

ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧЕ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ НАСОСА ГІДРАВЛІЧНОГО КРАНА

Л. В. Мельнікова¹, А. І. Шестака², О. Г. Калінін¹

¹Одеський національний політехнічний університет

²Національний університет "Одеська морська академія"

Анотація. На основі аналізу можливих режимів роботи палубного крана, а також на підставі розрахунків необхідної потужності насоса був обґрунтований, розроблений і запропонований алгоритм допустимого зниження оборотів двигуна головного насоса, що забезпечує суттєве зниження споживаної потужності без втрат в продуктивності при роботі неповного числа механізмів і під час технологічних пауз.

Ключові слова: енергоефективність, гідравлічний палубний кран, насос, частотно керований електропривод, алгоритм.

Вступ

На сучасному етапі розвитку морського флоту вирішується комплекс завдань, які повинні забезпечити судна високоефективними судовими системами та механізмами, що відповідають вимогам більшої функціональності, економічності, екологічної чистоти та умовам комфортності для екіпажу, а також забезпечують безперебійну роботу суднового технологічного устаткування. Одним з основних напрямків модернізації стає застосування сучасного апаратного забезпечення та розробки алгоритмів роботи з урахуванням

ідеальних, перш за все за причини неоптимального відносно поточного навантаження режиму роботи основного насоса та насосів гідроприводів механізмів крана: в усіх електрогідравлічних кранах головний насос та насоси гідравлічних ланцюгів механізмів, що приводяться від некерованого асинхронного двигуна, постійно, незалежно від навантаження механізмів, працюють на швидкостях, близьких до номінальної або перевищуючих номінальну (при малих навантаженнях).

Оптимізація енергоспоживання цього технологічного процесу, безумовно, сприятиме зменшенню розходу власних енергетичних ресурсів судна або зменшенню споживання електроенергії при живленні з берега.

Таким чином, доцільно розглянути питання поліпшення експлуатаційних характеристик електропривода насосів палубного крана шляхом його модернізації із встановленням додаткового обладнання з метою оптимізації енергоспоживання під час завантажувально-розвантажувальних операцій.

нових можливостей, таких як використання частотно-регульованих електроприводів (Variable Frequency Drive, VFD), пристроїв плавного пуску (Soft Starter), програмованих логічних контролерів (Programmable Logic Controller, PLC), панелей оператора (Human Machine Interface, HMI).

Велика кількість суден оснащена палубними кранами для самостійної обробки вантажів. Переважно такі палубні крани є гідравлічними, оскільки вони значно дешевші в капітальних затратах порівняно з електричними. Але експлуатаційні показники таких кранів є далекими від

Метою роботи є розробка пропозицій щодо впровадження заходів для відповідного технологічним задачам енергозберігаючого керування моментом та швидкістю двигуна з урахуванням специфічного навантаження, а саме, гідронасоса.

1. Вирішення проблеми

1. Застосування гідроприводів в під'ємних машинах і механізмах є досить розповсюдженою практикою, оскільки, наприклад, гідравлічний палубний кран в капітальних витратах є суттєво дешевшим порівняно з аналогічним за функціоналом та вантажопід'ємністю електричним краном: для досить популярних кранів MacGregor гідравлічний приблизно в три рази дешевий від електричного.

2. Керування двигунами сучасного електричного крана здійснюється за допомогою інтелектуальної системи частотно - керованого електропривода [2,3] зі спільною для всіх інверторів шиною постійного струму та з використанням активного двонаправленого випрямляючого модулю. Останнє дає змогу розподілу і використання згенерованої одним з механізмів, що працює в режимі гальмування (спуск вантажу), ін-

верторами інших механізмів при суміщенні робочих рухів або рекуперації "надлишкової" енергії в мережу при відсутності запиту на неї від інших механізмів. Таким чином, електричні крани мають досить гнучкі алгоритми ефективного споживання електроенергії.

3. Управління ж гідравлічним краном позбавлене переваг енергозбереження перш за все за причини архаїчного підходу до керування двигуном головного насоса, власне, за відсутності керування, як такого. Навіть сучасні крани мають лише контакторну схему пуску з переключенням "зірка – трикутник". Надалі швидкість електропривода не регулюється. Швидкості механізмів регулюються гідравлічними засобами з застосуванням схеми "насос регульованого об'єму – гідро двигун постійного об'єму". Це означає, що незалежно від завантаження гідроприводів робочих механізмів, головний насос працює зі швидкістю, близькою до номінальної, створюючи в системі надлишковий тиск, який безперервно скидається через перепускні клапани навіть при роботі всіх механізмів з навантаженням, меншим від номінального, оскільки робоча точка системи "гідронасос – гідромотор" розраховується за умови номінального завантаження та одночасної роботи всіх механізмів. В усіх інших випадках тиск в системі є надлишковим.

4. Необхідно зазначити, що, принаймні, половина часу робочих операцій крана припадає на рухи з порожнім вантажезахватом. Крім того, існують технологічні паузи, що не супроводжуються роботою жодного з механізмів.

