

ZBIÓR
ARTYKUŁÓW NAUKOWYCH

INŻYNIERIA I TECHNOLOGIA.
OSIĄGNIĘCIA NAUKOWE,
ROZWÓJ, PROPOZYCJE NA
ROK 2015

Warszawa

30.12.2015 - 03.01.2016

СБОРНИК
НАУЧНЫХ СТАТЕЙ

ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ.
НАУЧНЫЕ ДОСТИЖЕНИЯ,
НАРАБОТКИ, ПРЕДЛОЖЕНИЯ
ЗА 2015г.

Варшава

30.12.2015 - 03.01.2016

U.D.C. 004+62+54+66+082

B.B.C. 94

Z 40

Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour»

Druk i oprawa: Sp. z o.o. «Diamond trading tour»

Adres wydawcy i redakcji: 00-728 Warszawa, ul. S. Kierbedzia, 4 lok.103

e-mail: info@conferenc.pl

Cena (zl.): bezpłatnie

Zbiór artykułów naukowych.

Z 40 Zbiór artykułów naukowych. Konferencji Międzynarodowej Naukowo-Praktycznej "Inżynieria i technologia. Osiągnięcia naukowe, rozwój, propozycje na rok 2015" (30.12.2015 - 03.01.2016) - Warszawa: Wydawca: Sp. z o.o. «Diamond trading tour», 2015. - 128 str.

ISBN: 978-83-65207-61-6

U.D.C. 004+62+54+66+082

B.B.C. 94

Komitet Organizacyjny i Kolegium redakcyjny Konferencji:

1. W. Okulicz-Kozaryn (Przewodniczący), dr. hab, MBA, profesor, Akademia im. Jana Długosza w Częstochowie, Polska;
2. A. Murza, (Zastępca Przewodniczącego), MBA, Ukraina;
3. A. Горохов, к.т.н., доцент, Юго-Западный государственный университет, Россия;
4. P. Латыпов, д.т.н., профессор, Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ), Россия;
5. L. Nechaeva, dr, Ukraina;
6. M. Ордынская, профессор, Южный федеральный университет, Россия;
7. B. Подобед, dr, Belarus;
8. M. Paradowski, dr, Akademia im. Jana Długosza w Częstochowie, Polska;
9. A. Prokopiuk, dr, Wyższa Szkoła Ekonomiczna w Białymstoku, Polska;
10. A. Tsimayeu, dr, associate Professor, Belarusian State Agricultural Academy, Belarus;
11. E. Чекунова, д.п.н., профессор, Южно-Российский институт-филиал Российской академии народного хозяйства и государственной службы, Россия.

Wszelkie prawa zastrzeżone. Powielanie i kopiowanie materiałów bez zgody autora jest zakazane. Wszelkie prawa do materiałów konferencji należą do ich autorów. Pisownia oryginalna jest zachowana. Wszelkie prawa do materiałów w formie elektronicznej opublikowanych w zbiorach należą Sp. z o.o. «Diamond trading tour». Obowiązkowym jest odniesienie do zbioru.

ISBN: 978-83-65207-61-6

"Diamond trading tour" ©

Warszawa 2015

SPIS /СОДЕРЖАНИЕ

СЕКЦІЯ 16. АГРОТЕХНОЛОГІА.(СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫЕ НАУКИ)

1. Черіченко Р.Є..... 6
ДОВГОВІЧНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ТА АНАЛІЗ ПРИЧИН
ЇХ ВИХОДУ З ЛАДУ
2. Хрон В. О. 9
ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ПІДГОТОВКИ ПОВЕРХОНЬ ДО ФАР-
БУВАННЯ

СЕКЦІЯ 18. ТЕХНІКА.(ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

3. Філатов С.С., Махровська Н.А. 13
МЕТОДИ РОЗВ'ЯЗКУ НР-ПОВНИХ ЗАДАЧ
4. Ковальов Р.І. 16
ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА АНАЛІЗУ ФІЗИЧНОГО СТАНУ МОЛОДІ
5. Berezhetska V.G. 19
COMPARISON OF METHODS FOR THE DETECTION OF THE OBJECT
IN THE DIGITAL IMAGE
6. Пустовіт В.В., Антонова-Рафі Ю.В. 22
СИСТЕМА РЕКОМЕНДАЦІЙ МЕДИЧНИХ ПРЕПАРАТІВ ДЛЯ ЛІКА-
РІВ ТЕРАПЕВТІВ
7. Бойчук В.М. 25
НОВІ ПІДХОДИ У ФАХОВІЙ ПІДГОТОВЦІ МАЙБУТНЬОГО ВЧИТЕ-
ЛЯ ТЕХНОЛОГІЙ
8. Мезенцев В.В., Хованский М.Е. 32
АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДПОРНЫХ СТЕН НА
ПРИМЕРЕ ГОРОДА КРАСНОЯРСК
9. Шпорт В. Ю., Мельянцов П.Т. 35
ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АГРЕГАТІВ ГІДРАВЛІЧНОЇ
ТРАНСМІСІЇ ТЕРМОДИНАМІЧНИМ МЕТОДОМ ДІАГНОСТУВАННЯ
10. Якименко В. В., Мельянцов П.Т. 41
АЛЬТЕРНАТИВНЕ ВИКОРИСТАННЯ РАПСОВОГО МАСТИЛА В
ЯКОСТІ РОБОЧОЇ РІДИНИ ДЛЯ РОЗДІЛЬНО-АГРЕГАТНОЇ ГІДРАВ-
ЛІЧНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРА
11. Дмитренко О. В., Мельянцов П.Т. 47
ТЕХНОЛОГІЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ АКСІАЛЬНО-
ПОРШНЕВИХ АГРЕГАТІВ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ

12. Падалко С. С., Мельянцов П.Т. 51
ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ АВТОМОБІЛІВ-САМОСКИДІВ НА ОСНОВІ СТАТИСТИЧНОЇ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ НАСОСІВ
13. Шелест А. В., Мельянцов П.Т. 55
ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЕНЕРГОНАСИЧЕНИХ ТРАКТОРІВ ЗАСТОСУВАННЯМ ТРІБОТЕХНІЧНИХ МЕТОДІВ
14. Терещенко М. М., Мельянцов П.Т. 61
ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРА ТЕРМОРЕГУЛЮВАННЯМ РОБОЧОЇ РІДИНИ
15. Форощук В. В., Мельянцов П.Т. 67
ВПЛИВ СУМАРНИХ ОБ'ЄМНИХ ВТРАТ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ТРАНСМІСІЇ
16. Иванов Є. О., Мельянцов П.Т., Овчаренко Ю. М. 72
ОБҐРУНТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОНАСОСІВ МОДИФІКАЦІЇ НШ-К, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЙОГО ОБ'ЄМНИЙ КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ
17. Федченко В. М., Носенко В.О., Мельянцов П.Т. 77
ПІДВИЩЕННЯ ПІСЛЯРЕМОНТНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЕПІЛАМНИХ ПОКРИТТІВ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ
18. Луценко В. В., Мельянцов П.Т., Колбасін В. О. 83
ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРОЗПОДІЛЬЧАТОГО МЕХАНІЗМУ ДИЗЕЛЯ МОДИФІКАЦІЇ ЯМЗ З ВРАХУВАННЯМ СТАТИСТИЧНОЇ ОЦІНКИ ЇХ ЗНОШЕННЯ
19. Паришка В. В., Мельянцов П.Т. 88
ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗОЛОТНИКОВОЇ ПАРИ НА РОБОТУ РОЗПОДІЛЬНИКА ГІДРОПІДСИЛЮВАЧА РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОГО ТРАКТОРА
20. Титаренко Р. О., Мельянцов П.Т. 94
ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ЩОДО ОЦІНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОТИ ВУЗЛА «КОРПУС-СТАКАН-ПІДШИПНИК» КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА

21. Петренко А.Б.....	97
АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ТА ШЛЯХИ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ	
22. Мезенцев В.В., Хованский М.Е.	100
МЕХАНИЗАЦИЯ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ	
23. Мезенцев В.В., Хованский М.Е.	103
ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ GEODOME В СЕВЕРНЫХ РАЙОНАХ РОССИИ	
24. Ющук І.В., Овчарук В.О., Вовкодав Н. І., Сєдих О.Л.....	105
THE INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE SIZE OF EQUIPMENT ON THE CARBONATION PROCESS IN SUGAR PRODUCTION	
25. Короткий А. А., Журавлева М. А.,	110
АНАЛИЗ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ ЗАБОЛЕВАНИЙ У РАБОТНИКОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ	
26. Мезенцев В.В., Хованский М.Е.	115
СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА.РЕГУЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ	
СЕКЦІА 21. ФІЗИКІ І МАТЕМАТИКІ.(ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКИЕ НАУКИ)	
27. Нагметуллаев А., Отепов С., Абылова Г.....	117
ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НА УРОКАХ МАТЕМАТИКИ В СРЕДНИХ ШКОЛАХ	
28. Візнович О.В.	120
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СУБДИФУЗІЙНОГО ІМПЕДАНСУ У МУЛЬТИШАРОВИХ НАНОСТРУКТУРАХ	
СЕКЦІА 24. НАУКИ ХІМІЧНІ.(ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ)	
29. А.А.Guliyev, V.M.Abbasov, Sh.Z.Jabrailzadeh, N.I.Mursalov, Kh.R.Duzdaban.....	123
STUDY OF CORROSION-INHIBITION PROPERTIES OF IMIDAZOLINE DERIVATIVE COMPLEXES IN SOLUTIONS CONTAINING CO ₂ AS CORROSIVE MEDIUM	



Черіченко Р.Є.

магістр

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет

ДОВГОВІЧНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ТА АНАЛІЗ ПРИЧИН ЇХ ВИХОДУ З ЛАДУ

В статті розглядається довговічність підшипників кочення сільськогосподарської техніки. Наводяться фактори, що впливають на термін служби підшипників. Досліджено та проаналізовано види зносу деталей підшипників, виділено найбільш ненадійні та проаналізовано фактори, що впливають на ресурс підшипників кочення.

Ключові слова / keywords: підшипник / bearing, сепаратор / separator, посадка / planting, знос / wear, кільце підшипника / bearing ring, довговічність підшипника / bearing durability, втомний знос / fatigue wear, навантаження рухомого кільця / load rolling ring.

Сьогодні кожна галузь народного господарства оснащена високопродуктивними машинами, верстатами, автомобілями, тракторами, комбайнами та іншими. Близько 80 % всіх обертових з'єднань оснащені підшипниками кочення, які значно подовжують термін служби з'єднання та вузла в цілому. Так за даними [1] картоплезибиральний комбайн налічує 233 підшипники кочення, трактор К-710 – 189, що безперечно вказує на актуальність питання.

Застосованість саме підшипників кочення обумовлена такими факторами як:

- простота в обслуговуванні;
- не значні втрати на тертя (особливо це стосується пікових навантажень в момент пуску);

- порівняно не великі габарити з можливістю витримувати значні навантаження;
- простота в обслуговуванні та ремонті.

Але на ряду з позитивними якостями підшипників кочення є і негативні, такі як:

- низька надійність (при порушеннях в експлуатації);
- чутливість до вібрацій;
- складний монтаж (дотримання співвісності, порядок напругування, підбір посадок та інше).

Так за даними різних джерел ресурс підшипника кочення становить близько 3000 год, для маточин коліс автомобілів ресурс підшипника становить 100000 км [2]. Але на практиці ці показники можуть бути значно меншими, а в багатьох вузлах та агрегатах саме підшипниковий вузол є лімітуючим довговічність всього агрегату. Несправний підшипниковий вузол може призвести до порушень в роботі або руйнування інших деталей агрегату. Процесам втрати роботоздатності підшипників присвячено багато робіт [3, 4, 5] але вони носять вузконаправлений характер і вирішують проблеми конкретного вузла. Тому заходи направлені на підвищення довговічності підшипників кочення є актуальними.

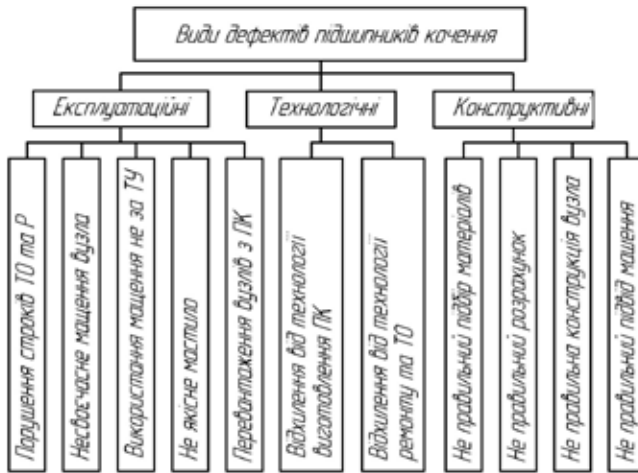


Рис. 1. Класифікація дефектів підшипників кочення та причини їх виникнення

Основні несправності підшипників можна розділити на три групи: експлуатаційні, технологічні та конструктивні, вони відповідно становлять 75 %, 20 % та 5%. Нажаль останнім часом конструктивно-технологічні відмови зустрічаються все частіше, це пов'язано з відсутністю контролю якості при виготовленні та намаганнями знизити собівартість готової продукції за рахунок економії на матеріалі, на його якості та інше.

Найбільш вагомими є експлуатаційні відмови це пов'язано з низькою культурою експлуатації техніки та порушенням правил та строків проведення технічних обслуговувань та ремонтів. Також суттєво впливає відсутність якісних діагностичних приладів та методик визначення дефектів на ранніх стадіях їх появи. На рис 1. наведено основні відмови підшипників кочення та можливі причини їх появи.

Близько 65...70 % всіх відмов підшипників – є знос, знос бігових доріжок, знос кульок або роликів, знос посадкових поверхонь. Приблизно 30 % відмов відбулося в наслідок втомного руйнування деталей підшипника, в основному це обойми. І 5...10 % це інші відмови.

Як зазначалось раніше основна причина виходу з ладу підшипникових вузлів це порушення технічних вимог на експлуатацію та ТО. Так наприклад в дослідному господарстві підшипниковий вузол дискової борони виходив з ладу в наслідок порушення правил та строків мащення.

При ремонті вузлів робітники порушують правила складання і замість напрусування підшипника з використанням проставок забивають молотком по принципу «залізо по залізу», внаслідок чого виникають мікротріщини які згодом призводять до руйнування частин підшипника та його заклинювання. Задири та подряпини посадкових місць згодом призводять до прослаблення посадки та провертанню кілець.

Більшості дефектів можна запобігти дотримуючись правил експлуатації, правил монтажу та демонтажу підшипників, підбору якісних підшипників, використання мащення з додаванням присадок-ревіталізаторів, дотримання розмірно-точностних характеристик підшипникових вузлів.

Література:

1. Кисенков, Н. Е. Повышение долговечности соединений колец подшипников качения при ремонте сельскохозяйственной техники методами оптимизации точностных параметров [Текст]: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.03. / Н.Е. Кисенков. – М., 2003. – 18 с.
2. Диагностика неисправностей ступичных подшипников [Электронный ресурс] / режим доступа <http://www.autopp.biz/Diagnostic.aspx>
3. Кравченко, В. М. Повреждения подшипников качения в результате износа [Текст] / В. М. Кравченко, В. А. Сидоров, В. В. Буцукин // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 2. – С. 45-47.
4. Пашковский, И. Э. Методика оценки долговечности подшипников качения с учетом использования прогрессивных технологий [Текст] / И. Э. Пашковский, В. М. Светлаков // Промышленный сервис.-2009.-№ 3.-С. 9-12.
5. Мороз А.Н. Влияние карбидной фазы на износ стали 10Х18М / Мороз А.Н., Глотка А.А., Боляк В.Р., Терехов В.Н. Металлургия:.. Випуск 1, Запорожье 2014.-43 – 48 с.

ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ПІДГОТОВКИ ПОВЕРХОНЬ ДО ФАРБУВАННЯ

Наведено актуальність процесу підготовки поверхонь до фарбування. Проаналізовано види забруднень, механізми їх утворення, способи та засоби їх видалення. Також розглянуто особливості підготовки поверхонь при виготовленні машин та при їх ремонті.

Ключові слова / keywords: підготовка поверхні / surface preparation, фарбування / paint, розчинники / solvents, забруднення / pollution, знежирення / degreasing, сухий лід / dry ice.

Рухомий склад автотранспортних підприємств, машинно-тракторний парк сільськогосподарських господарств постійно піддаються дії агресивного середовища. Це може бути посипка на дорогу в ожеледь, дорожній пил, агресивний вантаж (суміші для посипання доріг, протравлене зерно, добрива та інше). Сільськогосподарська техніка постійно взаємодіє з ґрунтом, поживними залишками, ядо-хімікатами, добривами та іншими. В таких умовах достатньо незначного пошкодження захисного покриття і на поверхні металу починають протікати різні процеси які в кінцевому випадку призводять до руйнування конструкції.

Тому захист деталей машин від дії агресивного середовища є одним із важливих при як при виготовленні машини так і при її ремонті. Так за даними фірми Клас (Німеччина), яка є провідним виробником зерно-та комозбиральних комбайнів у період з 2001 по 2004 роки в модернізацію лінії фарбування машин було вкладено близько 20 млн. євро і більша частина з них була витрачена на підготовчі операції (знежирення, ґрунтування та інші).

За даними [1] процес нанесення лако-фарбового покриття займає лише 10 % від загального процесу фарбування, а 90 % це підготовчі операції і чим якісніше вони будуть виконані тим більш довговічним буде покриття і машина в цілому. Всі ці факти свідчать про важливість саме підготовчих операцій до фарбування, і одна із найважливіших це знежирення поверхонь.

Сьогодні промисловість володію безліччю технологій підготовки деталей до фарбування, а завдяки швидкому прогресу хімічної промисловості, ми маємо речовини які досить швидко та ефективно видаляють будь-які забруднення але їх застосування обмежується впливом на людину, навколишнє середовище та на суміжні деталі які можуть пошкодитись під дією хімічних речовин. Тому щоб раціонально використовувати той чи інший метод підготовки поверхонь розглянемо види забруднень згідно рекомендацій Тельнова Н.Ф. [2].

В основу класифікації забруднень (рис.1) покладені механізм їх утворення, адгезія до поверхні, що очищається та специфіка їх видалення при ремонті та техніч-

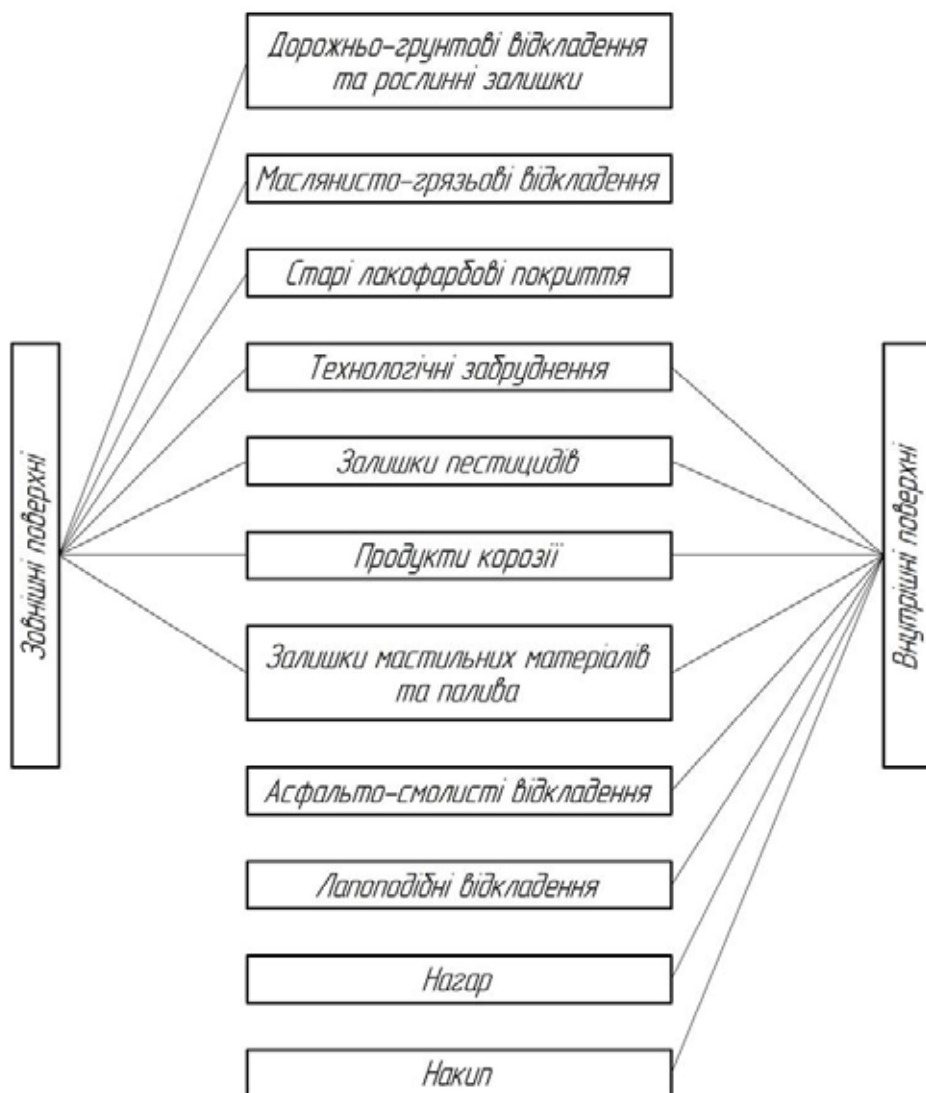


Рис. 1. Види забруднень об'єктів ремонту

ному обслуговуванні. Такі забруднення зменшують стійкість захисно-декоративних покриттів, підвищують швидкість корозійних процесів, знижують рівень культури технічного обслуговування та ремонту машин, що приводить до зниження експлуатаційної надійності машин та агрегатів. Неякісне очищення знижує їх післяремонтний ресурс на 20...30% [3].

Забруднення поділяються на технологічні і експлуатаційні. Експлуатаційні забруднення виникають в процесі експлуатації машин, технологічні – в результаті технологічного процесу виготовлення машини чи ремонту.

Забруднення зовнішніх поверхонь мають меншу адгезію до поверхні, що очищається. Їх видаляють при зовнішній очистці машин. Забруднення внутрішніх поверхонь мають більш високу адгезію до поверхні, що очищається. Їх видаляють після розбирання машин на вузли та агрегати.

Багато видів забруднень містять мастильні матеріали, які у процесі експлуатації машин значно змінюються внаслідок окислення і полімеризації. Ступінь їх зміни залежить від температурних факторів і тривалості дії. Тому, особливо важко видалити забруднення двигунів.

Під час старіння масла і згоряння палива у двигунах утворюються вуглецеві відкладення, які поділяються на асфальто-смолисті, лакові і нагари, що потребують різноманітних способів видалення.

В процесі підготовки машини до фарбування приймають участь тільки зовнішні забруднення. Для їх видалення використовують механічні та фізико-хімічні способи.

Враховуючи екологічність процесу найбільш доцільно використовувати механічні способи очистки з мінімальним використанням речовин з хімічними компонентами. Так найбільш розповсюджені способи механічної обробки – це піскоструменева, дробоструменева, гідроабразивна та інші.

Піскоструменеве очищення знайшло найбільш широкого застосування і має ряд позитивних якостей: простота процесу; висока продуктивність; висока якість очищення; можливість видаляти різні види забруднень і т. д.

Недоліком піскоструменевого очищення – є інтенсивне забруднення території навколо деталі, що оброблюється; необхідність застосування спеціальних засобів індивідуального захисту оператором установки; високі вимоги до якості піску та інше.

Дробоструменеве очищення теж досить широко застосовується для очищення деталей від іржі, залишків фарби, підготовці поверхонь під нанесення захисних покриттів напilenням та інше. Обмеженість застосування установки пояснюється складною системою подачі та збору дробу, а також необхідності застосування спеціальної камери.

