

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ РУНГЕ-КУТТА ПРИ МОДЕЛЮВАННІ НА ПЕОМ РОБОТИ ГІДРОПРИВОДУ ГІРНИЧИХ МАШИН

*Зензеров В.І., к.т.н., ДонНТУ
Гребьонкіна О.С., к.т.н., ДонНТУ*

У статті пропонується на базі математичного опису стандартного гідроелемента побудова математичної моделі гідроприводу гірничих машин. Розроблено алгоритм чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь, що складають математичну модель, основою якого є метод Рунге-Кутта адаптований до особливостей роботи модельованого гідроприводу.

В статье предлагается на базе математического описания стандартного гидроэлемента построение математической модели гидропривода горных машин. Разработан алгоритм численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, составляющих математическую модель, основой которого является метод Рунге-Кутта адаптированный к особенностям работы моделируемого гидропривода.

In article construction of mathematical model of a hydrodrive of mining machines is offered on the basis of the mathematical description of a standard hydroelement. The algorithm of numerical integration of system of the differential equations making mathematical model which basis on the method of Runge-Kutta adapted for features of work of a modeled hydrodrive is developed.

Актуальність задачі. Україна має у своєму розпорядженні великі запаси вугілля, основна маса якого добувається підземним способом. Науковими і виробничими колективами вугільної промисловості пророблена значна робота з поліпшення техніко-економічних показників галузі. Технічні можливості створених добувних і прохідницьких комплексів, що впровадженні у виробництво, транспортних засобів для доставки вугілля дозволяють значно підвищити навантаження на вибій.

Проте, інтенсифікація процесів очисного виймання запасів вугілля, які розвідані ще в 60-80-і роки минулого сторіччя привела до того, що сьогодні більше, ніж 70% шахт Східного Донбасу ведуть очисні роботи в крайових ділянках шахтного поля зі складними гірничо-геологічними умовами. У результаті невідповідності умов очисних робіт технічно-економічним показникам обладнання навантаження на комплексно-механізовані вибої знизилася до 500...600 т/д.

Особливо актуальне це питання для шахт, які доробляють запаси шахтних полів, де застосування існуючих комплексів очисного обладнання вимагає наукового обґрунтування конструктивних змін, що вводяться. У результаті цього технічні характеристики значного числа виїмкових машин, які знаходяться в роботі, не відповідають гірничо-геологічним умовам, що склалися.

Тому науково-технічне обґрунтування і розвиток методів і засобів дослідження, проектування і розрахунку параметрів гідроприводу гірничих машин є важливою науковою і практичною задачею, що має галузеве значення.

Стан питання. Вирішенню задачі дослідження і розрахунку параметрів гідроприводу гірничих машин присвячені роботи ряду авторів [1, 2, 5, 7]. Розроблені аналітичні методи, проведені експериментальні дослідження. Разом з тим, на сучасному етапі отримані результати не забезпечують достатньо повного вирішення задач математичного моделювання

гідроприводу. У статті пропонується удосконалена математична модель гідроприводу і алгоритм моделювання його на ПЕОМ.

Мета і задачі роботи. Метою роботи є розробка сучасних засобів дослідження параметрів гідроприводу гірничих машин для їхньої модернізації, що забезпечують підвищення ефективності їх експлуатації.

Для досягнення поставленої мети вирішується задача розробки математичної моделі гідроприводу гірничих машин у вигляді системи диференціальних рівнянь, які описують процес руху робочої рідини і переміщення гідроциліндрів, а також дослідження параметрів динамічних процесів у гідроприводі при виконанні операцій технологічного циклу. Для чисельного розв'язання одержаної системи на ПЕОМ пропонується використати метод Рунге-Кутта, з внесенням змін для адаптації розробленого алгоритму до особливостей роботи модельованого гідроприводу.

Зміст і результати роботи.

До складу гідроприводу гірничих машин входять насосні станції, гідромагістралі, рукава високого тиску, блоки управління і виконавчі гідроциліндри. Кожний із гідроелементів характеризується величинами переміщення (X_i), тиску (P_i), витрат рідини на вході (q_i) і виході в систему (q_{i+1}), коефіцієнта пружності (C_i), коефіцієнта гідравлічного опору (ξ), маси, яка переміщується (m_i) і площа поперечних перерізів (f_i). Гідромеханічна схема стандартного гідроелемента гідроприводу гірничих машин наведена на рис. 1.

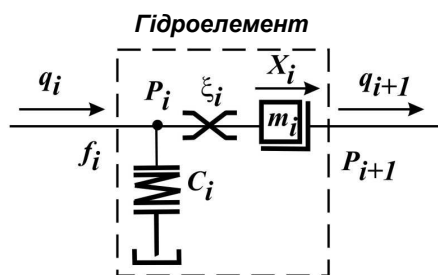


Рис. 1. Гідромеханічна схема стандартного гідроелемента гідроприводу гірничих машин

При складанні схеми використані дослідження і графічні позначення, які наведені в роботах [1, 2, 3].

Робота гідроелемента описується двома типами рівнянь:

- диференціальні рівняння руху елементів системи, складені за принципом Даламбера;
- рівняння балансу витрат, які ураховують, що рідина в гідросистемі нерозривна і однорідна.

