

Основними діями, які становлять метод побудови перерізів, є:

- знаходження точки перетину площини прямою;
- побудова лінії перетину двох площин;
- побудова прямої, паралельної до площини;
- побудова прямої, перпендикулярної до площини;
- метод внутрішнього проектування;
- комбінований метод.

Для формування навичок володіти вказаними діями потрібно мати на увазі, що у сукупності вправ повинні бути передбачені всі ситуації застосування перелічених дій.

Комп'ютеризація народного господарства, зокрема широке застосування електронно-обчислювальної техніки, дисплеїв та графопобудовувачів, показали принципову можливість виконання рисунків та графічних побудов за допомогою електронних апаратів. Проте машина може зробити тільки те, що в неї "закладе" людина. В основі комп'ютерної графіки, за допомогою якої можуть виконуватися одноманітні, рутинні, трудомісткі операції або складні розрахунки, лежать обчислювальна геометрія, системи алгоритмів, програм, використання графічних умов тощо.

Зараз цілком очевидно, що розвиватися комп'ютерна графіка, як одна з підсистем САПР, може тільки на основі широкого використання законів і правил нарисної геометрії, обчислювальної геометрії та інженерної графіки.

Література

1. Антоненко М.І. Розв'язування геометричних задач: Книжка для вчителя. – К.: Рад. шк., 1991. – 128 с.
2. Бабанський Ю.К. Оптимизация учебно-воспитательного процесса.
3. Балк М.Б., Петров В.А. О математизации задач, возникающих на практике// Математика в школе. – 1986, № 2. – С. 55-57.
4. Бевз Г.П. Методика розв'язування стереометричних задач: Посібник для вчителів. – К.: Рад. шк., 1988. – 192 с.
5. Беспалько В.П. Слагаемые педагогической технологии. – М.: Наука, 1989. – 192 с.

УДК 621.656-83:001.2

*Проф. Є.В. Харченко, д-р техн. наук;
інж. Р.А. Ковальчук – НУ "Львівська політехніка"*

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПОМПОВОГО АГРЕГАТУ БУРОВОЇ УСТАНОВКИ

Наведено методику та результати експериментального визначення динамічних навантажень у пружній ланці (пасовій передачі) помпового агрегату. Подано аналіз отриманих результатів та їх порівняння з результатами теоретичних досліджень.

Ключові слова: помповий агрегат, динаміка, перехідні процеси, експериментальні дослідження.

Prof. Ye. V. Kharchenko; eng. R. A. Kovalchuk – NU "L'vivs'ka Politekhnik"

Experimental researches of dynamics pump aggregate of the boring setting

A method and results of experimental determination of the dynamic loadings is pointed in the resilient link (to the transmission of pass) of pump aggregate. The analysis of the got results and their comparing is given to the results of theoretical researches.

Keywords: pump aggregate, dynamics, experiment, analog-digital transformer, transitional processes.

Вступ. Помповий агрегат є одним із найважливіших елементів бурової установки, від надійності роботи якого залежить ефективність процесів буріння свердловин. Динамічні явища, які виникають в неусталених режимах роботи помпових агрегатів бурової установки, призводять до істотного збільшення навантажень на елементи конструкцій, тому теоретичні та експериментальні дослідження нестационарних режимів роботи бурового помпи мають важливе значення. Аналіз динамічних процесів у електромеханічній привідній системі помпового агрегату зводиться до сумісного розв'язування рівнянь руху і рівнянь електромагнітного стану [8, 12]. Такий підхід до математичного моделювання дає змогу забезпечити достатню точність розрахунку багатьох експлуатаційних і аварійних режимів роботи помпового агрегату.

Розв'язанню широкого кола теоретичних і прикладних задач динаміки механізмів і машин присвячено праці [1, 2, 4, 5, 7]. Теорія бурових поршне-вих помп, а також основи розрахунку та проектування їхніх елементів викладено у книгах [3, 6]. Задачі математичного моделювання динамічних процесів у бурових установках, зокрема в їхній циркуляційній системі, розв'язуються у праці [8]. Математичні моделі динамічних процесів у помповому агрегаті як з фрикційною ланкою, так і без неї, з урахуванням електромагнітних явищ в асинхронному двигуні та змінного моменту інерції кривошипно-повзунного механізму помпи, детально розглядаються у статтях [9, 10].

Результати теоретичних досліджень динаміки у помповому агрегаті показали, що максимальні моменти у пружних ланках привідного механізму виникають під час пуску помпи, а величина динамічних зусиль у пружних ланках привідного механізму залежить від параметрів фрикційного пристрою [11]. Порівняльний аналіз результатів розрахунків та експериментальних даних є важливим етапом у всебічному вивченні процесів, які відбуваються під час роботи помпового агрегату.

