

при зворотних перетоках

$$\mu = -2 \cdot 10^9 \cdot h^4 + 5 \cdot 10^7 \cdot h^3 - 482779 \cdot h^2 + 1608 \cdot h$$

(величина достовірності апроксимації 0,9922).

Збільшення коефіцієнта витрати щілини μ до певного значення висоти h , а потім його зменшення зумовлено тим, що спочатку — при збільшенні щілини — зменшується коефіцієнт

опору $\xi = \frac{1}{\sqrt{\mu}}$, а надалі — при збільшенні h —

відбувається відривання потоку рідини від стінок клапану та сідла і значне її обтискання, що призводить до збільшення коефіцієнта опору ξ , і відповідно до зменшення μ .

Висновки

— досліджено залежність коефіцієнта витрати щілини клапана №7 бурового насоса УНБТ-950 від висоти його підйому h ;

— залежність $\mu = f(h)$ потрібно застосовувати при розв'язанні математичної моделі руху тарілки клапана з врахуванням коефіцієнта витрати щілини клапана як змінної величини для знаходження траєкторії руху тарілки клапана та коефіцієнта подачі;

— для перевірки адекватності отриманих результатів комп'ютерного моделювання потрібно провести експеримент в реальних умовах, і за умови адекватності можна рекомендувати дослідження подібних задач без проведення натурних експериментальних робіт.

Література

- 1 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. — М.: Недра, 1983. — 208 с.
- 2 Ильский А.Л., Миронов Ю.В. Расчет и конструирование бурового оборудования. — М.: Недра, 1985. — 452 с.
- 3 Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. — М.: Машиностроение, 1972.
- 4 Волков А.С. Буровые геолого-разведочные насосы. — М.: Недра, 1978. — 205 с.
- 5 Зайцев В. И. Исследования работы клапана поршневого насоса: Канд. дисс... — М.: 1954. — 156 с.
- 6 Караев М.А., Мамедов А.В. Зависимости для определения гидравлических показателей клапана бурового насоса // Изв. вузов. Нефть и газ. — 1980. — № 6.
- 7 Чичеров Л.Г., Молчанов Г.В. и др. Расчет и конструирование нефтепромыслового оборудования. — М.: Недра, 1987. — 422 с.

УДК 621.671:004.942

BOND GRAPH МОДЕЛЬ МАГІСТРАЛЬНИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ НАФТОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ СТАНЦІЙ

В.С. Костишин, П.О. Курляк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48003

e-mail: p_kurlyak@ukr.net

Создана компьютерно-ориентированная модель магистральных центробежных насосов на основе метода Bond Graph и программы имитационного моделирования 20-sim 3.6 07 Professional, с помощью которой проведено исследование установившихся режимов работы насоса НМ 7000-210.

The computer oriented model of the main way centrifugal pumps was created on the basis of Bond Graph method and the program of imitational modeling of 20-sim 3.6 07 Professional, on the basis of which the research of set working regimes of the pump НМ 7000-210 was conducted.

Постановка проблеми. Вирішення важливої задачі оперативного розрахунку та оптимізації режимів роботи відцентрових насосів (ВН) магистральних нафтопроводів вимагає створення їх комп'ютерних моделей, здатних адекватно відобразити складні фізичні процеси енергоперетворення в цих лопатевих машинах. Це відкриває шлях до значного енергозаощадження, оскільки масовість, велика потужність та довготривалий режим роботи ВН визначають їх значну питому вагу в енергетичному балансі країни.

Однак, незважаючи на значні досягнення, здобуті в області фізичного та математичного моделювання процесів у лопатевих гідромашинах, загальний стан таких фундаментальних

досліджень далекий до задовільного, оскільки досі не створена ефективна комп'ютерно-орієнтована модель ВН, яка б давала змогу на основі каталогових конструктивних даних машини аналізувати її динамічні та усталені режимні параметри у всьому експлуатаційному діапазоні з врахуванням основних властивостей робочої рідини, зокрема її в'язкості.

Аналіз результатів останніх досліджень. Гідромеханіка лопатевих машин, за словами Вершиніна, майже повністю базується на емпіричних стохастичних формулах, які не припускають ефективного використання ЕОМ, оскільки вони не дають змоги встановити всі закономірності взаємозв'язаних фізичних процесів, що мають місце у гідромашинах [1]. Це викли-

кало появу нових підходів у моделюванні ВН, пов'язаних з використанням узагальненої теорії кіл Кірхгофа [2], застосування яких в свій час спричинило бурхливий розвиток теорії електричних машин. В першу чергу слід згадати роботи Пейнтера [3,4], який започаткував графічне моделювання лопатевих (Ейлерівських) турбомашин (турбін, компресорів, ВН) уніфікованим методом Bond Graph на основі узагальненої теорії кіл Кірхгофа для дослідження енергетичних процесів у системах різної фізичної природи. Такий напрямок моделювання дістав подальший розвиток у праці Ратліффа, присвяченій дослідженню режимів роботи занурювальних електроприводних ВН, як гідромеханічних перетворювачів енергії гіраторного типу [5]. На жаль, запропонована Ратліффом Bond Graph модель була недосконалою, оскільки вона не відображала конфігурацію гідравлічного тракту ВН, а також не давала змоги врахувати ряд його важливих конструктивних параметрів та зміну в'язкості й інерційних властивостей нафти.

