

О. В. ЛЕВЧЕНКО, О. П. ГУБАРЕВ

МОДЕЛЮВАННЯ ВИКОНАВЧОГО РІВНЯ АПАРАТІВ СИСТЕМ ПРОМИСЛОВОГО ГІДРОПРИВОДУ

Запропоновано узагальнену структуру моделі роботи системи промислового гідроприводу з великою кількістю виконавчих пристроїв та складними алгоритмами роботи системи. Запропонована модель розроблена з метою визначення енергетичної ефективності системи шляхом моделювання роботи протягом одиничного робочого циклу або впродовж певного терміну експлуатації. Структура експлуатаційної моделі розподілена на операційну, логічну та енергетичну складові. Представлено спрощений вигляд системи гідроприводів у вигляді послідовного з'єднання набору енергетичних перетворювачів, електромеханічного, механогідралічного та гідромеханічного. Описано фактори структурування процесів, які мають суттєвий вплив на рівень енергетичного споживання багатопривідних систем промислових гідроприводів. Обрано фактори суперпозиції показників економічних, технологічних, енергетичних, технічних тощо, які в значній мірі впливають на енергетичну ефективність гідралічної системи в цілому. Представлено класифікацію гідралічних апаратів виконавчого рівня в структурі гідралічної системи та виконано математичний опис визначення енергетичних характеристик для кожного типу виконавчого пристрою з урахуванням можливості використання при визначенні енергетичної ефективності систем промислового гідроприводу. Проаналізовано рівень впливу на енергетичну ефективність апаратів керуючого рівня та можливість спрощеного їх врахування в експлуатаційній моделі роботи системи промислового гідроприводу.

Ключові слова: гідропривід, енергетична ефективність, моделювання, виконавчий пристрій, експлуатаційна модель, структурування процесів.

О. В. ЛЕВЧЕНКО, А. П. ГУБАРЕВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО УРОВНЯ АППАРАТОВ СИСТЕМ ПРОМЫШЛЕННОГО ГИДРОПРИВОДА

Предложена обобщенная структура модели работы системы промышленного гидропривода с большим количеством исполнительных устройств и сложными алгоритмами работы системы. Предлагаемая модель разработана для определения энергетической эффективности системы путем моделирования работы в течение единичного рабочего цикла или в течение определенного срока эксплуатации. Структура эксплуатационной модели разделена на операционную, логическую и энергетическую составляющие. Представлен упрощенный вид системы гидроприводов в виде последовательного соединения набора энергетических преобразователей, электромеханического, механогидралического и гидромеханического. Описаны факторы структурирования процессов, которые оказывают существенное влияние на уровень энергетического потребления многоприводных систем промышленных гидроприводов. Выбраны факторы суперпозиции показателей экономических, технологических, энергетических, технических и т. п., которые в значительной степени влияют на энергетическую эффективность гидравлической системы в целом. Представлена классификация гидравлических аппаратов исполнительного уровня в структуре гидравлической системы и выполнено математическое описание определения энергетических характеристик для каждого типа исполнительного устройства с учетом возможности использования при определении энергетической эффективности систем промышленного гидропривода. Проанализирован уровень влияния на энергетическую эффективность аппаратов управляющего уровня и возможность упрощенного их учета в эксплуатационной модели работы системы промышленного гидропривода.

Ключевые слова: гидропривод, энергетическая эффективность, моделирование, исполнительное устройство, эксплуатационная модель, структурирование процессов.

O. LEVCHENKO, O. GUBAREV

MODELING OF THE EXECUTIVE LEVEL OF THE APPLIANCES OF THE INDUSTRIAL HYDRAULIC DRIVE SYSTEMS

A generalized structure of the operational model of an industrial hydraulic drive system with a large number of actuators and complex algorithms of the system's operation is proposed. The proposed model is designed to determine the energy efficiency of a system by simulating operation during a single operating cycle or over a certain period of operation. The structure of the operational model is divided into operational, logical and energy components. A simplified view of the hydraulic drive system is presented in the form of a series connection of a set of energy converters, electromechanical, mechanohydraulic and hydromechanical. The factors of structuring processes that have a significant impact on the level of energy consumption of multi-drive systems of industrial hydraulic drives are described. The factors of superposition of indicators of economic, technological, energy, technical, etc. are selected, which significantly affect the energy efficiency of the hydraulic system as a whole. The classification of hydraulic devices of the executive level in the structure of the hydraulic system is presented and a mathematical description of determining the energy characteristics for each type of executive device is carried out, taking into account the possibility of using it in determining the energy efficiency of industrial hydraulic drive systems. The level of influence on the energy efficiency of devices of the control level and the possibility of their simplified accounting in the operational model of the operation of the industrial hydraulic drive system are analyzed.

Keywords: hydraulic system; energy efficiency, modeling, actuator, operating model, structuring processes.

Вступ. В загальному випадку ефективність технічної системи виконавчих пристроїв представляє собою відношення корисного ефекту (результату) до витрат на його одержання за певних умов [1–6] і обмежень. До таких умов відносять розрахункову продуктивність системи, ресурс обладнання, спектр режимів роботи і їх повторюваність, безперебійний термін роботи і т. і. Щодо обмежень, то це можуть

бути умови використання, початкова вартість обладнання, межі продуктивності системи, термін використання, простота експлуатації та модернізації системи. Показник ефективності гідралічної системи виконавчих пристроїв (ГС-ВП), так само, як і показник ефективності будь-якої іншої системи чи окремого апарату, може змінюватись в залежності від обраних критеріїв оцінювання ефективності при

© О. В. Левченко, О. П. Губарев, 2021

незмінності самої системи, продуктивності та режимів її експлуатації [7–11]. Для технічних систем, до яких відноситься і гідравлічні системи виконавчих пристроїв, прийнято розглядати питання ефективності з точки зору рівня енергетичного споживання, тобто зводиться до визначення енергетичної ефективності за умов зафіксованих показників продуктивності без врахування змін всіх інших чинників [12–21]. Але рівень енергоспоживання не вказує на корисний ефект, що його продукує автоматизована система.

Таким чином постає задача оцінки ефективності, складовими якої є енергоспоживання, продуктивність, термін використання (наприклад, випуску однотипної продукції), режими використання та їх співвідношення. Оскільки вказані задачі не можуть бути розв'язані експериментально чи розрахунково, виникає необхідність моделювання тривалої роботи гідравлічної системи з метою визначення експлуатаційних характеристик її роботи за визначений проміжок часу. В цій статті розглянуто можливість врахування характеристик виконавчих та керуючих пристроїв при подальшій побудові експлуатаційної моделі багатопривідної гідравлічної системи, яка враховує як енергетичні показники, так і експлуатаційні та структурні особливості.