У цій праці розглянуто результати експериментальних досліджень динаміки привідного механізму помпи під час його пуску і проводиться їх порівняльний аналіз з результатами теоретичних досліджень. Для проведення експерименту використано сучасні вимірювальні засоби та комп'ютерну техніку.

Методика проведення експерименту і вимірювальна апаратура. Експериментальні вимірювання проводили на діючому буровій помпі Гр-11, що зображений на рис. 1, і складається з привідного асинхронного двигуна 1, фрикційної муфти з ручним керуванням 2, пасової передачі з веденим шківом 3, трансмісійного та корінного вала зі зубчастою передачею 4, гідравлічної частини 5, всмоктувального трубопроводу 6, пневмокомпенсатора 7, трубопроводу зворотного зливу води 8, крана регулювання подачі води 9, нагнітального трубопроводу 10. Технічні параметри зазначеного помпового агрегату наведено в табл. 1.

Двигун приводить в рух ведений шків пасової передачі, що виготовлений разом з одною півмуфтою. Друга півмуфта встановлена на валу, зчеплення півмуфт відбувається внаслідок тертя, що створюється під час їх взаємодії в результаті прокручування ручки управління муфтою. Крутний момент у муфті приводить у дію кривошипно-повзунні механізми помпи. Помпа перекачує рідину з одного бака у другий бак, який розміщений вище. Баки з'єдна-

ні між собою трубопроводом, тому рідина відразу ж під дією гідростатичного тиску повертається у перший бак, таким чином відбувається її постійна циркуляція. Тиск на виході помпи регулюється за допомогою крана, що розміщений на викидному трубопроводі.

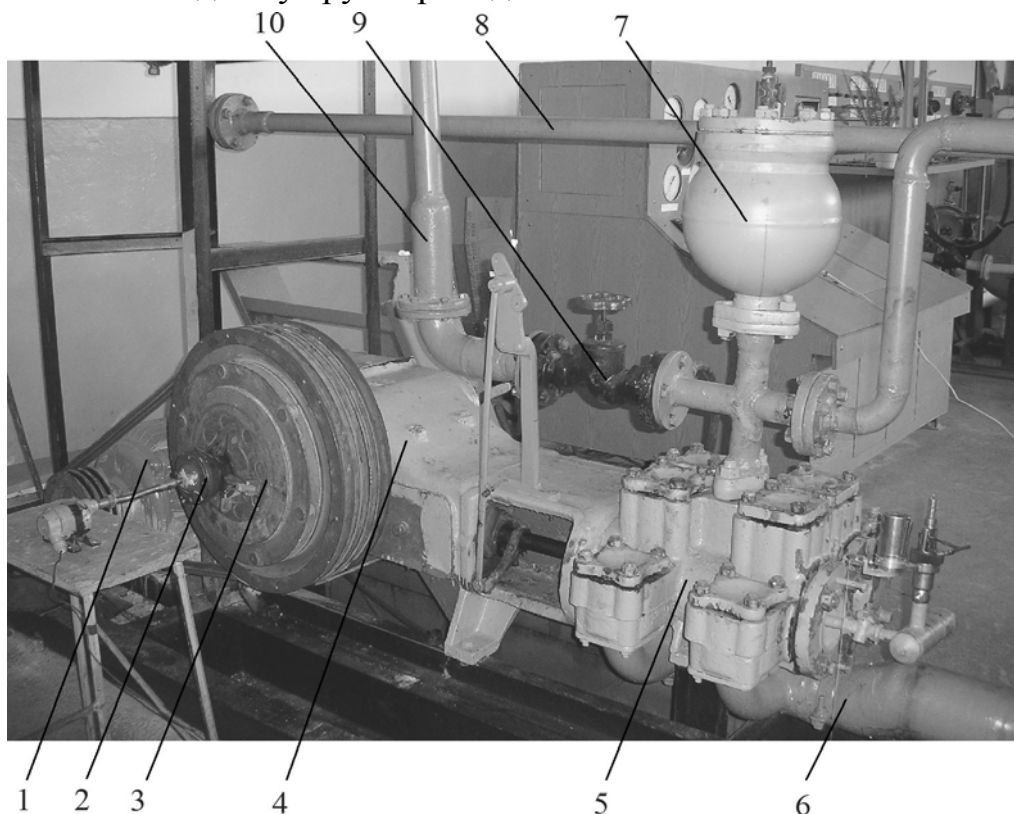


*Рис. 1.
Бурова
поршнева
помпа
Гр-11*

Табл. 1. Технічні параметри помпового агрегату Гр-11

Число обертів трансмісійного вала, 1/с	375
Число обертів корінного вала, 1/с	100
Модуль зубчастої передачі	6
Довжина ходу поршня, мм	150
Діаметр всмоктувального патрубка, мм	100
Діаметр нагнітального патрубка, мм	50
Максимальний робочий тиск, МПа	5,0
Продуктивність, м ³ /год.	13,5

У результаті проведення експерименту були зроблені записи частоти обертання ротора асинхронного двигуна та трансмісійного вала помпи. Заміри частоти обертання ротора двигуна та трансмісійного вала помпи здійснювали синхронно за допомогою двох електротахогенераторів (рис. 2). Отримані сигнали з електротахогенераторів поступали на два канали АЦП, а з останнього – на ПК, де опрацьовувалися і виводилися на екран у вигляді графіків та таблиць.