Цілком логічним буде запропонувати зниження робочого тиску в системі і подачі принаймні під час "легких" операцій і технологічних пауз шляхом зменшення частоти обертання двигуна головного насоса.

При такій постановці задачі треба виходити з максимально припустимого зниження частоти обертання головного насоса, як це буде показано далі.

2. Матеріали і результати досліджень

Розглянемо гідравлічний кран MacGregor [4], в якому для керування та узгодження роботи агрегатів та механізмів, використовується мікропроцесорна система Crane Control System CC3000 (розроблена спеціально для електрогідравлічних кранів MacGregor). Всі механізми крана приводяться в рух відповідними гідромоторами MHO, MLU, MSL, що отримують живлення від гідронасосів PHO, PLU, PSL, які, в свою чергу живляться від головного насоса PF, як це зображено на рис. 1.

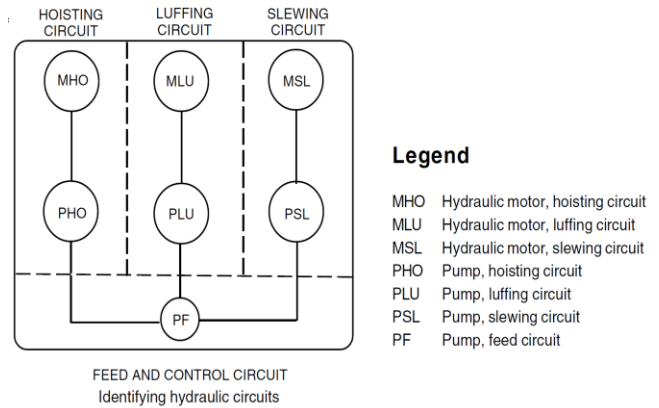


Рис.1. Загальна схема гідравлічної частини крана MacGregor GLB 3629-2/28.829gr

Базова схема електропривода головного насоса передбачає, що його двигун постійно працює впродовж роботи крана, споживаючи практично номінальну потужність незалежно від числа одночасно працюючих механізмів та їх навантаження, а також незалежно від того, чи знаходяться в роботі механізми крана, чи має місце технологічна пауза. Гідравлічна схема передбачає включення перепускних клапанів з метою підтримання постійного тиску в гідравлічних ланках механізмів та в загальній живлячій лінії. Таким чином, наявне неекономічне використання електроенергії для роботи двигуна головного насоса при неповному навантаженні і під час технологічних пауз, коли механізми крана вимушено не працюють.

Крім того, базова схема передбачає пуск двигуна головного насоса переключенням обмоток з "зірки" на "трикутник", що досить умовно можна назвати плавним пуском. Такий спосіб пуску априорі не здатний повністю усунути явище гідравлічного удару при розгоні і не усуває гідроудар при зупинці двигуна.

Такі недоліки базової схеми можуть бути усунені при використанні частотно-керованого електропривода (Variable Frequency Drive, VFD) для управління двигуном головного насоса, що дозволить не лише отримати керовані процеси пуску та гальмування згідно до запрограмованого часу з передбаченими динамічними параметрами, але й надалі керувати споживаною потужністю згідно до числа працюючих механізмів.

Необхідно зазначити, що на основі заданих для насоса значень подачі Q та напору H визначається необхідна потужність на валу насоса, а через неї з урахуванням ККД насоса та приводного двигуна – споживана з мережі електрична потужність [1].

Основні співвідношення між потужністю P , подачею Q та напором H насоса можуть бути дещо спрощено отримані з виразу енергії, яка надається рідині, що рухається, за одиницю часу. Нехай:

- S - площа перетину трубопроводу m^2 ;
- m - маса рухомої рідини за секунду, kg/c ;
- v - швидкість руху рідини, m/c ;
- ρ - питома вага рідини, kg/m^3 ;
- η_n, η_{Π} - ККД відповідно насоса та передачі.

Оскільки

$$m = Sv\rho, \quad (1)$$

то вираз для енергії рухомої рідини приймає вигляд:

$$W = \frac{mv^2}{2} = \frac{S\rho v^3}{2} \quad (2)$$

Звідки потужність на валу приводного двигуна

$$P = \frac{S\rho v^3}{2\eta_n\eta_{\Pi}} \quad (3)$$

В останньому виразі можна виділити групи величин, що відповідають подачі Q (m^3/c) та напору H (Па) насоса, а саме:

$$Q = Sv \quad (4)$$

$$H = \frac{\rho v^2}{2} \quad (5)$$

Таким чином

$$P = \frac{QH}{\eta_n\eta_{\Pi}} \quad (6)$$

Оскільки швидкість руху рідини пропорційна частоті обертання робочого колеса насоса (тобто, частоті обертання ω приводного двигуна) то можна прийняти, що $Q = c_1 \omega$ та $H = c_2 \omega^2$.

З урахуванням останнього отримаємо:

$$P = \frac{QH}{\eta_n\eta_{\Pi}} = c\omega^3 \quad (7)$$

де константа $c = (c_1 c_2) / (\eta_n \eta_{\Pi})$.