Фактор енергоспоживання. В загальному вигляді процес формування показника ефективності гідравлічної системи виконавчих пристроїв можна представити у вигляді орієнтованої структури перетворювачів, які відповідають певним функціям виробничого чи експлуатаційного процесу (рис. 1).

Першим в енергетичному потоці знаходиться електричний мотор (як правило трифазний асинхронний з короткозамкнутим ротором або ж будь-який інший, включаючи двигуни внутрішнього згорання). Мотор споживає електричну енергію з електромережі та перетворює її в механічну енергію в вигляді обертання вихідного валу. Електромотор в ГС-ВП є електро-механічним перетворювачем (ЕМП), який при перетворенні енергії частину з неї втрачає. Ці втрати перетворюються в тепло і призводять до нагріву мотору та визначаються його коефіцієнтом корисної дії. ККД мотора, з урахуванням cos ϕ , типорозміру та моделі і виробника, знаходиться в діапазоні 70–90 %. В прикладі структури (рис. 1) було взято середнє значення 80 %, тобто при споживанні 100 кВт електричної потужності мотор генерує 80 кВт механічної потужності, а 20 кВт при цьому втрачається.

Механічна енергія від мотора через механічну муфту передається на гідравлічний насос, який перетворює її в гідравлічну енергію в вигляді направленої потоку робочої рідини. Тобто насос, як елемент формування показника ефективності, являє собою механо-гідравлічний перетворювач (МГП), в якому також частина енергії втрачається і перетворюється в тепло. ККД сучасних насосів, в залежності від конструкції, робочого тиску та виробника, коливається в діапазоні від 68 % до 92 %. В прикладі (рис. 1) використано усереднене значення в 80 %. Тобто при споживанні насосом 80 кВт потужності від електромотора на виході він генерує

64 кВт корисної потужності в вигляді направленої потоку робочої рідини з певним тиском та витратою, а 16 кВт при цьому втрачаються і перетворюються в тепло, яке йде як на підвищення температури робочої рідини, так і всієї гідроапаратури.

Робоча рідина, яка є гідравлічним енергоносієм, передає корисну потужність насоса до виконавчого пристрою (гідромотора, гідроциліндра). В гідроциліндрі отримана від насоса гідравлічна енергія перетворюється в механічну енергію, яка безпосередньо використовується для виконання технологічних чи експлуатаційних операцій системи. Тобто гідроциліндр являє собою гідромеханічний перетворювач (ГМП), в якому частина енергії також втрачається. ККД сучасних нових гідроциліндрів може сягати до 98 % і поступово зменшується за терміном експлуатації та змінами умов. Для врахування цих змін у спрощеному варіанті прийнято ККД гідроциліндра 90 %, тобто з 64 кВт отриманої потужності від насоса, на виході буде згенеровано 57 кВт, а 7 кВт потужності піде на втрати та зношування обладнання.

Для запропонованої структури (рис. 1) процесу формування ефективності ГС-ВП, в якій ще не враховано гідравлічних втрат на місцевих гідравлічних опорах, втрат по довжині трубопроводів, значну кількість інших виробничих та енергетичних втрат та особливостей роботи системи, а також розглянуто тільки один ланцюг перетворень, ефективність системи не перевищує 57 %.

Як засвідчує досвід практичного використання в реальних виробничих системах і машинах загальний ККД системи може суттєво змінюватись під час перебігу технологічного циклу і за термін використання системи. Він може зростати до максимального значення (наприклад, 57 % на окремих режимах нової системи) і в деяких режимах може знижуватись навіть менше 10 %, особливо на вибігу терміну експлуатації. Таким чином, з врахуванням постійного зростання вартості енергоносіїв, вимог до підвищення продуктивності практичних систем та розповсюдженість і енергоємність гідравлічного обладнання питання підвищення ефективності ГС-ВП є безумовно актуальним.

Водночас проектування гідравлічних систем з орієнтацією тільки на енергетичну ефективність не є раціональним рішенням з точки зору реалізації та експлуатації ГС-ВП, так як це призводить до значного зростання первинної вартості системи чи машини, так і витрат на її експлуатацію. Наприклад, вартість насосного агрегату з фіксованими показниками тиску і витрати та однаковими вимогами до умов експлуатації відрізняється в 3–5 і до 10 раз в залежності від вимог до ресурсу, фірми виробника і гарантійних зобов'язань. Ці відмінності у вартості припадуть на зміни поточної продуктивності системи, з одного боку, і будуть розпоршені на витрати обслуговування в термін експлуатації системи, з іншого боку. Тобто, практично доцільним є визначення експлуатаційної ефективності системи, яка би являла собою компромісне рішення між рівнем енергоспоживання, фінансовими затратами на створення та експлуатацію

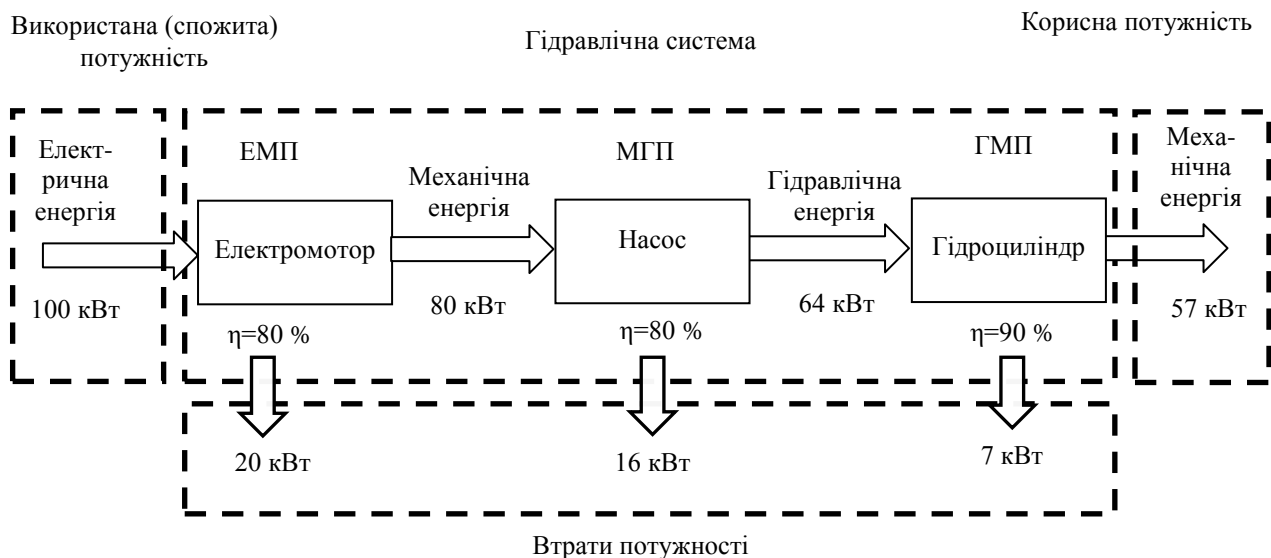


Рис. 1. Структура формування показника ефективності ГС-ВП

гідравлічної системи та її продуктивністю.

