

УДК 621.221

ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ГІДРОАГРЕГАТІВ ОБЕРТАННЯ НА СТАДІЇ ЇХ ПРОЕКТУВАННЯ

Андренко П.М., д.т.н.,

Гречка І.П., к.т.н.,

Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”

Хованський С.О., к.т.н.,

Сумський державний університет

Свинаренко М.С., к.т.н.

Харківський національний університет будівництва та архітектури

Тел. (057)707-61-28

Анотація – в статті наведено результати порівняльних аналітичних досліджень надійності гідроагрегатів обертання верстатів для намотування обмоток електродвигунів методом структурних схем. Показано, що запропоноване перспективне рішення такого гідроагрегату з гідравлічним керуванням та гідравлічним зворотнім зв'язком має вище показники надійності.

Ключові слова – гідроагрегат обертання, надійність, імовірність безвідмовної роботи, термін служби, структурна схема.

Постановка проблеми. Технічний рівень технологічних та мобільних машин в значній мірі залежать від показників технічного рівня гідроагрегатів (ГА) обертання, що входять до їх складу та керують роботою виконавчих механізмів. Одним із основних показників технічного рівня машин є їх надійність [1]. Вона залежить від багатьох факторів, а саме, від конструктивного виконання, режиму роботи, міцності конструкції елементів, кваліфікації обслуговуючого персоналу, параметрів навколишнього середовища, стану робочої рідини, наявності засобів технічного діагностування тощо. Використання при проектуванні таких машин сучасних ГА обертання, завдяки їх відомим перевагам, дозволяє підвищити експлуатаційні характеристики та інші показники технічного рівня. Однак, на стадії вибору схемного рішення ГА, при проектуванні машин, виникає потреба в порівнянні їх споживчих властивостей, визначення гарантованого часу роботи, а отже і надійності.

Аналіз останніх досліджень. Питанням розрахунку надійності елементів та систем присвячена достатньо велика кількість наукових робіт, наприклад [2, 3]. Наведені в них методики розрахунку цілком правомірно можуть бути використані при розрахунках надійності ГА обертання. Як відмічено в роботі [2], на сьогодні, на стадії проектування, найбільше розповсюдження отримали два методи, а саме не перевищень та структурних схем. Тенденція останніх десятиліть більш широкого застосування ГА обертання викликана прагненням споживачів до підвищення їх технічного рівня. Однак, в доступних нам літературних джерелах відсутні відомості, що до надійності таких ГА, не розглядаються питання, пов'язані з порівнянням надійності ГА обертання, реалізованих за різними конструктивними схемами. Таким чином, визначення надійності ГА обертання на стадії їх проектування дозволить більш обґрунтовано провести вибір його схемного рішення, яке задовольняє заданим технічним умовам.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Порівняння надійності ГА обертання, реалізованих за різними конструктивними схемами.

Розрахункові дослідження надійності ГА обертання. Їх виконували методом структурних схем [2]. Приймали, що всі складові елементи ГА є одновідмовні та відмови елементів незалежні. Відомі, також, зв'язки між окремими елементами та час їх функціонування. Вважали, що однотипні елементи є рівнонадійні, режими їх роботи відповідають номінальним, а параметри оточуючого середовища – технічним вимогам. Вважали, що термін роботи окремих елементів ГА визначається за експоненційним законом розподілення, а імовірність їх безвідмовної роботи

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \quad (1)$$

де λ – інтенсивність відмов, t – час.

Зауважимо, що розрахунок імовірності безвідмовної роботи згідно залежності (1) правомірний для невідновлюваних елементів і ГА. Для відновлюваних елементів і ГА залежність (1) дає дещо занижені результати, однак, маючи на увазі невизначеність часу відновлення, в подальших розрахунках використовували залежність (1). При послідовному з'єднанні i -тих елементів, з 1 по n , імовірності безвідмовної роботи розраховували за формулою

$$P(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t), \quad (2)$$

де $P_i(t)$ – імовірність безвідмовної роботи i -того елемента.

