

УДК 62-503.5

О.В. КОТИЛО, М.Ю. АМЕЛІН  
Херсонська державна морська академія  
А.О. ШКІЛЬНЮК  
Херсонський державний університет

## ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ГІДРОТРАНСПОРТУ ЗА РАХУНОК ЗМІНИ ЧАСТОТИ ТА КРУТНОГО МОМЕНТУ ЕЛЕКТРОПРИВОДУ

*У статті описано методи керування продуктивністю систем гідротранспорту, порівняно їх ефективність та можливість реалізації. Наведено характеристики роботи системи гідротранспорту залежно від методу керування. Представлено модель нового методу керування, що дозволяє отримати необхідну подачу та тиск в системах гідротранспорту, забезпечивши одночасну зміну швидкості обертання і крутного моменту електроприводу системи гідротранспорту.*

*Ключові слова: гідротранспорт, система керування, оптимальне керування, продуктивність, тиск, зміна частоти струму.*

O.V. KOTYLO, M.U. AMELYN  
Kherson of State Marine Academy  
A.O. SHKILNUK  
Kherson State University

## PROVIDING IS THE PRODUCTIVITY SYSTEM OF HYDRAULIC CONVEYING FOR CHANGE ACCOUNT OF FREQUENCY AND ROUTE MOMENT OF ELECTROMECHANIC

### Abstract

*In the article the methods of management the productivity to the systems of the hydraulic conveying are described. Efficiency and marketability are compared. Descriptions over of work the hydraulic conveying system are brought depending on the method of management. Presented model of new method of management that allows getting a necessary serve and pressuring in the systems of the hydraulic conveying and providing the simultaneous change of velocity of circulation and route moment of electromechanic of the system of the hydraulic conveying.*

*Keywords: hydraulic Conveying, control system, optimal management, productivity, pressure, change of frequency of current.*

### Постановка проблеми

Одним з основних споживачів електроенергії в Україні є підприємства гірничо-металургійного комплексу і, зокрема, системи гідротранспорту. У зв'язку із збільшенням цін на енергоносії головним стає завдання економії і ресурсозбереження. Зменшення втрат систем гідротранспортування та підвищення продуктивності можна досягти за рахунок розробки економічніших агрегатів, нових систем управління вже встановленими агрегатами, шляхом удосконалення технологій підтримки оптимального режиму роботи, що дозволяють понизити витрати енергії через поліпшення режиму роботи устаткування або поєднанням обох методів.

### Аналіз останніх досліджень та публікацій

Розроблені у різні роки розрахункові емпіричні методики визначення параметрів гідравлічного транспорту, що базуються на працях Покровської В.Н., Приходченко С.Д. [1], Звягильського Е.Л. [2], Кулінченко В.Р. [3] та інших, охоплюють практично увесь можливий діапазон зміни характеристик гідросистем, але кожна з них окремо виправдана лише для обмеженого діапазону параметрів гідросуміші, призводячи до неадекватних розрахункових результатів за межами цього діапазону.

### Формулювання мети дослідження

Метою дослідження є огляд механізмів керування роботою систем гідротранспорту та опис методу, що дозволить забезпечити керування тиском та продуктивністю гідросистем за рахунок зміни частоти обертання та крутного моменту насосного електроприводу.

### Викладення основного матеріалу

Вживані у практиці гідравлічного транспорту способи регулювання режимів роботи насосів спрямовані в основному на забезпечення необхідної витрати, при якій досягається максимальний ККД насосної установки. При цьому концентрація твердої фази у потоці пульпи при регулюванні не

враховується, тому ґрунтовий насос у системі гідротранспорту працює неефективно із змінними значеннями витрати твердої фази і, відповідно, натиску, що розвивається.

Розробка способу регулювання режимів роботи насосів і методик розрахунку параметрів гідротранспорту дрібнозернистих та крупнозернистих гідросумішей є актуальним завданням, яке вимагає додаткових теоретичних й експериментальних досліджень.