Усі вказані недоліки були усунені в монографії [6], де на основі методу електрогідравлічної аналогії та узагальненої теорії кіл Кірхгофа була створена деталізована комплексна математично-графічна модель ВН, однак, без використання Bond Graphs. Таке обмеження не дало змоги подальшого дослідження цієї моделі за допомогою високоєфективних спеціалізованих програм комп'ютерного імітаційного моделювання CAMAS, Dymola, CAMP-G, SYMBOLS 2000, 20-sim тощо.

Задачі досліджень. Метою роботи є створення комп'ютерно-орієнтованої Bond Graph моделі ВН, за допомогою якої на основі каталогових конструктивних даних машини можна було б дослідити її усталені та перехідні режими із врахуванням зміни основних фізичних властивостей робочої рідини.

Виклад основного матеріалу. Створення моделі відцентрової машини безумовно ґрунтується на основі її просторової будови. Загалом ВН складається з трьох взаємозв'язаних частин: підводу, робочого колеса та відводу [6]. Як правило, відвід, рух рідини в якому згідно з прийнятими припущеннями відбувається в декартовій системі координат у площині $X - Y$, та підвід, завдяки якому рідина надходить перпендикулярно до входу робочого колеса по осі Z , є нерухомі відносно цієї системи, в той час як робоче колесо обертається в площині $X - Y$ з кутовою швидкістю ω_p

$$\omega_p = \frac{\pi n}{30}, \quad (1)$$

де n – частота обертання колеса.

Загалом ВН характеризується скінченною кількістю лопатей в робочих колесах, наявністю об'ємних втрат робочої рідини на ущільненнях і в байпасах, гідравлічними та механічними втратами енергії. Для такої реальної неідеалізованої машини в [6] отримані диференціальні рівняння з періодичними коефіцієнтами для опису руху в'язкої нестисливої рідини

на ділянці спіральної частини відводу в координатах X, Y , розв'язок яких пов'язаний із значними труднощами. Тому було запропоновано спрощене вирішення вказаної задачі шляхом застосування нової системи ортогональних координат d, q , що обертаються з кутовою частотою ω_p разом із робочим колесом. Такий підхід дав змогу застосувати для моделювання ВН та аналізу режимів його роботи потужний апарат комплексної змінної [7], який базується на зображенні гармонічної функції швидкості та інших режимних параметрів насоса (витрат, напорів, потужностей тощо) у вигляді узагальненого комплексного вектора в полярній або декартовій системах координат. Вказаний перехід до обертової системи координат був запропонований Блонделем [7] і дістав розвиток в працях Парка та Горєва [9,10] для вирішення аналогічної задачі, що трапилася при аналізі перехідних режимів синхронної електричної машини.

У відповідності з фізикою процесів, що мають місце у ВН на основі узагальненої теорії кіл Кірхгофа, була отримана віртуальна комплексна математично-графічна модель ВН (рис.1) та розраховані числові значення її параметрів у системі відносних номінальних одиниць для групи магістральних насосів нафтоперекачувальних станцій за їхніми каталоговими даними (табл.1) [6].

Вказана модель складається з “потокорушійної сили” $\rho g H_0$ і набору активних (r) та інерційних (x) опорів, які символізують втрати та перетворення енергії в машині. “Потокорушійна сила” $\rho g H_0$ характеризує напір на виході робочого колеса ВН в режимі закритої засувки (неробочого ходу). Активні опори відображають незворотні втрати (дисипацію) енергії в довкіллі у вигляді тепла за рахунок сил в'язкісного тертя між шарами рідини та рідиною і стінками каналу. Інерційні опори спричинюються силами інерції, що протидіють зміні витрати ВН. Зокрема вітка r_{mex}, x_{mex} відтворює механічні енергетичні процеси дискового тертя, тертя в підшипниках, тертя в сальниках та гідравлічного гальмування. Вплив скінченної кількості лопатей робочого колеса на напір і витрату машини відображають відповідно опори $x_{\mu H}$ і $x_{\mu Q}$. Вітка зворотного зв'язку $r_{\Delta Q}, x_{\Delta Q}$ представляє витоки рідини через ущільнення і байпаси ВН, а вітка $x_{\Delta H}, r_{\Delta H}$ – рух рідини у спіральному відводі ВН. Елемент r_{nav} символізує зовнішній гідравлічний опір напірного тракту гідромережі, в той час як x_i – внутрішній опір ідеалізованого насоса [6].

