

АВТОМАТИЗАЦІЯ І КОМП'ЮТЕРНО-ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ НЕРУЙНІВНОГО КОНТРОЛЮ

УДК 681.5.015:622.24

DOI: 10.31471/1993-9981-2023-1(50)-48-59

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ БУРОВОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТИСКОМ НА ЙОГО ВИХОДІ

Д. Р. Кропивницький, М. І. Горбійчук

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська,
15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019; тел. (03422)4-60-67, E-mail: GenRocko@gmail.com,
mi_profgorb@ukr.net*

Розглянуто функціональну схему системи оптимального керування процесом механічного буріння, що має ієрархічну структуру. Нижній рівень системи включає буровий насосний агрегат, складовими частинами якого є система "привод — буровий насос" та пневмокомпенсатор. Основною задачею бурового насосного агрегату є забезпечення постійного моменту на валу, що дає змогу підтримувати постійним тиск промивальної рідини на вході в свердловину. Розроблено аналітичні математичні моделі для бурового насоса з асинхронним приводом та пневмокомпенсатора. Показано, що розроблені математичні моделі мають вигляд диференціальних рівнянь першого порядку і є нелінійними. Для їх лінеаризації нелінійні залежності було розкладено в ряд Тейлора. В розроблену математичну модель пневмоконденсатора входить значення коефіцієнта стисливості повітря. Введення такого поправочного коефіцієнта пояснюється тим, що при робочому тиску подачі бурового розчину в свердловину (від 14 МПа до 18 МПа) поведінка газу відрізняється від ідеального. Визначено, що коефіцієнт стисливості повітря є функцією двох аргументів — тиску і температури, які є змінними величинами. Дану функцію було апроксимовано регресійним поліномом другого порядку, а значення коефіцієнтів обчислено за методом найменших квадратів за допомогою програмного забезпечення в середовищі MatLab. Для візуалізації отриманих результатів побудовано графік залежності коефіцієнта стиснення від тиску та температури, з якого видно що обчислені значення коефіцієнтів z , співпадають з "експериментальними значеннями" з високою точністю. Для розроблених математичних моделей здійснено перетворення за Лапласом, що дозволило побудувати структурні схеми бурового насосного агрегату та його компонент. На основі отриманих схем синтезовано систему автоматичного керування бурового насосного агрегату з асинхронним приводом.

Ключові слова: математична модель, буровий насосний агрегат, автоматична система керування, тиск, передавальна функція

The functional diagram of an optimal control system for the process of mechanical drilling, which has a hierarchical structure, has been considered. The lower level of the system includes a drilling pump unit, consisting of the "drive-drilling pump" system and a pneumatic compensator. The main task of the drilling pump unit is to provide a constant torque on the shaft, which allows maintaining a constant pressure of the flushing fluid at the well inlet. Analytical mathematical models for the drilling pump with an asynchronous drive and the pneumatic compensator have been developed. It has been shown that the developed mathematical models take the form of first-order differential equations and are nonlinear. To make them linear, the nonlinear dependencies were expanded into a Taylor series. The developed mathematical model of the pneumatic condenser includes the value of the air compressibility coefficient. The introduction of such a corrective coefficient is explained by the fact that the behavior of the gas differs from ideal under the operating pressure of supplying the drilling fluid into the well (from 14 MPa to 18 MPa). It has been determined that the air compressibility coefficient is a function of two arguments - pressure and temperature, which are variable quantities. This function was approximated by regression polynomial of the second - order, and the coefficients values were computed by the method of least squares using the MatLab environment. To visualize the obtained results, a graph depicting the dependence of the compression coefficient on pressure and temperature was built, showing that the calculated coefficient values are appropriate to the "experimental values" z

with high accuracy. Laplace transforms were applied to the developed mathematical models, allowing to build of structural diagrams for the drilling pump unit and its components. Based on the obtained diagrams, an automatic control system for the drilling pump unit with an asynchronous drive was synthesized.

Keywords: mathematical model, drilling pump unit, automatic control system, pressure, transfer function

Вступ. Буріння свердловин на нафту і газ є складним і дорогим процесом. Сучасні дослідження значною мірою спрямовані на оптимізацію процесу буріння, удосконалення існуючого та створення нового обладнання, підвищення його надійності та відмовостійкості, попередження аварійних ситуацій.

У зв'язку широким впровадженням мікропроцесорної техніки виникають реальні можливості реалізувати складні алгоритми керування, які дадуть змогу здійснювати технологічний процес механічного буріння в оптимальному режимі.

На рис. 1 зображена функціональна схема системи оптимального керування процесом механічного буріння.

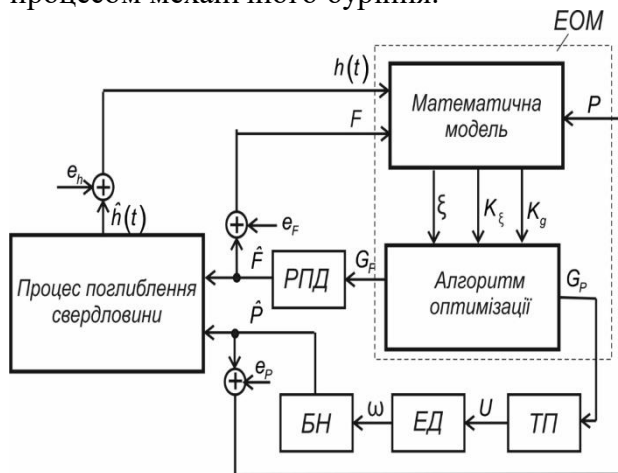


Рисунок 1 – Функціональна схема системи оптимального керування процесом механічного буріння

Допускаємо, що приводом бурового долота є гвинтовий вибійний двигун (ГВД). Математичну модель процесу механічного буріння подано як систему диференціальних рівнянь [1, 2]. Входами моделі є осьове навантаження на долото F , тиск бурового розчину P та поточне значення проходки $h(t)$. Тиск P і поточне значення проходки є $h(t)$ вихідними даними для обчислення

оцінок стану озброєння долоті та його опори. Крім того, математична модель включає в себе такі величини, як швидкості зміни оцінок станів озброєння K_ξ і K_g , які поряд з оцінкою стану озброєння ξ є виходами блоку, який реалізує математичну модель процесу поглиблення свердловини.