Фактор структурування процесу. Значно ускладнює пошук або побудову раціонального технічного рішення той факт, що більшість практичних ГС-ВП мають велику кількість виконавчих пристроїв, які взаємодіють один з одним та оточуючим середовищем за асинхронними, розгалуженими та складними алгоритмами функціонування. Це ускладнює або робить неможливим часове узгодження енергетичних та

продуктивних потоків та, як наслідок, формування енергетичного балансу ГС-ВП (рис. 2).

У загальному вигляді енергетична ефективність (коефіцієнт корисної дії) системи гідроприводу може бути визначений відношенням корисної роботи, виконаної виконавчими пристроями системи, до затраченої енергії, спожитої гідравлічною насосною станцією за певний термін експлуатації (технологічний цикл, робоча зміна, тижневий цикл, міжремонтний період).

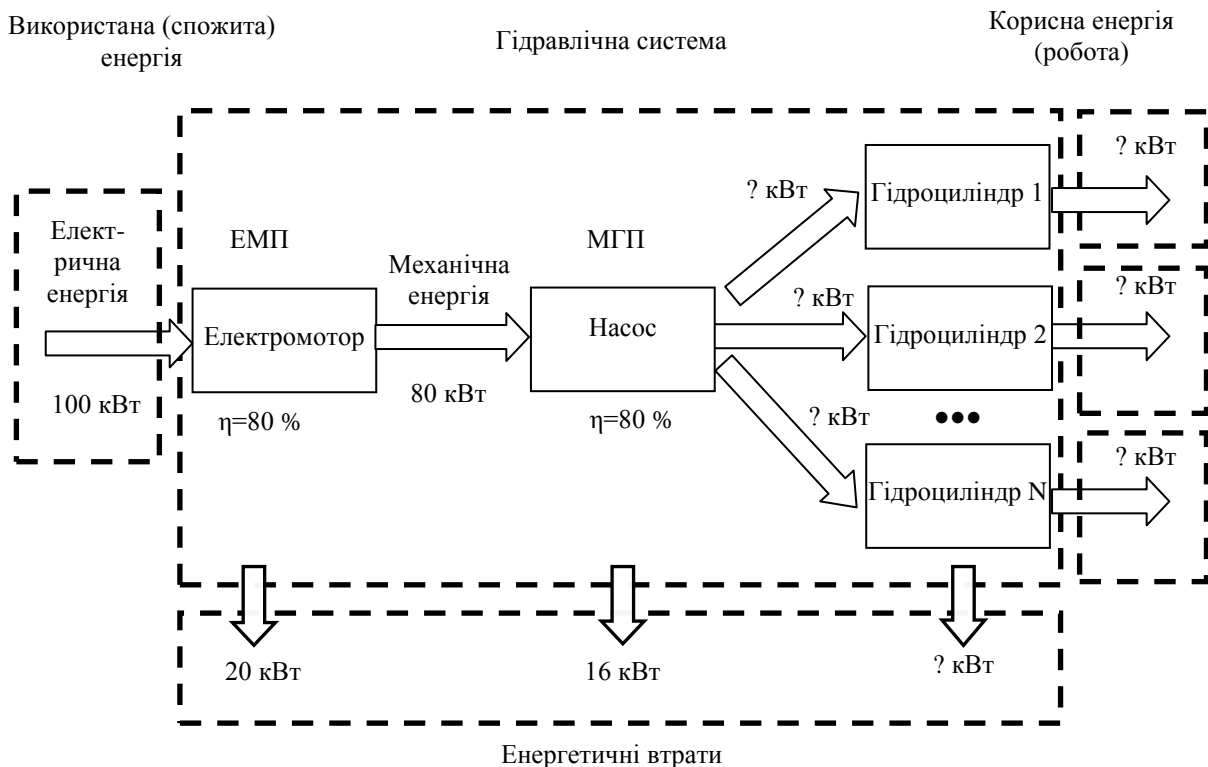


Рис. 2. Структура формування показника ефективності ГС-ВП з врахуванням асинхронної дії розгалуженої мережі перетворювачів

Таким чином, при визначенні енергетичної ефективності, постає питання коректного обрання терміну для визначення корисної роботи та рівня енергоспоживання гідравлічної системи. Корисна робота системи може бути визначена через експлуатаційні характеристики виконавчих пристроїв з урахуванням особливостей, пов'язаних з їх спільною роботою, та їх взаємний вплив для систем з великою кількістю виконавчих пристроїв. Затрачена енергія може бути визначена по експлуатаційним характеристикам насосної станції з аналогічним врахуванням спільної роботи і взаємного впливу для систем з кількістю гідравлічних насосів 2 і більше.

Тобто визначення енергетичної ефективності може бути зведено до моделювання окремо виконавчої частини гідравлічної системи і моделювання роботи насосної станції з подальшим їх співвідношенням. Особливістю такого моделювання постає врахування змін параметрів виконавчої частини і насосних агрегатів відповідно до технологічного циклу та відповідно до обраного для оцінки ефективності терміну.

Фактор суперпозиції показників. Неточність визначення енергетичної ефективності базується на значній кількості неврахованих факторів і показників виробничого процесу, як наприклад, економічні, технологічні, технічні тощо, які в значній мірі впливають на ефективність гідравлічної системи в цілому. Додатково має бути враховано вплив на ефективність системи змін її характеристик за термін використання, що спричинено зміною стану обладнання, та змін характеристик, що спричинено змінами продуктивності системи або режимів експлуатації. Наприклад, підвищення продуктивності системи викликає прискорення виконавчих пристроїв, наслідком якого стають додаткові динамічні навантаження, що спричиняють підвищення енергоспоживання і прискорення зношування обладнання. Тобто додана продуктивність викликає від'ємні енергетичні та ресурсні показники, і як перші, так і другі, впливають на кінцеву ефективність системи.

Таким чином, пропонується визначення експлуатаційної ефективності гідравлічної системи ГС-ВП, яка б враховувала енергетичну, виробничу та економічну ефективність, тобто не лише витрату енергоносіїв, а й вартість (приведену до енергоспоживання) обладнання, вартість продукції, вартість експлуатації, обслуговування, ремонтів та інших експлуатаційних факторів роботи гідравлічної системи за характерний термін, визначені режими і їх розподіл за часом експлуатації:

$$K_{ex} = T_{ex}^{-1} \sum_{i=1}^n y_i m_i \int_{T_{i1}}^{T_{if}} \Phi \left(\sum_k \{E\{OB\}_j, K_{Ej}(t)\}, P_k, P_{ex} \right) dt,$$

де K_{ex} – коефіцієнт експлуатаційної ефективності; T_{ex} – характерний термін; n – кількість режимів експлуатації; y_i – логічна умова i -го режиму; m_i – приведена продукція i -го режиму; (T_{i1}, T_{if}) – інтервал i -го режиму; $E\{OB\}_j$ – енергоспоживання

операційного блоку; K_{Ej} – коефіцієнт впливу зношення обладнання; P_k – приведена вартість обладнання; P_{ex} – приведена вартість обслуговування.