Всі величини, що характеризують режим роботи насоса у вищезгаданій системі відносних одиниць (з індексом *), виражають в частках базових величин тієї ж розмірності, які служать новою одиницею виміру. Ними зазвичай вибрано номінальні значення параметрів

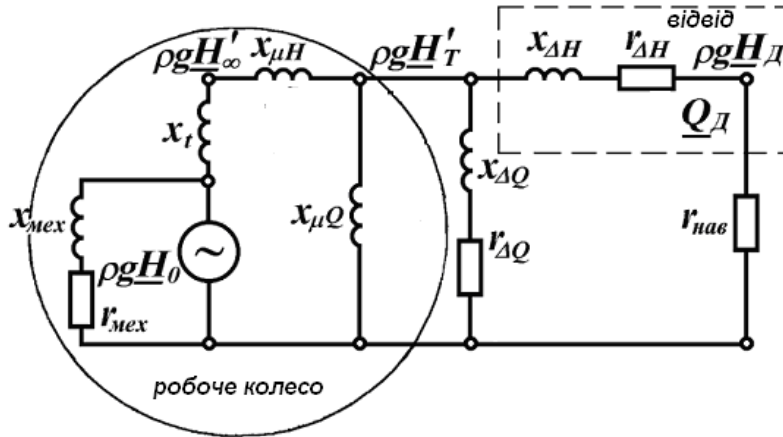


Рисунок 1 — Віртуальна комплексна математично-графічна модель ВН

Таблиця 1 — Параметри розгорнутої комплексної моделі ВН магістральних нафтопроводів у системі відносних номінальних одиниць (розрахункові)

Марка насоса	H_{*0}	x_{*t}	r_{*mex}	x_{*mex}	$x_{*\mu H}$	$x_{*\mu Q}$	$x_{*\Delta Q}$	$r_{*\Delta Q}$	$x_{*\Delta H}$	$r_{*\Delta H}$
МН 1250-260	1.387	0.059	0.25	10.85	0.003	0.256	11.60	24.95	0.440	0.00507
МН 2500-230	1.504	0.124	0.3	29.72	0.055	0.583	21.14	28.64	0.424	0.00214
МН 3600-230	1.661	0.274	0.33	51.88	0.120	1.138	26.46	28.06	0.415	0.00132
МН 5000-210	1.759	0.375	0.37	92.96	0.230	1.899	32.43	27.67	0.407	0.00081
МН 7000-210	1.909	0.539	0.42	151	0.254	2.306	36.74	25.04	0.398	0.00055
МН 10000-210	2.195	0.786	0.45	283	0.327	2.793	40.42	21.72	0.390	0.00031
24DVS-D	1.931	0.580	0.4	146.8	0.245	2.404	36.73	25.04	0.398	0.00053

режиму гідромашини $H_{ном}$, $Q_{ном}$ та $Z_{ном} = H_{ном} / Q_{ном}$. У цьому випадку $H_* = H / H_{ном}$, $Q_* = Q / Q_{ном}$, $r_* = r / Z_{ном}$, $x_* = x / Z_{ном}$.

Застосування загальних концепцій комп'ютерно-орієнтованого методу моделювання Bond Graph [3,10] до вищезгаданої віртуальної комплексної моделі ВН (рис.1), дало змогу одержати Bond Graph модель ВН (рис.2) та реалізувати її за допомогою високоефективної спеціалізованої програми комп'ютерного імітаційного моделювання 20-sim 3.6 07 Professional. При цьому, не порушуючи основні принципи та допущення, закладені в комплексній моделі, збережемо відповідність основних елементів моделі та зв'язків між ними: $Se1 - \rho g H_0$, $x_t - X_t$, $x_{mex} - X_{mex}$, $r_{mex} - R_{mex}$, $x_{\mu Q} - X_{\mu Q}$, $x_{\mu H} - X_{\mu H}$, $x_{\Delta Q} - X_{\Delta Q}$, $r_{\Delta Q} - R_{\Delta Q}$, $x_{\Delta H} - X_{\Delta H}$, $r_{\Delta H} - R_{\Delta H}$, $r_{нав} - R_{нав}$.

Метод Bond Graph для опису будь-якої мультидоменної системи використовує стандартний набір із дев'яти елементів [3,10]. Їх можна поділити на три категорії: однопортові, двопортові та багатопортові елементи. Зображають елементи комбінацією букв (мнемонічними кодами), вказуючи на вид елемента. Дані елементи, відповідно до своєї фізичної поведінки, розділяють на наступні п'ять груп:

- джерел (граничних умов) – Se, Sf ;
- збереження (відповідно до закону збереження енергії) – I, C ;
- незворотного перетворення (теплової дисипації енергії в довкілля) – R ;
- двостороннього зворотного перетворення (взаємозв'язки між підсистемами) – TF, GY ;
- розподілу (взаємозв'язки в межах підсистеми) – $0, 1$.

До першої групи відносять однопортові активні елементи Se - та Sf -типу. Se – це джерело зусилля, що прикладається до інших елементів системи, в той час як Sf -джерело потоку, спрямованого в цю систему.

До другої групи відносять однопортові пасивні енергозберігаючі елементи C - та I -типу, які резервують всі види вільної енергії. Накопичення вільної енергії характеризують двома типами змінних q - і p -типу, які є змінними стану системи.