На основі інформації про значення величин ξ , K_ξ і K_g та апріорної інформації такої як вартість долота d_c , вартість години роботи бурової установки C_d , тривалість спуско-піднімальних операцій T_{lo} формується критерій оптимальності, який розглянуто у роботі [3].

Результатом роботи блоку алгоритму оптимізації є значення сигналів G_F і G_p , які в певному масштабі задають значення осьового навантаження на долото і тиску промивальної рідини, що мінімізують заданий критерій оптимальності.

Сигнал G_F є вставкою регулятора подачі долота (РПД), завдання якого підтримувати оптимальне значення осьового навантаження на долото F^* .

За допомогою тиристорного перетворювача (ТП) задається необхідна частота обертання вала приводного електричного двигуна (ЕД). Вал приводного ЕД з'єднаний з буровим насосом (БН) за допомогою ланцюгової або клино-ремінної передачі. Буровий насос забезпечує необхідну подачу промивальної рідини Q та створює тиск P^* на вході в маніфольд. Значення тиску P^* визначено з допустимої області керування за допомогою оптимізаційної процедури, яка мінімізує вартість метра проходки свердловини [3].

Функціональна схема процесу буріння має ієрархічну структуру, на нижньому рівні якої знаходяться технічні ланки, що безпосередньо беруть участь в процесі поглиблення свердловини. Вплив режимних параметрів на процес буріння [4],

параметрів бурових розчинів [5], геологічних факторів [6] досліджено досить широко. Недостатньо вивчено вплив працездатності технічних засобів на показники процесу буріння. Цей фактор безпосередньо впливає на непродуктивні витрати часу, що у результаті позначається на комерційній швидкості буріння.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій.

При бурінні свердловини за допомогою ГВД, його можна розглядати як енергетичний вузол привода долота і поглиблення свердловини [7]. Оскільки, забезпечення надійності вузлів та елементів бурильної колони тісно пов'язані з використанням вибійних двигунів, то важливе значення має дослідження окрім ланок, які входять до складу бурового агрегату, таких як буровий насос з асинхронним приводом та пневмокомпенсатор.

В роботі [8] розглядається математична модель бурового насоса, в структуру якого входить компенсаційна ланка з метою підвищення рівня надійності та забезпечення його безперебійної роботи. Такий компенсаційний блок в байпасному контурі дозволяє імітувати роботу електропривода і під час пуску, і в усталеному режимі роботи. Проте така математична модель враховує основні технічні характеристики бурового насоса, а сам буровий агрегат не розглядається як елемент автоматичної системи керування процесом буріння.

У дослідженні [9] запропоновано автоматичну систему буріння з електроприводом. За допомогою серводвигуна та системи керування сервосистемою вона дозволяє контролювати момент на долоті під час процесу буріння. У порівнянні з традиційною гідравлічною установкою, ця система не тільки покращує точність керування завдяки введенню серводвигуна, але й значно підвищує надійність системи, тим самим зменшуючи

час на технічне обслуговування та вартість пристрою. Проте дана система є експериментальною і розроблена тільки для колонкового буріння алмазними долотами.

При роботі бурового насоса важливе значення має пусковий режим, алгоритм розрахунку якого було розглянуто в роботі [10]. Розроблений алгоритм враховує зміщення струму в штоках глибокого ротора приводного двигуна, змінний момент інерції та циклічний закон зміни навантаження, що дозволяє досліджувати динамічні процеси.

В роботі [11] досліджено математичні моделі бурових систем, що описуються звичайними диференціальними рівняннями з врахуванням повного опису асинхронного двигуна, що значно ускладнює аналітичні розрахунки.

Бурова насосна установка як об'єкт керування типу МІ-МО була розглянута в роботі [12], що дозволило на основі зв'язку спектральних щільностей потужностей сигналів витрати та тиску визначити її функцію передачі по каналу «витрата бурового розчину – тиск нагнітання» за допомогою автокореляційних функцій.

Проте дослідження компонент бурового агрегату як ланок, що входять до структури бурової установки не проводилось. Існуючі математичні моделі окремих елементів направлені на вирішення технологічних задач. На даний час відсутні моделі, придатні для синтезу системи автоматичного керування буровими насосами. Тому, в даній роботі було розроблено математичні моделі електричного привода та пневмокомпенсатора бурового насоса, які входять до структури бурового насосного агрегату.

Формулювання цілей і методів досліджень статті.

Метою роботи є розроблення математичної моделі бурового насосного агрегату та його компонент як нижніх елементів в ієрархічній системі процесу

буріння для синтезу автоматичної системи керування тиском на його виході. Для цього необхідно виконати такі задачі:

- розроблення математичної моделі привода бурового насоса на основі теорії електричного привода;
- розроблення математичної моделі пневмокомпенсатора з врахуванням реального стану робочого тіла компенсатора, з використанням методу найменших квадратів для обчислення коефіцієнта стисливості газу;
- виконати редукцію розроблених математичних моделей для побудови структурних схем, використовуючи методи розкладання нелінійних функцій в ряд Тейлора та перетворення Лапласа.

