
Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

УДК 62-82.681

Дослідження впливу силових характеристик на ефективність гідроагрегата

Investigation of the influence of powerful characteristics on efficiency of hydrogen units

П. М. Андренко, д-р техн. наук, І. П. Гречка, канд. техн. наук

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна,

С. О. Хованський, канд. техн. наук

Сумський державний університет, Суми, Україна,

М. С. Свиначенко, канд. техн. наук

Харківський національний університет будівництва та архітектури, Харків, Україна

Мета. Підвищення ефективності гідроагрегата верстата для намотування обмоток електродвигунів за рахунок встановлення оптимальних значень сили натягу дроту та частоти обертання вала гідромотора.

Методи дослідження. Використовувалися методи математичного і фізичного моделювання, теорії автоматичного управління, планування експерименту. Достовірність отриманих результатів обумовлено використанням апробованих методів дослідження, відповідністю прийнятих припущень характеру вирішуваних завдань, адекватністю математичних моделей, обґрунтованим вибором контрольно-виміральної апаратури і методів обробки експериментальних даних, математичної статистики і теорії малих вибірок.

Результати дослідження. Досліджено вплив робочих параметрів гідроагрегата верстата для намотування обмоток електродвигунів на його ефективність. Представлені результати двофакторного активного експерименту, проведеного з використанням рототабельного плану другого порядку. Отримано функцію відгуку і доведено її адекватність. Побудовані графічні залежності моменту на валу гідромотора від сили натягу дроту при різних значеннях частоти обертання його вала. Розроблено математичну модель гідромотора гідроагрегата обертання. Визначено час спрацьовування гідроагрегата та оптимальні значення сили натягу дроту і частоти обертання вала гідромотора.

Висновки. Розроблено та виготовлено макет експериментальної установки гідроагрегата обертання верстата для намотування з удосконаленою системою керування, яка базується на використанні гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром і введенні гідравлічного зворотного зв'язку по тиску. Такий гідроагрегат забезпечує постійну силу натягу дроту, завдяки чому підвищується його гідравлічна жорсткість та надійність. Обґрунтовано вибір контрольно-виміральної апаратури і методи обробки експериментальних даних.

Розроблено лінеаризовану математичну модель гідромотора. Теоретичним і експериментальним шляхом встановлено час спрацьовування гідроагрегата обертання. Доведено правомірність використання розробленої математичної моделі для дослідження динамічних характеристик гідромотора.

Ключові слова: гідроагрегат, частота обертання, сила натягу дроту, математична модель, експеримент, тиск, час спрацьовування.

Вступ

Широке використання гідроагрегатів у намотувальних верстатах для виконання робочих та допоміжних функцій обумовлено тим, що вони мають малий об'єм і масу на одиницю встановленої потужності, можливість плавного безступінчастого регулювання швидкості та зусиль, малу інерцію виконавчих механізмів, простий та надійний захист від перевантажень, дозволяють будувати як прості так і складні системи, отримувати змінні в часі режими роботи автоматично за заданим алгоритмом функціонування, легко організувати внутрішні зворотні зв'язки.

Стрімкий розвиток машинобудівної промисловості потребує удосконалення електричних та електронних засобів автоматизації. Невід'ємними складовими цих засобів є елементи, які виготовляються шляхом намотування, є електродвигуни, електромагніти, реле, котушки індуктивності, трансформатори тощо. Об'єм намотувальних

робіт у технологічних процесах виробництва цих засобів складає 15 — 20 % від їх загальної трудомісткості, а для деяких виробів до 50 %.

Вихідні характеристики, а отже і технічний рівень цих виробів, значною мірою залежать від коливань сили натягу дроту при виготовленні намотувальних робіт. Зазначимо, що зміна сили натягу обмотки електродвигуна впливає на щільність намотування дроту, яка визначає коефіцієнт заповнення пазу ротора чи статора електродвигуна, від якого, суттєвим чином, залежать його потужність та коефіцієнт корисної дії.

Огляд літературних джерел

Серед намотувальних верстатів найбільше поширення отримали верстати для намотування обмоток як однорядних, так і багаторядних. Одним із основних елементів такого верстата, який визначає показники його технічного рівня, є гідроагрегат, що включає регульований привод, передаточний механізм та механізм керування. Незалежно від призначення усі намотувальні верстати мають регульований гідроагрегат обертання [1]. Вихідні характеристики намотувального верстата з гідравлічним приводом суттєво залежать від якості гідравлічної апаратури керування, а саме її чутливості до зміни тиску [1].

Електродвигуни є основними споживачами електроенергії на промислових підприємствах і комерційних об'єктах, їх мотиваційна потужність становить майже половину всієї установленної потужності, яка використовується у Великобританії, і майже дві третини промислового споживання електроенергії [2]. У статті [3] зазначено, що на рухоме обладнання припадає приблизно дві третини споживання електроенергії, і поліпшення характеристик електродвигуна дозволить забезпечити значну економію енергії.

У статті [4] розглядають вплив змішаних статорних обмоток на формування крутного моменту. У роботі [5] представлено метод виробництва електричних машин з використанням промислових роботів для автоматизації операції кабельної обмотки їх статорів. Робочі характеристики намотувального верстата залежать від його точності: геометричної форми, механізмів і пристроїв, які забезпечують формоутворення обмотки, кінематичних ланцюгів, а також натягу дроту, швидкості та подачі. У роботі [6] розглянуто процес і технології намотування волокон для виробництва армованих волокном композитів. Однак у ній, як і у більшості проаналізованих джерел не розглядається питання забезпечення постійної сили натягу дроту при виконанні намотувальних робіт.