Вирішення цієї задачі є актуальним не стільки для оцінки ефективності систем що є в експлуатації, а, насамперед, для розробників нових автоматизованих об'єктів із заданими показниками експлуатаційної ефективності.

На першому етапі, для визначення експлуатаційної ефективності ГС-ВП, було запропоновано і розроблено узагальнену структуру системи, яку покладено в основу розрахункової моделі системи. Вихідними даними моделювання мають бути показники, функції та взаємозв'язки, які визначають ефективність системи в експлуатації:

- склад системи;
- структура експлуатаційного процесу;
- часові, енергетичні, продуктивні, деструктивні показники;
- режими експлуатації;
- тривалість (технологічного циклу, зміни, терміну експлуатації);
- технологічні цикли;
- вартість обладнання;
- періодичність, вартість і терміни обслуговування;
- продуктивність (за видами продукції та режимами).

Для моделювання виконавчої частини необхідно представити узагальнену загальну структуру гідравлічної системи відповідно до врахування перелічених факторів.

В якості обмежень прийнято, що гідравлічна система має фіксовану кількість експлуатаційних операцій, які виконуються в заданій послідовності у відповідності до робочого циклу та які мають відповідні експлуатаційні характеристики. Експлуатаційні операції виконуються операційними блоками, які представляють собою комплект гідравлічного обладнання із засобами керування, призначений для виконання конкретної технологічної чи експлуатаційної операції.

В моделі формується компонент, на який припадає моделювання заданої послідовності виконання експлуатаційних операцій. Тобто за реалізацію фіксованої послідовності або певного впорядкування спрацювань операційних блоків відповідає логічна складова системи, а за дотриманням експлуатаційних характеристик кожної з операцій відповідає експлуатаційна складова (рис. 3).

З метою визначення експлуатаційної ефективності гідравлічної системи пропонується використання спрощеної експлуатаційної моделі. Ця модель повинна враховувати основні робочі характеристики виконавчих пристроїв кожної з технологічних операцій, продуктивність системи в певному експлуатаційному терміні, послідовність та взаємозв'язки виконання операцій, а також параметри енергоспоживання насосної станції і виконавчих пристроїв.

Спрощена експлуатаційна модель гідравлічної

системи матиме три складові: операційну, логічну та енергетичну.

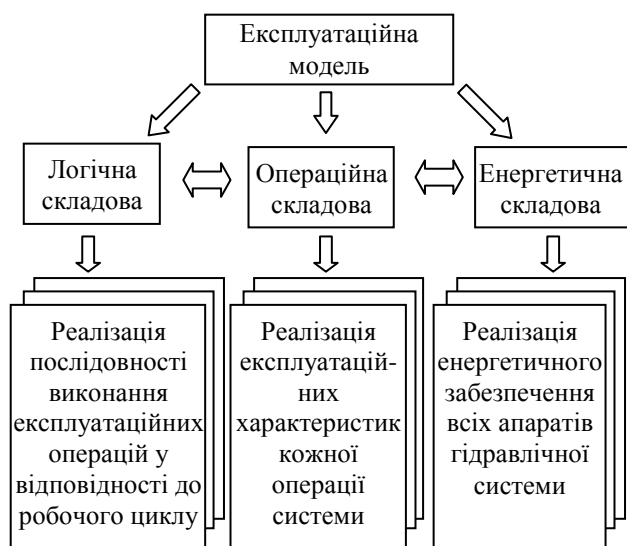


Рис. 3. Складові експлуатаційної моделі гідравлічної системи

Оскільки питання структурування процесу на впорядковану множину відпрацювання операцій вже має формалізований вигляд і відповідне програмне забезпечення [10, 11, 22, 23], то наступним етапом є розробка узагальненого опису операційної складової (виконавчої частини) експлуатаційної моделі гідравлічної системи.

Узагальнена ГС-ВП має фіксовану кількість експлуатаційних операцій, задану послідовність, експлуатаційні характеристики. Експлуатаційні операції виконуються операційними блоками, які представляють собою комплект гідравлічного обладнання, призначений для виконання конкретної технологічної чи експлуатаційної операції.

Таким чином, за дотриманням експлуатаційних характеристик та параметрів кожної з операцій в спрощеній моделі відповідає операційна складова (рис. 3).

На основі інформації, отриманої з експлуатаційної та логічної складової, а саме зміни тиску, витрати, потужності за певний проміжок часу, можуть бути отримані вихідні параметри для підбору гідравлічної апаратури системи енергозабезпечення, тобто обраний певний варіант реалізації енергетичної складової гідросистеми.

Таким чином, всі апарати гідравлічної системи розподіляються на 5 рівнів в залежності від їх призначення, причому апарати 3-х рівнів (виконавчого, керуючого та інформаційного) входять до складу кожного з операційних блоків. Апарати логічного рівня є спільними для всіх операційних блоків, а апарати енергетичного рівня можуть бути як спільними для всіх операційних блоків, так і бути окремими для операції в залежності від рівнів тисків і витрат цієї операції та варіанту реалізації системи підготовки робочої рідини.

Операційна та логічна складові є залежними між собою та безпосередньо впливають одна на одну. Цей вплив і зв'язок обох складових реалізується двома видами потоків: інформаційним і енергетичним (рис. 4).

Моделювання роботи апаратів виконавчого рівня. Для отримання значень корисної енергії (виконаної роботи) необхідно провести аналіз апаратів виконавчого рівня. До цього рівня відносяться апарати, які безпосередньо виконують корисну роботу (переміщують вантаж, контактують з оброблювальною поверхнею, виконують механічну дію тощо).