Гідроабразивна обробка може бути різновидом піскоструменевої обробки тільки транспортування піску відбувається не стиснутим повітрям, а рідиною. Також в якості абразиву використовується подрібнена шкаралупа кісточкових рослин.

Викликає інтерес використання в якості абразиву сухого льоду, даний спосіб отримав назву криогенний бластинг і був розроблений ще в 70 х роках минулого сторіччя Келвіном Фонгом, але комерційного використання почав набувати лише років 10 тому. Суть способу полягає в тому, що гранули льоду рухаючись з високою швидкістю ударяються в оброблювану поверхню і видаляють забруднення. Видалення забруднень відбувається завдяки ефекту сублімації льоду в момент удара і виникнення в момент переходу з твердої фази в газоподібну «мікровибуху». Так бластингом можна видалити любі забруднення з любих поверхонь.

Основною перевагою способу є його екологічність, так як в процесі очищення не виникає побічних продуктів та хімічних речовин, лише продукти видаленого бруду.

Все це спонукає на розробку установок для бластингу та модернізацію старих, бо вони є енергозатратними та мають досить великі габарити. Також потребує обґрунтування система подачі льоду, а саме сопла для формування струменю гранул льоду.

Література:

1. Качественная подготовка авто к покраске [Электронный ресурс] / режим доступа <http://krasymavto.ru/pokraska/podgotovka-avtomobilya.html>
2. Тельнов Н.Ф. Технология очистки сельскохозяйственных машин / Тельнов Н.Ф. Москва., Колос 1983.-136 с.
3. Дирда В.І. Ремонт машин та обладнання [Підручник] / Дирда В.І., Калганков Є.В., Мельянцов П.Т. та інші. Дніпропетровськ.: Герда-2015.-310 с.
4. Очистка сухим льдом [Электронный ресурс] / режим доступа <http://vecfort.ru/technology/industrial-technology/led/>

SEKCJA 18. TECHNIKA. (ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ)

ПОД- СЕКЦИЯ 3. Информатика, вычислительная техника и автоматизация.

Філатов С.С.

Філатов Сергій Сергійович – магістратура,

2-ий рік навчання,

механіко-математичний факультет,

Миколаївський національний університет

ім. В.О. Сухомлинського,

Миколаїв, Україна.

Махровська Н.А.

Махровська Наталя Анатоліївна – кандидат

фізико-математичних наук, доцент,

механіко-математичний факультет,

Миколаївський національний університет

ім. В.О. Сухомлинського,

Миколаїв, Україна.

МЕТОДИ РОЗВ'ЯЗКУ NP-ПОВНИХ ЗАДАЧ

Ключові слова: NP-повні задачі, методи розв'язку, оптимальність алгоритмів, оцінка складності, класифікація.

Keywords: NP-completeness, methods of solution, optimality of algorithms, estimate of complexity, classification.

В даний час доведено існування сотень NP-повних задач, але ні для однієї з них поки не вдалося знайти поліноміального алгоритму рішення.

У теорії алгоритмів задача з класу NP, до якої можна звести будь-яку іншу задачу з цього класу за поліноміальний час називається NP-повною задачею. Таким чином, NP-повні задачі утворюють в деякому розумінні підмножину «типових» задач у класі NP: якщо для якоїсь із них знайдено «поліноміально швидкий» алгоритм розв'язку, то і будь-яка інша задача з класу NP може бути розв'язана так само «швидко».

Після введення в теорію алгоритмів понять складності класів Едмондсом (Edmonds, 1965) була поставлена основна проблема теорії складності:

$P=NP?$

Словесне формулювання проблеми має вигляд: чи можна всі завдання, рішення яких перевіряється з поліноміальною складністю, розв'язати за поліноміальний час?[4]

Очевидно, що будь-яка задача, що належить класу P, належить і класу NP, тому вона може бути поліноміально перевірена – завдання перевірки розв'язку може складатися просто в повторному її розв'язанні[2].

На сьогодні відсутні теоретичні докази як збігу класів P та NP, так і їх розбіжності. Припущення полягає в тому, що клас P є власною підмножиною класу NP, тобто $NP \setminus P$ не порожнє.

При невеликому обсязі вхідних даних може підійти алгоритм, час роботи якого виражається показниковою функцією. Іноді вдається виділити важливі окремі випадки, які можливо розв'язати за поліноміальний час.

Метою роботи ми визначили дослідження та аналіз алгоритмів наближеного розв'язку NP-повних задач.

Таким чином, алгоритми можемо класифікувати за рівнем ефективності та рівнем оптимальності.

За рівнем ефективності методи поділяються на точні та наближені. Суттєвою різницею між ними, окрім точності, є час виконання. У зв'язку з NP-повнотою задач знайти швидкодіючий точний алгоритм на даний час не є можливим. Проте, існує ряд методів, що дають змогу отримати наближену відповідь за «поліноміальний» час.

До точних методів відносяться метод повного перебору варіантів та метод перебору з відкиданням (метод гілок та границь).

Наближені, методи можемо розділити за рівнем оптимальності на псевдополіноміальні та евристичні.

Псевдополіноміальні є більш узагальненими і можуть бути застосовані для розв'язку декількох типів задач класу NP. До них відносяться метод динамічного програмування, метод локальних поліпшень та метод імітації відпалу[1].

Евристичні методи можуть бути застосовані для вирішення окремої задачі і при цьому матимуть більш точний та швидкий розв'язок. До евристичних відносяться методи випадкового пошуку та евристичні модифікації різних алгоритмів для розв'язку конкретних задач.

Опишемо принцип дії кожного методу:

Метод повного перебору – пошук розв'язку методом підстановки всіх можливих варіантів значень.

Метод гілок і границь (метод мінімального остовного дерева) – відкидання свідомо неоптимальних рішень цілими класами відповідно до деякої оцінки.

Динамічне програмування – розбиття загальної задачі на менші підзадачі, рішення кожної з яких поступово веде до рішення початкової.

Метод локальних поліпшень (жадібний алгоритм) – пошук більш оптимального рішення в околі деякого поточного рішення.

Метод випадкового пошуку – пошук розв'язків методом послідовної підстановки їх випадкових варіантів.

Метод імітації відпалу – алгоритм ґрунтується на імітації фізичного процесу, який відбувається при кристалізації речовини, в тому числі при відпалі металів.[3]

Для детального аналізу нами були обрані методи з класів псевдополіноміальних та евристичних алгоритмів. Контроль результатів проведено у співвідношенні отриманих результатів з роботою методу гілок та границь, який належить до класу точних і, на ряду з тим, є швидшим і більш застосовним ніж метод повного перебору.

У результаті роботи можемо виділити переваги та недоліки використання деяких методів для розв'язку NP-повних задач.

Застосовність псевдополіноміальних методів, зокрема методу динамічного програмування, обмежена розміром задачі $N \leq 50$, що продиктовано експонентною оцінкою алгоритму $O(2^N)$. У деяких випадках, робота методу обмежується цілочисельністю задачі. Крім того, використання даних методів може зажадати великих обсягів оперативної пам'яті. Їх перевагами є висока швидкість роботи для випадків $N \leq 50$, та прийнятна точність.

Евристичні методи розглядаємо на прикладі одного з методів випадкового пошуку, а саме, генетичного алгоритму. Вони мають суттєво більший діапазон застосування, наприклад, розмір задачі може досягати $N \leq 255$. У зв'язку з тим, що припинення роботи алгоритму може виконуватись при досягненні певної точності відповіді або завершенні часу відведеного на розв'язання, а початкові параметри обираються випадково, тому точність даного методу суттєво нижча.

Отже, у статті описано існуючі методи розв'язку NP-повних задач, наведено їх класифікацію за ефективністю та оптимальністю застосування та надано рекомендації щодо використання даних методів до розв'язку таких задач різної складності.

Список літератури

1. Куликов А.С. Алгоритмы для NP-трудных задач [Online] Available: <http://logic.pdmi.ras.ru/~infclub/?q=courses/npalgorithms> [2010, March 4].
2. Пападимитриу Х., Стайглиц К. Комбинаторная оптимизация. Алгоритмы и сложность. – М.: Мир, 1985.
3. Поликарпова Н., Герасименко А. Методы решения труднорешаемых задач [Online]. Available: <http://rain.ifmo.ru/cat/view.php/theory/unordered/approx-2004> [2010, March 4].
4. Vijay V. Vazirani. Approximation Algorithms. Springer-Verlag, 2001.

ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА АНАЛІЗУ ФІЗИЧНОГО СТАНУ

МОЛОДІ

Анотація. У роботі розглядаються вплив сучасних інформаційних технологій оцінки фізичного стану молоді, роль фізичної активності в первинній профілактиці. Результатом роботи є програма яка аналізує та надає дані при відхиленні показників норми, показує стан фізичної готовності.

Ключові слова: Інформаційні технології, молодь, аналіз, стан фізичної готовності.

INFORMATION SYSTEM ANALYSIS OF THE PHYSICAL CONDITION OF YOUNG PEOPLE

Abstract.. In work influence of use of modern information technologies of an assessment of a state of health of young people, role of physical activity in a primary prophylaxis. The program which analyzes is result of work and provides data at a deviation of indicators of norm, shows a condition of physical readiness.

Key words: Information technology, young people, analysis, physical state of readiness.

Нагадуючи, що здоров'я —це не тільки відсутність хвороби, певний рівень фізичної тренуваності, підготовленості, функціонального стану організму, що є фізіологічною основою фізичного й психічного благополуччя. Фізичне здоров'я є важливою складовою суспільного здоров'я населення. Рівень фізичного здоров'я населення багато в чому свідчить про соціальне благополуччя в суспільстві.

В умовах глибоких перетворень сучасного суспільства молодь повинна не тільки володіти знаннями, уміннями й навичками, але й мати високий рівень здоров'я. У світлі глобальної інформатизації суспільства створюються умови для перегляду наявних підходів до організації та методики здійснення контролю. Це пов'язане з можливістю автоматичної обробки інформації і створення баз даних фізичного стану молоді. Моніторинг фізичного стану молоді – це складна інформаційно-аналітична та прогнозна система, що включає спостереження за станом фізичного здоров'я на рівні індивіда і соціальної групи, оцінку його результатів та прогнозування стану здоров'я в майбутньому як для індивіда, так і для групи індивідів, об'єднаних за територіальною ознакою або характером діяльності – процес спостереження за об'єктом, оцінювання його стану, здійснення

контролю за характером подій, що відбуваються, попередження негативних тенденцій розвитку [1].

Для оцінки рівня фізичного стану молоді вираховувались такі фізіометричні показники: життєву ємність легень (ЖЄЛ), частоту серцевих скорочень (ЧСС), індекс маси тіла (ІМТ), індекс серцево-судинної системи (ССС). Оцінювання результатів вищезазначених проб здійснювалася шляхом порівнянь вирахованих індексів з показниками норми. Збільшення або ж зменшення індексів в порівнянні з показниками норми вказує на наявність захворювання.

Сучасна система фізичного виховання нараховує досить велику кількість діагностичних систем оцінки рівня фізичного стану, які не дозволяють адекватно і швидко оцінити фізичний стан студентської молоді. Тести і методики мають ряд недоліків, а саме [2]:

- різноманітну інформативність, різні показники характеризують одну функцію або декілька тестів характеризують однакові показники з однаковою інформативністю;
- можуть бути одержані тільки в результати поглиблених методів функціональних досліджень;
- вимагають для їх проведення певних умов і багато часу для оцінки фізичного стану студентів;
- потреба спеціальної підготовки від викладацького складу та забезпечення спеціальним обладнанням;

Соціологічні дослідження показують, що в цілому студентська молодь позитивно відноситься до занять фізичною культурою і спортом. У той же час у більшій частини юнаків, а особливо дівчат не сформовані фізкультурно -спортивні інтереси та природна потреба в активній руховій діяльності. Через це не створюються необхідні передумови для кращого засвоєння навчальної програми з предмету, що негативно відображається на фізичній підготовленості та здоров'ї студентів[3].

Таким чином процес фізичного виховання і спорту вимагає створення умов для індивідуального і диференційованого фізичного навантаження молоді з урахуванням рівня їх фізичного розвитку, стану здоров'я, фізичної підготовленості, морфо-функціонального статусу тощо.

Розробка інформаційного забезпечення, супроводження, моніторингу здоров'я молоді на базі інформаційних технологій, дозволяє нам зменшити кількість тестів, але в той же час розширити інформативність з отриманих показників. Уникнення спеціальної підготовки викладацького складу, водночас ми можемо відмовитись від спеціальних умов і великих часових затрат для оцінки фізичного стану. Ці фактори дозволять оцінити відповідність антропометричних показників до запланованого фізичного навантаження та використовуваних засобів фізичного виховання виходячи з можливостей організму.

Література:

1. Изаак С.И. Мониторинг физического развития и физической подготовленности: теория и практика: монография. – М.: Советский спорт, 2005. – 126 с.
2. Теорія і методика фізичного виховання: підручник для студ. вузів фіз. вихов. і спорту: в 2 т. / За ред. Т.Ю. Круцевич. – Т. 1. – Загальні основи теорії і методики

фізичного виховання. – К.: Олімпійська література, 2008. – 391 с.

3. Жамардій В. О. МЕТОДИ ОЦІНЮВАННЯ РІВНЯ СОМАТИЧНОГО ЗДОРОВ'Я СТУДЕНТІВ У ПРОЦЕСІ ЗАНЯТЬ З ПАУЕРЛІФТИНГУ (Електронне джерело). Режим доступу http://www.confcontact.com/2014-alyans-nauk/fk2_zhamardij.htm.

COMPARISON OF METHODS FOR THE DETECTION OF THE OBJECT IN THE DIGITAL IMAGE

The article describes methods for the detection of objects in the image, which are based on a comparison of image fragments, with some pre-designed templates or using a special function-classifier. On the basis of assessments of time spent on training system, its computational complexity and scale of the necessary training sample, a comparison was made algorithms. We give advice on the choice of search methods, taking into account the efficiency of their work time and for different purposes.

Keywords: Methods of detection, Kapoor-Wynn, Viola-Jones, efficiency method

Today, the development of human-machine interfaces, decision-making systems or in the manufacture of automatic control based on pattern recognition and visualization of multimedia information, becomes the advanced question in the development of modern mathematical and program software.

An integral part of computer vision is pattern recognition, which solves the problem of determining the affiliation of the input image to one of the stored reference image objects.

Therefore, the aim of the work is the analysis of existing methods for the detection of objects in digital images to further selection of the object searching method on the video.

Methods of detection of the object in the digital image by the method of classification of image area to the area of interest, can be divided into two groups[1]: generalized and differential.

Generalized methods make abstract, idealized view of the structure of the object based on the positive training images.

Analysis of generalizing methods we show on the most popular method of Kapoor-Wynn[2].

The approach of this method is to use a conventional model which is able to learn to distinguish between the parts of the object. The image is divided into small areas, each of which adds a label that represents a semantic importance of this site.

For example, we have the label: "Forest", "Heaven", "Grass", "Target". Knowing the location and classification of the one part, search for the location of other parts is limited. For example, if you know the location of the tree, other trees can be easily detected. In the method for detecting an object a long-range space constraints in the areas is used.

35 images selected in the Internet were used to show the method. Testing was conducted on 150 images shooting targets at a different background.

Accuracy capture area of interest $Ob(x, y)$ in the image $I(w, h)$ was 92%. The average time to process a single image size of 800 by 600 pixels on the Intel

Core I-3 (3.3 GHz) was 3.4 seconds.

An upper bound for the computational complexity of the method:

$$O(mN^2),$$

where m is a number of elements of the object, N is the number of image areas.

Note that this method requires a large computational costs and time-consuming, which is unacceptable for video processing.

Since initially the method shows an object as a set of individual elements, registration of various geometric shape distortions of an object is simplified by changing the relative position of its elements greatly.

Differential methods use a special function classifier to detect the object in a digital image. During training, they point out the difference between positive and negative training images[3].

Analysis methods are shown in distinguishing **method of Viola-Jones**[4]. This method is based on the integral representation of the image on the basis of Haar. On the basis of the adaptive boosting algorithm a classifier that provides logical answers appears. The method uses a cascade of several classifiers sequentially applied to the image. Each classifier comprises a set of characteristic features of Haar having a fixed positional relationship.

4700 of positive images and 9500 of negative images collected in the Internet were used for learning.

Testing of the method was conducted on the same set of 150 images. Accuracy capture area of interest $Ob(x, y)$ in the image $I(w, h)$ was 77.2%. Time of image processing with size of 800 by 600 pixels on the processor Intel

Core I-3 (3.3 GHz) was 0.7 seconds.

Evaluation of the computational complexity of this method:

$$O(kdN),$$

where d is the number of used characteristic features of Haar, k is the number of used scales, $N=wh$ is the number of pixels of the image $I(w, h)$.

Note that due to the sifting negative image by overlaying a cascade of classifiers, small computing and time-consuming, this method becomes acceptable for processing video. Although registration of possible variations in the shape of the object model requires a significant increase in the number of training images.

We presented the results of comparison of methods in a table. Table 1.

Thus, methods for the detection of objects in the image have been considered, based on a comparison of image fragments, with some pre-designed templates or using a special function classier.

It has been determined that the methods with training images are suitable for more complex tasks, where it is necessary not only to identify the object, but also to track and classify it on the grounds. Of all the teaching methods method by Viola-Jones was isolated.

Table 1.

Comparison of Generalized Kapoor-Wynn and Differential Viola-Jones methods

	Kapoor-Wynn	Viola-Jones
The size of the training sample, images	35	14200
The accuracy of the capture area of interest, %	92	77.2
Time image processing size of 800 by 600 pixels, s	3.4	0.7
Evaluation of the computational complexity	quadratic	linear

Its main advantage is speed, although its use requires large volumes of the positive sample.

In the future, the authors plan to develop a subjective method of analysis of video, on the basis of the methods considered. Using this method will search for an object, «target» and point «shot», with further counting results.

References

1. P. Roth, Survey of appearance-based methods for object recognition, Technical Report ICG-TR-01/08, Institute for Computer Graphics and Vision, Graz University of Technology, no. January, p. 68, 2008.
2. J.W.A. Kapoor, Located hidden random fields: Learning discriminative parts for object detection,” in Proceedings of the European Conference on Computer Vision, p. 302-315, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
3. L.A.N. Alfimtsev, The technique of real-time object detection in the video stream, Transactions TSTU, vol. 55, no. 1, pp. 44-55, 2011.
4. Viola-Jones object detection framework [Electronic resource] // Wikipedia, the free encyclopedia. https://en.wikipedia.org/wiki/Viola-Jones_object_detection_framework / (Date of circulation: 29.11.2015).

СИСТЕМА РЕКОМЕНДАЦІЙ МЕДИЧНИХ ПРЕПАРАТІВ ДЛЯ ЛІКАРІВ ТЕРАПЕВТІВ

Анотація. В роботі розглянута програма, створена для терапевтів, головною задачею якої є виведення списку рекомендованих медичних препаратів для лікування найбільш типових захворювань з якими звертаються до лікарів терапевтів. Програма розроблена авторами.

Ключеві слова: інформаційні технології в медицині, інформаційна система для лікаря, фармакологія, терапія.

Abstract. In this paper, we are to describe a specially-designed program which is to be for physician therapists; the main task of this program is to present a list of recommended medications in order to treat the most common of illnesses and diseases treated by physician therapists.

The program was developed by the authors of this article.

Keywords: informational technologies in medicine, informational system for doctor, pharmacology, physician therapy.

Розвиток комп'ютерних технологій з кожним роком полегшує роботу різних спеціалістів, впроваджуються автоматизовані системи, комп'ютерні програми, нові методи для виконання старих завдань, цим самим пришвидшуючи роботу спеціалістів та підвищуючи їх продуктивність. Не відстає і медицина: вводяться в роботу програми обробки інформації, автоматизовані робочі місця, інформаційні системи для лікарів та ін. Актуальність розробки нових медичних інформаційних систем є незаперечною.

Представлена програма була розроблена для лікарів терапевтів, оскільки на сьогоднішній день терапевти лікують широкий спектр хвороб, розробка програм, що частково автоматизують роботу лікаря з документами, базами даних та звичайними паперами дозволить зменшити час, витрачений лікарем кожного дня на паперову роботу і тим самим збільшити час та продуктивність роботи з пацієнтами.

Описана далі програма є медичною інформаційною системою [1], Головною функцією програми є виведення рекомендацій для лікаря у вигляді переліку препаратів для лікування хвороб. Присутні також інші функції програми, такі як: збереження бази даних карток пацієнтів в електронному вигляді; база даних препаратів в найближчій аптеці; база реальних діагнозів та рецептів їх лікування.

Для розробки програми використовується мова програмування C#[2]. C# необхідний необхідністю підтримувати зворотню сумісність з попередниками, що дозволило зробити його структуру ясною і логічною, а C# програмування досить просте і надійне [3].

Для створення програми було зібрано реальну базу діагнозів та відповідних рецептів, які призначає лікар. При створення бази надавалися консультації лікаря терапевта та медсестри терапевтичного відділення, тому рецепти ліків в базі є реальними рецептами, які використовуються в практиці лікарів. При призначенні фармацевтичних препаратів лікарі керуються документом Міністерства охорони здоров'я України «протокол лікування <назва захворювання>»[4].

Крім того в програмі використовується реальна база даних ліків, які наявні в аптеці, що знаходиться на території лікарні-замовника програми.

Користувачі програми:

1. Працівник реєстратури:

Реєструє початкову інформацію про пацієнта: ПІБ, дата народження, адреса, телефон, місце роботи.

2. Медсестра терапевтичного відділення:

Вносить інформацію про щеплення, огляди та аналізи пацієнта.

3. Лікар терапевт:

Ставить попередній діагноз, призначає рецепт лікування, ставить заключний діагноз та виписує лікарняний лист.

Оскільки в програмі присутній аналог електронної картки пацієнта, були використана форма № 025/о «Медична картка амбулаторного хворого» [5]. При вводі попереднього діагнозу, лікар терапевт отримувати список медичних препаратів, для лікування даного діагнозу. Цей список не є правилом, а лише рекомендація, надана лікарю. Терапевт може редагувати список, додавати нові препарати та діагнози.

Заключення і висновки.

На виході отриманий повноцінний програмний продукт, що буде доопрацьовуватися і розвиватися надалі в міру необхідності тих чи інших модулів. База препаратів в програмі буде регулярно обновлятися. При розробці опрацьовано протоколи лікування хвороб, затверджені Міністерством охорони здоров'я України, всі рецепти лікування, що виводяться в системі, написані під керівництвом лікаря терапевта; зібрано базу з найбільш поширеними діагнозами в терапевтичному відділенні. Передбачена можливість доповнення та змінення бази діагнозів та медичних препаратів лікарем терапевтом, що з часом розширить список захворювань та їх лікування. Проведена робота з медичними картками хворих для аналізу необхідних полів в програмі.

Література:

1. Г.И. Назаренко, Я.И. Гулиев, Д.Е. Ермаков. Медицинские информационные системы: теория и практика. Москва.: Физмалит, 2005. – 320 с.
2. Хейлсберг А., Торгерсен М., Вилтамут С., Голд П. Язык программирования С#. Классика Computers Science. 4-е изд. Санкт-Петербург.: Питер, 2011. – 784 с.
3. Visual C#: [Электронный ресурс] // Visual Studio MSDN – Режим доступа: <https://msdn.microsoft.com/en-us/vstudio/hh341490> (Дата обращения: 22.12.2015)
4. Міністерство охорони здоров'я України. Протокол діагностики та лікування для гострих респіраторних вірусних інфекцій: [Електронний ресурс] // МОЗ України – Режим доступа: https://www.moz.gov.ua/ua/portal/dn_20140716_0499.html (Дата обращения: 22.12.2015)

5. Міністерство охорони здоров'я України. Медична картка амбулаторного хворого: [Електронний ресурс] // Верховна рада України – Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0669-12> (Дата обращения: 22.12.2015)

Бойчук В.М.
м.Київ, Україна

НОВІ ПІДХОДИ У ФАХОВІЙ ПІДГОТОВЦІ МАЙБУТНЬОГО ВЧИТЕЛЯ ТЕХНОЛОГІЙ

Анотація

У статті розглядається проблема необхідності ґрунтовної художньо-графічної підготовки майбутніх учителів технологій. Досліджується історичний досвід використання мистецтва у розвитку педагогічної майстерності вчителя. Окреслюються нові підходи щодо фахової підготовки майбутнього вчителя технологій. Подано результати експериментальної перевірки застосування засобів інформаційно- комунікаційних технологій у підготовці майбутнього вчителя технологій у ході науково-дослідної роботи.