Для перетворення аналогового сигналу в цифровий під час проведення експерименту був застосований універсальний IBM-сумісний апаратно-програмний лабораторний комплекс UniLab. Структурну схему комплексу аналого-цифрового пристрою UniLab наведено на рис. 3. Як об'єкт дослідження до універсального модуля UL-modul приєднуються спеціалізовані вузли Unit #, у даному випадку такий спеціалізований вузол був створений

спеціально для якісного запису інформації відповідно до поставленої задачі. Електричну схему вузла наведено на рис. 4.

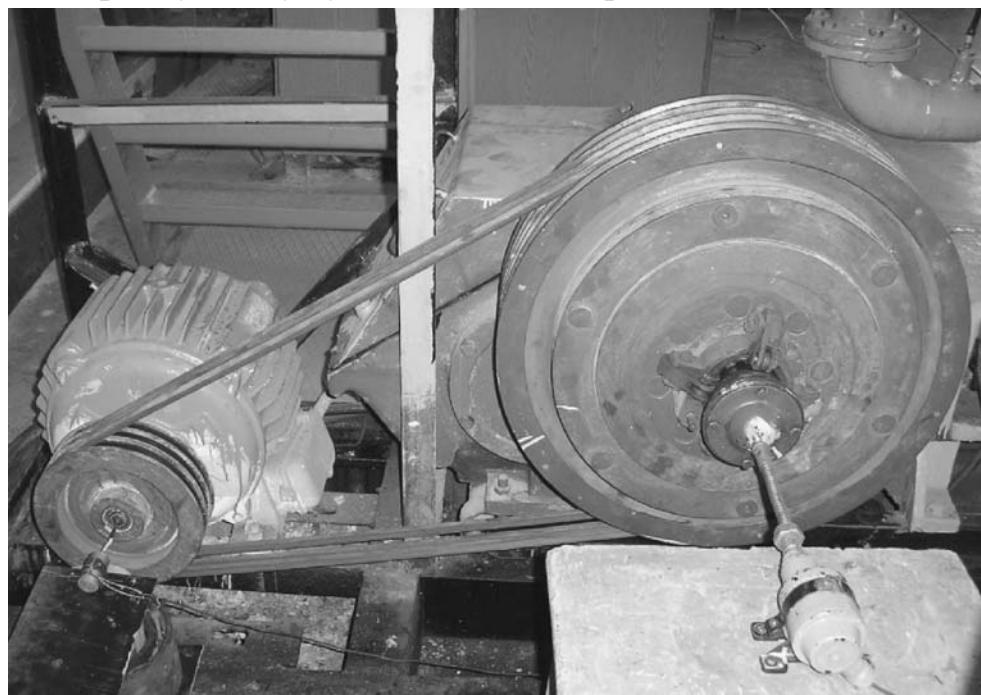


*Рис. 2.
Закріплення
вимірювальних
електротахо-
генераторів на
елементах
привідної
частини
помпи Гр-11*