З метою досягнення найбільшої ефективності гідравлічного транспортування і максимізації ККД ґрунтового насоса необхідно використовувати регулювання гідромеханічних характеристик і частот обертання робочого колеса ґрунтового насоса за величиною відхилення витратної концентрації твердої фази від розрахункових номінальних значень та витратою пульпи на основі розробленої математичної моделі ґрунтового насоса.

Система гідротранспорту у процесі експлуатації може бути виведена з розрахункового режиму через вплив на її роботу багатьох чинників: зміни кількості пульпи, що поступає від технологічного процесу підприємства, зміни умов транспортування, зміни гідравлічного розміру матеріалу, зносу насосів та ін. У цих випадках для підтримки оптимального режиму роботи системи гідротранспорту повинна регулюватися її продуктивність.

Останніми роками розроблено нові способи і пристрої регулювання продуктивності систем гідротранспорту. Регулювання об'ємної подачі пульпи дозволяє понизити витрати баластної води і тим самим енерговитрати на гідротранспорт. Крім того, за рахунок регулювання швидкості руху пульпи при транспортуванні дрібнофракційних матеріалів, можна забезпечити мінімальний знос і, відповідно, максимальну довговічність гідротранспортного устаткування [4].

За критерій оптимальності способу регулювання приймається мінімум приведених витрат, який визначається техніко-економічним розрахунком. Основні способи регулювання продуктивності гідротранспортної системи земснарядів приведені в табл. 1.

Таблиця 1

Способи регулювання продуктивності гідротранспортних систем

Спосіб і пристрій регулювання	Сфера застосування	Технічні дані
1. Зміна частоти обертання електроприводу	Асинхронні короткозамкнуті і реактивні електродвигуни потужністю до 200 кВт	Частота струму $f = 5$ (80 Гц, $\epsilon = 0,92 - 0,87$ )
	Асинхронні електродвигуни з фазним ротором потужністю 250 кВт	Частота обертання колеса насоса $n = 525 - 700$ про/мін
Асинхронно-вентильний каскад АВК частотними перетворювачами	Те ж, потужністю 100 - 2000 кВт	Діапазон регулювання (1,0 - 0,7) пном при $\epsilon = 0,96$ , частота струму $f = 0,5$ (50 Гц)
Система регульованого синхронного (вентильний) двигуна з перетворювачами тиристорів	Синхронні електродвигуни потужністю 630 - 1000 кВт	-
2. Зміна ковзання двигуна відносно приводного агрегату (насоса)		
Індукторні муфти ковзання	Приводи насосів потужністю до 200 кВт	Номінальний крутний момент, що крутить, від 75 до 200 кгм (для муфт ИМС75 -ИМС200) $N = n3$
Гідродинамічні муфти	Те ж, потужністю до 130 кВт	
3. Зміна діаметру робочого колеса насоса		
Підрізування робочих коліс по діаметру	Для зменшення об'ємної подачі пульпи насосом	Діапазон зміни діаметру колеса (1 - 0,9)
Наплавлення робочих коліс по діаметру	Для підвищення натиску насоса	Діапазон зміни діаметру колеса (1 - 1,05)
4. Підвищення всмоктуючої здатності системи		
Ежекторний пристрій	Гідротранспорт з глибоких забоїв	Оптимізується по розміру трубопроводу
Погружний бустерний насос	Те ж	Те ж
Відключення окремих насосів у системі, скомпонованій з агрегатів різної продуктивності	Великі системи гідротранспорту збагачувальних фабрик, заводів, ГРЭС	Оптимізується по режиму роботи підприємств

Серед інших способів регулювання подачі та тиску рідини у системах гідротранспорту є:

- дроселювання трубопроводу;
- перепускання частини рідини з вихідного патрубку насоса у вхідний;
- ступінчасте регулювання зміною числа робочих насосів.

При дроселюванні трубопроводу регулюючим елементом є механічний пристрій у вигляді шибера, клапана, засувки, діафрагми, що змінює поперечний переріз трубопроводу.