Виклад основного матеріалу.

Буріння свердловини на нафту і газ відбувається у взаємодії з буровим насосним агрегатом (БНА), який входить до складу бурової установки.

БНА має у своєму складі буровий поршневий насос, привідний двигун, силову передачу (ланцюгову або клиноремінну) та пристрій керування.

Буровий насос 1 (рис.2) створює потік рідини, яка характеризується витратою Q і тиском P . Ефективність процесу буріння значною мірою визначається режимом роботи бурового насоса. Створений ним потік бурового розчину, поступає до маніфольду 2, далі по бурильних трубах 3 попадає до гвинтового вибійного двигуна 4, який приводить в обертний рух долото. На поверхню буровий розчин разом з вибуреною по затрубному просторі виводиться із свердловини.

В основі ефективного керування асинхронним приводом лежить закон Костенка [13]

$$\gamma = \alpha \sqrt{\mu}, \quad (1)$$

де γ - відносна напруга; α - відносна частота; μ - відносний момент на валу приводу. Всі відносні величини приведені до відповідних номінальних значень.

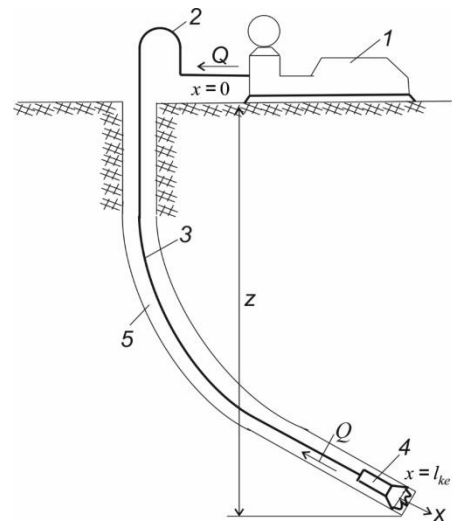


Рисунок 2 – Схематичне зображення гідравлічної системи бурової установки

До електричного приводу бурових насосів пред'являється вимога забезпечення постійного моменту на його валу, що дає змогу підтримувати постійним тиск промивальної рідини на вході в свердловину. У такому випадку момент на валу двигуна повинен бути близьким до номінального, тобто $\mu \rightarrow 1$ і як це впливає із формули (1) $\gamma = \alpha$. Виконавши нескладні математичні перетворення можна визначити, що $U\sqrt{f} = U_{1,n}f_n = \text{const}$.

Метод керування роботою асинхронного приводу, коли підтримується постійне співвідношення між напругою джерела живлення і частотою обертання валу двигуна носить назву $U\sqrt{f}$ - керування.

Керування роботою приводу передбачає [14] незалежність керуючих дій, які визначають електромагнітний момент двигуна. Природно, що керуючі дії повинні бути спостережливими. В асинхронних машинах є тільки дві такі величини – напруга статора і струм ротора. Для вибору другого керуючого впливу є три фізичні величини – основне потокозчеплення, потокозчеплення статора і ротора. Потокозчеплення статора і робочий струм можна безпосередньо виміряти

(спостерігати) і використати як керуючі дії [14].

Спрощена функціональна схема [14] системи частотного регулювання асинхронним приводом зображена на рис. 3.

Необхідна частота струму статора привода задається вставкою регулятора U_{tr} .

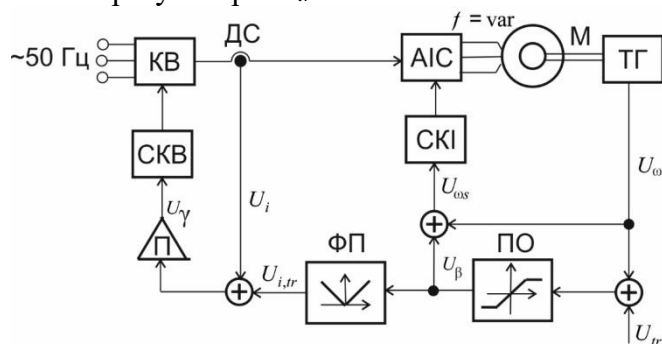


Рисунок 3 – Спрощена функціональна схема частотного регулювання асинхронним приводом

Вихідний сигнал U_{β} функціонального перетворювача ФП задає значення величини струму статора двигуна, який разом з сигналом U_i зворотного зв'язку по струму поступає через підсилювач П на вхід системи керування вентилями як сигнал U_{γ} .

Пристрій обмеження ПО виконує функцію захисту привода від перевантаження при різкому зростанні U_{tr} . Тоді відбувається обмеження сигналу U_{β} і відповідно сигналу $U_{i,tr}$, що приводить до обмеження значення моменту ротора привода.

На асинхронний привод діє збурення зі сторони бурового насоса. Крім того відбуваються внутрішні зміни електричних параметрів привода. Для компенсації дії зовнішнього середовища на привод у систему керування вводять від'ємний зворотний зв'язок.

Для синтезу і аналізу автоматичної системи керування електричним приводом бурового насосу створимо його математичну модель.