Гідроагрегат для регулювання швидкості обертання гідромотора з системою LS [7] має невисоку чутливість запірно-регулюючих елементів регуляторів витрати та тиску до гідравлічних керуючих сигналів, що обумовлено наявністю значних сил тертя спокою, облітерації, гідродинамічних сил та сил регулюючих пружин. При цьому гістерезис регуляторів витрат та тиску становить приблизно 4%.

Для регулювання частоти обертання в [8] розроблено електрогідравлічний агрегат обертання з компенсацією по збуренню. Даний гідроагрегат забезпечує високу точність підтримання частоти обертання, однак його недоліками є використання двох видів енергії: електричної та гідравлічної, що знижує надійність, та електронної системи керування, що підвищує собівартість та технічне обслуговування. Таким чином, існуючі конструкції гідроагрегатів обертання у верстатах для намотування обмоток електродвигунів не забезпечують високостабілізованої сили натягу дроту, а їх схемні рішення та компоновки потребують удосконалення. Не виявлено результати експериментальних досліджень гідроагрегатів обертання.

Метою дослідження є визначення шляхів підвищення ефективності гідроагрегата верстата для намотування обмоток електродвигунів. Для досягнення поставленої мети було сформульовано наступні задачі:

1. Удосконалити систему керування гідроагрегата обертання.
2. Розробити та виготовити фізичну модель гідроагрегата верстата для намотування обмоток електродвигунів.
3. Спланувати та провести експеримент, отримати функцію відгуку.
4. Встановити оптимальні значення сили натягу дроту та частоти обертання вала гідромотора.
5. Розробити математичну модель гідромотора гідроагрегата обертання та визначити час його спрацювання.

Методи дослідження

Для вирішення поставленого завдання використовувалися методи математичного і фізичного моделювання, теорії автоматичного управління, планування експеримента. Достовірність отриманих результатів обумовлено використанням апробованих методів дослідження, відповідності прийнятих припущень, характером вирішуваних завдань, адекватністю математичних моделей, обґрунтованим вибором контрольно-виміральної апаратури і методів обробки експериментальних даних, математичної статистики і теорії малих вибірок. Адекватність математичних моделей перевірялася шляхом порівняння результатів розрахунку з результатами даних фізичного

експерименту. На основі отриманих функцій відгуку визначали оптимальні робочі параметри досліджуваного гідроагрегата обертання, а за розробленою лінійною моделлю час його спрацьовування.

Експериментальне дослідження зміни тиску на вході та виході гідромотора залежно від частоти обертання його вала і сили натягу дроту

Для забезпечення постійної сили натягу дроту розроблено принципово нову схему гідроагрегата верстата для намотування обмоток електродвигунів, у якій шляхом застосування гідророзподільника з удосконаленим гідравлічним вібраційним контуром і запровадження гідравлічного зворотного зв'язку по тиску забезпечуються постійні частота обертання на вихідному валу гідромотора та сила натягу дроту [9]. Це дозволяє розширити сферу застосування гідроагрегата, покращити показники його технічного рівня та підвищити надійність.

Розроблено та виготовлено фізичну модель досліджуваного гідроагрегата (рисунк 1). При проведенні експериментальних досліджень силу натягу дроту задавали за допомогою зміни відстані між шківками 10 та 16 і навантажувачим пристроєм 12, зміною плеча l_1 (відстані між центром прикладення сили натягу та вантажем $G = 5 \text{ кг}$). Тиск у гідроагрегаті регулювали за допомогою запобіжного клапана 4 та контролювали зразковим манометром 6. Тиск на вході та виході гідромотора 8 задавали через регулюючі дроселі 7, які реєстрували за допомогою перетворювачів тиску та багатоканального вимірювального комплексу 14, створеного на базі ноутбука. Витрату вимірювали через вимірювальний бак 17 та секундомір. За допомогою датчика переміщень контролювали зміну переміщення кінця важеля 13 (раптову зміну сили натягу дроту, яку задавали за допомогою вантажу G). Сигнал з датчика переміщень подавали на багатоканальний вимірювальний комплекс 14. Знаючи витрату через гідромотор 8 за відомою залежністю, визначали частоту обертів гідромотора n в с^{-1} .

$$n = \frac{q}{V_0}, \quad (1)$$

де q — дійсна витрата через гідромотор, $\text{м}^3/\text{с}$; V_0 — робочий об'єм гідромотора, м^3 .

Як робочу рідину використовували мінеральне масло ПП-30 $\rho = 885 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\nu_t = 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, температуру якої контролювали термометром 18.

У якості нульових точок приймали: силу натягу дроту $F_t = 50 \text{ Н}$ і частоту обертання вала $n = 2,62 \text{ с}^{-1}$. Інтервал варіювання сили натягу дроту становив 30 Н , а частоти обертання $1,36 \text{ с}^{-1}$.

