київ: ІЕЕ, 2022. - С. 121-126
URL: <http://en.iee.kpi.ua/files/2022/dopovidi2022.pdf>
9. Сліденко В. М., **Марчук Л. Р.** Вплив термодинамічних умов експлуатації на енергетичні параметри віброударного ковшового пристрою // Modern scientific research: achievements, innovations and development prospects. Proceedings of the 15th International scientific and practical conference. MDPC Publishing. Berlin, Germany. 2022. P. 163-168.
URL:<https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2022/08/MODERN-SCIENTIFIC-RESEARCH-ACHIEVEMENTS-INNOVATIONS...-14-16.08.22.pdf>

10. Сліденко В.М., Поліщук В.О., **Марчук Л.Р.** Ефективність трансформерної адаптації стійкості гідравлічного екскаватора/ Матеріали міжнародної конференції “Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення “(випуск 70).

URL: <http://www.konferenciaonline.org.ua/ua/article/id-621/>

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ..... | 19 |
| ВСТУП..... | 20 |
| РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПОТОЧНОГО СТАНУ, ТЕХНОЛОГІЙ, ІНСТРУМЕНТІВ ТА МЕТОДІВ В МЕХАТРОНИХ СИСТЕМАХ УДАРНОГО РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД, МІЦНИХ ТА МЕРЗЛИХ ҐРУНТІВ | 26 |
| 1.1 Глобальний енергетичний перехід і попит на метал | 26 |
| 1.1.1 Вступ до глобального енергетичного переходу | 26 |
| 1.1.2 Зростання попиту на метали у відновлюваних технологіях | 27 |
| 1.1.3 Обмеження переробки та потреба у видобутку корисних копалин | 30 |
| 1.1.4 Парадокс гірничодобувної галузі в контексті сталого розвитку | 31 |
| 1.2 Огляд досліджень способів руйнування гірських порід та міцних ґрунтів для видобутку корисних копалин | 32 |
| 1.3 Роль електромеханічних систем у підвищенні ефективності руйнування гірських порід..... | 36 |
| 1.3.1 Загальна характеристика електрогідравлічного приводу..... | 37 |
| 1.3.2. Застосування електрогідравлічного приводу в системах руйнування гірських порід, міцних ґрунтів та моделі реалізації..... | 46 |
| 1.4 Обґрунтування конструкції ударного пристрою направленої дії як виконавчого органу ударної системи..... | 50 |
| 1.5 Методи дослідження адаптивних мехатронних систем | 55 |
| 1.5.1 Статистичний розрахунок впливу випадкової величини з використанням нормального розподілу ймовірностей та бета розподілу | 55 |
| 1.5.2 Розширені обчислювальні методи розрахунку енергії удару | 56 |

| | |
|---|-----------|
| Висновки до розділу 1 | 58 |
| РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІННИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ЇХ ВРАХУВАННЯ В АДАПТИВНІЙ МЕХАТРОННІЙ СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ УДАРНИМ РУЙНУВАННЯМ ГІРСЬКИХ ПОРІД | 60 |
| 2.1 Дослідження енергетичних параметрів ударного пристрою направленої дії.... | 60 |
| 2.2 Статистичний розрахунок впливу випадкових величин на енергетичні параметри ударної системи | 68 |
| 2.2.1 Статистичний розрахунок показника політропи за нормальним розподілом ймовірності..... | 68 |
| 2.2.1 Статистичний розрахунок коефіцієнта стиснення газу за бета-розподіл ймовірності..... | 73 |
| 2.3 Дослідження діапазону роботи системи ударного руйнування залежно від змінних характеристик робочого середовища..... | 77 |
| Висновки до розділу 2 | 82 |
| РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УДАРНИХ СИСТЕМ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД..... | 84 |
| 3.1 Математична модель процесу енергорозрядки віброударного ковша гідравлічного екскаватора | 84 |
| 3.2 Розробка дискретно-безперервної математичної моделі ударного пристрою з параметрами впливу на характеристики ударного імпульсу..... | 89 |
| Висновки до розділу 3 | 96 |
| РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ФУНКЦІОНУВАННЯ НАПРАВЛЕНОГО УДАРНОГО ПРИСТРОЮ В СЕРЕДОВИЩІ МАТЛАВ- SIMULINK З ВПРОВАДЖЕННЯМ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ АДАПТАЦІЄЮ ДО УМОВ РОБОЧОГО СЕРЕДОВИЩА..... | 97 |

| | |
|--|------------|
| 4.1 Імітаційна модель ударного пристрою в середовищі Matlab-Simulink | 97 |
| 4.2 Моделювання варіанту системи контролю тиску для ударного пристрою направленої дії | 108 |
| Висновки до розділу 4 | 111 |
| РОЗДІЛ 5 МЕХАТРОННА СИСТЕМА З АДАПТАЦІЄЮ УДАРНОГО ПРИСТРОЮ ДО УМОВ РОБОЧОГО СЕРЕДОВИЩА | 113 |
| 5.1 Врахування технологічних умов робочого середовища та схема функціонування адаптивної ударної системи | 113 |
| 5.2. Дослідження електромагнітного клапана, як основного елемента мехатронної системи керування енергією удару..... | 116 |
| 5.2.1 Встановлення основних електротехнічних параметрів електромагніта... | 116 |
| 5.2.2. Дослідження динаміки електромеханічного функціонування електромагнітного клапана..... | 118 |
| 5.2.3. Дослідження впливу конструктивних параметрів на потужність електроклапана..... | 124 |
| 5.3. Оцінка ефективності функціонування електромагнітної системи забезпечення необхідного рівня тиску в пневмоакумуляторі | 128 |
| Висновки до розділу 5 | 131 |
| ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ | 133 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 136 |
| ДОДАТКИ | |

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

MEA - Міжнародне енергетичне агентство

IEA - International Energy Agency (Міжнародне енергетичне агентство)

IRENA – International Renewable Energy Agency (Міжнародне агентство з відновлюваної енергетики)

STEPS - Stated Policies Scenario (Сценарій державної політики)

SDS - Sustainable Development Scenario (Сценарій сталого розвитку)

EV - Electric Vehicle (Електромобіль)

SHPB - split Hopkinson pressure bar

HPC - High-Pressure Chamber (Камера високого тиску)

LPC - Low-Pressure Chamber (Камера низького тиску)

PLC- Programmable Logic Controller (Програмований логічний контролер)

ВСТУП

Актуальність роботи полягає у необхідності впровадження енергоефективних, ресурсозберігаючих технологій з метою забезпечення зростаючого попиту на видобуток корисних копалин за умови застосування екологічно безпечних автоматизованих систем з можливістю адаптації до умов робочого середовища. Важливим є застосування адаптивних електротехнічних пристроїв та механізмів з оптимальним перетворенням електричної енергії в інші види, за умови мінімізації енергетичних втрат, що забезпечить підвищення ефективності в енергетиці.

Відповідність пріоритетним напрямкам.

Розробка адаптивної мехатронної системи ударного руйнування гірських порід згідно Закону України про *”Пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні”* № 5460-VI від 16.10.2012 відповідає таким стратегічним пріоритетним напрямкам: впровадження енергоефективних, ресурсозберігаючих технологій [1].

Також згідно Закону України *“Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки”* від 11.07.2001 № 2623-III енергетика та енергоефективність відповідають пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки в Україні [2].

Зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Робота виконувалась на кафедрі автоматизації електротехнічних та мехатронних комплексів Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського” за результатами наукових досліджень в рамках пошукової науково-дослідної роботи *“Удосконалення електромеханічних та мехатронних систем”* (державний реєстраційний номер: 0121U107906)[3].

Ідея роботи

Використання адаптивної мехатронної системи керування силовими та енергетичними параметрами ударного пристрою, у відповідності до змінних характеристик гірського масиву для забезпечення його ефективного руйнування та з керованим перетворенням електричної енергії в механічну з підвищенням ефективності ударного пристрою.

Мета дисертаційної роботи

Метою дослідження є розв'язання актуальної наукової задачі розробки та обґрунтування параметрів адаптивної мехатронної системи керування ударним пристроєм для руйнування гірських порід з підвищенням ефективності прохідницьких робіт, видобутку корисних копалин та підземного містобудування.

Відповідно до поставленої мети визначено такі **завдання досліджень**:

1. Провести аналітичні дослідження та статистичний аналіз енергетичних параметрів і термодинамічних умов функціонування ударного ковшового пристрою направленої дії з можливістю його ефективного функціонування в адаптивній мехатронній системі.
2. Синтезувати нелінійну модель процесу енергетичної розрядки пневмоакумулятора та дискретно-неперервну модель передачі ударного імпульсу в робочий масив.
3. Розробити імітаційну модель ударної системи з електромеханічною системою керування тиском зарядки пневмоакумулятора з уточненням адаптивної силової дії імпульсу для ударного руйнування гірських порід.
4. Розробити конструкцію та обґрунтувати параметри ударного пристрою направленої дії в складі адаптивної мехатронної системи для забезпечення їх ефективної інтеграції в практику руйнування гірських порід з підвищенням експлуатаційної ефективності та адаптації до виробничих технологічних умов.

5. Розробити мехатронну систему з адаптацією ударного пристрою до умов робочого середовища з визначенням параметрів електромагнітного клапану, електроживленням, з забезпеченням перетворення електричної енергії в механічну та оцінити ефективність функціонування електромагнітної системи.

Об'єкт дослідження – процеси мехатронного керування ударним руйнуванням гірських порід, а також міцних та мерзлих ґрунтів.

Предмет дослідження – закономірності функціонування мехатронної системи керування ударним пристроєм з урахуванням впливу технологічних параметрів робочого середовища на параметри мехатронної система та на параметри пристрою ударного руйнування гірських порід за умови перетворення електричної енергії в механічну для ефективного руйнування гірських порід.

Методи дослідження

Реалізація поставлених завдань виконувалась за допомогою аналізу експериментальних досліджень та формуванням на їх основі аналітичних досліджень, що базуються на основних законах електромеханіки та термодинаміки з використанням методів статистичної теорії динамічних систем; математичного моделювання з використанням програмних засобів Mathcad, AutoCAD, SolidWorks, Matlab.

Для інтегрування диференціальних рівнянь в частинних похідних застосовано числовий метод скінченних різниць та проведено статистичне моделювання впливу термодинамічних параметрів, як випадкових величин, з використанням статистичних нормального та бета розподілів.

Основні наукові положення та їх новизна.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

- вперше встановлена група технологічних параметрів. впливових на формування мехатронної системи керування ударним пристроєм з адаптацією до умов робочого середовища, яка включає енергетичні параметри

пневмоаккумулятора, електромагнітного клапана, ударної взаємодії елементів конструкції, параметри, які враховують змінні характеристики гірського масиву;

- вперше встановлені електротехнічні характеристики електромагніту клапана, з урахуванням перехідних процесів, що дозволяє згенерувати силовий та частотний режим електромагнітного клапана до 20 Гц з перетворенням електричної енергії та енергії ресивера в потенціальну енергію зарядки пневмоаккумулятора в автоматичному режимі, що забезпечує збільшення ефективності ударної системи до двох раз;
- вперше встановлено параметри електромеханічної системи “електроживлення - електромагнітний клапан-ресивер-пневмоаккумулятор”, як активної частини адаптивної мехатронної системи, з забезпеченням її функціонування в автоматичному режимі без підзарядки ресивера пневмосистемою екскаватора безперервно протягом 1,056 години, а з урахуванням циклу роботи гідравлічного екскаватора - прогнозовано до 8 годин;
- вперше встановлена залежність функції щільності ймовірності для показника політропи в межах середнього квадратичного відхилення для нормального розподілу та щільності ймовірності для бета розподілу енергетичних параметрів пневмоаккумулятора, як випадкових величин, що впливають на його ефективність;
- вперше встановлена залежність сили опору різанню від кутового переміщення ковша та числа ударів ударника ДорНДІ, як змінних технологічних параметрів, що відображаються поверхнею 2-го порядку з локацією зони раціонального спрацювання імпульсного пристрою за умови стопоріння ковша при статичному різанні в вибої;
- встановлена степенева залежність швидкості розгону бойка від його переміщення при енергетичній розрядці пневмоаккумулятора шляхом інтегрування нелінійного диференціального рівняння руху бойка з використанням фазового простору, що дозволило встановити конструктивний

параметр довжини розгону бойка, яка відповідає змінним параметрам технологічної системи та параметрам мехатронного керування;

- сформульована змішана початково-крайова задача зі звичайним диференціальним рівнянням та хвильовим рівнянням в частинних похідних, яка відрізняється від відомих апроксимацією різницевої задачі змішаною різницевою схемою з ваговими коефіцієнтами та алгоритмом розв'язку різницевої задачі, який побудований на основі методу прогонки на кожному часовому шарі при частковій лінеаризації нелінійних жорстких зв'язків, що дозволяє визначити взаємовплив системи адаптації та параметрів гірських порід;
- вперше розроблена імітаційна модель електромеханічної системи в Matlab Simulink для визначення структури та функцій адаптивної мехатронної системи керування пристроєм ударного руйнування гірських порід;
- розроблена мехатронна система адаптивного керування тиском в пневмоаккумуляторі ударного пристрою, яка відрізняється від відомих врахуванням закономірностей впливу на енергію зарядки пневмоаккумулятора електротехнічних характеристик електромагнітного клапана, та термодинамічних параметрів політропічного процесу частотної подачі газу в камеру пневмоаккумулятора ударного пристрою з перетворенням електричної енергії в механічну, що в цілому формує передумови до оптимізації структури та параметрів адаптивної мехатронної системи.

Практичне значення одержаних результатів:

- запропонована структура та аналітично обґрунтовані параметри і ефективність застосування мехатронної системи керування адаптацією ударного пристрою до умов робочого середовища з можливістю його встановлення, як на ковшах гідравлічних екскаваторів так і безпосередньо на маніпуляторах для підвищення енергоефективності руйнування гірських порід та міцних ґрунтів.

Апробація результатів дисертаційної роботи.

Основні положення, наукові й практичні результати дисертаційної роботи доповідалися і обговорювалися на: Першій міжнародній науково-методичній конференції 2019 року; аспірантських читаннях пам'яті професора Артура ПРАХОВНИКА 2021 року; 15th International scientific and practical conference Modern scientific research: achievements, innovations and development prospects 2022; Міжнародній конференції “Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення 2023; IX Міжнародній науково-технічній конференції ”Теорія та практика раціонального використання традиційних та альтернативних паливно-мастильних матеріалів”, 2023 р.

Публікації.

За результатами досліджень опубліковано десять наукових публікацій, у тому числі: три статі у наукових фахових виданнях України (на момент опублікування) за спеціальністю 141 “Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка”, в тому числі одна стаття, у яких число співавторів (разом із здобувачем) більше двох осіб; одна стаття у періодичних наукових фахових виданнях проіндексованих у базі Scopus Q3.

Структура і обсяг роботи.

Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів та висновків до них, загальних висновків, списку використаних джерел з 87 найменування, 12 додатків; містить 49 рисунків і 1 таблицю. Загальний обсяг роботи становить 117 сторінок основного тексту.

Частина роботи виконано в рамках програм мобільності: Erasmus+, за угоди EMS між Університетом Лотарингії (Université de Lorraine), Франція і КПІ ім. Ігоря Сікорського; програми DAAD Eastern Partnership Project у Ганноверському університеті імені Готфріда Вільгельма Лейбніца (Leibniz University Hannover), Німеччина.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПОТОЧНОГО СТАНУ, ТЕХНОЛОГІЙ, ІНСТРУМЕНТІВ ТА МЕТОДІВ В МЕХАТРОНИХ СИСТЕМАХ УДАРНОГО РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД, МІЦНИХ ТА МЕРЗЛИХ ҐРУНТІВ

1.1 Глобальний енергетичний перехід і попит на метал

1.1.1 Вступ до глобального енергетичного переходу

Глобальний енергетичний ринок зазнає значної трансформації, що характеризується переходом від викопних видів палива до відновлюваних джерел енергії. Цей перехід зумовлений нагальною потребою у вирішенні проблеми зміни клімату та скорочення викидів парникових газів. Міжнародне енергетичне агентство (МЕА) відзначає значне зростання інвестицій у технології відновлюваної енергетики, що підкреслює глобальну тенденцію до сталих енергетичних рішень [4].

Міжнародне агентство з відновлюваної енергетики (IRENA) у своєму звіті “Глобальний ландшафт фінансування відновлюваної енергетики 2023” [5] підкреслює рекордно високі світові інвестиції в технології енергетичного переходу, включаючи енергоефективність, які досягли 1,3 трлн доларів США у 2022 році (рис. 1) [5].

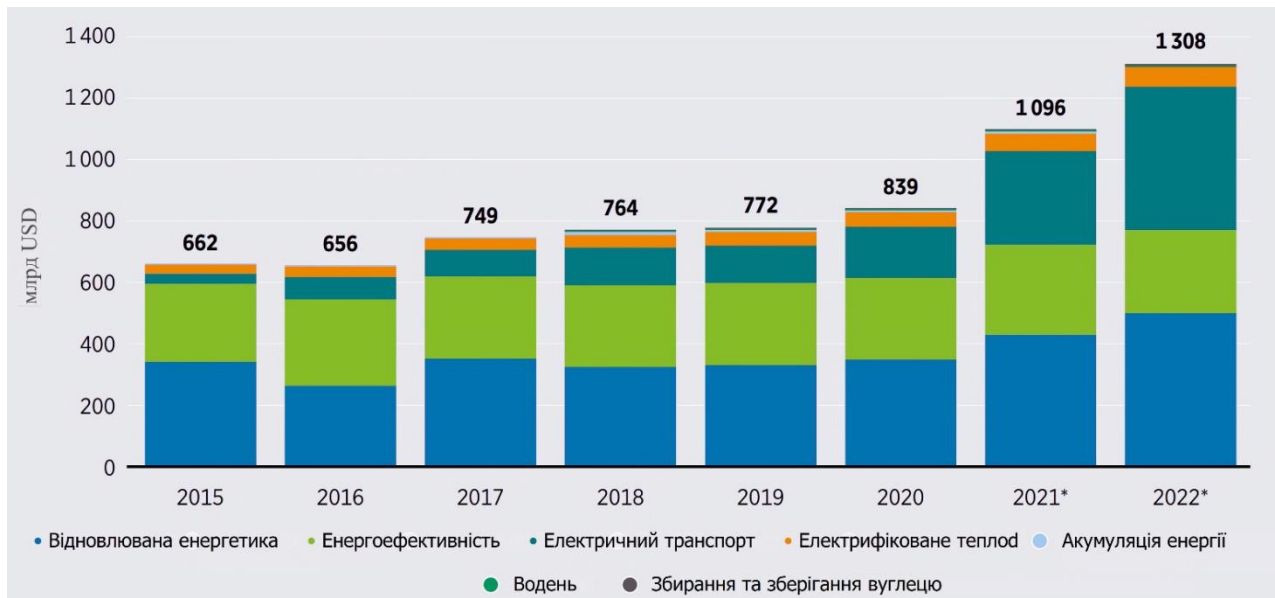


Рисунок 1.1 - Щорічні глобальні інвестиції у відновлювану енергетику, енергоефективність та інші технології, пов'язані з енергетичним переходом,

2015-2022 роки

Це відображає значне зростання порівняно з попередніми роками, що свідчить про посилення уваги до рішень у сфері сталої енергетики.

На рис. 1.1 показано щорічні глобальні інвестиції у відновлювану енергетику, енергоефективність та інші технології, пов'язані з перехідним періодом, з 2015 по 2022 рік. Стійкий висхідний тренд, як показано на цьому графіку, відображає зростаючу глобальну прихильність до рішень у сфері сталої енергетики.

У тому ж звіті [5] IRENA також підкреслюється, що поточний рівень інвестицій у відновлювану енергетику, хоча і є рекордно високим, все ще не відповідає середньому рівню інвестицій, необхідних щорічно для того, щоб не відставати від сценарію підвищення температури на 1,5°C, викладеного в “Перспективах світового енергетичного переходу” IRENA. Це підкреслює нагальну потребу у збільшенні інвестицій у технології відновлюваної енергетики.

Значні інвестиції у технології відновлюваної енергетики, як показано на рис.1.1, є не лише відповіддю на зміну клімату, але й створюють підвищений попит на певні метали. Ці метали необхідні для виробництва інфраструктури відновлюваної енергетики, що підкреслює потребу в передових методах видобутку - ключовому аспекті цього дослідження.

1.1.2 Зростання попиту на метали у відновлюваних технологіях

З розвитком відновлюваної енергетики у світі різко зріс попит на окремі метали, які є критично важливими для цих технологій. Такі метали, як літій, кобальт, нікель і рідкоземельні елементи, є важливими компонентами у виробництві акумуляторів для електромобілів, сонячних панелей і вітрових турбін (рис. 1.2) [6]. У звіті Міжнародного енергетичного агентства [4] підкреслюється, що виробництво цих металів має зростати в геометричній прогресії, щоб досягти цілей, встановлених глобальними ініціативами з відновлюваної енергетики.

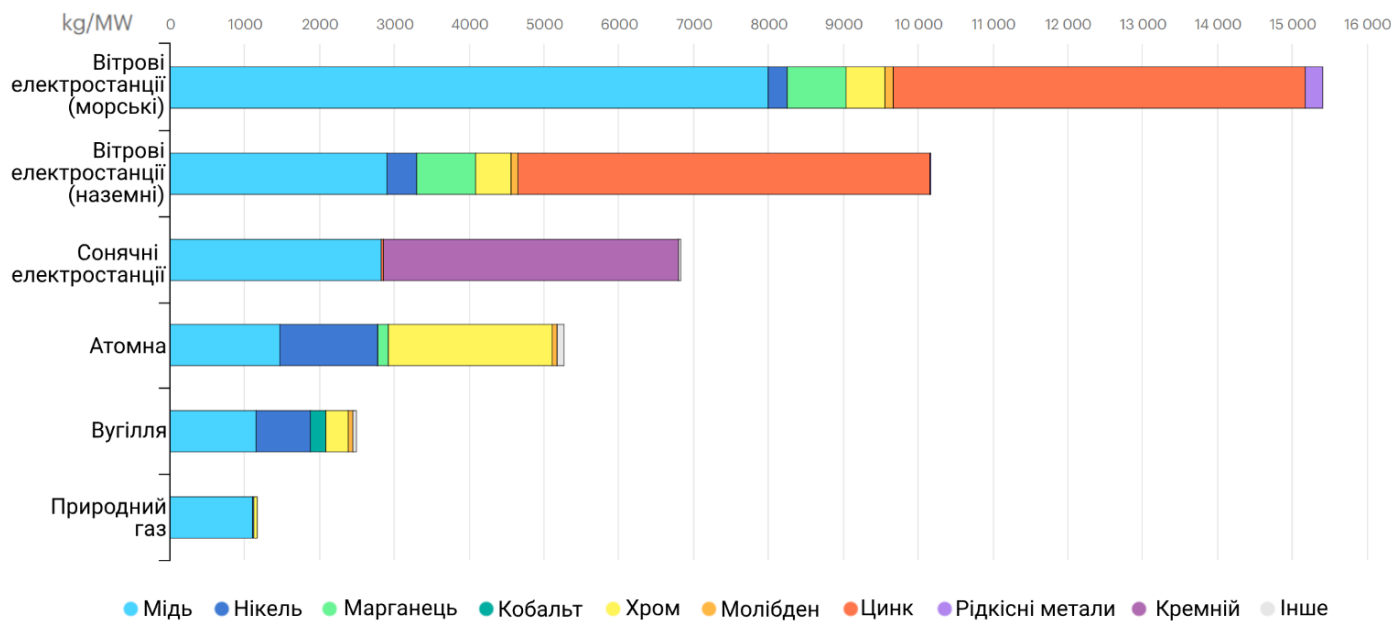


Рисунок 1.2 - Корисні копалини, що використовуються в технологіях чистої енергетики у порівнянні з іншими джерелами генерації електроенергії.

У звіті підкреслюється, що до 2040 року загальний попит на мінеральну сировину для технологій чистої енергетики подвоїться за сценарієм державної політики (STEPS) [7] і збільшиться в чотири рази за сценарієм сталого розвитку (SDS) (рис. 1.3) [8]. Цей сплеск особливо помітний для літію, який, як очікується, матиме найшвидші темпи зростання: за SDS попит на нього збільшиться більш ніж у 40 разів. Крім того, очікується, що попит на рідкоземельні елементи, необхідні для двигунів електромобілів (EV) і вітрових турбін, зросте втричі за сценарієм STEPS і більш ніж у сім разів за сценарієм SDS до 2040 року.

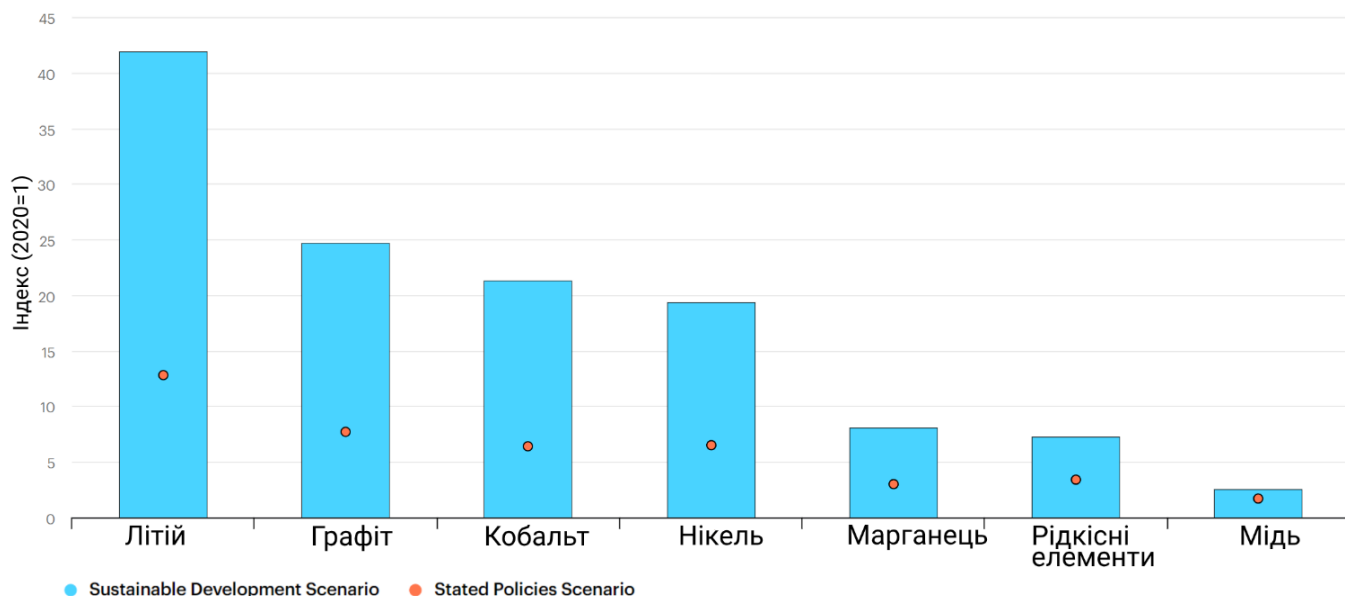


Рисунок 1.3 - Зростання попиту на окремі види корисних копалин для технологій відновлюваної енергетики за різними сценаріями, 2040 рік порівняно з 2020 роком

Наведені графіки підкреслюють вирішальну роль, яку відіграють мінерали в переході до чистої енергетики, і вказують на виклики, пов'язані з нарощуванням видобутку мінеральної сировини для покриття глобального попиту. Аналіз МЕА дає комплексне уявлення про те, як змінюватиметься попит на ці важливі мінерали в найближчі десятиліття, підкреслюючи нагальну потребу в ефективних і сталих методах видобутку корисних копалин.

Хоча аналіз МЕА чітко демонструє зростання попиту на найважливіші мінерали та нагальну потребу в нарощуванні видобутку, важливо враховувати роль вторинної переробки в цьому рівнянні. Нинішні зусилля з переробки, попри їхню цінність, стикаються зі значними обмеженнями у вирішенні питання забезпечення зростаючого попиту на ці важливі корисні копалини. Розрив між потенціалом переробки та фактичним глобальним попитом підкреслює вкрай важливий аспект: постійну і зростаючу потребу в ефективних і сталих методах видобутку корисних копалин. Переробка в її нинішньому стані ще не може задовольнити зростаючий попит на такі мінерали, як літій, кобальт і рідкоземельні елементи, необхідні для

технологій відновлюваної енергетики. Це свідчить про гостру потребу в удосконаленні гірничодобувних технологій, які могли б відповідально й ефективно заповнити цю прогалину в постачанні.

1.1.3 Обмеження переробки та потреба у видобутку корисних копалин

Сучасні технології та інфраструктура переробки не здатні задовольнити стрімко зростаючий попит на такі важливі мінерали, як літій, кобальт і нікель. За оцінками Міністерства енергетики, переробка може забезпечити третину потреб США в катодному матеріалі для літій-іонних акумуляторів до 2030 року порівняно з 5% у 2019 році [9]. Однак це все ще залишає значну прогалину в постачанні, що підкреслює необхідність продовження видобутку.

Багато акумуляторів для електромобілів, що випускаються на ринок сьогодні, не досягнуть стадії закінчення терміну експлуатації для переробки ще близько 10-20 років. Ця затримка означає, що вторинних запасів металів, доступних для переробки, буде недостатньо для задоволення найближчого зростання попиту [10].

Незважаючи на розвиток технологій переробки, деякі метали все ще дешевше і простіше видобувати через складні процеси, необхідні для переробки, які іноді передбачають використання небезпечних хімічних речовин і високі енерговитрати. Особливо це стосується рідкісноземельних металів і літію (рис. 1.4)[11].

Короткостроковий дефіцит літію, розпродаж запасів, конкуренція за домінування в ланцюжку поставок, скорочення в основних галузях з перехідною енергетикою, інфляція, скорочення державних витрат, зміна суспільних настроїв - все це означає, ми входимо в один з найскладніших періодів для літієвої промисловості.

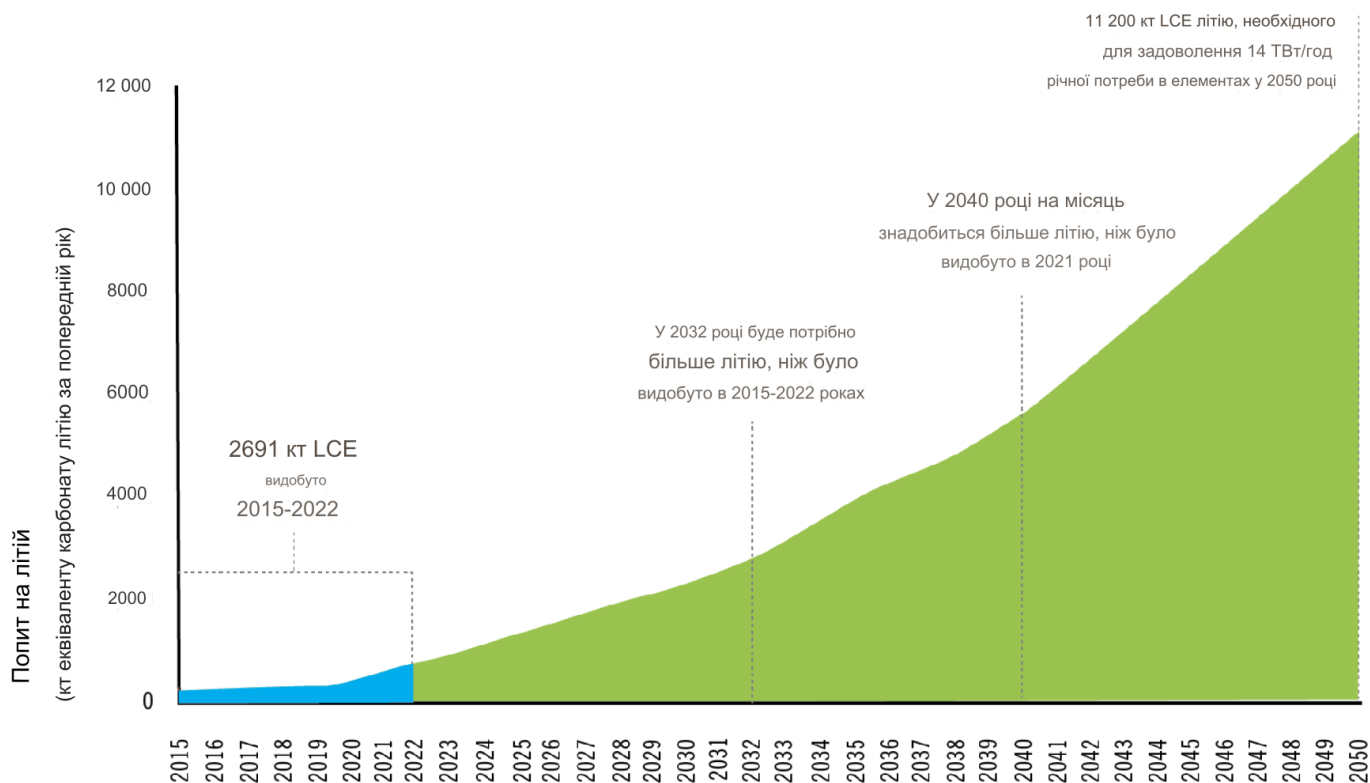


Рисунок 1.4 - Прогноз попиту на літій до 2050 року

Підсумовуючи, можна сказати, що хоча переробка критично важливих мінералів є суттєвим компонентом стратегії сталого використання ресурсів, її нинішні обмеження означають, що видобуток залишається необхідною частиною ланцюга постачання цих мінералів. Тому дослідження адаптивних мехатронних систем для ударного руйнування гірських порід або міцних ґрунтів при проведенні розкривних робіт в кар'єрах є актуальними і необхідними для задоволення глобального попиту на ці важливі корисні копалини.

1.1.4 Парадокс гірничодобувної галузі в контексті сталого розвитку

При вирішенні проблем сталого розвитку в гірничодобувній галузі виникає фундаментальний парадокс. Видобуток критично важливих корисних копалин,

необхідних для технологій відновлюваної енергетики, прямо суперечить цілям охорони довкілля та сталого розвитку. Цей парадокс підкреслюється такими дослідженнями, як [12], в яких використовувалася методологія теоретичної тріангуляції даних і метою яких було відобразити парадокс, з яким стикається провідний менеджер у гірничодобувному секторі.

Виробництво енергії з відновлюваних джерел є набагато інтенсивнішим у мінеральній сировині, ніж з викопних ресурсів, як детально описано в [13], дефіцит певних мінералів обмежує потенціал заміщення відновлюваною енергією дефіцитних викопних ресурсів.

Екологічні проблеми видобутку корисних копалин є багатограними, згідно з [14], видобуток корисних копалин має кілька негативних наслідків, включаючи забруднення повітря, води та ґрунту, соціально-економічні проблеми та вплив на популяцію диких тварин і їхню поведінку. Ці фактори в сукупності вимагають переоцінки практики видобутку корисних копалин з екологічної точки зору.

1.2 Огляд досліджень способів руйнування гірських порід та міцних ґрунтів для видобутку корисних копалин

Останні досягнення в гірничодобувних технологіях революціонізують видобуток критично важливих мінералів, необхідних для технологій відновлюваної енергетики. Незважаючи на значну кількість різних методів руйнування, ударне руйнування гірських порід є найпоширенішим методом руйнування гірських порід і широко використовується. На тему руйнування гірських порід опубліковано значну кількість літератури. Ці дослідження показують вплив різних факторів на ефективність руйнування.

В роботі [15] спостерігається зв'язок між швидкістю удару, щільністю розсіювання енергії та ступенем пошкодження породи. Автори провели випробування з використанням split Hopkinson pressure bar (SHPB) на найпоширеніших в інженерній справі породах, таких як червоний пісковик, сірий пісковик і граніт (рис. 1.5) [15].



Рисунок 1.5 - Порівняння фрагментів трьох видів гірських порід

Підвищення швидкості удару та щільності розсіювання енергії призводить до збільшення діапазону пошкоджень та зменшення розмірів уламків порід. Найкращий рівень пошкодження має червоний пісковик, далі йде граніт, а найгірший - сірий пісковик. Таким чином, пошкодження залежить від типу породи, і це один з важливих факторів, на який слід звернути увагу.

Попередніми дослідженнями [16] встановлено, що одним з простих способів підвищення ефективності руйнування гірських порід є використання методу обертально-ударного буріння з ексцентричним прикладанням ударних імпульсів. В роботі наведено математичну модель експерименту з буріння двох видів гірських порід - мармуру та долериту. Автори дослідження припускають, що буріння із застосуванням ексцентричних ударних імпульсів може дозволити підвищити продуктивність без підвищення потужності і знизити енергоємність процесу руйнування гірських порід. В подальшому такий спосіб підвищення ефективності

руйнування може бути реалізований шляхом створення керуючого програмного забезпечення.

В інших дослідженнях [17] підкреслено важливість впливу рідини на якість руйнування гірських порід. В експериментах проводилося руйнування зразка гірської породи роторно-ударним способом з подачею рідини в зону контакту породоруйнівного інструменту (PI) зі зразком породи. В якості рідин використовували: воду; 0,1% водний розчин лінійного алкілбензолсульфонату (LABS) натрію; 0,1% водний розчин лаурилсульфату натрію; розроблений біополімерний буровий розчин. В результаті експерименту встановлено, що використання LABS натрію підвищує ефективність деструкції на 7%, а лаурилсульфату натрію - на 23%. Біополімерна рідина, що включає композицію ПАР, підвищує досліджуваний показник на 18%. Проведені дослідження підтверджують ефективність руйнування гірських порід із застосуванням біополімерних рідин, що містять у своєму складі миючі речовини. В основі цих досліджень лежить "ефект Ребіндера", який може сприяти підвищенню ефективності руйнування гірських порід з підвищеною твердістю. Однак ці експерименти обмежені одним типом породи (дрібнозернистий зразок породи).

У цьому ж напрямку дослідження [18] демонструє можливість застосування методів імпульсного абразивного струминного буріння для динамічного руйнування гірських порід. Випробування проводилися з кварцовим піском і цементно-піщаною сумішшю і порівнювався вплив відстані між струменями і тиску на ерозію безперервного водяного струменя. Експеримент показав, що ефективність руйнування каменю імпульсним струменем води більша, ніж постійним струменем води. Наведені вище дослідження є основою для використання імпульсного абразивного струменя води для ударного руйнування твердих і мерзлих гірських порід. Тим не менш, основною проблемою такого рішення є використання нового дуже специфічного інструменту.

Додатковим способом покращення руйнування є підвищення теплового впливу. У дослідженні [19] була використана двовимірна модель, включена в код ударно-фізичної моделі iSALE-Dellen. Ця точка зору підтримується в дослідженні

[20], в якому йдеться про ударне руйнування і розсіювання енергії високотемпературних відкритих порід. Експеримент з динамічного ударного навантаження був проведений на вугільній породі. Цей експеримент проводився за допомогою системи SHPB і був розділений на декілька температурних діапазонів від 25° до 500° C. Результат демонструє, що поглинута енергія була меншою, ніж передана при температурі від 25° до 100°C, тоді як після 100°C це явище було протилежним і протягом всього випробування лише менше 40% падаючої енергії було задіяно в руйнуванні зразка. Основним обмеженням цього дослідження є використання лише м'якого матеріалу (вугільної породи). Також SHPB має проблему, що для кутів недосконалості $< 0,3$, можуть бути помилки у визначенні напружено-деформованого стану [21].

Іншим зазначеним методом підвищення ефективності руйнування є лазерна технологія. У дослідженні [22] для термічного ослаблення твердих порід використовували лазерні технології на основі буріння для терм розриву гірських порід. Дослідження було проведено з трьома типами гірських порід, такими як граніт, кварцит, пісковик. Для дослідження Laser Jet Drilling використовували потужну оптичну систему з програмним забезпеченням, написаним у середовищі Matlab. За результатами досліджень встановлено, що тверді породи можна бурити за допомогою потужного лазера кількома способами, такими як відколювання, плавлення або випаровування з термічним відколюванням. Визначено ефективне термічне руйнування гірських порід у поєднанні з механізмами трансформації. Це може бути застосовано для розм'якшення гірських порід, включаючи тверді та надзвичайно тверді породи, до стану, придатного для буріння.

Аналогічно були проведені дослідження лазерної технології [23]. У цьому дослідженні було проведено експериментальне порівняння ефективності руйнування гірських порід лазерами та роторним бурінням. Було використано два лазери з різною потужністю і довжиною хвилі та три типи порід (пісковик, вапняк, сланець). Результат показує, що існуючі лазери мають достатню потужність для ударного руйнування значної кількості типів гірських порід. Ця технологія має великий потенціал, але необхідно провести більше наукових досліджень для

визначення керуючих параметрів. Крім того, в майбутніх дослідженнях необхідно враховувати економічні міркування та екологічні проблеми.

Загалом, ці дослідження підкреслюють необхідність пошуку різних можливостей для підвищення ефективності руйнування гірських порід. З розглянутих досліджень впливають деякі шляхи підвищення продуктивності. Наприклад, буріння із застосуванням ексцентричних ударних імпульсів, застосування біополімерних рідин з миючими речовинами у складі, використання імпульсного абразивного струменя води, підвищення теплового впливу, використання потужного лазера.

Однак досліджень щодо раціональних способів руйнування гірських порід з різними параметрами все ще бракує. Більше того, дослідження з цієї тематики здебільшого обмежуються кількома типами гірських порід. Аналіз літератури не виявив досліджень, які б стосувалися створення комплексної системи ударного руйнування гірських порід, яка була б ще й адаптивною.

Всі розглянуті дослідження підтверджують гіпотезу про те, що суттєво вплинути на ефективність руйнування гірських порід, в більшості, вдасться за умови застосування механізмів імпульсної дії виконавчих органів з урахуванням технологічних характеристик гірських порід, які можуть змінюватися навіть при проведенні однієї технологічної операції по їх руйнуванню. А досягнути такого результату фактично можливо з застосуванням електромеханічних систем керування процесом руйнування в реальному масштабі часу.

1.3 Роль електромеханічних систем у підвищенні ефективності руйнування гірських порід

При руйнуванні гірських порід або міцних ґрунтів з використанням екскаватора значна частина енергії а саме 60% енергії витрачається на втрати потужності та приведення в дію гідравлічних систем. Використовуючи сучасні електрогідравлічні системи замість гідравлічних допоможе знизити втрати потужності. В даній роботі представлені загальні характеристики

електрогідравлічного приводу та усестороннє порівняння його з іншими видами приводів. Наведені також: приклади застосування електрогідравлічних приводів в системах руйнування ґрунтів, а саме рекуперація енергії на основі системи циліндрів; модель електрогідравлічного приводу та стріли екскаватора; електрогідравлічний привод з телекеруванням для екскаватора.

1.3.1 Загальна характеристика електрогідравлічного приводу

Порівняння електричного, гідравлічного та пневматичного приводів

Лінійні приводи в основному використовуються для позиціонування, обробки, затискання та вставки заготовок в технологічних системах. Вони широко використовуються в різних галузях промисловості, таких як: автоматизовані виробничі лінії; виробництво роботизованих пристроїв; в пакувальному машинобудуванні; в автоматизованій меблевій промисловості; в верстатах з ЧПУ; в пресових та гірничих машинах.

Існують види лінійних приводів, які найчастіше використовуються, це: електричний, гідравлічний та пневматичний приводи (рис.1.6) [24].



Рисунок 1.6—Елементи електричних, гідравлічних та пневматичних приводів

Порівняння даних видів приводів за їх основними характеристиками наведені в табл. 1.1 [24].

Таблиця 1.1 – Порівняння характеристик електричного, гідравлічного та пневматичного приводів.

| Характеристика | Електричний | Гідравлічний | Пневматичний |
|------------------|--|---|--|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Установка | Всі точки управляються за допомогою простої проводки і безпосередньо сумісні з іншими електронними компонентами управління | Потрібні дорогі труби, фільтри, насоси і т. д. | Потрібні дорогі трубопроводи, фільтри, насоси і т. д. |
| Точність | Відмінна повторюваність позиціонування, $\pm 0,013$ м, дуже стабільна, з різними можливостями зупинки | Потрібні дорогі датчики позиціонування і прецизійні електрогідравлічні клапани з тенденціями до повзучості | Потрібні дорогі датчики позиціонування і прецизійні електрогідравлічні клапани з тенденціями до повзучості |
| Контроль | Безпосередньо сумісний зі стандартними програмованими контролерами, автоматично виконує складні операції послідовності рухів | Потрібно електричний або рідинний інтерфейс, гістерезис, мертва зона, зміни тиску подачі і температури ускладнюють керування гідроциліндром | По своїй суті нелінійне управління, стискувані джерела живлення ускладнюють керування |

Продовження табл.1.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|-------------------|--|---|--|
| Швидкість | Стабільна і регульована швидкість, контрольоване прискорення від 0 до 2 м/с | Потрібно електричний або рідинний інтерфейс, гістерезис, мертва зона, зміни тиску подачі і температури ускладнюють керування гідроциліндром | Більш сприйнятливий до ковзання і навантаження, підходить для високошвидкісних застосувань з легкими навантаженнями. |
| Надійність | Відтворна, відтворна продуктивність протягом всього строку служби виробу, не вимагає особливого технічного обслуговування. | Дуже схильні до забруднення, вимагають регулярного технічного обслуговування, ущільнення схильні витокати, а їх надійність вимагає частого технічного обслуговування для забезпечення | Дуже схильний до забруднення, джерело повітря вимагає належної фільтрації, високої надійності, але часто вимагає використання багатьох компонентів системи |
| Сила | До 40000Н | Теоретично необмежена влада | До 25000 Н, зазвичай використовується нижче 6000 Н |

Продовження табл.1.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|------------------------------|---|---|---|
| Термін служби | Він може працювати мільйони циклів при номінальному навантаженні, а термін його служби дуже великий | Більш тривалий термін служби, залежно від конструкції і зносу ущільнень | Більш тривалий термін служби, залежно від конструкції і зносу ущільнень |
| Навколишнє середовище | Стандартна модель має номінальну температуру від -30 до +70 градусів Цельсія, високу ефективність і може самостійно очищатися | Обмеження температури є основною проблемою, ущільнення схильні витокami, проблеми з утилізацією відходів більш серйозні | Обмеження температури є основною проблемою, ущільнення схильні до витоків, і масло в повітрі також може викликати проблеми. |
| Навантаження | Пристрій з метричним гвинтом автоматично блокується у разі відключення живлення, а виріб, що використовує кульковий гвинт, має відмово стійкі гальма. | Необхідно використовувати складні запобіжні пристрої від люфту | Необхідно використовувати складні запобіжні пристрої від люфту |

Закінчення табл.1.1

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|--|---|
| Службові програми | Тільки електроенергія | Насос, потужність, труби | Компресор, потужність, труби |
| Ефективність | Високий | Низький | Низький |
| Шум | Низький | Високий | Високий |
| Підтримка | Технічне обслуговування практично відсутнє, за винятком випадків, коли необхідна заміна | Висока ступінь обслуговування при користуванні продовжує термін служби системи | Високий обсяг технічного обслуговування |
| Вартість покупки | Висока вартість | Висока вартість | Низька вартість |
| Експлуатаційні витрати | Низька вартість | Висока вартість | Помірна вартість |
| Витрати на технічне обслуговування | Низька вартість | Висока вартість | Низька вартість |

З табл.1.1. випливає, що кожен з видів приводу, а саме електричний, гідравлічний та пневматичний, має свої переваги і недоліки залежно від характеристики порівняння.