Недоліком є низький ККД. Це обумовлено появою опору регулюючого пристрою, що визначає низьку енергетичну ефективність цього підходу. Окрім цього, зростання тиску у трубопроводі призводить до скорочення терміну служби ущільнень і запірних пристроїв та збільшення витоків рідини через стики і щілини. Регулювання виконується тільки у бік зменшення подачі або тиску насосної установки.

Регулювання тиску перепусканням ґрунтується на відведенні частини потоку рідини з виходу насоса на його вхід через відведення із засувкою. При цьому енергія, що витрачається на циркуляцію рідини по холостому колу, не створює корисної роботи, що знижує ККД установки, особливо сильно при глибокому регулюванні. Як і в попередньому методі, подання НС регулюється тільки у бік зменшення.

Ступінчасте регулювання подачі насосної станції здійснюється за рахунок підключення або відключення насосів. Цей спосіб характеризується простотою управління, оскільки не вимагає додаткових регулюючих пристроїв. Проте він не дозволяє забезпечити безперервну підтримку тиску при зміні споживання рідини і викликає часті пуски двигунів, що зменшує термін роботи устаткування і вимагає будівництва акумулюючого резервуару. Ефективність та коефіцієнт корисної дії, у порівнянні з частотним регулюванням, залишаються низькими [4].

Оскільки наплавлення або оточення робочого колеса є дорогим та непостійним методом регулювання продуктивності роботи насоса, а підвищення всмоктуючої здатності потребує установки допоміжного обладнання та є економічно малоефективним, то найбільш раціональним способом регулювання продуктивності насосів вважається зміна частоти обертання робочого колеса насоса.

Механічні характеристики регульованого електроприводу, на відміну від характеристик нерегульованого, "м'які", тобто змінюють своє положення і форму у процесі регулювання кутової швидкості.

Діапазон регулювання частоти обертання приводу насоса визначається за формулою

$$\Delta n = n_{\text{ном}} - n_{\text{min}}, \quad (1)$$

де  $n_{\text{ном}}$  – стандартна частота обертання нерегульованого приводу, що відповідає паспортній характеристиці насоса.

Мінімальна частота обертання приводу насоса, потрібна за умовами експлуатації систем гідротранспорту описується, як:

$$n_{\text{min}} = n_{\text{н}} \sqrt{N_{\text{н}} / N_{\text{max}}}, \quad (2)$$

де  $N_{\text{min}}$  – потужність електроприводу, яка потрібна для перекачування пульпи з мінімальними параметрами транспортування ( $Q_{\text{п min}}$ ,  $H_{\text{min}}$ );

$N_{\text{ном}}$  – потужність електроприводу, потрібна для перекачування пульпи з максимальними параметрами транспортування (які при проектуванні прийняті як номінальні  $Q_{\text{п ном}}$ ;  $N_{\text{ном}}$ ) [5].

Середня величина глибини регулювання продуктивності для великих залізрудних гірничозбагачувальних комбінатів визначається за формулою:

$$(Q_{\text{п ном}} - Q_{\text{п min}}) / Q_{\text{п ном}} \quad (3)$$

і складає 10-12 %.

При виборі способу регулювання гідротранспортних установок, що працюють на видаленні відходів збагачення нерудної сировини, діапазон регулювання продуктивності визначається на основі величини нормативного коефіцієнта нерівномірності подачі сировини на збагачувальну фабрику [5].

Зазвичай, для насосів у трубопровідній мережі використовується закон частотного керування

$$U/f^2 = \text{const} \quad \text{при} \quad If = \text{const}, \quad (4)$$

або

$$U/f^2 = \text{const} \quad \text{при} \quad If / f = \text{const}, \quad (5)$$

де  $U$  і  $f$  – напруга і частота мережі живлення;

Напірно-витратні характеристики насоса (рис. 1) описуються, як [3]:

$$H = A_2 v^2 + B_2 v Q + C_2 Q^2, \quad (6)$$

де  $A_2$  – коефіцієнт апроксимації, рівний тиску;

$B_2, C_2$  – коефіцієнти апроксимації, залежні від конструктивних особливостей насосного агрегату (визначаються за паспортними характеристиками насоса);

$v^2$  – відносна частота обертання насоса.