В гідросистемах в якості виконавчих пристроїв використовуються 3 основних типи пристроїв:

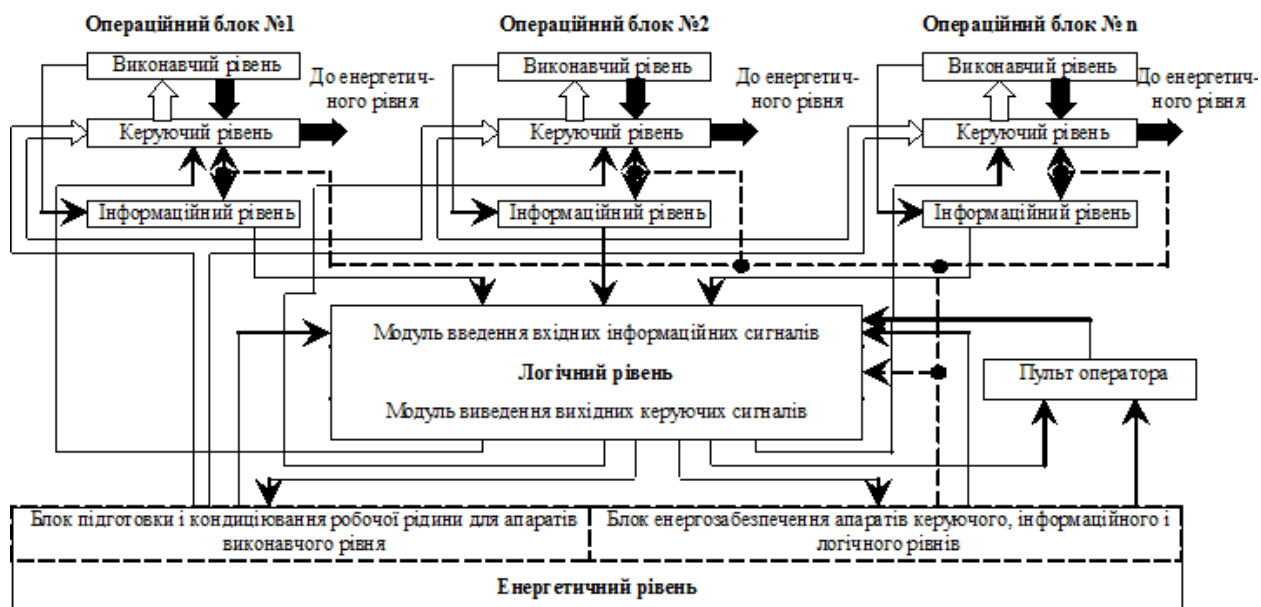


Рис. 4. Енергетична і інформаційна взаємодія апаратів різних рівнів:
 →, —→ – енергетичний потік; —→ – інформаційний потік

- виконавчі пристрої лінійного (зворотно-поступального) руху – гідравлічні циліндри;
- виконавчі пристрої обертального руху – гідравлічні мотори;
- виконавчі пристрої поворотного руху – поворотні гідроциліндри (поворотні гідромотори).

Визначення енергетичних характеристик кожного типу виконавчого пристрою виконується через їх експлуатаційні характеристики.

Для виконавчих пристроїв зворотно-поступального руху (гідравлічних циліндрів) корисна потужність та корисна енергія може бути визначена через зусилля, створюване робочим органом (штоком) гідроциліндра, швидкість переміщення штока та час виконання операції:

$$N_{кор}^{ГЦ} = F \cdot v;$$

$$E_{кор}^{ГЦ} = N_{кор}^{ГЦ} \cdot t = F \cdot v \cdot t;$$

де $N_{кор}^{ГЦ}$ – корисна потужність гідроциліндра, Вт; $E_{кор}^{ГЦ}$ – корисна енергія (виконана робота) гідроциліндра, Вт·с (Дж); F – зусилля, створюване гідроциліндром, Н; v – швидкість переміщення штока гідроциліндра, м/с; t – тривалість роботи гідроциліндра, с.

В випадку з виконавчими пристроями корисна енергія цих апаратів буде співпадати з корисною енергією всієї гідравлічної системи. Але оскільки ми сказали, що, наприклад, гідравлічний циліндр являє собою гідромеханічний перетворювач, то в нього крім вихідної (корисної) енергії в вигляді механічного руху робочого органу (механічна енергія) є також вхідна (затрачена) енергія в вигляді направленого потоку робочої рідини (гідравлічна енергія) – рис. 5.

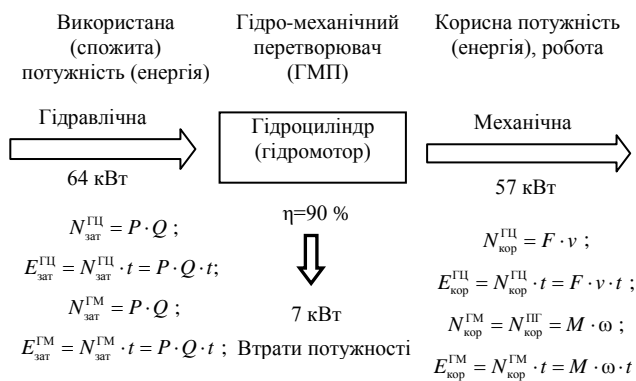


Рис. 5. Енергетична структура гідро-механічного перетворювача

Корисна потужність чи енергія може бути визначена для гідравлічного циліндра через затрачену з використанням ККД циліндра або ж через вихідні експлуатаційні характеристики гідравлічної системи, такі, як тиск та витрата робочої рідини:

$$\eta^{ГЦ} = \frac{N_{кор}^{ГЦ}}{N_{зат}^{ГЦ}} \cdot 100\% = \frac{E_{кор}^{ГЦ}}{E_{зат}^{ГЦ}} \cdot 100\% \Rightarrow$$

$$N_{кор}^{ГЦ} = N_{зат}^{ГЦ} \cdot \eta^{ГЦ} = P \cdot Q \cdot \eta^{ГЦ}$$

$$\Rightarrow E_{кор}^{ГЦ} = E_{зат}^{ГЦ} \cdot \eta^{ГЦ} = P \cdot Q \cdot t \cdot \eta^{ГЦ}.$$

І в зворотному напрямку затрачена потужність чи енергія може бути визначена за допомогою корисної потужності або вихідних експлуатаційних характеристик гідравлічного циліндра та його ККД:

$$N_{зат}^{ГЦ} = \frac{N_{кор}^{ГЦ}}{\eta^{ГЦ}} = \frac{F \cdot v}{\eta^{ГЦ}} \Rightarrow E_{зат}^{ГЦ} = \frac{E_{кор}^{ГЦ}}{\eta^{ГЦ}} = \frac{F \cdot v \cdot t}{\eta^{ГЦ}}.$$

Для виконавчих пристроїв обертального і поворотного руху (гідромоторів і поворотних гідроциліндрів) корисна енергія може бути визначена через крутний момент на вихідному валу мотора, кутову швидкість обертання та тривалість його роботи:

$$N_{кор}^{ГМ} = N_{кор}^{ГП} = M \cdot \omega;$$

$$E_{кор}^{ГМ} = E_{кор}^{ГП} = N_{кор}^{ГМ} \cdot t = N_{кор}^{ГП} \cdot t = M \cdot \omega \cdot t,$$

де $N_{кор}^{ГМ}, N_{кор}^{ГП}$ – корисна потужність гідромотора, поворотного гідроциліндра; Вт; $E_{кор}^{ГМ}, E_{кор}^{ГП}$ – корисна енергія (виконана робота) гідромотора, поворотного гідроциліндра, Вт·с (Дж); M – крутний момент, створюваний гідромотором, Н·м; ω – кутова швидкість обертання вихідного валу гідромотора, рад/с; t – тривалість роботи, с.