Момент навантаження на валу двигуна можна знайти як

$$M = \frac{P}{\omega} = c\omega^2 \quad (8)$$

Таким чином, потужність насоса (тобто, електрична потужність споживання приводного двигуна) пропорційна кубу, а момент навантаження є пропорційним квадрату швидкості при-

водного двигуна. Саме звідси і випливає економічність регулювання подачі насоса методами частотного управління [1].

Основною характеристикою насосу є залежність напору H , що ним створюється, від подачі Q цього насосу. Такі залежності зазвичай наводять в вигляді графіків для різних швидкостей ω обертання валу насосу. Типові характеристики високонапорного насосу, подібного до того, який використовується в гідросистемі, що нами розглядається, для різних швидкостей наведені в [1]. Отже, основні характеристики насоса мають пряму залежність від частоти його обертання. При частоті обертання ω , яка відрізняється від номінальної ω_n :

- 1) подача Q пропорційна відношенню (ω / ω_n) ,
- 2) повний динамічний напір H пропорційно залежить від $(\omega / \omega_n)^2$,
- 3) потужність P пропорційна відношенню $(\omega / \omega_n)^3$.

Ці співвідношення є дещо приблизними, але ними можна користуватися в досить великому діапазоні значень ω .

З цих висновків очевидні переваги застосування VFD для насосних приводів: при необхідності зниження подачі, VFD знижує частоту живлячої приводний двигун напруги, результатом чого є зниження частоти обертання насосу і – як наслідок – суттєве зниження споживання електроенергії приводним двигуном пропорційно $(\omega / \omega_n)^3$.

Так при зменшенні ω на 10% від номінальної споживана електроенергія зменшується до $0,9^3 P_n = 0,73 P_n$; при зниженні частоти на 20% споживана електроенергія зменшується до $0,8^3 P_n = 0,51 P_n$; на 30% – до $0,7^3 P_n = 0,34 P_n$.

Треба зазначити, що зниження ω більш, ніж на 30 % не рекомендується ані виробниками насосів, ані виробниками приводних двигунів за наступних причин:

- 1) вентиляційний потік електродвигуна з самовентиляцією знижується пропорційно зменшенню його швидкості, що призводить до прискореного перегріву на знижених швидкостях. Тому більшість виробників наголошує на припустимому тривалому зниженні швидкості не більше, ніж на 30% від номіналу для серійних двигунів, що керуються від VFD. Для приводів, що працюють в "важкому" режимі (Heavy Duty) з частим великим перенавантаженням, зниження швидкості рекомендується не більше, ніж на 20% від номіналу;

2) при зниженні частоти обертання насосу росте температура робочої рідини внаслідок менш ефективного відведення тепла через охолоджуючий радіатор від рідини, що рухається повільно. Таке зростання температури призводить до псування ущільнень та шлангів в гідросистемі. Крім того, зниження швидкості може стати причиною нестабільної роботи насоса, а також може супроводжуватись ефектом рециркуляції робочої рідини через корпус насоса;

3) існує закріплений відповідними технічними нормами виробників насосів так званий критерій мінімального потоку, згідно до якого не рекомендується знижувати потік робочої рідини більше, ніж на 25% від номінального потоку, що відповідає точці оптимальної ефективності насоса. Ця рекомендація фактично співпадає з рекомендаціями виробників VFD.

Виходячи з цих обмежень, приймемо припустимим максимальне тривале зниження частоти обертання двигуна головного насоса рівним $0,7\omega_n$. Це дозволить знизити споживання електроенергії в режимах роботи з порожнім гаком та в режимах Stand-by до 34% від того значення, яке мало місце при роботі з незмінною швидкістю. Навіть лише цей захід вже є досить суттєвим досягненням, оскільки, як було зазначено вище, більш ніж половину робочого часу припадає на "легкі" операції та технологічні паузи, але далі було б раціональним розрахувати сумарні потужності для різних режимів роботи механізмів за умови їх номінального навантаження, зважаючи на те, що необхідна гідравлічна потужність залежить від числа працюючих механізмів крана.

Оскільки номінальні потужності насосів та гідромоторів в технічній документації крана не наведено (відомою є лише потужність двигуна головного насоса, що складає 152 кВт), їх співвідношення можна визначити методом аналогій з співвідношенням потужностей двигунів електричного крана MacGregor з подібною вантажопід'ємністю (30 т) та такою ж механічною конструкцією, як у гідравлічного крана, що розглядається в цій роботі.

Так, потужності встановлених двигунів складають:

- для механізму підйому - 75 кВт;
- для механізму вильоту стріли - 63 кВт;
- для механізму повороту - 37 кВт.

Таким чином, сумарна потужність електроприводів крана складає 175 кВт, з розподіленням по механізмам:

- для механізму підйому - 43%;
- для механізму вильоту стріли - 36%;
- для механізму повороту - 21%.

Виходячи з потужності (152 кВт) встановленого двигуна головного насоса і приймаючи таке розподілення потужностей дійсним і для гідравлічного крана, отримаємо гідравлічну потужність для кожного з механізмів останнього:

для механізму підйому $P_{nid} = 65,36$ кВт;
 для механізму вильоту стріли $P_{cmp} = 54,72$ кВт;
 для механізму повороту $P_{нов} = 31,92$ кВт.