При паралельному з'єднанні n елементів чи ланцюгів, імовірність безвідмовної роботи визначали за залежністю

$$P(t) = 1 - \prod_1^k \left[1 - \prod_1^n P_i(t) \right], \quad (3)$$

де k – кількість паралельних ланцюгів.

Розглядали два ГА для намотування обмоток електродвигунів.

Нами розроблено схемне рішення ГА обертання верстата для намотування обмоток електродвигунів (рис. 1) [4].

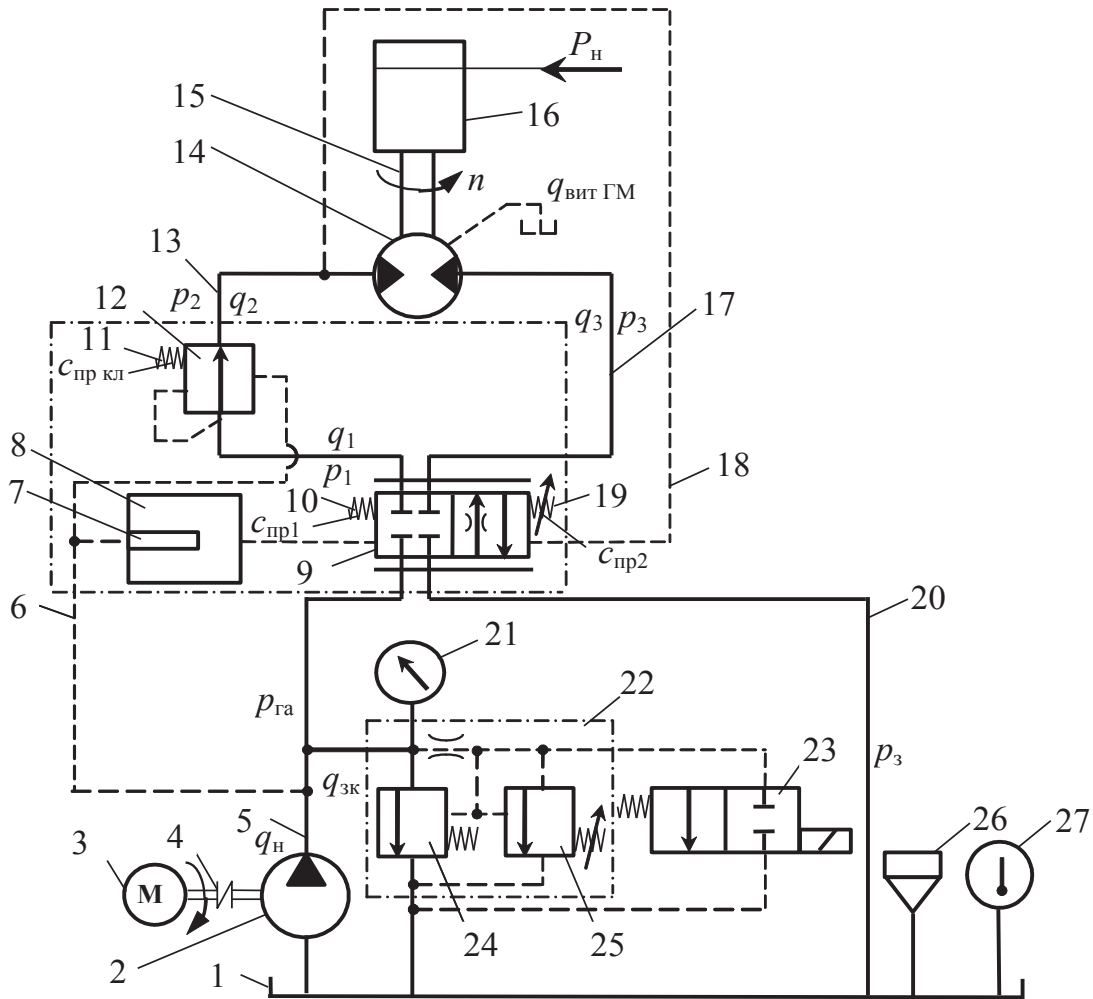


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів: 1 – бак; 2 – насос; 3 – електродвигун; 4 – муфта; 5, 6, 13, 17, 20 – трубопроводи; гідравлічний вібраційний контур (ГВК): 7 – внутрішній патрубок; 8 – камера; 9 – слідкуючий гідророзподільник (ГР); 10 і 19 – пружини ГР 9; 11 – пружина клапана тиску; 12 – клапан тиску; 14 – гідромотора (ГМ); 15 – вал ГМ; 16 – котушка для намотування дроту; 18 – трубопровід (гідравлічний зворотний зв'язок по тиску); 21 – манометр; 22 – запобіжний клапан: 24 – основний; 25 – допоміжний; 23 – ГР; 26 – заливна горловина; 27 – термометр

Схема ГА обертання містить з'єднані послідовно ГР із ГВК, що дозує витрату, та клапан тиску 12, який складається із золотника, під торці якого підведені тиски – до ГР із ГВК (тиск на виході насоса p_H) і після ГР 9 p_1 і пружини 11, розташованої в камері більш низького тиску (за ГР 9), що забезпечує постійний перепад тиску на дроселюючій щілині ГР 9. Клапан тиску 12 виконує функцію керуючого дроселя (компенсатора тиску) і одночасно елемента порівняння в системі гідравлічного зворотного зв'язку, а ГР із ГВК – компенсатора витоків за рахунок введення зворотного зв'язку по тиску із входу ГМ 14. Таким чином, забезпечується значення витрати, яка підводиться до ГМ 14, та відповідна частота обертання, незалежно від зовнішнього навантаження й витоків ГМ 14, завдяки наявності двох дроселів – дроселюючої щілини ГР 9, клапана тиску 12 й гідравлічного зворотного зв'язку по тиску.