При регулюванні частоти обертання криві  $H - Q$  насоса зміщуються паралельно вниз точки робочого режиму (рис. 1).

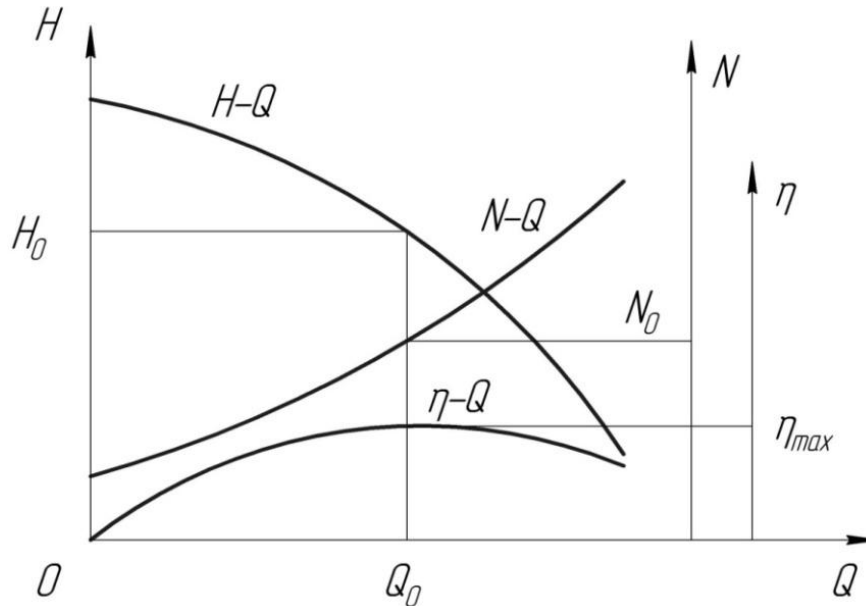


Рис. 1. Характеристика відцентрового насоса при  $n = \text{const}$ ,  $g = 1000 \text{ кг/м}^3$

На рис.1 приведено відсоткову характеристику насосів певної серії. На оптимальному режимі роботи значення координат дорівнює 100 %. Відсоткові характеристики подібних насосів однакові, а отже вони можуть бути використані для побудови характеристик нових насосів цієї серії. Тиск  $H$  в системі залежить від об'єму подачі  $Q$ , як проілюстровано на гілці  $H-Q$ , а об'єм подачі залежить від частоти обертання приводу  $n$  (позначено на гілці  $n-Q$ ). Залежність тиску та подачі від потужності приводу насоса зображено на гілці  $N-Q$ .

Як видно з графіків (рис.1.), характеристика подачі  $Q$  та тиску  $H$  взаємопов'язані, і при збільшенні подачі спадає тиск. Частотний спосіб регулювання збільшує оберти електроприводу, що у свою чергу призводить до збільшення подачі, а так як потужність двигуна залишається незмінною, то тиск знижується. Дана залежність викликана недостатньою потужністю електроприводу викликану підвищенням гідравлічного навантаження насоса. Важливе значення визначення ефективності регулювання додаткових витрат електроенергії.

Гідравлічна потужність ( $P_{\text{hyd}}$ ) насоса визначає об'єм перекачаної рідини при сталому тиску, і може бути розрахована за формулою:

$$P_h = Q \cdot H \cdot \rho \cdot g, \quad (7)$$

де  $Q$  – подача насоса;

$H$  – тиск насоса;

$\rho$  – густина рідини;

$g$  – прискорення вільного падіння.

Вплив частоти обертання ( $n$ ) робочого колеса на тиск, подачу і споживану потужність продемонстровано наступними формулами:

Подача пропорційна зміні частоти обертання:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_2}{n_1}, \quad (8)$$

де  $Q_1$  – подача до зміни частоти;  
 $Q_2$  – подача після зміни частоти;  
 $n_1$  – початкова частота;  
 $n_2$  – частота після зміни.