Потрібна потужність гідроприводів забезпечується двома параметрами H та Q і, як було показано вище, ця потужність пропорційна кубу відношення необхідної швидкості головного двигуна до його номінальної швидкості. Таким чином можна визначити оптимальні знижені швидкості, що забезпечать саме необхідну для роботи гідроприводу конкретного механізму потужність насоса. Таке зниження швидкості призведе до зниження споживання електроенергії двигуном головного насоса.

Отже:

$$\omega_{nid} = \omega_n^3 \sqrt{0,43} = 0,75\omega_n$$

$$\omega_{cmp} = \omega_n^3 \sqrt{0,36} = 0,71\omega_n$$

$$\omega_{нов} = \omega_n^3 \sqrt{0,21} = 0,59\omega_n$$

Такі самі пропорції мають місце і для сигналів завдання частоти для VFD, що працює в режимі векторного управління:

$$f_{nid} = 0,75 f_n = 0,75 \cdot 60 = 45,00 \text{ Гц}$$

$$f_{cmp} = 0,71 f_n = 0,71 \cdot 60 = 42,60 \text{ Гц}$$

$$f_{нов} = 0,59 f_n = 0,59 \cdot 60 = 35,40 \text{ Гц}$$

При суміщенні операцій, тобто при одночасній роботі двох механізмів, сигнали завдання частоти дорівнюють:

$$f_{nid+cmp} = \sqrt[3]{\frac{P_{nid} + P_{cmp}}{P_n}} \cdot f_n = 55,2 \text{ Гц}$$

$$f_{nid+нов} = \sqrt[3]{\frac{P_{nid} + P_{нов}}{P_n}} \cdot f_n = 51,6 \text{ Гц}$$

$$f_{нов+cmp} = \sqrt[3]{\frac{P_{нов} + P_{cmp}}{P_n}} \cdot f_n = 49,8 \text{ Гц}$$

Очевидно, що при одночасній роботі всіх трьох механізмів двигун головного насоса має працювати з номінальним значенням частоти (60 Гц):

$$f_{nid+cmp+nov} = \sqrt[3]{\frac{P_{nid} + P_{cmp} + P_{nov}}{P_n}} \cdot f_n = 60 \text{ Гц}$$

Приймаючи до уваги пояснені вище обмеження щодо зниження (максимум на 30%) частоти обертання насоса, у випадку роботи лише гідроприводу повороту ми повинні уточнити завдання частоти:

$$f_{пов\ уточн} = 0,70f_n = 0,70 \cdot 60 = 42,00 \text{ Гц.}$$

Таке ж саме значення завдання буде мати місце і в режимі технологічної паузи, коли жодний з механізмів крану не працює. Значення завдань для частоти VFD та споживаної двигуном головного насоса потужності зведені до табл.1.

Таблиця 1.

Значення частот і споживаних потужностей в різних режимах роботи крану

Режим роботи	f^*	f , Гц	P^*	P , кВт
Підйом	0,75	45,00	0,43	65,36
Виліт стріли	0,71	42,60	0,36	54,72
Поворот, технологічна пауза (Stand-by)	0,70	42,00	0,34	52,14
Підйом + стріла	0,92	55,20	0,78	118,56
Підйом + поворот	0,86	51,60	0,64	97,28
Поворот + стріла	0,83	49,80	0,57	86,64
Підйом + стріла + поворот	1,00	60,00	1,00	152,00

Таким чином, алгоритмічна і технічна задачі модернізації схеми електропривода двигуна головного насоса гідравлічного крану полягає в наступному:

1) забезпечення режимів плавного пуску та зупинки двигуна з метою обмеження динамічних навантажень на валах двигуна та насоса і уникнення гідроударів в системі. При запуску головного насоса його приводний двигун досягає мінімально можливої частоти і надалі "дорозганяється" до необхідної швидкості в залежності від працюючого механізму згідно до табл. 1;

2) визначення працюючих механізмів та формування сигналу завдання частоти для VFD з метою зниження споживаної двигуном енергії в залежності від режимів роботи крану;

3) виконання всіх необхідних налаштувань VFD для роботи з насосним механізмом;

4) налаштування захисних функцій VFD для запобігання перенавантаженням і перегрівам, обмежень максимальних струмів та інше.

Друга задача з цього переліку може бути вирішена шляхом використання наявних на комунікаційному роз'ємі CT2-X10 системи CC3000 сигналів логічного рівня + 24 В, які вказують на роботу певного механізму при встановленні керуючих джойстиків у відповідні робочі положення. Наявність сигналу логічної одиниці означає роботу відповідного механізму в вибраному напрямі. Оскільки сигнали для різних напрямів роботи механізму ніколи не виникають одночасно (або підйом – або спуск, або вправо – або вліво), то вони можуть бути об'єднані логічною операцією монтажного OR (діоди VD1 – VD6), що призведе до сигналізації роботи певного механізму незалежно від напрямку, шляхом подачі їх пар безпосередньо на клему відповідного завдання частоти VFD. Їх комбінації і сполучення будуть активізувати ту чи іншу вихідну частоту VFD, попередньо записану в відповідний параметр згідно до наведених вище розрахунків.