Ключові слова: художньо-графічна підготовка, мистецтво, вчитель технології, інформаційно-комунікаційні технології.

Аннотация

В статье рассматривается проблема необходимости основательной художественно-графической подготовки будущего учителя технологий. Исследуется исторический опыт использования искусства в развитии педагогического мастерства учителя. Очертываются новые подходы к профессиональной подготовке будущего учителя технологий. Представлены результаты экспериментальной проверки использования информационно-коммуникационных технологий в подготовке будущего учителя технологий в ходе научно-исследовательской работы.

Ключевые слова: художественно-графическая подготовка, искусство, учитель технологий, информационно-коммуникационные технологии.

Annotation

The article deals with the necessity of the well-grounded art-graphic training of a future teacher of technology. The historical experience of the art usage in the development of the pedagogical skill of the teacher is examined. The new approaches to the training of a future technology teacher are described. There are the results of the experimental verification of the Information and Communications Technology usage in the training of a future technology teacher in the course of the scientific and research work.

Key words: art-graphic training, art, a teacher of technology, Information and Communications Technology

Пріоритетним завданням сучасної освіти є підготовка нового покоління працівників, які відзначаються не лише високою професійною компетентністю, а й сформованим методологічним мисленням, розвиненою загальною та професійною культурою, творчим підходом до справи навчання і виховання майбутніх фахівців. Завжди мистецтву відводилося одне з першочергових місць за силою впливу на осо-

бистісний розвиток людини. Розглядаючи ціннісні пріоритети підготовки вчителя, І.Зяюн зазначає, що економічні, соціально-політичні й суспільні процеси у вітчизняній освіті призвели до загрозливої ситуації, за якою проглядаються ознаки деградації молодого покоління, духовного і фізичного зuboжіння. Все більш очевидною стає необхідність вживання невідкладних заходів щодо збереження системи освіти і нагромаджених вітчизняною школою та педагогічною наукою традицій і досвіду. Суспільству слід визначити пріоритетне ставлення до освіти, до соціальної місії вчителя. Адже він є тим основним стрижнем духовної культури, від якого залежить не лише те, якими ми є сьогодні, але й те, якими ми будемо в майбутньому. Завтрашній день України буде багато в чому визначатися рівнем освіти і професійної підготовки сучасного молодого покоління, його світоглядною позицією, бажанням і вмінням брати активну участь у відродженні України.

Учитель – центральна фігура суспільних перетворень. Від його образу, соціальної позиції, ціннісно-цільових установок залежать результати професійної спроможності кожної людини [5, с. 117]. «Унікальність педагогічної професії полягає ще й у тому, що, створюючи умови для стимулювання активності своїх вихованців, продумуючи й аналізуючи комплекс різномірних завдань, педагог творчо актуалізується, використовуючи власні творчі ресурси» [4, с. 500].

В умовах глобальних процесів, бурхливого інформаційно-технологічного розвитку, пошуку прогностичних підходів до здійснення суспільного поступу, стверджує Н. Ничкало, – будь-яка людина, будь-який фахівець, позбавлений радості пізнання мистецтва, не може ефективно самореалізуватися й досягти істинного людського щастя.

Сучасний розвиток суспільства, глобальні соціальні, технологічні та інформаційні зміни вимагають нових підходів у підготовці фахівців усіх рівнів та сфер діяльності людини. Для підвищення якості освіти необхідно забезпечити суспільство професійно компетентними кадрами. У зв'язку з цим перед педагогічною наукою постає багато проблем, пов'язаних із професійною підготовкою фахівців вищої кваліфікації, здатних до самостійної, високоефективної, творчої діяльності [2, с. 164].

На особливу роль мистецтва, художньої творчості в естетичному, моральному та трудовому вихованні молоді, формуванні творчої особистості вказують у своїх працях психологи і педагоги-дослідники, серед яких А.Аронов, І.Бех, Б.Брилін, Г.Васянович, І.Зяюн, М.Каган, О.Коберник, В.Мазепа, О.Мелік-Пашаєв, Л.Масол, Н.Ничкало, Л.Новак, Л.Оршанський, О.Отіч, В.Радкевич, О.Рудницька, Г.Тарасенко, Я.Твердохлібова, О.Тищенко та інші. Проте в наявних працях не розкрито в повному обсязі роль учителя технологій у розвитку творчого мислення школярів і їхніх художньо-творчих здібностей. І хоча процес його підготовки досліджувався багатьма науковцями, серед яких Г.Альтшуллер, Р.Гуревич, Й.Гушелей, О.Коберник, М.Корець, В.Мадзігон, В.Моляко, Є.Мілерян, В.Сидоренко, В.Стешенко, Г.Терешук, Д.Тхоржевський, О.Щербак та інші, в їхніх працях розглядаються переважно питання технічної творчості майбутнього вчителя, його техніко-конструкторської діяльності, проведення занять. Наявні публікації про роль графіки як предмету пізнання та художньо-творчої діяльності студентів вищих педагогічних навчальних закладів стосуються в основному підготовки майбутнього педагога-художника, а про роль художньо-графічної підготовки майбутнього вчителя технологій замовчується,

лише в ґрунтовному докторському дослідженні Л.Оршанського [8] розкрито роль художньо-трудової підготовки у підготовці майбутнього вчителя трудового навчання.

Мета цієї публікації – показати необхідність художньо-графічної підготовки майбутнього вчителя технологій у системі сучасної вітчизняної освіти, дослідження сутності творчої діяльності, художньо-графічної підготовки та визначення їх ролі в професійному становленні та художньо-творчої діяльності майбутніх учителів технологій в умовах постіндустріального суспільства.

Усі ці обставини вимагають обґрунтованого вдосконалення професійної підготовки вчителів технологій, розвитку та формуванню його художньо-графічних умінь і навичок.

Проблема впливової сили мистецтва на людину не є чимось принципово новим для науки: про неї висловлювалися відомі мислителі минулого, вона неодноразово ставилась самим життям, її значущість підкріплювалася встановленими наукою фактами. Однак процеси швидких соціальних змін, що відбуваються нині в світі і нашій країні, зумовлюють нас по новому оцінювати питання про соціальну ефективність мистецтва [3, с. 20].

О.Отич наголошує, що аналіз історичного досвіду використання мистецтва в розвитку педагогічної майстерності, творчості й педагогічного мистецтва вчителя дозволяє стверджувати про те, що викладання мистецьких дисциплін упродовж усієї історії розвитку педагогічної освіти було невід’ємним компонентом змісту його загальнопедагогічної підготовки й підпорядковувалося меті формування його педагогічної майстерності.

Починаючи від К.Ушинського, який наголошував на необхідності навчання майбутніх педагогів педагогічній рисовці, співу й виразному читанню і особливо у 20-30-ті рр. XX ст, коли мистецькі дисципліни, введені до змісту загальнопедагогічної підготовки майбутніх вчителів, зумовили небувалий сплеск педагогічної творчості й появу плеяди видатних творчих індивідуальностей, які залишили яскравий слід у педагогічній теорії і практиці (Макаренко, Мамонтов, Шацький, Фортунатов та ін.)

У 1918 р на Раді діячів з підготовки викладацького складу було обговорено питання про введення обов’язкової мистецької освіти в учительських інститутах і викладання на всіх факультетах малювання, креслення, ліплення та музики. Завдання впровадження мистецтва до процесу професійної педагогічної підготовки вбачалися керівниками освіти у розвитку у студентів художньо-загальноосвітньої компетентності та формуванні в них педагогічної і методичної майстерності.

Обґрунтовуючи необхідність впровадження мистецьких дисциплін до змісту загальнопедагогічної підготовки майбутніх вчителів, М Євсєєв пояснював це тим, що малювання сприяє розвитку в них спостережливості, вміння інтенсивно напружувати увагу, ілюструвати теоретичний матеріал, відчувати форму і кольори, активно сприймати інформацію. [9, с. 37].

Опираючись на наукові праці О.Коберника можна стверджувати, що трудова підготовка в сучасній загальноосвітній школі має бути гнучкою і пристосованою до технічних, економічних, соціальних потреб суспільства, спрямованою на те, щоб допомогти випускникам середніх закладів у професійному самовизначенні, оволодінні методами творчої діяльності в умовах ринкової економіки, де на зміну фактично

ремісничому, тренувальному трудовому навчанню має прийти процес формування та розвитку творчої ініціативи, творчого пошуку. Трудова діяльність учнів має бути наповнена інтелектуальним змістом, уроки трудового навчання та технології створюватимуть реальні умови для реалізації індивідуальних можливостей особистості кожного учня.

Традиційна предметно-операційна система, за якою склалися програми з трудового навчання та розроблена на її основі методика, вичерпали свої можливості в нових умовах реформування загальноосвітньої школи. Стає цілком очевидною невідповідність між традиційною методикою трудового навчання і потребами суспільного розвитку [7, с. 615].

Нами було проведено порівняльний аналіз навчальних планів та програм з підготовки вчителя технологій до організації художньо-графічної діяльності школярів. Дослідження показало, що в окремих навчальних планах за кваліфікацією фахівця вчитель технологій і креслення освітньо-кваліфікаційних рівнів бакалавр, спеціаліст, магістр в циклах підготовки відсутні предмети, опановуючи які студенти змогли б отримати художньо-графічну підготовку. Виключенням є навчальні плани, за якими навчаються студенти за спеціалізацією «Основи дизайну», і навіть у них дисципліни художнього спрямування представлені у циклі дисциплін за вибором студента. Виникає питання, як зможе фахівець, який не оволодів знаннями, і у якого не сформовані художньо-графічні вміння і навички, наприклад, пояснити учневі у процесі розробки виробу за проектною технологією, як намалювати клаузуру майбутнього виробу або донести значення кольору в ергономічному вдосконаленні виробництва.

Трудова підготовка в 10-11 класах загальноосвітньої школи представлена предметом “Технології”. Зміст цього предмета розроблений на рівні стандарту, який побудовано на основних положеннях проектної технології. Маємо два досконалі підручники, розроблених групою авторів під керівництвом професора О.Коберника, затверджених і рекомендованих Міністерством освіти і науки України в 2010-11 роках, зміст яких переконливо доводить обов’язковість художньо-графічної підготовки майбутнього вчителя технологій.

Розвиток індустріального суспільства вимагає від фахівців високого рівня технічного мислення, тоді як художнім та естетичним аспектам їхньої діяльності уваги приділялося недостатньо. Відомо, що в сучасних умовах освіта вчителя технологій переважно зосереджена на педагогічно-індустріальній, інноваційній, інформаційній та частково естетичній підготовках, хоча роль естетичної підготовки фахівців, зокрема художньо-графічної, у підготовці вчителя технологій досліджена мало.

Усе це вимагає нових підходів до методики трудового навчання, яка має на меті забезпечити підготовку учнів до трудової діяльності в різних сферах виробництва та домашньому господарстві, дати учням загальні відомості про основи виробництва, сучасну техніку, технології, процеси управління, основні групи професій та вимоги професій до людини; залучити учнів до творчо-інтелектуальних і технологічних робіт; сформувати навички розв’язання творчих практичних завдань [6, с. 5].

Як свідчать результати наших досліджень під керівництвом Н.Ничкало, переважна більшість студентів, що здобувають кваліфікацію вчителя технологій, мають здатності до художньої та педагогічної діяльності й якісне педагогічне управління процесом їхньої навчальної діяльності в поєднанні з художньо-пізнавальною твор-

чою діяльністю має бути забезпечене доцільною за змістом методикою художнього навчання основ мистецтва графіки. З власного досвіду можна сказати, що заняття майбутніх вчителів технологій в художній студії і мистецьких гуртках навчального закладу значно підвищує пізнавальну, гносеологічну, виражальну та гедоністичну спрямованість індивіда, що позитивно впливає на розвиток ціннісних орієнтацій майбутнього вчителя технологій у процесі його професійно-педагогічної підготовки.

У діяльності вищої школи України використовуються як традиційні форми, методи, засоби художньої творчості студентів, так і здійснюється пошук нових, характерних для сучасних соціально-економічних умов розбудови незалежної самостійної держави, покликаних до життя проблемами національно-культурного, духовного відродження суспільства. Прерогативою часу стало впровадження нових підходів до підготовки вчителів технологій.

Р. Гуревич та М.Кадемія стверджують, що розвиток комп'ютерних технологій, особливо Інтернет-технологій, використання їх у всіх галузях економіки дало стрімкий імпульс розвитку всього людства. Відповідно це має місце і в освіті. Нині немає навчального закладу, в якому не використовуються комп'ютери, інформаційно-комунікаційні технології (ІКТ) та Інтернет. Педагоги все частіше використовують нові технічні досягнення в освітній діяльності [1, с. 6].

Грунтуючись на цій ідеї, ми розробили та експериментально перевірили в процесі науково-дослідної роботи застосування засобів ІКТ у підготовці майбутнього вчителя технологій, що виявилось педагогічно ефективним. Проведені нами експерименти засвідчили, що доцільно в процесі художньо-графічної підготовки майбутнього вчителя технологій залучати ІКТ для творчого опанування студентами графічного мистецтва, формування розуміння психологічних основ зорового сприйняття, композиційного, графічного та образного мислення. Наведемо такий приклад. Нами були розроблені методичні рекомендації, що містили завдання з практичного кольорознавства, котрі виконувалися студентами у програмі CorelDRAW. Практичне оволодіння основами кольорознавства за допомогою ІКТ значно прискорило опанування студентами просторовими властивостями кольору в середовищі, вони одержали практичні навички з підбору потрібного колориту та свідомого використання його в організації кольорового середовища. Зауважимо, що традиційна форма навчання кольорознавству потребувала б придбання фарб або дороговартісних кольорових розкладок тощо. Альтернативним було використання палітри кольорів та можливостей програми CorelDRAW. Оволодіння комп'ютерними технологіями є ґрунтовною частиною методичної системи навчання в процесі художньо-графічної підготовки студентів. Саме ці аспекти і формують проблему художньо-графічної підготовки майбутніх учителів технологій і є базою для розвитку здатності особистості до професійної діяльності, дозволяє студенту професійно використовувати опановані комп'ютерні технології в педагогічній та художньо-творчій діяльності.

О.Плутук у статті «Зміст підготовки майбутнього вчителя трудового навчання до організації проектно-художньої творчості учнів основної школи» говорить про професійну підготовку майбутнього вчителя технологій з урахуванням специфіки діяльності педагога щодо організації, керівництва, контролю та координації означеного виду творчості, та акцентує увагу на тому, що метою впровадження Державного

стандарту до змісту освітньої галузі „Технології” є забезпечення ефективності творчого розвитку особистості учнів у трудовій діяльності шляхом широкого залучення їх до цілісного процесу проектування виробів і послуг, від їх творчого задуму – до втілення його у високохудожній формі.

Актуальною бачимо проблему художньо-графічної підготовки майбутнього вчителя технологій, набуття ним навичок малювання та відповідної мистецької підготовки: адже мистецтво виховання, як і мистецтво загалом, – зазначав К. Ушинський, – завжди “ прагне до ідеалу, якого вічно намагається досягти і який цілком ніколи недосяжний: до ідеалу довершеної людини ” [10].

Високо оцінюючи педагогічний ефект мистецько-педагогічної підготовки майбутніх вчителів у 20-30 рр. ХХ ст., Б. Лихачов у своєму навчальному посібнику з педагогіки доводить необхідність повернення до цього цінного, але втраченого, педагогічного досвіду практичного людинознавства”, оскільки „чим глибше педагог будь-якої спеціальності зануриться до світу мистецтва та мистецтвознавства, тим ближче стане він до пізнання своїх учнів та оволодіння педагогічною майстерністю”[9, с.39].

Формування креативної, духовної, культурної особистості завжди відбувалося під впливом мистецтва. Важливу роль відіграє у цьому художньо-графічна підготовка. В графіці основним засобом зображення є малюнок, виконаний будь-яким матеріалом чи інструментами. Тому оволодіння мистецтвом графічного малюнка майбутнім вчителем технологій потребує розробок спеціальних методик навчання, націлених на формування навичок та вмій графічного відтворення об’єктів зображення, тобто оволодіння прийомами та способами виразного малюнка.

Підготовка фахівця, здатного до продуктивної педагогічної і художньої діяльності, має стати одним із пріоритетних завдань сучасної технологічної освіти. Необхідним компонентом професійної діяльності вчителя технологій і ефективною передумовою успішного розв’язання ситуацій, що виявляються у процесі естетичного ставлення до художніх цінностей, їх сприймання, осмислення та інтерпретації у системі навчально-виховної роботи в школі, є розвинуті творчі здібності.

Література:

1. Р.С. Гуревич, Кадемія М.Ю. Проектна діяльність в підготовці майбутніх педагогів / Сучасні інформаційні технології та інноваційні методики навчання у підготовці фахівців: методологія, теорія, досвід, проблеми // Зб. наук. пр. – Вип. 34 / редкол.: І.А.Зязюн (голова) та ін. – Київ-Вінниця: ТОВ фірма «Планер», 2013. – 503 с.
2. Жеревчук І.М. Творча активність як компонент фахової підготовки майбутнього вчителя музики / Педагогічна майстерність як система професійних і мистецьких компетентностей: зб. матеріалів VI мистецько-педагогічних читань пам’яті професора О.П. Рудницької. – Чернівці: Зелена Буковина, 2010 – 348 с.
3. Зязюн І.А., Сагач Г.М. Краса педагогічної дії: Навчальний посібник для вчителів, аспірантів, студентів середніх та вищих навчальних закладів. – К.: Українсько-фінський інститут менеджменту і бізнесу, 1997. – 302 с.
4. Зязюн І.А. Філософія педагогічної дії: монографія / І.А. Зязюн. – Київ-Черкаси: В-во ЧНУ, 2008. – 605 с.
5. Зязюн І.А. Ціннісні пріоритети підготовки вчителя / Педагогічна майстерність як система професійних і мистецьких компетентностей: зб. матеріалів X мистецько-

- педагогічних читань пам'яті професора О.П. Рудницької / [голов. Ред.: І.А. Зязюн]. Вип.. 4 (8) – Чернівці: Зелена Буковина, 2013 – 420 с.
6. Методика проектного навчання на уроках обслуговуючої праці в 5 класі / Т. Кравченко, О. Коберник. – К.: Шк. Світ, 2006. – 200с.
 7. Овечко О.В., Подоляк В.О. Педагогічні умови вивчення варіативного модуля «Технологія бісерного плетіння на дротяній основі» у старших класах/ Актуальні проблеми математики, фізики і технологічної освіти: Збірник наукових праць. – Випуск 8. – Вінниця: ФОП: «Данилюк В.Г.», 2011 – 788 с.
 8. Оршанський Л.В. Художньо-трудова підготовка майбутніх учителів трудового навчання: [монографія] / Леонід Володимирович Оршанський. – Дрогобич: Швидко Друк, 2008. – 278 с.
 9. Отич О.М. Історичний досвід використання мистецтва у розвитку педагогічної майстерності вчителя / Педагогічна майстерність як система професійних і мистецьких компетентностей: зб. Матеріалів VI мистецько-педагогічних читань пам'яті професора О.П. Рудницької. – Чернівці: Зелена Буковина, 2010 – 348 с.
 10. Ушинський К.Д. Людина як предмет виховання. Педагогічна антропологія. Том перший. Передмова // Твори: в 6 т. / К.Д. Ушинський. – К.: Рад. шк., 1952. – Т. 4. – 352 с.

АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДПОРНЫХ СТЕН НА ПРИМЕРЕ ГОРОДА КРАСНОЯРСК

Ключевые слова: подпорные стены, реконструкция, анализ состояния, город Красноярск, современные технологии, технология «Tensar», габионы, аварийное состояние.

Keywords: retaining walls, reconstruction, analysis of the state, the city of Krasnoyarsk, modern technology, the technology «Tensar», gabions, alarm condition.

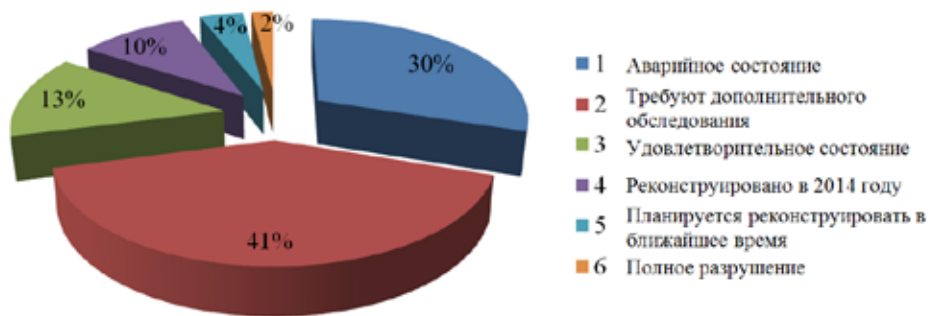
На данный момент в Красноярске построены 203 подпорные стены, из них: 61 конструкции находятся в аварийном состоянии, 83 требуют дополнительного инструментального обследования, 27 подпорных стенок – в удовлетворительном состоянии. В 2014 году реконструировано 20 подпорных стен, а в 2015 году власть города обещает реконструировать 8 конструкций. Как минимум 4 стены полностью разрушены. Средний возраст подпорных стен в Красноярске – 50 лет.

Из всего этого мы можем сделать вывод, что практически все стены нуждаются в срочном ремонте и укреплении. На рис. 1 представлена диаграмма состояния подпорных стен в 2015 году.

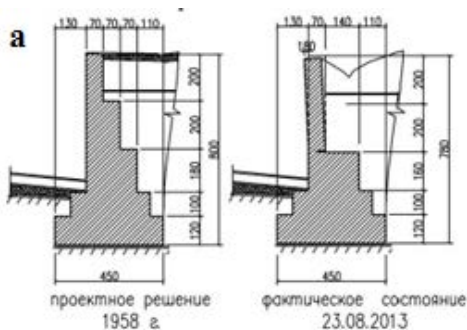
Основными причинами деформации подпорных стен являются:

- процессы физического выветривания из-за проникновения влаги в тело стенки;
- давление на стенку со стороны подпора – действие гравитационных сил (выдавливание). Стенка подпирает собой часть тротуара, на котором всегда довольно интенсивное движение. Тем самым, грунты, которые находятся под основной дорогой, дают на подпорную стенку. Она начинает крениться, бетон, из которого она сделана, трескается;

- оседание грунтов основания подпорной стенки – действие суффозионных процессов.



«Анализ состояния подпорных стен в городе Красноярске» **рисунок 1**



«Разрушение подпорной стены на проспекте Свободный» **рисунок 2**

а) анализ состояния на 23.08.2013; б) разбор завалов после разрушения

Следует заметить, что отсутствие своевременной реконструкции или неправильная реконструкция также становятся наиболее частыми причинами отказа подпорных стен и их разрушения. Следствием чего могут стать человеческие жертвы.

Примером этому может послужить неправильная реконструкция и дальнейшее разрушение подпорной стены на проспекте Свободный в 2013 году. Подробно рассмотрим эту ситуацию.

Обрушение стены произошло в 11 часов 55 минут 2 августа 2013 года при моросящем дожде и безветренной погоде. В результате обрушения стены на проезжий участок проспекта Свободный погиб водитель и пассажир. По материалам предварительного следствия установлено, что отклонение составляло до 180 мм, длина трещины 40 м, глубина оценивалась до 1 м, а провалы до 1,5 м шириной и глубиной около 1 м.