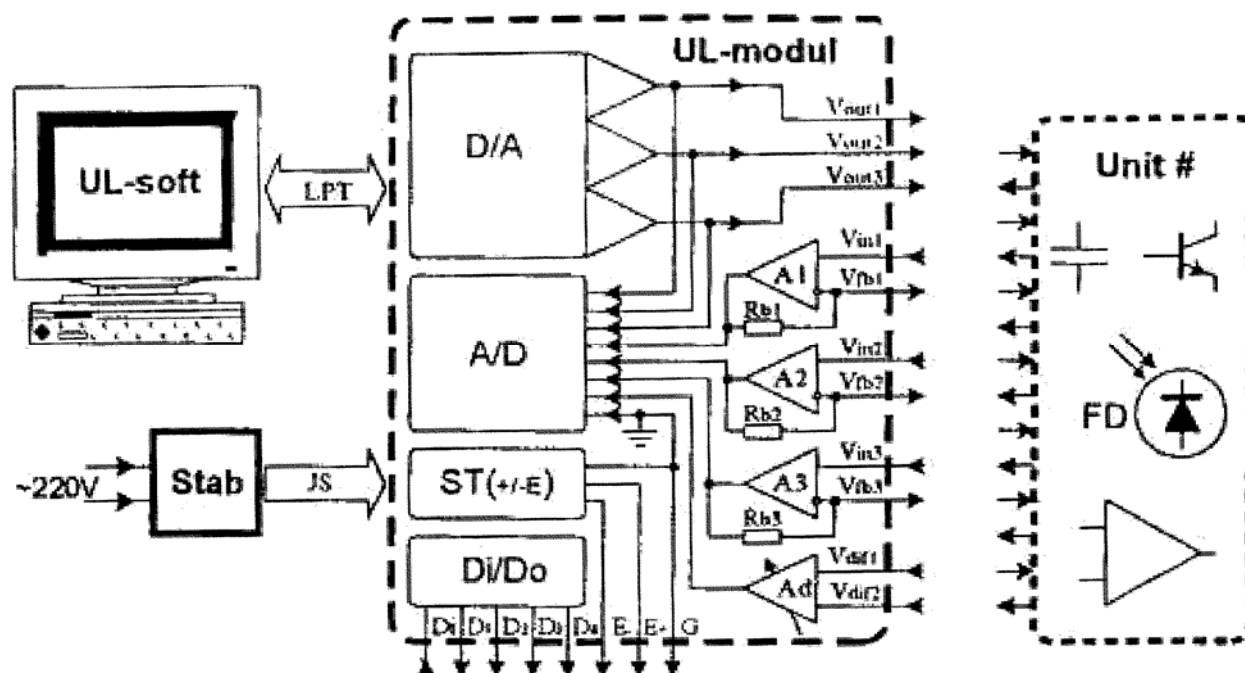


Рис. 3. Структурна схема вимірювального комплексу UniLab

Процес дослідження керується програмним забезпеченням UL-soft. Живлення модуля та об'єкта дослідження забезпечується стабілізатором Stab.

До складу універсального модуля UniLab входять:

- триканальний цифро-аналоговий перетворювач – D/A;
- восьмиканальний аналого-цифровий перетворювач – A/D;
- три уніполярні підсилювачі – A1, A2, A3;
- диференційний підсилювач з програмно-керованим коефіцієнтом підсилення – Ad;
- формувач двополярної напруги живлення – ST($\pm E$);
- вузол прийому-передачі цифрових сигналів – Di/Do.

Двосторонній зв'язок з комп'ютером реалізується через паралельний LPT-порт комп'ютера. Формування алгоритму вимірювання, керування цим процесом та візуалізація його результатів забезпечується програмним забезпеченням UL-soft.

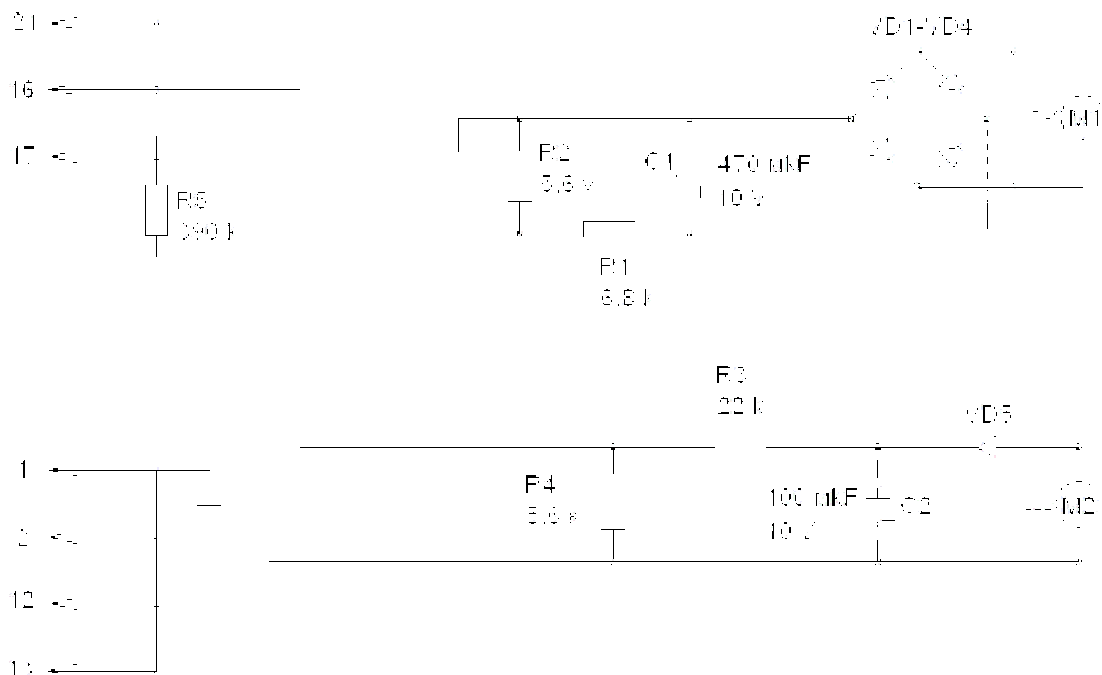


Рис. 4. Електрична схема спеціалізованого вузла для під'єднання електроагенераторів

Результати експериментальних досліджень. Під час проведення експериментальних досліджень отримані графічні залежності кутових швидкостей ротора двигуна та трансмісійного вала помпи під час пуску помпової установки.