Приклад схемної реалізації електропривода головного насоса з застосуванням VFD "насосної" серії [4] Mitsubishi FR-F840-03250-2-60 наведено на рис.2

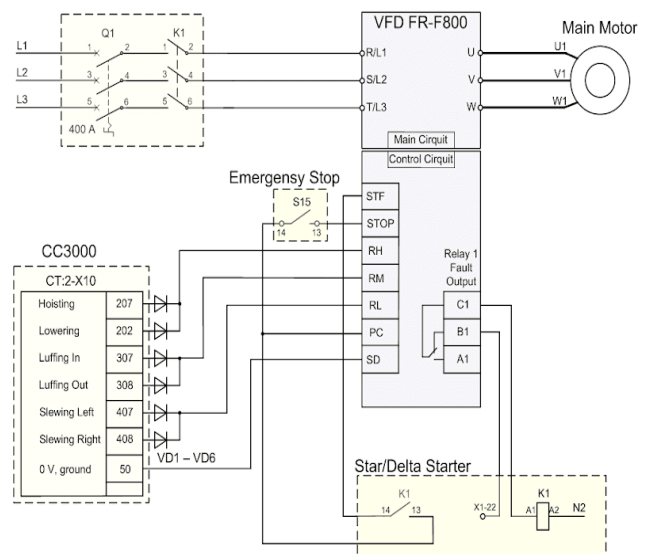


Рис. 2. Модернізована схема електроприводу двигуна головного насоса з використанням VFD

Схему розроблено за умови мінімальних втручань в існуючі керуючу та силову схему: Q1 і K1 – це наявні відповідно силовий автоматичний вимикач та лінійний контактор схеми "зірка-трикутник". Контактор K1 спрацьовує від кнопки пуску головного насоса за наявності всіх умов, передбачених базовою схемою управління. Пара (13-14) вільних нормально розімкнених контак-

тів кнопки аварійної зупинки S15 має бути використана для екстреної зупинки VFD в ланцюгу подачі сигналу логічної одиниці +24 В від службової VFD-клеми PC на клему STOP. Також невикористана в базовій схемі пара (13-14) допоміжних контактів контактора K1 подає логічну одиницю на VFD-клему STF, забезпечуючи готовність VFD до приймання логічних сигналів завдання частоти на клеммах RH, RM, RL від комунікаційного роз'єму CT2-X10 системи CC3000. Потреби використання VFD-клеми RST для зняття можливого сигналу аварії та підготовки VFD до перезапуску немає, оскільки VFD при аварії буде відключено від силових ліній шляхом розмикання контактора K1 внаслідок спрацьовування внутрішнього VFD-реле аварії (Relay 1 – Fault Output), нормально замкнений контакт (B1-C1) якого включений в ланцюг живлення котушки K1. Тобто, при повторній подачі живлення на VFD зняття сигналу аварії відбудеться автоматично. Інформацію ж щодо характеру і часу настання аварії буде збережено в журналі аварій VFD.

Запропонований VFD має вбудований фільтр електромагнітних завад, який необхідно активувати перед першим включенням.

Перед запуском VFD необхідно виконати відповідні налаштування параметрів, основні з яких наведено нижче:

Pr.7 = 2 с - час розгону від 0 Гц до базової частоти 60 Гц;

Pr.8 = 2 с - час гальмування від базової частоти 60 Гц до 0 Гц;

Pr.9 = 238 А – номінальний струм двигуна;

Pr.71 = 3 – двигун стороннього виробника з самовентиляцією;

Pr.72 = 7кГц – несуча частота ШІМ;

Pr.80 = 152 кВт – номінальна потужність двигуна;

Pr.81 = 4 – число полюсів двигуна;

Pr.83 = 440 В - номінальна напруга двигуна;

Pr.84 = 60 Гц - номінальна частота двигуна;

Pr.95 = 1- автоналаштування VFD при запуску двигуна;

Pr.800 = 20 – вибір методу розширеного управління вектором потоку.

Налаштування параметрів входів завдання частоти здійснюються згідно до рис. 3, на якому показана відповідність сигналів на входах RL, RM, RH та їх сполучень параметрам Pr .4...6 та Pr. 24...27. Необхідні значення частоти для різних сполучень сигналів наведені в табл.1.

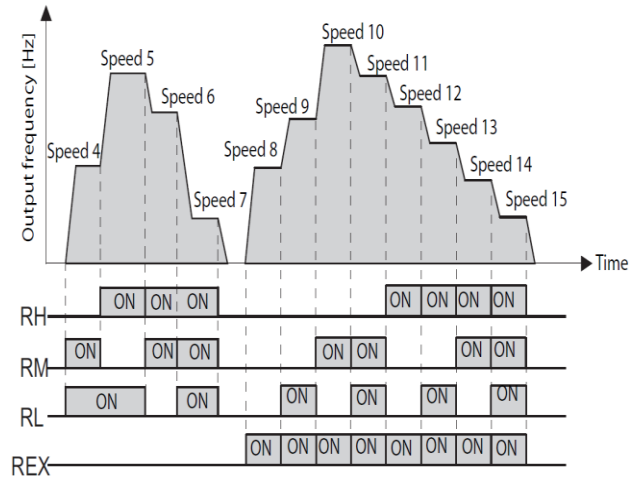


Рис. 3. Налаштування параметрів Pr. 24...27 для режиму Multi-speed

В разі відсутності сигналів RL, RM, RH (тобто, при їх значенні "логічний нуль") відповідним параметром мінімальна частота VFD встановлюється на значенні для режиму Stand-by (42 Гц).