Електричний привод разом з буровим насосом утворюють динамічну систему, яку можна описати такими диференціальними рівняннями[15]:

На виході елемента порівняння формується сигнал неузгодженості ϵ , який, пройшовши через пристрій обмеження (ПО), додається до сигналу U_{ω} . У результаті формується сигнал $U_{\omega s}$ на вході системи керування СКІ автономним інвертором струму АІС.

$$\frac{di'_2}{dt} = \frac{U_{1f} - i'_2(z_1 + z'_2)}{L_s}, \quad (2)$$

$$M_{dr} = \frac{3i'^2_2 r'_2}{\Omega_{sf} s_l}, \quad (3)$$

$$J \frac{d\Omega}{dt} = M_{dr} - M_{dp}, \quad (4)$$

де $z_1 = \sqrt{(r_1/\alpha)^2 + x_1^2}$; x_1, x_2 – індуктивні опори статора і ротора; x_m – повний індуктивний опір обмотки статора; r_1, r'_2 – активні опори статора і ротора; s_l – ковзання привода; L_s – повна індуктивність двигуна; U_{1f} – напруга прикладена до статора привода; Ω_{sf} – синхронна кутова швидкість; J – приведений момент інерції, який враховує інерційність всіх мас, що визначаються числами оборотів привода; Ω_1 – кутова швидкість ротора привода; M_{dr}, M_{dp} – моменти привода і момент навантаження з сторони бурового насоса.

Після лінеаризації системи рівнянь (2) – (4) відносно стаціонарного режиму роботи механізмів «привод-буровий насос» та математичних перетворень, таких як розкладання нелінійної функції в ряд Тейлора та перетворення диференціального рівняння за Лапласом з врахуванням нульових початкових умов, було отримано

лінеаризовану математичну модель системи «привод-буровий насос», записану в термінах перетворення Лапласа:

$$\Delta M_{dr}(s) = \frac{k_{\Omega}}{T_z s + 1} \Delta U_{1f}(s), \quad (5)$$

$$\Delta \Omega(s) = \frac{1}{J_s} (\Delta M_{dr}(s) - \Delta M_{dp}(s)). \quad (6)$$

Тут: k_{Ω} — коефіцієнт, що враховує технічні параметри електричного привода.

На основі рівнянь (5) і (6) створена структурна схема системи «привод-буровий насос» як об'єкт автоматичного керування (рис. 4).

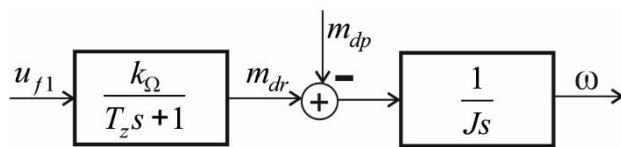


Рисунок 4 – Структурна схема системи «привод-буровий насос» як об'єкт автоматичного керування

Аналіз математичних моделей (5) і (6) показує, що система «привод-буровий насос» як об'єкт автоматичного керування представляє собою астатичну систему з астатизмом першого порядку.

Оскільки буровий насос є поршневым агрегатом і в процесі його роботи виникають пульсації потоку рідини, для згладжування яких на виході бурового насоса встановлений пневмокомпенсатор (рис. 5), то побудуємо математичну модель пневмоконденсатора, як складової частини бурового агрегату.

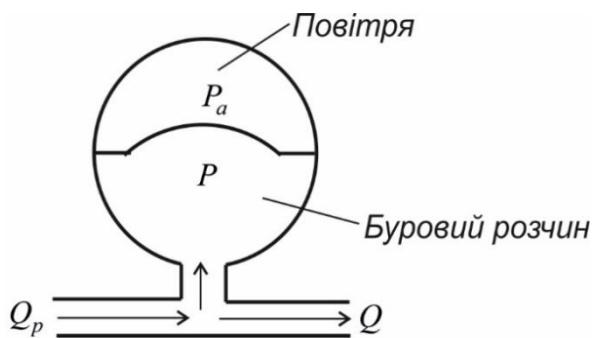


Рисунок 5 – Пневмокомпенсатор бурового насоса

Пневмокомпенсатор представляє собою ємність, яка розділена на дві частини діафрагмою. У нижню частину ємності поступає потік бурового розчину Q_p під тиском p . Верхня частина пневмокомпенсатора заповнена повітрям під тиском p_a . Далі потік рідини Q подається до маніфольду (рис 4.1).

Очевидно, що тиск рідини урівноважується тиском стисненого повітря, тобто має місце така рівність $P = P_a$. У будь-який момент часу для пневмокомпенсатора справедливе рівняння матеріального балансу (допускаємо, що густина бурового розчину постійна величина), тобто

$$\frac{dV}{dt} = Q_p - Q, \quad (7)$$

де V - об'єм частини пневмокомпенсатора, заповненого рідиною.

Нехай V_0 - повний об'єм пневмокомпенсатора, а V_a - об'єм, зайнятий повітрям. Тоді $V = V_0 - V_a$.

З врахуванням цього рівняння (7) буде таким:

$$-\frac{dV_a}{dt} = Q_p - Q. \quad (8)$$

Буровий розчин подається в систему промивання свердловини під тиском від 14 до 18 МПа [16]. При таких тисках поведінка газу в пневмокомпенсаторі відрізняється від ідеального. Для опису стану реального газу використовують рівняння [17] подібне до рівняння, яке описує стан ідеального газу, з деяким поправочним коефіцієнтом z . Отже, $p_a V_a = z M_a R T_a$, де M_a - маса газу; R - газова стала; T_a - температура газу в пневмокомпенсаторі.

Для обчислення коефіцієнта стисливості газу z використано модифіковане рівняння стану Бенедикта-Веба-Равіна [18]: $z^3 - z^2 - a \cdot z - b = 0$, розв'язок якого здійснювався одним із числових методів [19].

Так як рівняння стану має три корені, то як значення величини Z вибирався той корінь, який задовільняв умові $0 < z \leq 1$, $i \in \{1, 2, 3\}$, $z = z_i$.