При вмиканні електродвигуна 3, з'єданого з об'ємним насосом 2 муфтою 4, робоча рідина з частотою пульсацій, кратною частоті обертання приводного електродвигуна 3, помноженою на кількість робочих камер насоса 2, та амплітудою тиску, обумовленою навантаженням ГМ 14, подається каналом 6 через внутрішній патрубок 7 до камери 8 – резонатора, де відбувається підсилення амплітуди пульсацій тиску, а далі до лівої камери керування ГР 9. На золотник ГР 9, з одного боку діють, змінна в часі, сила, обумовлена пульсаціями тиску з виходу об'ємного насоса, які підсилюються в резонаторі, та сила пружини 10, а з іншого – сила пружини 19. Завдяки цьому, золотник здійснює осцилюючий зворотно-поступальний рух з великою частотою та малою амплітудою, усуваючи, таким чином, силу тертя спокою та підвищуючи чутливість ГР 9 до гідравлічного керуючого сигналу. Одночасно робоча рідина з виходу об'ємного насоса 2 підводиться до правої камери керування клапана тиску 12 та до ГР 9.

Під дією сил пружин 10 і 19 та тиску в лівій камері керування ГР з ГВК його золотник займає положення, при якому дроселюючі щілини закриті. Початкове відкриття дроселюючих щілин ГР 9, тобто частоту обертання ГМ 14, задаємо за допомогою регульованої пружини 19 при працюючому насосі під час налаштування ГА.

Використання для керування слідкуючим ГР 9 тиску живлення ГМ 14, тобто запровадження гідравлічного зворотного зв'язку по тиску та гідравлічної осциляції, дозволяє забезпечити постійну силу натягу дроту, підвищити гідравлічну жорсткість ГА та надійність за рахунок використання одного виду енергії та компенсувати витоків, які виникають при роботі ГМ і змінюються в процесі експлуатації ГА. Таким чином, підвищується щільність заповнення обмотки електродвигуна та його ККД, розширюється сфера застосування та покращуються показники технічного рівня ГА.