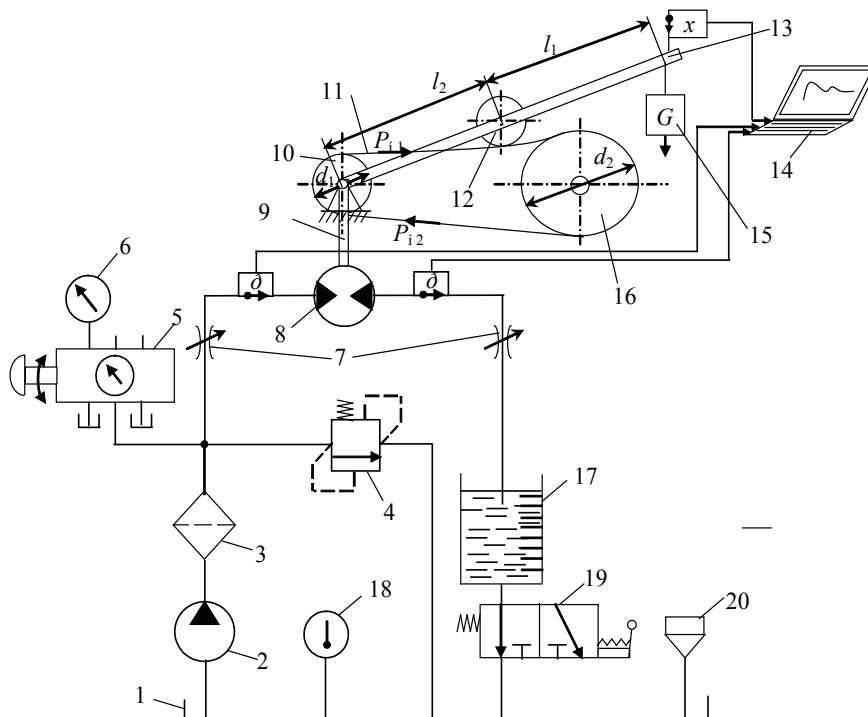


Рисунок 1 — Схема експериментальної установки для визначення зміни тиску робочої рідини на гідромоторі залежно від зміни сили натягу дроту: 1 — бак, 2 — об'ємний насос типу Г12—31М, 3 — фільтр 8—80—1К, 4 — гідравлічний клапан тиску ПГ54—32М, 5 — кран перемикання манометрів, 6 — зразковий манометр, 7 — регульований дросель ПГ77—12, 8 — гідромотор типу Г15—21Н, 9 — вал гідромотора, 10, 16 — шківки, 11 — дріт, 12 — навантажувальний пристрій, 13 — важіль, 14 — багатоканальний вимірювальний комплекс, створений на базі ноутбука, 15 — вантаж, 17 — вимірювальний бак, 18 — термометр, 19 — гідророзподільник, 20 — заливна горловина

Встановлювали тиск у гідроагрегаті на вході та виході гідромотора 8 і вимірювали витрату. Вмикали запис на багатоканальному вимірювальному комплексі 14, раптово змінювали силу натягу дроту за допомогою важеля 13 та реєстрували тиск на вході та виході гідромотора 8 і переміщення кінця важеля 13.

Дійсне значення сили натягу дроту при проведенні експериментальних досліджень визначали шляхом тарування за допомогою динамометра та за отриманою нами залежністю з формул по розрахунку ремінної передачі [10]

$$F_i(t) = \frac{N(t)}{v} \left(\frac{0,85 C_p C_i}{C_\alpha C_i} - 0,5 \right), \quad (2)$$

де $N(t)$ — потужність на валу гідромотора, *квт*, C_p , C_α і C_i — відповідно коефіцієнти: режиму навантаження, довжини ремня, кута обхвату і передаточного співвідношення, v — швидкість намотування дроту, *м/с*, яка визначається за формулою

$$v = \pi d_1 n,$$

де n — частота обертання вала гідромотора, *с⁻¹*, d_1 — діаметр шківів, *м*.

Прилади й контрольно-вимірювальна апаратура

При вимірюванні тиску, витрати, температури і переміщень застосовані стандартні методи та прилади. Для забезпечення високої точності вимірювання використані: для тиску — зразкові манометри (тип МО, похибка вимірювання за паспортом 0,05 %) і барометр-анероїд [тип М67, діапазон вимірів (0,61—0,79) *м. рт. ст.*, границя допустимої похибки $\pm 8 \cdot 10^{-4}$ *м. рт. ст.*]; для температури — термометри (похибка вимірювання не більше 1 °С); для витрати робочої рідини — вимірювальний бак (поділ шкали — $8 \cdot 10^{-6}$ *м³/мм* та секундомір.

При визначенні вихідних характеристик гідроагрегата використано перетворювачі тиску ПД/20/2 (похибка вимірювань $\pm 0,5$ %, частота пропускання 1200 *Гц* за паспортом перетворювачів тиску). Для вимірювання переміщень використано індуктивний датчик соленоїдного типу, який мав лінійну залежність індуктивності котушки від переміщення.

Перетворювачі та датчики тиску і переміщень були заздалегідь таровані. Частоту обертання вала гідромотора M фіксували за допомогою датчика частоти обертання Д40. Для реєстрації сигналів було розроблено спеціальну програму. Застосували два канали, частота опитування по кожному каналу складала 1024 *Гц*, а розрядність АЦП дорівнювала 10 *бітам*.

Реєстрували сигнали за допомогою багатоканального вимірювального комплексу, створеного на базі ноутбука. Використовували ноутбук ASUS K50IP (K50IP-T330SCGDWW) (TFT HD(1366x768) 15,6" LED/DualCore T3300 2.0GHz/2048Mb/320Gb/DVD-SM/GeFroce GT205M 512 Mb).

Планування експерименту. Оцінка достовірності отриманих результатів

При розробці методики досліджень для зменшення кількості дослідів здійснювали планування експерименту. Проводили двофакторний активний експеримент. Використовували рототабельний план другого порядку, який, на відміну від ортогональних, дозволяє передбачити функцію відгуку з однаковою дисперсією на рівних відстанях від центру плану.