Електричні приводи замінюють гідравлічні силові приводи для багатьох застосувань. Завдання, які колись обмежувалися гідравлічними і пневматичними циліндрами, такі як пресування, утримання, підйом і точкове зварювання, тепер вирішуються за допомогою електроприводів, через їх більш низькі витрати на

життєвий цикл. Більш того, швидкість, точність і гнучкість електроприводів можуть збільшити продуктивність і зробити машини більш гнучкими і здатними до адаптації.

Основні переваги електричних приводів

Енергоефективність. Електроприводи зазвичай працюють в діапазоні ККД від 75 до 80%. Для порівняння, гідравліка зазвичай має ККД від 40 до 55%, а пневматика має ККД у діапазоні від 10 до 25% [25]. Ефективність систем подачі рідини визначається багатьма факторами, включаючи температуру, тиск, конструкцію компресора, цілісність ущільнень і витоку в системі.

Істотним чинником ефективності електроприводів є те, що вони споживають струм в приводному двигуні тільки тоді, коли це необхідно. Коли електроприводи знаходяться в стані спокою, для утримання положення потрібен невеликий струм або його відсутність (з гальмом). З іншого боку, приводи з рідинним приводом завжди потребують рідини під тиском, що є неефективним використанням енергії.

Легкість і компактність. Електроприводи не тільки економлять енергію, але й економлять загальний простір, що може бути корисно на переповнених заводських поверхах. Гідравлічні системи вимагають наявності циліндра, силового агрегату для забезпечення тиску масла, регулюючих клапанів, фільтрів і інших допоміжних компонентів. Для електричних систем потрібні тільки привод і сам двигун, а також відносно невелика шафа керування приводом, яка зазвичай зручно розташована поруч з місцем використання [26].

Точність і повторюваність. Хоча стандартні гідравлічні приводи ефективні для силової дії, але позиціонування в робочій зоні потребують регулюючої системи з розподільвачами та клапанами, а також допомоги оператора. Більш сучасні сервоприводи гідравлічного управління можуть підвищити точність і повторюваність операцій в гідравлічних систем, але при значному збільшенні вартості і складності обладнання. Електричні приводи забезпечують тривале

позиціонування, менш складні і, будучи програмованими, не вимагають постійного втручання або обслуговування, щоб залишатися точними і послідовними [27].

Екологічність. Витоки з гідравлічних систем можуть створити небезпечні умови в виробничих умовах. Крім того, гідравлічний виток може забруднювати навколишнє середовище та негативно впливати на екологію. В пневматичних системах витоки повітря створюють небажаний шум та негативно впливають на якість повітря. Електричні приводи, в цілому, не мають жодного з цих недоліків.

Мінімальне технічне обслуговування. Електроприводи належних габаритів зазвичай практично не вимагають технічного обслуговування. У вимогливих до продуктивності та тривалості використання випадках може знадобитися повторне мастило електроприводів, але зазвичай це нечаста, проста і недорога процедура. Пристрої з гідравлічним та пневматичним приводом, вимагають значного технічного обслуговування.

Підвищена продуктивність. Електричні приводи в багатьох випадках можуть підвищити загальну продуктивність краще, ніж гідравлічні або пневматичні. Їх основна перевага – точність позиціонування, можливість програмування дій, що дозволяє заощадити час і збільшити продуктивність.

Низькі витрати протягом всього життєвого циклу. Системи електроприводів ефективніші гідравлічних систем, але можуть мати більш високі початкові економічні витрати. Однак витрати за термін служби електроприводу істотно менші, якщо враховувати підвищену продуктивність, гнучкість системи, менш затратне технічне обслуговування, можливість адаптації до технологічних умов.

Основні характеристики електрогідравлічного приводу.

Електрогідравлічна система, як одна з основних компонентів, знайшла застосування в багатьох устаткуваннях, таких як будівельні машини, сільськогосподарські машини, літаки та машини для руйнування ґрунту.

Загальним для цих застосувань є те, що для виконання бажаної роботи, наприклад, переміщення матеріалу або підняття важких вантажів, часто потрібна велика потужність. Енергія для таких приводів часто виробляється централізованим джерелом, як правило, двигуном внутрішнього згоряння або високо потужною електричною машиною. Використовуючи рідинні системи живлення, потужність легко розподіляється через гідравлічні лінії на лінійні або поворотні приводи. У зв'язку з частим застосуванням важкого обладнання виникли проблеми з енергозбереження для гідравлічних систем. Обладнання, змонтовані на електрогідравлічній системі, часто працюють цілодобово і вимагають значних затрат потужності при переміщенні важких вантажів. Тому споживання енергії та викиди відпрацьованих газів такими системами залишаються високими.

Візьмемо для прикладу одну з найпопулярніших будівельних машин – гідравлічний екскаватор вантажопідйомністю 20 т. Для такого екскаватора зазвичай потрібен дизельний двигун потужністю понад 110 кВт, який споживає не менше 33 літрів палива за годину. Кількість шкідливих газів, що виділяється цією машиною, є значною. Але лише 30% споживаної енергії витрачається на переміщення вантажів. При цьому понад 60% енергії витрачається на втрати потужності та приведення в дію гідравлічних систем [28]. Тому навіть невелике підвищення ефективності гідравлічної системи матиме значний вплив на загальну енергоефективність машини.

Виходячи з аналізу типів схем, систему керування гідравлічними циліндрами можна розглядати як систему з керуванням клапаном і систему з керуванням насосом. Гідравлічні системи, керовані клапанами, широко застосовуються в традиційному обладнанні та механізмах завдяки своїй низькій вартості та простій конструкції [29]. Однак вони стикаються з очевидним недоліком – величезними втратами енергії, тобто втратами на дроселювання в регулюючих клапанах. Дослідження енергетичного аналізу рідинної енергетичної системи показало, що 35% вхідної енергії системи, керованої клапаном, витрачається на регулюючі клапани [30].

Іншим типом гідравлічної системи є система управління насосом. Така система поділяється на два типи: відкритий контур, як показано на рис. 1.7 (а) і (б), та закритий контур, який також називають системою з прямим керуванням насосом, як показано на рис. 1.2 (в) і (г) [30].

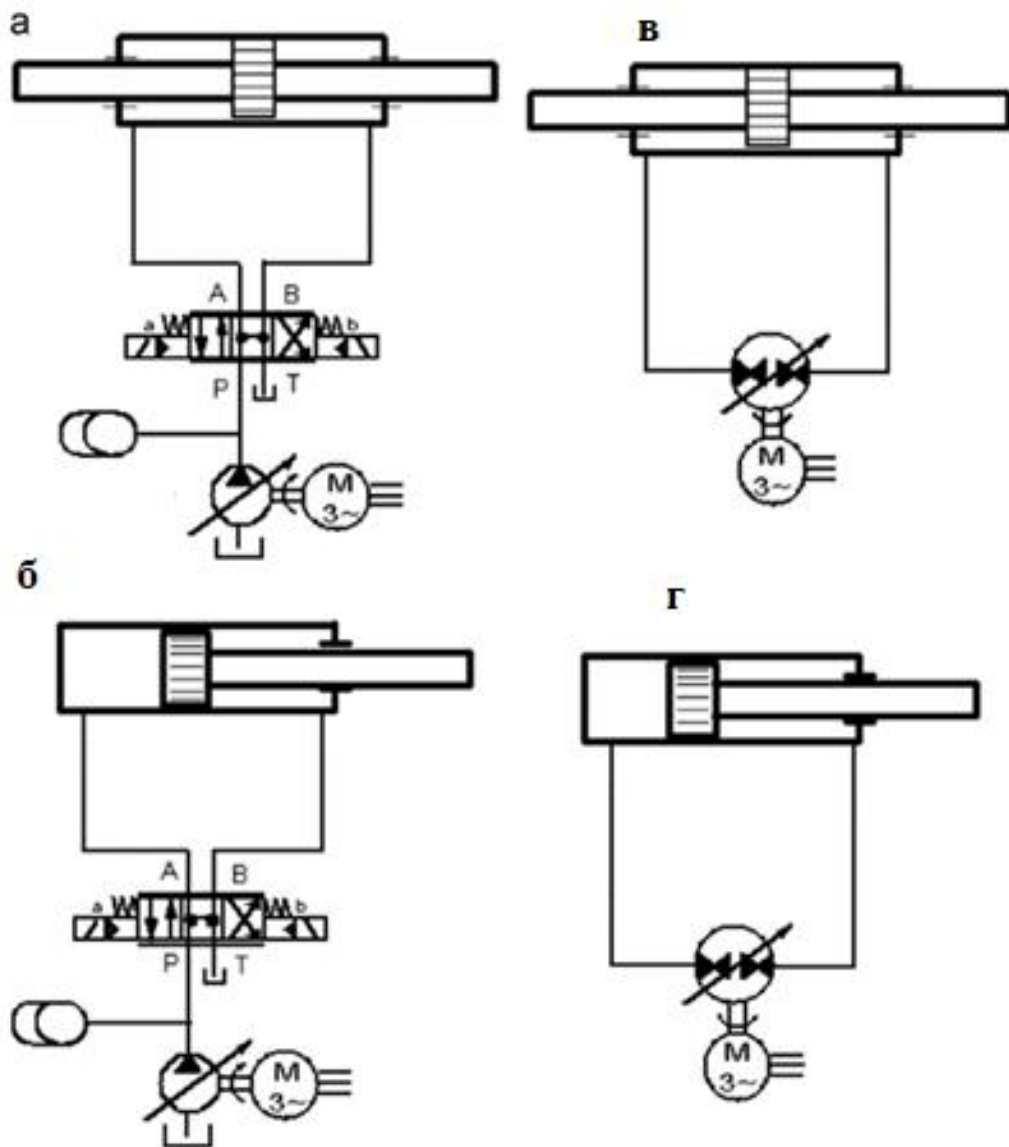


Рисунок 1.7 - Основні схеми розімкнутих (а і б) і замкнутих ланцюгів (в і г)

У системах, які керуються насосом із відкритим контуром, регулюючі клапани все ще відіграють важливу роль у керуванні напрямком потоку робочої рідини в камерах циліндра, тому на ефективність використання енергії безпосередньо впливає ефективність клапанів [31].

1.3.2. Застосування електрогідравлічного приводу в системах руйнування гірських порід, міцних ґрунтів та моделі реалізації

Рекуперації енергії на основі системи циліндрів, керованих насосом для стріли гідравлічного екскаватора

Однією з найважливіших переваг системи, керованої насосом, є можливість рекуперації енергії. За типом відновленої енергії технологію можна розділити на два види: систему відновлення кінетичної енергії та систему відновлення потенційної енергії. Кінетична енергія зазвичай виникає при рекуперативному гальмуванні системи ходу або системи повороту. Потенційна енергія виникає при низхідній роботі підйомних систем, де широко застосовувалася система циліндрів із керуванням насосом, таких як стріла і рукоятка екскаватора, ковш навантажувача, а також кран і вилковий навантажувач.

У звичайних системах циліндрів із керуванням клапаном потенціальна енергія, що утворюється при роботі цих систем, здебільшого перетворюється в тепло в головному дросельному клапані. Виходячи з конструкції циліндра, керованого насосом, така енергія може бути відновлена та повторно використана як гідравлічним способом, так і електричним способом. Запропоновано багато систем рекуперації енергії на основі відкритого керованого насосом контуру циліндрів [32-34]. Також було запропоновано використовувати замкнутий контур. Така схема була запропонована компанією Liebherr, як показано на рис. 1.8 [35].

В системі екскаватора з диференціальним циліндром високої потужності, яка керується двома насосами змінного розміщення потоку, циліндри ковша та рукояті керуються у відкритому циклі, а циліндр стріли – у замкненому циклі. Потенціальна енергія, що генерується при опусканні стріли, накопичується акумулятором, підключеним до порту компенсації робочої рідини, реалізуючи інтеграцію приводу стріли та системи керування.

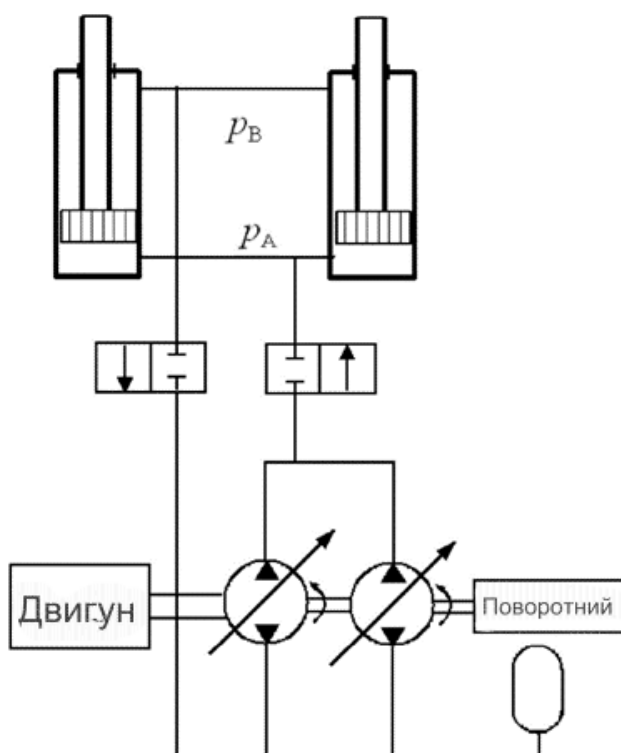


Рисунок 1.8 - Система рекуперації енергії на основі акумулятора для стріли гідравлічного екскаватора

Модель електрогідравлічного приводу та стріли екскаватора

У моделі [36] використовується 4/3-ходовий регулюючий клапан, який має максимальне переміщення золотника близько 5 мм. Направляючий клапан можна класифікувати як тандемно-центрований напрямний регулюючий клапан.

Посилаючись на рис. 1.9 [36], є чотири гідравлічні порти консервації, які є P, T, A і B, пов'язаних з входним, вихідним та клемми приводу відповідно. Один з сигналів, що подаються в систему, відкриває отвори P-A і B-T, які дозволяють циліндру висуватися. Інший сигнал відкриває отвори P-B і A-T, які дозволяють циліндру втягуватися.

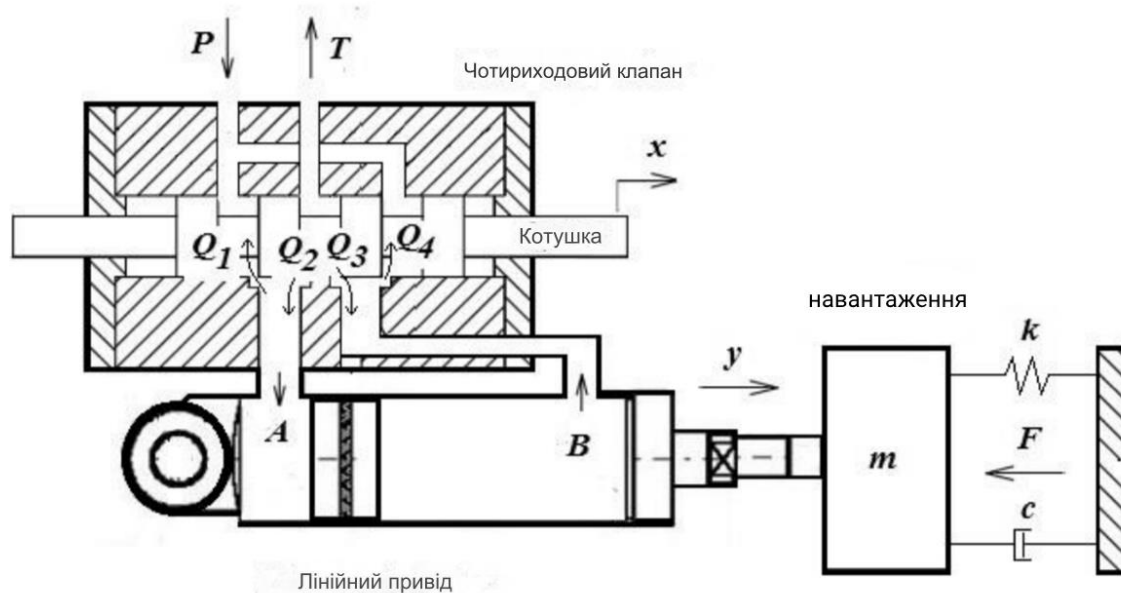


Рисунок 1.9 - 4/3-ходовий золотниковий клапан

Наведений для прикладу циліндр має повну довжину ходу 200 мм, два гідравлічні датчики потоку та два гідравлічні датчики тиску розміщені на вході та виході з циліндра, для визначення, відповідно, швидкості потоку та тиску. Крім того, датчик поступального руху розміщений на штоку циліндра для визначення довжину ходу.

Електрогідравлічний привод з телекеруванням керуванням для екскаватора

Відомий електрогідравлічний привод з телекеруванням керуванням (Т-ЕНА) [37] розроблений таким чином, щоб ним можна було дистанційно керувати на будь-якому будівельному транспорті. Одна з останніх розробок передбачає використання програмування контролера Arduino, бездротового блоку передавача та приймача PS2 для дистанційного керування гідравлічним циліндром. Циліндр, що також відомий як однострижневий гідравлічний привод, був інтегрований з дистанційно керованим чотириходовим електрогідравлічним клапаном. Загальний розмір Т-ЕНА становить 464 мм x 88,5 мм x 200 мм (основа x ширина x висота), як показано на рис. 1.10 [37].

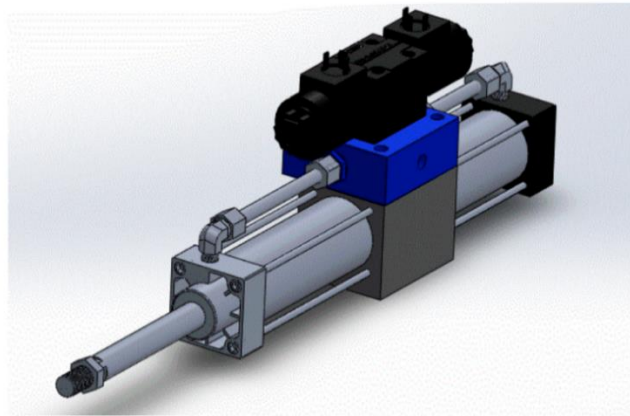


Рисунок 1.10 - Електрогідравлічний привод (Т-ЕНА)

Т-ЕНА заснований на однострижневому приводі, при якому навантаження керується важелем екскаватора в межах єдиної системи керування, що представлена масою, швидкістю пружини та коефіцієнтом в'язкості. Дана система Т-ЕНА обмежена рухом стріли міні-екскаватора і здійснює контроль її положенням.

Контроль Т-ЕНА розроблено за допомогою бездротової системи Arduino Play Station 2 (PS2) 2,4 ГГц. Відоме моделювання [38] з використанням Matlab для руху циліндра стріли на основі блок-схеми на рис. 1.11 [38].

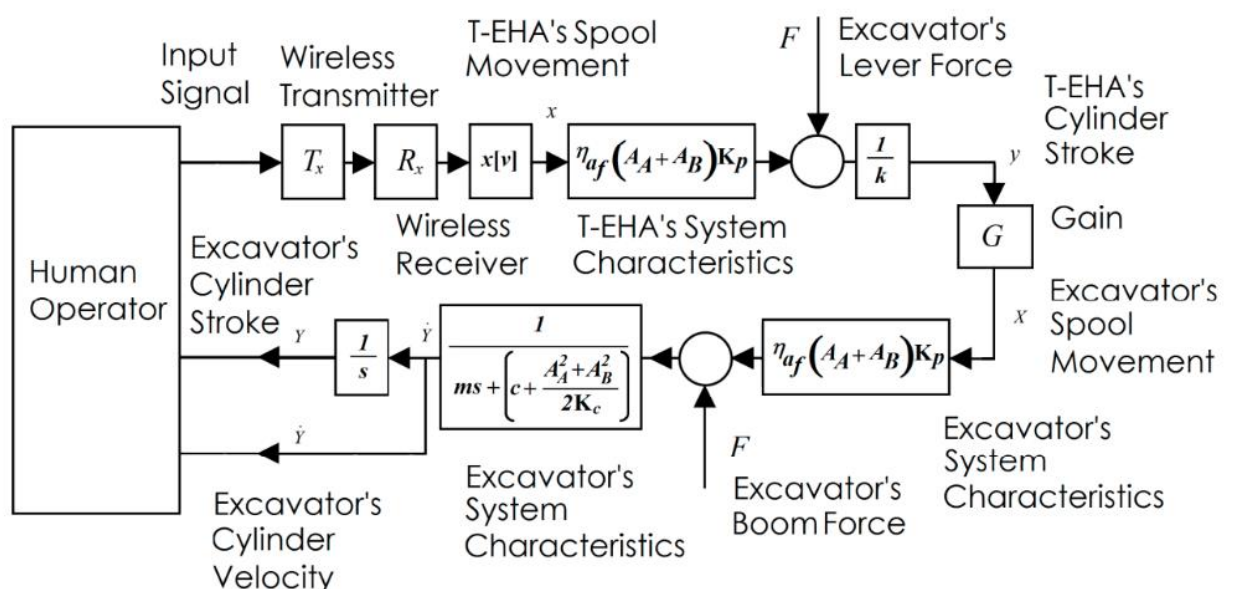


Рисунок 1.11 - Структурна схема системи [38]

Вхідний сигнал моделюється та перевіряється за допомогою діаграми. Для лабораторного тесту сигнал передається за допомогою стартового комплексу бездротового контролера PS2 або передавача SKPSW, де його бібліотека команд включена в програмне забезпечення Arduino Integrated Development Environment (IDE). Сигнал впливає на спрацьовування Т-ЕНА, а отже, і на рух стріли екскаватора.

1.4 Обґрунтування конструкції ударного пристрою направленої дії як виконавчого органу ударної системи

Ударний пристрій направленої дії відноситься до гірничої промисловості, а саме до гірничих ударних пристроїв, і може бути використаний для руйнування гірських порід, міцних та мерзлих ґрунтів. Під час розробки гірських порід та підземного будівництва основна ґрунтова маса розробляється базовим робочим обладнанням, таким як екскаватор або прохідницький комбайн, але, коли виникають ущільнення ґрунту чи зони з твердими породами, базове обладнання не ефективне. Зазвичай, в таких ситуаціях необхідна зупинка проходки і руйнування ущільнення ручними інструментами, такими як відбійний молоток, що в свою чергу сповільнює робочий процес та потребує додаткових ресурсів.

Для вирішення цієї проблеми пропонуються різноманітні способи (наприклад, мікро-підриви ущільненої або мерзлої породи) та засоби, серед яких ударні пристрої направленої дії різноманітних конструкцій. Такі пристрої зазвичай розміщують на кінцях зубців прохідницьких ковшів або барабанів.

Відомий гідравлічний пристрій ударної дії [39], що містить ударний механізм, поршень-бойок якого здійснює прямий і зворотній ходи з керуванням розподільником клапанного типу.

До недоліків даного пристрою слід віднести обмежені функціональні можливості і недостатню ефективність силової взаємодії із вибоєм, оскільки

відсутні пристрої для регулювання параметрів робочого процесу, наприклад, величини тиску, який забезпечує енергію силових імпульсів, що діють на вибій.

Відомий пневмоударний пристрій [40], який містить корпус, в якому розміщені поршень-ударник та впускні клапани з штовхачами зворотного ходу та робочого ходу. Недоліком такого пневмоударного пристрою є те, що для розміщення в корпусі повітророзподільних каналів стінки корпусу мають підвищену товщину, що збільшує масу пристрою. Використання рухомих елементів для регулювання подачі повітря в робочу камеру і камеру холостого ходу знижує його експлуатаційну надійність.

Відомий розпушувач [41], що має базову машину, паралелограмну підвіску з траєкторно зміщеними робочими балками з встановлених в них зубцями, з можливістю переміщення по вертикалі. Використання у розпушувачі різних схем розстановок робочих балок і розміщення у них зубців, забезпечує розширення технологічних можливостей навісних розпушувачів, з пристосуванням до ґрунтових умов експлуатації.

Недоліком даного розпушувача є необхідність використання базової машини великого тягового класу (250-350 кН), що, в свою чергу, ускладнює конструкцію і потребує додаткових ресурсів.

За найближчий аналог, до досліджуваного в даній дисертаційній роботі пристрою, обрано найбільш близький за технічною суттю відомий ударний пристрій [42], в корпусі якого розміщені акумулятор енергії, камера зведення і переливна камера, бойок, що складається з поршня і штока. На штоці коаксіально з можливістю обмеженого осьового зміщення за допомогою упора розміщений ступінчастий клапан для періодичної взаємодії з поршнем бойка. Поверхнями клапана і корпусу створена камера, в якій розміщена активна площа клапана. Камера з'єднана з дросельним отвором та отвором нормального перерізу. Через ці отвори напірна магістраль має періодичний зв'язок зі зливною магістраллю, а отвір нормального перерізу розташований з можливістю перекриття зовнішньою поверхнею більшого діаметра клапана. На поверхні більшого діаметра клапана виконаний отвір з можливістю входу в зону кільцевої протоочки, що забезпечує

якість з'єднання. В верхній частині клапана є отвір для з'єднання камери зведення з переливною камерою. Всередині бойка розташований другий бойок, який розміщений коаксіально першому та за допомогою пружини притиснутий до кришки з гумовим демпфером.

Недоліком цієї конструкції є втрата частини енергії удару для руйнування породи за рахунок складної форми згенерованого бойком ударного імпульсу та постійне підключення інструменту до магістралі подання робочого тіла в керуючу камеру.

При розробці, запропонованого для дослідження в даній дисертаційній роботі пристрою, була поставлена задача спрощення конструкції ударного пристрою при керуванні зміною тиску в камері пневмоакумулятора та підтримки необхідного рівня енергії удару, в залежності від змінних характеристик гірських порід.

Поставлена задача вирішується тим, що основний виконавчий елемент мехатронної системи - ударний пристрій направленої дії має корпус, в якому послідовно розташовані інструмент з радіальними отворами, бойок з радіальними отворами, двоступінчастий шток з конусоподібною поверхнею переходу, причому вузол, який забезпечує зв'язок інструмента і бойка, розташований в радіальних отворах інструмента і бойка та містить щонайменше дві кульки, одна з яких – внутрішня, розташована ближче до повздовжньої вісі симетрії, а інша, зовнішня – далі від неї, які утворюють роз'ємне з'єднання, з можливістю витіснення кульок в крайньому положенні інструмента за рахунок впливу конусоподібної поверхні штока, камера з робочим тілом утворена стінками корпусу, бойка та кришки, кришка з каналами для підключення до мехатронної системи керування.

Конструктивні особливості ударного пристрою та обрання в якості робочого тіла стисненого газу дозволяють не ускладнювати конструкцію додатковими трубопроводами та компресорами, які використовують для накачування робочої рідини та її відводу, і не підводити додаткових джерел живлення.

Загалом, ударний пристрій, який є виконавчим елементом адаптивної мехатронної системи, описаної в розділі 5 дисертації, спроектований таким чином,

що не потребує модифікації базової машини та ускладнення її конструкції для приєднання.

Конструктивні особливості мехатронної системи керування ударним пристроєм забезпечують його спрацьовування тільки при зіткненні з твердими породами, що дозволяє економити енергію та автоматизувати процес.

Конструкція ударного пристрою пояснюється зображенням (рис. 1.12). З рисунку видно, що пристрій складається з корпусу 1, в якому послідовно розташовані інструмент 2, бойок 3, шток 4, камера 5 пневмоаккумулятора, входні канали 6, які забезпечують зв'язок з мехатронною системою керування. В корпусі розміщений фіксатор 8 з пружиною 9, що утримує інструмент в початковому положенні. Між бойком і інструментом симетрично відносно центральної осі пристрою розташовані сухар 10 та роз'ємний зв'язок утворений щонайменше двома кульками 11. Ударний пристрій, комплектується керуючими елементами мехатронної системи може приєднуватись до базової машини, наприклад, установкою замість типових робочих зубців ковша.

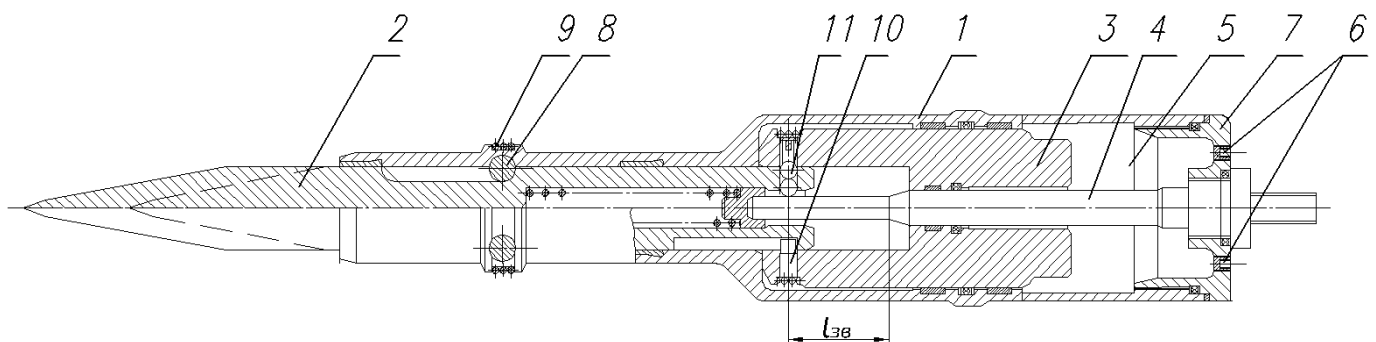


Рисунок 1.12–Конструктивна схема ударного пристрою направленої дії:

1 – корпус, 2 – інструмент, 3 – бойок, 4 – шток, 5 – камера, 6 – канали входу для забезпечення роботи мехатронної системи керування, 7 – кришка, 8 – фіксатор, 9 – пружина, 10 – сухар, 11 – кульки

Робота ударного пристрою направленої дії відбувається таким чином.

В початковому положенні інструмент 2 впирається в тверду породу і відбувається його переміщення разом з спряженим з ним бойком 3 в напрямку від породи. При цьому газ в камері 5 пневмоаккумулятора стискається, що призводить до зарядки пневмоаккумулятора енергією L_3 . Спряжені інструмент 2 та боек 3 за рахунок кульок 11 переміщуються на величину $l_{3в}$ до потрапляння внутрішньої кульки на конічний виступ штока 4. Коли внутрішня кулька наводить на конічну частину штока 4 то вона виштовхує зовнішню кульку назовні, і в момент, коли зовнішня кулька переміщується вище своєї осі, зчеплення двох кульок зникає, тобто відбувається розрив спряження бойок-інструмент. За рахунок цього боек 3, на який діє тиск в камері пневмоаккумулятора, рухається в бік інструмента 2, ударяє по ньому, відповідно енергія удару E_u , яка відповідає енергії зарядки L_3 , передається через інструмент в гірську породу. При руйнуванні породи інструмент 2 переміщається в початкове положення, пара кульок 11 з'єднується знову і боек 3 та інструмент 2 знову спрягаються і далі цикл повторюється.

Для роботи при руйнуванні неміцних ґрунтів 1- 3 категорій ударний пристрій може працювати автономно без системи мехатронного керування. Для цього випадку канали 6 можуть перекриватись різьбовими пробками. Тоді керування тиском газу та його поповнення може відбуватися під час технічного обслуговування обладнання через канали в кришці 7, які закриті під час роботи пробками.

Даний пристрій призначений для закріплення на ковші екскаватора та спрацьовування у випадках зіткнення з твердими ґрунтами під час проходки.

В принципі, даний ударний пристрій може бути приєднаний до будь-якого прохідницького обладнання. Його використання для проходження ділянок з нерівномірними, ущільненими та надтвердими ґрунтами може значно спростити підземне будівництво або добування мінералів та забезпечити економію енергії.

1.5 Методи дослідження адаптивних мехатронних систем

1.5.1 Статистичний розрахунок впливу випадкової величини з використанням нормального розподілу ймовірностей та бета розподілу

При дослідженні адаптивних мехатронних систем статистичний розрахунок впливу випадкових величин має значення для розуміння і прогнозування поведінки системи в різних умовах. Використання різних розподілів ймовірностей, таких як нормальний розподіл [43] і бета-розподіл [44], є важливим у аналізі стохастичної природи цих величин та для розуміння і оптимізації продуктивності системи. В даній роботі було використано моделювання в межах нормального розподілу для аналізу показника політропи та бета-розподілу для моделювання ступеню стиснення газу (коефіцієнта стиснення).

Показник політропи, який є вирішальним фактором ефективності та реакції системи, піддається варіаціям під впливом цілого ряду незалежних факторів. Використання нормального розподілу для показника політропи обґрунтовується центральною граничною теоремою. Ця теорема стверджує, що сума численних малих незалежних змінних часто збігається до нормального розподілу, що робить його зразковим для моделювання показника політропи.

Використання нормального розподілу дозволяє проводити надійний статистичний аналіз, полегшуючи прогнозування середньої поведінки показника політропи та його мінливості. Цей аналіз є незамінним для оцінки та підвищення ефективності системи за різних сценаріїв експлуатації.

На відміну від показника політропи, коефіцієнти стиснення в мехатронних системах за своєю природою є обмеженими, що вимагає іншого статистичного підходу. Бета-розподіл обрано для моделювання коефіцієнтів стиснення через його обмежений характер (обмежений інтервалом) та його універсальність у пристосуванні до різних форм розподілу в цих межах. Ця універсальність має вирішальне значення для точного відображення реальної поведінки коефіцієнтів

стиснення. Графік розподілу бета-частоти може варіюватися від симетричного до асиметричного, залежно від конкретних значень коефіцієнта стиснення α і β параметрів форми.

Моделювання ступеня стиснення газу з використанням бета-розподілу дає змогу точно розрахувати ймовірності для різних робочих діапазонів. Ця точність є важливим для оцінювання надійності та безпеки системи, гарантуючи, що система працює в межах своїх проектних параметрів.

Ці статистичні методології, в основі яких лежать нормальний і бета-розподіл, є не просто обчислювальними інструментами, а невід'ємною частиною концептуального розуміння поведінки системи. Вони забезпечують основу для кількісної оцінки невизначеностей і дозволяють приймати обґрунтовані рішення при проектуванні та експлуатації адаптивних мехатронних систем.

1.5.2 Розширені обчислювальні методи розрахунку енергії удару

Обчислювальні методи, які призначені для уточнення та оптимізації енергії удару включають нелінійні моделі з застосуванням нелінійних диференціальних рівнянь, що описують процес енергетичної розрядки пневмоакумулятора з застосуванням методу фазового простору для отримання точного розв'язку, що дозволило отримати практичні результати.

Розробка дискретно-безперервної математичної моделі, у вигляді системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка відображає складний процес передачі енергії від бойка через інструмент гірській породі з урахуванням пружно-дисипативних властивостей гірської породи. Інтегрування такої системи виконано числовим скінченно-різницеvim методом.

Застосування цих методів дозволило сформулювати аналітичну базу, яка необхідна для ефективного застосування мехатронної системи керування процесом адаптації з впровадженням імпульсного електромагнітного клапана необхідної поточної підзарядки пневмоакумулятора виходячи з характеристик гірських порід.

Нелінійні диференціальні рівняння [45] є важливими для моделювання складних явищ в інженерії, таких як прискорення бойка у вібраційних ковшах екскаваторів з урахуванням особливостей термодинамічного процесу розрядки пневмоакумулятора з мехатронним керуванням.

Метод кінетостатики поєднує кінематику і статику [46] і застосований для опису руху бойка в ударній системі екскаватора. Він спрощує динамічний аналіз, зосереджуючи увагу на рівновазі сил, включаючи сили інерції, що робить його фундаментальним підходом в інженерії для оптимізації механічних систем і компонентів. Застосування цього методу поширюється на проектування різних систем, де достатньо статичного наближення динамічних сил, що спрощує процес проектування та аналізу систем.

Пониження порядку диференціального рівняння, застосуванням фазового простору, дозволяє спростити інтегрування диференціального рівняння [47], як це надалі і використано в розділі, присвяченому розгляду процесу розгону бойка. В загальному, ця методика має значення для уточнення контролю і прогнозування поведінки різних інженерних систем, від обробки сигналів до електромеханічних коливань.

Дискретно-безперервна математична модель [48], забезпечує основу для аналізу поведінки ударного пристрою при передачі енергії від бойка через інструмент гірському масиву. Цей підхід відображає більш широку інженерну практику моделювання складних систем, які демонструють як безперервні, так і дискретні характеристики.

Кожен з зазначених методів відіграє важливу роль у поглибленому розумінні та контролі енергетичної поведінки ударних систем. Ці методи не тільки підвищують продуктивність і енергоефективність систем, в яких вони застосовуються, але й є ефективними аналітичними та числовими методами в інженерії, сприяючи розробці більш досконалих і потужних систем з можливістю застосування адаптивних мехатронних систем керування складними процесами.

Висновки до розділу 1

1. Проведено аналіз поточного стану технологій в мехатронних системах, розглянуто вплив енергетичного переходу до відновлювальних джерел енергії та зростання попиту в металах і, відповідно, зростанню актуальності в удосконаленні систем руйнування гірських порід та міцних ґрунтів для видобутку корисних копалин.
2. Проведено огляд можливих способів підвищення енергоефективності процесів руйнування гірських порід та міцних ґрунтів. З розглянутих досліджень впливають деякі шляхи підвищення продуктивності видобутку корисних копалин. Наприклад, буріння із застосуванням ексцентричних ударних механізмів, застосування біополімерних рідин у складі з миючими речовинами, використання імпульсного абразивного струменю води, підвищення теплового впливу, використання потужних лазерів.
3. Розглянуто сучасні тенденції розвитку електрогідравлічного приводу для системи руйнування гірських порід. Наведено порівняння різних видів приводів, а саме електричного, гідравлічного та пневматичного, в результаті чого сформовано таблицю з порівнянням цих приводів за 15 характеристиками. Також окремо розглянуто основні переваги електричного приводу. Описано характеристики електрогідравлічного приводу.
4. Проведено огляд систем, в яких застосовується електрогідравлічний привод для руйнуванні міцних ґрунтів, а саме роботи екскаватора. Розглянуто систему рекуперації енергії на основі акумулятора для стріли гідравлічного екскаватора. У даній системі циліндри ковша та рукояті керуються у відкритому циклі, а циліндр стріли – у замкненому циклі. Потенціальна енергія, що генерується при опусканні стріли, накопичується акумулятором, підключеним до порту компенсації робочої рідини, реалізуючи інтеграцію приводу стріли та управління.
5. Розглянуто модель електрогідравлічного приводу та стріли екскаватора з використанням 4/3-ходового регулюючого клапана та описаний принцип його

роботи. Представлено систему електрогідравлічного приводу з телекеруванням для дистанційного керування будівельним транспортним засобом. Обґрунтовано конструкцію ударного пристрою направленої дії, його принцип дії та відмінні особливості..

6. Розглянуті основні методи дослідження адаптивних мехатронних систем такі як: статистичний розрахунок впливу випадкової величини з використанням нормального розподілу ймовірностей та бета розподілу, формування моделі у вигляді нелінійного диференціального рівняння, розробка дискретно-безперервної математичної моделі з її числовим інтегруванням методом скінченних різниць.

РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІННИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ДЛЯ ЇХ ВРАХУВАННЯ В АДАПТИВНІЙ МЕХАТРОННІЙ СИСТЕМІ КЕРУВАННЯ УДАРНИМ РУЙНУВАННЯМ ГІРСЬКИХ ПОРІД

2.1 Дослідження енергетичних параметрів ударного пристрою направленої дії

Проведено аналіз енергетичних параметрів ударного пристрою направленої дії створеного для руйнування гірських порід, міцних та мерзлих ґрунтів.

Розглянемо роботу пневмоаккумулятора та проведемо розрахунок енергії його зарядки. Одна з найбільш ефективних моделей, що характеризує енергію зарядки і розрядки пневмоаккумулятора, є модель політропічного процесу з урахуванням показника політропи [49].

В загальному вигляді енергія удару пристрою визначається залежністю [50]:

$$L(x) = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left(e(x)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (2.1)$$

де p_0 - тиск початкової зарядки пневмоаккумулятора, V_0 – початковий об'єм камери пневмоаккумулятора, n – показник політропи $e(x)$ – ступінь стиснення газу в пневмоаккумуляторі, x - параметр, що характеризує процес стиснення газу в пневмоаккумуляторі.

Відповідно залежність енергії зарядки $L(e)$ від ступеню стиснення газу e в пневмоаккумуляторі буде визначатися

$$L(e) = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left(e^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (2.2)$$

Вхідні дані для розрахунків: $V_0 = 6,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; $p_0 = 0,5 \text{ МПа}$; $e = 1,3 \dots 8$; $n = 1,3 \dots 1,6$.

Розрахунки та побудова залежностей за наведеними формулами проведені в системі Mathcad (Додаток 1).

На рис.2.1, наведена залежність енергії зарядки $L(e)$ від ступеню стиснення газу e в пневмоаккумуляторі за формулою (2.2).

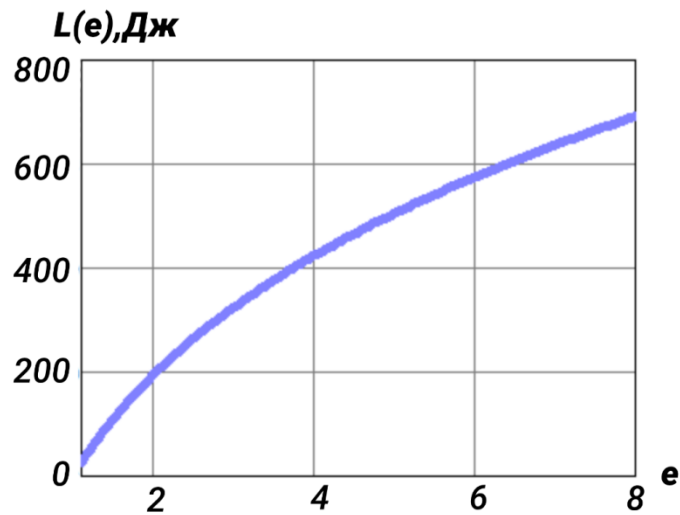


Рисунок 2.1 – Графік залежність енергії зарядки пневмоакумулятора від ступеня стиснення газу

Залежність енергії зарядки $L(n)$ від значення показника політропи n визначається:

$$L(n) = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left(e^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \quad (2.3)$$

На рис. 2.2 наведена залежність енергії зарядки $L(n)$ від значення показника політропи n за залежністю (2.3).

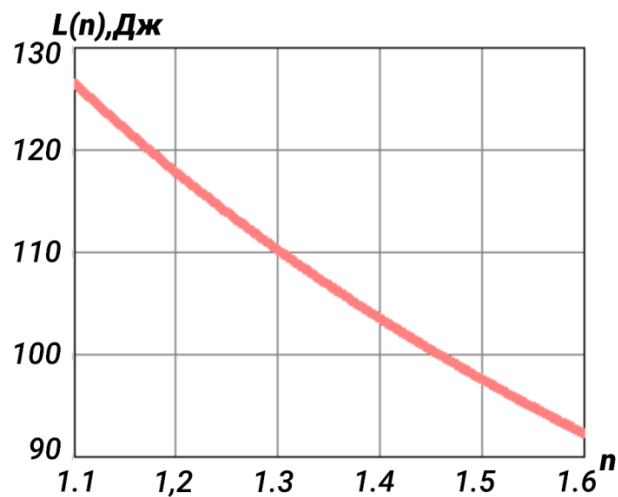


Рисунок 2.2 – Графік залежність енергії зарядки від показника політропи.

З графіків на рис.2.1 та рис.2.2 видно, що обидва параметри суттєво впливають на енергію зарядки і, відповідно, енергію удару. Слід врахувати, що для

показника ступеня стиснення газу рекомендований раціональний діапазоні складає $e = 1,3 \dots 1,5$ [51].

Інший впливовий параметр – показник політропи. Збільшення його величини призводить до значних енергетичних втрат, у зв'язку з перетворенням енергії в тепло.