На основі правила вузлів і гілок [3] складемо математичну модель гідроелемента, схема якого приведена на рис. 1.

Рух робочої рідини від входу до виходу гідроелемента описується системою трьох диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dP_i}{dt} = \frac{1}{C_i} (q_i - q_{i+1}) \\ \frac{dq_i}{dt} = \frac{(f_i)^2}{m_i} (P_i - \xi_i(q_i)^2 - P_{i+1}) \\ \frac{dX_i}{dt} = \beta_i q_{i+1} \end{cases} \quad (1)$$

де β_i – коефіцієнт мультиплікації i -ого виконавчого гідроциліндру.

На основі схеми і математичного опису стандартного гідроелемента будується гідромеханічна схема гідроприводу гірничої машини і математична модель для виконання розрахунків параметрів на етапі проектування або модернізації машини.

Для прикладу, виконаємо дослідження роботи гідросистеми механізованого кріплення, як однієї з базових машин очисного комплексу.

Гідросистема кріплення, схема якої наведена на рис. 2, складається із N окремих гілок, що моделюють роботу гідроциліндрів, і загальних для всіх гідроциліндрів ділянок напірної і зливної магістралей.

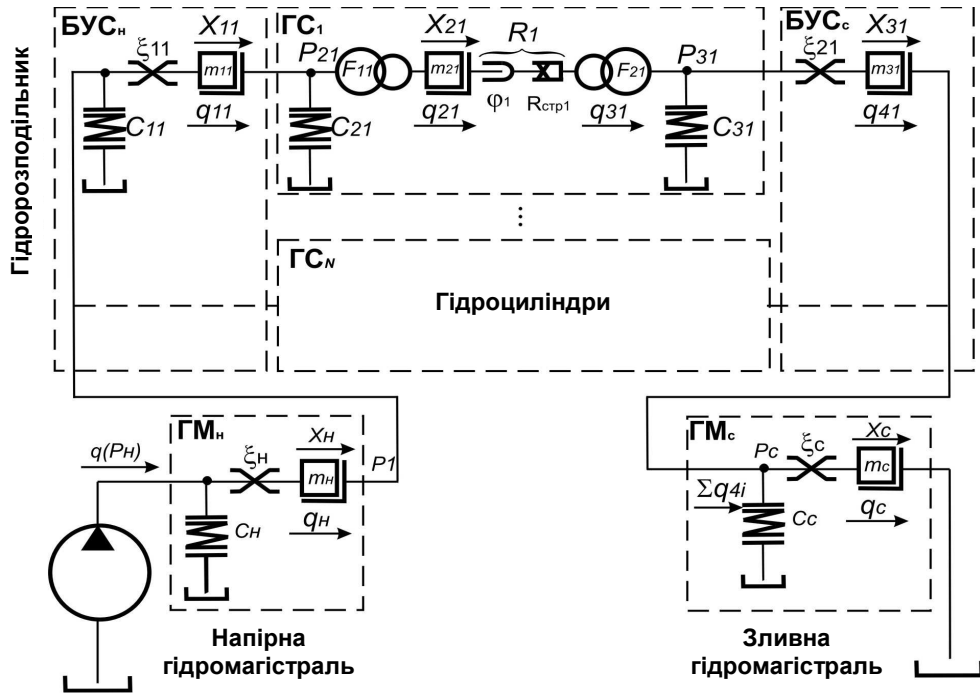


Рис. 2. Гідромеханічна схема гідросистеми механізованого кріплення

Рух робочої рідини від насоса до гідророзподільника секції кріплення описується системою трьох диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} C_H \frac{dP_H}{dt} &= q(P_H) - q_H \\ \frac{m_H}{(f_H)^2} \cdot \frac{dq_H}{dt} &= P_H - \xi_H (q_H)^2 - P_1 \\ C_\Sigma \frac{dP_1}{dt} &= q_H - \sum_{i=1}^N q_{1i} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Математична модель роботи кожного гідроциліндра складається із системи шести диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{m_{1i}}{(f_{\text{Д\AA}i}^H)^2} \cdot \frac{dq_{1i}}{dt} &= P_1 - \xi_{1i} (q_{1i})^2 - P_{2i} \\ C_{2i} \frac{dP_{2i}}{dt} &= q_{1i} - q_{2i} \\ \frac{m_{2i}}{(F_{1i})^2} \cdot \frac{dq_{2i}}{dt} &= P_{2i} - \beta_i R_i(X_{2i}, \dot{X}_{2i}) - \alpha_i P_{3i} \\ \frac{dX_{2i}}{dt} &= \beta_i q_{2i} \\ C_{3i} \frac{dP_{3i}}{dt} &= \alpha_i q_{2i} - q_{4i} \\ \frac{m_{3i}}{(f_{\text{Д\AA}i}^C)^2} \cdot \frac{dq_{4i}}{dt} &= P_{3i} - \xi_{2i} (q_{4i})^2 - P_C \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де $R_i(X_{2i}, \dot{X}_{2i})$ - опір переміщенню i -ого гідроциліндра.