Причинами разрушения являются:

- нарушение требований СП 48.13330.2011 «Организация строительства»;
- несоответствие фактического исполнения монолитной железобетонной конструкции подпорной стены, представленным проектным решениям по геометрическим параметрам;
- нарушение требований ГОСТ Р 53778-2010 «Здания и сооружения. Правила обследования и мониторинга технического состояния».



«Подпорные стены, находящиеся в аварийном состоянии» **рисунок 3**

а) ул. Петра Словцова, 4; б) ул. Гусарова, 14; в) пер. Боготольский, 6; в) ул. Карла Маркса, 6

На рис. 2 представлена картина фактического состояния подпорной стены на проспекте Свободный на 23.08.2013 и фотография стены после разрушения.

На рисунке 3 представлены подпорные стены, находящиеся в аварийном состоянии.

Литература

1. Ухов С.Б., Семенов В.В., Знаменский В.В. и др. Механика грунтов, основания и фундаменты. Под ред. С.Б. Ухова. — 4-е изд., стер. — М.: Высш. шк., 2007. 566 с.

Шпорт В. Ю.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АГРЕГАТИВ ГІДРАВЛІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ ТЕРМОДИНАМІЧНИМ МЕТОДОМ ДІАГНОСТУВАННЯ

Ключові слова: гідравлічна трансмісія, діагностування, робоча рідина, перепад температур.

Keywords: hydraulic transmission, diagnostics, hydraulic fluid, temperature differential.

Діагностування аксіально-поршневих агрегатів гідравлічних трансмісій мобільних машин, для виявлення дійсного їх технічного стану за умови ресурсної відмови, проводиться з застосуванням стато-параметричного методу діагностування, який відноситься до функціональної діагностики, і характеризується значною трудомісткістю діагностувальних робіт, необхідністю розгерметизації гідравлічної системи, а також значною похибкою при контролі діагностичних параметрів.

В деякій мірі уникнути даних недоліків, при проведенні діагностувальних робіт, можна за рахунок контролю технічного стану аксіально-поршневих гідромашин по інтегральним діагностичним параметрам, якими є значення: повного, об'ємного й механічного коефіцієнтів корисної дії (ККД) гідромашини.

Останнім часом для визначення технічного стану агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій по (ККД), без їх розбирання, знаходить застосування термодинамічний метод діагностування, який у нашій країні перебуває на стадії розробки [1,2]. В зв'язку з цим, проведення досліджень з застосування

термодинамічного методу діагностування об'ємних гідравлічних трансмісій, являється актуальним і потребує більш детального розгляду.

Метою роботи являється складання й уточнення методик визначення технічного стану аксіально-поршневих гідромашин гідравлічних трансмісій мобільних машин з застосуванням термодинамічного методу діагностування.

Методика визначення повного ККД об'ємних гідромашин термодинамічним методом з урахуванням витоків робочої рідини у дренажну магістраль і її теплообміну з навколишнім середовищем наведена в роботі [3]. При цьому дана методика не дає можливості визначити об'ємні втрати робочої рідини, які перетікають із зони високого тиску до зони низького в замкнутому контурі основної магістралі.

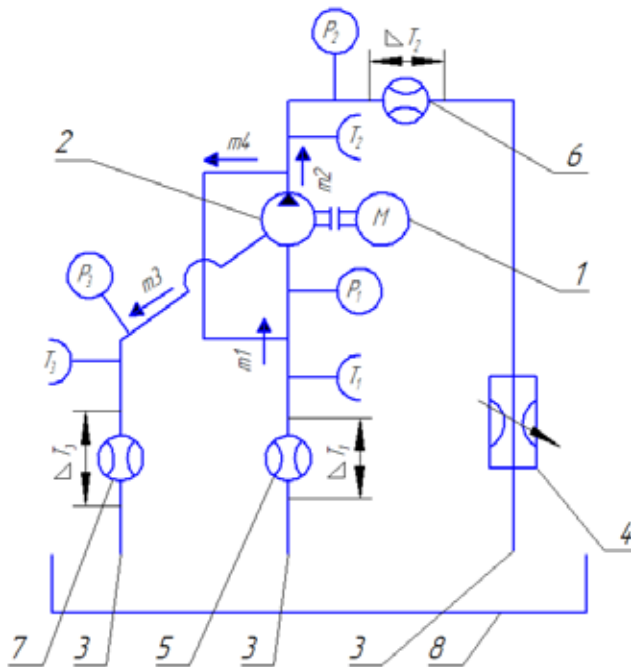


Рис. 1 – Стенд для визначення об'ємного ККД гідронасоса: 1 – електродвигун; 2- насос, який випробовується; 3 – гідролінії; 4 – навантажувальний пристрій; 5, 6, 7 – теплові витратоміри; 8 – гідравлічний бак.

Проведемо дослідження для виявлення зовнішніх і внутрішніх витоків робочої рідини через об'ємний та механічний ККД гідромашини термодинамічним методом, взявши за основу відомий метод [3].

Розглянемо теоретичні передумови визначення об'ємного ККД гідронасоса на стенді, схема якого наведена на рис 1.

Стенд складається з електродвигуна 1, що приводить в обертання досліджуваного насоса 2, з'єднаний гідролініями 3 з навантажувальним пристроєм 4 і баку з рідиною 5. У забірній, нагнітаючій та дренажній магістралях стенда для виміру витрати робочої рідини встановлені теплові витратоміри 5, 6, 7, температурні перепади на яких характеризують витрати.

Потужності, що подається на витратоміри, є однаковими по величині й повністю передаються робочої рідини:

$$\begin{aligned} N_1 &= C_p m_1 \Delta T_1 \\ N_2 &= C_p m_2 \Delta T_2 \\ N_3 &= C_p m_3 \Delta T_3 \end{aligned} \quad (1)$$

де N_1, N_2, N_3 - потужність, яка віддається потоком робочої рідини відповідно в забірній, нагнітаючій та дренажній магістралях, ($N_1 = N_2 = N_3 = N$); $\Delta T_1, \Delta T_2, \Delta T_3$ - перепад температур на витратомірах, встановлених в відповідно

в забірній, нагнітаючій та дренажній магістралях;

m_1, m_2, m_3 - вагові витрат відповідно в забірній, нагнітаючій та дренажній магістралях;

C_p - ізобарна вагова теплоємність рідини.

Із умови, що $N_1 = N_2$ маємо $C_p m_1 \Delta T_1 = C_p m_2 \Delta T_2$.

Тоді враховуючи те, що $C_p = const$, а $m = \rho \cdot Q$ будемо мати

$$\rho Q_1 \Delta T_1 = \rho Q_2 \Delta T_2, \quad (2)$$

де ρQ_1 - щільність та об'ємні витрати рідини в забірній магістралі;

ρQ_2 - щільність та об'ємні витрати рідини в лінії нагнітання;

Підставимо (2) в відомий вираз об'ємного (ККД) $\eta_{об} = Q_2 / Q_1$ і отримаємо ви-

раз:

$$\eta_{об} = \rho_{1\Delta} T_1 / \rho_{2\Delta} T_2, \quad (3)$$

При врахуванні того, що рідина не стискається отримаємо вираз для об'ємного ККД:

$$\eta_{об} = \Delta T_1 / \Delta T_2, \quad (4)$$

При цьому необхідно врахувати те, що в аксіально-поршневих гідромашинах об'ємні витрати робочої рідини розділяють на внутрішні, коли робоча рідина перетікає із зони високого тиску до зони низького по внутрішнім каналам деталей, які виникли в результаті зношення робочих поверхонь, а також зовнішні, які характеризуються дроселюванням робочої рідини через зношені поверхні деталей із магістралі високого тиску до дренажної магістралі. Тоді об'ємний ККД аксіально-поршневої гідромашини прийме вид:

$$\eta_{об} = \eta_{об}^{зов.} \cdot \eta_{об}^{вн.}, \quad (5)$$

де $\eta_{об}^{зов.}$, $\eta_{об}^{вн.}$ - відповідно об'ємний ККД, який враховує зовнішні і внутрішні витоки робочої рідини.

Позначимо відношення внутрішніх витрат робочої рідини до розходу рідини в забірній магістралі через коефіцієнт $\kappa_{дрен.} = m_3 / m_1$. Визначимо його через ΔT_1 і ΔT_3

за умови, що $N_1 = N_2 = N_3$ і відповідно $C_p m_1 \Delta T_1 = C_p m_3 \Delta T_3$

Тоді коефіцієнт ($\kappa_{дрен.}$) буде дорівнювати:

$$\kappa_{дрен.} = m_3 / m_1 = \Delta T_1 / \Delta T_3, \quad (6)$$

Коефіцієнт $\kappa_{дрен.}$ отриманий без врахування теплового розширення робочої рідини, що являється допустимим для умов експлуатації аксіально-поршневих гідромашин.

Із рівняння балансу розходів в гідромашині маємо:

$$m_1 = m_2 + m_3 + m_{\text{зовн.}}, \quad (7)$$

З врахуванням (1) визначимо $m_{\text{зовн.}}$.

$$m_{\text{зовн.}} = \frac{N_1}{C_p \Delta T_1} - \frac{N_2}{C_p \Delta T_2} - \frac{N_3}{C_p \Delta T_3}, \quad (8)$$

Із (8) отримаємо

$$m_{\text{зовн.}} = \frac{N(\Delta T_2 \cdot \Delta T_3 - \Delta T_1 \cdot \Delta T_3 - \Delta T_1 \cdot \Delta T_2)}{C_p \Delta T_1 \cdot \Delta T_2 \cdot \Delta T_3}, \quad (9)$$

Введемо тепловий витратомір для виміру розходу внутрішніх втрат робочої рідини з подавемою на нього потужністю:

$$N_4 = N = C_p \cdot m_{\text{зовн.}} \cdot \Delta T_4, \quad (10)$$

Підставимо в (10) вираз (9), і отримаємо

$$\Delta T_4 = \frac{\Delta T_1 \cdot \Delta T_2 \cdot \Delta T_3}{\Delta T_2 \Delta T_3 - \Delta T_1 \Delta T_3 - \Delta T_1 \Delta T_2}, \quad \text{Перепишемо вираз (8) з врахуванням (10)}$$

$$\frac{N_4}{C_p \Delta T_4} = \frac{N_4}{C_p \Delta T_1} - \frac{N_4}{C_p \Delta T_2} - \frac{N_4}{C_p \Delta T_3}$$

і, розділимо ліву і праву частини на $\frac{N_4}{C_p}$, та отримаємо вираз:

$$\frac{1}{\Delta T_4} = \frac{1}{\Delta T_1} - \frac{1}{\Delta T_2} - \frac{1}{\Delta T_3}, \quad (11)$$

Введемо коефіцієнт $\kappa_{\text{вн.}} = m_{\text{вн.}}/m_1$, який характеризує відношення масових розходів внутрішніх втрат і потоку робочої рідини на вході в гідромашину.

Являється явним, що

$$\kappa_{\text{вн.}} = m_{\text{вн.}}/m_1 = Q_{\text{вн.}}/Q_1 = \Delta T_1/\Delta T_4, \quad (12)$$

Умножимо ліву і праву частини виразу (11) на ΔT_1

$$\frac{\Delta T_1}{\Delta T_4} = 1 - \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} - \frac{\Delta T_1}{\Delta T_3} \quad \text{і підставимо (12) в отриманий вираз.}$$

Тоді будемо мати вираз:

$$\kappa_{\text{вн.}} = 1 - \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} - \frac{\Delta T_1}{\Delta T_3}, \quad (13)$$

Або

$$\kappa_{\text{вн.}} = 1 - \eta_{\text{об}} - \kappa_{\text{дрен.}}, \quad (14)$$

Вираз (14) пов'язує між собою об'ємний ККД, який характеризує об'ємні втрати, $\kappa_{\text{вн.}}$ і $\kappa_{\text{дрен.}}$, за допомогою яких розділяються внутрішні і зовнішні втрати робочої рідини. Останні визначаються шляхом температурних вимірювань за виразами (6) і (12).

Відповідно ($\kappa_{дрен.}$) характеризує зношування деталей поршневої групи (спряження «втулка блоку-плунжер», «п'ята плунжера-опора люльки») та деталей спряження «розподільник-приставне дно» качаючого вузла гідромашини, які обумовлюють витрати робочої рідини до дренажної магістралі, а $\kappa_{вн.}$ - зношування перемичок деталей спряження «розподільник-приставне дно», які обумовлюють внутрішні перетікання робочої рідини із зони високого тиску до зони низького, минаючи поршневу групу качаючого блоку.

В процесі роботи аксіально-поршневих гідромашин виникають зношення деталей спряження «п'ята плунжера-похила шайба» у гідромотора і «п'ята плунжера-опора люльки» у гідронасоса, які обумовлюють гідромеханічні втрати в зв'язку з порушення умов роботи деталей. Замість рідинного тертя виникає граничне, яке при дальшій експлуатації пар тертя, як правило обумовлює зростанням контактної площі сухого тертя, і може привести до аварійної відмови.

Для визначення величини гідромеханічного ККД ($\eta_{зм}$) насоса, термодинамічним методом, прийемо, що повний ККД складе $\eta_n = \eta_{зм} \cdot \eta_{об.}$

При цьому із [3], повний ККД для нашого випадку можна представити у вигляді формули:

$$\eta_n = \frac{\Delta T_{см} + \Delta T_{др}}{\Delta T_n + \left(\frac{1}{\eta_{об}} - 1 \right) \cdot \Delta T_{дрен}}, \quad (15)$$

де $\Delta T_{см}$ - зміна температури робочої рідини в результаті адіабатичного стискування;

$\Delta T_{др}$ - перепад температур робочої рідини на дроселі;

ΔT_n - перепад температур робочої рідини між нагнітаючою та забірною лінією;

$\Delta T_{дрен}$ - перепад температур робочої рідини між дренажною і забірною магістралями.

Тоді

$$\eta_{зм} = \frac{\Delta T_2 \cdot (\Delta T_{см} + \Delta T_{др})}{\Delta T_1 \cdot \left(\Delta T_n + \Delta T_{др} + \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} - 1 \right) \Delta T_{дрен} \right)}, \quad (16)$$

Представляється можливим провести оцінку механічних втрат в процесі випробувань за допомогою температурних вимірювань.

Будемо вважати, що механічні втрати в насосі відсутні, тобто $\eta_i = 1$. В даному випадку потужність втрат на дроселювання робочої рідини через зазори в розподільчому вузлу і поршневій групі визначається за виразом:

$$N_{р,н} = Q_3 \cdot \Delta P_{дрен.}, \quad (17)$$

де $\Delta P_{дрен.}$ - перепад тиску між лініями нагнітання та дренажу;

Q_3 - об'ємні витрати рідини в дренажній магістралі.

Вважається, що вказані витрати переходять в теплову енергію.

Тоді

$$Q_3 \cdot \Delta P_{дрен} = C_p \cdot m_3 \cdot \Delta T_{дрен}^{\square}, \quad (18)$$

де $\Delta T_{дрен}^{\square}$ - перепад температур в робочій рідині між дренажною і забірною лініями при відсутності механічних втрат.

Для гідравлічної схеми (рис.1) будуть справедливі наступні співвідношення:

$$Q_2 \cdot \Delta P_{dp} = m_2 \cdot P_P \cdot \Delta T_{dp} , \quad (19)$$

$$\Delta P_{dp} = \Delta P_{dp} , \quad (20)$$

Розділимо вираз (18) на (19). Тоді з врахуванням (20) $\frac{Q_3}{Q_2} = \frac{m_3}{m_2}$ отримаємо:

$$\Delta T_{dp}^{\square} = \Delta T_{dp} , \quad (21)$$

Із (21) слідує, що при відсутності механічних втрат, перепад температур в робочій рідині між дренажною і забірною магістралями гідромашини, дорівнює перепаду температури на дроселі. Являється явним, що при наявності механічних втрат $\Delta T_{dp}^{\square}$ буде більше $\Delta T_{dp} = \Delta T_{dp}^{\square}$ на величину, яка обумовлюється втратами на механічне тертя в підшипниках, ущільненнях, шарнірах, розподільчатому вузлу, та поршне-вій групі.

Відповідно, по величині $(\Delta T_{dp}^{\square} - \Delta T_{dp})$ представляється можливим визначити механічні втрати в гідромашині.

Проведені дослідження з визначення технічного стану аксіально-поршневих гідромашин гідравлічної трансмісії термодинамічним методом дозволяють зробити наступні висновки:

1. Приведена методика дозволяє провести діагностування аксіально-поршневих гідромашин термодинамічним методом за допомогою контролю наступних діагностичних параметрів $\eta_n, \eta_{zm}, \eta_{ob}, K_{vn}, K_{dp}$, і дати оцінку структурним параметрам технічного стану деталей спряжень качаючого вузла.
2. Для контролю технічного стану аксіально-поршневих гідромашинах гідравлічних трансмісій за наявності механічних втрат, в якості діагностичного параметра необхідно застосовувати контроль $(\Delta T_{dp}^{\square})$ перепаду температури робочої рідини між дренажною і забірною магістралями.

Література

1. Макаров Р. А. Средства диагностики машин [Текст]/ Р.А. Макаров – М.: Машиностроение, 1981. – 223 с.
2. Харазов А. М. Техническая диагностика гидроприводов машин [Текст] / А.М. Харазов.- М.: Машиностроение, 1979- 126 с.
3. Рыбаков А. Ю. Определение полного КПД при термодинамическом диагностировании объемного гидропривода /А. Ю. Рыбаков // Сб. «Гидропневмоавтоматика и гидропривод технологических машин» – Ковров, 1982.- Вып. 2 – с.44-49.

Якименко В. В.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук,
доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

АЛЬТЕРНАТИВНЕ ВИКОРИСТАННЯ РАПСОВОГО МАСТИЛА В ЯКОСТІ РОБОЧОЇ РІДИНИ ДЛЯ РОЗДІЛЬНО-АГРЕГАТНОЇ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРА

Ключові слова: гідравлічна система, рапсове мастило, абразивні домішки, в'язкість.

Keywords: hydraulic system, rape oil, abrasive particles, viscosity.

Машинно-тракторний парк агропромислового комплексу України представляється мобільними машинами, які оснащені гідравлічними системами. Ефективна робота гідравлічних систем в значній мірі обумовлюється експлуатаційною надійністю гідравлічних агрегатів, які являються їх основними складовими, якісним проведенням ремонтно-обслуговуючих робіт, та технічним станом робочої рідини.

Аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних агрегатів показав, що 42% відмов обумовлено втратою їх зовнішньої герметичності, 16% невідповідністю параметрів нормованим технічним вимогам, 13% – відсутністю функціонування агрегату або його елементів, 12 % – порушенням динамічної стійкості, 10% – порушенням і пошкодженням механічних елементів гідравлічної передачі, 4% – пошкодженням фільтрів [1,2,3,4].

Усунення вище наведених відказів супроводжується підтіканням робочої рідини через втрату герметичності агрегатів та шлангових з'єднань, що обумовлює в залежності від об'ємів витоків, проводити її доливання. Втрата робочої рідини спостерігається також при проведенні функціонального діагностування гідроагрегатів (розгерметизація гідросистеми для під'єднання діагностичних приладів), при проведенні технічних обслуговувань з заміною мастила і фільтруючих елементів.

В гідравлічних системах сільськогосподарських машин застосовуються мінеральні мастила, які характеризуються значною токсичністю при їх експлуатації, як свіжі так і відпрацьовані вони є вагомим джерелом екологічного забруднення. При цьому вони характеризуються значною вартістю.

Альтернативою в цьому випадку можуть служити масла рослинного похо-

дження, що володіють високою біорозкладністю (до 100%) і низькою токсичністю. Важливим фактором на користь застосування рослинних олій є також обмеженість ресурсів нафти.

При використанні рапсової олії в якості робочої рідини для гідросистем сільськогосподарської техніки важливі не тільки їх висока біорозкладність і відсутність екотоксичності, але й технічні характеристики, що визначають придатність їх до застосування. При цьому слід врахувати, що вимоги, розроблені для нафтових і синтетичних масел, лише обмежено можна поширювати на продукти рослинного і тваринного походження [5].

Для усунення екологічних наслідків застосування мінеральних масел прийнята робоча гіпотеза про можливість альтернативного застосування в гідросистемах сільськогосподарської техніки рослинного рапсового мастила.

Метою роботи є оцінка технічного стану рапсового мастила для визначення придатності його застосування в якості альтернативного використання в роздільно-агрегатній гідравлічній системі трактора.

При експлуатації сільськогосподарської техніки під впливом ряду факторів значно змінюються фізико-хімічні властивості масла, тобто воно старіє. Старіння рапсового мастила відбувається в результаті легкого окислення атомів вуглецю, попадання абразивних частинок пилу, продуктів зносу, води. Найбільш вагомими показниками, з точки зору погіршення експлуатаційних властивостей рапсового мастила, є вміст абразивних домішок, які суттєво впливають на зношування деталей тертя, і окислювання, яке впливає на зміну в'язкості і кислотного числа рапсового мастила [3,4].

Абразивні домішки в масло надходять в основному з навколишнього середовища [2], де основними складовими атмосферного пилу є двоокис кремнію (SiO_2), окис заліза (Fe_2O_3) і в значно меншій кількості сполуки алюмінію, кальцію, магнію та інших елементів. Зміст найбільш поширеного в пилу двоокису кремнію залежить від складу ґрунту, напрямку і швидкості вітру і змінюється в межах 65...95%. Мікротвердість частинок (SiO_2) дуже висока і досягає 10780...117000 МПа [2,6]. Отже, за характеристику агресивності абразивних домішок, можна прийняти концентрацію двоокису кремнію в робочій рідині.

Окислення масла – це складний процес, що відбувається під дією кисню, температури, світла і т.д. Окислення і полімеризація веде до підвищення в'язкості, кислотного числа, потемніння, утворенню шламу, лако- і смоло- відкладень. Все це знижує експлуатаційні показники масел взагалі і рапсового мастила зокрема.

Найбільш прийнятним і доступним показником для визначення стану масла, на нашу думку, є в'язкість. В'язкість в процесі експлуатації рапсового мастила може змінюється у кілька разів, що тягне за собою збільшення опору передачі енергії робочим органам [7].

Оцінка якості працюючого масла є основним завданням при визначенні придатності його до подальшого використання.

Експлуатаційну якість рапсового мастила, як сукупність концентрації абразивних домішок (x) і зміни загального коефіцієнта стабільності (K_c) можна характеризувати функціональною залежністю:

$$K_m = f(x, K_c), \quad (1)$$

де K_M – коефіцієнт якості рапсового мастила;

x – концентрація абразивних домішок в маслі;

K_C – загальний коефіцієнт стабільності, який залежить від зміни в'язкості і кислотного числа від початкового і кінцевого стану.

Із виразу (1) випливає, що технічний стан рапсового мастила буде обумовлюватися процесами накопичення абразивних домішок і зміни його в'язкості і кислотного числа.

У процесі експлуатації в рапсовій олії відбувається накопичення домішок, які володіють абразивною дією і підвищують швидкість зношування деталей тертя.

Відомо, що процес накопичення абразивних домішок в маслі залежить від великої кількості змінних факторів, точний перелік яких складний. У зв'язку з цим теоретичні дослідження будуються на основі наступних припущень: абразивні домішки надходять в масло з постійною швидкістю; абразивні домішки ідеально перемішуються в масляній ємкості гідросистеми;

долив свіжого масла відбувається безперервно, швидкість доливу дорівнює швидкості витоку масла; абразивні домішки видаляються з системи з витоками в тій же концентрації, в якій містяться в маслі.

При відсутності забруднення в мастилі, яке доливають, накопичення абразивних домішок відбуватиметься зі швидкістю L , кг/год .

Нехай за час роботи dt забрудненість абразивними домішками змінюється на dx , а їх зміст у всьому обсязі масла складе Gdx .