Таким чином, значення параметрів для входів завдання частоти наступні:

RL	- Pr.4	= 42,0 Гц;
RM	- Pr.5	= 42,6 Гц;
RL	- Pr.6	= 45,0 Гц;
RL + RM	- Pr.24	= 49,8 Гц;
RL + RH	- Pr.25	= 51,6 Гц;
RM + RH	- Pr.26	= 55,2 Гц;
RL + RM + RH	- Pr.27	= 60,0 Гц.

З метою аналізу поведінки гідравлічної системи з керуванням двигуна головного насоса від VFD в динамічних та статичних режимах в середовищі Matlab Simulink була розроблена математична модель системи, яка враховує роботу VFD в режимі Sensorless Field-Oriented Control (FOC). В основі розробленої лежить базова модель AC3 - Field-Oriented Control Induction Motor Drive. Налаштування моделі враховували параметри існуючого двигуна.

З метою відповідності специфічного саме для насоса характеру навантаження було розроблено відповідну модель блока завдання моменту навантаження.

Треба зазначити що згідно до наведеного вище алгоритму пуск насоса не буде здійснюватись до номінальної швидкості. Натомість, перший пуск обмежується досягненням швидкості 1245 об/хв., що відповідає завданню 70% номінальної частоти (42 Гц, див. табл. 1). Надалі двигун буде дорозганятись до потрібної швидкості у відповідності з підключеними в роботу механізмами. Зрозуміло, цей процес має відбуватися за

мінімально можливий проміжок часу. Тому був виконаний попередній аналіз перехідних процесів в режимах розгону та гальмування, який дозволив зробити висновок, що час розгону від нуля до номінальної швидкості може бути заданий на рівні двох секунд (в чотири рази менше, ніж в базовій схемі) без перенавантаження двигуна по моменту. На практиці цей час може бути зменшений, оскільки сам VFD припускає короткочасне перенавантаження до 160%, а співвідношення критичного моменту двигуна до номінального складає 2,4. Надалі була досліджена поведінка системи при роботі різних механізмів в перехідних і усталених режимах.

Результати моделювання робочих процесів, наближених до реальних алгоритмів роботи опе-

ратора крана, наведені на рис. 4 графіків добре видно, що час розгону при підключенні механізмів складає (0,15-0,3) с, що в реальній роботі оператора є цілком припустимим. В той же час максимальне перенавантаження по моменту двигуна (при розгоні насосу з усіма підключеними механізмами) складає не більше 350 Нм (43 % від номінального), що є цілком припустимим. Перенавантаження ж VFD на цій ділянці складає не більше 65 кВт протягом 0,3 с (43 % від номінального), що цілком покривається можливостями VFD. Слід звернути увагу також на те, що споживана потужність при роботі механізмів повністю відповідає саме потрібній потужності завдяки роботі VFD на проміжних частотах згідно до табл. 1 ланцюгах окремих гідроприводів