Течія рідини по зливній гідромагістралі від секції кріплення в бак гідронасоса описується системою двох диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} C_C \frac{dP_C}{dt} &= \sum_{i=1}^N q_{4i} - q_C \\ \frac{m_C}{(f_C)^2} \cdot \frac{dq_C}{dt} &= P_C - \xi_C (q_C)^2 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Системи диференціальних рівнянь (2), (3) і (4) утворюють математичну модель гідросистеми механізованого кріплення. При моделюванні різних технологічних операцій кількість рівнянь математичної моделі залежить від кількості гідроциліндрів N , що працюють одночасно, і визначається із виразу:

$$n = 6N + 5. \quad (5)$$

Запропонована математична модель відрізняється від раніше розроблених тим, що дозволяє вирішувати задачі як прямих гідравлічних розрахунків, коли відомо потекорозподіл у системі і потрібно визначити раціональні значення конструктивних параметрів гідравлічних елементів, так і протилежних, коли відомі конструктивні і технологічні параметри гідроприводу, а необхідно промоделювати динамічні процеси і визначити час виконання різних операцій. Дослідження статичних і динамічних характеристик окремих гідроелементів і гідроприводу в цілому дозволить виявити фактори, що мають вирішальний вплив на режим роботи машини, і обґрунтувати допущення, які можуть бути прийняті в інженерних розрахунках.

Специфічність гідроприводу визначає особливості і складності математичного опису процесів, які протікають у його гідроелементах. Системи нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку (2), (3) і (4) утворюють математичну модель гідроприводу гірничих машин. Сумарна кількість рівнянь, що входять у ці системи, залежить від числа модельованих одночасно працюючих гідроциліндрів і визначається на основі формули (5). Наприклад, при розрахунку гідросистеми чотирьохстоякового кріплення типу МТ під час виконання операції пересування з одночасним розвантаженням необхідне моделювання одночасної роботи шести гідроциліндрів, що відповідає розв'язанню системи сорока одного диференціального нелінійного рівняння.

Перераховані вище особливості розрахунків показують необхідність розробки алгоритмів і програм на ПЕОМ, які дозволяють одержати необхідний об'єм даних про динаміку роботи проектного гідроприводу, що дає можливість автоматизувати процес проектування.

На рис. 3 приведений запропонований укрупнений алгоритм математичного моделювання динаміки роботи гідроприводу гірничих машин.

Алгоритм дозволяє моделювати як виконання окремої технологічної операції, так і послідовності операцій, що визначена користувачем. Підготовка моделювання зводиться до завдання початкових даних (конструктивних параметрів гідроциліндрів і елементів гідроприводу, коефіцієнтів пружності і гідравлічних опорів ділянок гідросистеми і опору переміщенню кожного гідроциліндра), а також завдання послідовності підключення порожніх гідроциліндрів до напірної і зливальної гідромагістралей (блоки 1 і 2 рис. 3). Крім того вводиться кількість одночасно працюючих гідроциліндрів при виконанні j -ї операції. У блоках 3 і 12 визначається номер поточної операції, у залежності від якого в блоці 4 обчислюються коефіцієнти біля похідних від витрат рідини і тисків у гідроприводі для систем диференціальних рівнянь (2), (3) і (4) і формується масив коефіцієнтів A_{ij} . До початку розв'язання системи диференціальних рівнянь задається вектор початкових значень і параметрів інтегрування (блок 5) і обнуляється лічильник кількості гідроциліндрів, що закінчили роботу, в j -ї операції (блок 6).