За відсутності забруднень у мастилі, яке доливають і кількість якого дорівнює втратам рідини, швидкість надходження абразивних домішок при кожному доливанні буде менше на величину Qx і складе $(L - Qx)$. Отже, при такій швидкості забруднення за час dt маса абразивних домішок складе $(L - Qx)dt$.

Складемо рівняння зміни абразивних домішок в рапсовій олії за час dt :

$$Gdx = (L - Qx)dt, \quad (2)$$

Визначимо із виразу (2) час роботи масла до накопичення змісту (δ) абразивних домішок:

$$dt = Gdx / (L - Qx);$$

$$t = \int Gdx / (L - Qx) = -(G / Q) \ln(L - Qx) + C, \quad (3)$$

Постійну інтегрування C визначимо з умови, що при $t = 0$ маса абразивних домішок $x = 0$.

Тоді

$$C = (G/Q) \ln L, \quad (4)$$

Відповідно

$$t = (G / Q) \ln(L / (L - Qx)), \quad (5)$$

З рівняння (5) визначимо залежність змісту абразивних домішок в маслі від часу роботи:

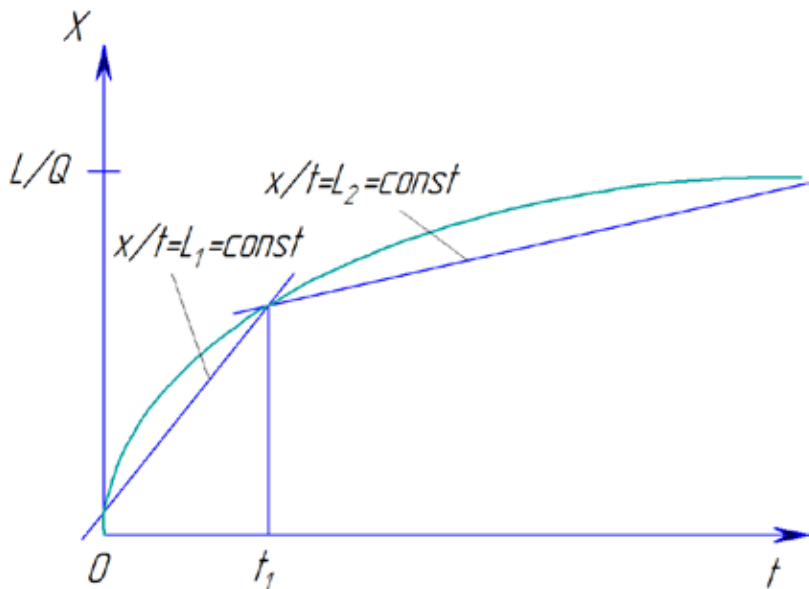


Рис.1- Модель взаємозв'язку між складом абразивних домішок в маслі і часом його роботи.

$$x = (L / Q) \cdot (1 - \exp(-Qt/G)), \quad (6)$$

Процентний вміст абразивних домішок в масляній ємкості гідросистеми можна визначити з наступного рівняння:

$$x = (100 \cdot L / Q) \cdot (1 - \exp(-Qt/G)), \quad (7)$$

Таким чином, забрудненість масла абразивними домішками експоненціально зростає з часом роботи трактора (рис.1).

При тривалій роботі робочої рідини залежність асимптотично наближається до значення:

$$x = L / Q, \quad (8)$$

Отже, при беззмінному режимі роботи рапсового мастила з доливанням до неї мастила, кількість якого відповідає її втратам, склад абразивних домішок залежить від швидкості надходження абразивних домішок в масло і швидкості доливання свіжого масла. При цьому кількість масла (G) практично не в значній мірі впливає на зміст абразивних домішок.

У процесі реальної експлуатації сільськогосподарських тракторів при великій запиленості повітря швидкість надходження абразивних домішок в масло буде залежати від газообміну гідросистеми з навколишнім середовищем, який обумовлюється режимом роботи трактора і стану фільтра сапуна. Так само свій вплив на зміст абразивних домішок робить стан ущільнень, зношення яких веде до підвищення швидкості надходження абразивних домішок.

На швидкість доливання свіжого масла впливає як герметичність гідросис-

теми, так і прийнята в наслідок витрати робочої рідини, періодичність доливання відповідно до регламентних рекомендацій.

Беручи до уваги теоретичні рекомендації [8] будемо вважати, що взаємозв'язок між складом абразивних домішок і часом роботи є часним випадком закону розвитку природи.

Для реальних умов експлуатації доцільно розділити процес накопичення абразивних домішок на два етапи. Перший етап характеризує початкове інтенсивне накопичення абразивних домішок в маслі, другий – основний період накопичення при експлуатації трактора до досягнення граничного значення. Процес стабілізується при $t \rightarrow \infty$.

Враховуючи відповідні припущення та застосовуючи закон сталості в природі [8], можна вважати, що на початковому періоді роботи між вмістом абразивних домішок в маслі і часом роботи існує прямий взаємозв'язок, яка виражає швидкість накопичення абразивних домішок в період від 0 до t_1 :

$$x / t = L_1 = \text{const}; 0 < t \leq t_1, \quad (9)$$

У послідовний період роботи між вмістом абразивних домішок в маслі і часом роботи так само існує прямий взаємозв'язок:

$$x / t = L_2 = \text{const}; t > t_1, \quad (10)$$

Таким чином, в початковий період роботи масла наростання концентрації абразивних домішок відбуватиметься зі швидкістю L_1 , в наступний період роботи швидкість накопичення абразивних домішок зменшується і буде дорівнює L_2 .

Проведені дослідження з можливості використання рапсового мастила, як альтернативного в якості робочої рідини для гідравлічної системи трактора дають можливість зробити наступні висновки:

Актуальність застосування рапсового мастила в якості робочої рідини для роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактора в заміні мінеральних масел обумовлюється їх вагомим джерелом екологічного забруднення, токсичністю при експлуатації, значною вартістю.

Зміна фізико-хімічних властивостей масла відбувається в результаті окислення атомів вуглецю, попадання абразивних частинок пилу, продуктів зносу, води, при цьому найбільш вагомими показниками є вміст абразивних домішок, які суттєво впливають на зношування деталей тертя, і окислювання, яке впливає на зміну в'язкості і кислотного числа рапсового мастила.

При беззмінному режимі роботи рапсового мастила при його доливанні, яке відповідає рівним втратам робочої рідини, зміст абразивних домішок залежить від швидкості надходження абразивних домішок в масло і швидкості доливання свіжого масла, при цьому кількість масла (G) не в значній мірі впливає на зміст абразивних домішок.

У процесі реальної експлуатації сільськогосподарських тракторів швидкість надходження абразивних домішок в масло буде залежати від газообміну гідросистеми з навколишнім середовищем, який обумовлюється режимом роботи трактора і стану фільтра сапуна, та від стану ущільнень, зношення яких веде до підвищення швидкості надходження абразивних домішок.

Для реальних умов експлуатації процес інтенсивного накопичення абразивних домішок в рапсовому мастилі спостерігається на початку експлуатації і практично

стабілізується на протязі основного режиму роботи гідросистеми, що вказує на застосування контролю технічного стану рідини перед її заливанням та промивання гідросистеми перед заміною рідини.

Література

1. Вегера В. П. Исследование отказов агрегатов гидравлических передач навесных механизмов тракторов [Текст] / В. П. Вегера, Л. П. Палиенко. – М.: Тр. ГОСНИТИ, 1983. – Т. 68. – с. 100-109.
2. Волков Д. П. Надежность строительных машин и оборудования [Текст] / Д. П. Волков, С. Н. Николаев – М.: Высшая школа, 1979. – 400 с.
3. Дидур В. А. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин [Текст] / В. А. Дидур, Ю. С. Малый – М.: Россельхозиздат, 1982. – 127 с.
4. Руднев В. К. Продлить сроки службы рабочих жидкостей гидроприводов [Текст] / В.К. Руднев, Е.С. Венцель, И.Г. Панев, А. Б. Вайнштейн – Механизация строительства. – 1988. – №11. – с.22.
5. Евдокимов А.Ю. Смазочные материалы на основе растительных и животных жиров [Текст] / А. Ю. Евдокимов, И. Г. Фукс, Л. Н. Багдасаров – М.: ЦНИИТЭИМС, 1992.-49 с.
6. Коноваленко В.П. Борьба с потерями нефтепродуктов от загрязнения и обводнения // Техника в сельском хозяйстве. – 1982.- №3.- с. 35-36.
7. Кычев В.Н. О влиянии вязкости рабочей жидкости на производительность насоса гидравлической системы //Труды ЧНМЭСХ – 1974.- №1.- с. 186-190.
8. Полканов И. П. Пути совершенствования научных исследований: Рекомендации [Текст] / И. П. Полканов. – Ульяновск, 1988. -176 с.

Дмитренко О. В.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ТЕХНОЛОГІЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ АГРЕГАТІВ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ

Ключові слова: технологія, довговічність, гідравлічна трансмісія, аксіально-поршневий агрегат.

Keywords: technology, durability, hydraulic transmission, axial piston machine.

Результати спостережень за роботою сільськогосподарської техніки, оснащеною гідравлічними трансмісіями (ГТ), показують, що близько 30 % всіх відмов припадає на долю агрегатів гідравлічних трансмісій [1].

Ряд авторів [2,3] при дослідженні показників надійності агрегатів гідравлічних трансмісій вважає, що зміна технічного стану гідроприводу в умовах експлуатації виникає головним чином в результаті зношення деталей качаючих вузлів гідромашин.

Основним спряженням качаючого вузла, що лімітує ресурс гідроприводу являється «розподільник – приставне дно» на долю якого припадає близько 28% відмов від загальної кількості [4].

Являється явним, що відновлення роботоздатного стану аксіально-поршневих гідромашин, які є складовими гідравлічних трансмісій, в значній мірі буде обумовлюватися способами відновлення деталей даного спряження.

Метою роботи є підвищення довговічності аксіально-поршневих агрегатів об'ємного гідроприводу трансмісії шляхом розроблення методу відновлення деталей спряження «розподільник-приставне дно».

На спеціалізованих ремонтних підприємствах для відновлення роботоздатності аксіально-поршневих гідромашин застосовується спосіб який характеризується виведенні слідів зношення з торцевих поверхонь тертя і відновлення розмірного ланцюгу.

При цьому з метою зниження вартості ремонту, за рахунок розширення меж відновлення зношених деталей, відновлення розмірного ланцюга проводять шляхом регулювання максимального вильоту плунжерів із блоку циліндрів, встановлюючи прокладки між похилою шайбою і опорою, а зусилля пружини регулюють зменшенням довжини втулки.

Даний спосіб може застосовується для ремонту гідромашин, в яких деталі розподільчатої пари «приставне дно – розподільник» мають незначні сліди зношення, а для гідромашин з значним гідроабразивним, ерозійним зношенням приставного дна та його пошкодженнями в результаті заклинювання та схоплення матеріалу деталей, даний спосіб не дозволяє відновити деталі розподільчатої пари.

В таких випадках роботоздатність гідромашини відновлюється постановкою нового приставного дна, що характеризується значними витратами, пов'язаними з вартістю нової деталі. Крім того, відновлення робочих поверхонь деталей виведенням слідів зношення з торцевих поверхонь тертя зменшує їх післяремонтну довговічність, за рахунок зменшення товщини робочих поверхонь тертя, що мають фізико-механічні властивості, які відрізняються від основного матеріалу деталі, за рахунок зміцнювальних операцій.

В деякій мірі більш ефективним являється спосіб відновлення роботоздатності аксіально-поршневої гідромашини, який характеризується тим, що із гідромашини видаляють приставне дно, напаяють антифрикційним матеріалом торець блока циліндрів, обробляють його, а також обробляють та змінюють осьові розміри деталей, які замикають і приймають участь в замиканні робочих камер гідромашини, до спраження в складеній гідромашині торця блока циліндрів з торцем розподільника.

При цьому підрізають корпус гідромашини і приводний вал на різницю між товщиною видаленого приставного дна і товщиною шару антифрикційного матеріалу, нанесеного на торець блоку циліндрів, або виготовляють новий розподільник з більшою товщиною на різницю між товщиною видаленого приставного дна і товщиною шару антифрикційного матеріалу, нанесеного на торець блоку циліндрів.

Недоліком даного способу являється те, що механічна обробка наплавленого антифрикційного матеріалу на торець блоку циліндрів, для отримання робочої поверхні, аналогічній поверхні приставного дна, не в повній мірі відтворює його конструкцію, в зв'язку з технологічною складністю формування отворів і каналів, які забезпечують доступ рідини із дренажної магістралі до серповидних камер периферійної частини робочої поверхні відновленого приставного дна, що в процесі роботи призводить до збільшення площі поверхні сухого тертя між відновленою робочою поверхнею приставного дна на торці блока циліндрів і розподільником, та зростання механічних витрат, які обумовлюють зменшення довговічності гідромашини.

Крім того, підрізання корпусу гідромашини і приводного валу призводить до зростання кількості механічних операцій і збільшення трудомісткості ремонту гідромашини в цілому, а при повторному попаданні гідромашини до ремонту, відновленої даним способом, виникають труднощі щодо застосування інших способів, для відновлення її роботоздатності в зв'язку з зміною розмірів вала та корпусу.

Нами розроблюється спосіб відновлення деталей спраження «розподільник-приставне дно» на основі застосування порошкової металургії у якого відсутні вище наведені недоліки. Технологія способу складається з наступного. Гідромашину розбирають. Проводять дефектацію деталей спраження «приставне дно – розподільник». Зношену робочу поверхню приставного дна видаляють механічною операцією на глибину 22,5%, від його дійсної товщини, і відновлюють приставне дно методом порошкової металургії в спеціальних прес-формах з наступним об'ємним просочу-

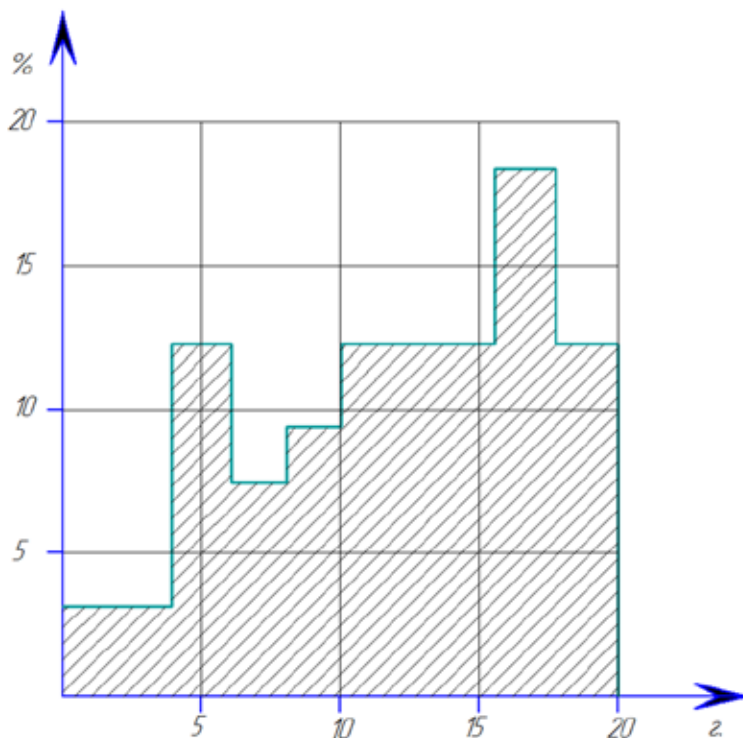


Рис. 1- Гістограма розподілення довговічності приставного дна

ванням у розплаві міді та механічною обробкою під номінальний розмір або збільшений розмір.

Таким чином значно зменшується трудомісткість ремонту гідромашини за рахунок зменшення кількості механічних операцій для відтворення розмірного ланцюга, зростає кількість ремонтпридатних гідромашин за рахунок зростання коефіцієнта відновлення деталей спряження «приставне дно-розподільник». Крім того, відновлена деталь має робочу поверхню, яка не уступає новій деталі за такими показниками, як границя витривалості, антифрикційність, зносостійкість, що забезпечить довговічність роботи деталей відновленої розподільчатої пари «приставне дно – розподільник» і підтверджується результатами стендових випробувань, представлених на (рис.1.).

Середня довговічність роботи приставних днів при прискорених випробуваннях склала 15,8 год. при середньоквадратичному відхиленні 4,27, а їх 80 % ресурс дорівнює 14,23 год., що в чотири рази перебільшило ресурс нових деталей. Для умов рядової експлуатації дані деталі успішно відпрацювали більше 1600 мото-год і продовжували працювати.

Проведені дослідження підвищення довговічності аксіально-поршневих агрегатів об'ємного гідроприводу дають можливість зробити наступні висновки:

1.Відновлення роботоздатного стану аксіально-поршневих гідромашин в значній мірі буде обумовлюватися способами відновлення деталей спряження

«розподільник-приставне дно» на долю якого припадає близько 28% відмов від загальної кількості.

2. Відновлення деталей спряження «розподільник-приставне дно» на основі застосування порошкової металургії з наступним об'ємним просочуванням у розплаві міді та механічною обробкою під номінальний або збільшений розмір забезпечує зменшення кількості механічних операцій для відтворення розмірного ланцюга, та зростання коефіцієнта відновлення деталей даного спряження.

3. Відновлена робоча поверхня приставного дна не уступає новій деталі за такими показниками, як границя витривалості, зносостійкість, а її 80 % ресурс в чотири рази перебільшує ресурс нових деталей, що забезпечить необхідну післяремонтну довговічність.

Література

1. Голубев В. А. Исследования работоспособности гидропривода ГСТ-90 на масле МГ-3ОУ (МГЕ-46В) [Текст] / В. А. Голубев // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – № 10.
2. Дидур В. А. Диагностика и обеспечение надёжности гидроприводов сельскохозяйственных машин [Текст] / В. А. Дидур, В. Я. Ефремов. – К.: Техника, 1986. – 128 с.
3. Камаров А. А. Надёжность гидравлических устройств самолётов [Текст] / А. А. Камаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.
4. Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидроприводов ГСТ-90 на ремонтных предприятиях. Обзорная информация [Текст] / П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев – М.: АгроНИИЭИИТО, 1989. – 41 с.

Падалко С. С.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ
ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ
АВТОМОБІЛІВ-САМОСКІДІВ НА ОСНОВІ СТАТИСТИЧНОЇ
ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ НАСОСІВ**

Ключові слова: гідравлічна система, підйомний механізм, насос, надійність.

Keywords: hydraulic system, a lifting mechanism, pump, reliability.

На автомобілях-самоскидах застосовують гідропривід з розімкнутим відкритим контуром циркуляції робочої рідини, в якому відпрацьована рідина від гідроциліндра направляється в гідравлічний бак, а звідти до насосу. Зміна швидкості переміщення секцій телескопічного гідроциліндра або штока силового гідроциліндра забезпечується за рахунок зміни витрат рідини, яка обумовлюється залежністю продуктивності насоса від частоти обертання його валу.

Гідравлічний насос являється одним із основних агрегатів гідравлічної системи підйомного механізму самоскиду від технічного стану якого залежить її роботоздатність.

Аналіз експлуатації машин, оснащених гідравлічними насосами типу НШ-К показую, що близько 30 % всіх відказів машини припадає на вихід з ладу насосу [1,2,3].

При цьому втрата роботоздатного стану насоса обумовлюється не своєчасним і не якісним проведенням технічних обслуговувань та порушенням правил їх експлуатації, низькою якістю обробки поверхонь деталей при їх виготовленні.

Слід відмітити, що існуюча інформація з експлуатаційної надійності гідравлічних насосів представлена для агрегатів, які застосовуються в гідравлічних системах тракторів, мобільних сільськогосподарських машин і зовсім не достатньо статистичної інформації щодо експлуатаційної надійності гідравлічних насосів, які експлуатуються в гідравлічних системах підйомних механізмів самоскидів.

Метою роботи є обґрунтування заходів з підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних систем підйомних механізмів автомобілів-самоскидів на основі статистичної оцінки надійності насосів типу НШ-К.

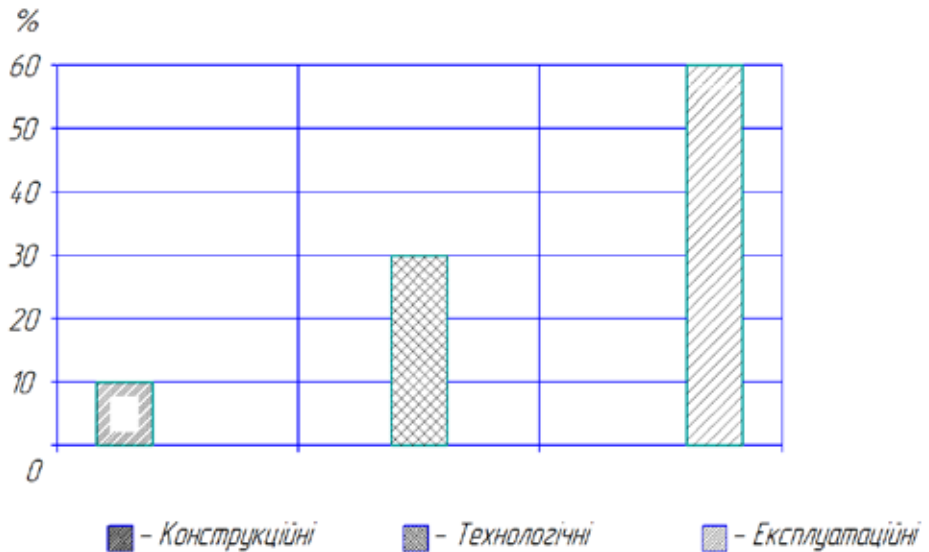


Рис.1- Розподіл відмов за їх характером: 10 % – конструктивні; 30 % – технологічні; 60% – експлуатаційні.

До основних задач роботи слід віднести: провести аналіз технічного стану насосів модифікації НШ-К, які поступають до ремонту і виявити причини втрати їх роботоздатного стану; обґрунтувати заходи з підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних насосів і гідросистеми в цілому.

Всі гідравлічні насоси, які по результатах органоліптичного діагностування не мали слідів розбирання агрегату, проходили стендовий вхідний контроль перед їх розбиранням. Метою даного дослідження було встановлення причин вибракування агрегату (падіння тиску, зниження подачі і т.д.).

Кількість (n) об'єктів, яка дає необхідну точність досліджень, при заданій довірчій імовірності $\alpha = 0,95$ і відносній похибці $\varepsilon = 0,15$, визначали за виразом [4]:

$$\varepsilon = t_{\alpha} \cdot \frac{v}{\sqrt{n}}, \quad (1)$$

де t_{α} – коефіцієнт Стюдента;

v - коефіцієнт варіації (очікуване значення коефіцієнта варіації $v = 0,30$).

При $\alpha = 0,95$ і $\frac{t_{\alpha}}{\sqrt{n}} = \frac{\varepsilon}{v} = \frac{0,15}{0,3} = 0,5$, знаходимо, що $n = 57$. Таким чи-

ном, для досліджень необхідно взяти не менше 57 агрегатів.

Вхідний контроль проводився на обкаточно-випробувальному стенді КИ-4815М за відомими методиками [2].

Результати вхідного контролю технічного стану гідравлічних насосів, які поступали до ремонту, показали, що на відмови за конструктивними факторами при-

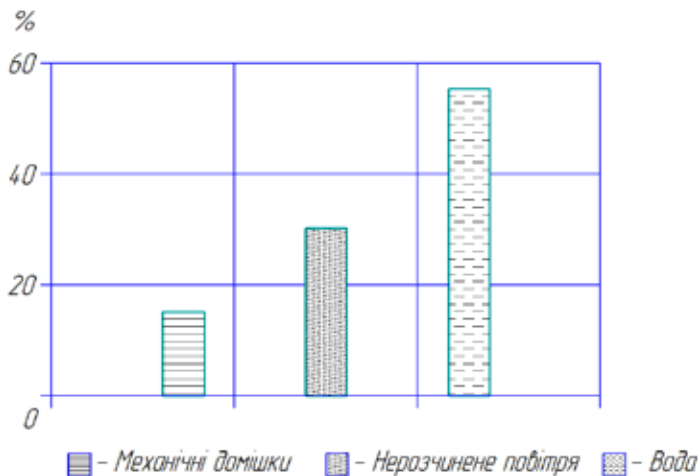


Рис. 2 – Види забруднення робочої рідини

падає -10 %, технологічними – 30 % і експлуатаційними – 60 % (рис.1). При цьому 10 % насосів знаходилися в роботоздатному стані.