Перехідні процеси, що відбуваються під час пуску помпового агрегату, супроводжуються значним зростанням навантаження на елементи привідного механізму помпи. Як показали отримані записи (рис. 5-7), кутова швидкість ротора без навантаження помпи швидко набуває усталеного характеру, проте під час наростання тиску рідини з'являються невеликі коливання, які посилюються із збільшенням навантаження на поршні помпи. Завдяки самокерованості двигуна, зведені до корінного вала амплітуди коливань швидкості ротора є значно меншими порівняно з амплітудами коливань швидкості трансмісійного вала.

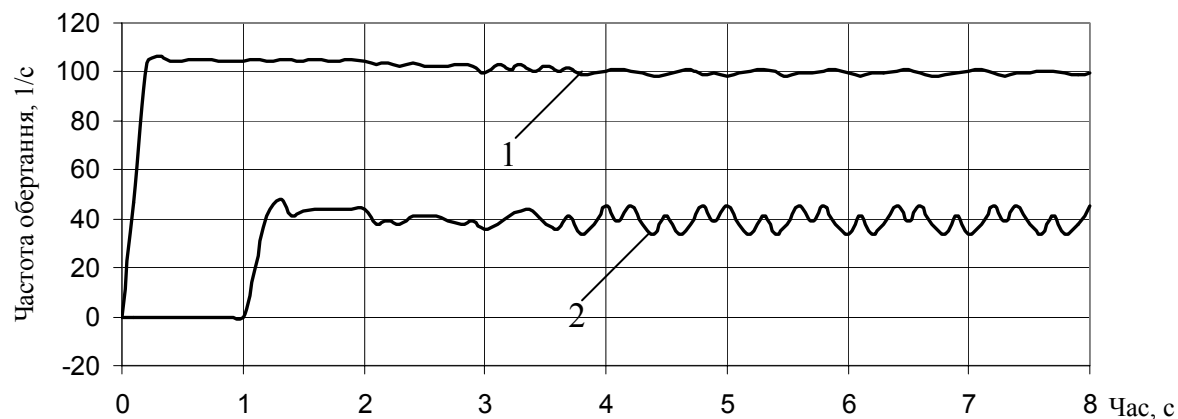


Рис. 5. Експериментальні часові залежності кутової швидкості ротора двигуна (1) і трансмісійного вала помпи (2) ($p = 5$ атм.)

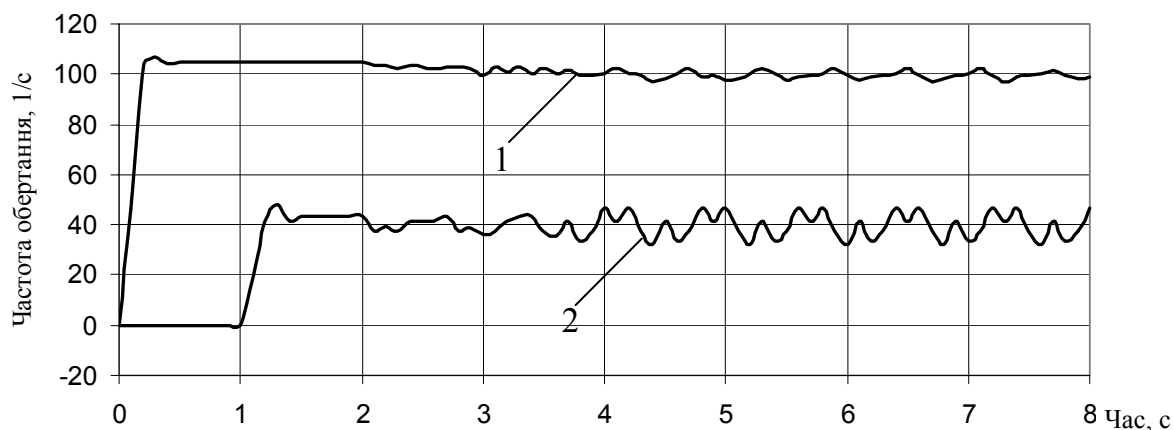


Рис. 6. Експериментальні часові залежності кутової швидкості ротора двигуна (1) і трансмісійного вала помпи (2) ($p = 15$ атм.)