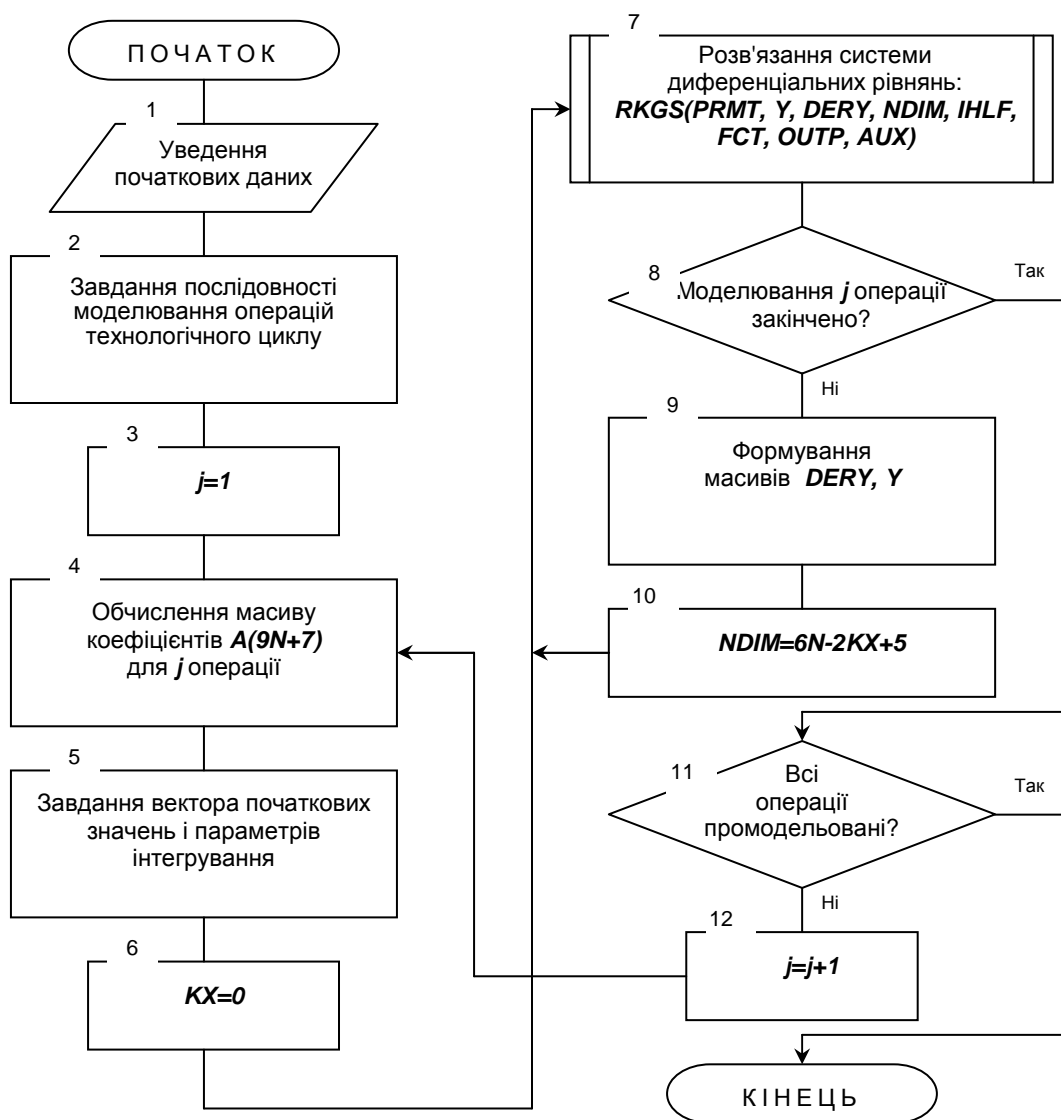


Рис. 3. Блок-схема алгоритму моделювання гідроприводу гірничих машин

Блок 8 перевіряє закінчення моделювання j -ї операції. У випадку, якщо не всі гідроциліндри закінчили роботу (величина переміщення якого-небудь гідроциліндра менше, ніж задана), то моделювання операції продовжується після відновлення вхідного вектора вагових коефіцієнтів похибки і вектора початкових умов, крім параметрів, що відносяться до гідроциліндрів, які закінчили роботу, (блок 9), а також після обчислення нової кількості диференціальних рівнянь, що залишилися в системі (блок 10).

Моделювання припиняється, якщо розрахунки виконані для всієї заданої послідовності операцій технологічного циклу (блок 11).

Наближене розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку (маються на увазі об'єднані в загальну систему рівняння (2), (3) і (4)) здійснюється по методу Рунге-Кутта з використанням стандартної підпрограми RKGS (блок 7). Метод має четвертий порядок точності, стійкий і для одержання рішення в наступній точці потребує значення рішення лише в одній попередній точці.

Використання стандартної програми RKGS для розв'язання системи диференціальних рівнянь, яка описує динамічні процеси в гідроприводі, потребує розробки алгоритмів двох підпрограм: FCT – підпрограми обчислення правих частин диференціальних рівнянь і OUTP – підпрограми виведення результатів моделювання. Блок-схеми алгоритмів підпрограм FCT і OUTP приведені відповідно на рис. 4 і 5.