ГА обертання з електрогідравлічною системою керування (рис. 2), що містить електронну систему керування, яка здійснює обробку інформації, та електрогідравлічний привод регулювання частотою обертання, який забезпечує високу точність підтримання частоти обертання ГМ [7].

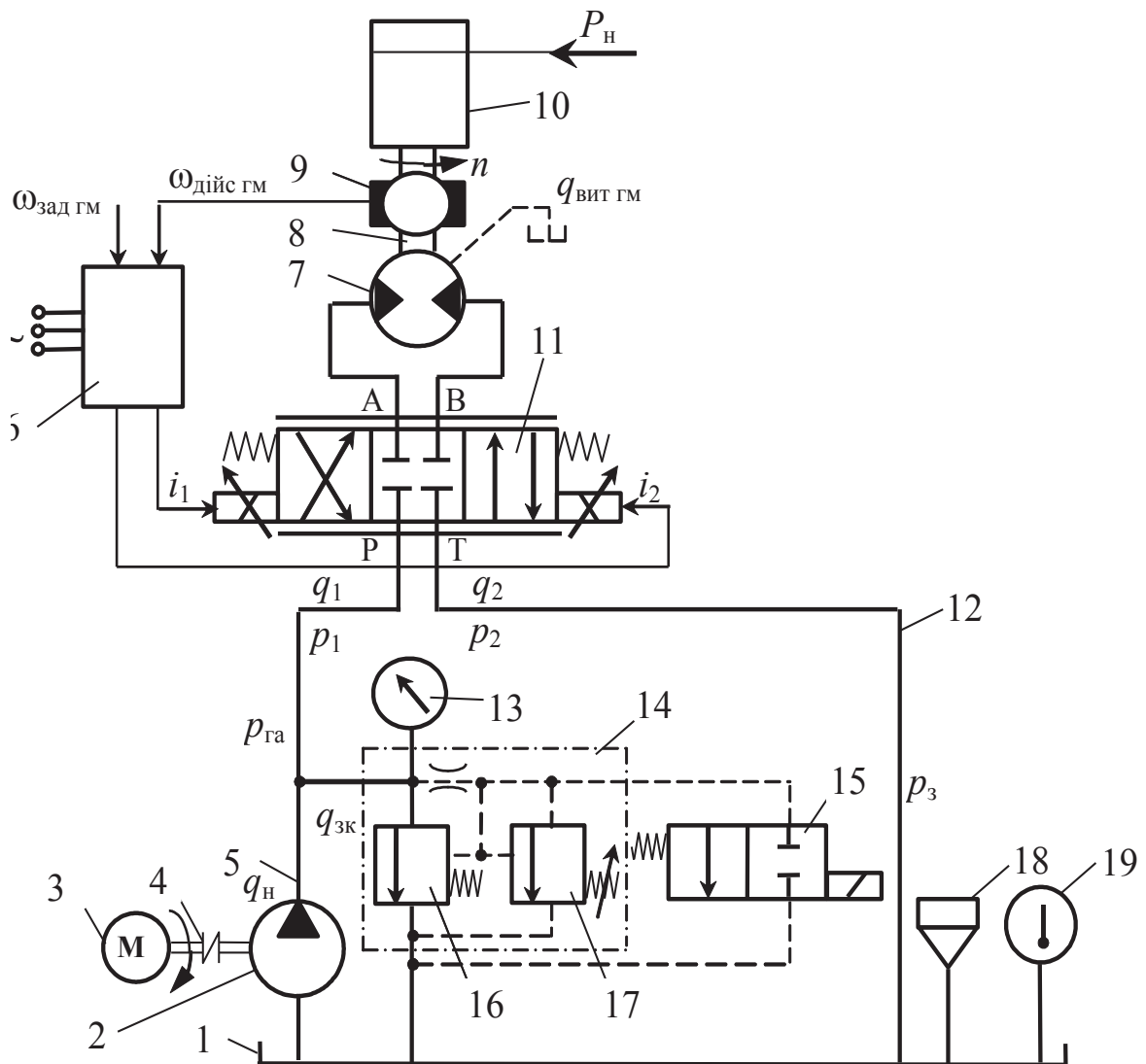


Рис. 2. Електрогідравлічна схема верстата для намотування обмоток електродвигунів: 1 – бак; 2 – насос; 3 – електродвигун; 4 – муфта; 5, 12 – трубопроводи; ГВК: 6 – електронний блок керування; 7 – ГМ; 8 – вал ГМ; 9 – датчик оптико-електричний; 10 – котушка для намотування дроту; 11 – ГР з пропорційним електричним керуванням; 13 – манометр; 14 – запобіжний клапан; 15 – ГР; 16 – основний запобіжний клапан; 17 – допоміжний запобіжний клапан; 18 – заливна горловина; 19 – термометр

Зворотний сигнал з виходу робочого органа вала ГМ знімається тахогенератором та надходить до електронної системи керування, де порівнюється із заданим сигналом та формує сигнал керування, вихідний сигнал якого керує