Відповідно, основні параметри, які впливають на ефективність ударного пристрою – ступінь стиснення газу та показник політропи мають незначну нелінійність в межах рекомендованих значень $e = 1,3 \dots 1,5$, $n = 1,3 \dots 1,6$. Для зменшення показника політропи слід розв'язати конструктивну задачу по забезпеченню максимального відведення тепла, що дозволить підвищити коефіцієнт корисної дії ударного пристрою. Межі рекомендованих значень та їх відношення до енергії зарядки відображені на графіку рис.2.3, який побудований за допомогою програмного продукту Matlab, програмний код якого висвітлено в Додатку 2.

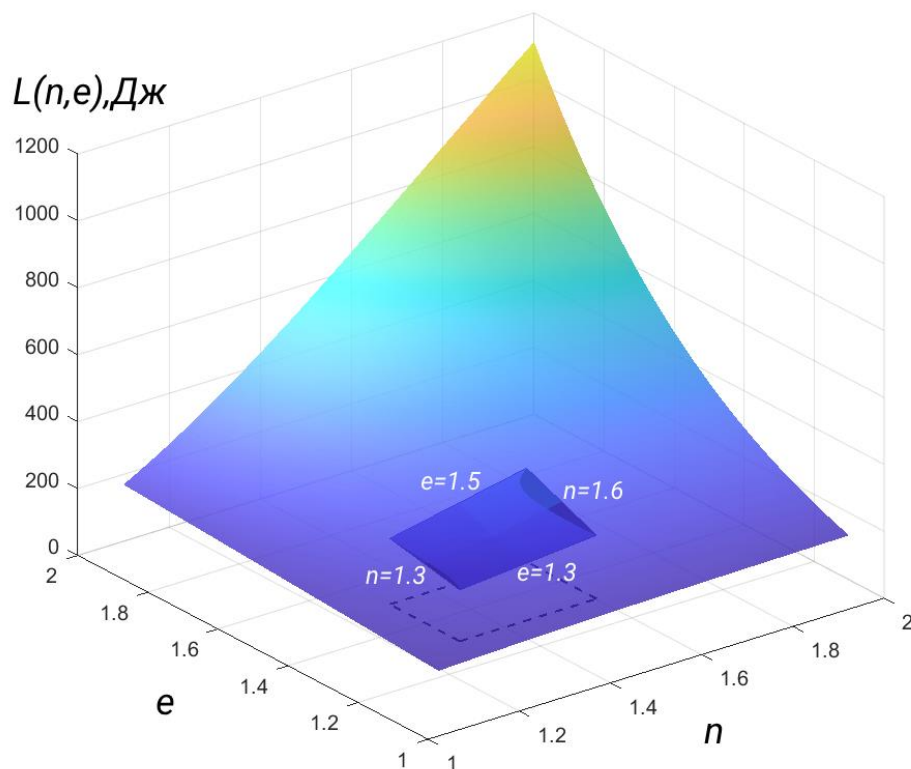


Рисунок 2.3 – Графік залежність енергії зарядки від ступеня стиснення газу в пневмоакумуляторі та від показника політропи з відображенням зони рекомендованих значень.

Застосування ударних пристроїв з пневмоаккумуляторами на ковшових машинах пов'язано з різноманітними умовами експлуатації. В першу чергу – через змінні умови відведення тепла при заглибленні ковша в ґрунт або гірську породу. За таких умов в одному циклі руйнування ґрунту можлива реалізація різних термодинамічних станів процесу стиснення–розширення газу в пневмоаккумуляторі.

Такий стан відповідає узагальнюючому політропному процесу, до якого відносять: ізохорний (відбувається при постійному об'ємі), ізобарний (незмінний тиск), ізотермічний (стала температура) та адіабатичний (відсутній теплообмін з навколишнім середовищем) [52]. Введення політропного процесу обумовлено необхідністю опису реальних газових процесів стиснення і розширення. Для практичного застосування важливим є вивчення деяких часткових процесів, що відбуваються за умови постійності одного з параметрів стану.

Проведено аналіз впливу термодинамічних умов на енергетичні параметри ударного пристрою направленої дії, призначеного для руйнування твердих та мерзлих ґрунтів, а також дослідження енергії удару, яка відповідає енергії зарядки пневмоаккумулятора, при політропічних процесах. Політропний процес є узагальнюючим процесом і містить усі часткові процеси (ізохорний, ізотропний, ізобаричний за умови, що ці часткові процеси відбуваються при постійній теплоємності) [53].

В загальному випадку, для політропічного процесу стиснення газу, енергія зарядки пневмоаккумулятора в процесі зведення бойка ударного пристрою визначається залежністю (2.1). При цьому показники $e(x)$ та n змінюються в залежності від виду політропічного процесу. Показник політропи може бути розрахований залежно від значень теплоємностей газу:

$$n = \frac{C - C_p}{C - C_v}, \quad (2.4)$$

де C — теплоємність газу в даному процесі, C_p і C_v — теплоємність цього ж газу, відповідно, при постійному тиску і об'ємі.

Показник ступеню стиснення газу визначається співвідношенням

$$e(x) = \frac{p(x)}{p_0}, \quad (2.5)$$

де $p(x)$ – поточне значення тиску при зведенні бойка.

Ізохорний процес (закон Шарля) відбувається без зміни об'єму, а тиск і температура тіла змінюються (нагріванням чи охолодженням в закритій посудині). При цьому робота не виконується, а вся відведена теплота йде на зміну внутрішньої енергії, а значить на ріст температури. Якщо ж теплота від системи відводиться, то внутрішня енергія і температура зменшуються.

Для ізохорного процесу ($V = \text{const}$) показник політропи дорівнює нескінченності $n_v = \infty$, оскільки $C_v = \text{const}$ і, відповідно, $C = C_v$. Тоді енергія удару, яка відповідає енергії зарядки пневмоакумулятора, не залежить від тиску і буде дорівнювати нулю.

Ізобарний процес (закон Гей-Люссака) – це процес, який відбувається при незмінному тиску: такий процес зустрічається значно частіше, ніж ізохорний і відіграє більш важливу роль. В ізобарному процесі підведена до газу енергія витрачається на нагрівання, транспортування газу і компенсацію ентропійних втрат.

Для ізобарного процесу ($p = \text{const}$) показник політропи буде дорівнювати нулю $n_p = 0$, оскільки $C_p = \text{const}$ відповідно $C = C_p$. Показник ступеню стиснення дорівнюватиме $e_p(x) = 1$, оскільки $p = p_0$. Тоді енергія зарядки визначається [52]:

$$L(x)_p = P \cdot (V(x) - V_0). \quad (2.6)$$

Ізотермічний процес (закон Бойля-Маріотта) - це процес який проходить при постійній температурі, тобто при незмінній внутрішній енергії. Для отримання постійної температури при розширенні газу необхідно підвести теплоту, а при стисненні відвести, так як при розширенні газ виконує роботу, а при стисненні - робота виконується над газом. В ізотермічному процесі ідеальних газів вся підведена теплота іде тільки на виконання роботи (є зміна об'єму).

Для ізотермічного процесу (температура $T = \text{const}$) показник політропи дорівнює одиниці $n_T = 1$ [53], а енергія зарядки визначається залежністю:

$$L(x)_T = p_0 \cdot V_0 \cdot \ln \frac{p_0}{p(x)}. \quad (2.7)$$

Адіабатичний процес – це процес, який відбувається без теплообміну з навколишнім середовищем. В реальних умовах цей процес нездійснений, так як не існує ідеальної теплоізоляції. Однак, якщо процес відбувається дуже швидко, то теплообмін між робочим тілом та навколишнім середовищем незначний і такий процес з достатнім рівнем ймовірності можна вважати адіабатним. Слід врахувати, що на відміну від попередніх процесів, у яких один з параметрів стану був постійним, в адіабатному процесі – всі три параметри стану змінні. При адіабатному розширенні здійснюється корисна робота, однак, оскільки теплота до газу не підводиться, то робота здійснюється за рахунок зменшення внутрішньої енергії, тобто, температура падає, що призводить до більш швидкого падіння тиску, ніж при ізотермічному процесі. Таким чином, адіабатне розширення газу відбувається із збільшенням об'єму і зменшенням тиску і температури. Єдиним джерелом здійснення роботи у цьому процесі є внутрішня енергія робочого тіла.

Для адіабатичного процесу показник політропи n відповідає показнику адіабати γ , що розраховується як співвідношення теплоємностей [54]:

$$n = \gamma = \frac{C_p}{C_v}. \quad (2.8)$$

Показник ступеню стиснення визначається за співвідношенням тисків, а енергія обчислюється за загальною формулою (2.1).

В результаті розрахунків в Mathcad отримано графіки залежності енергії зарядки від тиску для ізохорного L_v , ізотермічного L_T та адіабатичного L_{pv} процесів (рис.2.4). Детальний розрахунок і порівняння результатів наведено в Додатку 3.

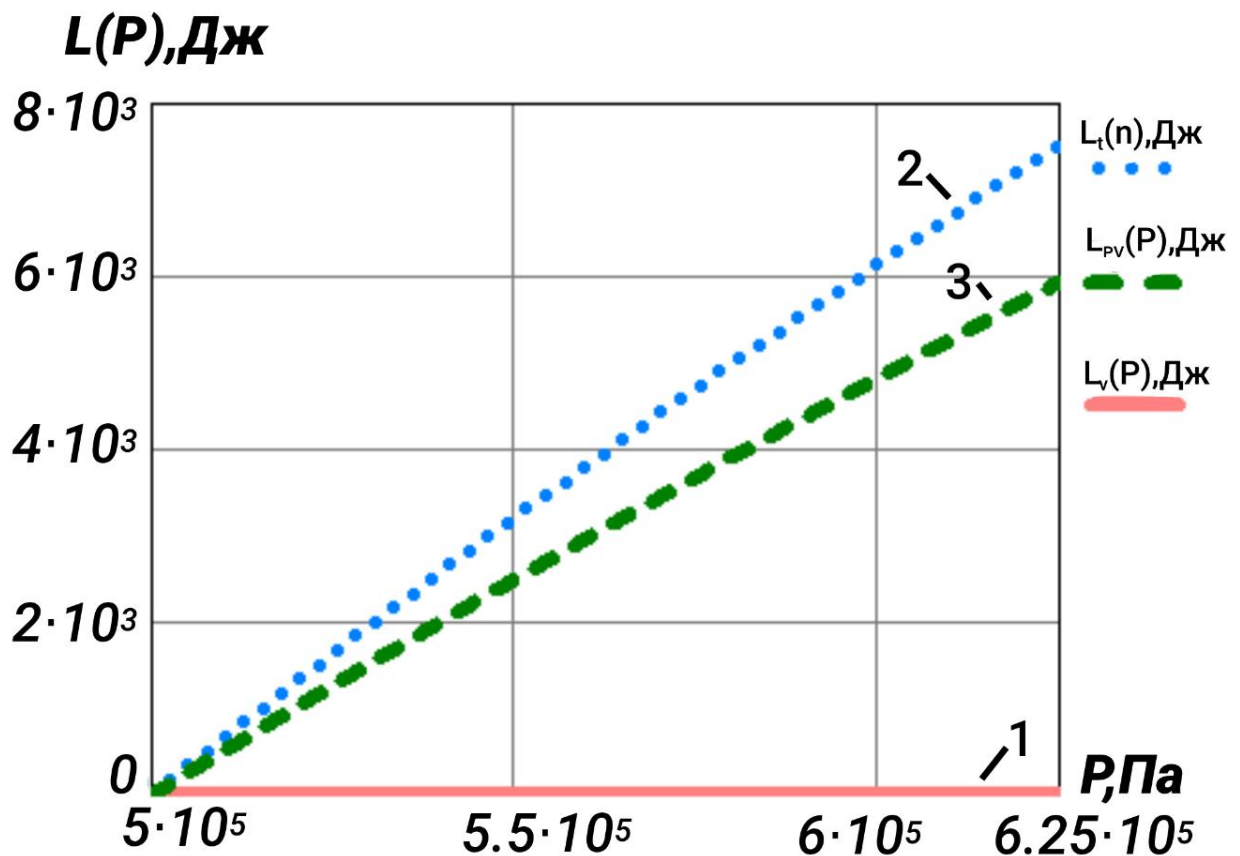


Рисунок 2.4 – Графіки залежності енергії зарядки від тиску:

1- для ізохорного процесу $L_v(p_1)$, 2 -для ізотермічного процесу $L_t(p_1)$, 3 – для адіабатичного процесу $L_{pv}(p_1)$.

Виходячи з графіків можна зробити висновок, що при ізохорному процесі енергія буде дорівнювати нулю незалежно від значення тиску; при ізотермічному - значення енергії зростає при збільшенні тиску; при адіабатичному - при збільшенні значення тиску енергія зростає менш стрімко ніж при ізотермічному процесі.

Значення об'єму камери пневмоакумулятора задано в зазначеному діапазоні. В результаті отримано графіки залежності енергії від об'єму камери пневмоакумулятора для ізохорного L_v та ізобарного L_p процесів (рис.2.5).

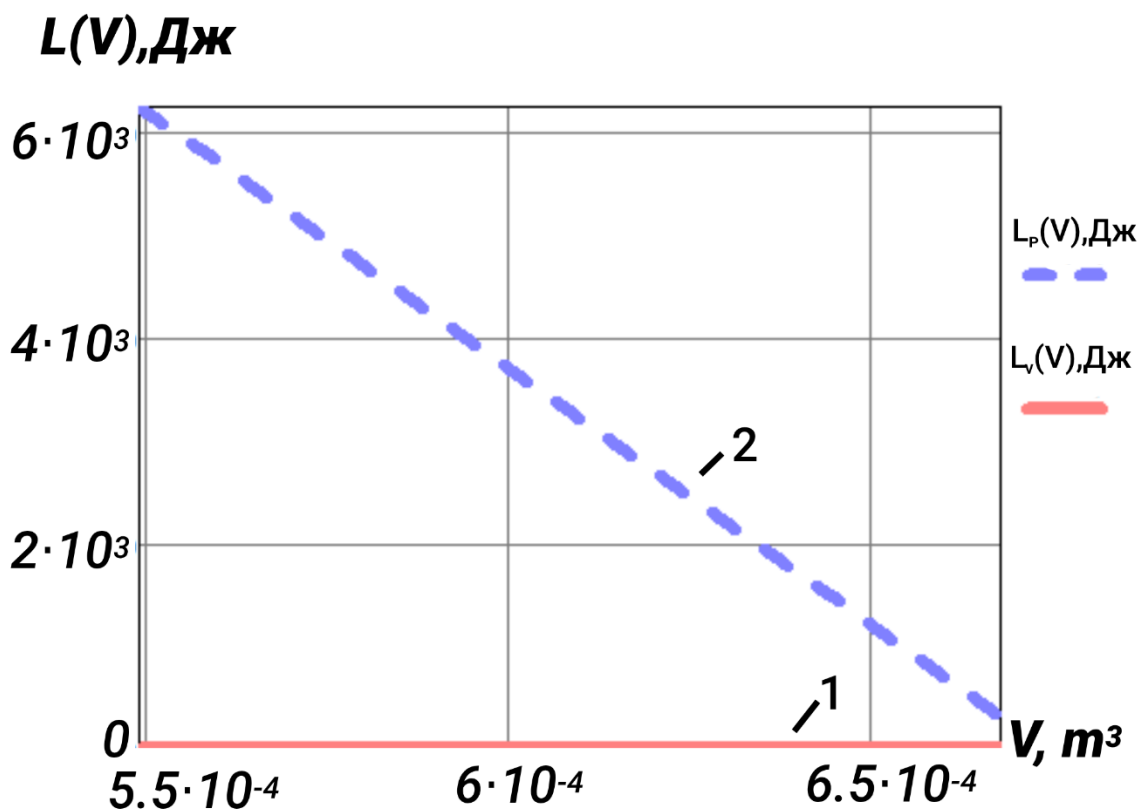


Рисунок 2.5 – Графіки залежності енергії від об’єму камери пневмоакумулятора:

1 – для ізохорного процесу $L_v(V_I)$, 2 – для ізобарного процесу $L_p(V_I)$.

Виходячи з графіків можна зробити висновок, що при ізохорному процесі енергія буде дорівнювати нулю незалежно від значення об’єму; при ізобарному значення енергії спадає при збільшенні об’єму.

Отже, на основі наведених залежностей на рис.2.4 та рис.2.5 можна зазначити, що при ізохорному процесі енергія дорівнює нулю незалежно від значень тиску і об’єму; при ізобарному процесі при збільшенні об’єму значення енергії зменшується; при ізотермічному при збільшенні тиску значення енергії зростає; при адіабатичному процесі при збільшенні значення тиску енергія зростає менш стрімко під при ізотермічному процесі.

Адіабатичний процес може бути характерним для ударного інструменту, що закріплений на ковші і який заглиблюється в ґрунт. Відповідно стискання чи розширення газу відбувається в циліндрі, який або покритий теплоізоляційною

ізоляцією або знаходиться в ізолюваному середовищі. За даних умов, якщо процес відбувається швидко, то теплообмін між робочим тілом та навколишнім середовищем незначний і такий процес з достатнім рівнем ймовірності можна вважати адіабатичним.

Вплив термодинамічних умов на енергетичні параметри пневмоакумулятора ударного пристрою є комплексним процесом, який потребує аналізу різних параметрів для кожного процесу (ізохорний, ізобарний, ізотермічний та адіабатичний), який носить випадковий характер для різних технологічних умов і, відповідно, необхідний імовірнісний підхід для розрахунку енергії та визначення залежностей. Такий підхід дозволяє встановити обмеження на роботу адаптивної мехатронної системи керування ударним процесом руйнування гірських порід для різноманітних термодинамічних умов експлуатації.

2.2 Статистичний розрахунок впливу випадкових величин на енергетичні параметри ударної системи

2.2.1 Статистичний розрахунок показника політропи за нормальним розподілом ймовірності

Враховуючи достатню продовжність роботи ударного пристрою, приймаємо гіпотезу, що зовнішні фактори впливають на зміну показника політропи, як випадкової величини, за нормальним розподілом ймовірності.

В загальному випадку, для політропічного процесу стиснення газу, енергія зарядки пневмоакумулятора в процесі зведення бойка ударного пристрою визначається залежністю (2.1).

Ступінь стиснення газу в пневмоакумуляторі визначається:

$$e(x) = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_n \cdot x} \right)^n, \quad (2.9)$$

де S_{Π} -площа торцевої частини пневмоакумулятора

Показник політропи має діапазон значень $n = 1,3..1,6$. і може розглядатись як випадкова величина. Відповідно і енергія зарядки буде мати певний діапазон значень.

Центральна гранична теорема теорії ймовірності стверджує, що нормальний розподіл виникає тоді, коли дана випадкова величина являє собою суму великого числа незалежних випадкових величин, кожна з яких відіграє незначну роль в утворенні всієї суми то цілком обґрунтовується розподіл n , як випадкової величини, через нормальний розподіл Гауса [55].

Оскільки зміна показника політропи допустима в межах від $n_{\min}=1.3$ до $n_{\max}=1.6$ то припускаючи, що в більшості випадків значення показника політропи стабілізується в середині інтервалу, а його крайні значення малоймовірні і тому відповідають правилу 3σ .

Наступні розрахунки здійснені відповідно до методики представлені в публікації [56].

Центр розсіювання:

$$m = (n_{\min} + n_{\max}) / 2 ,$$
$$m = 1.45 .$$

Середнє квадратичне відхилення:

$$\sigma = (m - n_{\max}) / 3 ,$$
$$\sigma = 0.05 .$$

Дисперсія:

$$D[X] = \sigma^2 ,$$
$$D[X] = 0.0025 .$$

Для третього порядку у зв'язку з симетричністю розподілу $\mu_3 = 0$, коефіцієнт асиметрії $S_k = \mu_3 / \sigma^3 = 0$.

Для четвертого порядку $\mu_4 = 3 \cdot \sigma^4$, $\mu_4 = 1.87 \cdot 10^{-5}$, ексцес для нормального розподілу $\varepsilon_x = \mu_4 / \sigma^4 - 3$, $\varepsilon_x = 4.4409 \cdot 10^{-16}$.

Крива нормального розподілу [57]:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (2.10)$$

$x = 1, 3 \dots 1, 6$.

Ймовірність потрапляння в зону математичного сподівання обмеженої середнім квадратичним відхиленням. Тобто $\alpha = m - \sigma = 1.4$; $\beta = m + \sigma = 1.5$.

$$P\{\alpha < X < \beta\} = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \int_{\frac{\alpha-m}{\sigma}}^{\frac{\beta-m}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt.$$

$$P\{\alpha < X < \beta\} = 0.6827.$$

Детальні розрахунків та побудова залежностей розміщені в Додатку4.

На рис. 2.6 наведено графік щільності ймовірності за нормальним законом розподілу з виділенням зони для визначення ймовірності потрапляння в цю зону, яка знаходиться в межах реалізації середнього квадратичного відхилення.

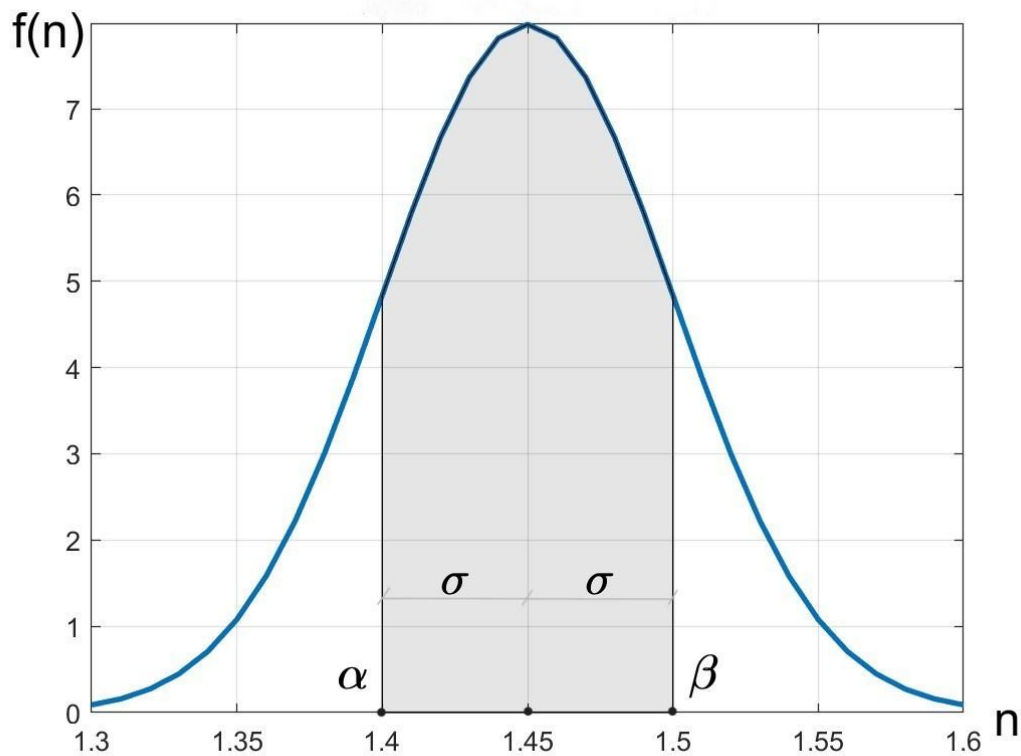


Рисунок 2.6 - Функція щільності ймовірності для нормального розподілу показника політропи діапазон (α, β) для визначення ймовірності потрапляння в нього.

Встановлено значення показника політропи, який змінюється в межах розподілу Гауса: $n_{\min}=1.4$; $n_{\max}=1.5$; середнє значення, яке відповідає математичному сподіванню $n_m=1.45$.

Ступінь стиснення газу в пневмоакумуляторі $e(x)$ визначаються за формулою (2.9) і відповідно буде:

$$e(x)_{\min} = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_n \cdot x} \right)^{n_{\min}}, e(x)_{\max} = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_n \cdot x} \right)^{n_{\max}}, e(x)_m = \left(\frac{V_0}{V_0 - S_n \cdot x} \right)^{n_m}.$$

Енергія зарядки пневмоакумулятора $L(x)$ визначаються за формулою (2.1) і відповідно буде:

$$L(x)_{\min} = \frac{p_0 V_0}{n_{\min} - 1} \left(e(x)_{\min}^{\frac{n_{\min} - 1}{n_{\min}}} - 1 \right), \quad L(x)_{\max} = \frac{p_0 V_0}{n_{\max} - 1} \left(e(x)^{\frac{n_{\max} - 1}{n_{\max}}} - 1 \right),$$

$$L(x)_m = \frac{p_0 V_0}{n_m - 1} \left(e(x)^{\frac{n_m - 1}{n_m}} - 1 \right).$$

Враховуючи, що $p_0=0.5$ МПа; $V_0=6,74 \cdot 10^{-4}$ м³; $S_n=0.047$ м²; $0 \leq x \leq 0,01$, побудуємо залежності ступеня стиснення та енергії від переміщення бойка для різних значень показника політропи.

На рис.2.7 наведено графіки ступеня стиснення газу переміщення бойка відповідно для крайні значень e_{min} та e_{max} , а також для e_m . Рис. 2.8 ілюструє залежності енергії зарядки від переміщення бойка.

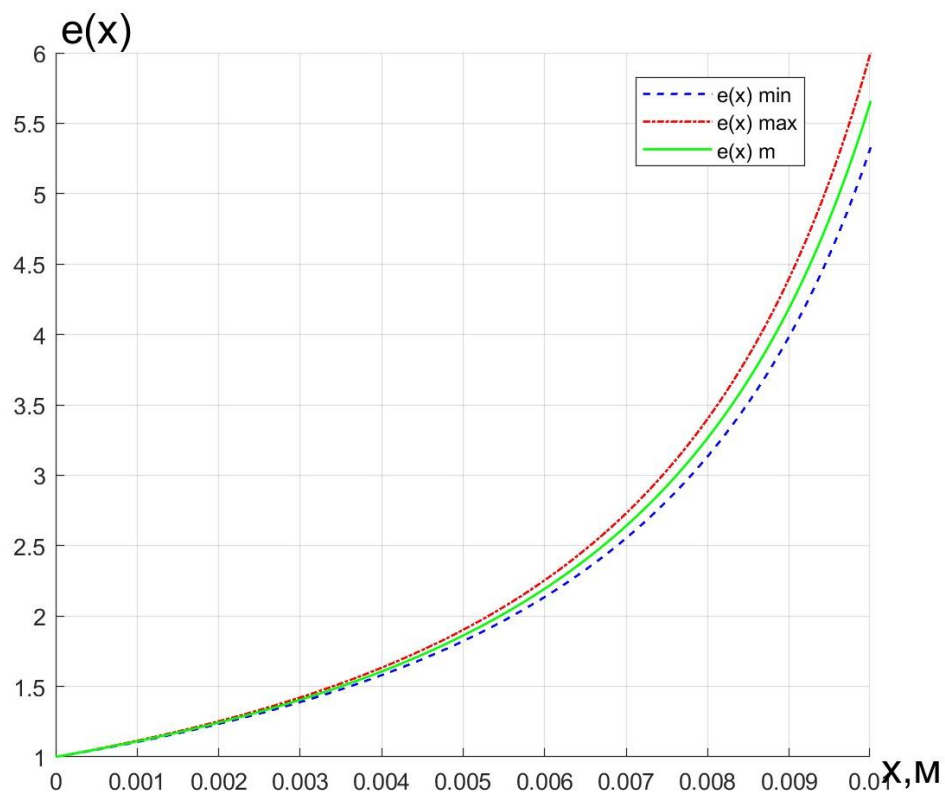


Рисунок 2.7 - Графіки ступеня стиснення газу в залежності від змінних переміщення бойка для різних значень показника політропи: $e_{max}(x)$; $e_{min}(x)$; $e_m(x)$

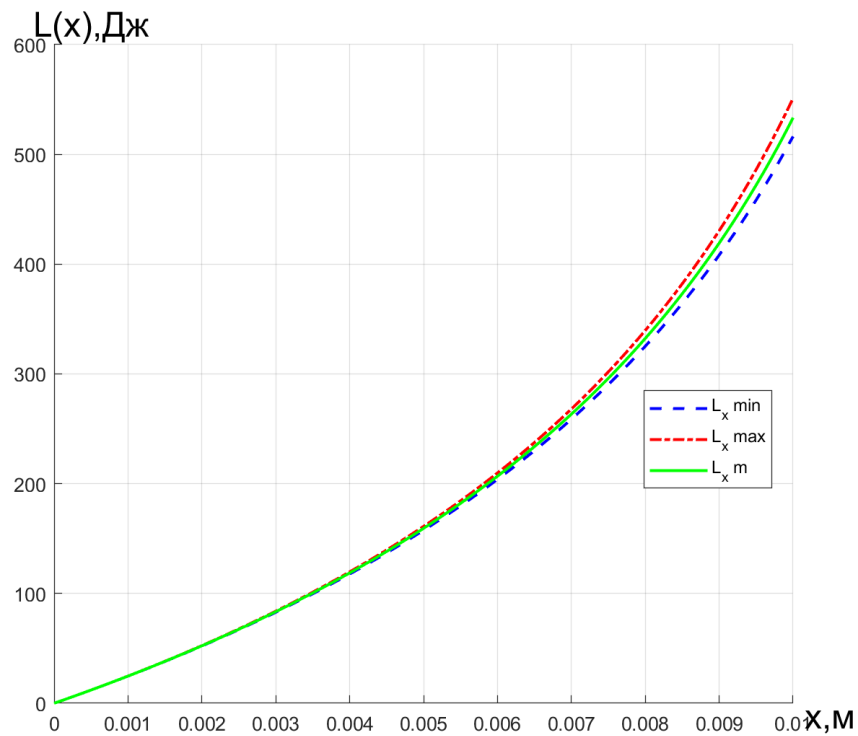


Рисунок 2.8 - Графіки енергії зарядки в залежності від змінних переміщення бойка для різних значень показника політропи:

$$L_{\max}(x); L_{\min}(x); L_m(x).$$

Отже, встановлено крайні значення параметрів для показника політропи 1.4...1.5, математичне сподівання 1.45 при ймовірності 0.683 для рівномірного розподілу в межах середньо квадратичного відхилення ± 0.05 , що дозволяє реалізувати на практиці раціональний діапазон показника ступеня стиснення газу та енергії зарядки пневмоакумулятора.

2.2.1 Статистичний розрахунок коефіцієнта стиснення газу за бета-розподіл ймовірності

Для статистичного розрахунку коефіцієнта стиснення більше підходить бета-розподіл [58], який переважає в тому, що обмежений фіксованим діапазоном, який узгоджується з притаманними обмеженнями ступенів стиснення в пневматичній

камері [59]. Цей обмежений характер через бета-розподіл дозволяє більш точно і реалістично відображати ступінь стиснення газу в пневмоакумуляторі, що відповідає певним експлуатаційним обмеженням.

Бета-розподіл - це група неперервних розподілів ймовірностей, визначених на інтервалі $[0, 1]$, що параметризуються двома додатними параметрами форми, α та β

Функція розподілу ймовірностей виражається [60]:

$$f(x) = \frac{x^{\alpha-1}(1-x)^{\beta-1}}{B(\alpha, \beta)}, \quad (2.11)$$

де $0 \leq x \leq 1$ та $B(\alpha, \beta)$ - бета-функція, константа нормалізації, яка гарантує, що повна ймовірність інтегрується до 1.

Бета-функція визначається наступним чином:

$$B(\alpha, \beta) = \int_0^1 t^{\alpha-1} (1-t)^{\beta-1} dt, \quad (2.12)$$

де функція $t^{\alpha-1}(1-t)^{\beta-1}$ в середині інтервалу є основою бета-функції, яка показує, як значення t змінюється за величиною в залежності від α та β .

Середнє значення для бета-розподілу визначається за формулою

$$m = \frac{\alpha}{\alpha + \beta}. \quad (2.13)$$

Дисперсія відображає розбіг бета-розподілу, показуючи, наскільки очікувані значення відхиляються від середнього і визначається:

$$D = \frac{\alpha\beta}{(\alpha + \beta)^2(\alpha + \beta + 1)}. \quad (2.14)$$

Мода бета-розподілу, є найчастішим або найімовірнішим значенням в розподілі, і визначається:

$$\text{mode} = \frac{\alpha - 1}{\alpha + \beta + 2}. \quad (2.15)$$

Розрахунки ймовірнісного розподілу ступеня стиснення газу та побудова залежностей проведені за допомогою Matlab і відображенні в Додатку 5.

В Matlab-кодi прописана побудова функції щільності ймовірності розподілу бета в діапазоні раціональних значень коефіцієнту стиснення, припускаючи, що пік щільності ймовірності знаходиться в рекомендованому діапазоні від 1.2 до 2. Дисперсія приймається на основі евристики для розподілу на інтервалі від цільового мінімального до цільового максимального ступеня стиснення. Фактична форма розподілу буде залежати від істинного середнього значення та дисперсії ступеня стиснення, які розраховані на основі реальних даних.

Розрахунки проведені з такими припущеннями:

- середнє значення знаходиться в центрі масштабованого рекомендованого діапазону.
- дисперсія реалізує досить вузький діапазон навколо середнього значення.

Для обчислення параметрів α і β бета-розподілу на основі інформації про ступінь стиснення, потрібно спочатку масштабувати заданий діапазон до $[0, 1]$. Після цього можливо використати метод моментів для оцінки α та β .

Враховуючи діапазон ступенів стиснення від 1 до 3, з рекомендованим робочим діапазоном від 1.2 до 2, очікується, що розподіл матиме пік навколо масштабованого значення цього рекомендованого співвідношення.

Спочатку масштабуємо рекомендований діапазон $[1.2, 2]$ до $[0,1]$ випростовуючи співвідношення:

$$ScaledValue = \frac{ActualValue - MinValue}{MaxValue - MinValue}, \quad (2.16)$$

де ActualValue – поточне значення, MinValue та MaxValue – мінімальне та максимальне значення відповідно.

Далі обчислимо середнє значення за (2.13) та дисперсію (2.14) для масштабованого бета-розподілу.

На рис.2.9 відображена функція щільності ймовірності бета-розподілу, яка побудована на діапазоні значень ступенів стиснення.

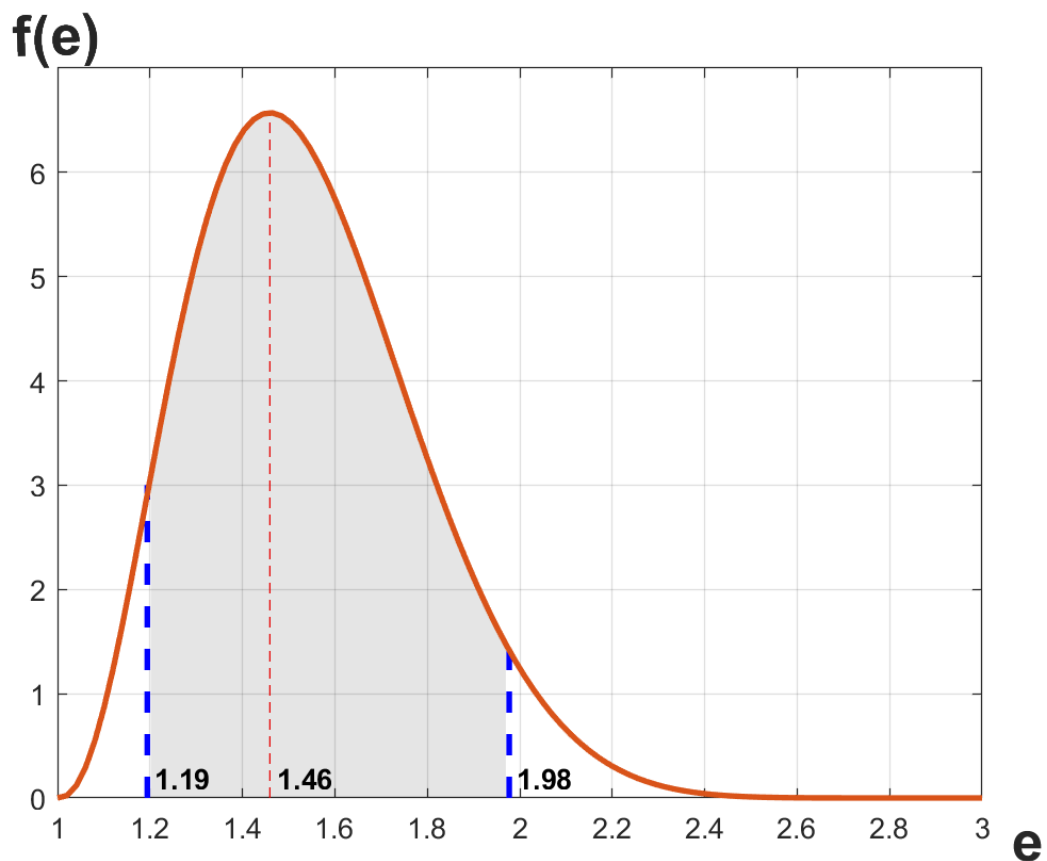


Рисунок 2.9 - Функція щільності ймовірності для бета розподілу ступеня стиснення газу діапазон $[1.19, 1.98]$ для визначення ймовірності потрапляння в нього.

Отримані значення ступеня стиснення, який змінюється в межах бета розподілу: $e_{\min}=1.19$; $e_{\max}=1.98$; середнє значення $e_m=1.46$.

Враховуючи, що залежність енергії удару $L(n)$ від значення показника політропи n визначається за (2.3), побудуємо дану залежність для різних значень ступеня стиснення газу.

На рис.2.10 наведено графіки енергії удару від значення показника політропи n відповідно для крайні значень e_{\min} та e_{\max} , а також для e_m .

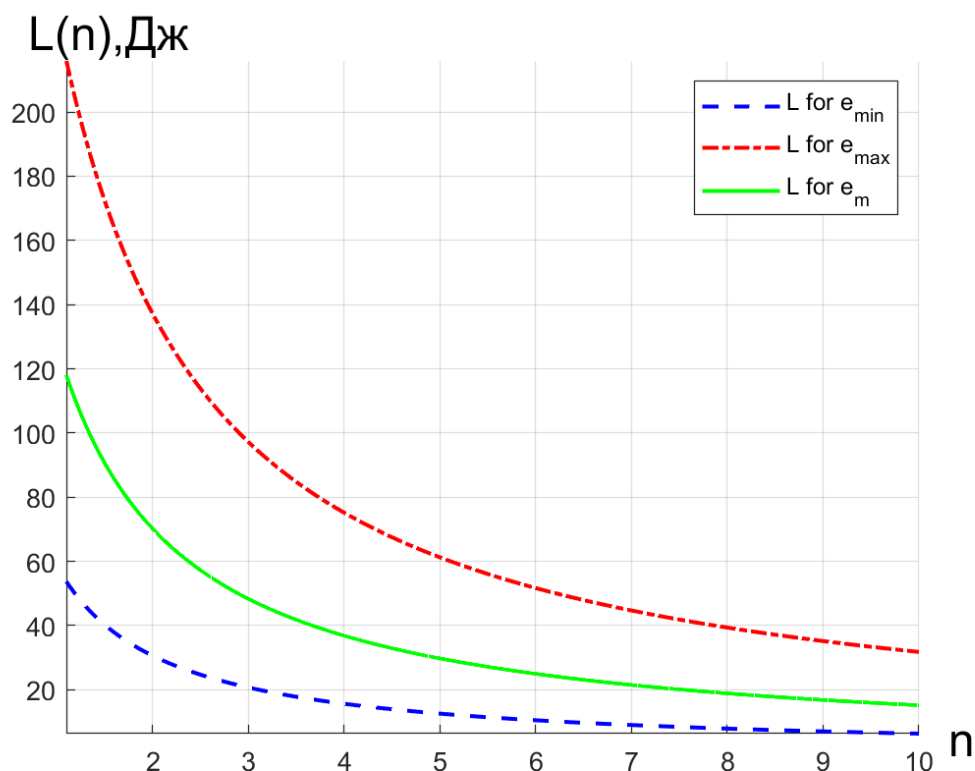


Рисунок 2.10 – Графік залежності енергії удару від показника політропи для різних значень ступеня стиснення газу: $L_{e_{max}}(n)$; $L_{e_{min}}(n)$; $L_{e_m}(n)$.

Отже, встановлені залежності енергії зарядки акумулятора від показника політропи з урахуванням характерних ймовірнісних параметрів показника політропи. Крайні значення параметрів для ступеня стиснення 1.19...1.98, середнє значення 1.46 в межах відхилення +0.53 та -0.26, що дозволяє реалізувати раціональний діапазон для енергії зарядки пневмоакумулятора.

2.3 Дослідження діапазону роботи системи ударного руйнування залежно від змінних характеристик робочого середовища

Для встановлення раціонального діапазону функціонування мехатронної системи адаптації визначимо характеристики процесу руйнування масиву з урахуванням сили опору різанню та енергії одиночного удару в залежності від траєкторії руху ковша та категорії щільності ґрунту за числом ударів ударника ДорНДІ.

The diagram illustrates a mechanical system with a rotating arm and a slider. The arm, labeled **3**, is pivoted at a point and has a length r_k . It is shown in two positions, with the angular displacement between them labeled φ_0 . The arm is connected to a slider, labeled **1**, which moves along a curved track. The slider is also shown in two positions, with the angular displacement between them labeled φ . The slider is connected to a vertical rod, labeled **2**, which is pivoted at a point. The vertical rod has a length R_u . The slider is also connected to a horizontal rod, labeled **2**, which is pivoted at a point. The horizontal rod has a length R_T . The slider is shown in two positions, with the angular displacement between them labeled φ . The slider is also shown in two positions, with the angular displacement between them labeled φ_0 .

1 – віброударний пристрій; 2- ковш; 3 – елемент робочого обладнання

$$R_{\max}^{\tau} = K \cdot h_{\max}^{1.35}. \quad (2.17)$$

78

$$K = 10 \cdot C \cdot (1 + 2.6 \cdot l) \cdot (1 - 7.5 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha) \cdot z, \quad (2.18)$$

де C - характеристика щільності породи, $l=2.6$ м - ширина захоплення маси породи (ширина ковша), $\alpha = 50^\circ$ - кут різання, $z = 1.2$ м - коефіцієнт який залежить від довжини горизонтального профілю та інших технологічних параметрів.

Залежність сили різання від кута повороту ковша φ визначається:

$$R_{\varphi}^{\tau} = K \cdot h_{\varphi}^{1.35}. \quad (2.19)$$

Відповідно поточна глибина різання визначається:

$$h_{\varphi} = r_k \cdot [\cos(\varphi_0 - \varphi) - \varphi_0], \quad (2.20)$$

де $r_k = 9.78 \cdot 10^{-1}$ м - радіус ковша; $\varphi_0 = 42^\circ$ - половина кута, який характеризує параметри вибою при повному заповненні ковша породою за один поворот.

Тоді з урахування (2.17) та (2.18) отримуємо співвідношення:

$$R^{\tau} = 10 \cdot C \cdot (1 + 2.6 \cdot l) \cdot (1 - 7.5 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha) \cdot z \cdot \{r_k \cdot [\cos(\varphi_0 - \varphi) - \varphi_0]\}^{1.35}. \quad (2.21)$$

Після підстановки числових значень в (2.21) отримаємо співвідношення, що характеризує залежність сили опору ґрунту від характеристик щільності породи та кута повороту ковша.

$$R^{\tau}(C, \varphi) = 2.199 \cdot 10^{-1} \cdot C \cdot (\cos(\varphi_0 - \varphi) - \varphi_0)^{1.35}. \quad (2.22)$$

За рівнянням (2.22) визначена характеристика сили опору різанню R^{τ} , в залежності від кута повороту ковша та числа ударів ударника ДорНДІ рис.2.12.

Розрахунки та побудова залежностей виконана з використанням мови програмування R в середовищі RStudio, програмний код винесений в Додатку 6.