При проведенні експерименту було обрано фактори, які можуть істотно впливати на характеристики гідроагрегата обертання (сила натягу дроту, частота обертання вала гідромотора). Інші параметри гідроагрегата не варіювалися.

Проводили центральне композиційне рототабельне планування другого порядку для двофакторного експерименту (таблиця 1). Зауважимо, що паралельні досліді передбачалися для оцінки їх відтворення та визначення статистичних оцінок. Виключали грубі вимірювання, використовуючи критерій Стюдента.

У кожній точці експерименту реєстрували зміни тиску на вході та виході гідромотора та зміну сили натягу дроту. Отримали осцилограми перехідних процесів (рисунок 2).

За результатами експерименту заповнювали останній стовпець таблиці 1, де замість y підставляли його значення — перепад тиску на гідромоторі Δp . Функції відгуку визначали за поліномом [11]

Таблиця 1 — Центральне композиційне рототабельне планування другого порядку для двофакторного експерименту

Дослід	x_0	x_1	x_2	x_1^2	x_2^2	x_1x_2	y
Планування типу 2^2	+1	-1	-1	+1	+1	-1	5,2
	+1	+1	-1	+1	+1	+1	5,1
	+1	-1	+1	+1	+1	+1	5,5
	+1	+1	+1	+1	+1	-1	5,3
Зіркові точки	+1	-1,414	0	2	0	0	5,5
	+1	+1,414	0	2	0	0	5,1
	+1	0	-1,414	0	2	0	5,2
	+1	0	+1,414	0	2	0	5,2
Нульові точки	+1	0	0	0	0	0	5,7
	+1	0	0	0	0	0	5,4
	+1	0	0	0	0	0	5,2
	+1	0	0	0	0	0	5,4
	+1	0	0	0	0	0	5,3

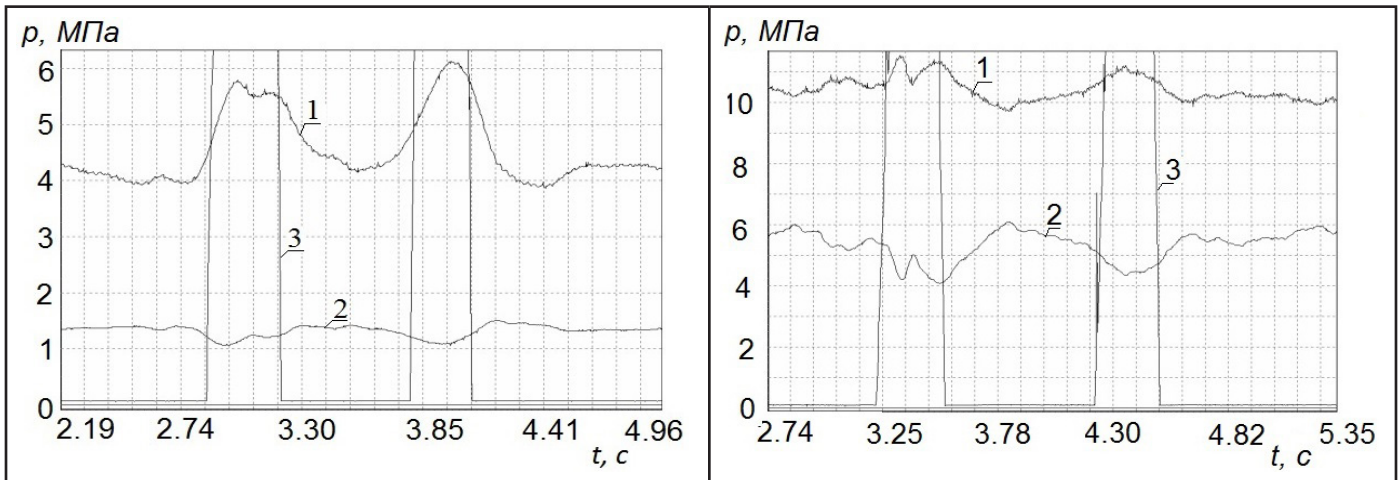


Рисунок 2 — Осцилограми перехідних процесів зміни тиску робочої рідини на вході та виході гідромотора в гідроагрегаті верстата для намотування обмоток електродвигунів при раптовій зміні сили натягу:

1 — тиск на вході гідромотора; 2 — тиск на виході гідромотора; 3 — зміна переміщення важеля 13:
 а — $F = 20 \text{ Н}$ і $n = 2,28 \text{ с}^{-1}$; б — $F = 80 \text{ Н}$ і $n = 2,48 \text{ с}^{-1}$

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i < j} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2 + \dots, \quad (3)$$

де b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} — коефіцієнти рівняння регресії, x_i і x_j — варійовані фактори.

У результаті обробки експериментальних даних отримали функцію відгуку

$$y = 5,4 + 0,108 x_1 + 0,0625 x_2 + 0,025 x_1 x_2 - 0,044 x_1^2 - 0,094 x_2^2. \quad (4)$$

Використовуючи формулу (4), отримали значення функції відгуку — робочу характеристику гідроагрегата обертання через натуральні значення факторів

$$\Delta p = 5,0706 - 0,0004F_t + 0,3089n + 0,0038F_t n - 0,0005F_t^2 + 0,0507n^2, \quad (5)$$

де Δp — перепад тиску на валу гідромотора, МПа.