слідкуючим ГР. Це забезпечує регулювання частотою обертання вала ГМ відповідно до сигналу пристрою, що задає частоту обертання. У цьому випадку слідкуючий ГР є не тільки перетворювачем електричного сигналу в гідравлічний, а й підсилювачем потужності сигналу. Зауважимо, що в такому випадку робочим органом ГА є вал ГМ. Система живлення цього ГА аналогічна зображеному на рис. 1.

Для розрахунку надійності ГА обертання склали їх структурні схеми (рис. 3, 4).

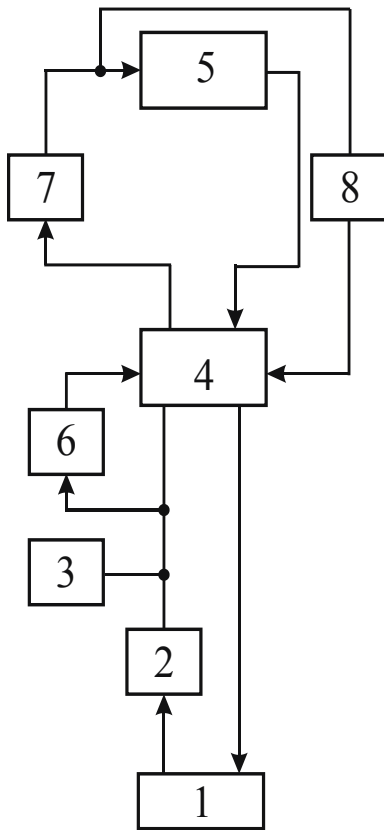


Рис. 3. Структурна схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів з гідравлічним керуванням: 1 – бак; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан; 4 – ГР; 5 – ГМ; 6 – ГВК; 7 – клапан тиску; 8 – трубопровід

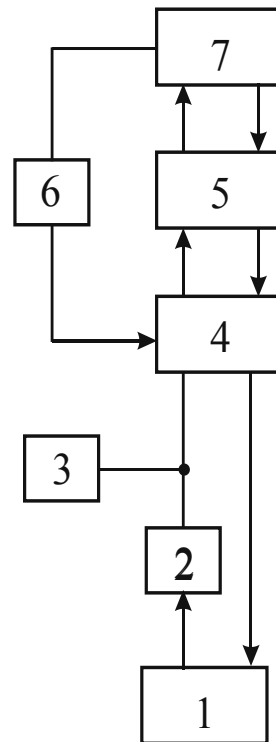


Рис. 4. Структурна схема ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів з електричним керуванням: 1 – бак; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан; 4 – ГР; 5 – ГМ; 6 – система керування; 7 – датчик оптико-електричний