Підставивши значення V_a у рівняння (8) та врахувавши, що маса повітря M_a і газова стала R незмінні величини, отримали

$$-M_a R \frac{d}{dt} \left(\frac{z T_a}{\tilde{p}} \right) = Q_p - Q. \quad (9)$$

Для бурового поршневого насоса з асинхронним приводом, у якого м'яка характеристика «механічний момент-кутова швидкість», має місце наступне співвідношення [9]: $Q_p / Q_{p,0} = \Omega / \Omega_0$, де індексом «0» означені відповідні номінальні значення.

Тиск на виході бурового насоса після пневмокомпенсатора пропорціональний квадрату подачі рідини, тобто $p = k_q Q^2$.

Знавши значення p і Q , підставивши їх у рівняння (9), було отримано таке рівняння:

$$-M_a R \frac{d}{dt} \left(\frac{z T_a}{\tilde{p}} \right) = Q_{p,0} \frac{\Omega}{\Omega_0} - \sqrt{\tilde{p}}. \quad (10)$$

Знайдемо

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{z T_a}{\tilde{p}} \right) = \frac{1}{\tilde{p}^2} \left[\tilde{p} \left(T_a \frac{dz}{dt} + z \frac{dT_a}{dt} \right) - z T_a \frac{d\tilde{p}}{dt} \right]. \quad (11)$$

Коефіцієнт стисливості газу є функцією тиску і температури, тобто

$$z = f_z(\tilde{p}(t), T_a(t)). \quad (12)$$

За правилом диференціювання неявних функцій запишемо

$$\frac{dz}{dt} = \frac{\partial f_z}{\partial \tilde{p}} \cdot \frac{d\tilde{p}}{dt} + \frac{\partial f_z}{\partial T_a} \cdot \frac{dT_a}{dt}. \quad (13)$$

Після підставки отриманих значень в рівняння (11) та (10), рівняння (10) набуло вигляду:

$$M_a R \left[T_a \left(\tilde{p} \frac{\partial f_z}{\partial \tilde{p}} - z \right) \frac{d\tilde{p}}{dt} + \tilde{p} \left(T_a \frac{\partial f_z}{\partial T_a} + z \right) \frac{dT_a}{dt} \right] = -\tilde{p}^2 \left(Q_{p,0} \frac{\Omega}{\Omega_0} - \sqrt{\tilde{p}} \right). \quad (14)$$

Алгоритм знаходження коефіцієнта стисливості повітря як функції аргументів тиску і температури не дає змоги у замкнутій формі знайти залежність (12). Тому, за результатами обчислень значень z при заданих значеннях тиску і температури,

залежність (12) апроксимували поліномом другого порядку, коефіцієнти якого обчислюються за методом найменших квадратів.

$$z_y = a_{0z} + a_{1z} \tilde{p} + a_{2z} T_a + a_{3z} \tilde{p}^2 + a_{4z} T_a^2 + a_{5z} \tilde{p} T_a. \quad (15)$$

Для обчислення коефіцієнта стисливості газу розроблено програмне забезпечення в середовищі MatLab. Були вибрані такі вхідні дані алгоритму обчислень: $p_{min} = 10 \text{ МПа}$, $p_{max} = 20 \text{ МПа}$, $T_{a,min} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{a,max} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

У результаті обчислень отримали такі значення коефіцієнтів рівняння регресії (15):

$$\begin{aligned} a_0 &= 1.8415e-01 \\ a_1 &= 2.0640e-02 \\ a_2 &= 3.1680e-03 \\ a_3 &= 3.9441e-05 \\ a_4 &= 2.9174e-05 \\ a_5 &= -2.0448e-04. \end{aligned}$$

На рис. 6 зображена залежність коефіцієнта стиснення повітря від тиску бурового розчину і температури повітря всередині пневмокомпенсатора. На тому ж рисунку показано залежність побудована за формулою (15).

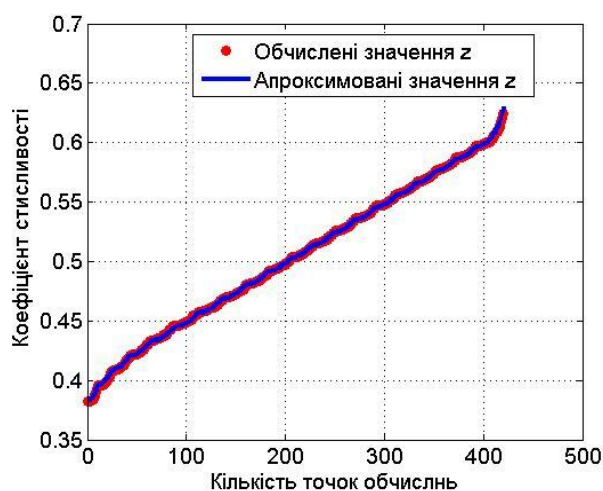


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта стиснення від тиску і температури

Оскільки відома регресійна модель (15), то можна визначити часткові похідні, які присутні у формулі (14). Підставивши необхідні значення та виконавши ряд

математичних перетворень, рівняння (14) набуде такого вигляду:

$$T_a(\tilde{p}(a_{1z} + 2a_{3z}\tilde{p} + a_{5z}T_a) - f_z(\tilde{p}, T_a))\tilde{p}' + \\ + \tilde{p}(T_a(a_{2z} + 2a_{4z}T_a + a_{5z}\tilde{p}) + f_z(\tilde{p}, T_a))T_a' = (16) \\ = -\frac{\tilde{p}^2}{M_a R} \left(Q_{p,0} \frac{\Omega}{\Omega_0} - \sqrt{\frac{\tilde{p}}{k_q}} \right)$$

де $\tilde{p}' = \frac{d\tilde{p}}{dt}$; $T_a' = \frac{dT_a}{dt}$.