Момент на валу гідромотора гідроагрегата обертання визначали за формулою

$$M = \frac{\Delta p V_0}{2\pi}. \quad (6)$$

За результатами експерименту побудовано графіки залежності $M = f(F_t)$ при різних значеннях n (рисунок 3).

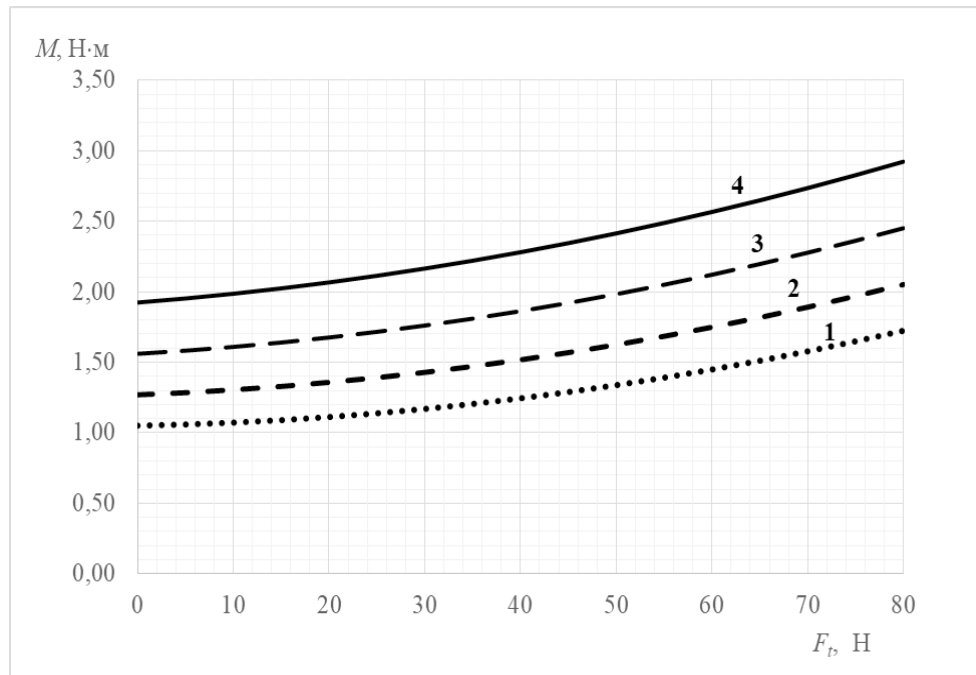


Рисунок 3 — Графіки залежності моменту на валу гідромотора гідроагрегата обертання \dot{I} від сили натягу дроту F_t при різних значеннях частоти обертання n : 1 — $n = 2 \text{ c}^1$; 2 — $n = 4 \text{ c}^1$; 3 — $n = 6 \text{ c}^1$; 4 — $n = 8 \text{ c}^1$

Розрахунок похибок вимірювання здійснювали з використанням статистичних методів. Похибку дослідів визначали з експерименту в центрі плану, використовували методичу, яку наведено у роботі [11]. Розраховували дисперсію, яка характеризує розсіювання результатів дослідів

$$D_0^2 = \frac{D_0}{n_0 - 1}, \quad (6)$$

де $D_0 = \sum_{u=1}^{n_0} (y_{0u} - \bar{y}_0)^2$, n_0 — кількість дослідів в центрі плану, y_{0u} і \bar{y}_0 — відповідно результат u -того дослідів і середній результат дослідів у центрі плану.

Визначали загальну залишкову суму квадратів плану

$$D_{\text{tot}} = \sum_{u=1}^n (y_u - y_{uc})^2, \quad (7)$$

де y_{0u} — результат експерименту для u -того дослідів, y_0 — результат розрахунку для u -того дослідів.

Розраховували дисперсію адекватності, яка характеризується сумою $D_{ad} = D_{tot} - D_0$ та числом ступеня вільності

$$f_{ad} = n - \frac{(k+2)(k+1)}{2} - (n_0 - 1), f_{ad} = 3.$$

Таким чином, дисперсія адекватності становить $D_{ad}^2 = D_{ad} / f_{ad}$.

За критерієм Кохрена перевіряли відтворення процесу, встановили, що вона виконується. Перевірка адекватності даних, отриманих за допомогою математичної моделі, з експериментальними, проводилась за критерієм Фішера.

Розраховували критерій Фішера $F = D_{ad}^2 / D_0^2$ та порівнювали його з табличним.

Критерій Фішера для двофакторного активного експерименту з рототабельним плануванням другого порядку становить $F = 3,26$ (таблиця 2), а вибраний за таблицями $F = 4,3468$ [11], тобто модель адекватна.

Таблиця 2 — Розрахунок похибок вимірювання

Критерій	D_0^2	D_0	D_{ad}^2	D_0	f_{ad}	D_{ad}^2	F
Значення	0,035	0,14	0,38	0,34	3	0,11	3,26

Розрахунки показали, що при проведенні експериментальних досліджень відносна середня квадратична похибка при вимірюванні становила: тиску — 2,5 %, переміщення важеля навантажуючого пристрою — 3,3 %, витрати рідини — 1,5 %. Причому з імовірністю 0,95 можна стверджувати, що значення вимірюваних величин знаходяться у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного значення не більше: для тиску — 4,6 %, переміщення — 6,3 %, витрати — 5,8 %. Гранична похибка вимірюваних параметрів не перевищує величин, відповідно до ГОСТ 11828—86.