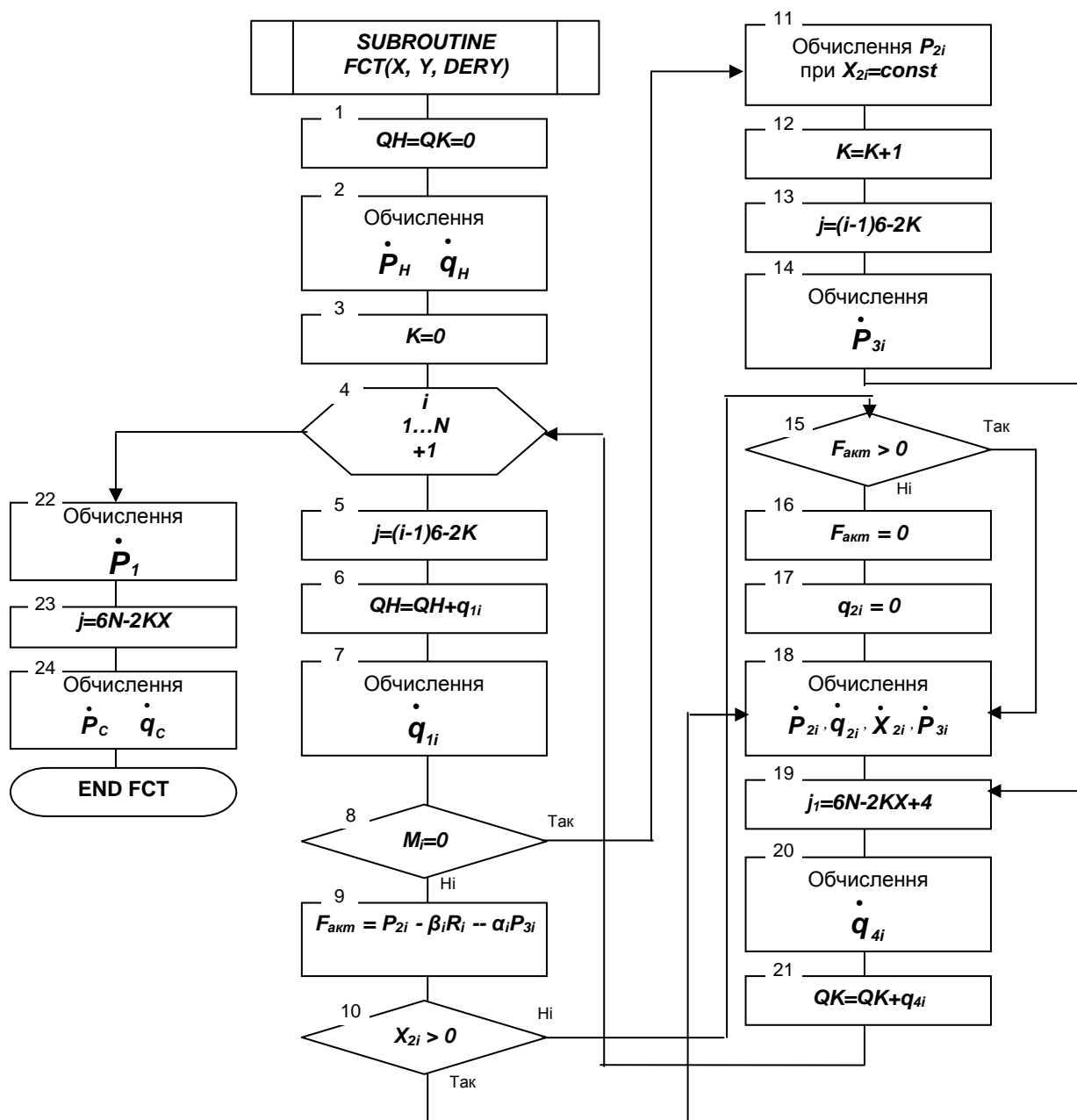


Рис. 4. Блок-схема підпрограми обчислення правих частин системи диференціальних рівнянь

Обчислення правих частин диференціальних рівнянь, які описують рух робочої рідини по напірній гідромагістралі від насоса до гідророзподільника, виконується в блоках 2 і 22 (див. рис. 4). Блоки 1, 6 і 21 обчислюють сумарні витрати рідини в напірній гідромагістралі до її розгалуження на гідророзподільнику, а також у зливній гідромагістралі після гідророзподільника. Основною особливістю функціональної побудови алгоритму підпрограми FCT є одночасна реалізація можливості моделювання силового і кінетичного розвантаження гідроциліндрів. Силове розвантаження гідроциліндра – це процес набору тиску в напірній порожнині гідроциліндра і скидання тиску в зливній порожнині без переміщення поршня гідроциліндра. Кінетичне розвантаження гідроциліндра – це процес переміщення поршня гідроциліндра на задану величину $X_{\max i}$.

В циклі (блок 4) для кожного з N гідроциліндрів виконується обчислення q_{1i} (блок 7) і за ознакою M_i перевіряється (блок 8) – знаходиться i -й гідроциліндр у роботі або він уже перемістився на величину $X_{\max i}$. Якщо гідроциліндр не закінчив виконання операції, то в

блоці 9 обчислюється рівнодіюча сил, прикладених до поршня гідроциліндра. Потім, у блоці 10 перевіряється положення поршня – якщо переміщення гідроциліндра відрізняється від нуля, то теоретично його поршень може рухатися як в один, так і в інший бік, тобто процес руху може носити коливальний характер. Отже, незалежно від знака рівнодіючої сил, що прикладені до поршня, переходимо до обчислення правих частин похідних $\dot{P}_{2i}, \dot{q}_{2i}, \dot{x}_{2i}$ і \dot{P}_{3i} (блок 18), що відповідає кінетичному розвантаженню гідроциліндра. Якщо до моменту часу, що аналізується, гідроциліндр не рухався і величина його переміщення дорівнює нулю, то перевіряємо знак рівнодіючої активних сил, які прикладені до поршня (блок 15). Знак "плюс" рівнодіючих сил вказує на те, що гідроциліндр від даного моменту часу починає здійснювати поступальний рух; ми переходимо до обчислення в блоці 18 правих частин диференціальних рівнянь системи (2, 3, 4). У випадку негативної величини рівнодіючої сил припускається, що опір переміщенню зростає за рахунок реакції покрівлі і подошви або площин, що обмежують хід у самому гідроциліндрі до величини, при якій рівнодіюча сил стає рівною нулю (блок 16). Переміщення гідроциліндра відсутнє, а величина витрати рідини q_{2i} , що йде на заповнення зростаючого об'єму напірної порожнини гідроциліндра, дорівнює нулю (блок 17). У даному випадку моделюється силове розвантаження гідроциліндра, тобто процес зміни тисків P_{2i} і P_{3i} в його порожнинах.