Отримане рівняння (16) є нелінійним. Оскільки установка «привод-буровий насос» мають у своєму складі систему автоматичного керування кутовою швидкістю ротора асинхронного двигуна, то відхилення кутової швидкості $\Delta\Omega$ від свого ustalеного значення Ω_0 буде невеликим. Тому нелінійне рівняння (16) можна лінеаризувати відносно статичного режиму роботи системи.

Після ряду математичних перетворень лінеаризована модель пневмокомпенсатора, як це випливає із рівняння (16), буде такою:

$$\alpha_0 \frac{dp}{dt} + \frac{\alpha_2}{M_a R} p = \alpha_1 \frac{dt_a}{dt} + \frac{\alpha_3}{M_a R} \omega. (17)$$

Відмітимо, що рівняння (17), матиме зміст коли $\alpha_0 > 0$ і $\alpha_2 > 0$.

Лінійне диференціальне рівняння (17) перетворимо за Лапласом, враховуючи нульові початкові умови. Отже,

$$\left(\alpha_0 s + \frac{\alpha_2}{M_a R} \right) p(s) = \alpha_1 s t_a(s) + \frac{\alpha_3}{M_a R} \omega(s).$$

Звідси знаходимо:

$$p(s) = \frac{M_a R \alpha_1 s}{\alpha_2 \left(\frac{\alpha_0}{\alpha_2} M_a R s + 1 \right)} t_a(s) + \\ + \frac{\alpha_3}{\alpha_2 \left(\frac{\alpha_0}{\alpha_2} M_a R s + 1 \right)} \omega(s)$$

Уведемо позначення: $T_\omega = \frac{\alpha_0}{\alpha_2} M_a R$,

$$\tau_t = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} M_a R, \quad k_\omega = \frac{\alpha_3}{\alpha_2}.$$

Тоді

$$p(s) = \frac{\tau_t s}{T_\omega s + 1} t_a(s) + \frac{k_\omega}{T_\omega s + 1} \omega(s). (18)$$

Рівняння (18) описує динамічний процес у пневмокомпенсаторі при малих відхиленнях відповідних величин від своїх ustalених значень.

Структурна схема пневмокомпенсатора зображена на рис. 7.

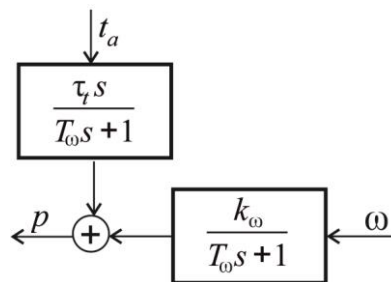


Рисунок 7 – Структурна схема пневмокомпенсатора

На основі математичних моделей системи «привод-буровий насос» і пневмокомпенсатора бурового насоса побудована структурна схема бурового насосного агрегату (рис. 4.10), яка об'єднує структурні схеми (рис. 5 і рис. 7).

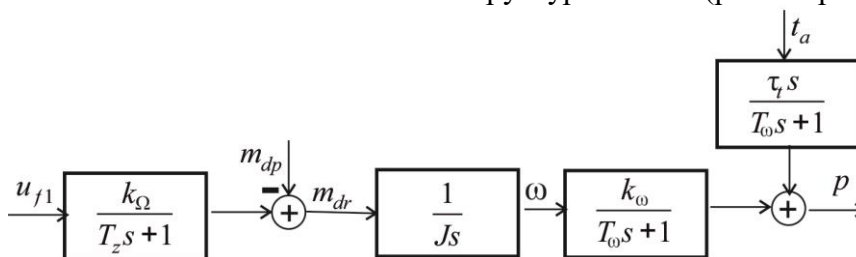


Рисунок 8 – Структурна схема бурового насосного агрегату

Завданням системи автоматичного керування буровим насосним агрегатом – підтримання постійної витрати і тиску бурового розчину. Оскільки на керований об'єкт (рис. 8) діють зовнішні збурення, що

зумовлюють відхилення тиску від заданого значення, то в контур керування введено додатковий контур (рис. 9), який включає в себе регулятор з передавальною функцією $W_{r2}(s)$.

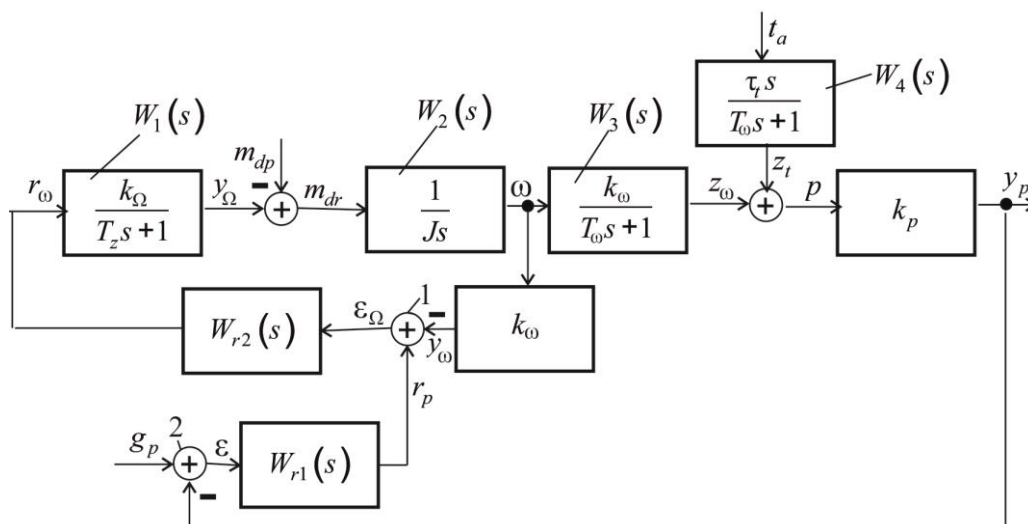


Рисунок 9 – Структурна схема автоматичного керування буровим насосним агрегатом з асинхронним приводом