За отриманим рівнянням функції відгуку (4) знаходимо екстремум поверхні $Y = f(x_1, x_2)$ за умови

$$dy/dx_1 = 0 \text{ та } dy/dx_2 = 0,$$

який дає оптимальні значення: $x_{1opt} = 1,22$ та $x_{2opt} = 0,05$, що відповідає $F_t = 19,72 \text{ H}$, $n = 4,18 \text{ c}^{-1}$.

Важливою характеристикою гідроагрегата є час спрацьовування, для визначення якого використовували параметри гідромотора Г15-21Н та слідкуючого гідророзподільника. Вважали, що трубопроводи абсолютно жорсткі, зважаючи на великий діаметр трубопроводу, хвильовими процесами в них нехтували, температура і густина робочої рідини постійні та відповідають даним каталогу. Момент опору навантаження $M_R = \text{const}$.

Записували рівняння моментів на валу гідромотора

$$(J_M + J_R) \frac{d\omega}{dt} + \frac{k_\mu V_0}{2\pi} \omega = \frac{\Delta p V_0}{2\pi} (1 - k_p) - M_R, \quad (8)$$

де J_M і J_R — моменти інерції гідромотора і навантаження відповідно, які визначали за відомими формулами

$$J_M = 16 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad J_R = 8 \cdot 10^{-6} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де ω — частота обертання вала гідромотора, k_μ, k_p — коефіцієнти пропорціональності, які визначали з рівняння

$$\eta_{\text{mech}} = 1 - k_p - k_\mu \frac{2\pi t}{\Delta p}, \quad (9)$$

де η_{mech} — механічний коефіцієнт корисної дії гідромотора, який визначали за каталогом.

Рівняння (8) є диференціальним рівнянням першого порядку. При постійному Δp коефіцієнти цього рівняння є постійними величинами. При початкових умовах $t = 0$, розв'язуючи рівняння (8) відносно ω , знаходили час спрацьовування τ .

$$\tau = \frac{2\pi(J_M + J_R)}{k_\mu V_0}. \quad (10)$$

При $\eta_{\text{mech}} = 85$ з формули (9) визначили $k_\mu = 3,47 \text{ с} \cdot \text{м} / \text{кг}$ і $k_p = 0,145$, відтак час спрацьовування становить $\tau = 0,04 \text{ с}$.

За осцилограмами перехідних процесів зміни тиску робочої рідини на вході та виході гідромотора гідроагрегата верстата для намотування обмоток електродвигунів при раптовій зміні сили натягу дроту (рисунок 2) час спрацювання гідромотора становить $\tau = 0,045$ с.

Висновки

Розроблено макет експериментальної установки гідроагрегата обертання з удосконаленою системою керування, яка базується на використанні гідророзподільника з гідравлічним вібраційним контуром і введенні гідравлічного зворотного зв'язку по тиску. Це дозволило встановити вплив конструктивних та робочих параметрів на його вихідні характеристики, що забезпечує постійну силу натягу дроту, яка суттєвим чином впливає на коефіцієнт заповнення пазу, від якого залежить потужність та коефіцієнт корисної дії електродвигуна.

За результатами активного двофакторного експерименту гідроагрегата отримано значення функції відгуку — його робочу характеристику, адекватність якої доведено за критерієм Фішера. Шляхом її оптимізації встановлено оптимальні значення робочих параметрів гідромотора: сила натягу дроту $F_t = 19,72$ Н і частота обертання вала гідромотора $n = 4,18$ с⁻¹.

За розробленою лінеаризованою математичною моделлю досліджуваного гідроагрегата обертання визначено час його спрацювання $\tau = 0,04$ с. При порівнянні часу спрацювання, визначеного експериментальним шляхом, результатами розрахунку встановлено, що похибка не перевищує 10 %, таким чином, математична модель може бути використана для дослідження динамічних характеристик гідроагрегата.

Отримані результати дозволять у подальшому встановлювати раціональні конструктивні та робочі параметри гідроагрегатів обертання, які з конструктивної, технологічної та інформаційної точок зору мають низку спільних ознак з гідроагрегатами обертання з гідравлічним зворотним зв'язком, що дозволяє скоротити час їх проектування.

Література

1. Парнес, М. Г. Расчет и конструирование намоточных станков / М. Г. Парнес. — М. - Л.: Машиностроение, 1975. — 296 с.
2. Cirstea, M. N., Dinu, A., Khor, J. G. & Mc Cormick, M. Electric motors and power systems. Neural and Fuzzy Logic Control of Drives and Power Systems, 2002. — P. 18—55.
3. ChapterSix-Motors. Europump and Hydraulic. Institute Variable Speed Pumping. — 2005. — P. 47—58.
4. Mbika, Muteba, Dan Valentine, Nicolae. Influence of mixed windin garran gementson torque ripplesof five-phase induction machines. Electric Power Systems Research, Vol. 151, October 2017, P. 154—165.
5. Erik, Hultman, Mats, Leijon. Utilizingcable winding and industrial robots tofacilitate the manufacturing of electric machines Roboticsand Computer-Integrated Manufacturing, Vol. 29, Issue 1, February 2013, P. 246—256.
6. Raelvim Gonzalez Henriquez, Pierre Mertiny. Reference Module in Materials Science and Materials Engineering, from Comprehensive Composite Materials II, Vol. 3. —2018. — P. 556—577.
7. Аврунин, Г. А. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учеб. пособ. / Г. А. Аврунин, И. В. Грицай, И. Г. Кириченко и др. — Харьков: ХНАДУ, 2008. — 412 с.
8. Фирма «M. REXROTH». Пропорциональная техника и техника сервоклапанов. Учебный курс гидравлики. Том 2. RSU 00303/10.86.
9. Андренко, П. М., Гречка, І. П., Білокінь, І. І., Стеценко, Ю. М. Пат. 45554 Україна, МПК F15B 9/00. Гідроагрегат верстата для намотки обмоток електродвигунів; заявники і патентовласники Андренко П. М., Гречка І. П., Білокінь І. І., Стеценко Ю. М. — № u 2009 07102; заявл. 07.07.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21.
10. Андренко, П. М. Проектування гідроагрегатів обертання: монографія / П. М. Андренко, І. П. Гречка, М. С. Свиначенко. — Харків : НТУ «ХП», 2013. — 148 с.
11. Коваленко, А. О. Планування та обробка результатів випробувань гідропневмосистем: навч. посіб. / А. О. Коваленко, Д. О. Сьомін, А. С. Роговий, М. В. Пілавов. — Луганськ: СЧУ ім. В. Даля, 2011. — 216 с.