За структурними схемами ГА, враховуючи формули (2) і (3), отримали розрахункові залежності імовірності безвідмовної роботи:

для ГА з гідравлічним керуванням (рис. 3) [4]

$$P_{\Sigma}(t) = P_1 P_2 (P_1 P_2 P_8 + P_3 P_8 - P_1 P_2 P_3 P_8^2) (P_6 + P_8 - P_6 P_8) (P_7 + P_8 - P_7 P_8) \times \\ \times [P_8 + (P_7 + P_8 - P_7 P_8) - P_8 (P_7 + P_8 - P_7 P_8)] \times \\ \times [P_4 + (P_7 + P_8 - P_7 P_8) - P_4 (P_7 + P_8 - P_7 P_8)] P_5; \quad (4)$$

для ГА з електрогідравлічним керуванням (рис. 4) [7]

$$P_{\Sigma}(t) = P_1 P_2 (P_1 P_2 P_{\text{тр}} + P_3 P_{\text{тр}} - P_1 P_2 P_3 P_{\text{тр}}^2) \times \\ \times (P_6 P_7 P_{\text{елз}} + P_4 P_5 P_{\text{тр}} P_{\text{елз}} - P_6 P_7 P_4 P_5 P_{\text{тр}}^2 P_{\text{елз}}^2), \quad (5)$$

де $P_{\text{тр}}$ і $P_{\text{елз}}$ – імовірності безвідмовної роботи трубопроводу і електричної лінії зв'язку відповідно.

Зазначимо, що в формулах (4) і (5) імовірності безвідмовної роботи окремих елементів залежать від часу, але для скорочення запису час не показано.

З робіт [3, 5] знаходили інтенсивність відмов окремих елементів ГА (табл. 1).

Таблиця 1 – Інтенсивність відмов елементів ГА

Інтенсивність відмов	$\lambda \cdot 10^{-6}$, годин ⁻¹		
	найменша	середня	найбільша
Трубопровід	–	0,7	–
Бак	0,48	1,5	2,5
Насос	3,3	13,5	27,4
Запобіжний клапан	7,9	10,3	14,8
Камера ГВК	–	1,5	–
Слідкуючий ГР	–	7,0	–
Клапан тиску	5,6	8,4	12,3
ГМ	1,45	4,3	7,15
Електрична лінія зв'язку	0,1	0,3	0,4
Електронний блок керування	–	20,01	–
Датчик оптико-електричний	0,3	0,7	1,5

За залежностями (4) і (5), попередньо задавшись часом роботи ГА, знаходили імовірності безвідмовної роботи ГА обертання (табл. 2). Знаючи імовірності безвідмовної роботи ГА, знаходили час безвідмовної роботи (табл. 2 і 3) за залежністю

$$T = 1/\Lambda, \quad (6)$$

де Λ – сумарна інтенсивність відмов ГА, яку визначали з (1).

Таблиця 2 – Імовірності та середній час безвідмовної роботи ГА при $t = 1000$ годин

ГА	$P_{\Sigma}(1000)$			T , годин		
	найменша	середня	найбільша	найменша	середня	найбільша
з гідравлічним керуванням	0,99332	0,98057	0,90955	97648,05	97797,67	98180,72
з електрогідравлічним керуванням	0,92834	0,91642	0,85005	91259,86	91399,69	91757,68

Таблиця 3 – Імовірності та середній час безвідмовної роботи ГА при $t = 10000$ годин

ГА	$P_{\Sigma}(10000)$			T , годин		
	найменша	середня	найбільша	найменша	середня	найбільша
з гідравлічним керуванням	0,90284	0,88712	0,74218	95562,37	96798,77	97824,36
з електрогідравлічним керуванням	0,84378	0,82908	0,69363	94406,51	95831,25	96737,15