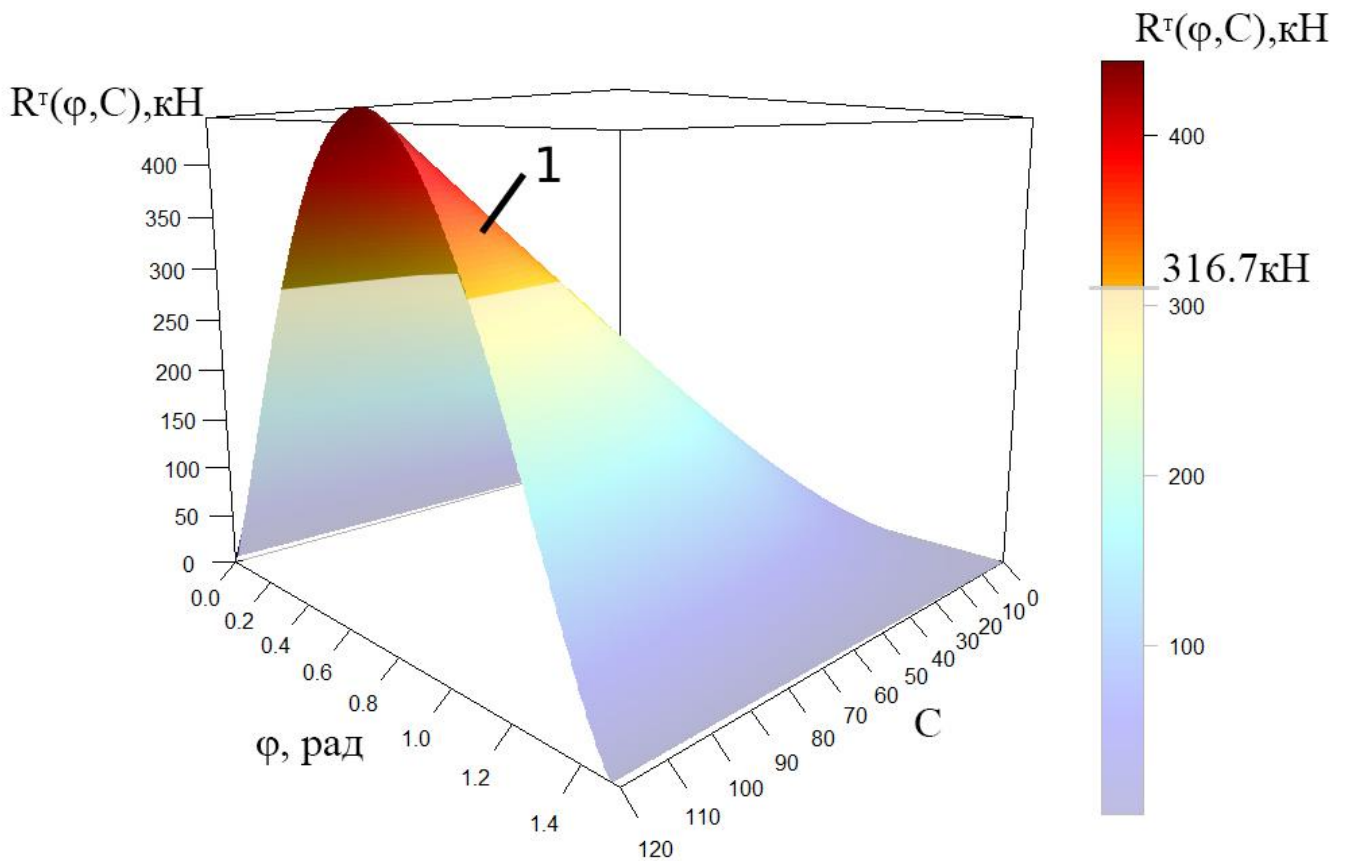


Рисунок 2.12 – Залежність сили опору різанню від кутового переміщення ковша та числа ударів ударника ДорНДІ, 1- оптимальна зона ввімкнення ударного пристрою.

Відповідно до наведених результатів розрахунків, спрацювання ударного пристрою відбувається при досягненні сили опору ґрунту значення $R \geq 3.167 \cdot 10^5 \text{ Н}$ тобто більше 316,7 кН. Локація діапазону роботи пристрою на графіку залежності сили різання від кута повороту ковша та характеристики щільності породи зображено на рис.2.13

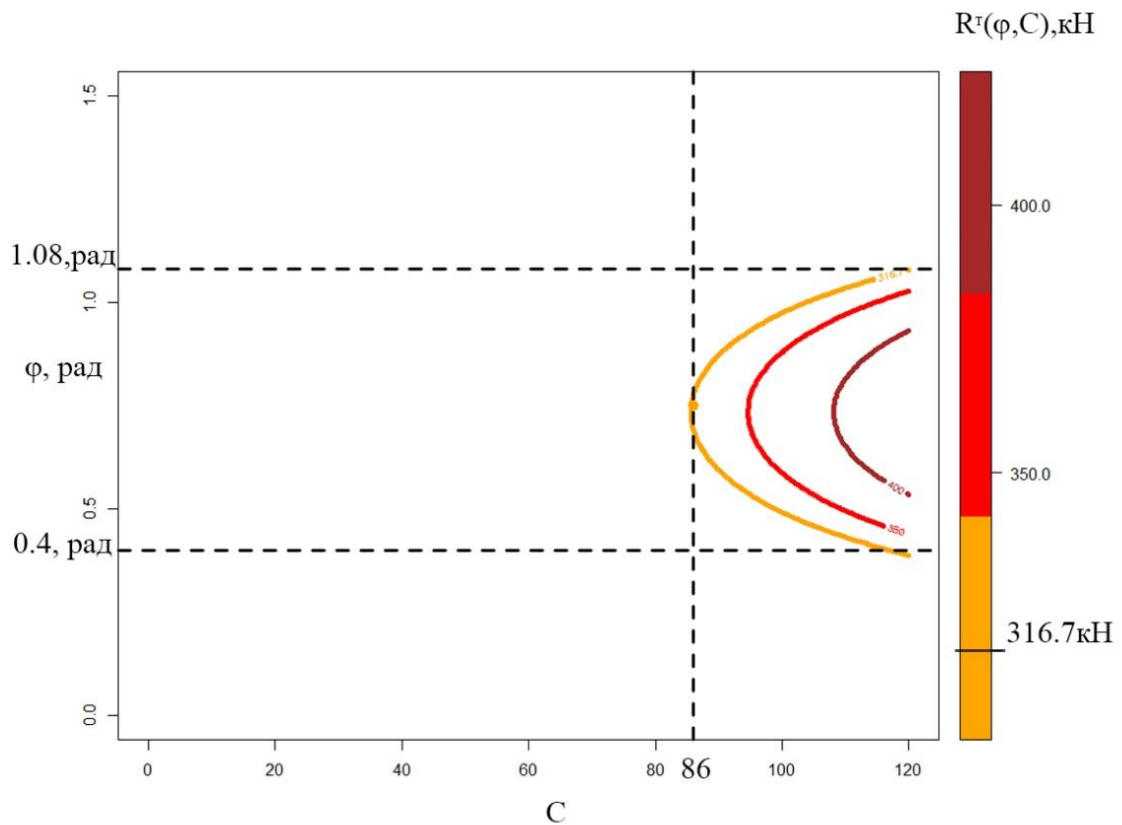


Рисунок 2.13 – Локація діапазону роботи ударного пристрою на графіку залежності сили різання від кута повороту ковша та характеристики щільності ґрунту

Встановлений діапазон оптимального регулювання енергії удару, який характеризується критичними значеннями сили опору ґрунту різанню. За замовчування спрацювання ударного пристрою ефективно в діапазоні кутового переміщення ковша ємністю $0,5 \text{ м}^3$ складає від 23° до 103° при значенні числа ударів ударника ДорНДІ починаючи з 86 і вище.

Для регулювання даного діапазону та досягнення оптимального регулювання енергетичних параметрів робочих органів машин з адаптацією до умов робочого середовища можливе комбінуванням взаємодії статичного та динамічного режимів руйнування гірських порід та міцних ґрунтів [61].

Слід зауважити, що у відповідності до схеми пристрою (рис. 1.12) і аналізу його функціонування, при вимкненні системи керування або при недосягненні критичного значення для ввімкнення режиму удару (при переміщенні спряжених бойка та інструмента на величину $l < l_{36}$), періодичне стиснення газу в пневмоакумуляторі все ж відбувається, але при розрядці пневмоакумулятора накопичена енергія сприяє динамічному режиму руйнування гірських порід тому застосування рекуперативної системи за типом системи [62] не є раціональним.

Висновки до розділу 2

Проведено дослідження змінних характеристик експлуатації для врахування їх в системі адаптивного мехатронного керування:

1. Основні характеристики параметрів, які впливають на ефективність ударного пристрою – ступінь стиснення газу та показник політропи мають незначну нелінійність в межах рекомендованих значень $\epsilon = 1,3 \dots 1,5$, $n = 1,3 \dots 1,6$. Для зменшення показника політропи слід розв'язати конструктивну задачу по забезпеченню максимального відведення тепла, що дозволить підвищити коефіцієнт корисної дії ударного пристрою.
2. Вплив термодинамічних умов на енергетичні параметри пневмоакумулятора ударного пристрою є комплексним процесом, який потребує аналізу різних параметрів для кожного процесу (ізохорний, ізобарний, ізотермічний та адіабатичний), який носить випадковий характер для різних технологічних умов і, відповідно, необхідний імовірнісний підхід для розрахунку енергії та визначення залежностей. При ізохорному процесі, енергія дорівнює нулю незалежно від значень тиску. Це можна пояснити незмінною внутрішньою енергією. При адіабатичному процесі, при збільшенні значення тиску енергія зростає менш стрімко ніж при ізотермічному процесі.
3. Проведено статистичний розрахунок впливу показника політропи як випадкової величини за нормальним розподілом ймовірності та встановлені

залежності ступеня стиснення газу і енергії зарядки акумулятора від переміщення бойка. Визначено крайні значення параметрів для показника політропи 1.4...1.5, математичне сподівання 1.45 при ймовірності 0.683 для нормального розподілу в межах середньо квадратичного відхилення ± 0.05 , що дозволяє реалізувати на практиці раціональний діапазон показника ступеня стиснення газу та енергії зарядки пневмоакумулятора.

4. Проведено статистичний розрахунок коефіцієнта стиснення газу за Бета-розподіл ймовірності. Встановлені залежності енергії зарядки пневмоакумулятора від показника політропи з урахуванням характерних ймовірнісних параметрів показника політропи. Крайні значення параметрів для ступеня стиснення 1.19...1.98, середнє значення 1.46 в межах відхилення +0.53 та -0.26, що дозволяє реалізувати на раціональний діапазон для енергії зарядки пневмоакумулятора.
5. Досліджено діапазон роботи системи ударного руйнування залежно від змінних характеристик робочого середовища. розраховано максимально силу опору різанню; проведено аналіз та побудовані графіки залежності сили різання від параметрів вибою, кута повороту ковша робочого обладнання та визначено зону спрацювання ударного пристрою при значенні числа ударів ударника ДорНДІ починаючи з 86 і вище.

РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ УДАРНИХ СИСТЕМ РУЙНУВАННЯ ГІРСЬКИХ ПОРІД

3.1 Математична модель процесу енергорозрядки віброударного ковша гідравлічного екскаватора

Рух бойка в ударних системах, що використовуються у вібраційних ковшах екскаваторів, є нелінійним процесом, який залежить від багатьох параметрів.

Розробка складної моделі, яка точно відображає рух бойка, дозволить створити кращі стратегії керування роботою адаптивної системи, що підвищить енергоефективність віброударних пристроїв, які використовуються в енергетиці.

В даному дослідженні розроблена математична модель, у вигляді нелінійного диференціального рівняння, процесу енергорозрядки пневмоаккумулятора віброударного ковша, пов'язаного з динамікою ударного елемента – бойка. А також розв'язок диференціального рівняння, що дозволить визначити швидкість руху даного бойка та залежність його швидкості від ходу бойка.

На рис. 3.1 наведено конструктивну схему з позначенням основних елементів віброударного ковша екскаватора, обладнаного ударним елементом.

Принцип роботи ударного елемента детально описаний в розділі 1 даної роботи.

Для опису руху бойка застосовано метод кінетостатики за яким д'Аламберова сила інерції визначається співвідношенням:

$$-m \cdot x'', \quad (3.1)$$

де m – зведена маса бойка (з урахуванням маси клапана), x'' – прискорення бойка.

Відповідно сила розгону, яка діє через газ, на бойок, запишеться:

$$F(x) = S \cdot p(x), \quad (3.2)$$

де $S = \pi \cdot d_1^2 / 4$ – площа торцевої частини камери.

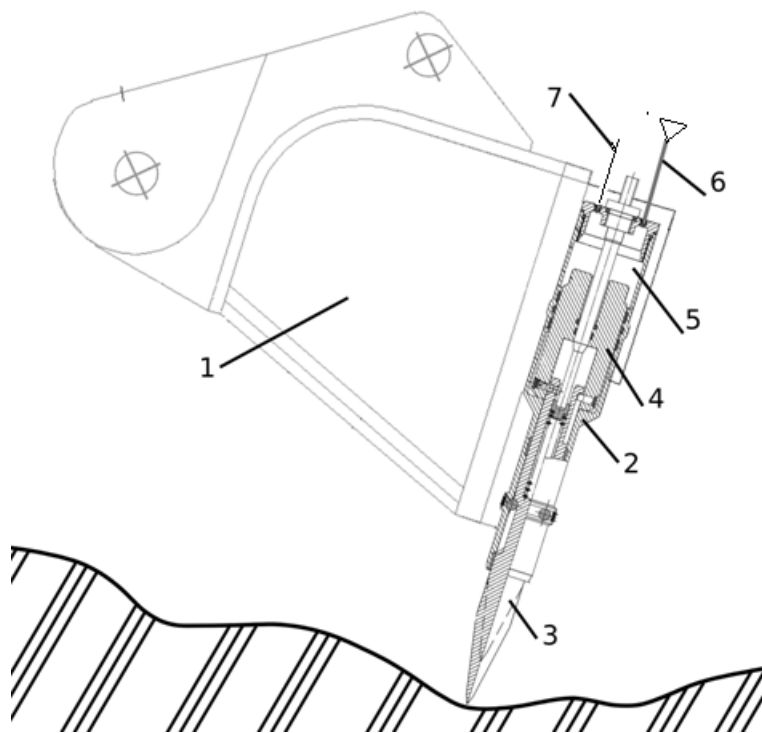


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема віброударного ковша: 1 – ковш, приєднаний до маніпулятора; 2 – корпус; 3 – інструмент-зубець і 4 – бойок; 5 - камера пневмоаккумулятора з початковим тиском p_0 ; 6 – лінія керованої пневмоподачі; 7 – електровиведення інформації від датчика тиску.

При моделюванні розгону бойка основним є процес збільшення об'єму камери пневмоаккумулятора від початкового значення V_0 до кінцевого значення V_t , а тиск газу в камері пневмоаккумулятора збільшується з початкового значення p_0 до кінцевого значення p_t .

Приймаючи припущення про політропічний процес стиснення газу з показником політропи n , енергія зарядки пневмоаккумулятора характеризується

залежністю (2.1):
$$L = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left(e^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right),$$
 де e – ступінь стиснення газу, $e = p_t/p_0$.

Процес розрядки пневмоакумулятора пов'язаний з політропічним розширенням газу, тому тиск в пневмокамері визначається співвідношенням [50]:

$$p(x) = p_t \cdot \left(\frac{V_t}{V_t + S \cdot x} \right)^n, \quad (3.3)$$

де x – переміщення бойка в фазі розгону.

Виходячи з принципу д'Аламбера, рівняння кінетостатики запишеться:

$$-m \cdot x'' + S \cdot p(x) = 0. \quad (3.4)$$

З урахуванням (3.3), отримаємо:

$$m \cdot x'' = S \cdot p_t \cdot \left(\frac{V_t}{V_t + S \cdot x} \right)^n. \quad (3.5)$$

Для спрощення обчислення в (3.5) замінимо групу констант на N :

$$N = \frac{S \cdot p_t \cdot V_t^n}{m}, \quad (3.6)$$

і, відповідно, диференціальне рівняння руху (3.5) запишеться:

$$x'' = \frac{N}{(V_t + S \cdot x)^n}. \quad (3.7)$$

Диференціальне рівняння (3.7) нелінійне і точного розв'язку немає. Проте дане диференціальне рівняння допускає пониження порядку з переходом до стаціонарного розв'язку в фазовій системі координат [51]. Ввівши заміну:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dx'}{dt} \cdot \frac{dx}{dx} = x' \cdot \frac{dx'}{dx},$$

отримаємо з (3.7) рівняння першого порядку з роздільними змінними відносно фазових координат $x' = v$ та x

$$v dv = \frac{N}{(V_t + S \cdot x)^n} dx. \quad (3.8)$$

Проведемо інтегрування (3.8)

$$\int v dv = N \int \frac{(V_t + S \cdot x)^{-n} \cdot d(V_t + S \cdot x)}{S},$$

і отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{v^2}{2} &= N \frac{(V_t + S \cdot x)^{-n+1}}{S \cdot (-n+1)} + C_1. \\ \frac{v^2}{2} &= -\frac{N}{S \cdot (n-1)} \cdot \frac{1}{(V_t + S \cdot x)^{n-1}} + C_1. \end{aligned} \quad (3.9)$$

З урахуванням початкових умов $x(0) = 0$; $x'(0) = 0$ визначимо постійну C_1 .

$$-\frac{N}{S \cdot (n-1)} \cdot \frac{1}{V_t^{n-1}} + C_1 = 0,$$

звідки

$$C_1 = \frac{N}{S \cdot (n-1)} \cdot \frac{1}{V_t^{n-1}}.$$

Тоді з рівняння (3.9) отримаємо

$$v = \sqrt{2 \cdot \left[-\frac{N}{S \cdot (n-1)} \cdot \frac{1}{(V_t + S \cdot x)^{n-1}} + \frac{N}{S \cdot (n-1)} \cdot \frac{1}{V_t^{n-1}} \right]},$$

звідки

$$v = \sqrt{2 \cdot \left\{ \frac{N}{S \cdot (n-1)} \left[-\frac{1}{(V_t + S \cdot x)^{n-1}} + \frac{1}{V_t^{n-1}} \right] \right\}},$$

з урахуванням (3.6) отримаємо

$$v = \sqrt{2 \cdot \left\{ \frac{p_t \cdot V_t^n}{m \cdot (n-1)} \left[-\frac{1}{(V_t + S \cdot x)^{n-1}} + \frac{1}{V_t^{n-1}} \right] \right\}}. \quad (3.10)$$

Для числового аналізу процесу розгону бойка в фазовій площині використаємо вхідні дані

$$p_t = 1.563 \cdot 10^6 \text{ Pa}, V_t = 3.217 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3, m = 18.023 \text{ kg}, S = 0.011 \text{ m}^2, \\ x = 0, 0.0001 \dots 0.1 \text{ m}.$$

Тоді залежність швидкості від переміщення x , з урахуванням (3.10), виражається функцією:

$$v(x) = \sqrt{2 \cdot \left\{ \frac{p_t \cdot V_t^n}{m \cdot (n-1)} \left[-\frac{1}{(V_t + S \cdot x)^{n-1}} + \frac{1}{V_t^{n-1}} \right] \right\}}. \quad (3.11)$$

В Додатку 7 наведено протокол розрахунків та побудова залежностей в системі Matlab.

На рис. 3.2 наведена залежність швидкості бойка (м/с) від величини ходу (м) отримана з залежності (3.11).

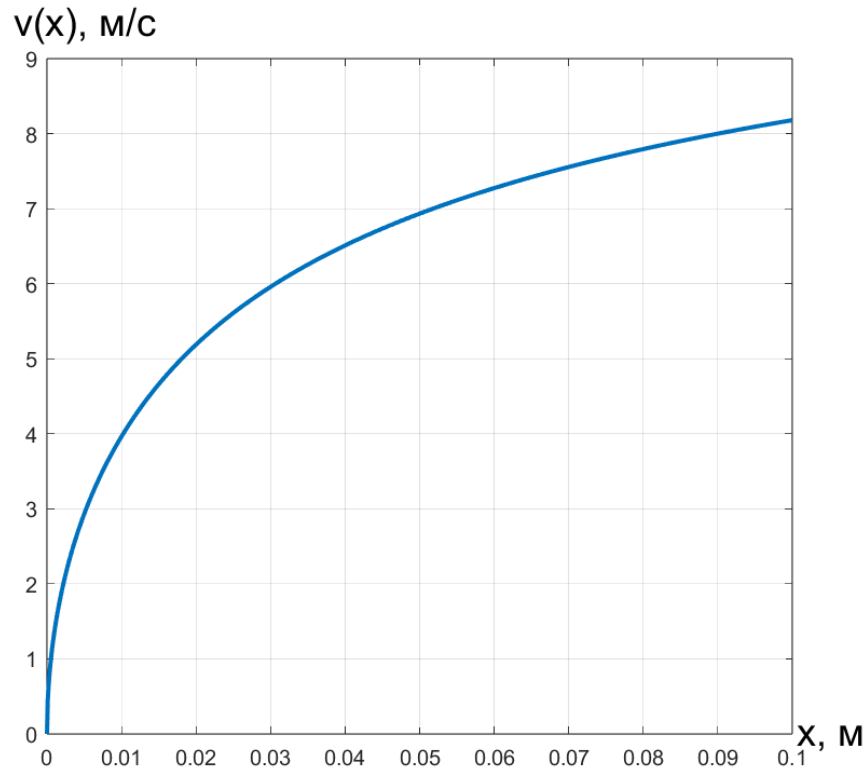


Рисунок 3.2 – Залежність швидкості бойка (м/с) від величини ходу(м) при розрядці пневмоакумулятора.

Отже, розроблена нелінійна модель розгону бойка ударного пристрою віброковша екскаватора у вигляді нелінійного диференціального рівняння другого порядку та запропоновано інтегрування рівняння: методом пониження порядку диференціального рівняння. Отримана залежність швидкості бойка від величини ходу, що дозволить встановити параметри електромеханічної системи керування процесом руйнування гірських порід.

3.2 Розробка дискретно-безперервної математичної моделі ударного пристрою з параметрами впливу на характеристики ударного імпульсу

В даному розділі наведені результати дослідження ударної системи дискретно-безперервного типу, Основна увага приділялась фазі передачі енергії в процесі співудару бойка та інструменту в гірський масив з урахуванням інерційної та хвильової складових енергії.

Розроблена математична модель представляє інструмент як стрижень зі змінним профілем, а боек як дискретний елемент. Модель включає як жорсткі, так і дисипативні зв'язки для імітації ударної взаємодії. В моделі використано диференціальні рівняння для опису руху взаємодіючих елементів, а для інтегрування рівнянь застосовано метод скінченних різниць. Дослідження має важливе значення для проектування мехатронної системи, яка враховує частотні та амплітудні характеристики ударної системи та забезпечує можливості керування характеристикою ударного імпульсу.

На рис. 3.3 наведена конструктивна та розрахункова схеми ударного пристрою за типовою схемою установки ударного пристрою, наприклад гідромолота, на маніпуляторі екскаватора. Розрахункова схема ударника відображає динамічну систему «бойок – інструмент змінного перерізу – оброблювальне (робоче) середовище», В комплексній математичній моделі, яка відповідає розрахункові схемі, опір робочого середовища відображено моделлю Фойхта з включенням елементів жорсткості та дисипації [63].

Модель описується системою двох диференціальних рівнянь в звичайних та в частинних похідних. Зв'язки між елементами описуються крайовими умовами функціонування системи, а початкові умови відображають початковий стан системи. Таким чином, формуються початково-крайова задача. Сила взаємодії бойка з торцем інструменту представлена в степеневій залежності від різниці їх переміщень.

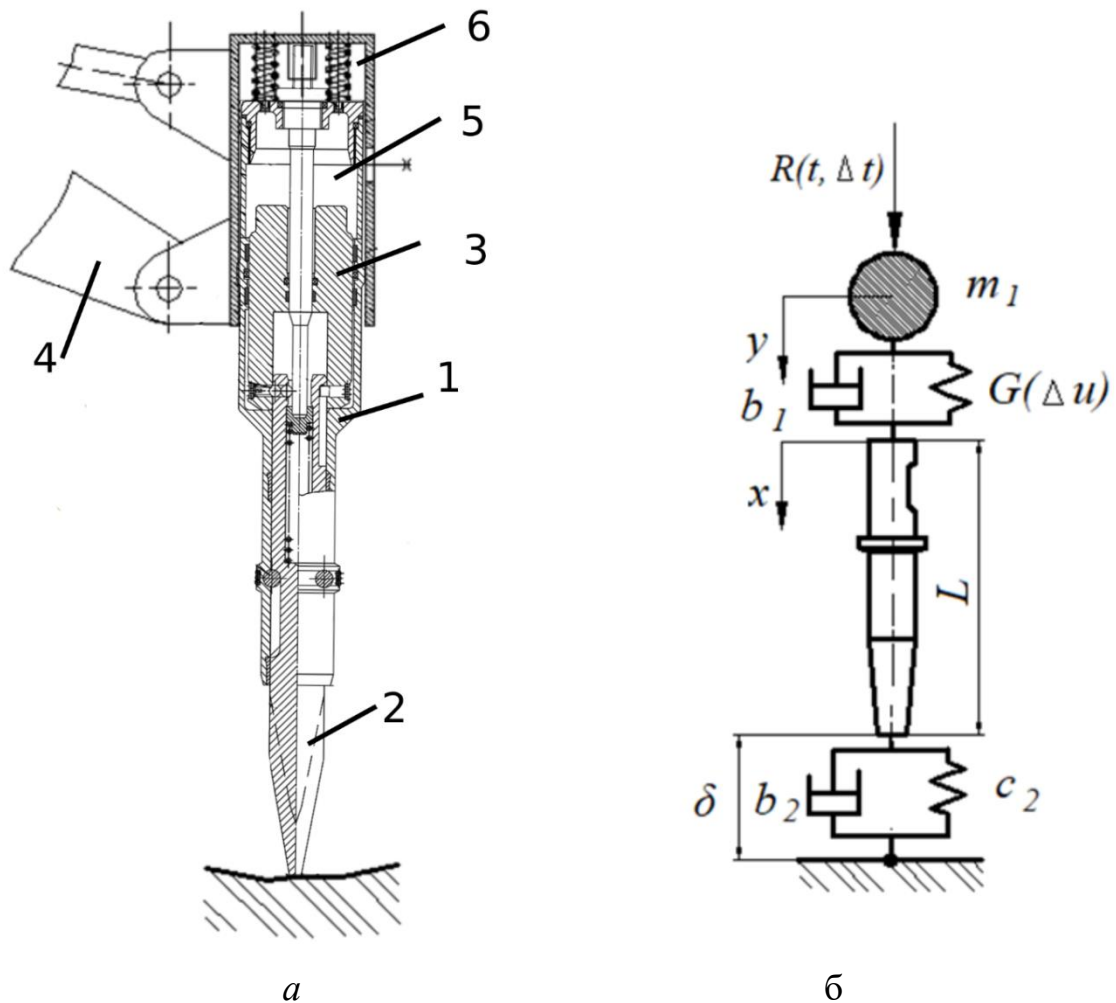


Рисунок 3.3- Ударний пристрій: а – конструктивна схема; б – розрахункова схема; 1 – корпус; 2 – інструмент; 3 – боек; 4 – маніпулятор; 5 – камера пневмоаккумулятора; 6 – блок амортизації; m_1 – маса бойка, $G(\Delta u)$ – функція жорсткості, c_2 – коефіцієнт жорсткості гірського масиву; b_1 , b_2 – коефіцієнти дисипації елементів зв'язку бойка, інструменту та гірського масиву; L – довжина інструменту-стержня; δ – величина заглиблення інструменту в оброблюване середовище; $R(t, \Delta t)$ – зовнішня сила

Дискретний елемент маси m_1 представляє бойок. Враховано, що на дискретний елемент діє зовнішня сила $R(t, \Delta t)$, яка має періодичний або імпульсний характер. Взаємодія бойка з інструментом моделювалась нелінійними жорсткими $(G(\Delta u))$ та дисипативними (b_1) зв'язками. Аналогічні зв'язки (b_2, c_2) моделювали взаємодію інструмента з робочим середовищем.

Введені наступні позначення:

$u(t, x)$ – переміщення перерізу стержня з координатою x ;

t – час;

$y(t)$ – переміщення центру дискретного елемента масою m_1 ;

E – модуль пружності;

ρ – густина матеріалу стержня;

$a = \sqrt{E\rho^{-1}}$ – швидкість звуку у матеріалі стержня;

$S=S(x)$ – площа змінного поперечного перерізу інструмента.

Для постановки початково-крайової задачі для моделі дискретно-безперервного ударника вводяться рівняння руху для поперечних перерізів інструмента та дискретного елемента. Ці рівняння є фундаментальними для опису динаміки та процесу передачі енергії досліджуваної системи. Представлені диференціальні рівняння відображають поведінку системи за різних умов. Граничні умови для інструменту відображають характер взаємодії між кінцями інструменту, дискретним елементом і робочим середовищем. Початкові умови також визначаються, встановлюючи початковий стан системи до того, як відбудеться будь-яка взаємодія.

Рівняння руху перерізів інструмента та дискретного елемента представлені у вигляді:

$$\frac{\partial^2 u(t, x)}{\partial t^2} = a^2 \left[\frac{1}{S(x)} \cdot \frac{dS(x)}{dx} \frac{\partial u(t, x)}{\partial x} + \frac{\partial^2 u(t, x)}{\partial x^2} \right], 0 < t \leq T, 0 \leq x \leq L, \quad (3.12)$$

де $\frac{\partial^2 u(t, x)}{\partial t^2}$ - представляє прискорення поперечних перерізів інструмента.

Рівняння (3.12) - це диференціальне рівняння в частинних похідних, в якому відображена характеристика змінних поперечних перерізів інструменту. Воно описує, як зміщення $u(t,x)$ змінюється з часом t і положенням x вздовж інструмента. Цей тип рівняння зазвичай використовується для моделювання неперервних систем, фізичні властивості яких змінюються вздовж довжини.

Рух дискретного елемента описується диференціальним рівнянням:

$$m_1 \frac{d^2 y}{dt^2} = R(t) + G(\Delta u) \cdot (u(t,0) - y) + b_1 \frac{d}{dt}(u(t,0) - y), \quad (3.13)$$

де $R(t)$ представляє зовнішню силу, що діє на дискретний елемент, $G(\Delta u)$ являє собою функцією деякого переміщення тобто коефіцієнт демпфування, який враховує втрати енергії через тертя або інші дисипативні сили.

Звичайне диференціальне рівняння (3.13) описує рух дискретного елемента, що моделюється як одноточкова маса m_1 .

Наявність двох різних типів рівнянь в моделі вказує на те, що досліджувана система має як безперервні, так і дискретні елементи. Це характерно для зв'язаної системи, в якій система з розподіленими параметрами (представлена диференціальне рівняння в частинних похідних) взаємодіє з системою з зосередженими параметрами (представлена звичайне диференціальне рівняння).

Розв'язання загальної проблеми вимагає одночасного розв'язання обох рівнянь з відповідними умовами зв'язку на межі розділу, де взаємодіють неперервна та дискретна частини. Таким чином, обидва рівняння описують різні частини системи і повинні бути вирішені разом, щоб адекватно описати динаміку всієї системи.

Крайові умови для інструмента відображають характер взаємодії торців з дискретним елементом та робочим середовищем:

$$S(0)E \frac{\partial u}{\partial x}(t,0) = -G(\Delta u)(y(t) - u(t,0)) - b_1 \left(\frac{dy}{dt} - \frac{\partial u(t,0)}{\partial t} \right), \quad (3.14)$$

$$S(L)E \frac{\partial u}{\partial x}(t,L) = -c_2 u(t,L) - b_2 \frac{\partial u(t,L)}{\partial t}. \quad (3.15)$$

Початкові умови для інструмента та дискретного елемента відображають початковий імпульсний вплив дискретного елемента на торець інструменту:

$$u(0, x) = 0, \frac{\partial u}{\partial t}(0, x) = 0, \quad (3.16)$$

$$y(0) = 0, \frac{dy}{dt}(0) = W_1. \quad (3.17)$$

Умови (3.17) означають, що в початковий момент часу при нульовому переміщенні дискретний елемент має перед ударну швидкість W_1 .

Залежність коефіцієнта жорсткого зв'язку дискретного елемента з торцем інструмента від різниці переміщень визначається формулою:

$$G(\Delta u) = \begin{cases} c_1 \cdot \Delta u^\alpha, & \text{if } \Delta u \geq 0, \\ c_0, & \text{if } \Delta u < 0; \end{cases} \quad (3.18)$$

У формулі (3.18) $\Delta u = y(t) - u(t, 0)$, $0 \leq \alpha \leq 0,5$.

Формула (3.18) моделює контактну взаємодію дискретного елемента з торцем інструмента.

Жорсткість c_0 імітує зв'язок за рахунок тертя і приймається малою величиною. У рівнянні (3.13) доданок $R(t)$ імітує зовнішню періодичну силу, яка діє на дискретний елемент. Зовнішня сила задавалася різними формулами:

$$R(t) = P \cdot |\sin(\omega t)|, R(t) = P \cdot \sin(\omega t), \quad (3.19)$$

де ω – частота коливань, яка відповідає частоті власних коливань системи “бойок-пневмоаккумулятор”, як дискретного елемента, в момент співудару бойка та інструмента.

Розглядалася також дія зовнішньої сили на дискретний елемент протягом короткого періоду часу Δt :

$$R(t, \Delta t) = \begin{cases} P, & \text{if } 0 \leq t \leq \Delta t, \\ 0, & \text{if } t > \Delta t. \end{cases} \quad (3.20)$$

Отже, зовнішня сила є наслідком дії бойка при розрядці пневмоаккумулятора і може впливати на посилення або ослаблення ударного взаємодії і таким чином впливати на збільшення або зниження амплітуди коливань торця інструменту, що важливо для організації процесу адаптивного керування мехатронною системою.

Для апроксимації різницевої задачі використана змішана різницева схема з ваговими коефіцієнтами. Алгоритм розв'язку різницевої задачі побудований на основі методу прогонки на кожному часовому шарі при частковій лінеаризації нелінійних жорстких зв'язків наведений в Додатку 8.

Для реалізації алгоритму вибрано систему Mathcad. У цій системі розроблено функціональні автономні блоки, які вирішують спеціальні задачі.

При обчисленнях основна увага приділялася визначенню параметрів процесу співудару дискретного елемента з торцем інструмента. Через короткий час процесу співудару в різницевій схемі застосовувалася дрібна сітка.

Основні параметри: $L = 1,2 \text{ м}$; $m_1 = 20 \text{ кг}$; $m_2 = 133 \text{ кг}$; $W_1 = 5 \text{ м/с}$; $K_0 = 10^{11} \text{ Н/м}^{1.5}$; $c_1 = 10^{11} \text{ Н/м}^{1.5}$; $c_0 = 3 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$; $c_2 = 2 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$; $b_1 = 1.2 \cdot 10^3 \text{ Нс/м}$; $b_2 = 10^3 \text{ Нс/м}$, $\gamma = 0.5$; $h = 0.012 \text{ м}$; $\tau = 8.3 \cdot 10^{-7} \text{ с}$.

Розв'язок на дрібній сітці за тих же параметрів дозволив визначити різницю переміщень торців стержня після удару (поширення хвилі переміщень перерізів стержня-інструменту). Результати розрахунків представлені на рис. 3.4.

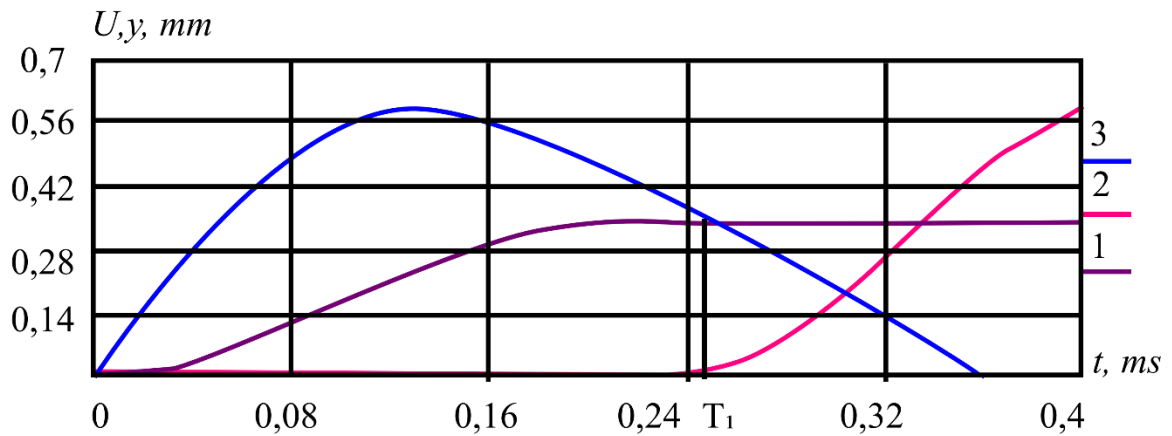


Рисунок 3.4 - Переміщення крайніх торців стержня-інструменту та дискретного елемента: 1 – U_0 ; 2 – U_N ; 3 – y , $T_1 \approx 0,25 \text{ ms}$

Зіставлення переміщень дискретного елемента та контактної торця інструмента дозволив визначити час співудару T_i з умови $y \geq U_0$ за заданих вхідних умов. Слід зазначити, час співудару залежить від багатьох чинників (передударна швидкість, характеристики жорсткості, геометричні розміри інструменту, маси дискретного елемента і інструмента).

Розроблена модель дозволяє оцінити основні фактори, що впливають на процес удару та його ефективність. Можна виділити основні з таких факторів: попередня швидкість бойка, час дії зовнішньої сили, маси інструменту та бойка, жорсткість контактної взаємодії. Слід зазначити, невелика корекція напряму діючих сил і зміна жорстких і дисипативних зв'язків дозволить досліджувати процес зворотного впливу робочого середовища на інструмент і через нього на боек. Оцінка напруження в перерізах інструменту змінного перерізу дозволить проектувати раціональний профіль інструменту ударного пристрою.

Керування процесом передачі імпульсу в оброблюване середовище може бути реалізовано за допомогою зовнішньої сили періодичного та імпульсного характеру. Для реалізації такої задачі необхідно мати чисельний алгоритм, який є стійким у широкому діапазоні параметрів. Найбільш достовірним можна вважати суворе математичне обґрунтування такого діапазону.

Висновки до розділу 3

1. Розроблено нелінійну модель диференціального рівняння процесу розрядки енергії в пневматичному акумуляторі вібраційного ковша, пов'язану з динамікою бойка.
2. Застосовано метод кінетостатики для розрахунку сили інерції д'Аламбера, що має вирішальне значення для розуміння прискорення бойка в ударній системі.
3. Впроваджено метод спрощення нелінійного диференціального рівняння шляхом зменшення його порядку. Цей підхід дозволив отримати функціональну залежність між швидкістю бойка і довжиною його ходу, що полегшило аналіз і розв'язання системи.
4. На базі розробленої моделі та розрахунків встановлено залежність швидкості руху бойка від довжини його ходу. Дана залежність відображена кривою, яка вказує на нелінійну залежність між швидкістю та переміщенням, що важливо для визначення раціональної довжини переміщення та часу розгону бойка.
5. Створено дискретно-неперервну математичну модель ударного пристрою з акцентом на фазі передачі енергії під час удару. Ця модель включає як жорсткі, так і дисипативні ланки для імітації ударної взаємодії, використовуючи диференціальне рівняння в частинних похідних для опису руху взаємодіючих елементів та звичайне диференціальне рівняння описує рух дискретного елемента.
6. Проведено зіставлення переміщень дискретного елемента та контактного торця інструмента завдяки розробленому алгоритму розв'язку різницевої задачі побудованому на основі методу прогонки на кожному часовому шарі при частковій лінеаризації нелінійних жорстких зв'язків.
7. Врахування, часу та швидкості розгону бойка, переміщень інструмента з урахуванням характеристик гірської породи дозволяє визначити раціональні параметри мехатронного керування комплексним процесом енергетичної взаємодії з мінімізацією втрат енергії при її передачі масиву.

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ФУНКЦІОНУВАННЯ НАПРАВЛЕНОГО УДАРНОГО ПРИСТРОЮ В СЕРЕДОВИЩІ MATLAB- SIMULINK З ВПРОВАДЖЕННЯМ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ АДАПТАЦІЄЮ ДО УМОВ РОБОЧОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Імітаційна модель ударного пристрою в середовищі Matlab-Simulink

Ударні пристрої, які характеризуються своєю здатністю наносити контрольований удар, відіграють ключову роль у будівництві, гірничодобувній промисловості та промисловості. Ефективність і точність цих пристроїв є критичними факторами, які впливають на їх практичну корисність. В цій дисертаційній роботі запропонований підхід, заснований на моделюванні функціонування ударного пристрою та формування контактного навантаження у відповідності до технологічних умов робочого середовища з можливістю мехатронного керування процесом адаптації.

Використання інструментів моделювання для аналізу ударних систем з мехатронним керуванням набуло значного поширення в сучасних інженерних дослідженнях. Попередні дослідження [64-66] вивчали застосування методів моделювання до ряду електромеханічних пристроїв.

Наприклад, дослідницька стаття [67] пропонує новий підхід до визначення ударної ефективності невеликого пневматичного молотка шляхом врахування сили тертя. Автори провели чисельне моделювання та експериментальне тестування, щоб оцінити енергію удару та втрати на тертя. Результати показують, що зменшення сили тертя між рухомими деталями, може значно покращити продуктивність і термін служби пневматичних молотків.

Однак експериментальне тестування не проводилося повністю відповідно до вказівок ISO, що може обмежити можливість узагальнення результатів. Загалом, це

дослідження дає цінну інформацію про конструкцію та оптимізацію пневматичних ударних систем.

Подібним чином в роботі [68] увага зосереджена на проектуванні та оптимізації нового молота, з застосуванням нелінійних моделей та моделювання за допомогою Matlab з перевіркою адекватності моделей за допомогою експериментальних досліджень. Результати показали, що новий молот із самохідним круглим долотом має покращену ефективність буріння та може подолати обмеження існуючих конструкцій. Однак автори відзначають, що проект може потребувати додаткової оптимізації для конкретних геологічних умов і параметрів буріння.

Незважаючи на те, що ці дослідження пропонують цінну інформацію, поточне дослідження вирізняється інтеграцією можливостей програми Matlab Simulink і бібліотеки Simscape Multibody для розробки комплексної тривимірної стимуляційної моделі. Очікується, що цей новий підхід забезпечить глибше розуміння ефективності ударного пристрою та забезпечить ефективну керованість параметрами за допомогою мехатронної системи з урахуванням змінних характеристик вибою.

Метою роботи є проведення комплексного моделювання ударного пристрою, з зосередженням на розробці моделі, яка адекватно відображає процес взаємодії ударного пристрою з гірським масивом, що необхідно для формування мехатронної адаптивної системи. В дослідженні акцентується увага на визначенні сили контактної енергетичної взаємодії з масивом, враховуючи його змінні параметри, та акцентуючи увагу на впливі величини початкового тиску зарядки пневмоакумулятора на процес адаптації. Ключовим аспектом дослідження є впровадження електромеханічної системи керування тиском в пневмоакумуляторі в двох режимах – в статичному підвищенні тиску зарядки пневмоакумулятора та динамічному підвищенні тиску в режимі коливань штоку електромагнітної системи.

Ця електромеханічна система керування має вирішальне значення для підвищення ефективності та забезпечення адаптації пристрою до різних технологічних умов.

Для забезпечення раціональної роботи електромеханічної системи адаптації розглянута комплексний режим функціонування ударного пристрою [69], розробленого в КПІ ім. Ігоря Сікорського. Для створення імітаційної моделі цього ударного пристрою була розроблена його спрощена модельна версія, яка наведена на рис. 4.1.

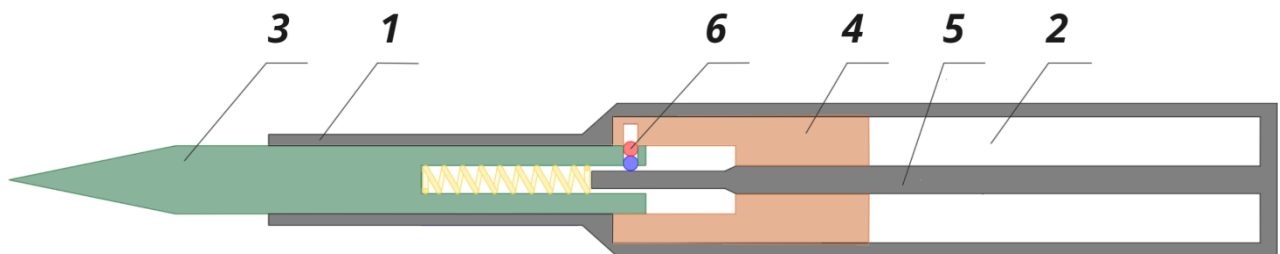


Рисунок 4.1 - Спрощений варіант ударного пристрою: 1 - корпус, 2 –камера пневмоаккумулятора, 3 - інструмент 4 - бойок, 5 –двоступінчастий шток, 6 – кульки.

Ударний пристрій (рис.4.1) містить корпус (1) з камерою (2) пневмоаккумулятора, в якому послідовно розташовані інструмент (3) з радіальними отворами, бойок (4) з радіальними отворами, двоступінчастий шток (5) з конічною перехідною поверхнею. Шток (5) характеризується тим, що інструмент з'єднується з бойком шляхом розміщення щонайменше двох кульок (6) у радіальних отворах інструменту і бойка, з можливістю зміщення кульок в кінцевому положенні інструменту конічною поверхнею переходу. Це призводить до радіального переміщення кульок з подальшим роз'єднанням бойка і інструменту та реверсу бойка з його розгоном на удар.

На рис. 4.2 показані робочі етапи функціонування пристрою з відображенням змін тиску в камері пневмоакумулятора.