Конструктивні відмови в своїй більшості припадають на мажети і платики, які виконують функцію компенсації торцевого зазору в качаючому вузлу насоса, і для яких характерним є пошкодження манжет, нерівномірне зношення платика на його робочій поверхні.

Технологічні відмови в основному припадають на насоси, які вже проходили ремонт і характеризуються не якісною механічною обробкою шестерень (шліфування), як за геометричними розмірами так і за якістю чистоти поверхні, розточуванням робочих поверхонь підшипникової та піджимної обойм.

Експлуатаційні відмови обумовлюються порушенням умов експлуатації, не своєчасним і не якісним проведенням обслуговуючих робіт, передбачених планово-запобіжною системою. Це підтверджують і результати проведеного технічного стану робочої рідини, яка бралась із корпусів насосів (рис.2).

Детальний аналіз технічного стану робочої рідини показує наявність механічних домішок в корпусах гідронасосів, які потрапляють в робочу рідину, як при експлуатації так і при їх ремонті, і обумовлюють гідроабразивне спрацювання робочих поверхонь деталей та зменшення коефіцієнта подачі насоса. Наявність механічних домішок в робочій рідині вказує на несвоєчасну її заміну.

Наявність нерозчинного повітря в робочій рідині свідчить про розгерметизацію гідравлічної системи при її експлуатації, яка як правило проявляється в підтіканні робочої рідини. Наявність повітря в рідині прискорює окисні процеси і приводить до зміни технічного її стану.

Значна кількість води в робочій рідині пояснюється не достатньою герметичністю гідравлічних систем підйомних механізмів, а також не дотриманням умов зберігання мастила, яке вже заливається до гідравлічної системи з наявністю води.

Проведений аналіз технічного стану гідравлічних насосів, які поступають до ремонту, показав також на недостатній рівень реалізації методів і засобів діагности-

вання гідравлічних систем підйомних механізмів, про що свідчить потрапляння в ремонт справних насосів (10 %). В деякій мірі такий стан справи обумовлюється тим, що для діагностування гідроагрегатів застосовується функціональне діагностування, яке характеризується розгерметизацією гідравлічної системи, що приводить до втрат робочої рідини і ймовірністю внесення забруднень. А також режимами проведення діагностування, які характеризуються виведенням системи на робочий режим роботи, що не завжди можливо.

В цілому проведені дослідження статистичної оцінки надійності насосів гідравлічної системи підйомного механізму автомобіля-самоскида дають можливість зробити наступні висновки:

Результати вхідного контролю технічного стану гідравлічних насосів, які поступали до ремонту, показали, що більшість відмов, близько 60%, припадає на експлуатаційні фактори, що вказує на можливість розроблення заходів з покращення показників їх надійності в умовах експлуатації.

Значна кількість механічних домішок в робочій рідині гідравлічної системи вказує на необхідність своєчасного проведення обслуговуючих робіт з елементами ресурсного діагностування, що визначить оцінку технічного стану агрегатів при параметричній відмові.

Підвищити контроль герметичності гідравлічної системи в умовах експлуатації та покращити умови зберігання робочої рідини та її заправки, з метою зниження в ній повітря та води, що в цілому формує початок зміни технічного стану рідини і зниження експлуатаційної надійності гідравлічної системи.

Література

1. Агрегаты гидроприводов сельскохозяйственной техники. Технические требования на капитальный ремонт [Текст] / – М.: ГОСНИТИ, 1981 – 160 с.
2. Ачкасов К. А. Справочник начинающего слесаря: Ремонт, регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов -2-е изд. перераб. и доп. [Текст] / К. А. Ачкасов, В. П. Вегера -М.: Агропромиздат, 1987.-352 с.
3. Буренин В. В. Шестеренные насосы для объемного гидропривода. [Текст] / В. В. Буренин – Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1998, № 8, С. 38-40.
4. Шор Я. Б. Таблица для анализа и контроля надежности. [Текст] / Я. Б. Шор, Ф. Н. Кузьмин – М.: Советское радио, 1968 – 288 с.

Шелест А. В.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

**ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ
КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЕНЕРГОНАСИЧЕНИХ ТРАКТОРІВ
ЗАСТОСУВАННЯМ ТРИБОТЕХНІЧНИХ МЕТОДІВ**

Ключові слова: коробка передач, фрикційні диски, поверхня тертя, мастильна суспензія.

Keywords: gear case, friction wheels, surface friction, lubricating suspension.

Конструктивною особливістю трансмісії енергонасичених тракторів є коробка передач з фрикційними елементами управління, що забезпечує перемикання передач без розриву потоку потужності. Досягається це за рахунок гідравлічного управління фрикціями коробки передач. Для цього на провідному валу коробки передач встановлюються фрикціони, що складаються з набору, ведучих і ведених сталевих дисків. Ведучі диски пов'язані з валом, який одержує обертання з частотою колінчастого валу двигуна, а ведені диски фрикціонів сполучені з шестернями, що вільно обертаються. Включення фрикціону здійснюється за рахунок тиску мастила (0,8...0,9 МПа), що поступає до бустеру [1,2].

Фрикціони коробки передач енергонасиченого трактора працюють в масляному середовищі. Тому, в порівнянні з сухими фрикціями вони мають менші габаритні розміри за рахунок більш високих допустимих тисків на робочих поверхнях. Збільшення допустимих тисків забезпечується поліпшенням протизадирних властивостей поверхні за наявності масляної плівки. Після включення фрикціону робоча рідина охолоджує робочі деталі інтенсивніше, ніж повітря. Коефіцієнт тертя для фрикційних елементів, які працюють в маслі, має стабільніші значення, що дозволяє зменшити габаритні розміри вузлів трансмісії.

Разом з тим за даними ряду робіт [1,2], муфти фрикціонів є самими недовговічними елементами коробки передач, про що свідчить середнє напрацювання енергонасичених тракторів марки «Кіровоць» до першого капітального ремонту, яке знаходиться в інтервалі 4500...5750 мото-год, а напрацювання на відмову фрикціонів перемикання передач іноді складає близько 600 мото-год.

Такий стан справи вказує на актуальність проведення досліджень з підвищення ресурсу коробок передач енергонасичених тракторів.

Можливими шляхами подальшого підвищення ресурсу коробок передач енергонасичених тракторів є поліпшення трибологічних характеристик сполучень фрикціонів.

Метою роботи є обґрунтувати заходи з підвищення ресурсу гідромеханічних коробок передач енергонасичених тракторів шляхом легування мастила реметалізанти, що забезпечить зниження швидкості зношування і температурних режимів роботи деталей фрикціонів.

Основними задачами роботи є: провести аналіз зміни структурних параметрів технічного стану деталей фрикціонів коробок передач; аналітично розглянути зміну процесу тертя між дисками фрикціону з застосуванням змащувальної композиції.

Аналіз результатів мікрометражу дисків фрикціонів коробок передач, що поступали до капітального ремонту, показав, що диски в одному пакеті зношуються не рівномірно. При цьому більш нерівномірне зношення мають ведені диски [4].

Так при наробітку до капітального ремонту трактора (6000 мото-год.) нерівномірність зношення у ведених дисках становить 40-93 %, а у ведучих - 30-45 %. Термічна напруга, що виникає при буксуванні дисків, викликає їх викривлення (зміна площинності). Найбільше викривлення мають диски першої передачі: ведені – до 7,9 мм і ведучі – до 2,1 мм. Зазвичай диски з великим зносом мають максимальне викривлення [4].

Процес включення фрикційної муфти характеризується зміною режиму мащення в парах тертя і характеру відносного руху ведучих і ведених дисків. При включенні передачі ведучі і ведені диски починають зближуватися. Доки зв'язані поверхні дисків не торкаються один одного в усіх парах тертя реалізується режим гідродинамічного тертя. Тобто, між поверхнями тертя існує масляна плівка, що розділяє їх, яка виключає взаємний контакт. Подальше зближення дисків призводить до ковзання спряжених поверхонь і переходу до режиму напіввідинного тертя. Далі, в деякий момент часу, припиняється проскользування поверхонь дисків і в їх контакті настає режим граничного контакту зв'язаних поверхонь.

Перші два режими, внаслідок високих відносних швидкостей обертання, роблять характерний вплив на зношування дисків. У режимі гідродинамічного тертя переважаючу роль грає гідроабразивне зношування. У режимі напіввідинного тертя, окрім цього, поверхні тертя контактують між собою. При цьому фактична площа контакту зв'язаних поверхонь складає близько 10...30% [1] від номінальної площі, плями контакту зазвичай групуються у вигляді одного або декількох концентричних кілець з випадковим радіусом.

Із-за нерівномірного розташування зон контакту фрикційні диски під час буксування нагріваються нерівномірно, що призводить до виникнення термічної напруги і, як наслідок, до викривлення і спікання дисків. Крім того, ділянки фактичного контакту сприймають дуже високу напругу, що призводить до їх взаємного контакту, пластичної деформації і інтенсифікації зношування на основі молекулярно – механічної теорії.

Дієвим методом боротьби з вказаною проблемою є застосування мастильної композиції на основі реметалізанта. В результаті їх використання на поверхнях тертя дисків утворюється металоплакуючий шар з часток м'яких металів, що містяться в цьому реметалізанти.

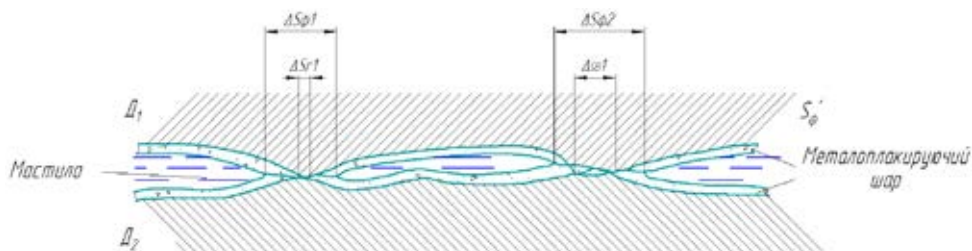


Рис. 1 – Утворення металоплакуючого шару на поверхнях тертя: S_{ϕ} – фактична площа контакту поверхонь тертя при використанні реметалізанта; $S_{\phi i}$ – площа i -того контакту металоплакуючих шарів поверхонь тертя; ΔS_{r1} – площа одиничного контакту поверхонь; $S_{\phi 1}$ – площа одиничного взаємного контакту поверхонь.

Ефективність цього методу доведена в ряді робіт [3,4,5] і обумовлена наступним фактором: металоплакуючий шар збільшує фактичну площу контакту зв'язаних поверхонь в 10...100 разів, сприяючи зниженню утворення термічної напруги при роботі дисків тертя. При цьому матеріали спряжених деталей, покриті

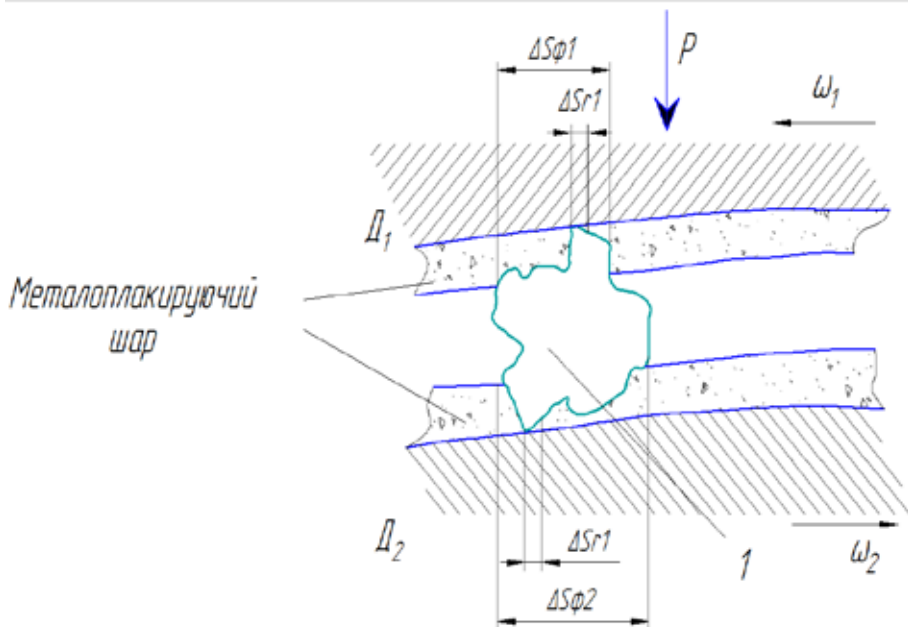


Рис. 2 – Схема контактування частки абразиву з поверхнею металу: P – сила стискування дисків тертя; ω_1, ω_2 – окружні швидкості обертання дисків; 1 – частка абразиву; ΔS_{r1} і ΔS_{r2} – площі одиничного контакту металу поверхонь тертя $\square_1$ і $\square_2$ з часткою абразиву; $S_{\phi 1}, S_{\phi 2}$ – відповідно площі фактичного контакту металоплакуючого шару поверхонь тертя $\square_1$ і $\square_2$ з часткою абразиву.

металоплакуючим шаром, сприймають переважно пружні деформації і зношення поверхонь різко зменшується (рис. 1).

Тобто виконуються умови:

$$S_{\phi}^{\square} = \sum_1^i \Delta S_{\phi} ; S_{\phi}^{\square} > S_{\phi} , \quad (1)$$

При збільшенні фактичної площі контакту за рахунок реметалізанта змінюється співвідношення між адгезійною F_a і когезійною F_k складовими сили тертя F_{mp} в загальному трибологічному законі:

$$F_{mp} = F_{mp} + F_k = a \cdot S_{\phi} + b \cdot P, \quad (2)$$

де F_{mp} – сила тертя;

F_a – адгезійна складова сили тертя;

F_k – когезійна складова сили тертя;

a і b – коефіцієнти молекулярної і механічної складових;

P – сила тиску.

Зміна співвідношення проходить на користь адгезійної складової F_a , що знижує вірогідність безпосереднього контакту основного матеріалу дисків і інтенсивність їх зношування. Частки абразиву контактують з поверхнею металу через металоплакуючий шар. За рахунок цього фактична площа контакту кожної абразивної частки з диском тертя збільшується ($\Delta S_{\phi 1} > \Delta S_{r1}$; $\Delta S_{\phi 2} > \Delta S_{r2}$) (рис.2).

При утворенні на поверхні металу металоплакуючого шару реалізується ефект Ребіндера. Змащувальне мастило являється кисненосієм і окислює поверхні тертя, зменшуючи тим самим можливість їх схоплювання. Проте, окисні плівки перешкоджають проникненню мастильного середовища до металу, внаслідок чого ефект Ребіндера проявляється слабо і пластичній деформації піддаються великі об'єми металу.

При використанні металоплакуючого мастила окислення поверхонь практично не відбувається, тертя тут носить відновлювальний характер. Мастильне середовище взаємодіє з металом і в результаті пластична деформація локалізується в тонкому шарі (рис.2).

Продуктами зносу при використанні звичайного мастила є в основному оксиди, які не мають електричного заряду і вільно виносяться із зони контакту. За наявності на поверхнях тертя металоплакуючого шару, продукти зносу складаються з часток металу. Поверхня таких часток пориста, вони покриваються адсорбційним шаром поверхнево-активних речовин (ПАР), мають електричний заряд, під дією якого зосереджуються в проміжках. Крім того, частки переносяться з однієї поверхні тертя на іншу.

Одночасно металоплакуюча плівка, що утворюється при використанні реметалізанта, захищає сталеві поверхні тертя від проникнення водню, який утворюється в процесі тертя, як продукт розкладання водяної пари, мастильних матеріалів, а також деструкції полімерів в зоні контакту. Він проникає в глибокі сталі і прискорює зношування деталей. Металоплакуюча плівка знижує питомі навантаження в контакті і виділення водню в зоні тертя.

Водночас застосування мастильної композиції веде до зниження коефіцієнта тертя в зоні контакту фрикційних дисків. Це явище стосовно фрикційних муфт носить негативний характер, оскільки зниження коефіцієнта тертя може привести

до падіння моменту тертя спокою фрикціону нижче моменту опору, підведеного до нього. В цьому випадку фрикціон буде пробуксовувати.

Здатність фрикціону передавати момент, що крутить без його буксування, характеризується коефіцієнтом запасу моменту фрикціону (β), який визначається за виразом:

$$\beta = \frac{M_{\phi}}{M_c}, \quad (3)$$

де β – коефіцієнт запасу фрикціона;

M_{ϕ} – крутящий момент, що передається фрикціоном, H_m ;

M_c – момент сопротивлення, приведенный к валу фрикціона, H_m .

Із ряду робіт [1,2], відомо, що включений фрикціон має значний коефіцієнт запасу моменту фрикціону ($\beta = 1, 2...7$), тому зниження коефіцієнта тертя приблизно на 2...5 % і відповідне падіння коефіцієнта запасу фрикціона не буде суттєво впливати на роботу коробки.

Проведені аналітичні дослідження з підвищення довговічності роботи фрикціонів коробки передач з застосуванням змащувальної композиції (мастила легового реметалізанта) дають можливість зробити наступні висновки:

1. Проведений аналіз структурних параметрів технічного стану дисків фрикціонів коробок передач енергонасичених тракторів підтвердив їх низьку експлуатаційну надійність, що вказує на необхідність обґрунтування заходів з підвищення їх довговічності.
2. Нерівномірне розташування зон контакту фрикційних дисків під час буксування обумовлює їх різне нагрівання, що призводить до виникнення термічної напруги і, як наслідок, до викривлення і спікання дисків, а на ділянках фактичного контакту інтенсифікація зношування формується на основі молекулярно – механічної теорії.
3. Застосування мастильної композиції на основі реметалізанта обумовлює утворення металоплакуючого шару з часток м'яких металів, що збільшує фактичну площу контакту зв'язаних поверхонь в 10...100 разів, сприяючи зниженню утворення термічної напруги при роботі дисків тертя, сприйманню матеріалами деталей переважно пружних деформацій, що різко зменшує їх зношення.
4. Застосування мастильної композиції веде до зниження коефіцієнта тертя в зоні контакту фрикційних дисків, що стосовно фрикційних муфт потребує додаткових досліджень з врахуванням переключення передач і стану гідравлічної системи коробки передач.

Література

1. Шувалов. Е. А. Повышение работоспособности трансмиссий тракторов [Текст] / Е. А. Шувалов – Л.: Машиностроение, 1986 -126 с.
2. Шувалов Е. А. Теория и расчет трактора «Кировец» [Текст] / Е. А. Шувалов, А.В. Бойко – Л.: Машиностроение, 1980. – 208 с.
3. Гаркунов Д.Н. Триботехника [Текст] / Д.Н. Гаркунов – М.: Машиностроение, 1985. -424 с.

4. Дидур В. А. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин [Текст] / В. А. Дидур, Ю. С. Малый. -М.: Россельхозиздат, 1982. — 127 с.
5. Кужаров А. С. Физико – химические основы смазочного действия в режиме избирательного переноса [Текст] // Эффект безызнности и триботехнологии. – М.: 1992, № 2. с. 3-14.

Терещенко М. М.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ ТРАКТОРА ТЕРМОРЕГУЛЮВАННЯ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Ключові слова: робоча рідина, температура, гідравлічна система, гідроагрегат.

Keywords: working fluid, temperature, hydraulic system, hydropower unit.

Довговічність гідросистем сільськогосподарської техніки визначається терміном служби їх складальних одиниць. В умовах експлуатації ресурс гідросистеми в значній мірі характеризується технічним станом відповідальних агрегатів – гідронасоса, гідророзподільника, силових циліндрів [1].

Незважаючи на постійне вдосконалення агрегатів гідросистем сучасних тракторів, їх надійність в даний час залишається недостатньо високою. Наприклад, ресурс гідророзподільників в експлуатаційних умовах у ряді випадків не досягає 2000 мото-год., проти нормативного – 6000 – 8000 мото-год. [2].

Згідно з даними А. А. Комарова [3] розподіл несправностей найчастіше трапляються серед елементів гідравлічної системи наступним чином: насоси 1... 20 %; гідророзподільники 15... 30 %; силові циліндри 7... 9 %.

Надійна робота гідросистем сільськогосподарських машин багато в чому залежить від якості робочої рідини. До параметрів гідросистеми, які суттєво впливають на зміну фізико-хімічних властивостей робочої рідини відносять: ступінь аерації і вентиляції бака, температурний і силовий режим роботи гідросистеми.

Ефективність роботи гідравлічної системи визначається об'ємним ККД і подачею насосів, втратами енергії на тертя в гідроагрегатах і втратами тиску в гідросистемі, інтенсивністю зношування деталей і пов'язану з нею довговічність гідроагрегатів, терміном служби робочої рідини.

На роботоздатність гідросистеми також впливають кліматичні умови в основному через стан робочої рідини, який визначається її в'язкістю, змістом механічних домішок, газів і вологи, а також модулем пружності [4].

Перш за все, термін служби рідини залежить від інтенсивності її хімічного розкладання, яке відбувається в результаті окислення масла киснем повітря. Каталі-

тичний вплив при цьому надає температура, нерозчинене повітря і абразивні частки. Підвищення температури після $+ 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ на кожні $8...10\text{ }^{\circ}\text{C}$ прискорює інтенсивність окислення масла в два рази. Процес окислення і окисної полімеризації під впливом високої температури (вище $+ 60\text{ }^{\circ}\text{C}$) є основним фактором старіння масла, при якому виділяються і випадають в осад органічні кислоти і асфальтосмолисті речовини [5].

При підвищенні температури сила тертя також збільшується. Зі зменшенням в'язкості захисні властивості масла слабшають, і в зоні контакту відбувається розрив масляної плівки. Утворюються зони сухого тертя, на яких збільшується молекулярна взаємодія контактуючих поверхонь, тобто підвищується адгезійна складова тертя. При зростанні температури поверхонь тертя зменшується їх поверхневий опір і збільшується глибина взаємної деформації, що підвищує гістерезисні втрати [6]. Сумарне збільшення двох складових пояснює підвищення сили тертя при температурах вище $+ 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вплив температури робочої рідини на роботу пар тертя гідроагрегатів підтверджується і в роботі [5]. Це обумовлюється тим, що до 80% гідронасосів виходить з ладу в зимовий час, коли виникають складності при запуску гідросистеми і її роботи в початковий період, який характеризується низькою температурою та значною в'язкістю робочої рідини.

Таким чином, можна припустити, що існує такий діапазон температури (в'язкості) робочої рідини, в якому втрати енергії на тертя мінімальні. Отже штучно підтримуючи температуру в раціональному діапазоні, можна істотно знизити втрати енергії на тертя в спряженнях гідравлічних агрегатів і підвищити ресурс гідроагрегатів, що на сьогоднішній день являється актуальним.

Метою роботи є виявлення напрямків підвищення роботоздатності агрегатів гідравлічної системи трактора за рахунок терморегулювання робочої рідини.

Являється явним, що зміна температури робочої рідини гідравлічної системи негативно впливає на фізико-механічні властивості матеріалів гідроагрегатів. Змінюється характер контакту поверхонь тертя, підвищуються сила тертя і знос деталей.

При низьких температурах гідросистема може бути підготовлена до нормальної роботи на раціональному тепловому режимі за рахунок внутрішнього тепловідділення, наприклад, тертя рідини об стінки трубопроводів і гідрообладнання, за рахунок зовнішніх джерел тепла або за рахунок обох джерел. Для наближення моделі теплообміну гідросистеми до процесів, що протікають в умовах реальної експлуатації, необхідно розглядати як внутрішні, так і зовнішні джерела тепла.