Точність розрахункових значень імовірності безвідмовної роботи ГА характеризують дисперсією, розрахунок якої для ГА обертання, у відповідності до структурної схеми, проводили за формулою [6]

$$G_p^2 = t^2 \left(\sum_{i=1}^{N^*} k_i^2 n_i^2 \lambda_i^2 + 2 \sum_{i=1}^{N^*} k_i n_i \lambda_i \sum_{\substack{i=1 \\ j \neq i}}^{N^*} k_j n_j \lambda_j \right) e^{-2t \sum_{i=1}^{N^*} n_i \lambda_i}, \quad (7)$$

де G_p – дисперсія; N^* – кількість груп елементів у ГА; n_i – кількість елементів в i -тій групі; $k_i = \frac{\lambda_{i \max} - \lambda_{i \min}}{6\lambda_i}$.

Дисперсія для ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів з гідравлічним керуванням становить $0,093 \cdot 10^{-2}$, а для ГА з електрогідравлічним керуванням – $0,078 \cdot 10^{-2}$.

Висновки. Проведений порівняльний аналіз надійності ГА показав, що запропоноване схемне рішення ГА верстата для намотування обмоток електродвигунів із гідравлічним керуванням, крім переваг відмічених вище, має на 7 % більший час безвідмовної роботи, тобто

вищу надійність. Розроблена методика порівняння надійності ГА обертання може бути використана на стадії проектування будь-яких ГА.

Література:

1. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Оценка технического уровня и качества : ОСТ2 Н06-35–84. – М. : ВНИИТЭМР, 1985. – 39 с. (Отраслевой стандарт).

2. Сырицын Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода / Т. А. Сырицын. – М. : Машиностроение, 1981. – 216 с.

3. Методичні вказівки до практичних занять “Вивчення принципу дії, експлуатації та розрахунку надійності гідроапаратів із вібраційною лінеаризацією” з курсу “Надійність та експлуатація гідромашин і гідроприводів”: [уклад. П. М. Андренко і ін.]. – Харків: НТУ “ХП”, 2003. – 72 с.

4. Пат. 45554 Україна, МПК F15B 9/00. Гідроагрегат верстата для намотки обмоток електродвигунів / Андренко П. Н., Гречка І. П., Білокін І. І., Стеценко Ю. М.; заявник і патентовласник Андренко П. Н., Гречка І. П., Білокін І. І., Стеценко Ю. М. – № u 2009 07102; заявл. 07.07.09; опубл. 10.11.09, Бюл. № 21.

5. Фінкельштейн З. Л. Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів : навч. посіб. / З. Л. Фінкельштейн, П. М. Андренко, О. В. Дмитрієнко; під ред. проф. П. М. Андренка. – Харків : НТУ “ХП”, 2014. – 308 с.

6. Бычков А. А. Основы теории и организации технической эксплуатации средств связи : сборник задач / А. А. Бычков, В. А. Кальченко. – К. : КВВИУС, 1975. – 105 с.

7. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учеб. пособие / [Г. А. Аврунин, И. В. Грищай, И. Г. Кириченко и др.]. – Харьков: ХНАДУ, 2008. – 412 с.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ГИДРОАГРЕГАТОВ ВРАЩЕНИЯ НА СТАДИИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

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

Анотація – в статті приведені результати порівняльних аналітичних досліджень надійності гідроагрегатів обертання станків для намотки обмоток електродвигателів методом структурних схем. Показано, що запропоноване перспективне рішення такого гідроагрегата з гідравлічним управлінням і гідравлічної зворотною зв'язкою має вищі показники надійності.

ASSESSMENT OF RELIABILITY OF HYDRAULIC ENGINES OF ROTATION AT THE STAGE OF THEIR DESIGNING

P. Andrenko, I. Grechka, S. Khovansky, M. Svinarenko

Summary

The article presents the results of comparative analytical studies of the reliability of hydraulic turbo rotators for winding windings of electric motors by the method of structural circuits. It is shown that the proposed perspective solution of such a hydraulic unit with hydraulic control and hydraulic feedback has higher reliability indicators.