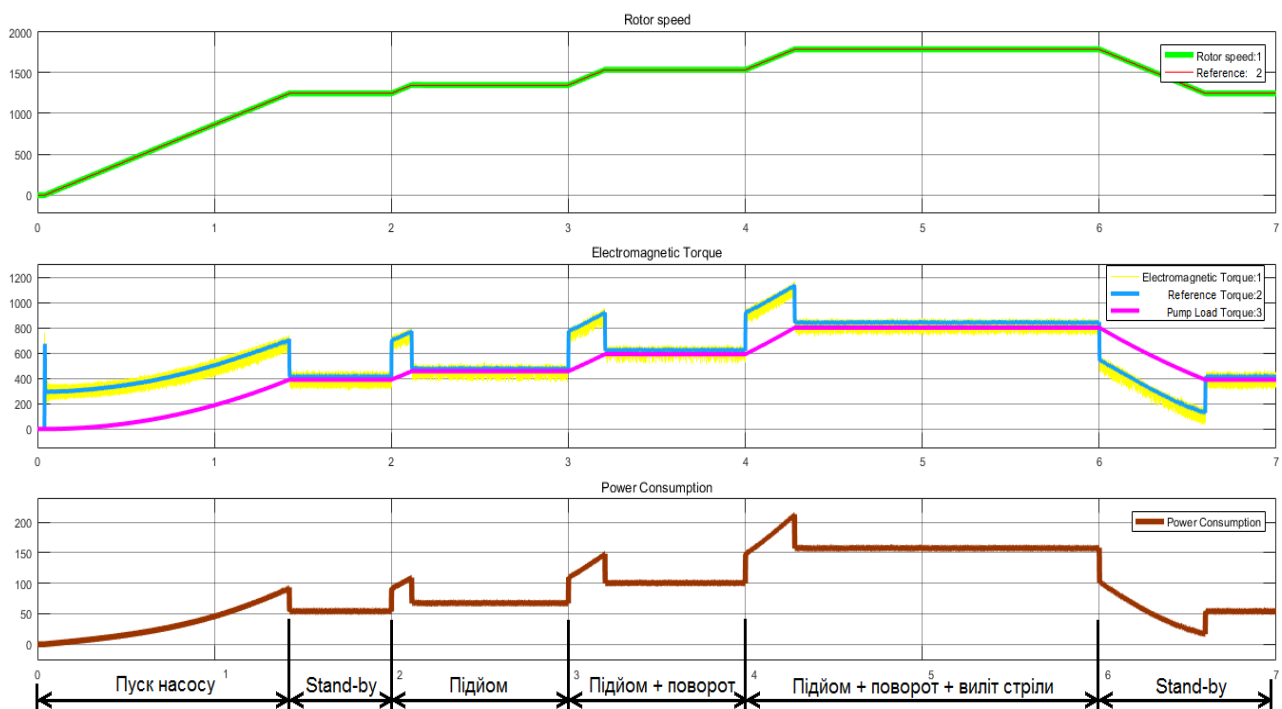


Рис. 4. Робота керованого від VFD двигуна головного насоса при підключенні механізмів крана

Висновки

Таким чином, результати моделювання повністю підтвердили доцільність та ефективність запропонованої заміни базової схеми на модернізовану з використанням VFD для зниження енергоспоживання відповідно до числа працюючих механізмів, а також під час технологічних пауз. Крім того, за допомогою моделі була досліджена можливість збільшення інтенсивності перехідних процесів з метою скорочення часу розгону насосу до технологічно припустимих значень, які не затримують роботу оператора крану.

Треба зазначити, що запропоноване застосування VFD передбачає налаштування робо-

чих швидкостей головного насоса виходячи з припущення номінального навантаження кожного з механізмів. Більш точне управління головним насосом може бути реалізоване шляхом завдання в системі тиску, необхідного для роботи з конкретним значенням моменту навантаження кожного з механізмів. Але таке рішення буде передбачати певне втручання в гідравлічну систему крана для установки необхідних сенсорів робочого тиску в ланцюгах окремих гідроприводів.

Список використаної літератури

1. Шестака, А. И. Частотно-регулируемые электроприводы в насосах [Текст] / А. И. Шестака, Л. В. Мельникова, А. Г. Калинин // Електротехніч-

ні та комп'ютерні системи. – К.: Техніка, 2017. - №25(101). – С. 80–90.

2. Vector Control of Three-Phase AC Machines - System Development in the Practice, [Text] N. P. Quang and J.-A. Dittrich, Springer, 2008.

3. C. Thanga Raj, S. P. Srivastava, and Pramod Agarwal. Energy Efficient Control of Three-Phase Induction Motor - A Review. [Text]// International Journal of Computer and Electrical Engineering, Vol. 1, No. 1, April 2009, ISSN 1793-8198. – P. 61–70.

4. MacGregor Crane GLB3629-2/28.829gr. Instruction Manual. [Text]// MACGREGOR, Dept. C7250, 2011-03-07, Project No.2/10036.08LMW.

5. FR-Family. Frequency inverters. [Text] //Mitsubishi Electric Europe B.V. // 2017-06-29 Revision H – Art. no 206313-H.

6. FR-F800 Inverter. Instruction Manual (detailed). [Text], Mitsubishi Electric Corporation, IB(NA)-0600547ENG-A(1407)MEE.

7. Japanese Smart Energy Products & Technologies.[Text], 2017 - JASE-W – Mitsubishi General-Purpose Inverter – F-34. [Electronic Resource]. – Access Mode - <http://www.jase-w.eccj.or.jp/technologies/pdf/factory/F-34.pdf>.

References

1. Shestaka, A. I., Melnikova L.V., Kalinin O. G. (2017) "Variable frequency drives in pumps" [Chastotno-reguliruemie elektroprivodi v nasosah], Technica, Electrotechnics and computer systems, vol.25, pp. 80–90.

2. N. P. Quang and J.-A. Dittrich, (2008) Vector Control of Three-Phase AC Machines - System Development in the Practice Springer,,

3. C. Thanga Raj, S. P. Srivastava, and Pramod Agarwal (2009). Energy Efficient Control of Three-Phase Induction Motor - A Review. // International Journal of Computer and Electrical Engineering, Vol. 1, No. 1,ISSN 1793-8198. –P. 61–70

4. MacGregor Crane GLB3629-2/28.829gr. Instruction Manual.]// MACGREGOR, Dept. C7250, 2011-03-07, Project No.2/10036.08LMW