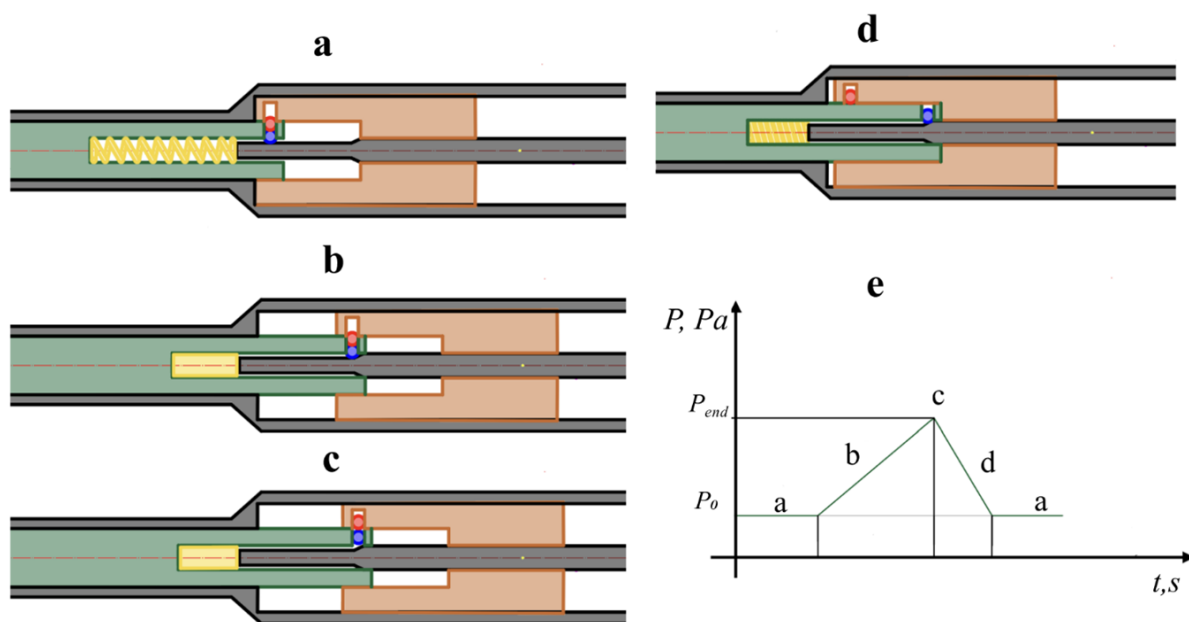


Рисунок 4.2 – Стадії роботи ударного пристрою: а – початкова стадія, b – друга стадія, c – третя стадія, d – четверта стадія, e – залежність тиску в камері пневмоакумулятора від часу на кожному етапі роботи ударного пристрою

У початковому положенні (стадія a) інструмент підтискається до породи і разом з бойком відштовхується від породи. При цьому в камері пневмоакумулятора починається стиснення газу (стадія b), стиснення газу продовжується до моменту, коли (стадія c) кульки не потрапляють на конічний виступ стержня, витісняються, що призводить до розмикання спряження бойка з інструментом. Під дією стисненого газу в камері пневмоакумулятора боек розганяється (стадія d) і в кінцевій фазі розгону наносить удар по внутрішній торцевій частині інструмента. Після просування інструмента в масиві кульки забезпечують знову спряження інструмента і бойка і далі цикл повторюється.

Програма 3d-моделювання SolidWorks від Dassault Systèmes SOLIDWORKS Corp. (США) [70] була використана для виконання геометричного представлення елемента системи. Форма інструменту була модифікована для оптимізації розрахунку моделювання.

Програмне забезпечення Matlab від MathWorks (США) [71] було використано для моделювання системи. У Matlab робота була виконана в Simulink (версія 10.6), що є середовищем блок-схеми, яке використовується для проектування систем із багатотомними моделями, моделювання перед переходом до апаратного забезпечення та розгортання без написання коду. Бібліотека Simscape Multibody (версія 7.6) [72] дозволяє проектувати 3D системи. Конструкція системи ударного пристрою, виконана в цьому середовищі, показана на рис. 4.3.

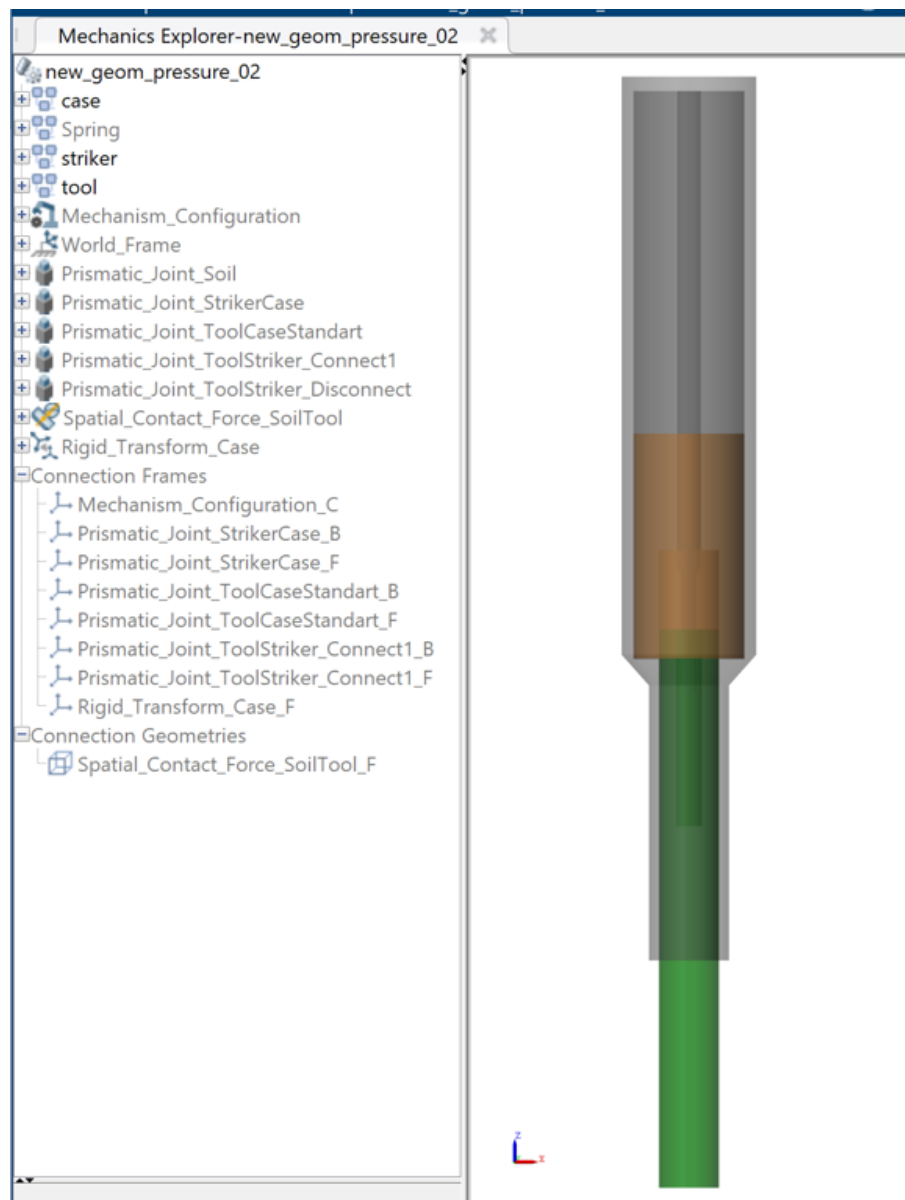


Рисунок 4.3 – Зображення об'єднаної 3d системи ударного пристрою у програмі перегляду Simulink Matlab

На рис. 4.4 представлена модель ударного пристрою, включаючи всі з'єднання між геометричним елементом і пневмоаккумулятором, який представляє пневматичну камеру на рис. 4.4b.

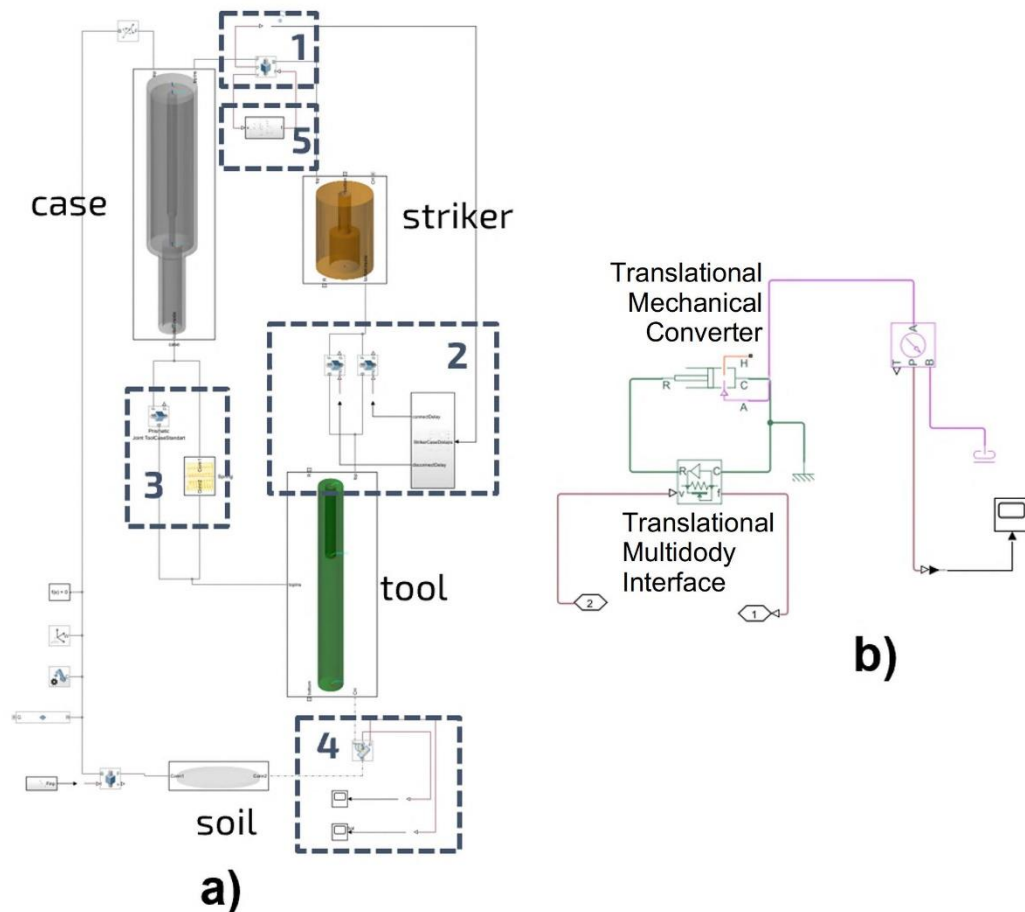


Рисунок 4.4 – Схема Simulink системи

а) схема ударного пристрою: з'єднання корпус-ударник (1); з'єднання бойок-інструмент з перемикачем (2); з'єднання інструменту-корпус з пружиною (3); контактна сила між інструментом і масивом (4); пневмосистема (5);

б) схема пневмосистеми

Для імітації роботи пристрою до геометрії, що представляє гірську породу, була прикладена зовнішня сила з силою переміщення елемента гірської породи та в

напрямку до інструменту, так з'являється контактна сила між цими елементами, та початок роботи всієї системи. В результаті отримано зміщення бойка в корпусі і камері зі стисненням, отже, отримано зміну тиску. Коли зміщення досягає критичного значення, тиск діє на бойок, розганяє його, бойок ударяє по інструменту і енергія удару передається на елемент породи. Вплив на елемент породи можна визначити, вимірявши силу контакту між інструментом і породою.

З документації Matlab [73] можна побачити, що наступне ключове рівняння, яке інкапсулює поведінку газу в блоці поступального механічного перетворювача (G), який представляє камеру тиску ударного пристрою:

$$F_{int} = p_{env}A_{int} - p_I A_{int} \quad (4.1)$$

де F_{int} - сила, з якою газ чинить тиск на поверхню розділу (від порту R до каналу C), p_{env} - тиск навколишнього середовища, p_I - внутрішній тиск об'єму газу, A_{int} - площа поперечного перерізу поверхні розділу.

Це рівняння пов'язує внутрішній тиск і тиск навколишнього середовища з силою, створюваною об'ємом газу, що є центральним аспектом енергетики системи, відображеної на графіках залежностей (рис.4.5).

Блок Contact Force в Matlab Simscape дозволяє моделювати сили взаємодії між двома геометриями в тривимірному просторі. Для даного моделювання контактні сили визначаються двома ключовими компонентами: нормальною силою та силою тертя. Нормальна сила (F_n) вирівняна з віссю z і працює для зменшення проникнення між інструментом і ґрунтом, тоді як сила тертя протидіє відносним тангенціальним швидкостям.

Рівняння з Matlab для розрахунку сили [73]:

Нормальна сила:

$$F_n = k \cdot d - c \cdot \dot{d} \quad (4.2)$$

де k - жорсткість за нормальною силою, d - глибина проникнення, c - демпфування за нормальною силою, \dot{d} - похідна глибини проникнення за часом.

Сила тертя

$$F_f = \mu \cdot F_n \quad (4.3)$$

де μ - ефективний коефіцієнт тертя, F_n - нормальна сила.

Рівняння (4.1) – (4.3) дозволяють визначити діючі сили під час події контакту, забезпечуючи точне налаштування параметрів для оптимальної продуктивності. Регулюючи ці параметри, можна моделювати різні сценарії та вибирати оптимальні параметри, які призведуть до бажаної контактної сили, як це відображено в результатах моделювання, показаних на рис.4.5.

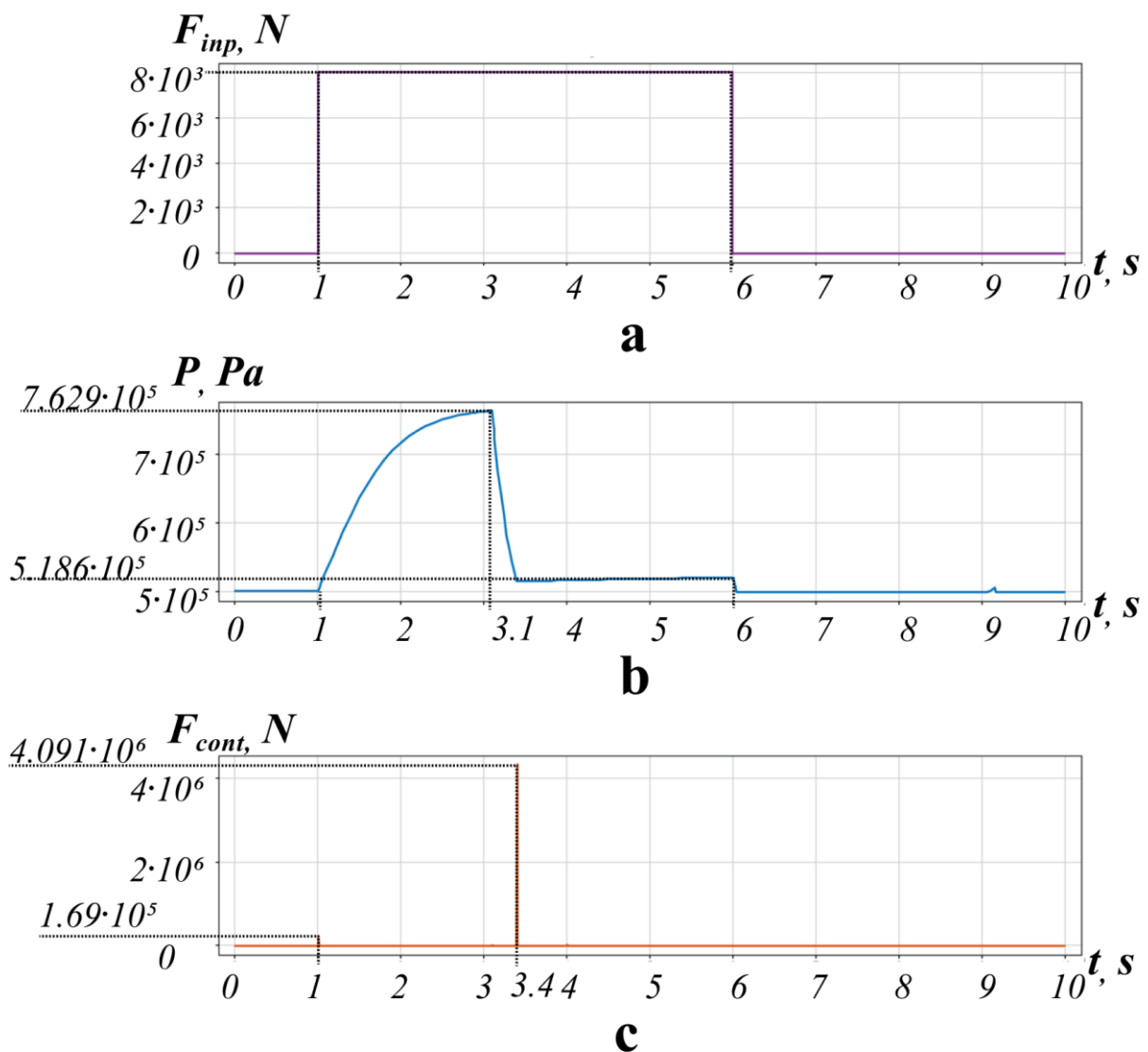


Рисунок 4.5 – Графіки результатів моделювання: а – вхідна сила, б – тиск у камері, в – контактна сила між ґрунтом і інструментом

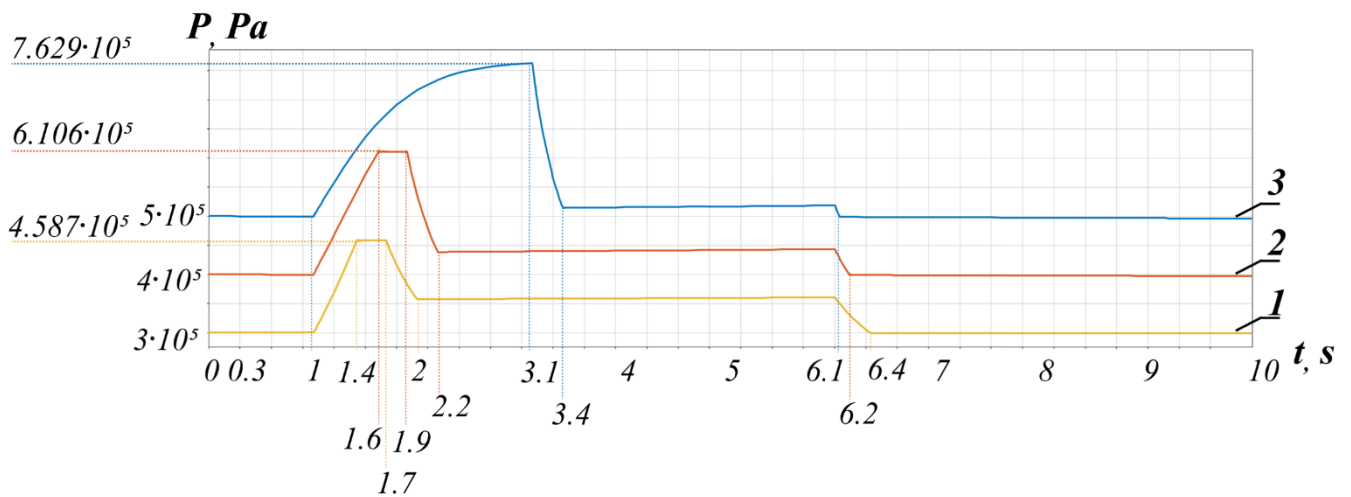
На графіках (рис. 4.5) представлена послідовність подій під час роботи ударного пристрою:

- графік на рис. 4.5a вказує вхідну силу (F_{inp}), прикладену до системи, з величиною 8000 Н, що діє від початку за 1 с до позначки 7 секунд;
- графік на рис. 4.5b показує результуючий тиск у камері (P), пік якого досягає приблизно $7.629 \cdot 10^5 \text{ Па}$;
- на графіку рис. 4.5c показано контактне зусилля (F_{cont}) між інструментом і породою, яке досягає піку $4.091 \cdot 10^6 \text{ Н}$, що відбувається незабаром після піку тиску в камері, приблизно на позначці 3,3 секунди.

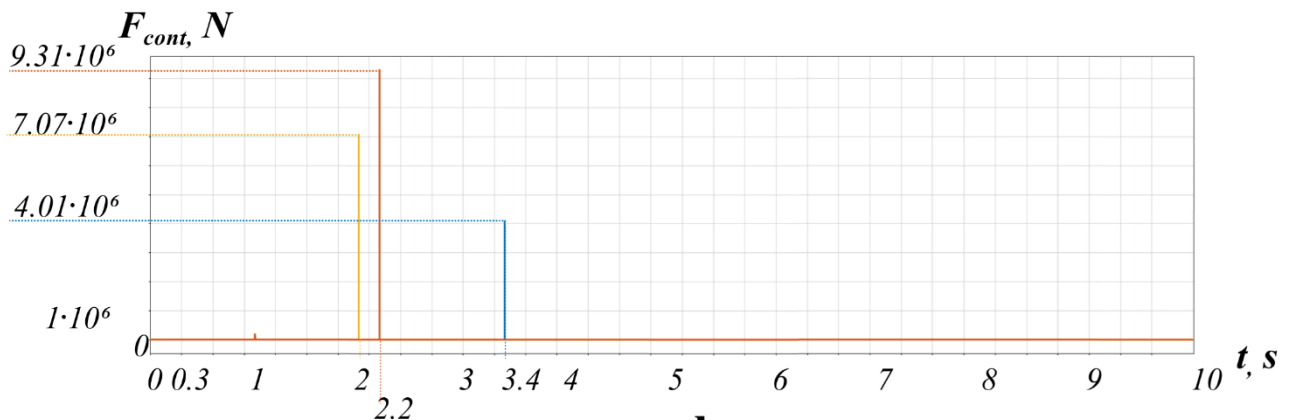
Зв'язок між цими графіками є часовим і причинно-наслідковим. Вхідна сила створює підвищений тиск, а зростання тиску призводить до значної контактної сили, відображаючи передачу енергії від дії вхідної сили через систему до вихідної як ударної сили.

З цих графіків можна зробити висновок, що послідовність і час піків на рис. 4.5b і рис. 4.5c свідчать про пряму кореляцію між тиском у камері та контактною силою між інструментом та породою. Величина сили удару, яка більш ніж у п'ять разів перевищує прикладену вхідну силу, вказує на ефективну передачу енергії через систему, підкреслюючи її здатність до посилення. Це має вирішальне значення для роботи ударного пристрою та формування ефективної мехатронної системи керування процесом адаптації до умов робочого середовища саме адаптивною зміною тиску зарядки пневмоакумулятора.

Наявність наведеної моделі дозволило змінити параметри системи та вибрати їх раціональні значення. Для моментів на рис.4.6 змодельовано систему для різних значень початкового тиску в камері пневмоакумулятора.



a



b

Рисунок 4.6 – Графіки результатів моделювання при різних значеннях тиску в камері пневмоаккумулятора ударного пристрою:

а - зміни тиску в камері, б - сила контакту між ґрунтом і інструментом

1 – $P_0 = 0,3$ МПа, 2- $P_0 = 0,4$ МПа, 3- $P_0 = 0,5$ МПа

На рис. 4.6 показано два графіки (рис. 4.6а та рис. 4.6б), що представляють варіації тиску в камері та контактної сили в ударному пристрої для трьох різних початкових тисків у камері.

- Три чітких профілі тиску (1, 2, 3) відповідають початковим тискам 0,3 МПа, 0,4 МПа та 0,5 МПа відповідно.

- Профілі показують тиск у Паскалях протягом 10 секунд, причому кожен рівень тиску стабілізується після тимчасового збільшення та зниження.
- Тиск, досягнутий для кожного профілю на рис.6а, у порядку збільшення початкового тиску, не перевищує $7.629 \cdot 10^5 \text{ Па}$.
- Максимальні контактні сили на рис. 4.6b, які спостерігаються для трьох початкових тисків, є значними, причому найвище значення трохи перевищує $9.31 \cdot 10^6 \text{ Н}$.
- крива 1 має пік трохи вище $7.07 \cdot 10^6 \text{ Н}$, крива 2 приблизно на $9.31 \cdot 10^6 \text{ Н}$, а крива 3 показує сплеск трохи вище $4.01 \cdot 10^6 \text{ Н}$. Кожен пік контактної сили тісно відповідає змінам тиску на графіку, рис. 6а, що вказує на те, що вищий початковий тиск призводить до більших ударних сил.
- Сплески сили виникають миттєво та швидко повертаються до нуля, що означає швидкий удар.

Кореляція між графіками: зміна початкового тиску на графіку (рис. 4.6а) призводить до зміни контактних зусиль на графіку (рис. 4.6b), незважаючи на те, що вхідна сила 8000 Н діяла від 1 до 7 секунд і не змінна в кожній симуляції. Це демонструє чутливість системи до умов початкового тиску, що впливає на ефективність і результативність контактної сили та підтверджує концепцію того, що початкові умови значною мірою впливають на робочі результати ударного пристрою.

Об'єднавши висновки з обох наборів графіків, можна побачити, що на контактну силу, створювану ударним пристроєм, значно впливає початковий тиск у камері пневмоаккумулятора. При постійному вхідному зусиллі 8000 Н, застосованому в усіх симуляціях, зміна початкового тиску в камері призводить до відповідного зміни як пікового тиску всередині камери, так і максимальної контактної сили, що діє на породу. Це підкреслює важливість налаштувань початкового тиску для оптимізації продуктивності ударних пристроїв, пропонуючи чіткий шлях до підвищення їхньої робочої ефективності шляхом ретельного калібрування початкових умов.

4.2 Моделювання варіанту системи контролю тиску для ударного пристрою направленої дії

Враховуючи результати моделювання та їхні наслідки, впровадження системи контролю тиску виглядає як стратегічне вдосконалення. Дані з графіків показують, що навіть невеликі коливання початкового тиску значно впливають на продуктивність ударного пристрою. Добре розроблена система контролю тиску забезпечить точне керування початковим тиском у камері, таким чином забезпечуючи оптимізовану та послідовну силу контактної взаємодії. Такий контроль має значення не тільки для максимізації ефективності та результативності, але й для адаптації пристрою до різних робочих умов.

Таким чином, для задоволення цих вимог пропонується наступна система керування. Схема, представлена на рис. 4.7, ілюструє систему контролю тиску, яка була розроблена для ударного пристрою з вбудованою пневматичною камерою. Ця система призначена не тільки для динамічного управління тиском, забезпечуючи оптимальну силу удару, але також для підвищення безпеки та надійності пристрою в різних умовах експлуатації. Включення датчиків як у камері високого тиску (HPC), так і в камері низького тиску (LPC) дозволяє здійснювати моніторинг і коригування в реальному часі, тоді як контролер діє як мозок операції, інтерпретуючи дані датчиків для модулювання напрямний клапан. Така конфігурація готова запропонувати точно налаштований механізм керування, забезпечуючи роботу пристрою в межах призначених параметрів, таким чином максимізуючи його ефективність і продовжуючи термін служби

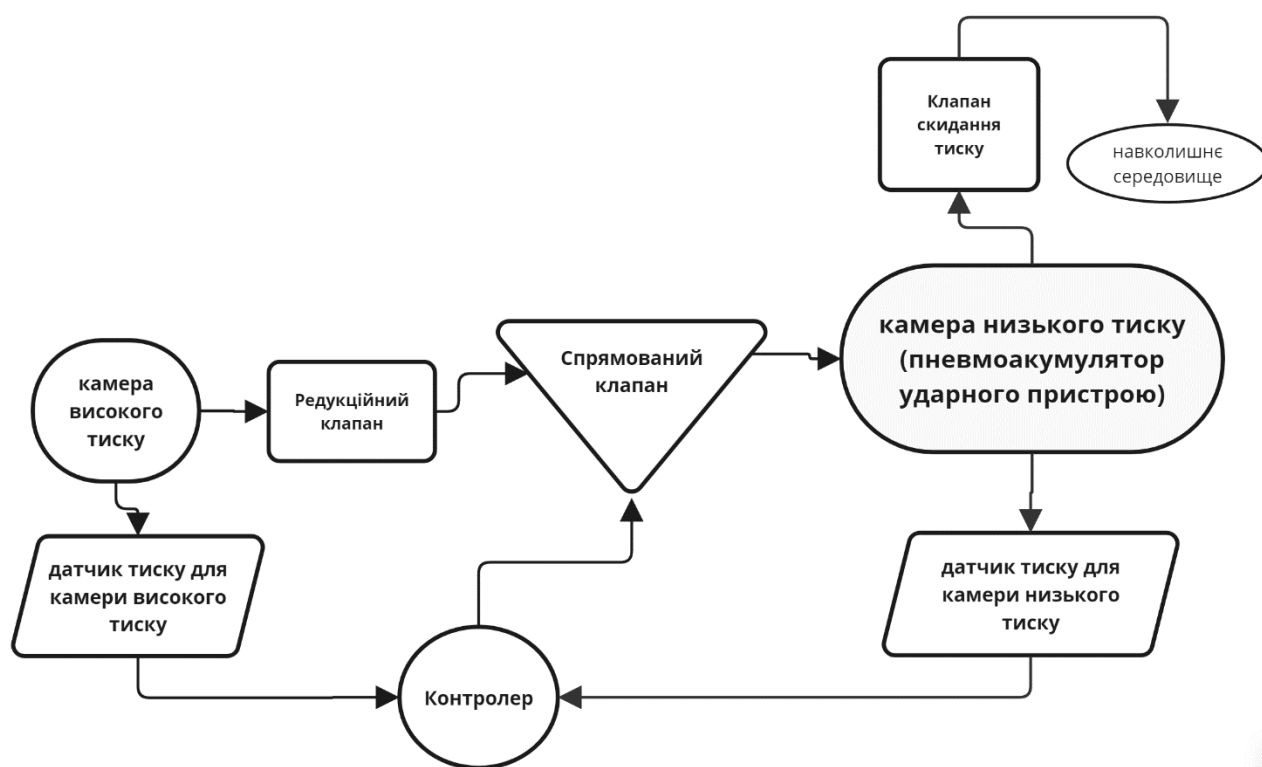


Рисунок 4.7 – Принципова діаграма функціонування моделі системи керування пневматичним тиском для ударного пристрою

Основні компоненти включають:

1. Камера підвищеного тиску - High-PressureChamber(HPC): у цій камері зберігається газ під високим тиском, який є основним джерелом для роботи пристрою.
2. Редукційний клапан- PressureReducingValve: розташований нижче за HPC, цей клапан змінює тиск рідини до заданого рівня, придатного для пневматичної камери пристрою.
3. Спрямований клапан - DirectionalValve: позначає клапан, який спрямовує потік газу з відрегульованим тиском до камери низького тиску (LPC). Його стан контролюється сигналами контролера системи, заснованими на зворотному зв'язку від датчиків тиску.
4. Камера низького тиску - Low-PressureChamber (LPC) (основна): позначена як камера пристрою, це місце, де газ помірного тиску використовується для ударної функції пристрою.

5. Клапан скидання тиску - PressureReliefValve: запобіжний компонент, який відводить газ (повітря) в навколишнє середовище, щоб запобігти надлишковому тиску в LPC.

6. Датчик - Sensor HPC: цей датчик контролює тиск у камері підвищеного тиску та забезпечує зворотний зв'язок із контролером.

7. Датчик- Sensor LPC: аналогічно цей датчик вимірює тиск у камері низького тиску, гарантуючи, що пристрій працює в межах необхідних параметрів тиску.

8. Контролер - Controller: центральний блок керування отримує вхідні сигнали від датчиків HPC і LPC і регулює роботу напрямного клапана для підтримки необхідного рівню тиску в LPC.

Спираючись на концептуальну основу, наступне зображення представляє цифрового двійника системи контролю тиску, розробленого за допомогою Matlab Simscape, рис. 4.8. Це середовище моделювання дає нам змогу тестувати та вдосконалювати логіку керування, забезпечуючи належну роботу системи перед будь-яким фізичним впровадженням.

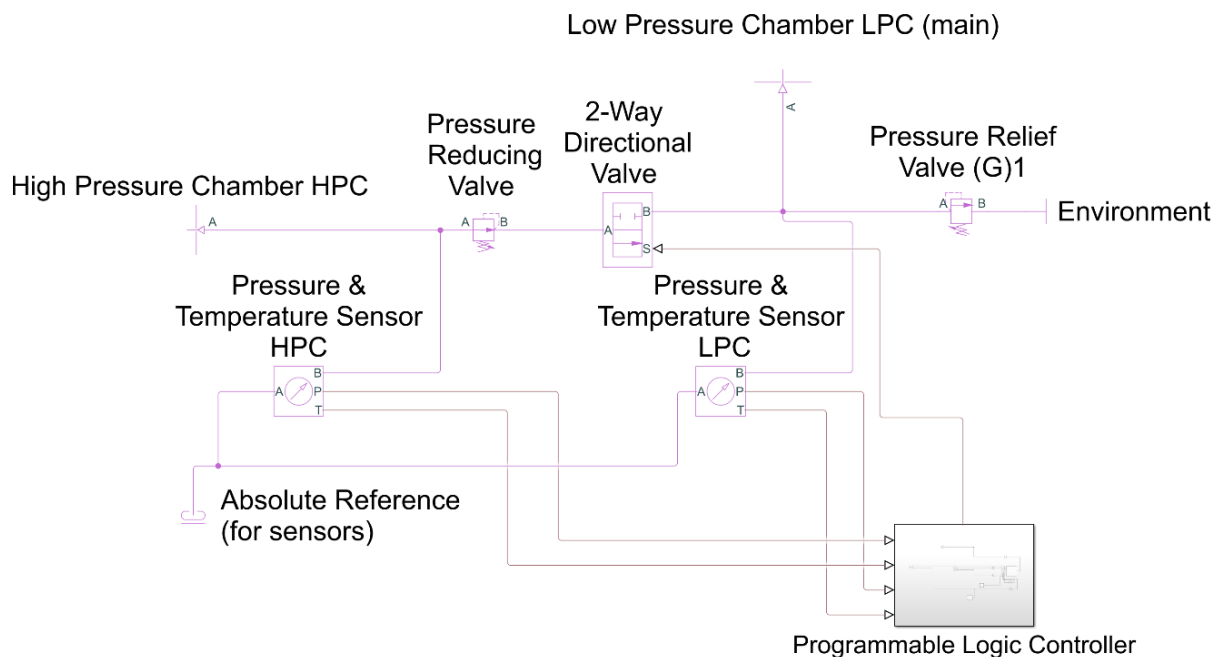


Рисунок 4.8 – Імітаційна модель системи керування пневматичним тиском Matlab

Ця діаграма Matlab Simscape надає графічне представлення системи контролю тиску для ударного пристрою з пневматичною камерою. Система складається з камери підвищеного тиску (HPC) і камери низького тиску (LPC), з датчиками, які контролюють тиск і температуру в обох камерах. Редукційний клапан, 2-ходовий напрямний клапан і клапан скидання тиску є ключовими компонентами, які взаємодіють для підтримки тиску в системі в необхідних робочих діапазонах. Блок програмованого логічного контролера (PLC), зображений із вхідними та вихідними з'єднаннями, відповідає за інтерпретацію даних датчиків і виконання команд керування для підтримки оптимальних умов тиску. Ця модель служить важливим кроком у перевірці функціональності системи в контрольованому віртуальному середовищі.

Модель може бути інструментом для перевірки системи, надаючи розуміння динамічної поведінки системи контролю тиску. Завдяки моделюванню можливо передбачити реакцію системи за різних умов, що дозволяє оптимізувати стратегію керування та забезпечити надійну роботу ударного пристрою.

Перетворення системи керування з концепції на реальність залежить вибору фізичних компонентів, що забезпечує реалістичність і фінансову життєздатність системи. Також визначення реальних компонентів закладає основу для успішної і функціональної системи. Рекомендація щодо вибору фізичних компонентів від системи контролю тиску наведені в додатку 9.

Висновки до розділу 4

1. Розроблена імітаційна модель пропонує уявлення про динамічну поведінку та генерацію контактної сили взаємодії ударного пристрою, особливо за змінних робочих параметрів під час його взаємодії з ґрунтом. Моделюється послідовно прикладена вхідна сила 8000 Н від позначки 1 секунди до позначки 7 секунд, імітуючи робочий стан ударного пристрою. Тиск у робочій камері,

zareєстрований на рівні приблизно $7.629 \cdot 10^5 \text{ Па}$, є визначальним фактором ефективності пристрою та прямо корелює з утвореними контактними силами взаємодії. Здатність системи ефективно посилювати вхідну силу демонструє спостережуване пікове контактне зусилля між ударним інструментом і ґрунтом, яке перевищувало $4.091 \cdot 10^6 \text{ Н}$.

2. Дослідження чутливості системи до початкових умов, зокрема до початкового тиску в пневматичній камері, показало пряму залежність між підвищеним початковим тиском і зміною контактної сили, при цьому найвища zareєстрована сила становить трохи більше $9.31 \cdot 10^6 \text{ Н}$ для початкового тиску $0,5 \text{ МПа}$. Ці висновки підкреслюють важливість точності в управлінні початковими умовами для оптимізації продуктивності та запровадження потенційного включення пневматичної системи керування.
3. Запропонована система контролю тиску з використання камери пневмоакумулятора, як камери низького тиску та ресивера, як камери підвищеного тиску, в середовищі Matlab розроблена модель даної системи.

РОЗДІЛ 5 МЕХАТРОННА СИСТЕМА З АДАПТАЦІЄЮ УДАРНОГО ПРИСТРОЮ ДО УМОВ РОБОЧОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1 Врахування технологічних умов робочого середовища та схема функціонування адаптивної ударної системи

В попередніх розділах дисертації наведена інформація про технологічні умови функціонування ударного пристрою для руйнування гірських порід та обґрунтовано важливий вплив енергії зарядки пневмоакумулятора та її передача гірському масиву з мінімальними втратами.

Виконаний статистичний аналіз за нормальним розподілом ймовірностей реалізації значень показника політропи дозволив встановити найбільш ймовірнісні значення ступеня стиснення газу і енергії зарядки пневмоакумулятора ударних пристроїв. Встановлено ефективний робочий діапазон 1,4...1,5 значень показника політропи, із середнім значенням 1,45 і ймовірністю 0,683 в межах стандартного відхилення $\pm 0,05$, що дозволяє визначити реальний діапазон значень енергії зарядки пневмоакумулятора і, відповідно, енергії удару.

В ході дослідження було визначено технологічний діапазон функціонування системи ударного руйнування з урахуванням змінних характеристик робочого середовища. Розраховано максимальну тангенціальну складову сили опору руйнування робочого масиву з встановленням робочої зони спрацювання ударного пристрою.

Запропонована конструктивна схема ударного пристрою з можливістю застосування системи мехатронного керування за допомогою електрогідравлічного приводу, що забезпечує керування енергією удару в реальному масштабі часу в межах ефективних параметрів віброударного пристрою, встановленого на ковші маніпулятора.

Виходячи з імітаційного моделювання циклу роботи ударного пристрою в системі Matlab запропоновано основні структурні підходи до мехатронної системи керування адаптацією ударного пристрою з визначенням найбільш впливового

об'єкта для керування – пневмоакумулятора з параметром керування, а саме – тиском зарядки пневмоакумулятора.

На основі проведених досліджень запропонована блок схема функціонування системи адаптивного керування тиском в пневмоакумуляторі ударного пристрою (рис. 5.1).

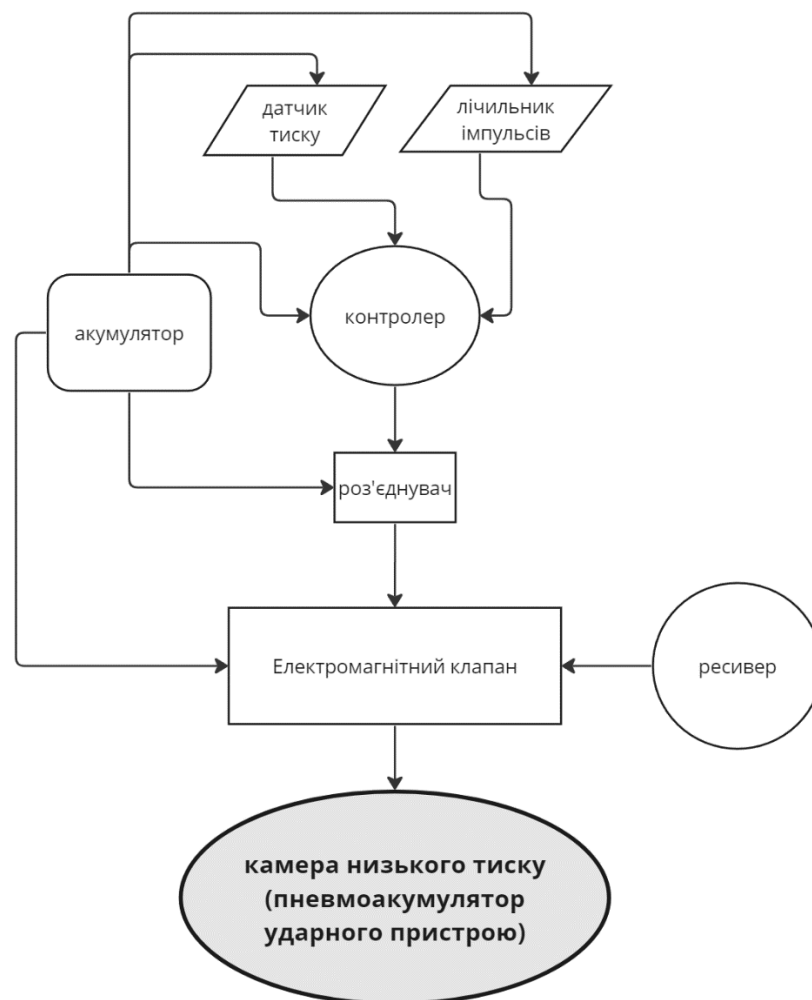


Рисунок 5.1 – Блок схема функціонування системи адаптивного керування тиском в пневмоакумуляторі ударного пристрою

На рис. 5.2 запропоновано варіант схеми електроживлення системи адаптивного керування, а на рис. 5.3 наведена схема зв'язків функціональних блоків адаптивної системи керування енергією удару через зміну тиску в камері пневмоакумулятора.

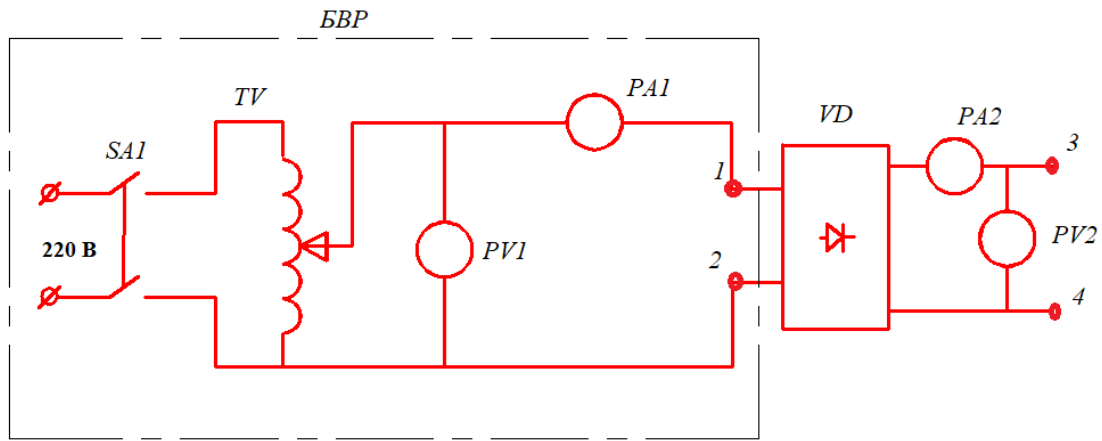


Рисунок 5.2 – Варіант схеми електроживлення системи адаптивного керування підзарядкою пневмоакумулятора ударного пристрою: *SA1* – вимикач, *TV* – автотрансформатор, *PV1* – вольтметр, *PA1* – амперметр, *VD* – випрямляч, *PA2*, *PV2* – відповідно амперметр та вольтметр для вимірювання постійного струму 1,...,4 – клеми для під'єднання, БВР – блок ввімкнення режиму адаптації

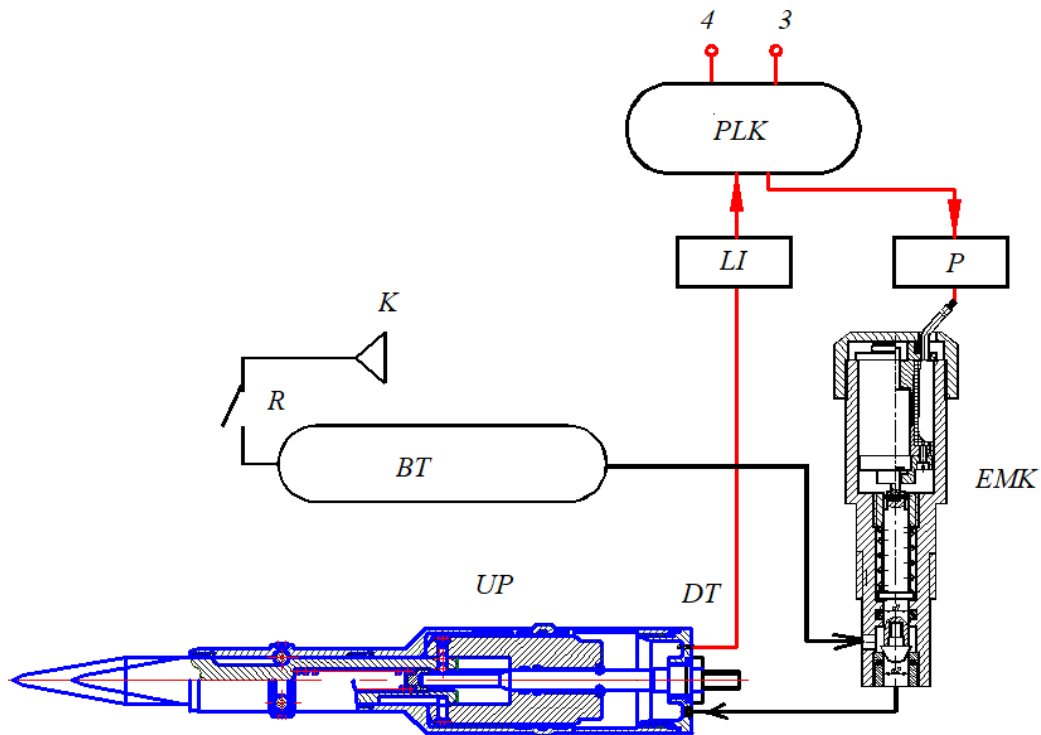


Рисунок 5.3 – Схема зв'язків функціональних блоків адаптивної системи керування енергією удару через зміну тиску в камері пневмоакумулятора: *PLK* – програмований логічний контролер, *LI* – лічильник імпульсів, *P* – підсилювач, *K* – компресор, *R* – вимикач, *BT* – ресивер (камера підвищеного тиску), *ЕМК* – електромагнітний клапан, *DT* – датчик тиску, *UP* – ударний пристрій

Зображена блок-схема рис.5.1 та схема рис.5.3 представляє систему, яка складається з кількох взаємопов'язаних компонентів автоматичного керування тиском в пневмоаккумуляторі. Електроживлення системи може бути, наприклад, від аккумулятора екскаватора чи від електроприводу прохідницького щита від джерела змінного струму (рис. 5.2). Контролер, як центральний елемент системи, отримує дані від датчика тиску та лічильника імпульсів, що дозволяє йому моніторити та адаптувати роботу системи відповідно до вимірювань та встановлених параметрів.