Згідно з цією закономірністю, подвоєння частоти обертання у 2 рази підвищить подачу.  
Тиск пропорційний квадрату зміни частоти обертання:

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \quad (9)$$

де  $Q_1$  – тиск до зміни частоти;  
 $Q_2$  – тиск після зміни частоти.

Згідно цієї закономірності, подвоєння частоти обертання у 4 рази підвищить тиск.  
Споживана потужність насоса пропорційна зміні частоти обертання у третьому ступені:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \quad (10)$$

де  $Q_1$  – споживана потужність до зміни частоти;  
 $Q_2$  – споживана потужність після зміни частоти.

Згідно з цією закономірністю, подвоєння частоти обертання у 8 разів підвищить споживану потужність, що викликає необхідність компенсації недостатньої потужності, яку можна компенсувати за рахунок зміни ковзання муфти, згідно формули:

$$P = P_1 * u, \quad (11)$$

де  $P$  – потужність приводу;  
 $P$  – потужність насосу;  
 $u$  – передаточне відношення муфти.

$$u = \frac{n_1}{n_2}, \quad (12)$$

де  $n_1$  – частота ведучого валу;  
 $n_2$  – частота веденого валу.

У табл. 1 розглянуто способи керування насосною станцією і зазначено, що частотний спосіб змінює оберти, а зміна ковзання двигуна відносно приводного агрегату змінює крутний момент, що дозволяє отримати необхідний тиск. При поєднанні цих двох методів можливо досягти контрольованої зміни тиску та подачі незалежно одне від одного. Такий спосіб дозволить отримати широкий діапазон регулювання цих параметрів. Окрім того, використання зміни ковзання зчеплення дозволяє зменшити навантаження під час пуску двигуна та, як наслідок, зменшення пускових токів. Застосовуються гідравлічні, фрикційні або магнітні муфти. У першому випадку передача обертання відбувається за рахунок сил рідинного зчеплення, у другому – за рахунок сили тертя, а в третьому – за рахунок сили магнітного притягання, що виникає при протіканні електричного струму по обмотках муфт. З використанням муфти зі зміною ковзання з'являється можливість здійснення плавного пуску насоса, підключеного до електродвигуна, та уникнення гідроударів під час пуску насосу.

### Висновки

Особливості об'єкту керування накладають певні вимоги до ведення процесу гідротранспорту, які необхідно враховувати при виборі систем управління. Існуюча практика управління насосною станцією базується на управлінні насосами станції, які використовують електроприводи послідовного включення і відключення насосів, що призводить до перевитрати електроенергії і гідравлічного удару в системі гідротранспорту. Теоретичний аналіз існуючих методик керування системами гідротранспорту

показує, що висока ефективність роботи системи гідротранспорту досягається за рахунок поєднання керування частотою електроприводу та зміною коефіцієнту ковзання зчеплення. У результаті цього збільшується діапазон регулювання параметрів роботи системи гідротранспорту та підвищується надійність роботи.

#### **Список використаної літератури**

1. Приходченко С.Д. Зависимость спектра потребляемой мощности электродвигателя от физических параметров механизма // Геотехническая механика. Межвед. сб. науч. работ. Институт геотехнической механики им. М.С. Полякова. – Днепропетровск, 2006. – Вып. 64. – С. 123-129.
2. Звягильский Е.Л., Блюсс Б.А., Назимко Е.И., Семенов Е.В. Совершенствование режимов работы гидротранспортных установок технологий углеобогащения. – Севастополь: "Вебер", 2002. – 247 с.
3. Кулинченко В.Р. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод: учебник. – К.: Фирма "Инкос", центр учебной литературы, 2006. – 616 с.
4. Методика расчета гидротранспортных установок для транспорта и намыва хвостов железорудных ГОКов. – К.: НИИСП Госстроя СССР, 1970. – 64 с.
5. Руководство по проектированию гидравлического транспорта (к СНиП 2.05.07-85). – М.: Стройиздат, 1988. – 40 с.