Регулятор з передавальною функцією $W_{r1}(s)$ є базовим, за допомогою якого здійснюється стабілізація тиску промивальної рідини на виході із компенсатора. Для зменшення впливу зовнішніх збурень – температури зовнішнього середовища і моменту на роторі електричного привода – запропонований додатковий контур з регулятором $W_{r2}(s)$ (рис. 9), на вхід якого поступає сигнал, як завдання, від регулятора $W_{r1}(s)$.

Висновки

На основі вивчення фізичних процесів, що протікають в такій як буровий насосний агрегат, було побудовано аналітичну математичну модель системи “привод — буровий насос” у вигляді диференціальних рівнянь, що дозволяє дослідити роботу такої системи в часі.

Так як складовим компонентом бурового насоса є пневмоконденсатор, то було побудовано його математичну модель у формі диференціальних рівнянь з урахуванням побудови алгоритму

знаходження коефіцієнта стисливості повітря. Значення коефіцієнта стисливості повітря визначається поліномом другого порядку, для обчислення коефіцієнтів якого застосовувався метод найменших квадратів

На основі розроблених математичних моделей для компонент бурового агрегату було побудовано структурні схеми привода бурового насоса та пневмокомпенсатора. Після їх об'єднання які було отримано структурну схему бурового агрегату, яка є важливою складовою системи автоматичного керування буровим насосним агрегатом.

Розроблена структурна схема дозволяє знайти передавальну функцію системи автоматичного керування, що, в свою чергу, дозволяє в подальших дослідженнях визначити основні властивості системи, такі як стійкість роботи системи в стаціонарному та перехідному (пусковому) режимах роботи, за відомими критеріями та тривіальними алгоритмами.

Список використаних джерел

1. М. І. Горбійчук, Д. Р. Кропивницький. Математична модель процесу поглиблення свердловини під час буріння гвинтовими вибійними двигунами. *Збірник наукових праць національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова*. Миколаїв: видавничий дім "Гельветика", 2021. №1 (484). С. 68-74.
2. M. Horbiyчук, D. Kropyvnytskyi, V. Kropyvnytska. Improving empirical models of complex technological objects under conditions of uncertainty. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. №2 (122), С. 53-63.
3. Горбійчук М. І., Кропивницький Д. Р. Оптимальне керування процесом поглиблення свердловини з врахуванням стану озброєння долота. *Вісник Хмельницького національного університету*. 2023. Том 1. №1, (317). С. 58-66.
4. Кропивницька В. Б. Процес буріння свердловини як складна система з багатокритеріальними оцінками процесів. *Методи та прилади контролю якості*, 2018. № 2. С.69-76.
5. Коцкулич Я.С., Оринчак М. І., Оринчак М. М. Бурові промивні рідини. Івано-Франківськ: «Факел», 2008. 500 с.
6. Прийняття рішень при виборі доліт і режимних параметрів буріння в залежності від характеру вихідної інформації / Г. М. Эфендиев, С. А. Алиев, М. Д. Сарбопеева [и др.]. *Геоінформатика*, 2016. № 3. С. 30– 39.
7. Огородніков П.І., Світлицький В.М., Угрюмов М.В. Вплив вибійних приводів на хвильові процеси в бурильній колоні. *Нафтогазова галузь України*. 2020. №1. С. 3-7.
8. T. V. Tabachnikova and L. V. Shvetskova. Results of mathematical modeling of the mud pump electric drive operation with the compensation unit in the circuit. IOP Conference Series Materials Science and Engineering. July, 2020. 012015. DOI:10.1088/1757-899X/860/1/012015
9. Zheng Zhou, Yuanbiao Hu, Baolin Liu, Kun Dai, Yudong Zhang. Development of Automatic Electric Drive Drilling System for Core Drilling. *Applied Sciences*, 2023. Volume 13, Issue 2. 1059p <https://doi.org/10.3390/app13021059>
10. Калужний, Б., & Маляр, А. Simulation of the start-up electric drive of a sucker rod pump installation. *Electrotechnic and Computer Systems*, 2019. (66). С. 167-169.
11. Leonov G.A., Kuznetsov N.V., Kiseleva M.A., Solovyeva E.P., Zaretskiy A.M. Hidden Oscillations in Mathematical Model of Drilling System Actuated by Induction Motor with a Wound Rotor. *Nonlinear Dyn.* 2014. (77). P. 277–288.
12. Sementsov G.N., Lagoyda A.I. Statistical identification of dynamic characteristics of boring pumping installations for optimization control. *Modern engineering and innovative technologies*, 2019. № 2(09-02). С. 12-30. DOI: 10.30890/2567-5273.2019-09-02-006
13. Основи електроприводу [Текст]: конспект лекцій / укл. В.В. Лишук, С. П. Літковець. Луцьк: Технічний коледж Луцького НТУ, 2020. 168 с.
14. Основи електропривода: підручник / Ю.М. Лавріненко, П.І. Савченко, О.Ю. Синявський, Д.Г. Войтюк, В.В. Савченко, І.М. Голодний. К.: Видавництво Ліра-К, 2017. 524 с.
15. Костинюк Л. Д. Математичні та структурні моделі асинхронних двигунів, побудованих на основі однофазних заступних схем. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*, 2008. № 615: Електроенергетичні та електромеханічні системи. С. 46-50.
16. Пащенко О. А. Вплив гідростатичного тиску на енерговитрати при бурінні свердловин. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент — техника и технология его изготовления и применения*. 2016. Вып. 19. С. 107-112 .
17. Ковецька Ю.Ю., Дмитренко Н.П., Скіцько О.І., Плахотня Л.В. Теплообмін при

природній конвекції газу Ван-дер-Ваальса. *Теплофізика та теплоенергетика*, 2022. Т.44. № 1. С. 5-12

18. Himmelblau David M., Riggs James B. Basic Principles and Calculations in Chemical Engineering: Eighth Edition. Prentice Hall, 2012. 857 p.