Електромагнітний клапан регулює потік між ресивером та пневмоаккумулятором ударного пристрою, забезпечуючи підтримання заданого тиску в системі.

Роз'єднувач (рис. 5.1) слугує засобом безпеки та контролю, дозволяючи ізолювати частину системи або повністю відключити електроживлення компонентів у випадку необхідності.

Для даної системи можливі три варіанти живлення:

1. Електроживлення від мережі змінного струму з випрямлячем до живлення постійного струму (наприклад при застосування пристрою на прохідницьких щитах з електропостачанням змінним струмом) (рис.5.2).

2. Електроживлення встановленням зовнішнього аккумулятора постійного струму з можливістю періодичної зарядки під час технічного обслуговування;

3. Електроживлення з підключення до енергосистеми екскаватора, а саме до генератора 468.3701; 12 В; 50А, 700 Вт [74].

5.2. Дослідження електромагнітного клапана, як основного елемента мехатронної системи керування енергією удару

5.2.1 Встановлення основних електротехнічних параметрів електромагніта

В сучасній техніці електромагнітні клапани відіграють ключову роль у керуванні процесами у широкому спектрі застосувань. Ефективне управління такими клапанами вимагає глибокого розуміння динаміки руху їх елементів, який

залежить від взаємодії між електромагнітними, механічними та фрикційними силами. Використання математичних моделей і функціональних методів для аналізу руху електромагнітних клапанів дозволяє оптимізувати їх конструкцію та робочі параметри, підвищуючи надійність та продуктивність систем, в яких вони використовуються.

Розраховано параметри обмотки електромагніту відповідно до рис. 5.4.

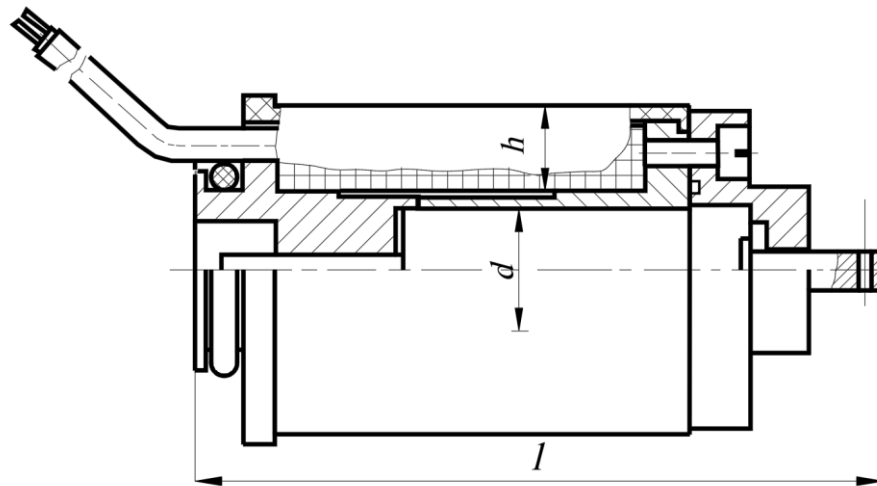


Рисунок 5.4– Конструктивна схема електромагніту

Вхідні дані: довжина $l=0.09$ м, товщина $h=0.011$ м, діаметр $d=0.016$ м, питомий опір $\rho_0 = 2.4 \cdot 10^{-8}$ Ом·м.

Визначено середню довжину витка [75]:

$$l_{ch} = \pi(d_0 + h_0)$$

$$l_{ch} = 0.085 \text{ м}$$

де $d=0.016$ м- діаметр обмотки, $h=0.011$ м – товщина обмотки.

Діаметр дроту:

$$d = \sqrt{\frac{4\rho_0 I_{cp} F_y}{\pi U}}$$

$$d = 0.33 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

де $F=500$ - магніторушійна сила (МРС) обмотки, $U=12$ В – напруга, $\rho_0=2.4 \cdot 10^{-8}$ Ом·м - питомий опір.

Згідно до довідкових значень, з урахуванням діаметру і коефіцієнту заповнення обмотки для дроту із червоної міді з емалевою ізоляцією [76] підбрано дріт діаметром $d=0.315 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, $d_l=0.355 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ (з ізоляцією), коефіцієнт $k_{зм}=0.62$.

Площа обмоткового вікна:

$$Q_0 = d_l l_0$$

$$Q_0 = 9.9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

де $d_l=0.355 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – діаметр з ізоляцією, $l=0.09 \text{ м}$ – довжина

Число витків обмотки:

$$N = \frac{4Q_0 k_{зм}}{\pi d^2}$$

$$N = 7965$$

де $k_{зм}=0.627$ – коефіцієнт, $d=0.315 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – діаметр

Опір обмотки:

$$r = \frac{4\rho_0 I_{cp} N}{\pi d^2}$$

$$r = 209 \text{ Ом}$$

Потужність, що споживається котушкою:

$$P = \frac{U^2}{r}$$

$$P = 0.689 \text{ Вт}$$

5.2.2. Дослідження динаміки електромеханічного функціонування електромагнітного клапана

Функціонування електромагнітного клапана може адекватно відображатись за допомогою математичної моделі, яка описує взаємодію основних електричних та механічних параметрів та їх взаємодії. Ця модель дозволяє розрахувати положення якоря клапана в залежності від часу, з використанням програмного забезпечення Matlab для інтегрування диференціальних рівнянь, які описують ці взаємодії.

Розглянемо систему, де електромагнітний клапан керується електромагнітною силою для регулювання потоку газу. Рух якоря описується за допомогою другого закону Ньютона, який враховує сили, що діють на клапан.

У ненасиченій магнітній системі з рівномірним полем у зазорі величина електромагнітної сили обчислюється відповідно до формули Максвелла [77]:

$$F_e = \frac{B^2 S}{2\mu_0}$$

де індукція B визначається:

$$B = \frac{\mu_0 NI}{\delta^2}$$

Відповідно підставивши визначення індукції в формулу Максвелла отримано наступне визначення електромагнітної сили.

1. Електромагнітна сила F_e - це сила, що виникає в результаті електричного струму, що проходить через котушку електромагніту, і створює магнітне поле [78].

$$F_e = \frac{\mu_0 N^2 I^2 S}{2\delta^2} H \quad (5.1)$$

де $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн / м}$ - магнітна стала [79], $N = 7965$ кількість витків котушки (відповідно до попередніх розрахунків), $I = 0.057 \text{ А}$ - струм в обмотці відповідно до закону Ома $I = U/r = 12\text{В} / 209\text{Ом} = 0.057\text{А}$, $S = 3.8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ - площа осердя (відповідно до геометричних розмірів рис.5.4), δ - відстань між якорем і осердям, початкове значення положення якоря 0.001 м .

2. Сила пружини F_s - це відновлювальна сила, яка діє у протилежному напрямку до електромагнітної сили і намагається повернути клапан у вихідне положення.

$$F_s = kxH \quad (5.2)$$

де $x, \text{ м}$ - переміщення якоря електромагніта, $k = 50 \text{ Н/м}$ - жорсткість пружини.

3. Сила тертя F_f - ця сила завжди протидіє руху і залежить від швидкості якоря v та коефіцієнта тертя b .

$$F_f = vbH \quad (5.3)$$

де $v, \text{ м/с}$ - швидкість якоря електромагніта, $b = 0.1 \text{ Н·с/м}$ коефіцієнт тертя.

Застосовуючи другий закон Ньютона розраховано рівняння руху якоря електромагнітного клапана:

$$ma = Fe - Fs - Ff \quad (5.4)$$

де $m = 0.01 \text{ кг}$ - маса якоря, $a (\text{м/с}^2)$ - прискорення клапана.

Розкриваючи вирази для кожної сили з рівнянь (5.1) - (5.4), отримано:

$$ma = \frac{\mu_0 N^2 I^2 S}{2\delta^2} - kx - bv \quad (5.5)$$

Враховуючи, що $v = \frac{dx}{dt}$ та $a = \frac{d^2x}{dt^2}$ записано у вигляді диференціального

рівняння:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{\mu_0 N^2 I^2 S}{2\delta^2} - kx - b \frac{dx}{dt} \quad (5.6)$$

Отримане нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, не має аналітичного розв'язку в загальному вигляді, тому використано чисельні методи для знаходження розв'язку. У Matlab це можна зробити за допомогою функції `'ode45'` [80], яка є реалізацією методу Рунге-Кутта 4-5 порядку.

У додатку 10 наведено лістинг Matlab програми, в якій визначено початкові умови руху клапана, задано параметри системи, і використано `'ode45'` для чисельного інтегрування рівняння. Результати інтегрування визначають переміщення якоря та його швидкість як функцію часу і відображені на рисунку 5.5.

На графіку відображено динаміку зміни положення якоря електромагнітного клапана та його швидкість відповідно до часу. Початкове положення клапана було встановлено на рівні 0.001 метра, а початкова швидкість була нульовою. Часовий інтервал симуляції становить від 0 до 1 секунди.

Також було визначено динаміку зміни електромагнітної сили рис. 5.6.

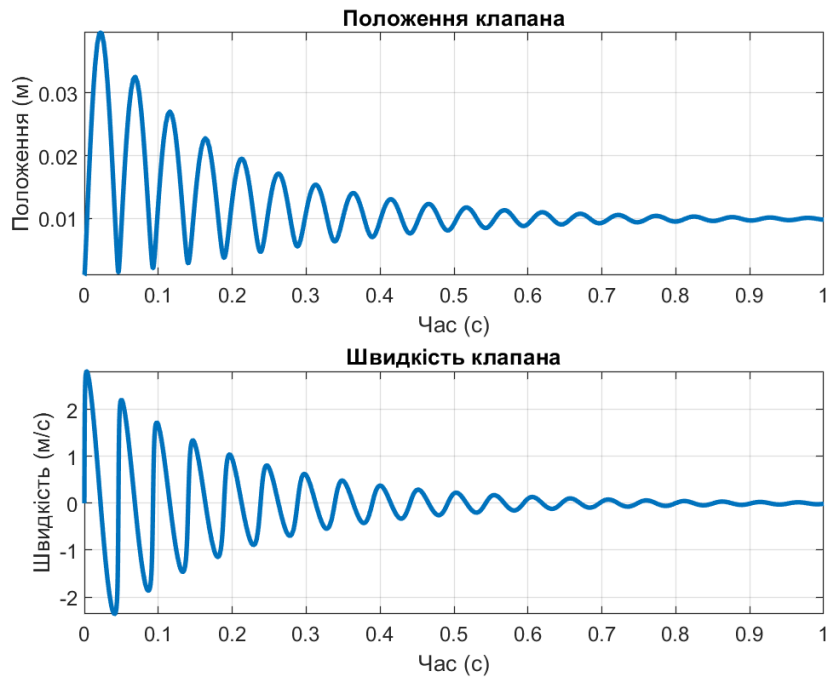


Рисунок 5.5 - Динаміка положення та швидкість якоря електромагнітного клапана



Рисунок 5.6 - Динаміка електромагнітної сили на часовому інтервалі від 0 до 1 секунди

З рис.5.6 виявлено, що система зазнає затухаючих коливань, що вказує на наявність в системі в'язкого опору.

На графіку відображено динаміку зміни положення якоря електромагнітного клапана та його швидкість відповідно до часу. Початкове положення клапана було встановлено на рівні 0.001 метра, а початкова швидкість була нульовою. Часовий інтервал симуляції становить від 0 до 1 секунди.

Слід зазначити, що в рівнянні (5.6) на враховано час перехідного процесу вимкнення живлення електромагніту, оскільки такий час (у зв'язку з виникненням вихрових струмів та контактних явищ) для малопотужних магнітних систем складає 3...80 мс, що на два порядки менший ніж час на переміщення якоря досліджуваного електромагнітного клапану [81].

Введення зворотного ходового діода може зменшити ефекти несприятливі наслідки самоіндукції та комутації, захищаючи схему керування від потенційного пошкодження

Зворотний діод - це напівпровідниковий діод, з'єднаний паралельно з котушкою соленоїда, але зі зворотним зміщенням. Така конфігурація дозволяє діоду проводити струм під час знеструмлення котушки, тим самим обходячи стрибок напруги та захищаючи схему керування [82].

Коли електромагнітна котушка знаходиться під напругою, через неї протікає струм, створюючи магнітне поле, яке відкриває або закриває клапан. Ходовий діод залишається зворотним зміщенням і не проводить струм. Коли котушка знеструмлена, магнітне поле руйнується, викликаючи стрибок напруги зі зворотною полярністю на котушці. Цей стрибок напруги може пошкодити схему керування [83].

Зворотний діод стає прямим зміщенням через стрибок напруги зворотної полярності, дозволяючи струму протікати через нього. Цей шлях струму забезпечує безпечний розряд енергії, що зберігається в індукторі, минаючи стрибок напруги та захищаючи схему керування [84].

На рис. 5.7 наведено схему можливого розміщення зворотного діода [85] стосовно електромеханічної системи, що досліджується в даній роботі.

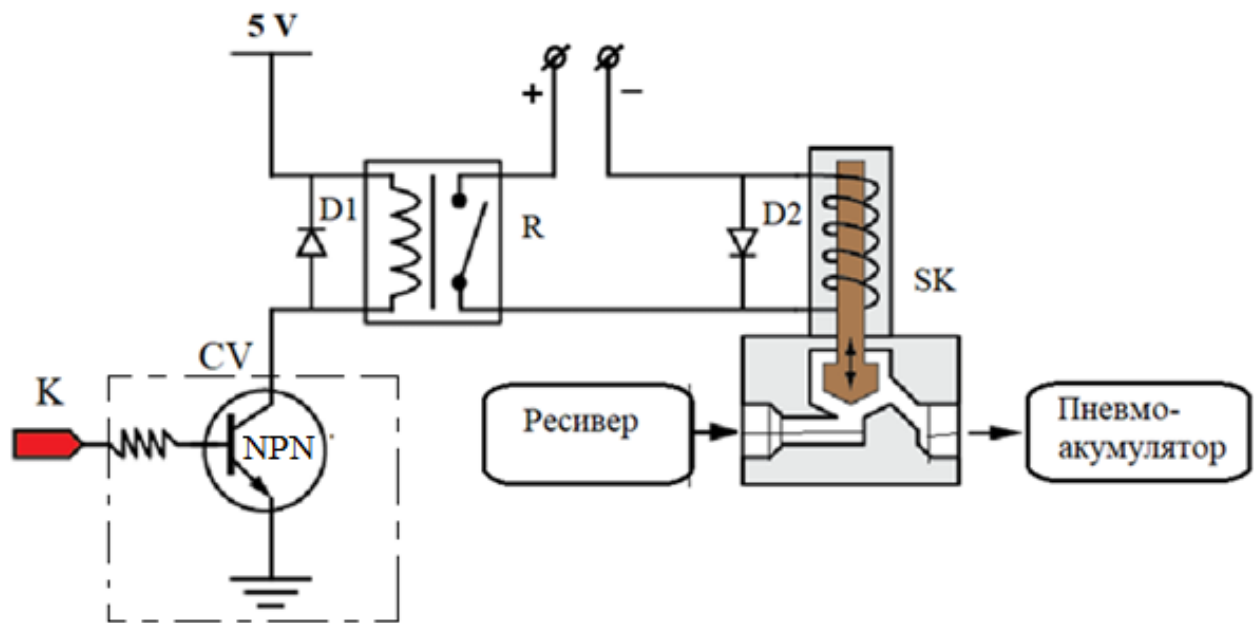


Рисунок 5.7 – Схема згладжування пікових навантажень при ввімкненні –вимкненні електромагнітного клапана: D1, D2 – зворотні діоди, SK – соленоїдний клапан, R – реле, CV – система забезпечення цифрового виведення, K – контролер, NPN – транзистор

На даній електричній схемі представлена базова схема керування електромагнітним клапаном із зворотним ходовим діодом для захисту від негативної дії перехідних процесів. Основні компоненти: джерело живлення постійного струму; електромагнітний клапан (SK), що забезпечує керований зв'язок ресивера з пневмоакумулятором ударного пристрою направленої дії; транзистор (NPN), в системі цифрового виведення для зв'язку з керуючим контролером; зворотні діоди (D1, D2). Транзистор, який діє як перемикач, керує потоком струму через котушку соленоїда. Зазвичай це NPN або PNP транзистор, залежно від конфігурації схеми. Базовий резистор, що обмежує струм, що протікає в базу транзистора, запобігає надмірному струму та потенційному пошкодженню його функціонування, забезпечуючи правильне зміщення та контроль транзистора.

Перемикач забезпечує миттєве з'єднання з базою транзистора, запускаючи дію перемикання. При натисканні він пропускає струм в базу, вмикаючи транзистор.

Зворотний діод (D2) є важливим компонентом у схемах керування електромагнітним клапаном, захищаючи від стрибків напруги та забезпечуючи надійну роботу клапана. Розуміючи принципову схему та роль зворотного діода, можливо оцінити його важливість для захисту електроніки та забезпечення плавного та контрольованого спрацьовування електромагнітного клапана.

5.2.3. Дослідження впливу конструктивних параметрів на потужність електроклапана

У попередньому аналізі, розглянута важливість вибору конструктивних параметрів електромагніту. Для оптимізації параметрів та подальшого вдосконалення електромагнітного клапана проведена оцінка впливових параметрів на електричні характеристики котушки, включно з її опором та споживаною потужністю. Для наочності цих залежностей, були створені графіки за допомогою Matlab (додаток), які демонструють вплив змін діаметру дроту та кількості витків на споживану потужність котушки.

$$P(d) = \frac{U^2 \pi d^2}{4 \rho_0 I_{cp} N} \quad (5.7)$$

Представлений графік рис.5.8 ілюструє залежність (1) споживаної потужності від діаметру дроту обмотки. Як видно з графіка, що при діаметрі дроту близько 0.1 мм споживана потужність є незначною, але при збільшенні діаметра до 1 мм потужність зростає до понад 100 Вт. Це вказує на значну залежність опору обмотки від її геометричних розмірів, особливо в контексті електричного опору, який обернено пропорційний до площі поперечного перетину дроту.

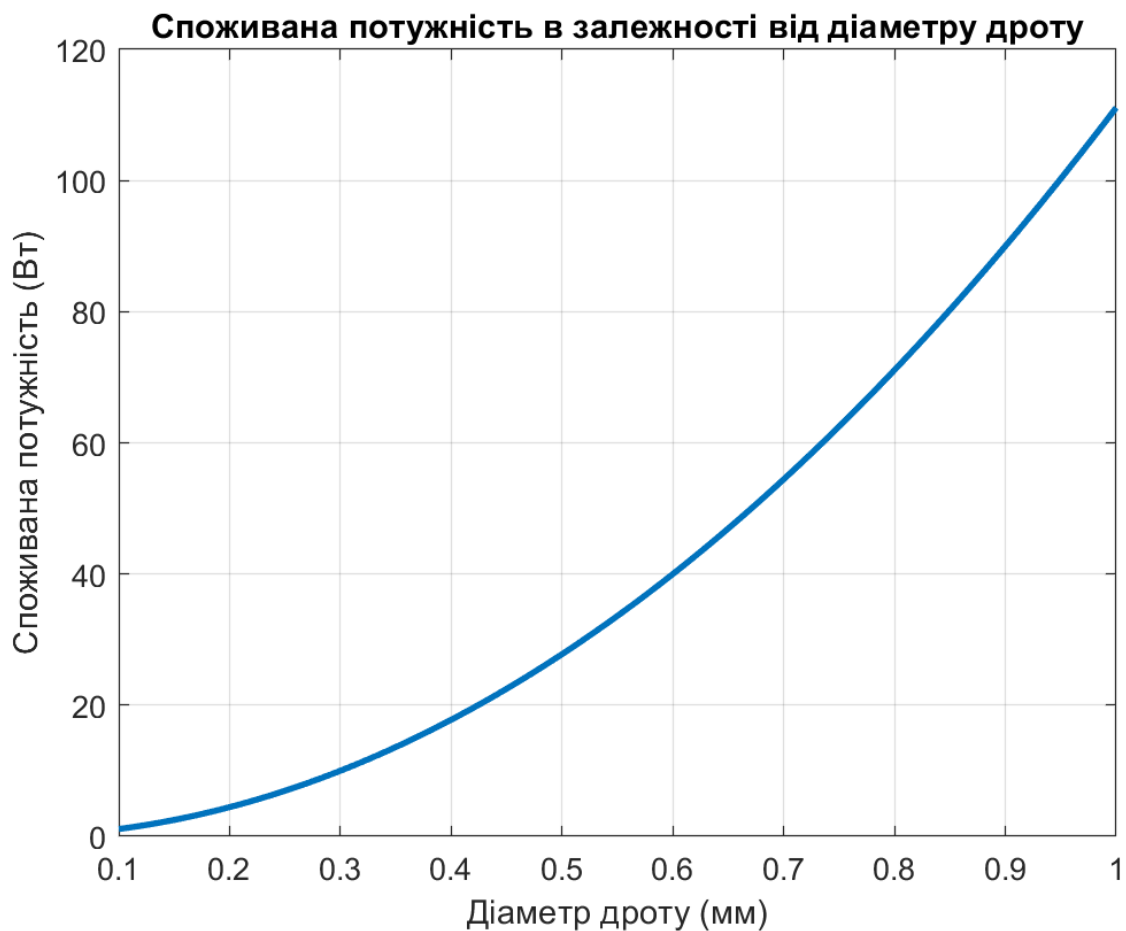


Рисунок 5.8 - Залежність споживаної потужності від діаметру дроту обмотки

Відповідно, збільшення діаметру дроту зменшує опір обмотки, що призводить до збільшення струму при сталій напрузі та, відповідно, до зростання споживаної потужності. Це підтверджує фізичний принцип, згідно з яким потужність, що споживається резистивною котушкою, є функцією її опору. Отже, правильний вибір діаметру дроту є критичним для оптимізації потужності та теплових характеристик електромагнітних пристроїв.

$$P(N) = \frac{U^2 \pi d^2}{4 \rho_0 I_{cp} N} \quad (5.8)$$

На рис.5.9 відображено, як споживана потужність котушки змінюється в залежності від кількості її відповідно до залежності (2). Спадаюча лінія на графіку вказує на те, що зі збільшенням кількості витків споживана потужність зменшується. На початку діапазону, приблизно при 5000 витках, потужність

становить близько 2800 Вт, тоді як при 10000 витках вона падає до рівня нижчого за 1400 Вт.

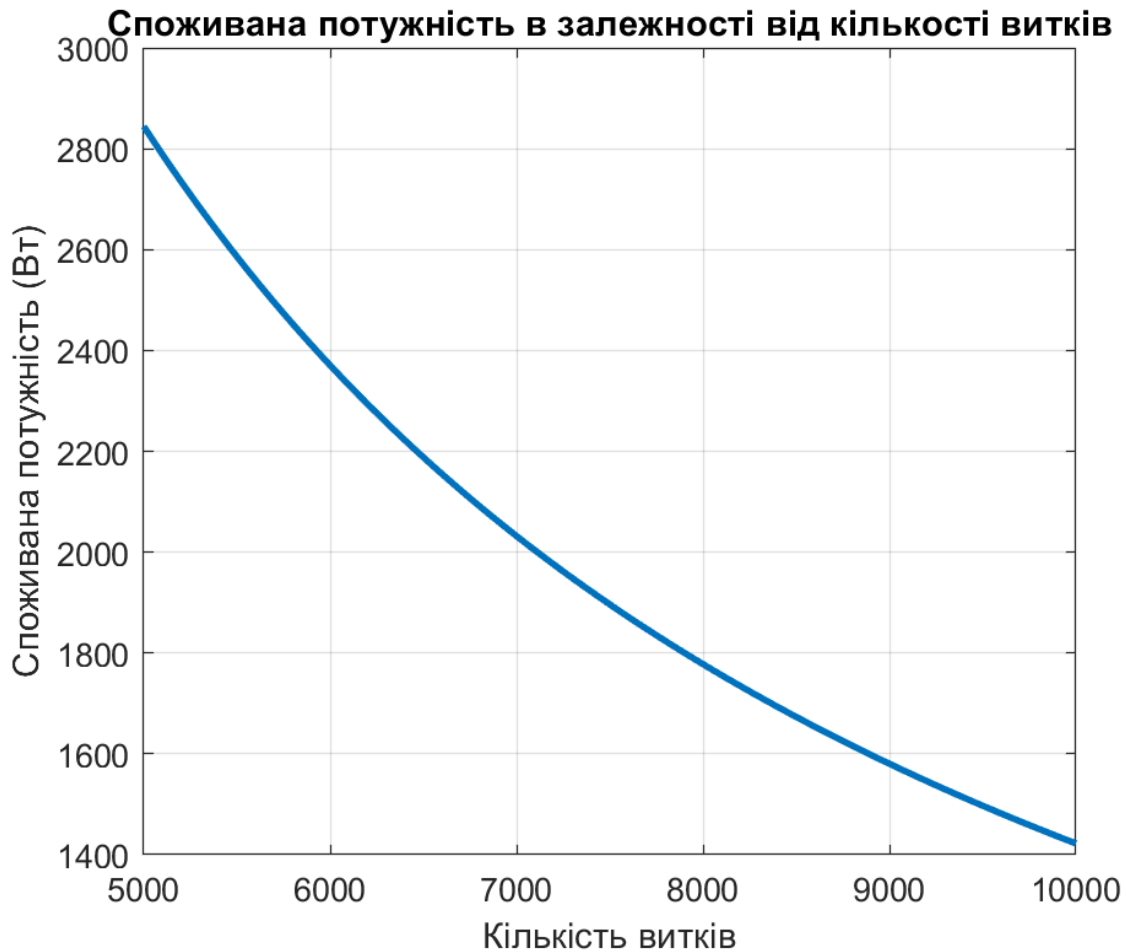


Рисунок 5.9– Залежність споживаної потужності котушки від кількості її витків

Зменшення потужності зі збільшенням кількості витків може бути пов'язано з зростанням опору котушки, що в свою чергу зменшує струм при сталій напрузі. Ця залежність має важливе значення при проектуванні котушок для електромагнітних клапанів, адже вона впливає на ефективність котушки та її тепловиділення. Правильний розрахунок кількості витків важливий для оптимізації параметрів котушки, щоб забезпечити достатню магніторушійну силу при мінімальному споживанні енергії.

$$P(d, N) = \frac{U^2 \pi d^2}{4 \rho_0 I_{cp} N} \quad (5.9)$$

Рис.5.10 відображає тривимірний графік, що візуалізує комплексну залежність(3) споживаної потужності від двох важливих параметрів: діаметра дроту

та кількості витків обмотки. На графіку чітко видно, як взаємодія цих параметрів впливає на енергетичну ефективність котушки.

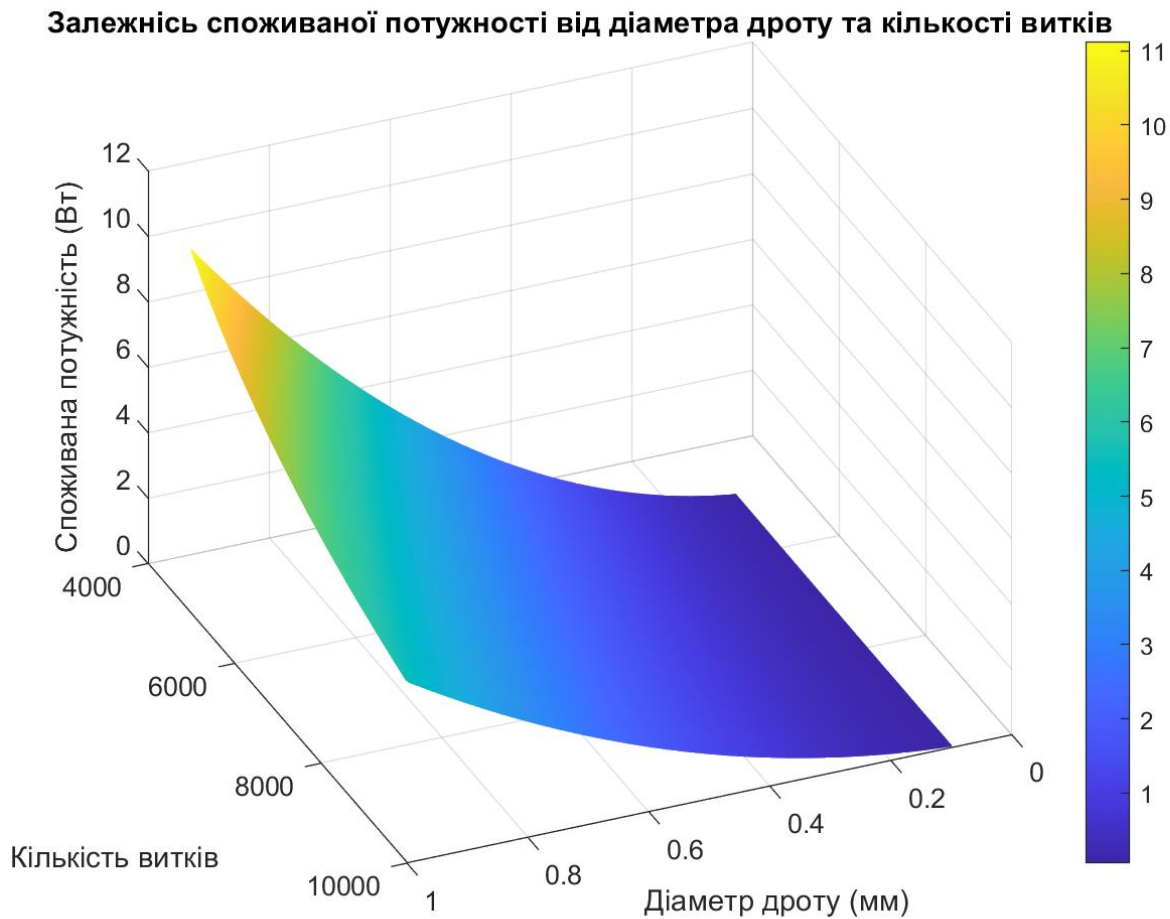


Рисунок 5.10 - Залежність споживаної потужності від діаметра дроту та кількості витків обмотки

З даної залежності видно, що при зменшенні діаметра дроту та одночасному збільшенні кількості витків, споживана потужність знижується, що свідчить про високу опірність тоншого дроту з більшою кількістю витків. Це може бути корисним при проектуванні котушок, де потрібно балансувати між габаритними розмірами котушки та її споживаною потужністю. Вибір оптимальної товщини дроту та кількості витків дозволить досягнути бажаної магніторушійної сили при ефективному споживанні енергії.

Отже, аналітичне вивчення залежностей споживаної потужності від основних параметрів котушки, таких як діаметр дроту та кількість витків, підкреслює необхідність їх оптимізації для ефективного дизайну електромагнітних клапанів. Зіставлення впливу фізичних розмірів та електричних характеристик на продуктивність котушки виявило компроміс між магнітною силою та енергетичною ефективністю, що є вирішальним для раціонального споживання енергії.

5.3. Оцінка ефективності функціонування електромагнітної системи забезпечення необхідного рівня тиску в пневмоакумуляторі

Для оцінки ефективності електромагнітної системи розглянемо результативність підвищення тиску в пневмоакумуляторі.

Враховуючи, що процес підвищення тиску в камері пневмоакумулятора політропічний (як було зазначено в розділі 2) розглянемо параметри співвідношень тисків в ресивері (камері підвищеного тиску) і в пневмоакумуляторі ударного пристрою (камері низького тиску) за рівнянням Бернуллі для газу [86, 87].

Рівняння Бернуллі для газу за умов політропічного процесу запишеться :

$$z_1 + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{P_1}{\rho_1 g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{n}{n-1} \cdot \frac{P_2}{\rho_2 g} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{1-2}.$$

де $z_1=z_2$ – нівелірні висоти (установка додаткової ємності практично розташовані на одному рівні) , g – прискорення вільного падіння, $\rho_1 = \rho_2$ – густина повітря, яке періодично закачується в ресивер, наприклад, від компресора гідравлічного екскаватора, $V_1=0$ – швидкість газу в ресивері, V_2 – швидкість газу на вході в пневмоакумулятор ударного пристрою, n – показник політропи; $\sum h_{1-2}$ – сума втрат напору на подолання напору потоку газу з ресивера в пневмоакумулятор. При проведенні оцінки часу розрядки ресивера приймаємо $\sum h_{1-2}=0$. Тоді, виходячи з попереднього рівняння, після алгебраїчних перетворень, отримаємо:

$$V_2(P_1) = \sqrt{\frac{2n}{\rho(n-1)} \cdot (P_1 - P_2)} . \quad (5.10)$$

За умови вхідних даних: $P_2 = 0,5 \cdot 10^6$ Па – тиск початкової зарядки пневмоакумулятора, $P_I = (0,5 \dots 10) \cdot 10^6$ Па – тиск в ресивері (камері підвищеного тиску).

Виходячи з конструктивних параметрів: габаритних розмірів ресивера: $d=0,15$ м, $l=0,6$ м; а також діаметру каліброваного вхідного отвору в камеру пневмоакумулятора $d_1=1$ мм, геометричні параметри, відповідно визначаються:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot l = 0,011 \text{ м}^3$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 7,854 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$$

Витрата газу з балону підвищеного тиску:

$$Q(P_1) = V_{\phi}(P_1) / S$$

Час повної розрядки балону з підвищеним тиском газу складає

$$t(P_1) = V / Q(P_1)$$

На рис. 5.11 та рис.5.12 наведені графіки залежностей від тиску P_1 відповідно швидкості входу газу в камеру пневмоакумулятора та часу до повної розрядки ресивера.

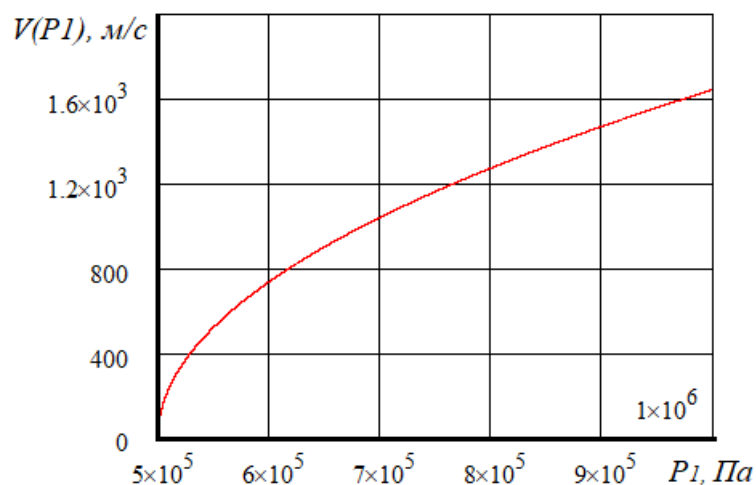


Рисунок 5.11 – Графік залежності швидкості входу газу в камеру пневмоакумулятора $V(P_1)$ від тиску P_1 в ресивер

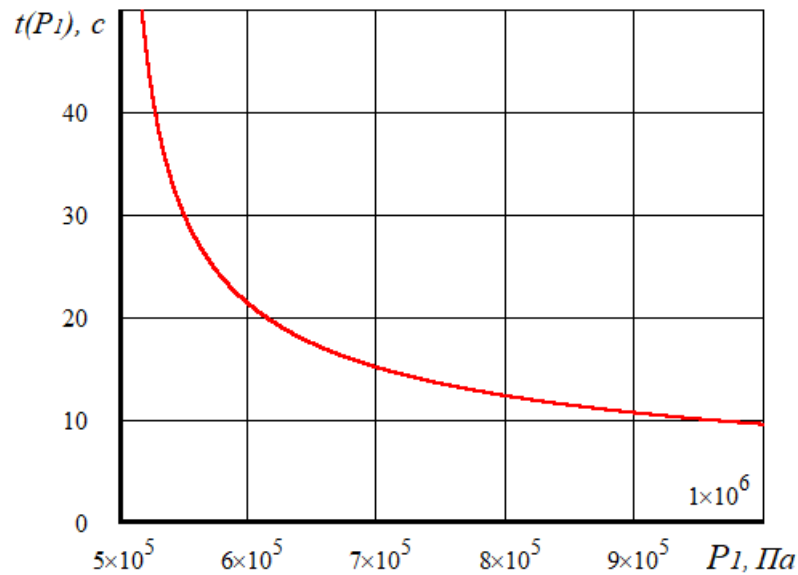


Рисунок 5.12 – Графік залежності часу $t(P_1)$ до повної розрядки ресивера від рівня в ньому тиску P_1

З наведених графіків видно, що подача порцій газу в камеру пневмоакумулятора повинна бути достатньо інтенсивна, а відкриття каналу для подачі газу повинно бути достатньо короткочасне. Деталі розрахунків та побудова залежностей наведені в додатку 11.

Отже застосування електромагнітного клапана при споживанні котушкою електромагніту потужності 0,689 Вт дозволило згенерувати силовий та частотний режим з перетворенням електричної енергії та енергії ресивера в потенціальну енергію зарядки пневмоакумулятора з максимальним збільшенням в частотному режимі до 20 Гц тиску зарядки пневмоакумулятора з $p_0 = 0,5$ МПа до $p_0 = 1,0$ МПа тобто в 2 рази і, відповідно до формули 2.3, енергія зарядки пневмоакумулятора, а також ефективність ударної системи теж збільшиться до двох раз.

З іншого боку, як видно з розрахунків електромагнітного клапана час спрацювання клапана складає $t_{кл} = 0.05$ с (рис.5.5). Мінімальне число спрацювань визначиться при значенні $t_{min} = 10$ с складає $n_y = t_{min} / t_{кл} = 200$. Тобто число випадків підзарядки пневмоакумулятора складає 200.

Теоретично мінімальний час робочого циклу (у відповідності до технічного паспорту на гідравлічні екскаватори ЕО-4321 та ЕО-4322) складає $t_{ц} = 19$ с.

Якщо ввімкнення системи адаптації на кожному циклі буде один раз, то мінімальна кількість часу до підзарядки балону підвищеного тиску компресором при безперервній роботі системи адаптації складає

$$T_{\min} = \frac{t_u \cdot n_u}{3600} = 1,056 \quad \text{годин.}$$

При урахуванні переїздів і зміни положення екскаватора під час копання, прогнозоване значення годин роботи складе не менше 8 годин, тобто повну робочу зміну оператора.

Висновки до розділу 5

1. Запропонована система адаптивної подачі тиску в камеру пневмоакумулятора ударного пристрою (камера низького тиску) з ресивера (камера підвищеного тиску) та варіанти електроживлення системи. Основні компоненти системи: датчик тиску, лічильник імпульсів, контролер, електромагнітний клапан та ударний пристрій.

2. Розраховано параметри обмотки електромагніту клапана: середня довжина витка $l_{cp}=0.085\text{м}$, діаметр дроту $d=0.315 \cdot 10^{-3}\text{м}$, площа обмоткового вікна $Q_0=0.99 \cdot 10^{-3}\text{м}^2$, число витків обмотки $N=7965$, опір обмотки $r=2090\text{Ом}$ та потужність, що споживається котушкою $P=0.689\text{Вт}$

3. Розглянуто динаміку руху електромагнітного клапана з врахуванням електромагнітної сили, сили пружини та сили тертя. Записано рівняння руху в диференціальному виді та виконано його розв'язок за допомогою функції `ode45` Matlab, яка є реалізацією методу Рунге-Кутта 4-5 порядку.

4. З отриманих графіків положення та швидкості якоря електромагнітного клапана спостерігається, що максимальне відхилення якоря клапана на початку вимірювань становить близько 0.04 м, яке швидко зменшується до стабілізованого значення в районі 0.01 м впродовж однієї секунди. Швидкість якоря клапана варіює в районі 2.7 м/с на початку, що вказує на початкове прискорення, і згодом

уповільнюється до майже нульової швидкості, що свідчить про ефективне згасання коливань якоря клапана та його перехід в стабільний стан.

5. З графіка динаміки електромагнітної сили за часом встановлено, що пікове значення сили на початку спостереження становить 49.21 Н, після чого відбувається різке зниження до значень нижче 5 Н протягом перших 0.2 секунди. У наступні моменти сила демонструє згасаючі коливання з амплітудою, що поступово зменшується, і врешті стабілізується на рівні близько 0.5 Н до кінця 1-секундного періоду.

6. Результати дослідження можуть бути використані для оптимізації параметрів електромагнітного клапана, підвищення його ефективності та зниження енергоспоживання. Таке оптимізоване керування може сприяти збільшенню надійності та тривалості служби системи, в яких використовуються такі клапани, і має важливе значення для енергетичної ефективності.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій вирішено актуальне наукове завдання розробки та обґрунтування параметрів адаптивної мехатронної системи керування ударним пристроєм для руйнування гірських порід з підвищенням ефективності прохідницьких робіт, видобутку корисних копалин та ефективності підземного містобудування.

Основні наукові та практичні результати роботи наступні.

1. На основі аналізу стану питання впровадження мехатронної системи адаптації ударного пристрою до умов робочого середовища встановлена група технологічних параметрів впливових на формування мехатронної системи керування ударним пристроєм, яка включає енергетичні параметри пневмоакумулятора, ударної взаємодії елементів конструкції, параметри, які враховують змінні характеристики гірського масиву.

2. Проведено статистичний розрахунок впливу випадкової величини показника політропи за нормальним розподілом ймовірності та встановлені залежності ступеня стиснення газу і енергії зарядки пневмоакумулятора від переміщення бойка з урахуванням характерних ймовірнісних параметрів показника політропи. Встановлено: крайні значення параметрів для показника політропи 1.4...1.5, математичне сподівання 1.45 при ймовірності 0.683 для нормального розподілу в межах середньо квадратичного відхилення ± 0.05 , що дозволяє реалізувати на практиці раціональний діапазон показника ступеня стиснення газу та енергії зарядки пневмоакумулятора.

3. Вперше встановлена залежність сили опору різанню від кутового переміщення ковша та числа ударів ударника ДорНДІ, як поверхні 2-го порядку з встановленням зони раціонального спрацювання імпульсного пристрою за умови стопоріння ковша при статичному різанні міцних ґрунтів.

4. Встановлена степенева залежність швидкості розгону бойка від його переміщення при енергетичній розрядці пневмоакумулятора шляхом інтегрування

нелінійного диференціального рівняння руху бойка з використанням фазового простору, що дозволило встановити конструктивний параметр довжини розгону бойка, яка відповідає змінним параметрам технологічної системи.

5. Сформульована змішана початково-крайова задача зі звичайним диференціальним рівнянням та хвильовим рівнянням в частинних похідних, яка відрізняється від відомих апроксимацією різницевої задачі змішаною різницевою схемою з ваговими коефіцієнтами та алгоритмом розв'язку різницевої задачі, який побудований на основі методу прогонки на кожному часовому шарі при частковій лінеаризації нелінійних жорстких зв'язків.

6. Вперше розроблена імітаційна модель електромеханічної системи в Matlab Simulink для визначення структури та функцій адаптивної мехатронної системи руйнування гірських порід.

7. Запропонована система адаптивної подачі тиску в камеру пневмоакумулятора ударного пристрою (камера низького тиску) з ресивера (камери підвищеного тиску) та варіанти електроживлення системи. Основні компоненти системи: датчик тиску, лічильник імпульсів, контролер, електромагнітний клапан та ударний пристрій.

8. Вперше встановлені електротехнічні характеристики електромагніту клапана: середня довжина витка 0.085 м , діаметр дроту $0.315 \cdot 10^{-3}\text{ м}$, площа обмоткового вікна $0.99 \cdot 10^{-3}\text{ м}^2$, число витків обмотки 7965, опір обмотки 209 Ом , що дозволяє згенерувати силовий та частотний режим електромагнітного клапана 20 Гц з перетворенням електричної енергії та енергії ресивера в потенціальну енергію зарядки пневмоакумулятора в автоматичному режимі.

9. Вперше встановлено параметри електромеханічної системи “електроживлення - електромагнітний клапан-ресивер-пневмоакумулятор”, як активної частини адаптивної мехатронної системи, з забезпеченням її функціонування в автоматичному режимі без підзарядки ресивера пневмосистемою

екскаватора безперервно протягом 1,056 години, а з урахуванням циклу роботи гідравлічного екскаватора - прогнозовано до 8 годин.

10. Розроблена адаптивна мехатронна система ударного руйнування гірських порід, яка відрізняється від відомих врахуванням: закономірностей впливу на енергію удару електротехнічних характеристик електромагнітного клапана з частотною подачею газу в пневмоакумулятор ударного пристрою; термодинамічних параметрів процесу перетворення енергії в камері пневмоакумулятора; змінних технологічних параметрів вибою і яка забезпечує збільшення ефективності ударної системи до двох раз та формує передумови до оптимізації її структури.