Розрахунок параметрів роздільно-агрегатної гідросистеми трактора і техніко-економічних показників машини доцільно проводити в інтервалі сталих температур робочої рідини, що забезпечують її роботоздатність. Для масла М-10Г2, яке застосовується в якості робочої рідини гідросистеми експериментального трактора, він становить $+5...+55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Поточна температура рідини визначалася через приращення часу $\Delta\tau_i$:

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T_i (\Delta\tau_i \dots), \quad (1)$$

де T_{i+1} - температура через час $\Delta\tau_i$, $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta T_i (\Delta \tau_{i...})$ - приріст температури, що відбувається за час $\Delta \tau_i$, і залежить від інтервалу $\Delta \tau_i$ і ряду інших факторів, $^{\circ}\text{C}$.

В виразу (1) перше значення (T_i) відоме:

$$T_i = T, \quad (2)$$

де T_i - температура навколишнього середовища, або температура до якої успішно охолонути машина, $^{\circ}\text{C}$.

Приріст температури, що відбувається за час $\Delta \tau_i$ визначається із виразу:

$$\Delta T_i = \frac{Q_{нагр}^{zn}}{c_p \cdot m_p + c_{zo} \cdot m_{zo}}, \quad (3)$$

де $Q_{нагр}^{zn}$ - теплота, що йде на нагрів гідросистеми за час $\Delta \tau_i$, кДж ;

c_p і c_{zo} - питомі теплоємкості робочої рідини і матеріалу, з якого виготовлено гідрообладнання, $\text{кДж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$;

m_p і m_{zo} - відповідно маси робочої рідини та гідрообладнання, кг

Величини c_p , c_{zo} , m_p і m_{zo} визначаються константами. Маси, що нагріваються мають два значення: перше відповідає руху рідини по малому колу насос – розподільник – бак; друге – по великому колу насос-розподільник-гідродвигуни – розподільник – фільтр – бак.

Теплота, що йде на нагрів гідросистеми визначиться:

$$Q_{нагр}^{zn} = Q_{ni} + Q_{upr} - Q_{vidr} \quad (4)$$

де Q_{ni} – теплота, яку отримує гідросистема за час $\Delta \tau_i$, кДж/кг ;

Q_{vidr} – теплота, що віддається гідросистемою в навколишнє середовище за час $\Delta \tau_i$, кДж .

В свою чергу (Q_{vidr}) визначиться:

$$Q_{vidr} = k_{zn} \cdot F_{zn} \cdot (T_i - T_o) \cdot \Delta \tau_i, \quad (5)$$

де k_{zn} – коефіцієнт теплопередачі від гідросистеми в навколишнє середовище, $\text{Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$;

F_{zn} - площа поверхонь гідросистеми, які випромінюють тепло, м^2 .

Теплота, яку одержує гідросистема за час $\Delta \tau_i$, дорівнює:

$$Q_{ni} = N_{нагр.i} \cdot \Delta \tau_i, \quad (6)$$

де $N_{нагр.i}$ – потужність, втрачена в гідросистемі (вона витрачається на нагрів), кВт .

Потужність, що втрачається в гідросистемі включає наступні складові:

$$N_{нагр.} = N_{вн} + N_{вр} + N_{вц} + N_{вш} + N_{вк} + N_{вф} \quad (7)$$

де $N_{вн}$, $N_{вр}$, $N_{вц}$, $N_{вш}$, $N_{вк}$, $N_{вф}$ - відповідно втрати потужності в насосі, розподільнику, гідроциліндрі, гідравлічних шлангах, зворотному клапані і фільтрі.

Втрати потужності в насосі визначаються за формулою:

$$N_{вн} = (1 - \eta_{змн} \cdot \eta_{обн}) \cdot N_o, \quad (8)$$

де N_o - потужність, яка витрачається на подолання втрат в насосі;

$\eta_{обн}$ – об'ємний ККД насоса, ($\eta_{обн} = 0,90 \dots 0,94$);

$\eta_{змн}$ – гідромеханічний ККД насоса.

Потужність (N_6) визначається із виразу:

$$N_6 = q_n \cdot \omega_n \cdot P_n, \quad (9)$$

де q_n - робочий об'єм насоса, $см^3/об$ (для насоса НШ-50 К $q_n \approx 50 см^3/об$);

ω_n - кутова швидкість валу насоса, $с^{-1}$ ($\omega_n = 40 с^{-1}$);

P_n - номінальний тиск насоса, $МПа$, ($P_n = 12,0 - 16,0 МПа$) в залежності від марки трактора.

Тоді

$$N_6 = 50 \cdot 40 \cdot 12 = 24 кВт$$

Гідромеханічний ККД визначиться із виразу:

$$\eta_{змн} = \eta_{zn} \cdot \eta_{mn} \quad (10)$$

де η_{zn} - гідравлічний ККД насоса;

η_{mn} - механічний ККД насоса;

Механічний ККД (η_{mn}) в свою чергу визначається із виразу:

$$\eta_{mn} = N_z / N, \quad (11)$$

де N_z - гідравлічна потужність, $кВт$;

N - номінальна потужність насоса, $кВт$, ($N = 41,5 кВт$).

$$N_z = \gamma_{ж} \cdot g \cdot H_T \cdot Q_T \quad (12)$$

де $\gamma_{ж}$ - щільність робочої рідини, $кг/м^3$ ($\gamma_{ж} = 889 кг/м^3$);

g - прискорення вільного падіння, $м/с^2$;

H_T - теоретичний напір насоса, $м$;

Q_T - теоретична подача насоса, $м^3/с$ ($Q_T = 0,00179 м^3/с$).

Теоретичний напір насоса визначається із виразу $H_T = P_n / (\gamma_{ж} \cdot g)$ і складе:

$$H_T = (12 \cdot 10^6) / (889 \cdot 9,8) = 1,32 (кН \cdot с^2)$$

$$N_z = 889 \cdot 9,8 \cdot 1320 \cdot 0,00179 \cdot 10^{-3} = 20,6 кВт$$

$$\eta_{mn} = 20,6 / 41,5 \approx 0,50$$

Гідравлічний ККД насоса визначається за виразом:

$$\eta_{zn} = \frac{P_n - \Delta P_n}{P_n}, \quad (13)$$

де P_n - втрати тиску в гідронасосі, $МПа$;

ΔP_n - перепад тиску в гідронасосі, $МПа$.

$$\Delta P_n = \frac{\xi_n \cdot \gamma_{ж} \cdot v_{зр.н}^2}{2}, \quad (14)$$

де ξ_n - коефіцієнт місцевих втрат в гідронасосі, $\xi_n = 0,8 \dots 0,9$;

$v_{зр.н}$ - швидкість потоку робочої рідини в гідравлічному рукаві на виході із насоса, $м/с$.

$$v_{зр.н} = \frac{4 \cdot q_n \cdot \omega_n \cdot \eta_{обн}}{\pi \cdot d_{зр}^2}, \quad (15)$$

де $d_{зр}$ - діаметр гідравлічних рукавів, $м$ ($d_{зр} = 16 \cdot 10^{-3}$).

Проведемо розрахунки ($v_{зр.н}$), (ΔP_n), (η_{zn}), ($\eta_{змн}$):

$$v_{ep.n} = \frac{4.50 \cdot 10^{-6} \cdot 40 \cdot 0.92}{3.14 (16 \cdot 10^{-3})^2} = 9.15 \text{ м/с},$$

$$\Delta P_n = \frac{0.85 \cdot 889 \cdot (9.15)^2}{2} \cdot 10^{-6} = 0.032 \text{ МПа},$$

$$\eta_{en} = \frac{12 - 0.032}{12} = 0.99,$$

$$\eta_{emn} = 0.99 \cdot 0.5 \approx 0.5$$

І визначимо втрати потужності в насосі із виразу (8):

$$N_{вн} = (1 - 0.5 \cdot 0.92) \cdot 24 \approx 13 \text{ кВт},$$

За аналогічною методикою розраховуються втрати потужності в інших агрегатах та складових гідросистеми (розподільнику, гідроциліндрі, трубопроводах, зворотному клапані, фільтрі) і визначається кількість теплоти ($Q_{ni} \approx 20 \text{ кДж}$), яку отримує робоча рідина в результаті її додаткового перекачування, дроселювання через зазори в спряженнях деталей, розподільчасто-клапанні з'єднання, зростаючого тертя об стінки трубопроводів і гідроагрегатів та ін.

Проведені аналітичні дослідження показують, що за умови, коли агрегати гідралічної системи за своїми вихідними параметрами відповідають технічним вимогам, то при роботі гідралічної системи на номінальному режимі роботи температура робочої рідини формується через внутрішні джерела.

Її зміна буде обумовлюватися режимом навантаження та температурою навколишнього середовища.

Температура навколишнього середовища і робочої рідини є головним чинником, який визначає техніко-економічні показники гідрофікованих машин.

Для стабілізації температури в гідралічних системах трактора необхідно передбачити конструктивні заходи з терморегулювання робочої рідини як в холодну пору року так і для основного режиму роботи гідралічної системи.

Проведені аналітичні дослідження з підвищення роботоздатності агрегатів гідралічної системи трактора з терморегулювання робочої рідини

дають можливість зробити наступні висновки:

Підвищення температури після + 40 °С на кожні 8...10 °С прискорює інтенсивність окислення масла і під впливом високої температури (вище + 60 °С) є основним фактором старіння масла, при якому виділяються і випадають в осад органічні кислоти і асфальтосмолисті речовини, що обумовлює зменшення захисних властивостей масла в зоні контакту деталей і виникнення зон сухого тертя, що приводить до прискореного зношення деталей і втрати роботоздатності гідроагрегату.

Проведені аналітичні дослідження показують, що за умови, коли агрегати гідралічної системи за своїми вихідними параметрами відповідають технічним вимогам, то при роботі гідралічної системи на номінальному режимі температура робочої рідини формується через внутрішні джерела в результаті її додаткового перекачування, дроселювання через зазори в спряженнях деталей, розподільчасто-клапанні з'єднання, зростаючого тертя об стінки трубопроводів і гідроагрегатів та ін.

Для стабілізації температури в гідравлічній системі трактора необхідно передбачити конструктивні заходи з терморегулювання робочої рідини як в холодну пору року так і для основного режиму роботи гідравлічної системи, що значно підвищить роботоздатність її агрегатів.

Література

1. Черкун В. Е. Ремонт тракторных гидравлических систем / В.Е. Черкун. -М.:Колос.-1984.-253с.
2. Дидур В. А. Эксплуатация гидроприводов сельскохозяйственных машин / В. А. Дидур, Ю. С. Малый. – М.: Россельхозиздат, 1982. – 127 с.
3. Комаров А. А. Надежность гидравлических систем / А. А. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969.-236 с.
4. Цуцоев В.И. Зимняя эксплуатация тракторов и автомобилей / В.И. Цу-цеев. – М.: Московский рабочий, 1983. – 111 с.
5. Каверзин С. В. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах / СВ. Каверзин, В.П. Лебедев, Е.А. Сорокин. – Красноярск, 1997. – 240 с.
6. Власов П. А. Надежность сельскохозяйственной техники / П.А. Власов. -Пенза: РИО ПГСХА, 2001. – 124 с.

Форошук В. В.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П. Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ВПЛИВ СУМАРНИХ ОБ'ЄМНИХ ВТРАТ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ ТРАНСМІСІЇ

Ключові слова: технологія, довговічність, гідравлічна трансмісія, аксіально-поршневий агрегат.

Keywords: technology, durability, hydraulic transmission, axial piston machine.

Більшість сучасних мобільних машини сільськогосподарського призначення оснащена об'ємними гідравлічними трансмісіями, в тому числі гідроприводом ГСТ-90, ГСТ-112 для ходової частини. Застосування гідрофікованих трансмісій значно підвищило технічний рівень мобільних машин з конструктивної точки зору і одночасно знизило їх експлуатаційну надійність із-за відмов, які припадають на долю агрегатів гідравлічних трансмісій [1].

Більш детальний аналіз технічного стану агрегатів гідравлічних трансмісій (аксіально-поршневий гідронасос і гідромотор), які поступають на ремонт, показав, що близько 18% агрегатів мають роботоздатний стан і потрапили до ремонту не обґрунтовано [1].

В значній мірі це обумовлюється тим, що для визначення технічного стану гідравлічної трансмісії в умовах експлуатації застосовуються не достатньо ефективні методи та засоби їх діагностування [2], що обумовлюється тим недостатнім дослідженням функціональних залежностей між структурними параметрами технічного стану деталей, які в першу чергу лімітують ресурс агрегату і витокami робочої рідини.

Метою роботи є підвищення експлуатаційної надійності гідравлічних трансмісій шляхом дослідження впливу сумарних об'ємних втрат на його роботоздатність.

З аналізу принципу роботи гідроприводу і його конструктивних особливостей витікає, що витoki робочої рідини в агрегатах гідроприводу компенсуються подачею робочої рідини насосом підживлення в магістраль низького тиску. Звідси витікає, що при роботі гідроприводу можлива ситуація коли:

1. Насос підживлення повністю компенсує витoki робочої рідини, переливний клапан у клапанній коробці відкритий, а в магістралі низького тиску підтримується постійний тиск $D = const$.

2. Обсяг робочої рідини від насоса підживлення повністю надходить у магістраль низького тиску, переливний клапан закритий.

Рівняння збереження кількості робочої рідини для даного випадку можна записати у вигляді:

$$Q_n = Q_m + \Sigma Q_m^V + \Sigma Q_{KK}^V, \quad (1)$$

де Q_n – витрата робочої рідини на виході з насоса;

Q_m – кількість робочої рідини, що надходить у гідромотор;

ΣQ_m^V – сумарні витоки робочої рідини в гідромоторі, які можна представити у вигляді рівняння:

$$\Sigma Q_m^V = \Sigma Q_{p-nd}^V + Q_{n-v}^V + Q_{n-nsh}^V, \quad (2)$$

де ΣQ_{p-nd}^V – витоку робочої рідини в сполученні «розподільник – приставне дно»;

Q_{n-v}^V , Q_{n-nsh}^V – відповідно витоки РЖ у спряженнях плунжерної пари «втулка блоку – плунжер», «п'ята плунжера – похила шайба»;

ΣQ_{KK}^V – сумарні витоки РЖ у клапанний коробці, які містять у собі наступні складові:

$$\Sigma Q_{KK}^V = Q_{n,K}^V + \Sigma Q_{ш.з}^V, \quad (3)$$

де $Q_{n,K}^V$ – витоки робочої рідини в запобіжних клапанах високого і низького тиску;

$\Sigma Q_{ш.з}^V$ – витоки робочої рідини через шунтувальний золотник.

У ряді робіт [3,4], автори при розгляді функціонування гідроприводів, зневажають витоками робочої рідини в клапанній системі, через їхню незначність. Виключимо дані витоки і надалі будемо розглядати тільки внутрішні витоки, що виникають у сполученнях качаючих вузлів гідронасоса і гідромотора.

У зв'язку із цим рівняння (1) запишеться в наступному виді:

$$Q_n = Q_m + \Sigma Q_m^V, \quad (4)$$

Об'ємні втрати в розглянутому гідроприводі становлять витоки і перетікання рідини через щілини між рухливими деталями насоса і мотора, а плин робочої рідини у щілинах, як правило ламінарний [5], тому в першому наближенні об'ємні втрати Q^V можна вважати пропорційними середньому тиску рідини в напірній частині гідроприводу:

$$\Sigma Q_m^V = \Sigma L_1 \cdot \Delta P, \quad (5)$$

$$\Sigma Q_n^V = \Sigma L_2 \cdot \Delta P,$$

де L_2 і L_1 – об'ємна провідність, обумовлена геометричними розмірами зазорів (довжина, висота, ширина) у парах тертя качаючих вузлів відповідно насоса й мотора, а також станом робочої рідини;

ΔP – перепад тиску робочої рідини в зазорах.

З ряду робіт [3,4] відомо, що теоретична продуктивність насоса може бути представлена виразом (1), а теоретична потужність мотора виразом:

$$N_m = \Delta P_1 \cdot q_m \cdot n_m, \quad (6)$$

де q_m – робочий обсяг гідромотора;

n_m – частота обертання валу мотора;

ΔP_1 – перепад тиску робочої рідини між магістралями високого й низького тиску.

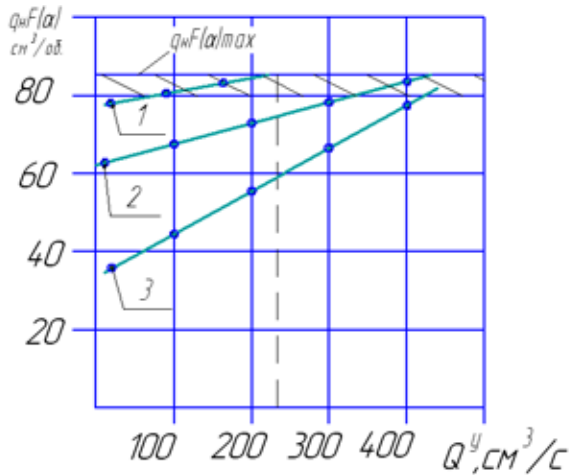


Рис. 1 - Залежність робочого об'єму гідронасоса від сумарних витоків робочої рідини, для заданих показників: 1 - $N_M = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$; $n_H = 1450 \text{ хв}^{-1}$; $n_M = 1500 \text{ хв}^{-1}$; 2 - $N_M = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$; $n_H = 1450 \text{ хв}^{-1}$; $n_M = 1000 \text{ хв}^{-1}$; 3 - $N_M = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$; $n_H = 1450 \text{ хв}^{-1}$; $n_M = 500 \text{ хв}^{-1}$.

За умови, коли на гідромоторі задаються необхідні потужність N і частота обертання валу n_M , то з (6) одержимо (ΔP_1) необхідну величину перепаду тиску в моторі:

$$\Delta P_1 = \frac{N_M}{q_M \cdot n_M}, \quad (7)$$

З виразу (4) знайдемо значення ΔP через характеристики насоса:

$$\begin{aligned} Q_H &= n_H \cdot q_H \cdot F(\alpha) - Q_H^Y, \\ n_H \cdot q_H \cdot F(\alpha) - \sum L_1 \Delta P &= n_M \cdot q_M + \sum L_2 \Delta P, \end{aligned} \quad (8)$$

де ΔP_2 - перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску й дренажною магістраллю.

З виразу (8) знайдемо необхідну величину робочого об'єму $q_H \cdot F(\alpha)$, при якому будуть виконуватися задані показники роботи гідромотора:

$$q_H \cdot F(\alpha) = \frac{n_M \cdot q_M + \left(\sum L_1 + \sum L_2 \right) \cdot \Delta P}{n_H}, \quad (9)$$

Підставимо в (9) вираз (7) і одержимо:

$$q_H \cdot F(\alpha) = \frac{n_M^2 q_M^2 + \left(\sum L_1 + \sum L_2 \right) \cdot (N_T + \Delta P_2 \cdot n_M \cdot q_M)}{q_M \cdot n_H \cdot n_M}, \quad (10)$$

Замінивши потужність на крутний момент, одержимо вираз наступного виду:

$$q_H \cdot F(\alpha) = \frac{n_M \cdot q_M^2 + \left(\sum L_1 + \sum L_2 \right) \cdot (2 \cdot \pi \cdot M_T + \Delta P_2 \cdot q_M)}{q_M \cdot n_H}, \quad (11)$$

Вираз (11) зв'язує зміну робочого об'єму гідронасоса від сумарних витоків робочої рідини при заданих M_M і n_M .

Розрахунок взаємозв'язку між робочим об'ємом і сумарними витоками робочої рідини проводився за наступним даними: частота обертання валу гідромотора $n_M = 50 \dots 2590 \text{ хв}^{-1}$; робочий об'єм гідромотора $q_M = 89 \text{ см}^3 / \text{об.}$; сумарні витоки робочої рідини $\left(\sum L_1 + \sum L_2 \right) = 17 \dots 450 \text{ см}^3 / \text{с.}$; номінальна потужність гідромотора $N_M = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв.}$; перепад тиску робочої рідини між магістраллю низького тиску и дренажною магістраллю $\Delta P_2 = 1,16 \text{ МПа}$; перепад тиску робочої рідини між магістралями низького и високого тиску $\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$.

Результати розрахунків представлені графічно на рис. 1.

Аналіз результатів розрахунків, а також графічної частини показують, що гідропривід може вийти на номінальний режим роботи: $n_H = 1450 \text{ хв}^{-1}$, $n_M = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $\Delta P_1 = 21,0 \text{ МПа}$, $N_M = 254520 \text{ кгс} \cdot \text{м} / \text{хв}$ при сумарних витоках робочої рідини, які не перевищують $Q^Y = 225 \text{ см}^3 / \text{с.}$

При збільшенні витоків робочої рідини гідропривід не в змозі підтримувати номінальний режим, тому що для цього необхідно щоб робочий обсяг гідронасоса був більше $89 \text{ см}^3 / \text{об.}$

При цьому варто мати на увазі, що робота комбайна на транспортному і робочому діапазонах виконується при номінальному тиску, що забезпечує довговічність машин на протязі всього строку експлуатації. Звідси можна зробити припущення, що при сумарних витоках робочої рідини, які перевищують $225 \text{ см}^3 / \text{с}$ гідропривід досягає граничного значення по чисто технічному критерію, не в змозі працювати в номінальному режимі, який являється економічно вигідним в умовах експлуатації. Ці значення витрат робочої рідини також вказують на те, що насос підживлення не в змозі компенсувати такий об'єм витрат і досягає граничного значення.

Проведені дослідження вплив сумарних об'ємних втрат робочої рідини на роботоздатність гідравлічного приводу трансмісії дають можливість зробити наступні висновки:

1. Отримана функціональна залежність робочого об'єму гідронасоса від сумарних витоків робочої рідини, для заданих вихідних показників гідронасоса і гідромотора, дає можливість контролювати технічний стан гідравлічної трансмісії за об'ємними втратами з застосуванням відомих методів і способів їх діагностування.
2. При сумарних витоках робочої рідини, які перевищують $Q^Y = 225 \text{ см}^3 / \text{с}$ гідропривід не в змозі підтримувати номінальний режим роботи і досягає граничного значення по чисто технічному критерію, не в змозі підтримувати номінальний режим, який являється економічно вигідним в умовах експлуатації.

Література

1. Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидроприводов ГСТ-90 на ремонтных предприятиях. Обзорная информация [Текст] / П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев – М.: АгроНИИЭИИТО, 1989. – 41 с.
2. Башта Т. М. Техническая диагностика гидравлических приводов [Текст] / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1989 – 264 с.
3. Башта Т. М. Надежность гидравлических систем воздушных судов. [Текст] / Т.М. Башта – М.: Транспорт, 1986. – 279 с.
4. Камаров А. А. Надёжность гидравлических устройств самолётов [Текст] / А.А. Камаров. – М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.
5. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] / Т. М. Башта – М.: Машиностроение, 1974 – 606 с.

Іванов Є. О.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П. Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Овчаренко Ю. М.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ОБҐРУНТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОНАСОСІВ МОДИФІКАЦІЇ НШ-К, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ ЙОГО ОБ'ЄМНИЙ КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ

Ключові слова: шестеренний насос, коефіцієнт подачі, довговічність, рідина.

Keywords: gear pumps, delivery rate, durability, liquid.

Технічний рівень сільськогосподарських машин в значній мірі обумовлюється ступінню їх гідрофіксації. До гідрофікованих систем, які знаходять конструктивну реалізацію в мобільних машинах, слід віднести також роздільно агрегатну гідравлічну систему трактора (комбайна), яка забезпечує механізацію виконання певних робіт.

Основним агрегатом даної гідравлічної системи являються шестеренні насоси модифікації НШ-К. Широке застосування насосів даної марки обумовлюється конструктивними особливостями їх качаючого вузла (наявність систем компенсації торцевого і радіального зазорів при їх зростанні в результаті зношення деталей), що підвищує його експлуатаційну довговічність.