В елементах C -типу, в результаті надходження до них потоку f із мережі, накопичуються змінні q -типу. Охарактеризувати такий процес можна диференціальним рівнянням балансу, яке утворює першу частину системи конструктивних рівнянь (2) зберігаючого елемента. У іншій частині цієї системи рівнянь, змінна стану q пов'язана із зусиллям e . Дане

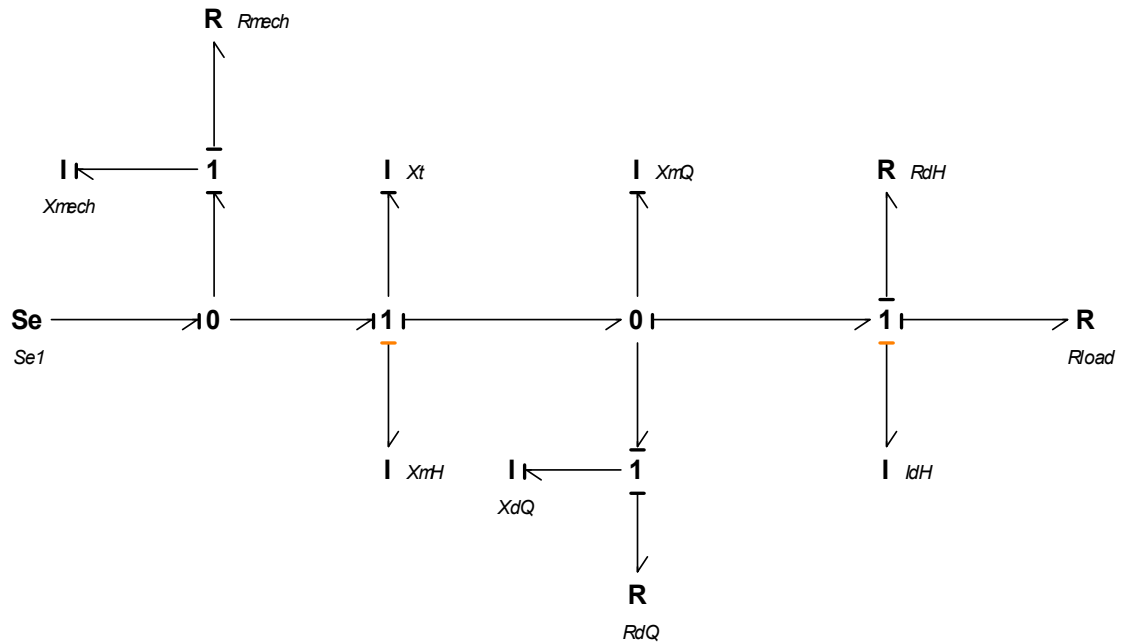


Рисунок 2 — Bond Graph модель ВН

співвідношення залежить від виду зберігаючого елемента

$$\begin{cases} \frac{dq}{dt} = f, \\ e = \varphi(q). \end{cases} \quad (2)$$

Аналогічно в елементах I -типу дія зусилля e призводить до накопичення змінних p -типу. Цей процес описується системою конструктивних рівнянь

$$\begin{cases} \frac{dp}{dt} = e, \\ f = \varphi(p). \end{cases} \quad (3)$$

Слід відзначити, що коли в двох видах зберігаючих елементів поміняти місцями роль зусилля і потоку, то C - і I -елементи поміняються місцями. Це так звана подвійна (дуальна) форма елементів.

До третьої групи відносять однопортовий пасивний елемент R -типу, який відображає дисипацію вільної енергії у довкілля. Конструктивним рівнянням даного елемента є алгебраїчне співвідношення між зусиллям і потоком

$$e = Rf. \quad (4)$$

До четвертої групи відносять два двопортові пасивні елементи перетворення енергії-трансформатор TF та гіратор GY , які служать для відображення зв'язку між підсистемами однієї або різної фізичної природи.

В ідеальному трансформаторі TF енергія не зберігається і не розсіюється, а лише перетворюється. Внаслідок такого перетворення, зусилля трансформуються в зусилля, а потоки — в потоки. Такий перетворювач характеризується тільки одним безрозмірним параметром n — коефіцієнтом трансформації, необхідним для опису трансформації зусиль і потоків

$$\begin{cases} e_1 = ne_2, \\ f_2 = nf_1. \end{cases} \quad (5)$$

Прикладом такого елемента є трансформатори струму та напруги в електричній мережі.

Гіратор GY представляє перетворення енергії між різними фізичними областями. Прикладом такого перетворювача є електричний двигун, насос, турбіна тощо. Охарактеризувати дане перетворення можна гіраторним зв'язком, за допомогою рівняння

$$\begin{cases} e_1 = rf_2, \\ e_2 = rf_1. \end{cases} \quad (6)$$

На відміну від коефіцієнта трансформації, коефіцієнт гірації r має фізичну розмірність, оскільки він відображає відношення між зусиллям і потоком.

До п'ятої групи відносять багатопортові елементи розподілу, які характеризують зв'язки між зазначеними вище елементами в межах однієї підсистеми. Існують два види таких зв'язків, а саме 0 і 1-сполучення.

0-сполучення описується першим законом Кірхгофа і представляє вузол, в якому всі зусилля сполучених елементів є рівними між собою. Прикладом такого з'єднання є паралельний зв'язок в електричному колі. За законом збереження енергії алгебраїчна сума потоків сполучених елементів рівна нулю. Енергетичний напрям (тобто напрям половини стріли) визначають за напрямом потоків.

1-сполучення описується другим законом Кірхгофа і володіє властивостями послідовного сполучення в електричному колі, в якому всі потоки сполучених елементів є рівні, а енергетичний напрям визначають за напрямом зусиль.