11. Результати дисертаційного дослідження впроваджено в освітній процес кафедри автоматизації електротехнічних та мехатронних комплексів та використовуються в освітніх компонентах освітньо-професійної програми підготовки магістрів «Інжиніринг інтелектуальних електротехнічних та мехатронних комплексів» за спеціальністю 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» за освітнім ступенем «Бакалавр», а саме: дисципліна «Нелінійні задачі та ідентифікація електротехнічних та мехатронних комплексів». Акт впровадження в навчальний процес наведений в додатку 12.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- [1] Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні. Закон України від 08.09.2011 № 3715-VI <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/3715-17#Text>
- [2] Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки. Закон України від 11.07.2001 № 2623-III. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2623-14#Text>
- [3] Виконання Наукових Тем – НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТА ЕНЕРГОМЕНЕДЖМЕНТУ, <https://iee.kpi.ua/%D0%B2%D0%B8%D0%BA%D0%BE%D0%BD%D0%B0%D0%BD%D0%BD%D1%8F-%D0%BD%D0%B0%D1%83%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%B8%D1%85-%D1%82%D0%B5%D0%BC/>
- [4] International Energy Agency IEA (2021), The Role of Critical Minerals in Clean Energy Transitions, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/the-role-of-critical-minerals-in-clean-energy-transitions>, License: CC BY 4.0
- [5] IRENA and CPI (2023), Global and scope of renewable energy finance, 2023, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi. https://mc-cd8320d4-36a1-40ac-83cc-3389-cdn-endpoint.azureedge.net/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2023/Feb/IRENA_CPI_Global_RE_finance_2023.pdf?rev=8668440314f34e588647d3994d94a785
- [6] IEA, Minerals used in clean energy technologies compared to other power generation sources, IEA, Paris <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/minerals-used-in-clean-energy-technologies-compared-to-other-power-generation-sources>, IEA. Licence: CC BY 4.0
- [7] IEA (2023), Global Energy and Climate Model, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/global-energy-and-climate-model>, License: CC BY 4.0
- [8] IEA, Growth in demand for selected minerals from clean energy technologies by scenario, 2040 relative to 2020, IEA, Paris <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/growth-in-demand-for-selected-minerals-from-clean-energy-technologies-by-scenario-2040-relative-to-2020>, IEA. Licence: CC BY 4.0 132

- [9] EERE's Vehicle Technologies Office releases the research plan to Reduce, Recycle, and recover critical materials in lithium-ion batteries. Energy.gov. (n.d.). <https://www.energy.gov/eere/vehicles/articles/eeres-vehicle-technologies-office-releases-research-plan-reduce-recycle-and>
- [10] Milewski, Anthony. "Recycling Critical Minerals: More Mining Needed." The Oregon Group - Investment Insights, 20 July 2023, <https://theoregongroup.com/energy-transition/mining/recycling-critical-minerals-more-mining-needed/>
- [11] "BATTERY & CRITICAL METALS Inside the Accelerating Global Race for Lithium" The Oregon Group - Investment Insights, 12 Oct. 2023, <https://theoregongroup.com/wp-content/uploads/2024/01/Inside-the-accelerating-global-race-for-lithium-report.pdf>
- [12] Garcez, A.P.B., Moreira, J.A., da Silva, R.M., Franco, M., Santos, F.B.C. (2021). Paradox of Firm Theory and Sustainable Development in the Mining Industry: Approximation Through the Managing Leader. In: Tavares Thomé, A.M., Barbastefano, R.G., Scavarda, L.F., Gonçalves dos Reis, J.C., Amorim, M.P.C. (eds) Industrial Engineering and Operations Management. IJCIEOM 2021. Springer Proceedings in Mathematics & Statistics, vol 367. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-78570-3_39
- [13] Adrien Fabre, MouezFodha, Francesco Ricci. Mineral resources for renewable energy: Optimal timing of energy production, Resource and Energy Economics, Volume 59, 2020, 101131, ISSN 0928-7655, <https://doi.org/10.1016/j.reseneeco.2019.101131>
- [14] H.B. Sahu, N. Prakash, S. Jayanthu, Underground Mining for Meeting Environmental Concerns – A Strategic Approach for Sustainable Mining in Future, Procedia Earth and Planetary Science, Volume 11, 2015, Pages 232-241, ISSN 1878- 5220, <https://doi.org/10.1016/j.proeps.2015.06.030>. 133
- [15] R. Yang, W. Li, and Z. Yue, "Comparative Study on Dynamic Mechanical Properties and Energy Dissipation of Rocks under Impact Loads," Shock and Vibration, vol. 2020, pp. 1–15, 2020, doi: 10.1155/2020/8865099.

- [16] P Pushmin and G Romanov, "Efficiency increase of hard rock destruction with the use of eccentric impulses," IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 27 012052, 2015.
- [17] E Leusheva, V Morenov, "Research of Clayless Drilling Fluid Influence on the Rocks Destruction Efficiency," International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562, Volume 12, Number 6, 2017.
- [18] Y. Du et al., "Experimental Study on the Dynamic Rock-Breaking Performance of Pulsed Abrasive Jet Drilling Method," Shock and Vibration, vol. 2020, pp. 1–7, 2020, doi: 10.1155/2020/8872919.
- [19] K. Kurosawa and H. Genda, "Effects of Friction and Plastic Deformation in Shock- Comminuted Damaged Rocks on Impact Heating," Geophys. Res. Lett., vol. 45, no. 2, pp. 620–626, 2018, doi: 10.1002/2017GL076285.
- [20] T. Yin, K. Peng, L. Wang, P. Wang, X. Yin, and Y. Zhang, "Study on Impact Damage and Energy Dissipation of Coal Rock Exposed to High Temperatures," Shock and Vibration, vol. 2016, pp. 1–10, 2016, doi: 10.1155/2016/5121932.
- [21] 21. R. Panowicz, J. Janiszewski, and K. Kochanowski, "Effects of Sample Geometry Imperfections on the Results of Split Hopkinson Pressure Bar Experiments," Exp Tech, vol. 43, no. 4, pp. 397–403, 2019, doi: 10.1007/s40799-018-0293-7.
- [22] Shahin Jamali, Volker Wittig, Rolf Brackel, "Thermal rock weakening and drilling based laser technologies for hard rock and geothermal applications," European Geothermal Congress 2019 Den Haag, The Netherlands, 11-14 June 2019.
- [23] R. M. Graves and S. Batarseh, "Application of High Power Laser Technology to Laser/Rock Destruction; #90023 (2003)," 2003.
- [24] "Comprehensive comparison of electric cylinder, hydraulic cylinder and pneumatic cylinder," ENFOLD, 30-May-2018. [Online]. Available: <https://www.dgrelectriccylinder.com/electric-hydraulic-pneumatic-cylinder-comparison/>
- [25] 25. A. Zaske, "Comparing electric and fluid-power actuators | hydraulics ...," Hydraulics&Pneumatics, 13-Oct-2021. [Online]. Available:

- <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/cylindersactuators/article/21163135/comparing-electric-and-fluidpower-actuators>
- [26] “Bottling Machine is Fast and Reliable ...,” MC Machinery, 24- Aug 2019. [Online]. Available: <https://www.powermotiontech.com/technologies/cylinders-actuators/article/21887999/bottling-machine-is-fast-and-reliable>
- [27] A. Dietrich, “Electric Rod Actuators vs. Hydraulic Cylinders:A comparison of the pros and cons of each technology,” Tolomatic, Inc. 2016, [Online]. Available: https://www.tolomatic.com/wp-content/uploads/2022/05/9900-4412_03_electric-vs-hydraulic-actuators-wp.pdf
- [28] Zimmerman, J, Pelosi, M.; Williamson, C; Ivantysynova, M. Energy consumption of an LS excavator hydraulic system. In: ASME international mechanical engineering congress and exposition, Seattle, WA, USA, 2007, 117–126. doi.org/10.1115/IMECE2007-42267.
- [29] Grabbel J, Ivantysynova M. An investigation of swash plate control concepts for displacement controlled actuators. *Int J Fluid Power* 2005;6(2):19–36.
- [30] The center for compact and efficient fluid power [Online]. Available at: www.ccefp.org}, 2009.
- [31] Z. Quan, L. Quan, and J. Zhang, “Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 35, pp. 336–346, 2014.
- [32] Liang X, Virvalo T. An energy recovery system for a hydraulic crane. *Proc Inst Mech Eng, Part C: J Mech Eng Sci* 2001;215(6):737–44, doi.org/10.1243/0954406011523983.
- [33] Tianliang Lin Qingfeng Wang, Hu Baozan, Gong Wen. Research on the energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators. *AutomConstr* 2010;19(8):1016–26, doi.org/10.1016/j.autcon.2010.08.002.
- [34] Wang Tao, Wang Qingfeng, Lin Tianliang. Improvement of boom control performance for hybrid hydraulic excavator with potential energy recovery. *AutomConstr* 2013;30:161–9, doi.org/10.1016/j.autcon.2012.11.034. 135

- [35] Daniel Boehm, Claus Hollander, Thomas Landmann. Hybrid drives in crawler excavators: concepts and solutions. In: Third symposium on hybrid drive systems for mobile machinery, February, Karlsruhe, Germany. In German; 2011, pp. 117–124
- [36] Sulaiman, Hamdan & Yusof, Ahmad & Saadun, M.N.A. & Sabaruddin, S.A.. Simulation of tele-operated electro-hydraulic actuator and excavator's boom. 8. 2016. p.111-116.
- [37] Yusof, Ahmad Anas, et al. The development of tele-operated electro-hydraulic actuator (T-EHA) for mini excavator tele-operation. In: 2016 2nd IEEE International Symposium on Robotics and Manufacturing Automation (ROMA). IEEE, 2016. p. 1-6.
- [38] Takahiro Ishikawa, Michiya Masuda, Shunsuke Uda, Koichiro Yokoyama, Kenniti Hamamoto, Kiminao Kogiso, "Constrained remote control of construction machine with time-varying delay and packet loss", Advanced Robotics, pp.1, 2022.
- [39] Гідравлічний пристрій ударної дії. Пат. №1469119 UA, МПК E21C 3/20.
- [40] Пневмоударний пристрій. Пат. №38035A UA, МКИ 7E21C3/24.
- [41] Розпушувач. Пат. №28727 A UA, E02F 5/30.
- [42] Ударний пристрій. Пат. № 18914 UA, B25D/00.
- [43] Patel, Jagdish K., and Read, Campbell B.. Handbook of the Normal Distribution, Second Edition. Hong Kong, Taylor & Francis, 1996.
- [44] Handbook of Beta Distribution and Its Applications. Switzerland, Taylor & Francis, 2004.
- [45] Fucik, Svatopluk, and Alois Kufner. Nonlinear differential equations. Elsevier, 2014.
- [46] Zhao, Yanqin & Jin, Yan & Zhang, Jun. (2015). Kinetostatic Modeling and Analysis of an Exechon Parallel Kinematic Machine(PKM) Module. Chinese Journal of Mechanical Engineering. 29. 10.3901/CJME.2015.1012.120.
- [47] Muriel, C., and J. L. Romero. "New methods of reduction for ordinary differential equations." IMA Journal of Applied mathematics 66.2 (2001): 111-125.

- [48] Barton, Paul I., and Constantinos C. Pantelides. "Modeling of combined discrete/continuous processes." *AIChE journal* 40.6 (1994): 966-979. 136
- [49] C.P. Underwood, 14 - Heat pump modelling, Editor(s): Simon J. Rees, *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*, Woodhead Publishing, 2016, Pages 387-421, ISBN 9780081003114, <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100311-4.00014-5>.
- [50] Сліденко, В. М., Шевчук, С. П., Замараєва, О. В., & Лістовщик, Л. К. (2013). Адаптивне функціонування імпульсних виконавчих органів гірничих машин: монографія. Київ: НТУУ "КПІ".
- [51] Сліденко В.М., Шевчук С.П. Стабілізація функціонування гірничої машини з імпульсним виконавчим органом: монографія, Київ: НТУУ "КПІ", 2010. 192 с.
- [52] Венгер Є.Ф. Основи статистичної фізики і термодинаміки. Навч. Посіб./Є.Ф. Венгер, В.М. Грибань, О.В. Мельничук.- К.: Вища шк. 2004.- 255 с.
- [53] Мельник, З. П. Термодинамічні процеси та їх дослідження : презентація / З. П. Мельник - Київ, 2013. – 14 слайдів. <http://dspace.nuft.edu.ua/jspui/handle/123456789/8860>
- [54] Mukherjee, Nikhilesh. "Role of Polytropic Index $n = C_p/C_v$ in Compression of Gases." LinkedIn, 29 Dec. 2020, <https://www.linkedin.com/pulse/role-polytropic-index-n-cpcv-compression-gases-nikhilesh-mukherjee/>
- [55] Gorbenko, I., Kandiy C., Ostrianska, Y. Comparison of the quality of sampling algorithms from discrete normal distribution on NTRU lattices. *Radiotekhnika*, 2022 .2(209), 29–37.
- [56] В. М. Сліденко Л.Р. Марчук Статистична оцінка ефективності імпульсного генератора для активізації видобутку вуглеводнів. ISSN 1995-0519 Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2023 (140) <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2023.3.15>
- [57] Іванюта І.Д. Рибалка В.І., Рудоміно-Дусятська І.А. Елементи теорії ймовірностей та математичної статистики, 2006. 272 с

- [58] Johnson, Norman L.; Kotz, Samuel; Balakrishnan, N. (1995). "Chapter 25:Beta Distributions". Continuous Univariate Distributions Vol. 2 (2nd ed.). Wiley.
- [59] A. Kayode Coker,Chapter 18 - Compression Equipment (Including Fans),Editor(s): A. Kayode Coker,Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants (Fourth Edition),Gulf Professional Publishing,2015,Pages 729-978, <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-094242-1.00018-8>.
- [60] Masashi Sugiyama,Chapter 4 - Examples of Continuous Probability Distributions,Editor(s): Masashi Sugiyama, Introduction to Statistical Machine Learning, Morgan Kaufmann, 2016, Pages 37-50, <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-802121-7.00015-7>.
- [61] Л.Р. Марчук, В.О. Поліщук, В. М. Сліденко Енергощадна адаптація віброударного ковша маніпулятора до змінних характеристик робочого середовища ISSN 1813-5420 Енергетика: економіка, технології, екологія. 2023. № 1 <https://doi.org/10.20535/1813-5420.1.2023.276065>
- [62] Новиков А.О. Нелінійна модель рекуперативного амортизаційного пристрою/А.О. Новиков, В.М. Сліденко/ Енергетика: економіка, технології, екологія. 2023. № 4 С.76-82 DOI 10.20535/1813-5420.4.2023.290899
- [63] Slidenko, V., Slidenko, O., Marchuk, L., & But, V. Development of a discretecontinuous mathematical model of a percussion device with parameters of influence on the characteristics of an impact pulse. ISSN 1729-3774 Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5(7 (125), 70–79, 2023 <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.290029>
- [64] Bârsan, Alexandru; Racz, Sever-Gabriel; Breaz, Radu; Crenganiș, Mihai Dynamic analysis of a robot-based incremental sheet forming using Matlab-Simulink Simscape™ environment. In Materials Today: Proceedings 62, pp. 2538–2542, 2022 DOI: 10.1016/j.matpr.2022.03.134.
- [65] Green, Matthew; Hong, Yoon No Gregory; Roh, Jinsook; Fregly, Benjamin J. Computational modeling and simulation of closed chain arm-robot multibody dynamic systems in OpenSim. In Multibody Syst Dyn 56 (4), pp. 313–334, 2022 DOI: 10.1007/s11044-022-09847-8.

- [66] Houman Dallali, Mohamad Mosadeghzad, Gustavo Medrano-Cerda, Nicolas Docquier, Petar Kormushev, Nikos Tsagarakis, Zhibin Li, Darwin Caldwell Development of a Dynamic Simulator for a Compliant Humanoid Robot Based on a Symbolic Multibody Approach, 2013. 138
- [67] U.H. Yang, T.H. Han, U.C. Han, I.G. Tae, R.M. Hong, and S.C. Kim, "Numerical Analysis of a Small Pneumatic Hammer Performance Based on Evaluation Method of Friction Force," Journal of Mechanical Engineering Research and Developments, vol. 45, no. 2, pp. 1-10, 2022.
- [68] Y. Zhang, Y. Li, Y. Liu, and Y. Zhang, "Design Optimization and Performance Analysis of the Pneumatic DTH Hammer with Self-Propelled Round Bit," Shock and Vibration, vol. 2021, Article ID 6639478, 14 pages, 2021, doi: 10.1155/2021/6639478
- [69] Marchuk L. R., Lesyk V. S., Slidenko V. M. Energy parameters of a directional impact device. Problems of improving machines and equipment of electromechanical and mechatronic systems: materials of the First International Scientific and Methodological Conference (Kyiv, December 10 2019).– Kyiv: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, 2019. – pp. 38–40
- [70] Dassault Systèmes SolidWorks Corporation, “SolidWorks,” Dassault Systèmes, Vélizy-Villacoublay, France, 2023.
- [71] The MathWorks, Inc. (2022). MATLAB version: 9.13.0 (R2022b). Accessed: January 01, 2023. Available: <https://www.mathworks.com>
- [72] Steve Miller (2023). Simscape Multibody Multiphysics Library <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/37636-simscape-multibody-multiphysics-library>
- [73] The MathWorks, Inc. “Statistics and Machine Learning Toolbox Documentation” mathworks.com. Accessed: February 07, 2023. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/stats/index.html>.
- [74] Генератор 468.3701. Автокомпоненти АВТЕК. URL: https://atp.com.ua/buy/RADIOVOLNAGRUPP_4683701/

- [75] Волинець В. І. Електронний посібник з дисципліни: Електричні апарати. Електромагнітні механізми апаратів низької напруги (ч. 1), Луцьк 2016.
- [76] Діаметри і коефіцієнти заповнення обмотки для дроту із червоної міді з емалевою ізоляцією. Електронний посібник з дисципліни: Електричні апарати, Луцьк 2016.
- [77] Волинець В. І. Електронний посібник з дисципліни: Електричні апарати, Луцьк 2016.
- [78] “Magnetic Pulling Force Equations.” Tssshebaylo, 4 Mar. 2018, URL: www.tssshebaylo.com/magnetic-pulling-force-equations/
- [79] ДСТУ 3651.0-97 Основні одиниці фізичних величин міжнародної системи одиниць. Основні положення, назви та позначення
- [80] the MathWorks, Inc. Solve Nonstiff Differential Equations - Medium Order Method - MATLAB, URL: www.mathworks.com/help/matlab/ref/ode45.html.
- [81] ЕМІС-4100 Електромагнітний Промисловий Енерджі Груп, url: <https://220-energy-380.com/ua/p1205275694-elektromagnit-emis-4100.html>
- [82] Jeremy S. Cook a BSME from Clemson University, et al. “How Flyback Diodes Work – Snubber Diodes Explained.” Arrow.Com, 13 Oct. 2022, www.arrow.com/en/research-and-events/articles/flyback-protection-diodes
- [83] 83. Maloney, Dan. “Mechanisms: Solenoids.” Hackaday, 23 May 2018, <https://hackaday.com/2018/05/23/mechanisms-solenoids/>
- [84] “How Does a Flyback Diode Work?” CircuitBread, 20 Mar. 2024, www.circuitbread.com/ee-faq/how-does-a-flyback-diode-work
- [85] S. Nazarov and B. Jumayevon, "Smart alarm system for gas leakages," International Journal of Engineering Research & Technology, vol. 9, pp. 973-976, 2020. doi.org/10.17577/ijertv9is050508
- [86] Лаврівський З.В., Мандрус В.І. Технічна механіка рідин та газів. Навчальний посібник. – Львів: Видавництво ”Сполом”, 2004. – 198 с.
- [87] Технічна механіка рідини і газу. Конспект лекцій/Уклад. В.М. Хилипа, С.О. Вамболь, І.В. Міщенко.- Х.: УЦЗУ, 2007. -164 с.

ДОДАТОК 1

$V := 6.74 \times 10^{-4} \text{ m}^3$

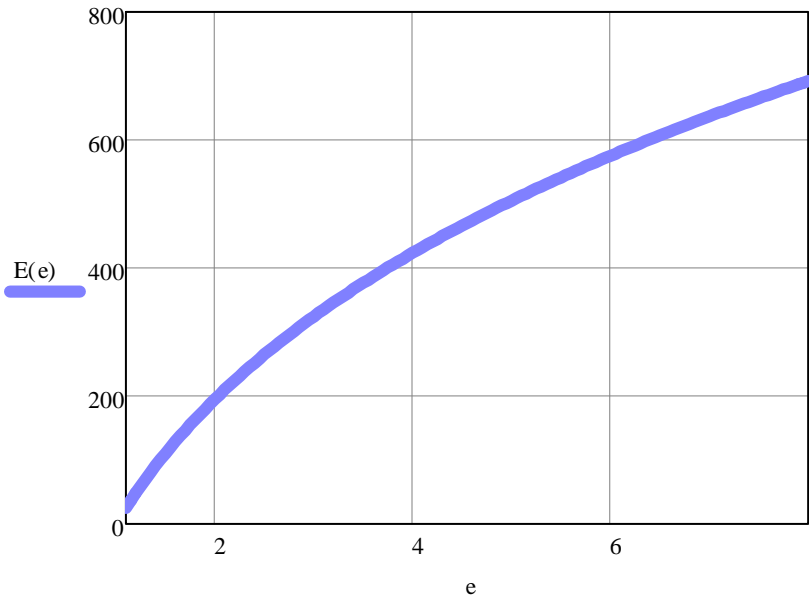
$P := 5 \times 10^5 \text{ Pa}$

$n := 1.3$

$e := 1.1, 1.15 \dots 8$

$$E(e) := \frac{P \times V}{e^{n-1}} \times \frac{e^n - 1}{n}$$

| e = | E(e) = |
|------|----------|
| 1.1 | 24.981 J |
| 1.15 | 36.821 |
| 1.2 | 48.272 |
| 1.25 | 59.361 |
| ... | ... |

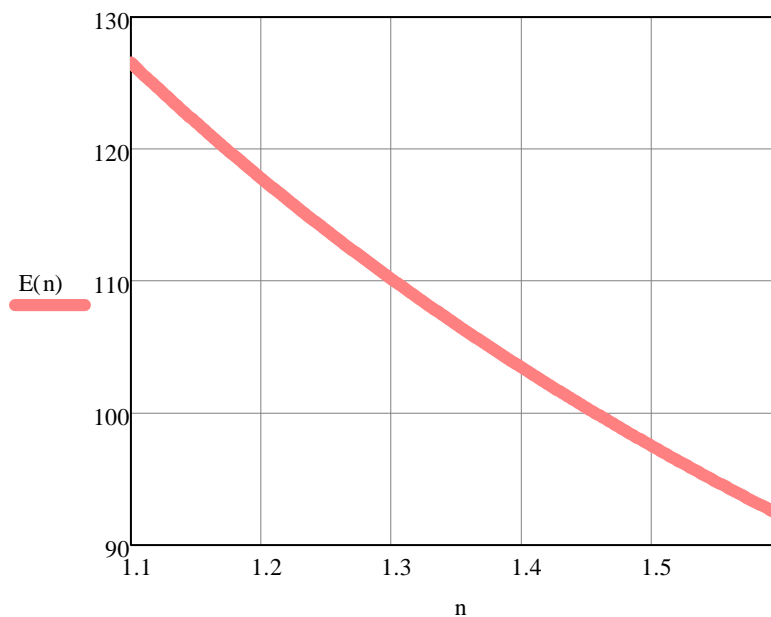


$\epsilon := 1.5$

$n := 1.1, 1.101 \dots 1.6$

$$E(n) := \frac{e^{P \cdot V} \cdot e^{\frac{n-1}{e}}}{e^{n-1} \cdot e^{\frac{n}{e}} - 1}$$

| n = | E(n) = |
|-------|---------|
| 1.1 | 126.538 |
| 1.101 | 126.444 |
| 1.102 | 126.35 |
| 1.103 | 126.257 |
| 1.104 | 126.164 |
| 1.105 | 126.071 |
| 1.106 | 125.978 |
| 1.107 | 125.885 |
| 1.108 | 125.792 |
| 1.109 | 125.7 |
| 1.11 | 125.607 |
| 1.111 | 125.515 |
| 1.112 | 125.423 |
| 1.113 | 125.331 |
| 1.114 | 125.239 |
| 1.115 | 125.147 |
| 1.116 | 125.056 |
| 1.117 | 124.964 |
| 1.118 | 124.873 |
| 1.119 | 124.781 |
| 1.12 | 124.69 |
| 1.121 | 124.599 |
| 1.122 | 124.509 |
| ... | ... |



ДОДАТОК 2

```

% Constants
V = 6.74*10^-4; % cubic meters
P = 0.5*10^6; % pascals

% Variables range
n = 1.1:0.01:2;
e = 1.1:0.01:2;

% Create meshgrid for n and e
[N, E] = meshgrid(n, e);

% Calculate E(n,e)
E_values = 100*(P .* V ./ (N - 1)) .^ (E .^ ((N - 1) ./ N) - 1);

% Plotting
figure;
surf(N, E, E_values, 'FaceAlpha',0.5, EdgeColor = 'flat',FaceColor='interp');
xlabel('n');
ylabel('e');
zlabel('E(n,e)');

colorbar;

hold on; % Keep the plot for overlay

% Define the range for highlighted area
n_highlight = [1.3, 1.6];
e_highlight = [1.3, 1.5];

% Create meshgrid for the highlighted range
[N_highlight, E_highlight] = meshgrid(n_highlight, e_highlight);

% Calculate E(n,e) for the highlighted area
E_highlight_values = 100*(P .* V ./ (N_highlight - 1)) .^ (E_highlight .^ ((N_highlight - 1) ./ N_highlight) - 1);

% Overlay the highlighted area
surf(N_highlight, E_highlight, E_highlight_values, 'FaceColor','texturemap', 'EdgeColor','flat');

% Define the lines for the boundaries
e_line = 1.3:0.01:1.5; % finer resolution for line
n_line = 1.3:0.01:1.6; % finer resolution for line
E_values_at_n_1_3 = (P .* V ./ (1.3 - 1)) .^ (e_line .^ ((1.3 - 1) ./ 1.3) - 1);
E_values_at_n_1_6 = (P .* V ./ (1.6 - 1)) .^ (e_line .^ ((1.6 - 1) ./ 1.6) - 1);
E_values_at_e_1_3 = (P .* V ./ (n_line - 1)) .^ (1.3 .^ ((n_line - 1) ./ n_line) - 1);
E_values_at_e_1_5 = (P .* V ./ (n_line - 1)) .^ (1.5 .^ ((n_line - 1) ./ n_line) - 1);

% Plot the lines
plot3(1.3*ones(size(e_line)), e_line, E_values_at_n_1_3, 'k', 'LineWidth', 1, 'LineStyle', '--');
plot3(1.6*ones(size(e_line)), e_line, E_values_at_n_1_6, 'k', 'LineWidth', 1, 'LineStyle', '--');

```

```
'LineStyle', '--');  
plot3(n_line, 1.3*ones(size(n_line)), E_values_at_e_1_3, 'k', 'LineWidth', 1, ✓  
'LineStyle', '--');  
plot3(n_line, 1.5*ones(size(n_line)), E_values_at_e_1_5, 'k', 'LineWidth', 1, ✓  
'LineStyle', '--');
```

ДОДАТОК 3

Вхідні дані

$$p_0 := 5 \times 10^5$$

$$v_0 := 6.74 \times 10^{-4} \quad v_1 := 5.49 \times 10^{-4}$$

1. when $V = \text{const}$

$$p_1 := 6.53 \times 10^5$$

$$n := \infty$$

$$ee := \frac{p_1}{p_0} \text{ explicit, ALL } \otimes \frac{6.53 \times 10^5}{5 \times 10^5} \text{ float, 3 } \otimes 1.31$$

$$E := \frac{p_0 \times 0 \times ee^{\frac{n-1}{n}} - 1}{n-1} \text{ explicit, ALL } \otimes \frac{5 \times 10^5 \times 6.74 \times 10^{-4} \times 1.31^{\frac{\infty-1}{\infty}} - 1}{\infty-1}$$

$E = 0$ - ізохорний процес

2. when $P = \text{const}$

$$p_1 := p_0$$

$$n := 0$$

$$ee := \frac{p_1}{p_0} \text{ explicit, ALL } \otimes \frac{5 \times 10^5}{5 \times 10^5} \text{ float, 3 } \otimes 1.0$$

$$E := \frac{p_0 \times 0 \times ee^{\frac{n-1}{n}} - 1}{n-1} \text{ explicit, ALL } \otimes$$

$$E = \frac{1}{0} := \infty$$

$$L := p_0(v_0 - v_1) \text{ explicit, ALL } \otimes 5 \times 10^5 (6.74 \times 10^{-4} - 5.49 \times 10^{-4})$$

$L = 62.5$ - ізобарний процес

3. when T=const

$$p1 := 6.53 \times 10^5$$

$$n := 1$$

$$ee := \frac{p1}{p0} \text{ explicit, ALL } \otimes \frac{6.53 \times 10^5}{5 \times 10^5} \text{ float, 3 } \otimes 1.31$$

$$E := \frac{p0 \times 0 \times \frac{ee^{n-1}}{n-1}}{n-1} \text{ explicit, ALL } \otimes \frac{5 \times 10^5 \times 6.74 \times 10^{-4} \times \frac{ee^{1-1}}{1-1}}{1-1}$$

$$E = 0 \frac{1}{0} := \infty$$

$$L := p0 \times 0 \times \frac{ee^{n-1}}{n-1} \text{ explicit, ALL } \otimes 5 \times 10^5 \times 6.74 \times 10^{-4} \times \frac{ee^{1-1}}{1-1} \text{ float, 4 } \otimes 89.97$$

L = 89.97 - ізотермічний процес

4. when

$$p1 := 6.53 \times 10^5$$

$$n := 1.3$$

$$ee := \frac{p1}{p0} \text{ explicit, ALL } \otimes \frac{6.53 \times 10^5}{5 \times 10^5} \text{ float, 3 } \otimes 1.31$$

$$E := \frac{p0 \times 0 \times \frac{ee^{n-1}}{n-1}}{n-1} \text{ explicit, ALL } \otimes \frac{5 \times 10^5 \times 6.74 \times 10^{-4} \times \frac{ee^{1.3-1}}{1.3-1}}{1.3-1}$$

E = 72.226 - адіабатний процес

Вхідні дані

$$p0 := 5 \times 10^5$$

$$p1 := 5 \times 10^5, 5.05 \times 10^5 \dots 6.25 \times 10^5$$

$$v0 := 6.74 \times 10^{-4}$$

$$v1 := 5.49 \times 10^{-4}, 5.54 \times 10^{-4} \dots 6.74 \times 10^{-4}$$

$$ee(p1) := \frac{p1}{p0}$$

1. when $V = \text{const}$

$$n := \infty$$

$$Lv(p1) := \frac{p0 \times ee(p1)^{\frac{n-1}{n}} - p0}{n-1}$$

2. when $P = \text{const}$

$$Lp(v1) := p0 \times (v0 - v1)$$

3. when $T = \text{const}$

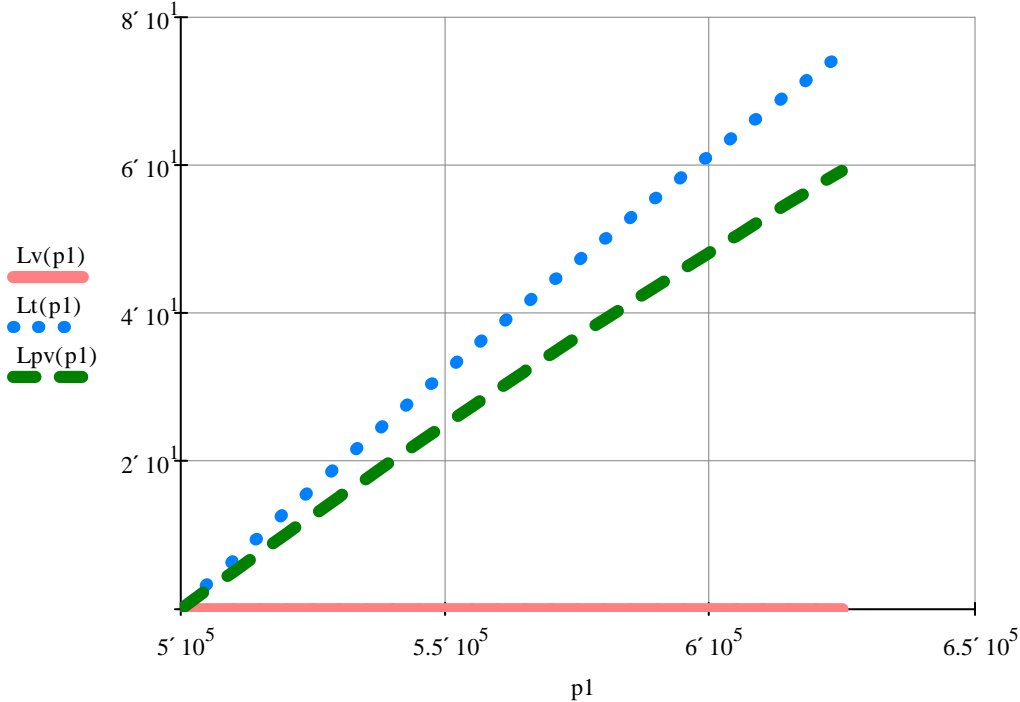
$$Lt(p1) := p0 \times \ln \frac{p1}{p0}$$

4. when

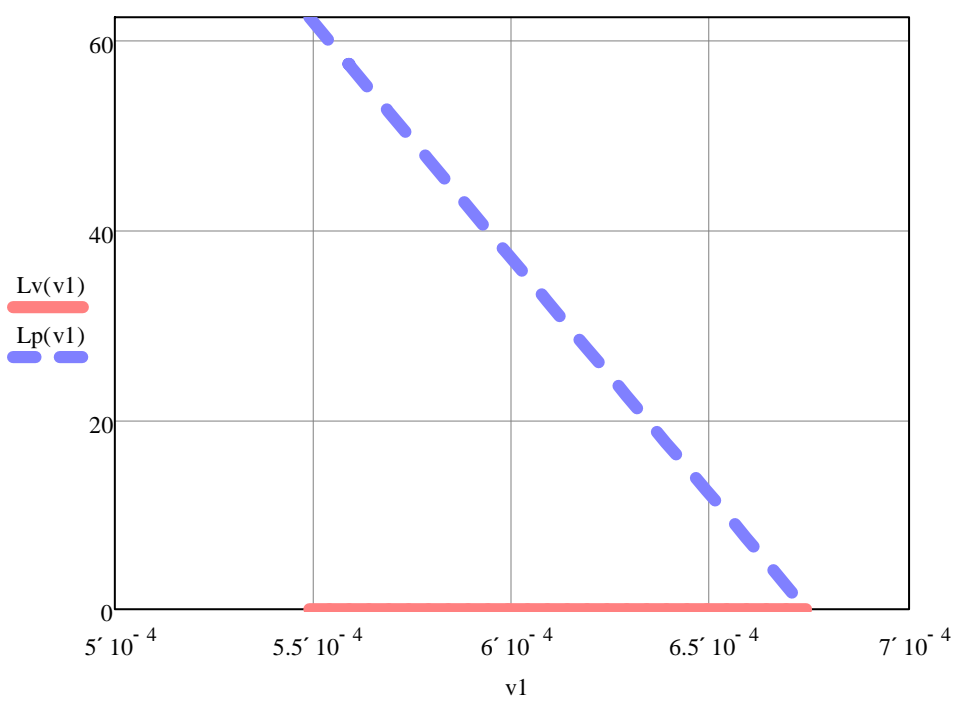
$$n := 1.3$$

$$Lpv(p1) := \frac{p0 \times ee(p1)^{\frac{n-1}{n}} - p0}{n-1}$$

Графік залежності енергії від тиску



Графік залежності енергії від об'єму



ДОДАТОК 4

```
% Variable Definitions
n_min = 1.3;
n_max = 1.6;
% цент розчіювання
m = (n_min + n_max) / 2;
% середнє квадратичне відхилення
sigma = (m - n_max) / 3;
% дисперсія
D_X = sigma^2;
% для третього порядку у зв'язку з симетричністю розподілу
mu_3 = 0;
% коефіцієнт асиметрії
S_k = mu_3/sigma^3;
% для четвертого порядку
mu_4 = 3*sigma^4;
% ексцес для нормального розподілу
epsilon_x = mu_4 / (sigma^4) -3;

% крива нормального розподілу
alpha = m - sigma;
beta = m + sigma;

% Define the parameters
m = (1.3 + 1.6) / 2; % Mean of the distribution
sigma = (1.6 - m) / 3; % Standard deviation of the distribution

% Define the function
f_norm = @(x) (1 / (sigma * sqrt(2 * pi))) * exp(-((x - m).^2) / (2 * sigma^2));

% Define the range of x
x = 1.3:0.01:1.6; % You can adjust the step size as needed

% Evaluate the function over the range of x
y = f_norm(x);

% Plot the function
plot(x, y, 'LineWidth', 2); % Orange color line
xlabel('n','FontSize',18);
ylabel('f(n)','Rotation', 0,'FontSize',18);
title('Normal Distribution Curve');

% First, hide the original y-axis label by setting it to an empty string
ylabel('');
xlabel('');

% Then, get the current axis limits
yl = ylim;
xl = xlim;

% Use the text function to place a new label at the top
text('Units', 'Normalized', 'Position', [-0.05, 0.95], 'String', 'f(n)', ...
    'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
    'FontSize', 18, 'Rotation', 0);
```

```
text('Units', 'Normalized', 'Position', [1.05, -0.05], 'String', 'n', ...
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
     'FontSize', 18, 'Rotation', 0);

% Add the lines for sigma, alpha, and beta
hold on;
line([m-sigma m-sigma], [0 f_norm(m-sigma)], 'Color', 'black', 'LineStyle', '--');
line([m+sigma m+sigma], [0 f_norm(m+sigma)], 'Color', 'black', 'LineStyle', '--');

% Fill the area under the curve between alpha and beta

fillAreaX = [alpha:0.01:beta, beta, alpha];
fillAreaY = [f_norm(alpha:0.01:beta), 0, 0];
fill(fillAreaX, fillAreaY, 'k', 'FaceAlpha', 0.1);

% Add text annotations for sigma, alpha, and beta
text(m-sigma-0.01, 0.5, '\alpha', 'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'middle', 'FontSize', 18, 'FontWeight', 'bold');

text(m+sigma+0.01, 0.5, '\beta', 'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'middle', 'FontSize', 18, 'FontWeight', 'bold');

text(m+0.025, 1.6, '\sigma', 'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'middle', 'FontSize', 18, 'FontWeight', 'bold');
text(m-0.025, 1.6, '\sigma', 'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'middle', 'FontSize', 18, 'FontWeight', 'bold');

% Finalize the plot
hold off;
grid on;
axis tight;

% Calculate the cumulative distribution function values
cdf_alpha = normcdf((alpha - m) / sigma);
cdf_beta = normcdf((beta - m) / sigma);

% Probability of x falling between alpha and beta
P_1 = cdf_beta - cdf_alpha;
```

```
% Given parameters
V0 = 6.74*10^-4; % You need to provide the actual value for V0
Sn = 0.047; % You need to provide the actual value for Sn
p = 1.8*10^6; % Pressure, you need to provide the actual value
n_min = 1.4;
n_max = 1.5;
n_m = 1.45;

% Define the range of x (make sure this range makes sense for your application)
x = 0:0.0001:0.01; % Adjust the upper limit to avoid division by zero

% Define the functions
e_min = @(x) (V0 ./ (V0 - Sn .* x)) .^ n_min;
e_max = @(x) (V0 ./ (V0 - Sn .* x)) .^ n_max;
e_m = @(x) (V0 ./ (V0 - Sn .* x)) .^ n_m;

% Calculate the function values
y_min = real(e_min(x));
y_max = real(e_max(x));
y_m = real(e_m(x));

% Plot the functions
figure; hold on; % Open a new figure and hold it for multiple plots
plot(x, y_min, 'b-', 'DisplayName', 'e(x) min', 'LineWidth', 1, 'LineStyle', '--');
plot(x, y_max, 'r-', 'DisplayName', 'e(x) max', 'LineWidth', 1, 'LineStyle', '-.');
plot(x, y_m, 'g-', 'DisplayName', 'e(x) m', 'LineWidth', 1);
hold off;
grid on;
axis tight;

% Set the y-axis to a logarithmic scale
%set(gca, 'YScale', 'log');

% Label the graph
xlabel('x');
ylabel('e(x)');
%title('Graph of e(x)');
legend show; % Display legend

% Adjust the plot limits if necessary
xlim([min(x) max(x)]);
ylim([1 6]);

% First, hide the original y-axis label by setting it to an empty string
ylabel('');
xlabel('');

% Then, get the current axis limits
yl = ylim;
xl = xlim;

% Use the text function to place a new label at the top
```



```
text('Units', 'Normalized', 'Position', [0.05, 1], 'String', 'e(x)', ...  
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...  
     'FontSize', 18, 'Rotation', 0);  
  
text('Units', 'Normalized', 'Position', [1.05, -0.05], 'String', 'x,M', ...  
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...  
     'FontSize', 18, 'Rotation', 0);
```

```
% Given parameters
V0 = 6.74*10^-4; % You need to provide the actual value for V0
Sn = 0.047; % You need to provide the actual value for Sn
p = 0.5*10^6; % Pressure, you need to provide the actual value
n_min = 1.4;
n_max = 1.5;
n_m = 1.45;

% Define the range of x (make sure this range makes sense for your application)
x = 0:0.0001:0.01; % Adjust the upper limit to avoid division by zero

% Define the functions
e_min = @(x) (V0 ./ (V0 - Sn .* x)) .^ n_min;
e_max = @(x) (V0 ./ (V0 - Sn .* x)) .^ n_max;
e_m = @(x) (V0 ./ (V0 - Sn .* x)) .^ n_m;

% Calculate the function values
y_min = real(e_min(x));
y_max = real(e_max(x));
y_m = real(e_m(x));

% Assuming e_min is the previously calculated strain function
% and x is the range of values where you want to evaluate L(x)_min

L_x_min = (p * V0) / (n_min - 1) * ((y_min .^ ((n_min-1)/ n_min)) - 1);
L_x_max = (p * V0) / (n_max - 1) * ((y_max .^ ((n_max-1)/ n_max)) - 1);
L_x_m = (p * V0) / (n_m - 1) * ((y_m .^ ((n_m-1)/ n_m)) - 1);

% Now you can plot L(x)_min as a function of x
hold on;

plot(x, real(L_x_min), 'b-', 'DisplayName', 'L_x_min', 'LineWidth', 1.5, 'LineStyle', '⌵', '--');
plot(x, real(L_x_max), 'r-', 'DisplayName', 'L_x_max', 'LineWidth', 1.5, 'LineStyle', '⌵', '-.');
plot(x, real(L_x_m), 'g-', 'DisplayName', 'L_x_m', 'LineWidth', 1.5);

legend show;

grid on;
axis tight;

% Adjust the plot limits if necessary
xlim([min(x) max(x)]);
ylim([0 600]);

% Set the y-axis to a logarithmic scale
%set(gca, 'YScale', 'log');
```

```
% First, hide the original y-axis label by setting it to an empty string
ylabel('');
xlabel('');

% Then, get the current axis limits
yl = ylim;
xl = xlim;

% Use the text function to place a new label at the top
text('Units', 'Normalized', 'Position', [0.05, 1], 'String', 'L(x),Дж', ...
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
     'FontSize', 18, 'Rotation', 0);

text('Units', 'Normalized', 'Position', [1.05, -0.05], 'String', 'x,м', ...
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
     'FontSize', 18, 'Rotation', 0);
```

ДОДАТОК 5

```
% Parameters for simulation
min_ratio = 1;
max_ratio = 3;
% Convert the 1.3-1.5 range to the 0-1 scale
target_min = (1.2 - min_ratio) / (max_ratio - min_ratio);
target_max = (2 - min_ratio) / (max_ratio - min_ratio);

% Simulate data with a peak around the target_min and target_max
rng('default'); % For reproducibility
n_data = 10000; % Number of data points
simulated_data = betarnd(2, 5, n_data, 1); % Initial beta distribution

% Adjust the data to have a peak around the target range
% Find scale and location parameters to transform beta to target range
beta_a = 2;
beta_b = 5;
scale_param = (target_max - target_min) / (betainv(0.95, beta_a, beta_b) - betainv(0.05, beta_a, beta_b));
location_param = target_min - betainv(0.05, beta_a, beta_b) * scale_param;
adjusted_data = simulated_data * scale_param + location_param;

% Filter out any data points that exceed the 0-1 range after scaling
adjusted_data(adjusted_data < 0 | adjusted_data > 1) = [];

% Estimate parameters of the Beta distribution for the adjusted data
params = betafit(adjusted_data);

% Extracting alpha and beta parameters
alpha = params(1);
beta = params(2);

% Create a range of values for plotting the fitted distribution
x_scaled = linspace(0, 1, 100);
x = x_scaled * (max_ratio - min_ratio) + min_ratio; % Rescale for original ratio values

% Compute the probability density function values
pdf_values = betapdf(x_scaled, alpha, beta);

% Calculate mean, mode in the scaled [0, 1] interval
mean_scaled = alpha / (alpha + beta);
mode_scaled = (alpha - 1) / (alpha + beta - 2); % valid only if alpha > 1 and beta > 1

% Rescale mean and mode to the original range of compression ratios
mean_original = mean_scaled * (max_ratio - min_ratio) + min_ratio;
mode_original = mode_scaled * (max_ratio - min_ratio) + min_ratio;

% Calculate the variance of the Beta distribution
variance_beta = (alpha * beta) / ((alpha + beta)^2 * (alpha + beta + 1));
```

```

% Calculate the standard deviation
std_deviation_beta = sqrt(variance_beta);

% Define the confidence level for the interval, e.g., 95%
confidence_level = 0.90;

% Calculate the lower and upper bounds of the confidence interval
lower_bound_scaled = betainv((1 - confidence_level) / 2, alpha, beta);
upper_bound_scaled = betainv(1 - (1 - confidence_level) / 2, alpha, beta);

% Rescale the bounds to the original range of compression ratios
lower_bound = lower_bound_scaled * (max_ratio - min_ratio) + min_ratio;
upper_bound = upper_bound_scaled * (max_ratio - min_ratio) + min_ratio;

% Display the results
fprintf('Mean (original scale): %f\n', mean_original);
fprintf('Mode (original scale): %f\n', mode_original);

fprintf('Standard Deviation of Beta Distribution: %f\n', std_deviation_beta);

fprintf('Lower Bound (original scale): %f\n', lower_bound);
fprintf('Upper Bound (original scale): %f\n', upper_bound);

% Plot the graph
figure;
plot(x, pdf_values * (max_ratio - min_ratio), 'LineWidth', 2); % Adjust PDF for the
change in scale

xlabel('e', 'Position', [3.1, -0.05], 'FontSize', 20, 'FontWeight', 'bold');
ylabel('f(e)', 'Rotation', 2, 'Position', [1 7], 'FontSize', 20, 'FontWeight', 'bold');
grid on;
hold on;
% Customizing the x-axis and y-axis ticks
xticks(1:0.2:max_ratio);
yticks(0:1:max(pdf_values * (max_ratio - min_ratio))); % Set y-axis ticks at
intervals of 0.1

% Plot the mode as a vertical line
line([mode_original mode_original], [0 max(pdf_values * (max_ratio - min_ratio))],
...
    'Color', 'red', 'LineStyle', '--');

text(mode_original, max(pdf_values * (max_ratio - min_ratio)) * 0.03, ...
    sprintf(' %.2f', mode_original), ...
    'HorizontalAlignment', 'left', 'FontWeight', 'bold');

% Plotting the bounds on the graph
line([lower_bound lower_bound], [0 3], ...
    'Color', 'blue', 'LineStyle', '--', 'LineWidth', 2);