Якщо переміщення i -го гідроциліндра досягло максимальної заданої величини, то, у подальшому, гідроциліндр виконує роль акумулятора, тиски рідини P_{2i} і P_{3i} у порожнинах котрого зростають при зростанні тиску в гідросистемі і зменшуються в протилежному випадку. Із моделювання виключаються третє і четверте рівняння системи (3), які описують процес руху, а праві частини решти диференціальних рівнянь обчислюються при постійній величині переміщення і при відсутності витрати рідини на переміщення (блоки 11-14). У цьому випадку величина витрати визначається лише стисливістю рідини та деформацією стінок гідроциліндра і приєднаних до нього рукавів.

У блоці 24 обчислюються праві частини системи диференціальних рівнянь (4), що описують процес течії рідини по зливній гідромагістралі. Блоки 3, 5, 12, 13 і 23 використовуються для формування вектора обчислених правих частин систем диференціальних рівнянь, моделюючих роботу гідроприводу.

Підпрограма OUTP (див. рис. 5) призначена для організації виведення результатів розрахунку i , у зв'язку зі звертанням до неї програми RKGS на кожному кроці інтегрування, виконує ряд допоміжних функцій.

Блоки 1-4 імітують роботу автомата розвантаження насосної станції: якщо тиск P_n у напірній магістралі знаходиться в інтервалі від максимального тиску P_{max} до тиску включення $P_{вкл}$, то витрата робочої рідини від насосної станції $q(P_n)$ дорівнює нулю (блок 4), у протилежному разі насосна станція дає номінальну витрату рідини q_n (блок 3).

У циклах (блоки 6 і 7) виробляється формування масиву $Y_{1,i,j}$ (блок 20) для друку результатів. Одночасно, для гідроциліндрів, які не скінчили роботу (блок 8), поточне значення переміщення X_i порівнюється з максимальним X_{maxi} (блок 12). При досягненні величини переміщення, рівної X_{maxi} , задається ознака закінчення роботи i -го гідроциліндра M_i (блок 13), додається одиниця до лічильника гідроциліндрів КХ, які скінчили роботу, (блок 14) і для зміни кількості рівнянь у початковій системі процес інтегрування припиняється завданням у блоці 15 ненульового значення PRMT(5).

Початкове значення інтервалу інтегрування змінюється на поточний час (блок 16), величині переміщення i -го гідроциліндра привласнюється значення X_{maxi} (блок 17), витрата робочої рідини стає рівною нулю (блок 18) і формується новий вектор початкових значень змінних, який використовується для подальшого продовження моделювання (блок 19). Блоки 5, 9, 10, 11 і 21 реалізують логіку визначення відповідності між вектором значень змінних інтегрування для поточного моменту часу і масивом друку. Два вкладених цикли (блоки 22 і 23) і блок 24 здійснюють перерахування отриманих у безрозмірній формі значень тисків, витрат і переміщення на даному кроці інтегрування в значення змінних у системі одиниць СІ.