У випадку моделювання нелінійних елементів системи до позначення зазначених вище

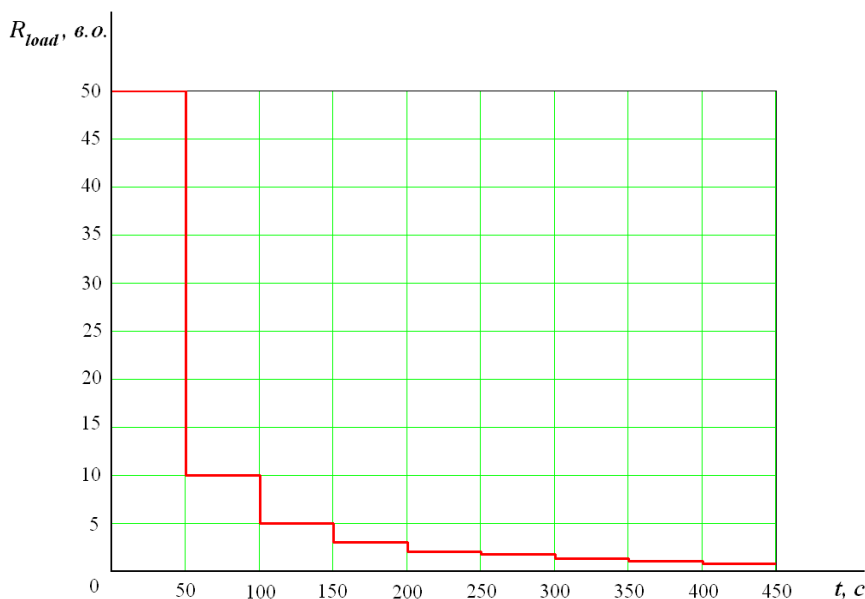


Рисунок 3 — Зміна гідроопору напірного тракту R_{load}

основних елементів додається літера М (модульований елемент). Вона символізує про те, що конструктивні рівняння таких елементів залежать від зовнішнього сигналу.

Однією із переваг методу Bond Graph є можливість візуалізації міжсистемних енергетичних потоків ВН у вигляді направлених графів, які безпосередньо в графічній формі вводяться в програму 20-sim. Отже, одержану Bond Graph модель ВН (рис.2) за відомими правилами [10] спростимо та включимо додаткові елементи, необхідні для проведення експерименту, а саме:

- усунемо диференціальну причинність, звівши два елемента X_t та X_{mH} до одного – X_{mH} ;

- замінімо елемент джерела зусилля SeI на модульований елемент MSe із генератором вхідного сигналу $WaveGenerator1$ синусоїдальної форми, оскільки вважаємо, що обертання колеса проходить із постійною кутовою швидкістю ω_p ;

- введемо давачі $FlowSensor1$ та $EffortSensor1$ для одержання відповідно миттєвих значень витрати Q та напору H у віртуальній обертовій системі координат;

- замінімо елемент R_{load} на модульований елемент MR_{load} із генератором вхідного сигналу $SignalGenerator1$, форма якого зображена на рис. 3.

Після здійснення зазначених вище перетворень введемо спрощену Bond Graph модель ВН у вікно „Редактора” програми 20-sim (рис. 4).

Проведемо дослідження усталених режимів роботи магістрального насоса НМ 7000-210. Для цього, за допомогою набору інструментів програми 20-sim задаємо значення основних

елементів Bond Graph моделі насоса (табл. 1). Програма самостійно генерує диференціальні рівняння стану моделі, розв’язує їх та дає змогу зобразити результати моделювання у вигляді графічних залежностей, зокрема залежності напору H та витрати Q машини від зміни гідравлічного опору напірного тракту зовнішньої мережі (рис.5). Крок дискретизації визначається мінімально необхідною кількістю експериментальних точок, яка не повинна бути менше 16 для побудови напірної характеристики насоса НМ 7000-210 [11]. В нашому випадку проаналізовано 21 розрахункову точку, але для кращої якості ілюстрації процесу моделювання на рисунку зображено варіант з лише 9 такими режимами. Враховуючи те, що вихідна модель ВН записана в системі обертових координат d, q , вказані залежності одержимо у формі гармонічних функцій. Зворотній перехід до системи нерухомих координат X, Y здійснимо шляхом виміру амплітудних значень гармонічних функцій напору H та витрати Q (табл. 2) на сходинках зміни опору напірного тракту R_{load} (рис. 3).

Для переходу в систему іменованих одиниць відносні значення напору та витрати слід перемножити на базові номінальні значення, які для насоса НМ7000-210 становлять $Q_{ном} = 7000 \text{ м}^3/\text{год}$, $H_{ном} = 210 \text{ м}$. (табл. 2).

Оскільки в симуляторі 20-sim не передбачено функціональний модуль, який би давав змогу переходу від нерухомих до обертових систем координат та навпаки, то для побудови напірної характеристики досліджуваного насоса застосуємо пакет прикладних програм Mathcad. Для підтвердження адекватності Bond Graph моделі ВН порівняємо розрахункову напірну характеристику насоса НМ7000-210 з отриманою експериментально [6] (рис. 6).