Reference

1. Parnes, M. G. (1975). Raschet i konstruirovaniye namotochnykh stankov [*Calculation and design of winding machine tools*]. — M.-L.: Mashinostroenie [in Russian].
2. Cirstea, M. N., Dinu, A., Khor, J. G., Mc Cormick, M. Electric motors and power systems. Neural and Fuzzy Logic Control of Drives and Power Systems. — P. 18—55 (2002).
3. ChapterSix-Motors. Europump and Hydraulic. Institute Variable Speed Pumping, P. 47—58 (2005).
4. Mbika Muteba, Dan Valentine Nicolae. Influence of mixedwindin garrangements on torqueripplesof five-phaseinductionmachines. Electric Power Systems Research, Vol. 151, October 2017, p. 154—165 (2017).
5. Erik Hultman, Mats Leijon. Utilizingcable winding and industrial robotstofacilitate the manufacturin gofelectric machines Roboticsand Computer-Integrated Manufacturing, Vol. 29, Issue 1, February 2013, P. 246—256 (2013).
6. Raelvim Gonzalez Henriquez, Pierre Mertiny. Reference Modulein Materials Scienceand Materials Engineering, from Comprehensive Composite Materials II, Vol. 3, P. 556—577 (2018).
7. Avrunin, G. A., Gricaj, I. V. & et al. (2008). Obiemnyi gidroprivod i gidropnevmoavtomatika: ucheb. posobie [*Volumetric hydraulic and hydropneumatic*]. — Kharkov: KhNADU [in Russian].
8. Firma «M. REXROTH». Proportsionalnaya tekhnika i tekhnika servoklapanov. Uchebnyi kurs gidravliki. [*Proportional technique and technology of servo valves. Hydraulic training course*]. — Tom 2. RSU 00303/10.86 [in Russian].
9. Andrenko, P. N., Grechka, I. P., Bilokin I. I. & Stecenko, Yu. M. (2009). Pat. 45554 Ukraina, MPK F15V 9/00. Hidroagregat verstata dlia namotki obmotok elektrodvyguniv; zayavnyk i patentovlasnyk. [*Hydraulic unit for winding windings of electric motors; Applicant and patent holder*]. — № u 2009 07102; zayavl. 07.07.09; opubl. 10.11.09, Byul. № 21 [in Ukrainian].
10. Andrenko, P. M., Grechka, I. P. & Svinarenko, M. S. (2013). Proektuvannya gidroagregativ obertannya: monografiya [*Design of hydraulic units of rotation: monograph*]. — Kharkiv: NTU «KhPI» [in Ukrainian].
11. Kovalenko, A. O., Siomin, D. O., Rogovyi, A. S. & et al. (2011). Planuvannya ta obrobka rezultativ vyprubuvan gidropnevmosystem: navch. posib. [*Planning and processing of the results of tests of hydropneumatic systems: training. manual*]. — Lugansk: Vyd-vo SNU im. V. Dalya [in Ukrainian].

Надійшла 19.03.2018

УДК 62-82.681

Исследование влияния силовых характеристик на эффективность гидроагрегатов

П. Н. Андренко, И. П. Гречка,
С. А. Хованский, М. С. Свиноренко

Цель. Повышение эффективности гидроагрегата станка для намотки обмоток электродвигателей за счет установления оптимальных значений силы натяжения проволоки и частоты вращения вала гидромотора.

Методы исследования. Использовались методы математического и физического моделирования, теории автоматического управления, планирования эксперимента. Достоверность полученных результатов обусловлена использованием апробированных методов исследования, соответствия принятых допущений, характера решаемых задач, адекватностью математических моделей, обоснованным выбором контрольно-измерительной аппаратуры и методов обработки экспериментальных данных, математической статистики и теории малых выборок.

Результаты исследования. Исследовано влияние рабочих параметров гидроагрегата станка для намотки обмоток электродвигателей на его эффективность. Представлены результаты двухфакторного активного эксперимента, проведенного с использованием ротatableного плана второго порядка. Получена функция отклика и доказана ее адекватность. Построены графические зависимости момента на валу гидромотора от

силы натяжения проволоки при различных значениях частоты вращения его вала. Разработана математическая модель гидромотора гидроагрегата вращения. Определено время срабатывания гидроагрегата и оптимальные значения силы натяжения проволоки и частоты вращения вала гидромотора.