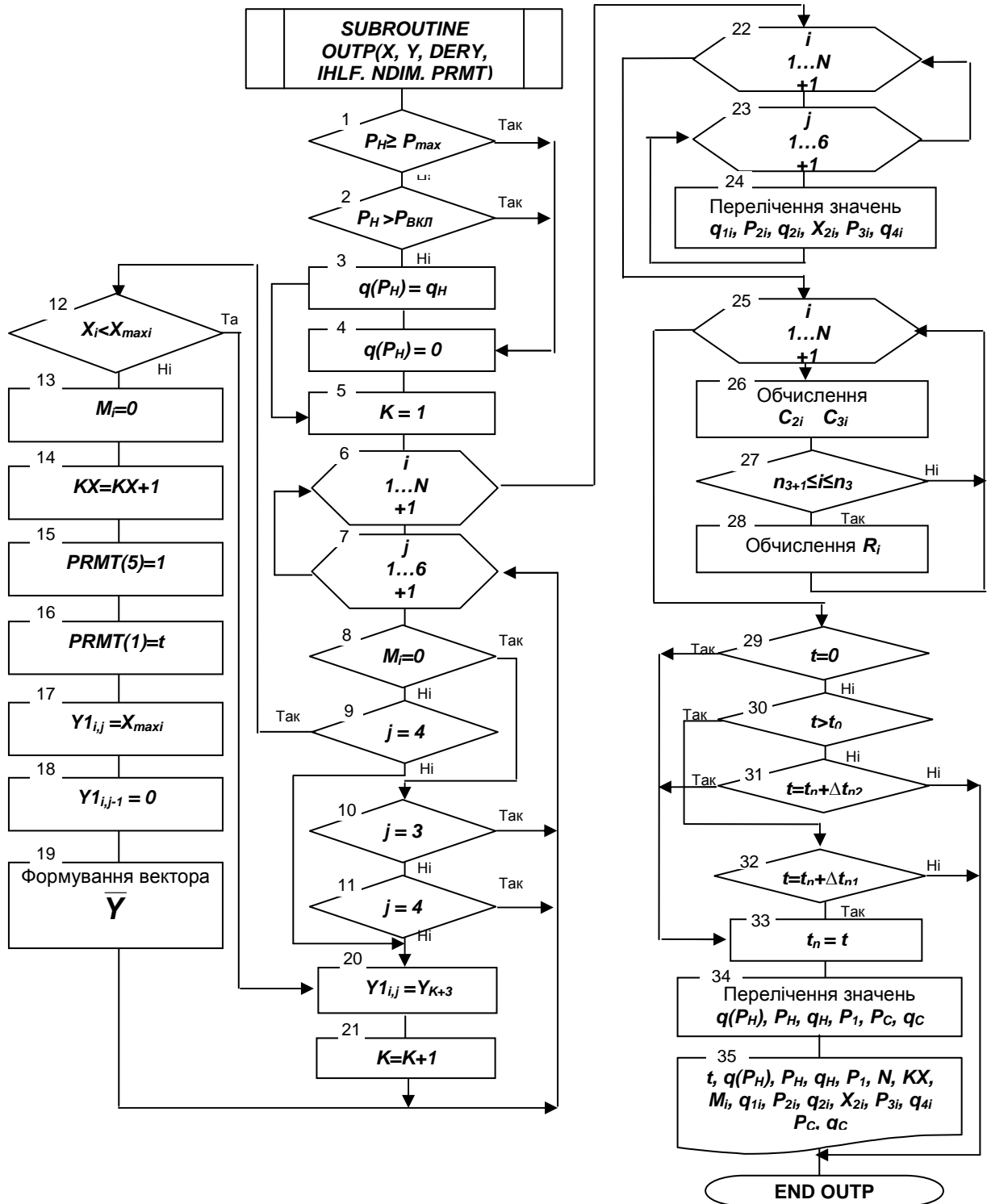


Рис. 5. Блок-схема програми виводу

Блоки 25 і 26 забезпечують для кожного поточного значення переміщення обчислення величини коефіцієнтів пружності напірної і зливної порожнин гідроциліндрів.

Гідроциліндри, що працюють одночасно, в багатьох випадках виявляються зв'язаними між собою не тільки через гідросистему, тобто через перерозподіл витрат і тисків, а й безпосередньо через силову взаємодію. Типовим прикладом є виконання операції пересування секції кріплення з підпором. В цьому випадку від розвантаження гідростояків залежить величина опору переміщенню гідродомкратів. Тому в алгоритмі

передбачене обчислення величини опору переміщенню i -го ($i = n_2 + 1 \div n_3$) гідроциліндра на кожному кроці інтегрування (блоки 27, 28).

В зв'язку з великою швидкістю сучасних ПЕОМ і необхідністю одержання результатів моделювання із задовільною точністю при розв'язанні системи диференціальних рівнянь у програмі RKGS передбачено автоматичний вибір кроку інтегрування. Проте вибір малої величини кроку інтегрування зв'язаний з додатковими труднощами друку і обробкою великого об'єму даних. Для виведення результатів у програмі задається два кроки друку: Δt_{n1} – крок друку результатів на початковому етапі моделювання і Δt_{n2} – крок друку результатів при усталеному русі гідроциліндрів. Вибір різних величин кроку друку результатів визначається різною швидкістю зміни протікання процесів у гідроприводі в початковий період руху, коли відбувається силове розвантаження гідроциліндрів, і при виході на усталений режим руху гідроциліндрів. Блок 29 передає управління на виведення значень змінних у першій точці інтервалу інтегрування. У блоці 30 визначається границя зміни кроку друку. Блоки 30 і 31 здійснюють виведення результатів на друк лише після закінчення відповідних інтервалів часу Δt_{n1} і Δt_{n2} від моменту часу останнього друку, який запам'ятовується в блоці 33. Перед друком результатів значення безрозмірних змінних переводяться в систему одиниць СІ (блок 34). Блок 35 здійснює табличний друк результатів моделювання і, при необхідності, друк графіків зміни змінних в часі та один відносно одного.

Розроблений алгоритм є основою для створення системи автоматизованого проектування гідроприводу гірничих машин.

Оцінка збіжності результатів математичного моделювання і отриманих експериментальних даних виконана для гідросистеми секції механізованого кріплення 1М88Н при пересуванні з підпором на похилих пластах. За допомогою алгоритму, який пропонується, моделювалась спільна робота трьох гідроциліндрів, що відповідало рішенням системи 23 диференціальних рівнянь.

На рисунках 6–7 зображені графіки зміни параметрів секції кріплення і її гідросистеми, побудовані за результатами експериментальних досліджень і даним моделювання. Їхній аналіз підтверджує адекватність моделі для дослідження процесів зміни параметрів гідроприводу гірничих машин. Розходження між теоретичними і експериментальними даними з урахуванням похибок вимірювання параметрів не перевищує 7-15 %.