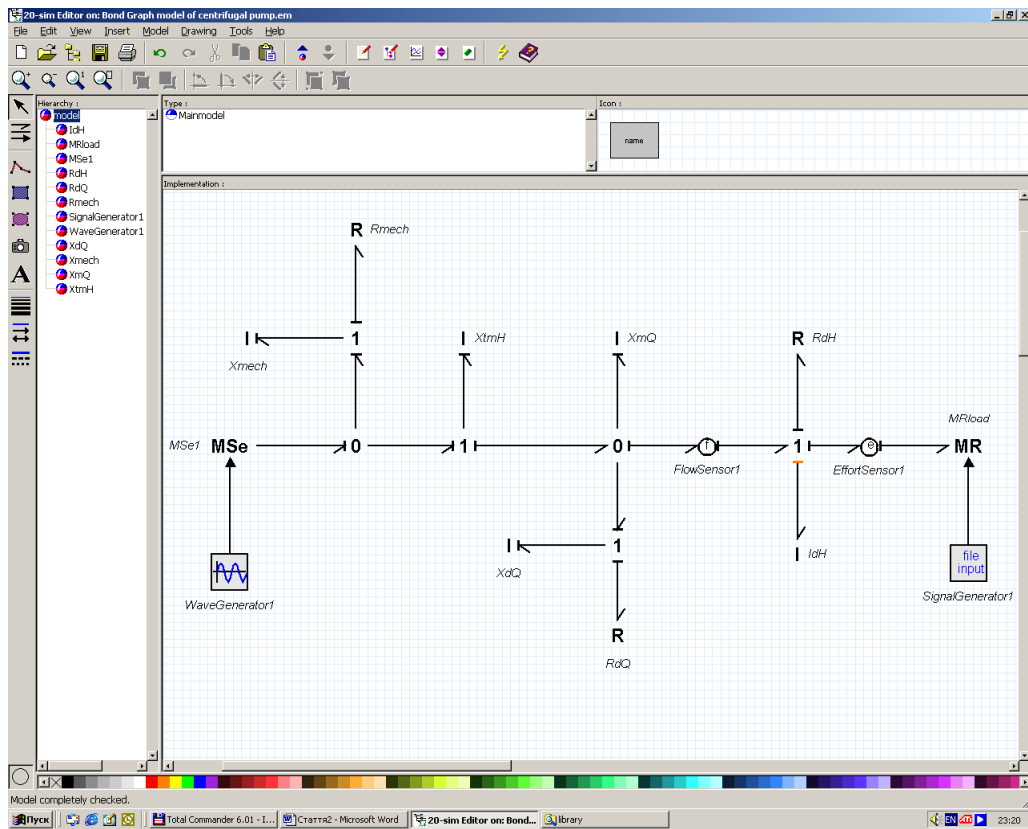


Рисунок 4 — Спрощена Bond Graph модель ВН

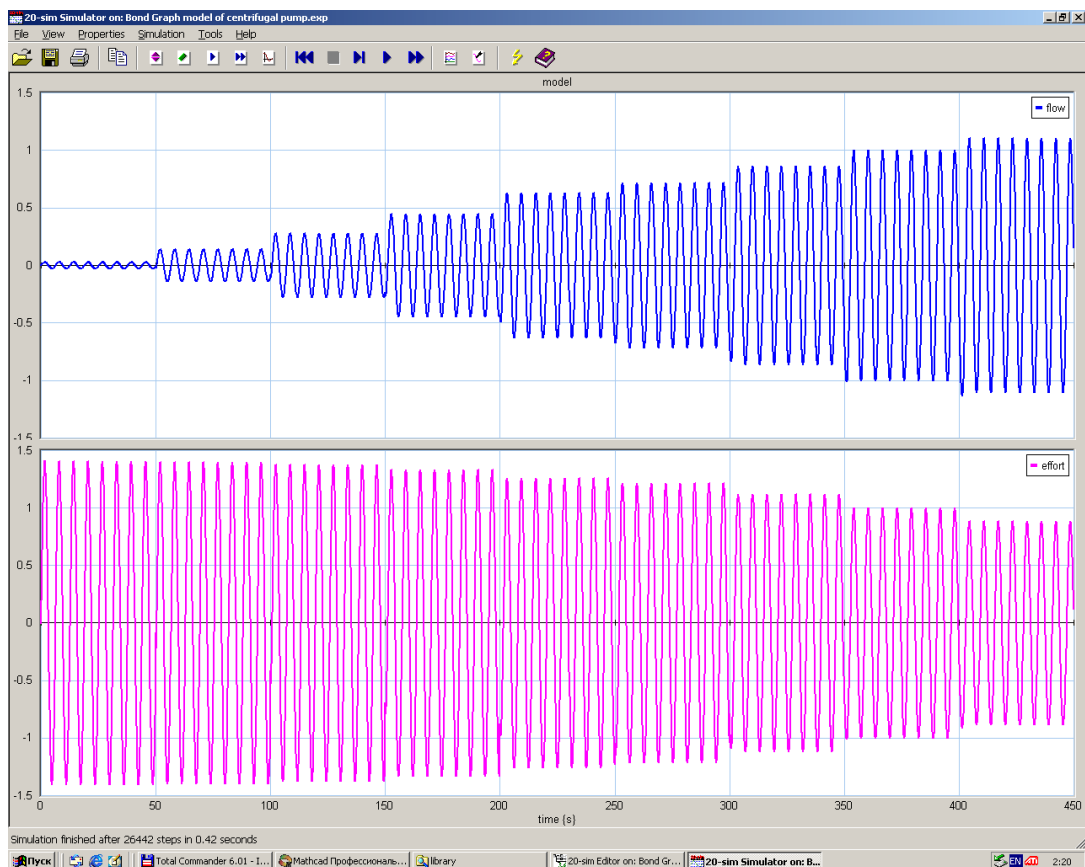
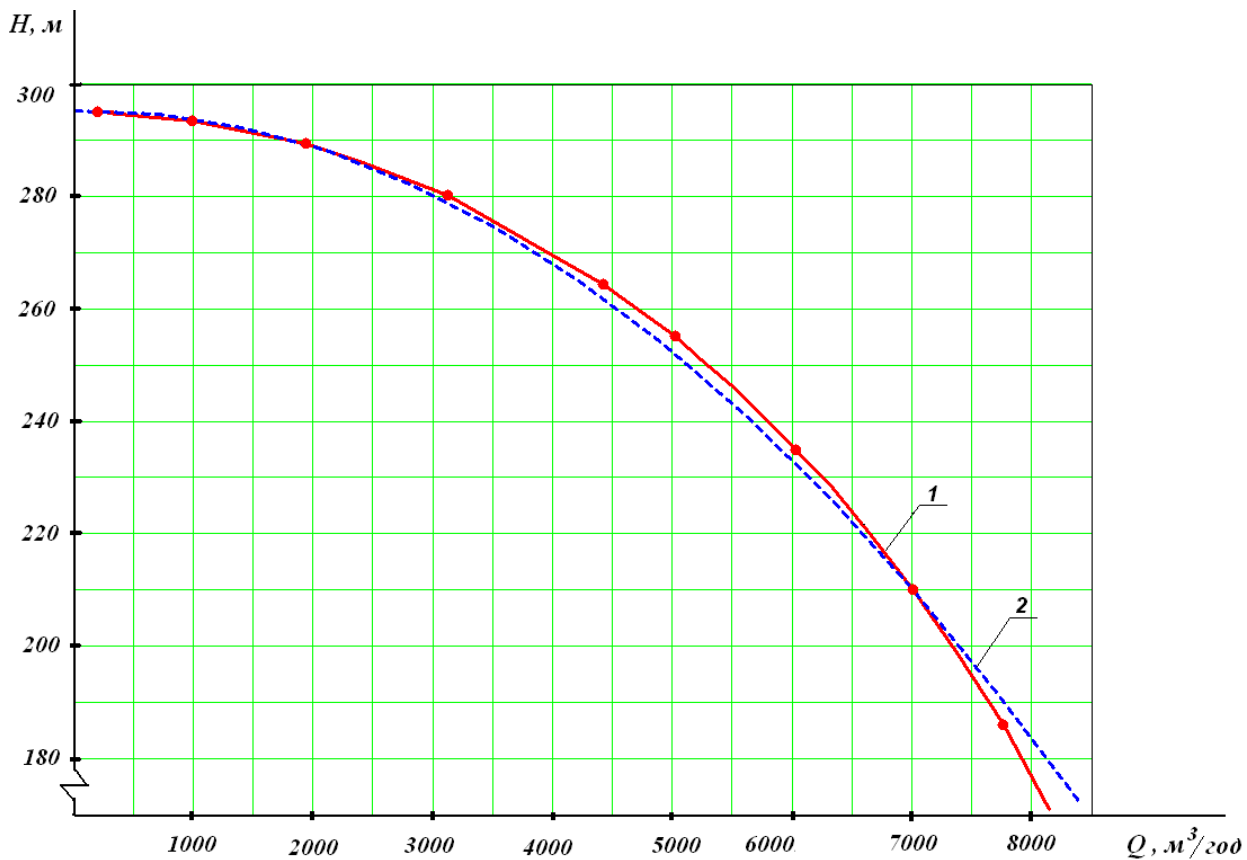


Рисунок 5 — Зміна витрати Q та напору H насоса NM7000-210 в часі залежно від гідроопору напірного тракту R_{load}

Таблиця 2 — Значення напору H та витрати Q насоса НМ7000-210 залежно від зміни гідроопору напірного тракту R_{load} гідромережі

Система відносних номінальних одиниць									
R_{load} , кг/(м ⁴ ·с)	50	10	5	3	2	1.7	1.3	1	0.8
Q , м ³ /год	0.028	0.14	0.276	0.445	0.63	0.716	0.861	1	1.107
H , м	1.405	1.398	1.378	1.334	1.259	1.215	1.119	1	0.886
Система іменованих одиниць									
R_{load} , ×10 ⁵ кг/(м ⁴ ·с)	476.5	95.3	47.65	28.59	19.06	16.2	12.39	9.53	7.62
Q , м ³ /год	196	980	1932	3115	4410	5012	6027	7000	7749
H , м	295.1	293.6	289.4	280.1	264.4	255.2	235	210	186



1 – характеристика, одержана за допомогою Bond Graph моделі;
2 – експериментальна характеристика

Рисунок 6 — Напірні характеристики насоса НМ7000-210

Висновки

1. Створено і проаналізовано комп’ютерно-орієнтовану Bond Graph модель ВН, за допомогою якої проведено дослідження усталених режимів роботи магістрального насоса НМ7000-210. Отримані результати показали хороший збіг розрахункових та експериментальних напірних характеристик машини, оскільки відносна похибка розрахунків не перевищує 5% для робочого інтервалу режимів ВН.