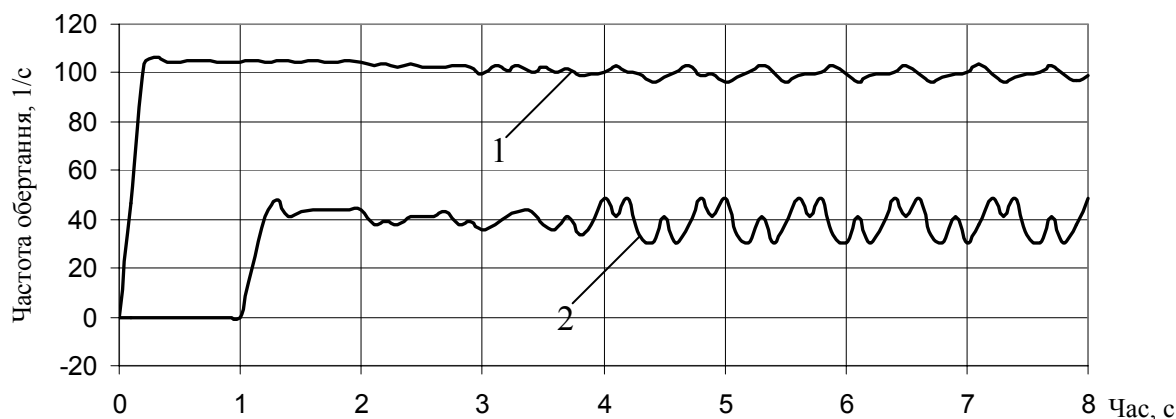


Рис. 7. Експериментальні часові залежності кутової швидкості ротора двигуна (1) і трансмісійного вала помпи (2) ($p = 20$ атм.)

Зусилля у пасовій передачі привідної системи помпового агрегату визначаємо розрахунковим шляхом з використанням отриманих експериментальних даних. Інтегруючи графічні залежності кутової швидкості ротора двигуна та кутової швидкості трансмісійного вала, одержуємо часові залежності кутів повороту відповідних ланок. У розрахунках користуємося зведеними до корінного вала помпи значеннями кутових швидкостей, жорсткості і коефіцієнта дисипації пасової передачі, які визначаємо із залежностей

$$\omega_{136} = \frac{\omega_1}{u_1 \cdot u_2}; \quad \omega_{236} = \frac{\omega_2}{u_2}; \quad c_{36} = 2c_0 r_2^2 u_2^2; \quad \nu_{36} = 2\nu_0 r_2^2 u_2^2, \quad (1)$$

де: ω_1, ω_2 – експериментальні значення кутових швидкостей ротора двигуна та трансмісійного вала помпи; $\omega_{136}, \omega_{236}$ – зведені до корінного вала помпи кутові швидкості ротора двигуна та трансмісійного вала; c_0 – жорсткість однієї вітки пасової передачі; ν_0 – коефіцієнт дисипації однієї вітки пасової передачі; c_{36} – зведена до корінного вала помпи жорсткість пасової передачі; ν_{36} – зведений коефіцієнт дисипації пасової передачі; u_1, u_2 – передавальні відношення приводу; r_2 – радіус веденого шківів.

Зведений до корінного вала помпи крутний момент, який виникає у пасовій передачі під час пуску помпи, обчислюємо за формулою

$$M = c_{36}(\varphi_{136} - \varphi_{236}) + \nu_{36}(\omega_{136} - \omega_{236}), \quad (2)$$

де $\varphi_{136}, \varphi_{236}$ – зведені до корінного вала помпи кутові координати ротора двигуна та трансмісійного вала. Часові залежності моменту у пасовій передачі

для тиску на поршні помпи 10 і 20 атм., обчисленого за формулою (2), подано на рис. 8, 9.

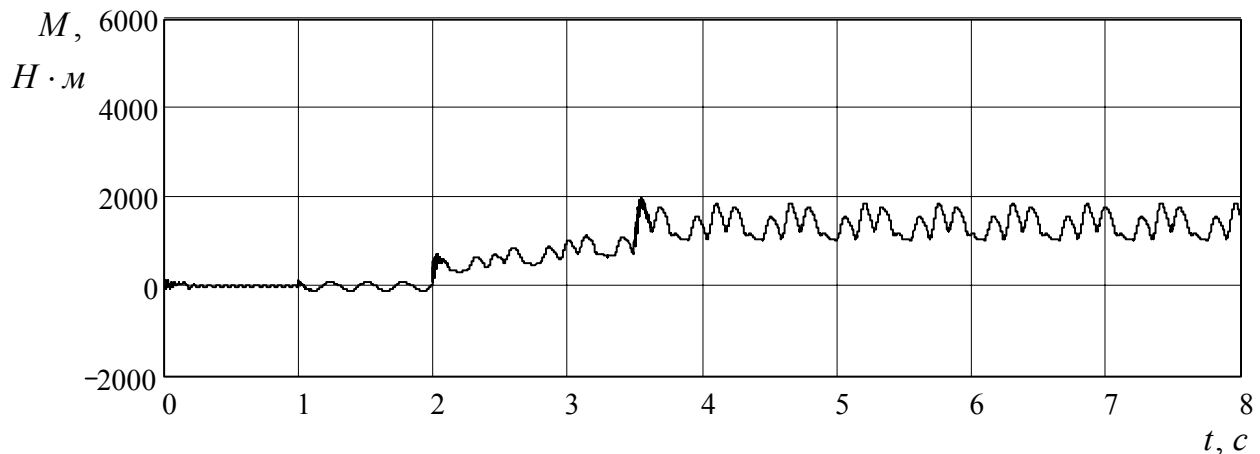


Рис. 8. Експериментальна часова залежність зведеного до корінного вала моменту у пасовій передачі ($p = 10$ атм.)