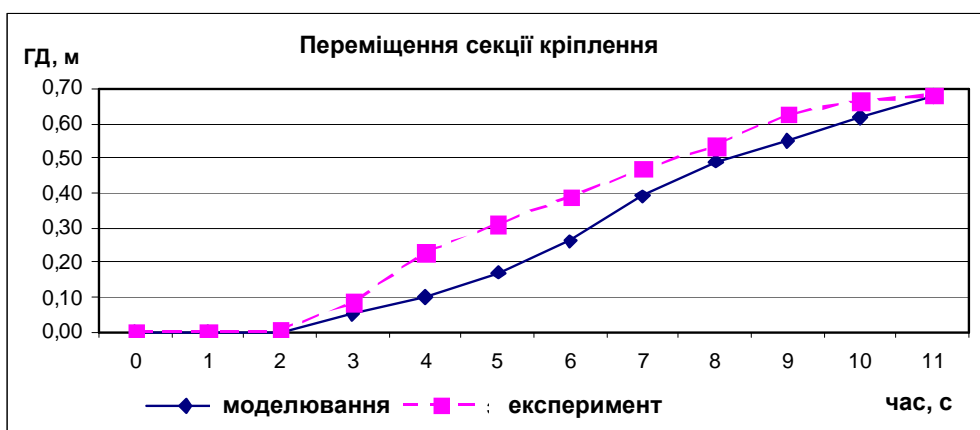


Рис. 6. Графіки переміщення секції кріплення 1М88Н

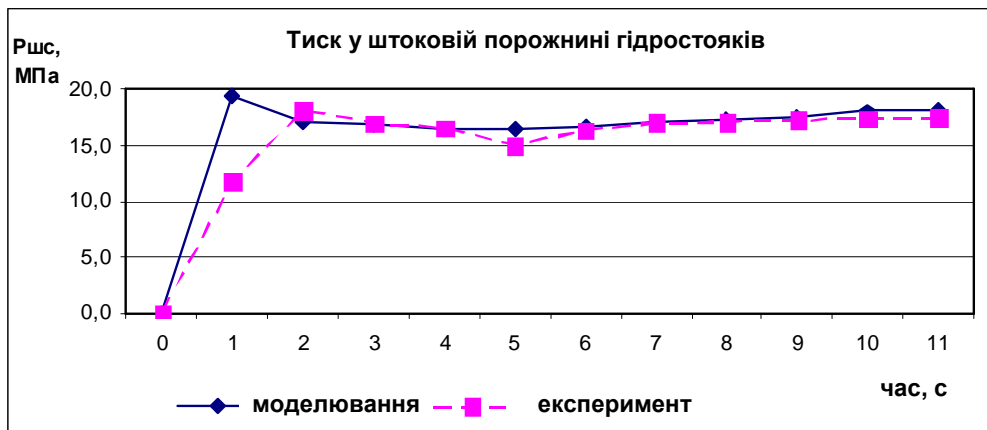


Рис. 7. Графіки зміни тиску у штоковій порожнині гідростояків при пересуванні секції кріплення 1М88Н

Висновки.

В результаті проведених досліджень розроблена математична модель гідроприводу гірничих машин у вигляді системи диференціальних рівнянь, які описують процес руху робочої рідини і переміщення гідроциліндрів, та дослідження параметрів динамічних процесів у гідроприводі при виконанні операцій технологічного циклу. Для чисельного рішення отриманої системи на ПЕОМ пропонується використання метода Рунге-Кутта, з внесенням змін для адаптації розробленого алгоритму до особливостей роботи модельованого гідроприводу.

Використання математичної моделі і алгоритму дозволяє вирішувати задачі як прямих гідравлічних розрахунків, при яких відомий потік розподіл у системі і потрібно визначити раціональні значення конструктивних параметрів гідравлічних елементів, так і протилежних, коли відомі конструктивні і технологічні параметри гідроприводу, а необхідно промоделювати динамічні процеси і визначити час виконання різних операцій. Дослідження статичних і динамічних характеристик окремих гідроелементів і гідроприводу в цілому дозволить виявити фактори, що справляють вирішальний вплив на режим роботи машини, і обґрунтувати допущення, які можуть бути прийняті в інженерних розрахунках.

Експериментальними дослідженнями підтверджена достовірність теоретичних результатів і математичних моделей, що пропонуються. Розбіжність між теоретичними і експериментальними даними з урахуванням похибок вимірювання параметрів не перевищує 7-15 %.

Розроблена математична модель і алгоритм, а також моделі окремих гідроелементів гідроприводу прийняті інститутами ДонВУГІ і Дондівуглемаш для включення до складу математичного забезпечення системи автоматизованого проектування гідроприводу механізованих кріплень (САПГМК).

Література:

1. Пономаренко Ю.Ф., Баландин А.А. Инженерная методика проектного расчета параметров гидросистемы механизированных крепей. – М.: ИГД им. А.А. Скочинского, 1981. – 22 с.
2. Расчет и конструирование гидроприводов механизированных крепей / Ю.Ф. Пономаренко, А.А. Баландин, И.Т. Богатырев и др. // Под общ. ред. Ю.Ф. Пономаренко. – М.: Машиностроение, 1961. – 327 с.
3. Хандрос А.Х., Молчановский Е.Г. Динамика и моделирование гидроприводов станков. – М.: Машиностроение, 1969. – 156 с.
4. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1982. – 368 с.

5. Тесленко А.И. Основы гидравлических расчетов механизированных крепей. – М.: Недра, 1974. – 216 с.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
7. РД 42.027-84 Крепи механизированные. Расчет устойчивости. – М.: Гипроуглемаш, 1964. – 56 с.
8. Математическое моделирование и расчет параметров систем угольных шахт и забойного оборудования: Монография / С.С. Гребенкин, В.Н. Павлыш, А.В. Агафонов, В.В. Косарев, В.В. Радченко, В.Д. Рябичев, В.П. Глебов, В.И. Зензеров, А.И. Егурнов. – Донецк: ВИК, 2007. – 263 с.