Аналогічно до гідравлічного циліндра, можуть бути проведені розрахунки корисної та затраченої енергій гідромотора по його експлуатаційним характеристикам або характеристикам гідравлічної системи та ККД гідромотора:

$$\eta^{ГМ} = \frac{N_{кор}^{ГМ}}{N_{зат}^{ГМ}} \cdot 100\% = \frac{E_{кор}^{ГМ}}{E_{зат}^{ГМ}} \cdot 100\% \Rightarrow$$

$$N_{кор}^{ГМ} = N_{зат}^{ГМ} \cdot \eta^{ГМ} = P \cdot Q \cdot \eta^{ГМ}$$

$$\Rightarrow E_{кор}^{ГМ} = E_{зат}^{ГМ} \cdot \eta^{ГМ} = P \cdot Q \cdot t \cdot \eta^{ГМ}$$

$$N_{зат}^{ГМ} = \frac{N_{кор}^{ГМ}}{\eta^{ГМ}} = \frac{M \cdot \omega}{\eta^{ГМ}} \Rightarrow E_{зат}^{ГМ} = \frac{E_{кор}^{ГМ}}{\eta^{ГМ}} = \frac{M \cdot \omega \cdot t}{\eta^{ГМ}}.$$

Моделювання роботи апаратів керуючого рівня. Апарати керуючого рівня призначені для керування пристроями виконавчого рівня і також в загальній структурі відносяться до операційної складової. В залежності від того, яким чином керуючі пристрої впливають на виконавчий рівень гідравлічної системи їх розподіляють на 3 основні групи, а саме:

- клапани напрямку (гідророзподільники) – гідравлічні апарати, призначені для зміни напрямку руху робочої рідини, що в свою чергу впливає на напрямок руху/обертання виконавчого пристрою, його запуску та зупинки;

- клапани тиску (переливні, запобіжні, редуційні тощо) – гідравлічні апарати, призначені для регулювання чи обмеження робочого тиску в гідравлічній системі або окремих її контурах з метою

регулювання зусилля (гідроциліндр) та крутного моменту (гідромотор) на робочому органі виконавчого пристрою, а також захисту гідравлічної системи від недопустимого перевищення значення тиску робочої рідини;

- клапани витрати (дроселі, діафрагми, регулятори витрати) – гідравлічні апарати, призначені для регулювання витрати робочої рідини в системі загалом або ж окремих її контурах для можливості регулювання лінійної швидкості (гідроциліндр) або кутової швидкості чи частоти обертання (гідромотор) робочого органу виконавчого пристрою.

Клапани напрямку. Клапани напрямку суттєвого впливу на енергоспоживання та втрати в гідравлічній системі не мають, так як вони не змінюють енергоформуючих характеристик гідравлічного потоку, тобто тиску та витрати. Наприклад, для гідравлічних розподільників золотникового типу величина витоків знаходиться в діапазоні від 0,07 % (орієнтовно $800 \text{ см}^3/\text{хв}$ для умовного проходу Ду32) до 0,2 % (орієнтовно $200 \text{ см}^3/\text{хв}$ для умовного проходу Ду6) від номінальної витрати розподільника в залежності від умовного проходу та схеми розподільника при перепаді тисків в 320 бар та кінематичній в'язкості масла в $40 \text{ мм}^2/\text{с}$. Втрати тиску в гідравлічних розподільниках залежать від величини їх гідравлічного опору, який для сучасних розподільників є достатньо низьким. Наприклад, розподільники компанії Bosch Rexroth з умовним проходом Ду6 мають гідравлічний опір $0,002 \text{ бар}/(\text{л}/\text{хв})^2$, а з умовним проходом Ду32 гідравлічний опір становить лише $0,000008 \text{ бар}/(\text{л}/\text{хв})^2$. Тобто втрати тиску гідророзподільника на максимально можливій для конкретного розподільника витраті становлять 2,8 %.

Таким чином, загальні втрати потужності гідравлічного потоку на гідравлічному розподільнику становлять не більше 3 % на найважчих режимах роботи розподільника по тиску і по витраті, що має бути враховано в показниках операційного блоку.

Водночас при розгляді роботи гідравлічної системи протягом певного проміжку часу відбувається також зміна характеристик за рахунок зношування клапанів напрямку, що призводить до збільшення втрат. Хоча зміни втрат тиску та зміна втрат тиску відбуваються неоднаково. Наприклад, втрати витрати робочої рідини по мірі експлуатації гідророзподільника зростають. Це відбувається за рахунок зношування пар тертя та збільшення зазорів між поясками золотника та корпусом розподільника, що в свою чергу призводить до збільшення кількості витоків і відповідного зменшення об'ємного ККД. В той же час втрати тиску, по мірі експлуатації розподільника, навпаки зменшуються за рахунок зношування керуючої кромки та збільшення площі прохідного перерізу.

Таким чином, зважаючи на зворотній зв'язок зміни втрат тиску та витрати гідророзподільника, можна прийняти, що загальні втрати потужності впродовж терміну його експлуатації умовно залишаються постійними. Для наших подальших розрахунків приймаємо величину втрат направляючих апаратів

постійною і рівною 3 % по потужності з відповідним розподілом на втрати тиску 2,8 % та втрати витрати 0,2 %.

Клапани витрати. Клапани витрати (дроселі, діафрагми, регулятори витрати, пропорційні розподільники тощо) мають суттєвий вплив на енергетичний баланс гідравлічної системи, так як безпосередньо впливають на одну з енергоформуючих характеристик гідравлічної системи, а саме витрату робочої рідини.

Фактично величина енергетичних втрат, які виникають в клапанах витрати залежить від величини відкриття клапану, тобто площі поперечного перерізу, який забезпечує необхідну витрату робочої рідини для роботи виконавчого пристрою. Але при зменшенні поперечного перерізу клапана витрати зростає його гідравлічний опір, що призводить до появи перепаду тисків на вході та виході клапана регулювання витрати. Фактично виходить ситуація, що хоча клапани витрати і призначені для регулювання витрати, але енергетичні втрати в них виникають не за рахунок зміни витрати робочої рідини, а за рахунок появи різниці тисків на вході та виході клапана витрати:

$$\Delta N_{\text{КВ}} = Q_{\text{КВ}} \cdot (P_1 - P_2),$$

де $\Delta N_{\text{КВ}}$ – втрати потужності на клапані витрати, Вт; $Q_{\text{КВ}}$ – витрата робочої рідини, яка проходить через клапан витрати, $\text{м}^3/\text{с}$; P_1 – тиск робочої рідини на вході в клапан витрати, Па; P_2 – тиск робочої рідини на виході з клапану витрати, Па.