19. Andrew F. Hayes. Statistical methods for communication science. New Jersey, 2015. 507 p.

References

1. M. I. Horbiychuk, D. R. Kropyvnytskyi. Mathematical model of the process of deepening the well during drilling with screw downhole engines. *Collection of scientific papers of Admiral Makarov National Shipbuilding University*. 2021. No. 1 (484). P. 68-74. [in Ukrainian]

2. M. Horbiychuk, D. Kropyvnytskyi, V. Kropyvnytska. Improving empirical models of complex technological objects under conditions of uncertainty. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. No. 2 (122). P. 53-63.

3. Gorbiychuk M. I., Kropyvnytskyi D. R. Optimal control of the well deepening process taking into account the state of the bit arming. *Bulletin of the Khmelnytskyi National University*. 2023. Volume 1. No. 1, (317). P. 58-66. [in Ukrainian]

4. Kropyvnytska V. B. The well drilling process as a complex system with multi-criteria evaluation of processes. *Quality control methods and devices*. 2018. No. 2. P. 69-76. [in Ukrainian]

5. Kotskulich Ya.S., Orynychak M.I., Orynychak M.M. Drilling flushing fluids. Ivano-Frankivsk: "Fakel", 2008. 500 p. [in Ukrainian]

6. Making decisions when choosing bits and mode parameters of drilling depending on the nature of the initial information / G. M. Efendiev, S. A. Aliyev, M. D. Sarbopeevea [and others]. *Geoinformatics*, 2016. No. 3. P. 30–39. [in Ukrainian]

7. Ogorodnikov P.I., Svitlytskyi V.M., Ugrumov M.V. The influence of downhole

drives on wave processes in the drill string. *Oil and gas industry of Ukraine*. 2020. No. 1. P. 3-7. [in Ukrainian]

8. T. V. Tabachnikova and L. V. Shvetskova. Results of mathematical modeling of the mud pump electric drive operation with the compensation unit in the circuit. IOP Conference Series Materials Science and Engineering. July, 2020. 012015. DOI:10.1088/1757-899X/860/1/012015

9. Zheng Zhou, Yuanbiao Hu, Baolin Liu, Kun Dai, Yudong Zhang. Development of Automatic Electric Drive Drilling System for Core Drilling. *Applied Sciences*, 2023. Volume 13, Issue 2. 1059 <https://doi.org/10.3390/app13021059>

10. Kaluzhnyi, B., & Malyar, A. Simulation of the start-up electric drive of a sucker rod pump installation. *Electrotechnics and Computer Systems*. 2019. Vol 66. P. 167-169.

11. Leonov, G.A.; Kuznetsov, N.V.; Kiseleva, M.A.; Solovyeva, E.P.; Zaretskyi, A.M. Hidden Oscillations in Mathematical Model of Drilling System Actuated by Induction Motor with a Wound Rotor. *Nonlinear Dyn*. 2014. Vol 77. P. 277–288.

12. Sementsov G.N., Iagoyda A.I. Statistical identification of dynamic characteristics of boring pumping installations for optimization control. *Modern engineering and innovative technologies*. 2019. No. 2(09-02). P. 12-30. DOI: 10.30890/2567-5273.2019-09-02-006

13. Fundamentals of an electric drive [Text]: lecture notes / incl. V.V. Lyshuk, S.P. Litkovets. – Lutsk: Technical College of Lutsk National Technical University, 2020. 168 p. [in Ukrainian]

14. Fundamentals of an electric drive: a textbook / Yu.M. Lavrinenko, P.I. Savchenko, O.Yu. Sinyavskyi, D.G. Voytyuk, V.V. Savchenko, I.M. Hungry. K.: Lira-K Publishing House, 2017. 524 p. [in Ukrainian]

15. Kostinyuk L. D. Mathematical and structural models of asynchronous motors built on the basis of single-phase substitute circuits.

Bulletin of the Lviv Polytechnic National University. 2008. No. 615: Electrical and electromechanical systems. P. 46-50. [in Ukrainian]

16. O. A. Pashchenko. The influence of hydrostatic pressure on energy consumption when drilling wells. Rock-destroying and metal-working instrument — technique and technology of its manufacture and application, 2016. Vol. 19. P. 107-112. [in Ukrainian]

17. Kovets'ka YU.YU., Dmytrenko N.P., Skits'ko O.I., Plakhotnya L.V. Teploobmin pry pryrodniy konvektsiyi hazu Van-der-Vaal'sa. *Teplofizyka ta teploenerhetyka*. 2022, Vol.44. № 1. P. 5-12. [in Ukrainian].

18. Himmelblau David M., Riggs James B. Basic Principles and Calculations in Chemical Engineering: Eighth Edition. Prentice Hall, 2012. 857 p.

19. Andrew F. Hayes. Statistical methods for communication science. New Jersey, 2015. 507 p.