2. Для моделювання обертових перетворювачів енергії (електродвигунів, лопатевих гідромашин тощо) програму комп’ютерного імітаційного моделювання 20-sim доцільно доповнити спеціалізованим функціональним модулем, який би давав змогу переходу в процесі моделювання від нерухомих до обертових систем координат та навпаки.

3. Доцільне проведення подальших досліджень Bond Graph моделі ВН для аналізу його динамічних режимів роботи.

Література

- 1 Вершинин И.М. К соотношению окружной, относительной и абсолютной скоростей в лопастных насосах // Изв.вузов СССР: Энергетика. – 1991. – №3. – С. 117-118.
- 2 Бессонов Л.А. Теоретические основы электротехники. – М.: Высшая школа, 1975. – 749 с.
- 3 Paynter H. M. Analysis and Design of Engineering Systems. – Cambridge, MA.: M.I.T. Press, 1961. – 268 p.
- 4 Paynter H. M. The Dynamics and Control of Eulerian Turbomachines // Journal of Dynamic Systems Measurement, and Control. – 1972. – Vol.6. – P. 198-205.
- 5 Ratliff R. Modeling of vertical centrifugal pumps for failure analysis and redesign: Thesis Master of Science in Engineering. – Austin: The University of Texas at Austin, 1993. – 158 p.
- 6 Костишин В.С. Моделирование режимів роботи відцентрових насосів на основі електрогидравлічної аналогії. – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – 164 с.
- 7 Blondel A. Complement a la theorie des alternateurs a deux reactions // R.G.E. – 1922. – Vol.12. – P. 203-235.
- 8 Park R. Two-Reaction Theory of Synchronous Machines – Generalised Method of Analysis, Part 1. – AIEE Trans., 1929. – p. 712; Part 2, AIEE Trans., 1933. – p. 352.
- 9 Горев А.А. Переходные процессы синхронных машин. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 133 с.
- 10 Breedveld P.C. Bond Graph-Physicals systems modeling: Fundamental concept. – Netherlands: University of Twente, 2003. – 92 p.
- 11 ГОСТ 6134-87 Насосы динамические. Методы испытаний.

УДК 681.3:622.276

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ ДИСКРЕТИЗАЦІЇ І КВАНТУВАННЯ ІНФОРМАЦІЇ В ІНФОРМАЦІЙНИХ СИСТЕМАХ БУРІННЯ

Г.І.Левицька, А.Ю.Левицький, Г.Я.Ширмовський, Н.Г.Ширмовська

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 49358
e-mail: publik@nung.edu.ua

Предложено решение задачи отбора диапазона квантирования по уровню технологических параметров процесса бурения. Предложено обоснование времени формирования кода информационного состояния процесса бурения, что базируется на соблюдении ряда системных требований, а также условий неадаптивности и параллельности процедур отбора информации на буровой позволяют рекомендовать оптимальный интервал времени формирования кода идентификации информационного состояния технологического процесса бурения равным 2.3 с.

Solution of task of selection range of quantum on the level of technological parameters of drilling process is offered in the article. The ground of time of code forming of the informative state of the drilling process, that is based on observance of some system requirements, and also terms of non-adaptiveness and parallelism procedures of selection the information on chisel to recommend an optimum interval of time of forming the shot of identification the informative technological process of drilling equal 2.3 s. is described.

Основою для аналізу метрології дискретизації і квантування інформації в інформаційних системах буріння (ІСБ) служить методика і методологічні прийоми формування повідомлень для квазістаціонарних джерел інформації [1].

Дослідження кореляційних і структурних функцій технологічних параметрів буріння при різних інформаційних станах бурової установки для різних регіонів показують значний рівень не стаціонарності статистичних характеристик [2]. Тому відомі методи вибору кроку дискретизації недостатньо ефективні для обґрунтування параметрів дискретизації в конкретних умовах, тому що засновані на моделях стаціонарного випадкового процесу.

Обґрунтування вибору параметрів дискретизації і квантування інформації є одним із

складних і трудомістких теоретико-алгоритмічних завдань. Методологічно для вибору параметрів дискретизації та квантування квазістаціонарних процесів вибирається заздалегідь завищений крок дискретизації. Це, в середньому, на порядок вище інтервалу кореляції найбільш динамічних параметрів при похибці вимірювання 1%, що також на порядок підвищує необхідну точність при статистичних розрахунках [3].

В таблиці 1 подається інформація про діапазон зміни технологічних процесів буріння, отриманих в реальному масштабі часу; максимальний розмір, необхідний при їх цифровому відображенні, а також допустима похибка вимірювання.