Таким чином втрати енергії на клапанах витрати є функцією різниці тисків на клапані $\Delta N_{\text{КВ}} = f(\Delta P)$ і власне саме клапани витрати будуть формувати в гідравлічній системі два рівні тиску. Тиск на вході клапану витрати P_1 буде впливати і формувати тиск на стороні насосної станції гідравлічної системи, тобто задавати якісну складову затраченої енергії гідросистеми. А тиск на виході клапана витрати P_2 буде формувати якісну складову корисної енергії для кожної з операцій системи, тобто загалом виконавчого рівня.

Клапани тиску. Клапани тиску (переливні, запобіжні, редуційні тощо) призначені для регулювання чи обмеження робочого тиску в гідравлічній системі. Вони мають суттєвий вплив на енергетичний баланс гідравлічної системи, так як мають вагомий вплив на енергоформуючі характеристики, а саме на робочий тиск.

Причому клапани тиску можуть визначати як тиск на насосній стороні гідравлічної системи, тобто впливати на рівень затраченої енергії, так і обмежувати тиск на виконавчій стороні гідросистеми, тобто впливати на рівень корисної енергії.

Величина енергетичних втрат на клапанах тиску буде визначатись аналогічно втратам на клапанах витрати і буде залежати від витрати робочої рідини, яка проходить через клапан тиску та перепаду тиску на вході та виході клапану тиску:

$$\Delta N_{\text{КТ}} = Q_{\text{КТ}} \cdot (P_1 - P_2),$$

де $\Delta N_{\text{КТ}}$ – втрати потужності на клапані тиску, Вт;

$Q_{\text{КТ}}$ – витрата робочої рідини, яка проходить через клапан тиску, м³/с; P_1 – тиск робочої рідини на вході в клапан тиску, Па; P_2 – тиск робочої рідини на виході з клапану тиску, Па.

Водночас, не дивлячись на те, що в абсолютних величинах в залежності від схемної реалізації гідравлічної системи в клапанах тиску виникають суттєво вищі енергетичні втрати, насправді вони мають менший вплив на енергетичний баланс гідравлічної системи, так як клапани тиску лише задають верхню межу тиску в різних частинах гідравлічної схеми. В той же час поточне значення тиску на виконавчих пристроях та виході насосної станції буде формуватися саме завдяки експлуатаційним характеристикам виконавчих пристроїв кожної операції, а саме зусилля (крутний момент) та швидкість (кутова швидкість), а також величини налаштування клапанів витрати. Власне величина налаштування клапанів витрати буде впливати на величину енергетичних втрат в клапанах тиску.

Висновки. За результатами аналізу відомих показників ефективності систем гідроприводу встановлено, що існує декілька неврахованих факторів, які є наслідками експлуатаційного циклу і суттєво впливають на загальну ефективність систем. Розгляд енергетичної ефективності сучасних промислових систем гідроприводів показав, що її рівень ледь сягає 60 %. Тому для передпроектної оцінки розроблюваного схемного рішення, в умовах суттєво невизначеної інформації, може бути використано логіко-функціональну модель і, розроблену на її основі, методіку спрощеного визначення енергетичних характеристик. Використання спрощеного моделювання експлуатаційного циклу на передпроектному етапі дозволяє скоротити час визначення рівня енергоспоживання (для системи з 20-ма приводами до 2-х годин), та частково врахувати експлуатаційні особливості. На основі отриманих характеристик гідросистеми можуть бути сформовані раціональні рішення енергетичного рівня гідросистеми або виконано їх порівняння з іншими варіантами по критерію енергоефективності.

Запропонований підхід не дозволяє отримати високої точності результатів моделювання, так як в ньому не враховано багатьох динамічних та інших характеристик виконавчих пристроїв, енергетичних пристроїв, втрат по довжині трубопроводів, втрат в місцевих гідравлічних опорах тощо. Це було зроблено свідомо, по-перше, з метою спрощення моделювання і можливості порівняння декількох схемних рішень для однієї гідросистеми, а по-друге, так як ці втрати є фактично однаковими для будь-якого схемного рішення, тому що залежать виключно від технологічного циклу системи і не можуть бути змінені проектувальником гідросистеми.

В статті було розглянуто підхід до моделювання роботи апаратів операційної частини спрощеної моделі, тобто апаратів виконавчого та керуючого рівня з загальної структури апаратів гідравлічної системи.

Список літератури

1. Findeisen D., Helduser S. *Ölhydraulik. Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015. 1011 p. doi: 10.1007/978-3-642-54909-0
2. Cherkashenko M. V. Synthesis of discrete drives control systems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 46 (1322). P. 4–9.
3. Will D., Gebhardt N. *Hydraulik. Grundlagen, Komponenten, Systeme*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2014. 515 p. doi: 10.1007/978-3-662-44402-3
4. Watson B. *Mobile equipment hydraulics: a systems and troubleshooting approach*. Delmar: Cengage Learning, 2011. 212 p.
5. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. Germany: GmbH & Co Publ., 2018. 214 p.
6. Guana L., Chenb G. *Encyclopedia of Energy Engineering and Technology. Pumping Systems: Design and Energy Efficiency*. Boca Raton: CRC Press, 2015. 2342 p.
7. Karvonen M., Heikkilä M., Huovaa M., Linjamaa M. Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System. *International Journal of Fluid Power*. 2014. Vol. 15, no. 1. P. 33–44.
8. Kozlov Leonid G., Bogachuk Volodymyr V., Bilichenko Victor V., Tovkach Artem O., Gromaszek Konrad, Sundetov Samat. Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive. *Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments*. Vol. 10808. Wilga, Poland, 2018. doi: 10.1117/12.2501528
9. Polishchuk L. K., Kozlov L. G., Piontkevych O. V., Gromaszek K., Mussabekova A. Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive. *Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments*. Vol. 10808. Wilga, Poland, 2018. doi: 10.1117/12.2501535
10. Губарев А. П., Козинец Д. А., Левченко О. В. MAS-1.0 – Упрощенное моделирование многоприводных гидропневматических систем циклического действия. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2005. № 4 (10). С. 72–77.
11. Губарев А. П., Козинец Д. А., Левченко О. В. Проверка логики функционирования цикловых систем гидравлических и пневматических приводов. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2004. № 3. С. 64–69.
12. Parr A. *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. Butterworth-Heinemann Ltd, 2011. 248 p.
13. Brian E. *Compressed Air Operations Manual*. McGraw-Hill Education, 2006. 407 p.
14. Wu P., Lai Z., Wu D., Wang L. Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency. *Journal of Water Resources Planning and Management*. 2014. doi: 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493
15. Miller R., Liberi T., Scioscia J. Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling. *Pipelines*. 2015. P. 869–877.
16. Peña O., Leamy M. An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators. *International Journal of Fluid Power*. 2015. Vol. 16, no. 2. P. 83–98. doi: 10.1080/14399776.2015.1055991
17. Subramanya K. *Fluid Mechanics and Hydraulic Machines: Problems and Solutions*. 2010. 617 p.
18. Zhang B., Ma J., Hong H., Yang H., Fang Y. Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pump based on the computational fluid dynamics method. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2017. Vol. 11, iss. 1. P. 86–95.
19. Helduser S. *Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen*. Mainz: Vereinigte Fachverl., 2013. 375 p.
20. Scherf H. E. *Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme (mit Matlab- und Simulink-Beispielen)*. München, Wien: Oldenbourg Verlag, 2003.
21. Egeland O., Gravdahl J. T. *Modeling and Simulation for Automatic Control*. Trondheim, Norway: Marine Cybernetics, 2002. 639 p.
22. Левченко О. В., Губарев О. П. Прикладна програма моделювання енергетичної ефективності систем промислового гідроприводу. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 43–51. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.05