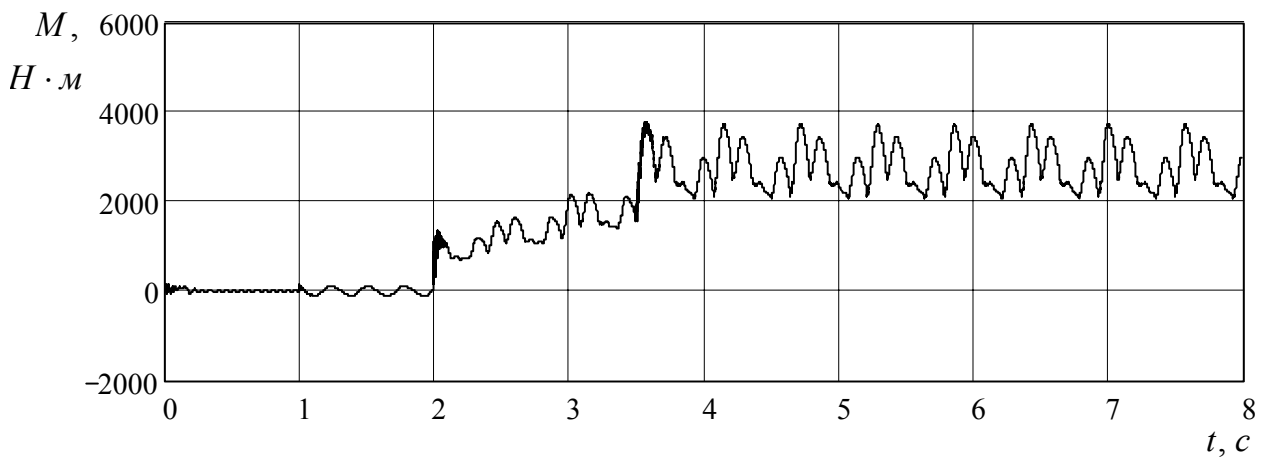


Рис. 9. Експериментальна часова залежність зведеного до корінного вала моменту у пасовій передачі ($p = 20$ атм.)

Оскільки в математичній моделі перехідних процесів у помповому агрегаті (типова математична модель роботи помпового агрегату розглядається у працях [9, 10]) кінематичні і силові параметри зведено до корінного вала помпи, значення крутного моменту, отримані шляхом математичного моделювання, можна порівнювати безпосередньо із значеннями моменту, знайденого на основі експериментальних даних.

Аналізуючи зазначені криві, бачимо, що після вмикання асинхронного двигуна, який приводить в рух тільки шків пасової передачі та ведучу півмуфту, момент у згаданій пружній ланці є незначним. Зчеплення веденого шків з трансмісійним валом помпи відбувається практично миттєво, що відображається на графіках. У момент часу $t = 1$ с виникають коливання моменту, які викликані рухом кривошипно-повзунних механізмів помпи. Зауважимо, що у період часу від однієї до двох секунд помпа працює без навантаження. Після занурення всмоктувального патрубку у бак з рідиною поступово наростає тиск на викиді помпи, що зумовлює збільшення моменту у пасовій передачі. Вхідження агрегату в усталений режим роботи характеризується деяким зростанням моменту, що пояснюється швидким заповненням робочої ємності помпи і різким зростанням навантаження на елементи при-

відної системи помпи. Як видно з графіків, робота агрегату в усталеному режимі супроводжується значними коливаннями моменту у пасовій передачі. Це зумовлено циклічністю роботи кривошипно-повзунних механізмів помпи, зокрема, періодичним характером зміни подачі рідини і навантажень на елементи конструкцій помпової установки.

Табл. 2. Максимальні значення зведеного до корінного вала моменту у пасовій передачі помпового агрегату під час експериментальних і теоретичних досліджень

Тиск на поршні помпи, атм.	$M_{\max \text{ екс}}$	$M_{\max \text{ теор}}$	Відхилення, %
5	992	1108	10,4
10	1995	2229	10,4
15	2918	3269	10,7
20	3791	4274	11,3
25	4173	4762	12,4

Порівняльний аналіз експериментальних і розрахункових значень зведеного до корінного вала помпи моменту у пасовій передачі показує, що його максимальне розрахункове значення є на 10-12 % більшим, ніж максимальне значення, отримане у процесі вимірювань. В основному це пояснюється тим, що на практиці заповнення робочої порожнини помпи та підвідних трубопроводів відбувається поступово. У математичній моделі для спрощення розрахунків приймається, що сили корисного опору прикладаються до поршнів кривошипно-повзунних механізмів помпового агрегату миттєво.