Выводы. Разработан и изготовлен макет экспериментальной установки гидроагрегата вращения станка для намотки с усовершенствованной системой управления, основанной на использовании гидрораспределителя с гидравлическим вибрационным контуром и введении гидравлической обратной связи по давлению. Такой гидроагрегат обеспечивает постоянную силу натяжения проволоки, благодаря чему повышается его гидравлическая жесткость и надежность. Обоснован выбор контрольно-измерительной аппаратуры и обработки экспериментальных данных.

Разработана линеаризованная математическая модель гидромотора. Теоретическим и экспериментальным путем установлено время срабатывания гидроагрегата вращения. Доказана правомерность использования разработанной математической модели для исследования динамических характеристик гидромотора.

Ключевые слова: гидроагрегат, частота вращения, сила натяжения проволоки, математическая модель, эксперимент, давление, время срабатывания.

UDC 62-82.681

Investigation of the influence of powerful characteristics on efficiency of hydrogen units

P. Andrenko, I. Hrechka,
S. Khovanskyi, M. Svyntarenko

Aim. Increasing the efficiency of the machine's hydraulic aggregate for winding the windings of electric motors by setting the optimum values of the wire tension and the speed of the shaft of the motor.

Methods of research. Methods of mathematical and physical modeling, theory of automatic control, and experiment planning were used. The reliability of the results is due to the use of proven methods of investigation, the consistency of the accepted assumptions of the nature of the problems being solved, the adequacy of mathematical models, the justified choice of instrumentation and methods for processing experimental data, mathematical statistics, and small sampling theory.

Results of the research. The influence of the working parameters of the machine hydraulic aggregate for winding the windings of electric motors on its efficiency is investigated. The results of a two-factor active experiment conducted using a rotatable plan of the second order are presented. The response function is obtained and its adequacy is proved. Graphical dependences of the torque on the shaft of the hydraulic motor on the tension of the wire are constructed for different values of the rotational speed of its shaft.

A mathematical model of the hydraulic motor of the hydraulic turbo-alternator is developed. The operating time of the hydraulic unit and the optimum values of the wire tension and the rotational speed of the hydraulic motor shaft are determined.

Conclusions. A model of the experimental setup of the hydraulic machine for rotating the machine for winding with an advanced control system based on the use of a hydraulic distributor with a hydraulic vibratory contour and introduction of a hydraulic pressure feedback was developed and manufactured. Such a hydraulic unit provides a constant tension force of the wire, thereby increasing its hydraulic rigidity and reliability. The choice of instrumentation and processing of experimental data is substantiated.

A linearized mathematical model of the hydraulic motor is developed. Theoretically and experimentally, the response time of the hydraulic turbo-alternator is determined. The validity of using the developed mathematical model for studying the dynamic characteristics of a hydraulic motor is proved.

Key words: hydraulic unit, speed, wire tension, mathematical model, experiment, pressure, response time.

Відомості про авторів

Андренко Павло Миколайович

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Адреса: вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002, контактний тел.: 050-240-39-52

E-mail: andrenko1947@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-6377-6020>

Андренко Павел Николаевич

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Адрес: ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002, контактный тел.: +38 050-240-39-52

E-mail: andrenko1947@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-6377-6020>

Andrenko Pavlo

Natsionalnyi technichniy universytet «Kharkiv Polytechnic Institute»

Адрес: Курпичева стр., 2, Kharkiv, Ukraine, 61002, contact tel.: +38 050-240-39-52

E-mail: andrenko1947@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-6377-6020>

Гречка Ирина Павлівна

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Адреса: вул. Кирпичова, 2, м. Харків, Україна, 61002, контактный тел.: +38 097-434-49-23,

E-mail: girinap7@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0003-4907-9170>

Гречка Ирина Павловна

Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»

Адрес: ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002, контактный тел.: +38 097-434-49-23

E-mail: girinap7@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0003-4907-9170>

Hrechka Iryna

Natsionalnyi technichniy universytet «Kharkiv Polytechnic Institute»

Адрес: вул. Курпичева, 2, Kharkiv, Ukraine, 61002, contact tel.: +38 097-434-49-23

E-mail: girinap7@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0003-4907-9170>

Хованський Сергій Олександрович

Сумський державний університет

Адреса: вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, Україна, 40007, контактный тел.: +38 099-495-97-45

E-mail: serg_83@ukr.net

<https://orcid.org/0000-0003-2435-7787>

Хованский Сергей Александрович

Сумский государственный университет

Адрес: ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, Украина, 40007, контактный тел.: +38 099-495-97-45

E-mail: serg_83@ukr.net

<https://orcid.org/0000-0003-2435-7787>

Khovanskyi Serhii

Sumskyi derzhavnyi universytet

Адрес: вул. Римського-Корсакова, 2, Sumy, Ukraine, 40007, contact tel.: +38 099-495-97-45

E-mail: serg_83@ukr.net

<https://orcid.org/0000-0003-2435-7787>

Свинаренко Максим Сергійович

Адреса: Харківський національний університет будівництва та архітектури

вул. Сумська, 40, м. Харків, Україна, 61002, контактный тел.: +38 096-455-08-30

E-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm

<https://orcid.org/0000-0001-9134-2759>

Свинаренко Максим Сергеевич

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

Адрес: ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002, контактный тел.: +38 096-455-08-30

E-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm

<https://orcid.org/0000-0001-9134-2759>

Svynarenko Maksym

Kharkivskyi natsionalnyi universytet stroitelstva ta arkhitectury

Adress: Sumska str., 40, Kharkiv, Ukraine, 61002, contact tel.: +38 096-455-08-30

E-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm

<https://orcid.org/0000-0001-9134-2759>