```

```
line([upper_bound upper_bound], [0 1.45], ...
     'Color', 'blue', 'LineStyle', '--', 'LineWidth',2);

text(lower_bound, max(pdf_values * (max_ratio - min_ratio)) * 0.03, ...
     sprintf(' %.2f', lower_bound), ...
     'HorizontalAlignment', 'left', 'FontWeight', 'bold');
text(upper_bound, max(pdf_values * (max_ratio - min_ratio)) * 0.03, ...
     sprintf(' %.2f', upper_bound), ...
     'HorizontalAlignment', 'left', 'FontWeight', 'bold');

% Get the indices for x values that are within the lower and upper bounds
in_range_indices = x >= lower_bound & x <= upper_bound;

% Extract the x values and corresponding PDF values that are in range
x_in_range = x(in_range_indices);
pdf_values_in_range = pdf_values(in_range_indices) * (max_ratio - min_ratio);

% Fill the area under the curve within the bounds
fill([x_in_range(1) x_in_range x_in_range(end)], ...
     [0 pdf_values_in_range 0], ...
     'black', 'FaceAlpha', 0.1, 'EdgeColor', 'none');

% Plot the curve again to ensure it's above the filled area
hold on;
plot(x, pdf_values * (max_ratio - min_ratio), 'LineWidth', 2); % Adjust PDF for the
change in scale
```

```
% Given parameters
V0 = 6.74*10^-4; % Actual value for V0
Sn = 0.047; % Actual value for Sn
p = 0.5*10^6; % Pressure
e_min = 1.19;
e_max = 1.98;
e_m = 1.46;

% Define the range of n
n = 1.1:0.001:10; % Adjust as needed

% Define the functions
L_e_min = @(n) (p * V0) ./ (n - 1) .* ((e_min.^(n-1) ./ n) - 1);
L_e_max = @(n) (p * V0) ./ (n - 1) .* ((e_max.^(n-1) ./ n) - 1);
L_e_m = @(n) (p * V0) ./ (n - 1) .* ((e_m.^(n-1) ./ n) - 1);

% Evaluate the functions over the range of n
L_values_min = L_e_min(n);
L_values_max = L_e_max(n);
L_values_m = L_e_m(n);

% Now you can plot L as a function of n
hold on;

plot(n, L_values_min, 'b-', 'DisplayName', 'L for e_{min}', 'LineWidth', 1.5, 'LineStyle', '--');
plot(n, L_values_max, 'r-', 'DisplayName', 'L for e_{max}', 'LineWidth', 1.5, 'LineStyle', '-');
plot(n, L_values_m, 'g-', 'DisplayName', 'L for e_m', 'LineWidth', 1.5);

legend show;

grid on;
axis tight;

% Use the text function to place a new label at the top
text('Units', 'Normalized', 'Position', [0.05, 1], 'String', 'L(n), Дж', ...
    'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
    'FontSize', 18, 'Rotation', 0);

text('Units', 'Normalized', 'Position', [1.05, -0.05], 'String', 'n', ...
    'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
    'FontSize', 18, 'Rotation', 0);
```


ДОДАТОК 6

```

#library
library(plot3D)
library(rgl)

l <- 2.6
alfa <- 50*pi/180
r <- 97.8
fi0 <- 42*pi/180
z <- 1.2
# #write function
dril_data <- function(ci, fi){
  (10*ci*(1+2.6*l)*(1-0.0075*alfa)*z*(abs(r*(cos(fi0-fi))-fi0))^(1.35))
}

ci <- seq(0, 120, length = 100)
fi <- seq(0, 1.5, length = 100)
R <- outer(ci, fi, dril_data)

persp3D(ci, fi, R,
  shade = 0.3,
  theta = 135,
  phi = 10,

  expand = 0.8,
  lighting = TRUE, lphi = 9,
  #contour = TRUE,
  image = FALSE,
  bty = "b2",

  ticktype= "detailed",
  nticks =5 )

# contour2D(z=R, colkey = FALSE, lwd =2 )
# abline(v=c(83,120), col ="black")
# abline(h=c(0.4,1.08), col ="black")
#
# points(83,0.75,pch =3,cex =3,lwd =1, col = "black")
# points(83,0.75,lwd =1, col = "black")

contour2D(z=R, x = ci, y = fi,
  lwd =5,
  col = c("orange","red", "brown"),
  levels = c(316.7, 350,400))

# abline(v = seq(0,120,by =20),col= " light grey")
# abline(h = seq(0,1.5,by =.5),col= "light grey")

abline(v = c(86),col= "black", lwd =3, lty = 2)
abline(h = c(.4,1.08),col= "black",lwd =3, lty = 2)

#points(86,0.75,pch =3,cex =3,lwd =5, col = "black", alpha =0.5)
points(86,0.75,lwd =5, col = "orange")

# image
image2D(R, x = ci, y = fi,
  lighting = TRUE,
  contour = list(col="white",labcex=0.8,lwd=3,lty = 2,alpha=0.5)
)

abline(v=c(83,120), col ="white")
abline(h=c(0.4,1.08), col ="white")

points(83,0.75,pch =3,cex =3,lwd =1, col = "white")
points(83,0.75,lwd =1, col = "white")

```

ДОДАТОК 7

```
% Define the constants and parameters
pt = 1.563e6; % Pressure, in Pascals
Vtt = 3.217e-4; % Volume, in cubic meters
m = 18.023; % Mass, in kilograms
n = 1.3; % Specific heat ratio
S = 0.011; % Area, in square meters

Define the range for x
x = linspace(0, 0.1, 1000); % From 0 to 0.1 meters, with 1000 points

% Calculate v(x) using the given equation
v_x = sqrt(2* ((pt*Vtt^n)./(m*(n-1))) .* ( (- 1./ ( (Vtt+S.*x).^(n-1) ) ) + 1./ (Vtt^(n-1)) ) );

% Plot the graph
plot(x, v_x, LineWidth=2);

grid on;
axis tight
xticks(0:0.01:0.1);
yticks(0:1:9);

xlim([min(x) max(x)]);
ylim([0 9]);

text('Units', 'Normalized', 'Position', [0.05, 1.02], 'String', 'v(x), m/c', ...
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
     'FontSize', 18, 'Rotation', 0);

text('Units', 'Normalized', 'Position', [1.05, -0.03], 'String', 'x, m', ...
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
     'FontSize', 18, 'Rotation', 0);
```

ДОДАТОК 8

Апроксимація диференціальної задачі дискретною задачею

Початково-крайова задача апроксимувалась дискретною задачею. Рівняння в частинних похідних апроксимувались різницевою змішаною схемою з ваговими коефіцієнтами γ :

$$\begin{aligned} \frac{u_i^{n+1} - 2u_i^n + u_i^{n-1}}{\tau^2} = \gamma a^2 \left[\frac{1}{S(x_i)} \cdot \frac{S(x_{i+1}) - S(x_{i-1}))}{2h} \cdot \frac{u_{i+1}^{n+1} - u_{i-1}^{n+1}}{2h} + \frac{u_{i+1}^{n+1} - 2u_i^{n+1} + u_{i-1}^{n+1}}{h^2} \right] + \\ + (1 - \gamma) a^2 \left[\frac{S(x_{i+1}) - S(x_{i-1}))}{S(x_i) 2h} \cdot \frac{u_{i+1}^n - u_{i-1}^n}{2h} + \frac{u_{i+1}^n - 2u_i^n + u_{i-1}^n}{h^2} \right], \end{aligned} \quad (1)$$

$$i = 1, \dots, N-1, \quad n = 1, \dots, M-1.$$

Для спрощення реалізації алгоритму обрано апроксимацію крайових умов з першим порядком за кроком h :

$$S(0)E \frac{u_1^{n+1} - u_0^{n+1}}{h} = -G(\Delta u^n) \cdot (y^{n+1} - u_0^{n+1}) - b_1 \left(\frac{y^{n+1} - y^n}{\tau} - \frac{u_0^{n+1} - u_0^n}{\tau} \right), \quad (2)$$

$$S(L)E \frac{u_N^{n+1} - u_{N-1}^{n+1}}{h} = -c_2 u_N^{n+1} - b_2 \frac{u_N^{n+1} - u_N^n}{\tau}. \quad (3)$$

Рівняння коливань дискретного елемента апроксимувались за неявною схемою Ейлера з частковою лінеаризацією коефіцієнта жорсткості (величина Δu^n обчислювались на попередньому часовому шарі):

$$m \frac{y^{n+1} - 2y^n + y^{n-1}}{\tau^2} = R(t_n) + G(\Delta u^n) (u_0^{n+1} - y^{n+1}) + b_1 \left(\frac{u_0^{n+1} - u_0^n}{\tau} - \frac{y^{n+1} - y^n}{\tau} \right). \quad (4)$$

Початкові умови для стержня-інструмента і дискретного елемента апроксимувались з першим порядком по τ :

$$u_i^0 = 0, \quad (u_i^1 - u_i^0) \cdot \tau^{-1} = 0, \quad x_i = ih, \quad i = 1, 2, \dots, N. \quad (5)$$

$$y^0 = 0, \quad (y^1 - y^0) \tau^{-1} = W_1. \quad (6)$$

Тут $t_n = n \cdot \tau$, $\tau = T \cdot M^{-1}$, $x_i = i \cdot h$, $h = L \cdot N^{-1}$ – параметри сіткової області, $u_i^n = u(t_n, x_i)$, $y^n = y(t_n)$ – сіткові функції (функції, визначені тільки в вузлах сітки).

Використовувався наступний алгоритм розв'язання дискретної задачі (1)–(6).

Система рівнянь (1)–(4) на кожному часовому шарі $t_n = n\tau$ вирішувалась методом прогонки, адаптованим для змішаної системи з крайовими умовами. Рівняння (1) зводиться до вигляду:

$$A_i u_{i+1} - B_i u_i + C_i u_{i-1} = -F_i. \quad (7)$$

Виконавши перетворення рівнянь (1), знайдені формули для коефіцієнтів A_i , B_i , C_i і F_i ; $i=1,2,\dots,N-1$:

$$A_i = -\frac{a^2 \gamma \tau^2}{h^2} \left(\frac{S(x_{i+1}) - S(x_{i-1})}{4S(x_i)} + 1 \right), \quad B_i = -\left(1 + \frac{2a^2 \tau^2 \gamma}{h^2} \right), \quad C_i = \frac{a^2 \gamma \tau^2}{h^2} \left(\frac{S(x_{i+1}) - S(x_{i-1})}{4S(x_i)} - 1 \right),$$

$$F_i = \left[-2u_i^n + u_i^{n-1} - (1-\gamma) \frac{a^2 \tau^2}{h^2} \left(\frac{S(x_{i+1}) - S(x_{i-1})}{4S(x_i)} (u_{i+1}^n - u_{i-1}^n) + u_{i+1}^n - 2u_i^n + u_{i-1}^n \right) \right], \quad i = 1, 2, \dots, N-1.$$

Нижче наведено алгоритм методу прогонки з урахуванням крайових умов та рівняння (4).

1) З крайової умови (2) та формули методу прогонки:

$$u_i = \alpha_i u_{i+1} + \beta_i$$

при $i=N-1$ визначені α_{N-1} та β_{N-1} :

$$\begin{cases} u_{N-1}^{n+1} = u_N^{n+1} \cdot \frac{S(L)E + c_2 h + b_2 h \tau^{-1}}{S(L)E} - \frac{b_2 h}{\tau S(L)E} u_N^n \\ u_{N-1}^{n+1} = \alpha_{N-1} u_N^{n+1} + \beta_{N-1}; \end{cases}$$

Отже, отримані значення:

$$\alpha_{N-1} = \frac{S(L)E + c_2 h + b_2 h \tau^{-1}}{S(L)E}, \quad \beta_{N-1} = -\frac{b_2 h}{\tau S(L)E} u_N^n.$$

2) Коефіцієнти α_i і β_i знайдені за «зворотними формулами» методу прогонки:

$$\alpha_{i-1} = \left(B_i - \frac{A_i}{\alpha_i} \right) (C_i)^{-1}, \quad \beta_{i-1} = \frac{\beta_i \cdot (B_i - C_i \alpha_{i-1}) - F_i}{C_i}; \quad i = N-1, N-2, \dots, 2, 1.$$

3) Крайова умова (3) дозволяє знайти зв'язок між u_1^{n+1} і y^{n+1} . Таке співвідношення отримано із системи рівнянь:

$$\begin{cases} S(0)E \frac{u_1^{n+1} - u_0^{n+1}}{h} = -G(\Delta u^n) (y^{n+1} - u_0^{n+1}) - b_1 \left(\frac{y^{n+1} - y^n}{\tau} - \frac{u_0^{n+1} - u_0^n}{\tau} \right), \\ u_0^{n+1} = \alpha_0 u_1^{n+1} + \beta_0. \end{cases} \quad (8)$$

Значення u_1^{n+1} виражені через інші величини:

$$u_1^{n+1} = \frac{h \left[\left(G(\Delta u^n) + \frac{b_1}{\tau} \right) \right] y^{n+1} - \frac{b_1 h}{\tau} (y^n - u_0^n) - \beta_0 d_0 (\Delta u^n)}{\alpha_0 d_0 (\Delta u^n) - S(0)E}, \quad (9)$$

де $d_0(\Delta u^n) = G(\Delta u^n)h + b_1 h \tau^{-1} + S(0)E$, $\Delta u^n = y_2^n - u_0^n$.

В результаті отримана система рівнянь щодо u_1^{n+1} , y^{n+1} ,

$$\begin{cases} u_1^{n+1} = \frac{y^{n+1} \left(hG(\Delta u^n) + \frac{hb_1}{\tau} \right) - \frac{b_1 h}{\tau} (u_0^n - y^n) - \beta_0 d_0}{\alpha_0 d_0 - S(0)E}, \\ m \frac{y^{n+1} - 2y^n + y^{n-1}}{\tau^2} = R(t_n) + G(\Delta u^n)(u_0^{n+1} - y^{n+1}) + \frac{b_1}{\tau} (u_0^{n+1} - u_0^n - y^{n+1} + y^n) \end{cases} \quad (10)$$

З другого рівняння системи (10) y^{n+1} виражено через інші змінні, включаючи u_N^{n+1} , і введено позначення:

$$d_1(\Delta u^n) = \tau(\tau G(\Delta u^n) + b_2)m^{-1}.$$

В результаті отримано формулу:

$$y^{n+1} = (R_1 + R_2) \cdot R_3^{-1}, \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{де} \quad R_1 &= \frac{\alpha_0 d_1 \left[\frac{hb_1}{\tau} (u_0^n - y^n) - \beta_0 d_0 \right]}{\alpha_0 d_0 - S(0)E} + \beta_0 d_1, \quad R_2 = (y^n - u_0^n) \frac{b_1 \tau}{m} + 2y^n - y^{n-1} + \frac{\tau^2}{m} R(t_n), \\ R_3 &= 1 + d_1 - \frac{d_1 \alpha_0 h \cdot \left(G(\Delta u^n) + \frac{b_1}{\tau} \right)}{\alpha_0 d_0 + S(0)E}. \end{aligned}$$

Підстановка значення y^{n+1} в першу формулу системи (10) призвела до рівнянь u_1^{n+1} щодо u_0^{n+1} :

$$u_1^{n+1} = \frac{h \left[\left(G(\Delta u^n) + \frac{b_1}{\tau} \right) \right] y^{n+1} - \frac{hb_1}{\tau} (y^n - u_0^n) - \beta_0 d_0}{\alpha_0 d_0 - S(0)E}, \quad u_0^{n+1} = \alpha_0 u_1^{n+1} + \beta_0, \quad (12)$$

і далі визначено:

$$u_i^{n+1} = (u_{i-1}^{n+1} - \beta_{i-1}) \cdot \alpha_{i-1}^{-1}, \quad i = 2, 3, \dots, N. \quad (13)$$

Таким чином отримано розв'язок системи рівнянь (1)–(4) на кожному часовому шарі.

Для реалізації алгоритму вибрано систему Mathcad (США). У цій системі розроблено функціональні автономні блоки, які вирішують спеціальні задачі.

ДОДАТОК 9

Рекомендація щодо вибору фізичних компонентів від системи контролю тиску для ударного пристрою направленої дії

При виборі виробника компонентів для системи керування тиском важливо враховувати ряд факторів, включаючи асортимент продукції, технічні характеристики, сумісність, підтримку та економічну ефективність. Нижче представлений перелік можливих виробників компонентів та їх коротка характеристика.

- Parker Hannifin (United States) - широкий асортимент гідравлічних та пневматичних компонентів, але може бути дорожчим і мати довший час виконання замовлення через широку спеціалізацію.
- Bosch Rexroth (Germany) - високоякісні компоненти з відмінною продуктивністю, але вибір продукції може бути великим, і ціни, як правило, вищі.
- SMC Corporation (Japan) - лідер у галузі пневматичних технологій з дуже широким каталогом, але може бракувати інтегрованих рішень для систем управління, які пропонують інші.
- Siemens (Germany) - лідер у сфері автоматизації та систем управління, але обмежений асортимент пневматичних компонентів і посудин під тиском.
- Swagelok (United States) - спеціалізується на високоякісних клапанах, але в першу чергу зосереджені на компонентах гідравлічних систем.

Враховуючи обмеження та пропозиції вищезгаданих виробників, в даному випадку Festo (Germany) є підходящим вибором для пневматичної системи з наступних причин:

1. Сумісність компонентів. Festo спеціалізується на пневматичних системах, пропонуючи узгоджений асортимент компонентів, які розроблені для безперебійної роботи разом. Це може значно зменшити проблеми сумісності, які можуть виникнути при виборі компонентів від різних виробників.

2. Технічна підтримка та документація. Festo відома своїм надійним обслуговуванням клієнтів і великою кількістю документації. Ця підтримка може бути безцінною як на етапі проектування, так і на етапі впровадження системи регулювання тиску.
3. Економічна ефективність. Хоча Festo надає високоякісні компоненти, їм також вдається підтримувати конкурентоспроможні ціни, що має важливе значення для утримання проекту в рамках бюджету без шкоди для якості.
4. Доступність в Україні. Компоненти Festo широко доступні, і вони мають хорошу дистриб'юторську мережу, що означає більш короткі терміни доставки.
5. Інтегровані рішення. Здатність Festo пропонувати інтегровані рішення, включаючи датчики, приводи, клапани і контролери.
6. Інновації. Festo також знаходиться в авангарді інновацій в області пневматичних технологій. Використання їх компонентів може забезпечити доступ до останніх технологічних досягнень, що потенційно підвищить продуктивність і надійність системи.

Відповідно вибір компонентів від виробника Festo зможе забезпечити збалансоване поєднання якості, інтегрованих рішень, підтримки та економічної ефективності.

Датчик тиску Festo серії SPAE [1] для LPC - забезпечує пряме вимірювання тиску, з широким діапазоном і хорошою точністю, що підходить для більшості промислових застосувань.



Рисунок 4.9 – Датчик тиску Festo серії SPAE [1].

Технічні характеристики:

- Діапазон вимірювання - широкий діапазон, що перевищує ваші вимоги на 0,5 МПа (наприклад, від -1 бар до 10 бар в залежності від моделі).
- Точність - $\pm 1\%$ від повної шкали, достатня для більшості застосувань контролю.
- Час відгуку - близько 2 мс для швидкого реагування.
- Діапазон робочих температур - від -20°C до $+80^{\circ}\text{C}$ для різних середовищ.
- Ступінь захисту - IP67 для захисту від пилу та води.
- Електричні характеристики - зазвичай напруга живлення 24 В постійного струму, аналоговий (напруга або струм) вихід.

Датчик тиску Festo серії SPTE [2] для НРС - висока точність $\pm 0,5\%$ забезпечує точне вимірювання тиску для оптимального керування в системі пневматичного перфоратора.



Рисунок 4.10 – Датчик тиску Festo серії SPTE [2].

Технічні характеристики:

- Діапазон вимірювання - до 20 бар
- Точність - висока точність $\pm 0,5\%$ від повної шкали для точного контролю.
- Час відгуку - зазвичай близько 1 мс для швидкої реакції на зміну тиску.
- Діапазон робочих температур - широкий діапазон від -20°C до $+80^{\circ}\text{C}$ для різних промислових середовищ
- Ступінь захисту - IP67 для захисту від проникнення пилу і води
- Електричні характеристики - зазвичай напруга живлення 24 В постійного струму, аналоговий (напруга або струм) вихід.

Редукційний клапан Festo серії LR для НРС - забезпечує надійне регулювання тиску з високою пропускною здатністю[3].



Рисунок 4.11 – Редукційний клапан Festo серії LR[3].

Технічні характеристики:

- Діапазон регулювання тиску - доступні опції для перевищення ваших вимог до 16 бар (наприклад, від 0,5 бар до 7 бар або від 0,5 бар до 12 бар).
- Швидкість потоку - доступні опції з високою швидкістю потоку для задоволення потреб вашої системи (наприклад, від 1000 л/хв до 12500 л/хв залежно від розміру та моделі).
- Точність - мінімальний гістерезис тиску (0,2 бар або 0,4 бар залежно від розміру) для точного регулювання тиску.
- Блокування налаштувань - забезпечує стабільний тиск навіть у важких умовах експлуатації або при несанкціонованому регулюванні.
- Додаткові функції - опція зворотного потоку для скидання надлишкового тиску і підключення манометра для моніторингу.

Клапан скидання тиску Festo DBDG [4] для НРС - пропонує економічно ефективно і просте рішення для захисту від надлишкового тиску камері, завдяки своїй простій конструкції і надійній роботі.

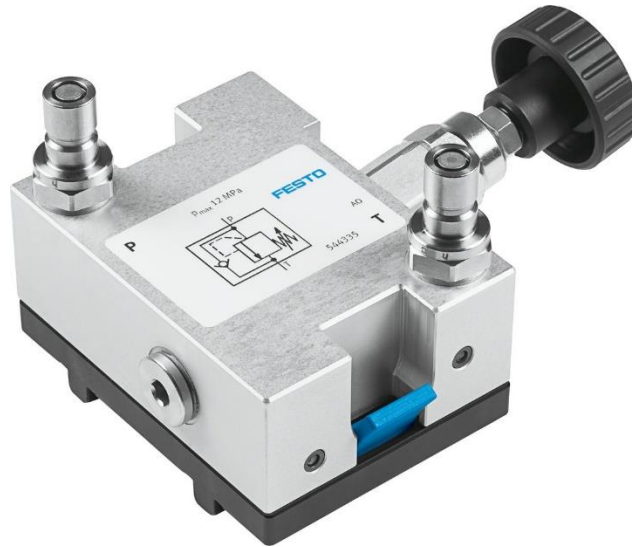


Рисунок 4.11 – Клапан скидання тиску Festo DBDG [4].

Технічні характеристики:

- Діапазон скидання тиску - широкий діапазон доступних опцій (наприклад, від 2 до 20 бар).
- Швидкість потоку - залежить від обраної моделі, але, як правило, достатня для застосування в системах з помірною витратою.
- Час відгуку - помірний час спрацювання (близько 50 мс) підходить для більшості сценаріїв захисту від надлишкового тиску.
- Діапазон робочих температур - широкий діапазон від -20°C до $+80^{\circ}\text{C}$ для різних середовищ.
- Компактна конструкція - заощаджує місце при встановленні системи.

Клапанний термінал Festo VPPM [5] як Клапан керування напрямком - забезпечує точне і регульоване керування потоком, забезпечуючи динамічне спрацьовування і оптимальну продуктивність у порівнянні з простими клапанами вмикання/вимикання.



Рисунок 4.12 – Клапанний термінал Festo VPPM [5].

Технічні характеристики:

- Пропорційне регулювання – забезпечує регулювання потоку за допомогою пропорційних електромагнітів для точного спрацьовування на основі керуючих сигналів.
- Модульна конструкція - дозволяє налаштовувати клапани з різними функціями (наприклад, 2/2, 3/2) і розмірами відповідно до конкретних вимог.
- Висока швидкість потоку - доступні опції для забезпечення необхідної витрати.
- Швидкий час відгуку - забезпечує швидку реакцію на сигнали керування для динамічної роботи.

- Наявність вбудованої електроніки - спрощує конструкцію системи та зменшує складність електропроводки.
- Підключення до промислової шини -додатковий шинний зв'язок (наприклад, PROFINET) для інтеграції з ПЛК і системою керування.

Хоча компанія Festo безпосередньо не виробляє ПЛК, вона пропонує чудову сумісність з різними популярними брендами через свій підрозділ Festo Didactic. Як варіант може бути використаний Siemens SIMATIC S7-1500 PLC, який буде працювати з компонентами Festo, ораними для даної системи вище

ПЛК Siemens SIMATIC S7-1500 - це потужний і універсальний контролер для різних застосувань автоматизації [6]. Ось короткий огляд його ключових технічних характеристик:

- Продуктивність процесора - багатоядерні процесори з різними рівнями продуктивності в залежності від моделі (наприклад, від 1 ГГц до 2 ГГц).
- Комунікаційні інтерфейси - інтегрований інтерфейс PROFINET для промислового Ethernet-зв'язку; доступно декілька додаткових інтерфейсів зв'язку [7], включаючи PROFIBUS, EtherNet/IP і послідовні інтерфейси, такі як RS-232/485.
- Аналоговий і цифровий входи/виходи - широкий вибір аналогових і цифрових модулів вводу/виводу для різних рівнів напруги і струму; аналогові модулі з різною роздільною здатністю і точністю (наприклад, 12-розрядні, 16-розрядні).
- Мови програмування - підтримує різні мови програмування, включаючи STEP 7 Professional, TIA Portal і Structured Text (SCL)
- Додаткові функції - інтегрований веб-сервер для віддаленого моніторингу та діагностики; комплексні функції безпеки, включаючи захист паролем і шифрування; широкий спектр модулів розширення, доступних для різних застосувань, таких як управління рухом, функціональна безпека і зв'язок.

Вибір ПЛК Siemens SIMATIC S7-1500 для системи керування пневматичним обумовлений потужним поєднанням продуктивності, гнучкості та

перевіреної часом надійності. Його багатоядерні процесори забезпечують достатню обчислювальну потужність для складних алгоритмів керування, а різноманітні комунікаційні інтерфейси забезпечують безперешкодну інтеграцію з мережею та іншими компонентами системи. Широкий асортимент аналогових і цифрових модулів вводу/виводу задовольняє різні типи датчиків і приводів, забезпечуючи адаптивність до ваших конкретних потреб. Крім того, різноманітні мови програмування дозволяють вибрати найбільш підходящий варіант для вашого проекту та досвіду команди. Зрештою, поєднання потужності, конфігурованості та надійного промислового дизайну SIMATIC S7-1500 робить його переконливим вибором для вимогливих додатків автоматизації.

1. Festo. "Pressure Sensor SPAE." *Buy Pressure Sensor SPAE Online | Festo GB*, www.festo.com/gb/en/p/pressure-sensor-id_SPAE/?q=~%3AfestoSortOrderScored
2. Festo. "Pressure Transmitter SPTE." *Buy Pressure Transmitter SPTE Online | Festo GB*, www.festo.com/gb/en/p/pressure-transmitter-id_SPTE/.
3. Festo. "Pressure Regulator LR, LRS." *Buy Pressure Regulator LR, LRS Online | Festo SE*, www.festo.com/se/en/p/pressure-regulator-id_LR_D/.
4. Festo. "Buy Pressure Relief Valve PROD_DID_544335 Online: Festo GB." *Buy Pressure Relief Valve PROD_DID_544335 Online | Festo GB*, www.festo.com/gb/en/p/pressure-relief-valve-id_PROD_DID_544335/?page=0
5. Festo. "Proportional-Pressure Regulator VPPM." *Buy Proportional-Pressure Regulator VPPM Online | Festo GB*, www.festo.com/gb/en/p/proportional-pressure-regulator-id_VPPM/.
6. "SIMATIC S7-1500." Siemens Philippines, www.siemens.com/ph/en/products/automation/factory-automation/systems/industrial/plc/simatic-s7-1500.html.
7. "S7-1500." Industry Mall - Siemens WW, mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Products/10204162.

ДОДАТОК 10

```
% Визначення параметрів
mu_0 = 4 * pi * 1e-7; % Магнітна стала
N = 100; % Кількість витків
I = 1; % Струм в обмотці
S = 1e-4; % Площа перерізу осердя
k = 50; % Жорсткість пружини
b = 0.1; % Коефіцієнт тертя
m = 0.01; % Маса клапана
x0 = 0.001; % Початкове положення клапана
v0 = 0; % Початкова швидкість клапана

% Часовий інтервал для симуляції
tspan = [0 1];

% Початкові умови [початкове положення, початкова швидкість]
y0 = [x0; v0];

% Виклик ode45 для розв'язку диференціального рівняння
[T, Y] = ode45(@(t,y) valveDynamics(t, y, mu_0, N, I, S, k, b, m), tspan, y0);

% Розрахунок електромагнітної сили для кожного часового кроку
F_e_values = (mu_0 * N^2 * I^2 * S) ./ (2 * Y(:, 1).^2);

% Виведення набору значень електромагнітної сили
disp('Електромагнітна сила (Н) для кожного часового кроку:');
disp(F_e_values);

% Обчислення та виведення середнього значення, максимуму і мінімуму
avg_Fe = mean(F_e_values);
max_Fe = max(F_e_values);
min_Fe = min(F_e_values);
disp(['Середнє значення електромагнітної сили: ', num2str(avg_Fe)]);
disp(['Максимальне значення електромагнітної сили: ', num2str(max_Fe)]);
disp(['Мінімальне значення електромагнітної сили: ', num2str(min_Fe)]);

% Побудова графіка електромагнітної сили
figure;
plot(T, F_e_values, 'LineWidth', 2);
title('Електромагнітна сила в залежності від часу');
xlabel('Час (с)');
ylabel('Електромагнітна сила (Н)');
grid on;

% Побудова графіка положення та швидкості клапана
figure;
subplot(2,1,1);
plot(T, Y(:,1), 'LineWidth', 2); % Графік положення клапана
title('Положення клапана');
xlabel('Час (с)');
ylabel('Положення (м)');
grid on;
axis tight;
```

```

subplot(2,1,2);
plot(T, Y(:,2), 'LineWidth', 2); % Графік швидкості клапана
title('Швидкість клапана');
xlabel('Час (с)');
ylabel('Швидкість (м/с)');
grid on;
axis tight;

figure;
plot(T, Y(:,1), LineWidth=2); % Графік положення клапана
grid on;
axis tight
xticks(0:0.1:1);
yticks(0:1e-3:10e-3);
text('Units', 'Normalized', 'Position', [0.01, 1.05], 'String', 'Положення, м', ...
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
     'FontSize', 12, 'Rotation', 0);

text('Units', 'Normalized', 'Position', [1.05, -0.03], 'String', 'Час, с', ...
     'HorizontalAlignment', 'center', 'VerticalAlignment', 'bottom', ...
     'FontSize', 12, 'Rotation', 0);

% Виведення даних електромагнітної сили
% fprintf('Електромагнітна сила (Н) для кожного часового кроку:\n');
% fprintf('%f\n', F_e_values);

fprintf('Середнє значення електромагнітної сили: %f Н\n', avg_Fe);
fprintf('Максимальне значення електромагнітної сили: %f Н\n', max_Fe);
fprintf('Мінімальне значення електромагнітної сили: %f Н\n', min_Fe);

% Функція, яка повертає похідні dx/dt і dv/dt
function dxdt = valveDynamics(t, y, mu_0, N, I, S, k, b, m)
    x = y(1); % Поточне положення
    v = y(2); % Поточна швидкість
    F_e = (mu_0 * N^2 * I^2 * S) / (2 * x^2); % Електромагнітна сила
    F_s = k * x; % Сила пружини
    F_f = b * v; % Сила тертя
    a = (F_e - F_s - F_f) / m; % Прискорення

    dxdt = [v; a]; % Перша похідна положення - швидкість, друга - прискорення
end

```

```
% Вхідні дані
rho = 2.4e-8; % Питомий опір у ом-метрах (Ом·м)
l = 0.09; % Довжина у метрах (м)
h = 0.011; % Товщина у метрах (м)
d0 = 0.016; % Діаметр котушки у метрах (м)
F = 500; % Магніторухійна сила (МРС) у ампер-витках (А)
U = 12; % Напруга у вольтах (В)
k_zm = 0.62; % Коефіцієнт заповнення

% Середня довжина одного витка котушки
l_ch = pi * (d0 + h);

% Діапазон діаметрів дроту
d_min = 0.1e-3; % мінімальний діаметр у метрах
d_max = 1e-3; % максимальний діаметр у метрах
d_values = linspace(d_min, d_max, 100);

% Діапазон кількості витків
N_min = 5000; % мінімальна кількість витків
N_max = 10000; % максимальна кількість витків
N_values = linspace(N_min, N_max, 100);

% Створення сітки для 3D-графіка
[D_mesh, N_mesh] = meshgrid(d_values, N_values);

% Розрахунок споживаної потужності для кожної пари (D, N)
A_mesh = (pi * (D_mesh.^2)) / 4; % Площа поперечного перерізу дроту
r_mesh = (rho * l_ch .* N_mesh) ./ A_mesh; % Опір котушки
P_mesh = U^2 ./ r_mesh; % Споживана потужність

% Побудова графіка споживаної потужності в залежності від діаметру дроту на окремому вікні
figure;
plot(d_values* 1e3, U^2 ./ ((rho * l_ch * F) ./ ((pi * d_values.^2) / 4)), 'k', LineWidth=2);
xlabel('Діаметр дроту (мм)');
ylabel('Споживана потужність (Вт)');
title('Споживана потужність в залежності від діаметру дроту');
grid on;

% Побудова графіка споживаної потужності в залежності від кількості витків на окремому вікні
figure;
plot(N_values, U^2 ./ ((rho * l_ch .* N_values) / ((pi * d0^2) / 4)), LineWidth=2);
xlabel('Кількість витків');
ylabel('Споживана потужність (Вт)');
title('Споживана потужність в залежності від кількості витків');
grid on;

% Побудова 3D-графіка на окремому вікні
figure;
mesh(D_mesh* 1e3, N_mesh, P_mesh, FaceColor="interp");
colorbar
```

```
xlabel('Діаметр дроту (мм)');  
ylabel('Кількість витків');  
zlabel('Споживана потужність (Вт)');  
title('Залежність споживаної потужності від діаметра дроту та кількості витків');  
grid on;
```

ДОДАТОК 11

Вхідні дані для розрахунку часу розрядки додаткового акумулятора (зарядної ємності з більш високим тиском)

$n := 1.4$ показник політропи

$\rho := 1.295$ густина газу $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Діаметр отвору впускного колібованого отвору каналу а пневмакумулятор

$$d := 0.001 \text{ м} \quad S := \frac{\pi d^2}{4} \quad S = 7.854 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$$

Параметри додаткової ємності з камерою підвищеного тиску

$d1 := 0.15$ $l := 0.7$ м

Об'єм камери

$$V := \pi \times \frac{d1^2}{4} \times l \quad V = 0.012 \text{ м}^3$$

Досліджується інтервал зарядки додаткової ємності

$$p_{\min} := 0.5 \times 10^6 \quad p_{\max} := 1.0 \times 10^6 \quad \text{Па}$$

Початкова зарядка пневмоакумулятора $p2 := 0.5 \times 10^6$

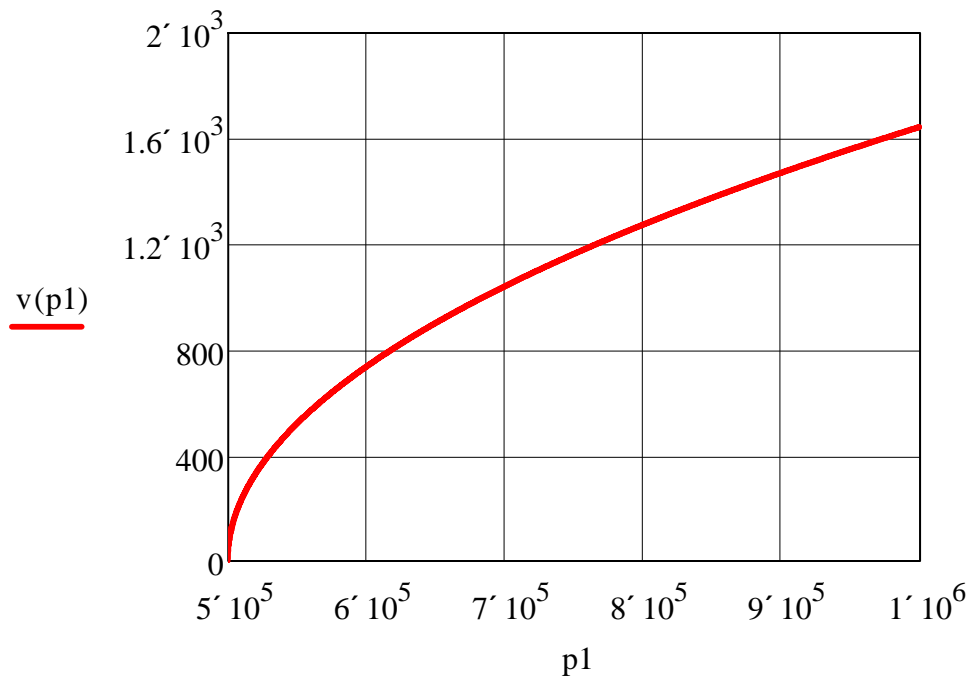
Діапазон дослідження

$$p1 := p_{\min}, p_{\min} + 10 \dots p_{\max}$$

Швидкість потоку газу при зарядці пневмоакумулятора

$$v(p1) := \sqrt{\frac{2 \times \frac{p1^n}{p1^n - p2^n}}{\rho}} \times (p1 - p2)$$

$$v(p_{\min}) = 0 \quad v(p_{\max}) = 1.644 \cdot 10^3 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

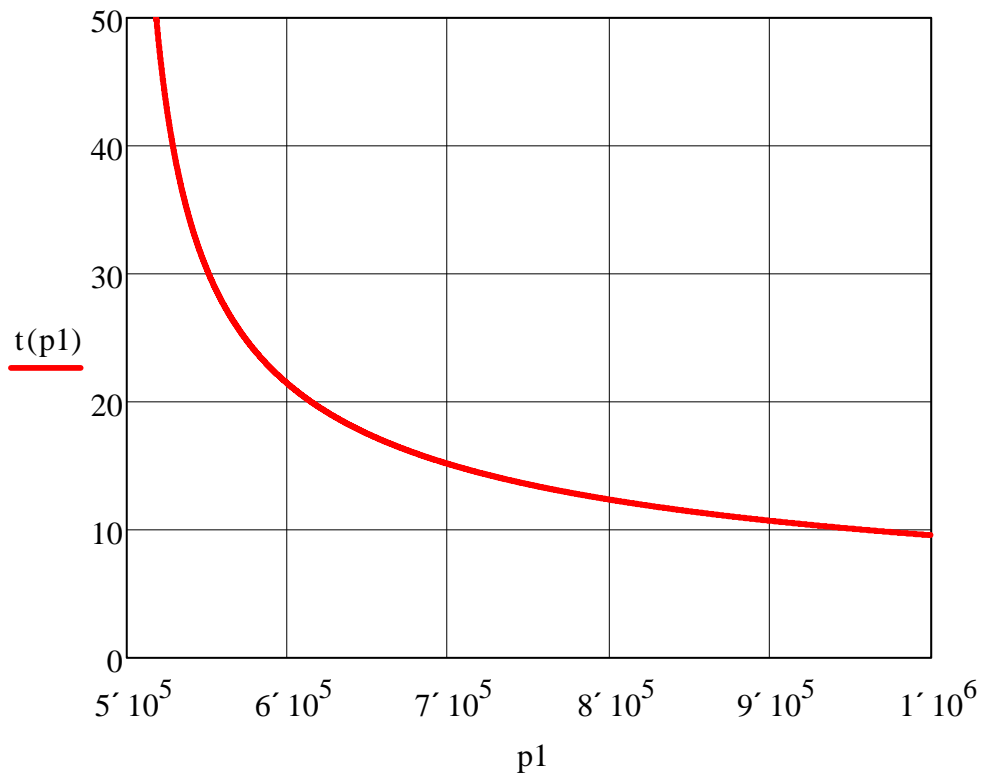


Витрата газу при входженні в камеру пневмоакумулятора

$$Q(p_1) := v(p_1) \cdot S$$

Час повної розрядки додаткового пневмоакумулятора (до вирівнювання тисків)

$$t(p_1) := \frac{V}{Q(p_1)} \quad \text{с}$$



Мінімальний час розрядки, приблизно 10 с

$$t_{\min} := 10 \quad \text{с}$$

$$t_{kl} := 0.05$$

Мінімальне число спрацювань

$$n_c := \frac{t_{\min}}{t_{kl}} \quad n_c = 200$$

Теоретично мінімальний робочий цикл (відповідно до технічного паспорту) складає 19 с

$$t_{\text{ц}} := 19 \quad \text{с}$$

Якщо ввімкнення системи адаптації на одному циклі буде один раз то мінімальна кількість часу до підзарядки від компресора при безперервній роботі системи адаптації складає

$$T_{\min} := \frac{t_{\text{ц}} \times n_c}{3600} \quad T_{\min} = 1.056 \quad \text{годин}$$

При урахуванні переїздів і зміни положення під час юпання прогнозоване значення годин складе не менше 8 годин. тобто повну зміну роботи оператора.

ДОДАТОК 12

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з навчальної роботи
КПІ ім. Ігоря Сікорського»



А. А. Мельниченко

2024 р.

про упровадження результатів дисертаційної роботи
Марчук Любов Романівни «Адаптивна мехатронна система ударного
руйнування гірських порід»

Комісія у складі:

Голова – завідувач кафедри автоматизації електротехнічних
та мехатронних комплексів НН ІЕЕ професор
Бойченко С. В.

Члени комісії:

професор кафедри автоматизації електротехнічних
та мехатронних комплексів НН ІЕЕ,
професор Розен В. П.
доцент кафедри автоматизації електротехнічних
та мехатронних комплексів НН ІЕЕ,
доцент Босак А.В.
старший викладач кафедри автоматизації
електротехнічних та мехатронних комплексів
НН ІЕЕ Поліщук В.О.

цим Актом засвідчує, що результати дисертаційної роботи Марчук Любов Романівни «Адаптивна мехатронна система ударного руйнування гірських порід» впроваджено в освітній процес кафедри Автоматизації електротехнічних та мехатронних комплексів та використовується в освітніх компонентах освітньо-професійної програми підготовки магістрів «Інжиніринг інтелектуальних електротехнічних та мехатронних комплексів» за спеціальністю 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» за освітнім ступенем «Бакалавр», а саме: дисципліна «Нелінійні задачі та ідентифікація електротехнічних та мехатронних комплексів».

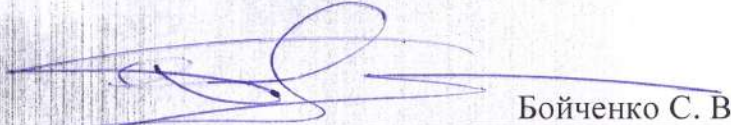
У навчальний процес було впроваджено метод статистичного розрахунку впливу випадкових величин на енергоефективність роботи електротехнічних та мехатронних комплексів.

Упровадження отриманих під час наукової роботи результатів дисертаційної роботи Марчук Любов Романівни «Адаптивна мехатронна система ударного руйнування гірських порід» в навчальний процес підвищує якість підготовки студентів за спеціальністю 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка, так як відображає та пропонує підхід до вирішення питань впливу невизначних характеристик електротехнічних та мехатронних елементів на енергоефективність роботи комплексів.

Голова комісії

д.т.н., проф.

(науковий ступінь, вчене звання)



(підпис)

Бойченко С. В.

(прізвище та ініціали)

Члени комісії

д.т.н., проф.

(науковий ступінь, вчене звання)



(підпис)

Розен В. П.

(прізвище та ініціали)

к.т.н., доцент

(науковий ступінь, вчене звання)



(підпис)

Босак А. В.

(прізвище та ініціали)

(науковий ступінь, вчене звання)



(підпис)

Поліщук В.О.

(прізвище та ініціали)