Висновки. Під час експериментальних досліджень динамічних процесів у помповому агрегаті встановлено характер зміни швидкостей ротора двигуна і робочого вала помпи як у перехідному, так і в усталеному режимах роботи. З використанням отриманих експериментальних результатів побудовано часові залежності моментів сил пружності пасової передачі.

Виявлено, що максимальні зусилля у пружній ланці привідної системи виникають в момент заповнення водою робочих порожнин помпи і підвідних трубопроводів. Коефіцієнт динамічності моменту у пасовій передачі залежить від робочого тиску помпи, під час пуску агрегату він сягає значення 1,32 (для $p = 20$ атм.) і майже не змінюється при переході до усталеного режиму роботи помпи. Амплітуда коливань моменту становить близько 1000 Н·м. Отже, помповий агрегат у процесі експлуатації піддається інтенсивним динамічним навантаженням.

Різниця максимальних значень моменту, отриманих теоретичним і експериментальним шляхом, не перевищує 10-12 %, що свідчить про достатню для практики точність математичного моделювання динамічних процесів у помпових агрегатах бурових установок.

Література

1. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. – М.: Наука, 1967. – 279 с.
2. Вейц В.Л., Вербовой П.Ф., Кочура А.Е. и др. Динамика управляемого электромеханического привода с асинхронными двигателями. – К.: Наук. думка, 1988. – 272 с.
3. Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1971. – 225 с.
4. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. – 309 с.

5. Гуляев В.И., Баженов В.А., Гоцуляк Е.А. и др. Устойчивость периодических процессов в нелинейных механических системах. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те. 1983. – 287 с.
6. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
7. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наук. думка, 1986. – 288 с.
8. Харченко Е.В. Динамические процессы буровых установок. – Львов: Світ, 1991. – 176 с.
9. Харченко Є.В., Ковальчук Р.А. Розрахунок нестационарних процесів у насосному агрегаті бурової установки// Динаміка, міцність та проектування машин і приладів/ Вісник НУ "Львівська політехніка". – Львів: Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2005, № 539. – С. 103-110.
10. Харченко Є.В., Ковальчук Р.А. Розрахунок процесу пуску насосного агрегату бурової установки з фрикційною оперативною муфтою// Динаміка, міцність та проектування машин і приладів/ Вісник НУ "Львівська політехніка" № 556. – Львів: Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2006. – С. 69-78.
11. Харченко Є.В., Ковальчук Р.А. Дослідження режимів пуску насосного агрегату бурової установки// Технічні вісті. – 2006, № 3 (24), 5 (25).
12. Чабан В.И. Основы теории переходных процессов электромашинных систем. – Львов: Вища шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1980. – 200 с.

УДК 517.39:519.872.6

О.М. Маковейчук¹; доц. Р.В. Зінко,
канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка"

ПРИНЦИПИ ОРГАНІЗАЦІЇ АНІЗОТРОПНОГО СЕРЕДОВИЩА ДЛЯ КЛІТИНКОВИХ АВТОМАТІВ

Запропоновано для моделювання транспортних потоків використання ансамблю клітинкових автоматів в *анізотропному середовищі* з правилами еволюції, що враховують глобальну інформацію.

О.М. Makoveychuk¹; assist. prof. R.V. Zinko – NU "L'viv's'ka Politekhnikha"

Cellular automata in anisotropic universe

An ensemble of the cellular automata (CA) for traffic flow simulation in *anisotropic universe* was proposed. Evolution rules for CA also consider the global information.

Останнім часом для більш гнучкого планування міст почали використовувати імітаційне моделювання транспортних потоків.

На сьогодні у світі існує безліч спеціальних систем для моделювання транспортних потоків, наприклад, TRANSIMS, PARAMICS, EMME/2, SATURN та ін. Існуючі підходи до моделювання можна класифікувати залежно від рівня детальної модельованого процесу [1-3] (рис. 1):

1. Моделі макрорівня описують транспортний потік як ціле, сукупність всіх транспортних засобів (гідродинамічна модель Лайтхілла-Уїзера, модель Гріншїлдса-Грінберга, модель черги Дангазо). Значущі параметри – густина трафіку і т.д. Основна сфера застосування цього типу моделей – аналіз транспортної системи великого об'єму, тобто мереж магістралей і міжрегіональних дорожніх мереж.
2. Моделі мікро-рівня характеризуються описом окремих транспортних засобів і взаємодій між ними (модель "слідування за лідером", клітинкові автомати). Моделі цього класу показують поведінку окремих учасників дорожнього руху, що підкоряються правилам поведінки і взаємодії транс-

¹ провідний інженер-програміст – ТзОВ "БІТ" (leading eng. – "BIT" Ltd.)