23. Губарев О. П., Левченко О. В., Корчовний А. В. Дворівнева модель системи гідроприводу з паралельною структурою. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 6 (1178). С. 13–17.

References (transliterated)

1. Findeisen D., Helduser S. *Ölhydraulik, Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen*. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag Publ., 2015. 1011 p. doi: 10.1007/978-3-642-54909-0
2. Cherkashenko M. V. Synthesis of discrete drives control systems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 46 (1322), pp. 4–9.
3. Will D., Gebhardt N. *Hydraulik. Grundlagen, Komponenten, Systeme*. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag Publ., 2014. 515 p. doi: 10.1007/978-3-662-44402-3
4. Watson B. *Mobile equipment hydraulics: a systems and troubleshooting approach*. Delmar, Cengage Learning Publ., 2011. 212 p.
5. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. Germany, GmbH & Co Publ., 2018. 214 p.
6. Guana L., Chenb G. *Encyclopedia of Energy Engineering and Technology. Pumping Systems: Design and Energy Efficiency*. Boca Raton, CRC Press Publ., 2015. 2342 p.
7. Karvonen M., Heikkilä M., Huovaa M., Linjamaa M. Analysis by Simulation of Different Control Algorithms of A Digital Hydraulic Two-Actuator System. *International Journal of Fluid Power*. 2014, vol. 15, no. 1, pp. 33–44.
8. Kozlov Leonid G., Bogachuk Volodymyr V., Bilichenko Victor V., Tovkach Artem O., Gromaszek Konrad, Sundetov Samat. Determining of the optimal parameters for a mechatronic hydraulic drive. *Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments. Vol. 10808*. Wilga, Poland, 2018. doi: 10.1117/12.2501528
9. Polishchuk L. K., Kozlov L. G., Piontkevych O. V., Gromaszek K., Mussabekova A. Study of the dynamic stability of the conveyor belt adaptive drive. *Proc. SPIE 10808, Photonics Applications in Astronomy, Communications, Industry, and High-Energy Physics Experiments. Vol. 10808*. Wilga, Poland, 2018. doi: 10.1117/12.2501535
10. Gubarev A. P., Kozinets D. A., Levchenko O. V. MAS-1.0 – Uproshchenoe modelirovanie mnogoprivodnykh gidropnevmaticheskikh sistem tsiklicheskogo deystviya [MAS-1.0 – Simplified Modeling of Multi-Drive Hydropneumatic Cyclic Action Systems]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2005, no. 4 (10), pp. 72–77.
11. Gubarev A. P., Kozinets D. A., Levchenko O. V. Proverka logiki funktsionirovaniya tsiklovykh sistem gidravlicheskikh i pnevmaticheskikh privodov [Check the logic of the functioning of cyclic systems of hydraulic and pneumatic drives]. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. 2004, no. 3, pp. 64–69.
12. Parr A. *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*. Butterworth-Heinemann Ltd Publ., 2011. 248 p.
13. Brian E. *Compressed Air Operations Manual*. McGraw-Hill Education Publ., 2006. 407 p.
14. Wu P., Lai Z., Wu D., Wang L. Optimization Research of Parallel Pump System for Improving Energy Efficiency. *Journal of Water Resources Planning and Management*. 2014. doi: 10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000493
15. Miller R., Liberi T., Scioscia J. Analyzing Pump Energy through Hydraulic Modeling. *Pipelines*. 2015, pp. 869–877.
16. Peña O., Leamy M. An efficient architecture for energy recovery in hydraulic elevators. *International Journal of Fluid Power*. 2015, vol. 16, no. 2, pp. 83–98. doi: 10.1080/14399776.2015.1055991
17. Subramanya K. *Fluid Mechanics and Hydraulic Machines: Problems and Solutions*. 2010. 617 p.
18. Zhang B., Ma J., Hong H., Yang H., Fang Y. Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pump based on the computational fluid dynamics method. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2017, vol. 11, issue 1, pp. 86–95.
19. Helduser S. *Grundlagen elektrohydraulischer Antriebe und Steuerungen*. Mainz, Vereinigte Fachverl Publ., 2013. 375 p.
20. Scherf H. E. *Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme (mit Matlab- und Simulink-Beispielen)*. München, Wien, Oldenbourg Verlag Publ., 2003.
21. Egeland O., Gravdahl J. T. *Modeling and Simulation for Automatic Control*. Trondheim, Norway, Marine Cybernetics Publ., 2002. 639 p.
22. Levchenko O. V., Hubarev O. P. Prykladna prohrama modelyuvannya enerhetychnoyi efektyvnosti system promyslovoho hidropnyvodu [Applied Program for Modeling the Energy Efficiency of Industrial Hydraulic Drive System]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 43–51. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.05
23. Hubarev O. P., Levchenko O. V., Korchovnyy A. V. Dvorivneva model' systemy hidropnyvodu z paralel'noyu strukturoyu [Two-level model of a hydraulic system with parallel structure]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Matematychnе modelyuvannya v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mathematical Modeling in Engineering and Technologies]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 6 (1178), pp. 13–17.

Надійшла (received) 04.11.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Левченко Олег Васильович (Левченко Олег Васильевич, Levchenko Oleh) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7620-9009>; e-mail: tudasuda@ua.fm

Губарев Олександр Павлович (Губарев Александр Павлович, Gubarev Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського», професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка і механотроніка»; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0924-4103>; e-mail: gubarev@i.ua