5. FR-Family. Frequency inverters. //Mitsubishi Electric Europe B.V. // 2017-06-29 Revision H – Art. no 206313-H

6. FR-F800 Inverter. Instruction Manual (detailed). Mitsubishi Electric Corporation, IB(NA)-0600547ENG-A(1407)MEE

7. Japanese Smart Energy Products & Technologies. (2017) - JASE-W – Mitsubishi General-Purpose Inverter – F-34. available at: <http://www.jase-w.eccj.or.jp/technologies/pdf/factory/F-34.pdf>

ENERGY SAVING CONTROL OF THE HYDRAULIC CRANE PUMP ELECTRIC DRIVE

L. V. Melnikova¹, A. I. Shestaka², O. G. Kalinin¹

¹Odessa National Polytechnic University

²National University "Odessa Maritime Academy"

Abstract. *The use of hydraulic drives in deck cranes is quite common practice, since the hydraulic crane in capital costs is significantly cheaper compared to a similar functional and load-carrying electric crane. However the control of the hydraulic crane is devoid of energy saving advantages, primarily because of the archaic approach to managing the engine of the main pump, in fact, in the absence of control as such. Even modern cranes have only a contactor start circuit with the switch "star - delta". Further, the speed of the electric drive is not regulated. The speed of the mechanisms is regulated by hydraulic means using the scheme "regulated volume pump – constant volume hydraulic motor". This means that regardless of the loading of the working mechanisms hydraulic drives the main pump operates at a speed close to the nominal, creating in the system an excess pressure that is continuously dumped through the bypass valves even at the work of all mechanisms with a load lower than the nominal, since the operating point of the system "Hydraulic pump - Hydromotor" is calculated on condition of nominal loading and simultaneous operation of all mechanisms. In all other cases, the pressure in the system is redundant. Based on the analysis of possible operating modes of the deck crane, as well as on the basis of calculations of the required power of the pump, the algorithm of the allowable reduction of engine speed of the main pump was substantiated, developed and proposed, which provides a significant reduction in the power consumption without loss in productivity at work of an incomplete number of mechanisms and during technological pause The results of the proposed upgrade were supported by simulation of the processes in an upgraded scheme using the Matlab Simulink software environment. The simulation results fully confirmed the feasibility and effectiveness of the proposed*

replacement of the basic framework for a modernized using VFD to reduce energy consumption according to the number of working mechanisms as well as during the technological pauses. It should be noted that the proposed use of VFD provides for setting operating speed of the main pump assuming nominal load each of the mechanisms. More precise control of the main pump can be realized by the task in the pressure system required to work with the specific value of the load moment of each of the mechanisms. But such a decision will involve some interference with the hydraulic system of the crane to install the necessary operating pressure sensors in the circuits of individual hydraulic drives.

Key words: energy efficiency, pump, variable frequency drive, hydraulic deck crane, algorithm.

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЕ УПРАВЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ НАСОСА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КРАНА

Л. В. Мельникова¹, А. И. Шестака², А. Г. Калинин¹

¹Одесский национальный политехнический университет

²Национальный университет "Одесская морская академия"

Аннотация. На основе анализа возможных режимов работы палубного крана, а также на основании расчетов необходимой мощности насоса был обоснован, разработан и предложен алгоритм допустимого снижения оборотов двигателя главного насоса, обеспечивающего существенное снижение потребляемой мощности без потерь в производительности при работе неполного числа механизмов и во время технологических пауз.

Ключевые слова: энергоэффективность, насос, частотно управляемый электропривод, гидравлический палубный кран, алгоритм.

Отримано 25.03.2018



Мельникова Любов Василівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри електромеханічних систем з комп'ютерним управлінням Одеського національного політехнічного університету. Просп. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна, E-mail: lubov.v.melnikova@gmail.com, т.+38-099-677-6374

Melnikova Lubov, Doctor of Philosophy (Ph. D), Associate Professor of Department of electromechanical systems with computer control, Odessa National Polytechnic University. Shevchenko ave., 1, Odessa, 65044, Ukraine. E-mail: lubov.v.melnikova@gmail.com, т.+38-099-677-6374

ORCID ID: 0000-0002-1732-1930



Шестака Анатолій Іванович, старший викладач кафедри судової електромеханіки і електротехніки національного університету "Одеська морська академія". вул. Дідріхсона, 8, Одеса, 65029, Україна. E-mail: a.shestaka@gmail.com, тел. +38-050-336-8216.

Shestaka Anatoly, senior Lecturer of Department of Electromechanics and electrical ship, National University "Odessa Maritime Academy", Didrikhsona str., 8, Odessa, 65029, Ukraine. E-mail: a.shestaka@gmail.com, , тел. +38-050-336-8216

ORCID ID: 0000-0003-3229-0922



Калінін Олександр Георгійович, старший викладач кафедри електромеханічних систем з комп'ютерним управлінням Одеського національного політехнічного університету. Просп. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна. E-mail: agk@opu.ua тел. +38-050-392-1298

Kalinin Olexander, senior Lecturer of Department of Department of electromechanical systems with computer control, Odessa National Polytechnic University. Shevchenko ave., 1, Odessa, 65044, Ukraine. E-mail: agk@opu.ua тел. +38-050-392-1298

ORCID ID: 0000-0003-2654-9969