Водночас проведений аналіз експлуатаційної надійності гідравлічних насосів даної марки показує, що на його долю припадає близько 30% відмов, від загальної кількості відмов гідравлічної системи.

А більш детальний аналіз технічного стану гідравлічних насосів, які поступають на спеціалізовані ремонтні підприємства, показує, що втрата роботоздатного стану насоса обумовлюється гідроабразивним зношенням деталей спряжень качаючого вузла: «підшипникова обойма-цапфа шестерні», «підтискна обойма-цапфа шестерні», «платик-торець зуба», «підтискна обойма-головка зуба», та ін.

Із аналізу технічного стану насосів, що поступають до ремонту, випливає, що зміна роботоздатного стану насоса в основному носить ресурсний характер, в

результаті зменшення коефіцієнту подачі із-за об'ємних втрат робочої рідини, які в свою чергу обумовлюються гідро абразивним зношенням деталей качаючого вузла. Таким чином експлуатаційна довговічність насоса в значній мірі буде обумовлюватися контролем технічного стану насосу (коефіцієнту подачі), і на основі його значення впровадженням відповідних обслуговуючих заходів.

В роботі [1], відмічено, що коефіцієнт подачі обумовлюється об'ємними втратами робочої рідини, які пов'язані з зазорами в спряженнях качаючого вузла: «підшипникова обойма-цапфа шестерні», «підтискна обойма-цапфа шестерні», «платикторець зуба», «підтискна обойма-головка зуба», складним множинним кореляційним зв'язком. При цьому, автори розглядають структурні параметри з точки зору реалізації ремонтно-технологічних методів для відновлення роботоздатності насоса, і не достатньо звертають увагу на значення зазорів при експлуатації насоса.

В зв'язку з цим дослідження даного плану являються актуальними і потребують детального розгляду.

Метою роботи є проведення аналітичних досліджень з виявлення функціональної залежності між структурними параметрами технічного стану качаючого вузла насоса і об'ємними витратами робочої рідини, що дасть можливість оцінити технічний стан насоса в умовах експлуатації та при поступанні їх на ремонт.

В першу чергу нас будуть цікавити допустимі і граничні зношення робочих поверхонь деталей і зазорів в з'єднаннях качаючого вузла насоса.

Як відомо, допустимими називаються зазори, при яких з'єднання буде працювати протягом передбаченого міжремонтного періоду або до граничного стану. Граничними називаються зазори, при яких гідронасос знімається з експлуатації, а з'єднання підлягає відновленню.

Це обумовлюється тим, допустимі і граничні значення зношення робочих поверхонь деталей і допустимі й граничні значення зазорів мають різну інформаційну оцінку, а регламентованим (заводом виробником) являється допустимий стан насоса за критерієм об'ємного коефіцієнта корисної дії η_o [1]:

$$\eta_o = 1 - \frac{Q_{\text{вит.}}}{Q_m} \leq 0,65, \quad (1)$$

де $Q_{\text{вит.}}$ – величина об'ємного внутрішнього витоку рідини, $\text{см}^3/\text{хв}$;

Q_m – об'ємна теоретична подача рідини насосом, $\text{см}^3/\text{хв}$

Отже для оцінки ресурсу гідронасоса нам необхідна інформація про допустимі зазори, при яких виконується умова (1), а також про граничні значення ($\eta_{\square}$) при граничних зазорах.

Найбільш раціональним і ефективним способом визначення допустимих і граничних зношень робочих поверхонь деталей і зазорів у з'єднаннях являється проведення лабораторних досліджень, а потім порівняння їх результатів з експлуатаційними даними. Але дані дослідження являються тривалими і трудомісткими.

Для розв'язку даного завдання, насамперед, проведемо дослідження закономірності зміни внутрішнього витоку рідини в гідронасосі залежно від динаміки зношування з'єднань.

Як відомо із [2,3], об'ємні сумарні внутрішні витоки рідини за один оберт ($\sum Q_{\text{вит.}}$), при встановленому зовнішньому навантаженні, нормальних умовах ек-

платуації, записується у вигляді:

$$\sum Q_{\text{внт.}} = Q_m - Q_\phi, \quad (2)$$

де Q_m – об’ємна теоретична подача рідини насоса за один оберт, $\text{см}^3/\text{об}$;

Q_ϕ – об’ємна фактична подача насоса за один оберт, $\text{см}^3/\text{об}$

Динаміку об’ємного внутрішнього витоку рідини в гідронасосі ($\sum Q_{\text{внт.}}$) в першому наближенні, можна записати у вигляді:

$$\sum Q_{\text{внт.}} = Q_o + v_{\text{ш1}} t^{\alpha_1} + v_{\text{ш2}} t^{\alpha_2} + \dots + v_{\text{шn}} t^{\alpha_n} \approx Q_m + Q_p + Q_e + Q_\psi, \quad (3)$$

де Q_o – об’ємний витік рідини в новому гідронасосі, см^3 ;

$v_{\text{ш1}}, \dots, v_{\text{шn}}$ – швидкості наростання витоків у з’єднаннях гідронасоса;

t – час експлуатації насоса, мото-год;

$\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ – показники ступеня функції зростання витоків;

Q_m – витік через торцевий зазор, см^3 ;

Q_p – витік через радіальний зазор, см^3 ;

Q_e – витік через евольвентне зачеплення, см^3 ;

Q_ψ – витік через з’єднання «цапфа – обойма підтискна», см^3 .

Витоки через торцевий зазор визначаються за виразом [3]:

$$Q_m = \frac{\Delta P \cdot S_m^3 (\varphi_n - \varphi_a)}{(12\mu \ln R_1/r_1)} = k_1 \cdot S_m^3 \quad (4)$$

де ΔP – падіння тиску, МПа;

$S_m = S_{1m} + S_{2m}$ – торцевий зазор у сполученні «платик-торець зуба»;

φ_n і φ_a – відповідно кут камери нагнітання і всмоктування;

R_1 і r_1 – радіуси зовнішньої і внутрішньої границь торцевого зазору;

μ – коефіцієнт динамічної в’язкості.

Витоки через радіальні зазори, що виникають у зоні контакту шестерень по зовнішньому діаметру і колодязів підтискної обойми, визначаються за формулою:

$$Q_p = \left(\frac{\Delta P \cdot S_p^3}{12\mu \cdot z \cdot l_3} - \frac{R_a \cdot \varpi \cdot S_p^3}{2} \right) \cdot b = k_2 \cdot S_p^3, \quad (5)$$

де S_p – радіальний зазор;

z – число зубів шестерні;

l_3 – довжина дуги зуба по окружності виступів шестерень;

R_a – радіус окружності виступів;

b – ширина зуба.

Витоки через евольвентне зачеплення зубів визначаються за виразом [3]:

$$Q_e = \Delta P \cdot S_3^3 \cdot b / (48\mu \cdot l) = k_3 S_3^3, \quad (6)$$

де S_3 – зазор по лінії контакту зубів, що перебувають у зачепленні;

b – ширина шестерні;

l – довжина лінії зминання по поверхні зубів.

Витоки через зону контакту цапф, обойм і корпусу визначаються за формулою:

$$Q_\psi = \frac{\Delta P S_\psi^3 (R_0 - r)}{12\mu l_p} = k_4 \cdot S_\psi^3, \quad (7)$$

де S_ψ – зазор у сполученні цапфи з обоймою, мкм;

R_0 і r – зовнішній і внутрішній радіуси кільцевого зазору;

l_p – довжина кільцевого зазору.

Більш докладно схему виникнення зазору, показано на рис. 2.8.

Отже, сумарний внутрішній витік рідини ($\sum Q_{внут.}$) в круглому шестеренному гідронасосі НШ-К визначається:

$$\sum Q_{внут.} = \frac{\Delta P \cdot S_m^3 (\varphi_n - \varphi_s)}{(12\mu \ln R_1/r_1)} + \left(\frac{\Delta P \cdot S_p^3}{12\mu \cdot z \cdot l_z} - \frac{R_a \cdot \varpi \cdot S_p^3}{2} \right) \cdot b +$$

$$+ \Delta P \cdot S_3^3 \cdot b / (48\mu \cdot l) + \frac{\Delta P S_{ц}^3 (R_0 - r)}{12\mu l_p} \approx \Delta P (k_1 S_T^3 + k_2 S_p^3 + k_3 S_3^3 + k_4 S_{ц}^3), \quad (8)$$

З рівняння (8) випливає, що за інших рівних умов, швидкість витоку рідини через зазори насоса пропорційна їхній величині в третьому ступені, коефіцієнту k_i та різниці тисків у порожнині нагнітання і порожнині всмоктування.

Розрахунки витоків робочої рідини через евольвентне зачеплення шестерень насоса показали, що їх частка становить не більше 0,5 %, і тому

їх значенням при подальших дослідженнях можна знехтувати.

Підставляючи величини зазорів для круглого шестеренного гідронасоса НШ-50-А, отримаємо, для допустимого його значення об'ємного коефіцієнта корисної дії (ККД) – $\eta_o = 0$, допустимі внутрішні витоки робочої рідини – $\sum Q_{внут.} = 17,5 \text{ см}^3/\text{об}$, а через них, допустимі значення зазорів: для торцевого зазору – 110,0 мкм; для радіального зазору – 60,00 мкм і для з'єднання корпус – підтискна обойма 57,0 мкм.

Для граничного значення об'ємного ККД, яке становить – $\eta_c = 0,5$, граничні значення зазорів складуть: для торцевого з'єднання -151,0 мкм; для радіального з'єднання- 85,0 мкм і для зазору в сполученні «корпус – підтискна обойма» – 80,0 мкм.

Проведені дослідження з виявлення функціональної залежності між витоками робочої рідини в качаючому вузлу шестеренного насоса модифікації НШ-К і технічним станом його структурних параметрів, дають можливість зробити наступні висновки:

- швидкість витоку робочої рідини через зазори в спряженнях качаючого вузла насоса пропорційна їхній величині в третьому ступені, коефіцієнту k_i та різниці тисків у порожнині нагнітання і порожнині всмоктування, що вказує на вагомість впливу структурних параметрів технічного стану насоса на його об'ємний ККД;
- визначення допустимих внутрішніх витоків робочої рідини $\sum Q_{внут.} = 17,5 \text{ см}^3/\text{об}$, а через них, допустимих значень зазорів: для торцевого зазору – 110,0 мкм; для радіального зазору – 60,00 мкм і для з'єднання корпус – підтискна обойма 57,0 мкм., дає можливість, при проведенні номерних технічних обслуговувань в умовах експлуатації,
- оцінити дійсний стан насоса і дати заключення про подальшу його експлуатацію;
- обґрунтування граничних значень зазорів, які складуть: для торцевого з'єднання -151,0 мкм; для радіального з'єднання- 85,0 мкм і для зазору в сполученні «корпус – підтискна обойма» – 80,0 мкм, являється важливим

для спеціалізованих ремонтних підприємств при проведенні передремонтного діагностування насосів та для дефектації деталей.

Література

1. Агрегаты гидроприводов сельскохозяйственной техники. Технические требования на капитальный ремонт. – М.: ГОСНИТИ, 1981 – 160 с.
2. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974 – 606 с.
3. Ловкис З. В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: конструкция и расчет [Текст] / З. В. Ловкис – М: Агропромиздат, 1990 – 239 с.

Федченко В. М.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Носенко В. О.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
аспірант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П. Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ПІДВИЩЕННЯ ПІСЛЯРЕМОНТНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН ШЛЯХОМ ЗАСТОСУВАННЯ ЕПЛАМНИХ ПОКРИТТІВ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ

Ключові слова: гідромашина, спряження, качаючий вузол

Keywords: hydraulic machines, coupling, pumping node

Сучасні зерно- і кормозбиральні комбайни як вітчизняного так і закордонного виробництва («John Deere», «Claas», «Case», «Massey Ferguson» та ін.) оснащені різними гідрофікованими системами до яких входить об'ємний гідропривід трансмісії, складовими якого являються аксіально-поршневі гідромашини.

Проведений аналіз експлуатаційної надійності мобільних машин, оснащених гідравлічними трансмісіями, показав, що на їх долю припадає близько 30 % від всіх відмов [1].

До основної причини втрати роботоздатного стану аксіально-поршневих гідромашин слід віднести зміну структурних параметрів технічного стану деталей качаючих вузлів, які працюють в спряженнях: «втулка блоку-плунжер», «розподільник-приставне дно», «п'ята плунжера-опора люльки», «п'ята плунжера-похила шайба» [1,2].

Втрата роботоздатності гідравлічної трансмісії приводить до простою техніки, що обумовлює значні втрати економічного характеру.

Важливим резервом підвищення ефективності використання мобільних машин, оснащених гідроприводом трансмісій, являється відновлення зношених деталей, яке характеризується комплексом операцій по відновленню справного або працездатного стану деталей та технічного ресурсу.

Економічна доцільність відновлення деталей обумовлюється перш за все можливістю повторного і не однократного використання 65-75 % деталей.

Собівартість відновлених деталей як правило не перевищує 75 % відсотків нових деталей, а витрати матеріалів в 15-20 разів нижчі ніж на їх виготовлення [3].

Разом з тим експлуатаційна надійність відновлених деталей залишається низькою. Ресурс деталей після відновлення складає в середньому не більше 50-60 % ресурсу нових деталей. Низька якість обумовлюється дефектами просторової геометрії корпусних і базових деталей, застосування способів відновлення, які не забезпечують необхідну зносостійкість при приробітку, втомлювальну міцність деталей та ін.

Підвищення післяремонтної надійності агрегатів об'ємних гідравлічних трансмісій являється комплексною проблемою, яка потребує багатогранного системного розгляду і залишається актуальною.

Метою роботи являється підвищення післяремонтної довговічності вузлів тертя аксіально-поршневих гідромашин за рахунок зниження коефіцієнта тертя і ступінь зносу деталей шляхом застосування епіламних покриттів робочих поверхонь деталей в процесі їх ремонту.

В роботі [4] розглядається застосування епіламних покриттів для збільшення довговічності ващконавантажених пар тертя сільськогосподарської техніки практично і практично не розглядалось застосування їх для пар тертя качаючих вузлів аксіально-поршневих гідромашин, що підтверджує актуальність даних досліджень.

Епіламування відноситься до фізико-хімічних методів підвищення зносостійкості деталей обробкою їх твердих поверхонь фторорганічними поверхнево-активними речовинами (ПАР).

Основними завданнями в роботі є: відпрацювання технології нанесення епіламних плівок на робочі поверхні деталей спряжень в умовах ремонтного виробництва, які в першу чергу обумовлюють втрату роботоздатності гідромашини; провести лабораторні дослідження з виявлення впливу епіламних покриттів на зношення ресурсолімітуючих деталей за період припрацювання.

Для відпрацювання технології відбиралися деталі спряження «приставне дно-розподільник» в зв'язку з тим, що вони являються ресурсолімітуючими за об'ємними втратами робочої рідини і їх зношення в першу чергу впливає на ресурсну відмови гідравлічної трансмісії.

Робочі поверхні деталей притиралися до видалення слідів спрацювання. Після притирання деталі утримувалися в гасі або бензині на протязі трьох годин для уникнення ефекту шаржування.

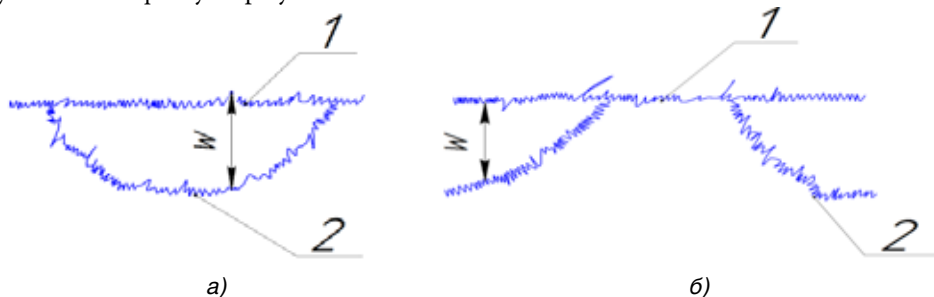


Рис. 1 - Визначення зношення профілографуванням: а) – розподільника; б) – приставного дна; W – значення зношення; 1- профілограма не зношеної поверхні; 2 – профілограма зношеної поверхні.

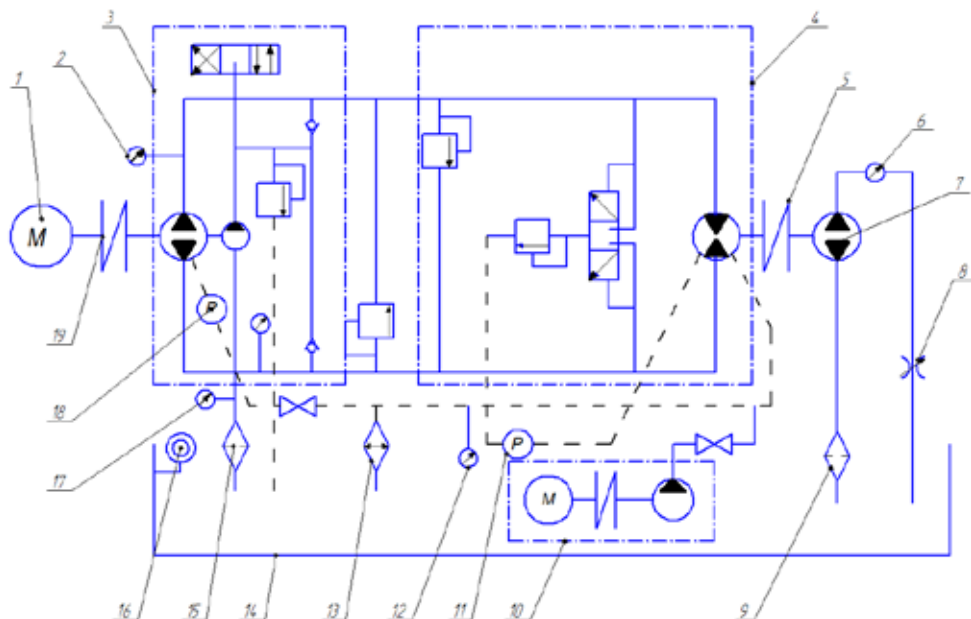


Рис.2 - Гідравлічна схема станда: 1-електродвигун; 2,6,12,17- манометри; 3- гідронасос; 4,7- гідромотори; 5,19 – муфта; 8- дросель; 9,15- фільтри; 10- підкачуюча станція; 11,18 – витратоміри; 13 – теплообмінник; 14-бак; 16 – термометр.

Значення зношення деталей визначається методом профілографування. При проведенні випробувань для знімання профілограм використовується профілограф TALUSURE – 4.

Сутність методу виміру зношення профілографуванням зображено на рис.1.

Деталі розміщують відносно траси профілографування таким чином, щоб датчик починав рух з ділянки, яка немає зношення. Значення зношення визначається як різниця в профілях зношеної та незношеної поверхні деталі.

Перед складанням качаючого вузла робочі поверхні деталей знежирювалися, просушувалися і після чого оброблювалися епіламом «Полизам-05».

Оброблена таким чином деталь проходила термофіксацію при температурі 120°C і встановлювалася в качаючий вузол експериментальної гідромашини.

Для проведення лабораторних досліджень з отримання функціональної залежності між зміною структурних параметрів технічного стану деталей, оброблених епіламом і наробітком гідромашини, розроблюється конструкція станда для обкатки та випробовування гідравлічних трансмісій, гідравлічна схема якого наводиться на рис. 2.

Проведені дослідження в процесі обкатки агрегатів гідроприводу трансмісій показують, що при початковому короткотривалому навантаженні

($P_n = 21,0 \text{ МПа}$) зношення приставного дна виникає по робочому поясу між серповидними вікнами, його динаміка представлена на (рис.3.).

Аналіз динаміки зносу приставного дна при початковому короткотривалому навантаженні ($P_n = 21,0 \text{ МПа}$) показує, що в процесі обкатки зношення необро-

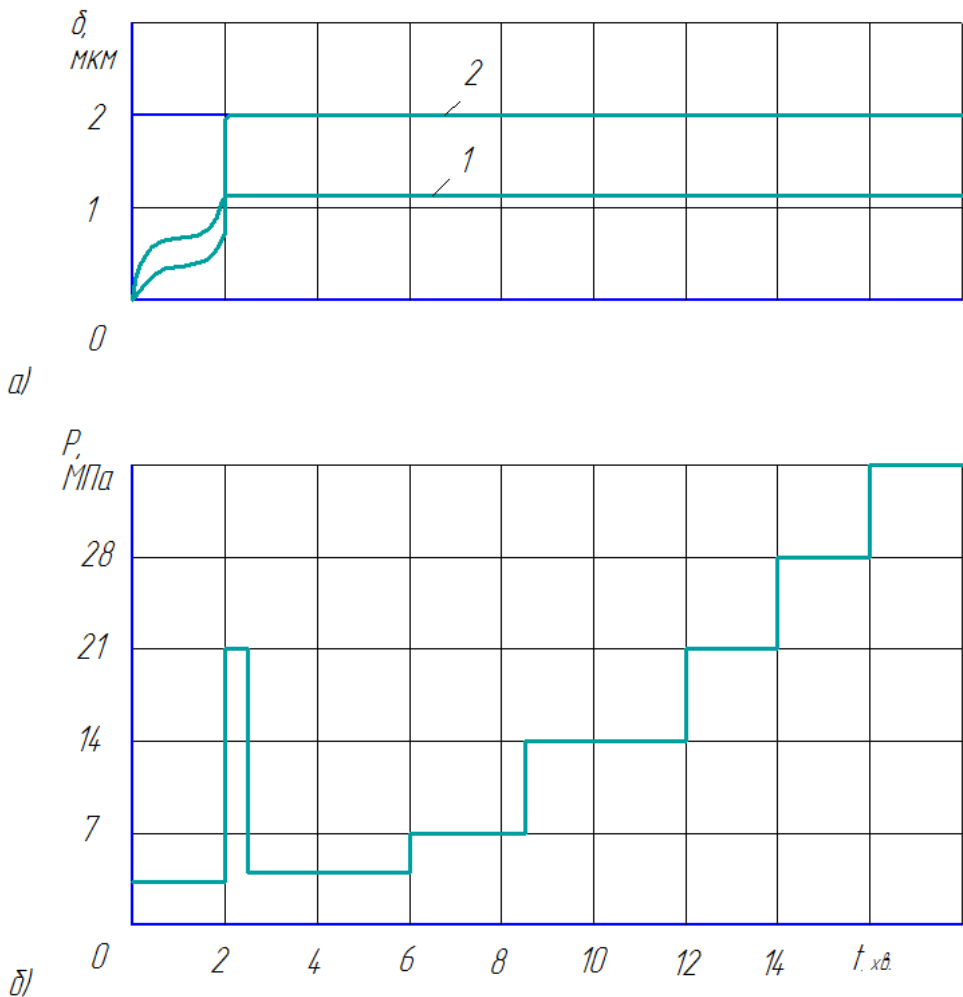


Рис. 3 – Динаміка зношення приставного дна (а) по робочому поясу між серповидними вікнами при початковому короткочасному навантаженні (б): 1- відремонтована деталь оброблена епіламом «Полизам-05»; 2- відремонтована деталь в стані поставки.

бленої деталі складає 2 μm , а обробленої епіламом – 1,3 μm і не залежно від навантаження і часу випробування залишається без змін. При такому зношенні деталі об'ємні витрати будуть незначними і головною задачею при цьому буде утримання величин зношення на даному рівні.

Отже, лише при проведенні обкатувальних робіт з застосуванням циклічного навантаження, інтенсивність зношення приставного дна за період припрацювання деталей вказує на ефективність застосування епіламів.

Це підтверджується і результатами зношення приставного дна при послідовному росту тиску навантаження ($P_n = 3,5 - 32,0 \text{ МПа}$) в процесі обкатки (рис. 4).

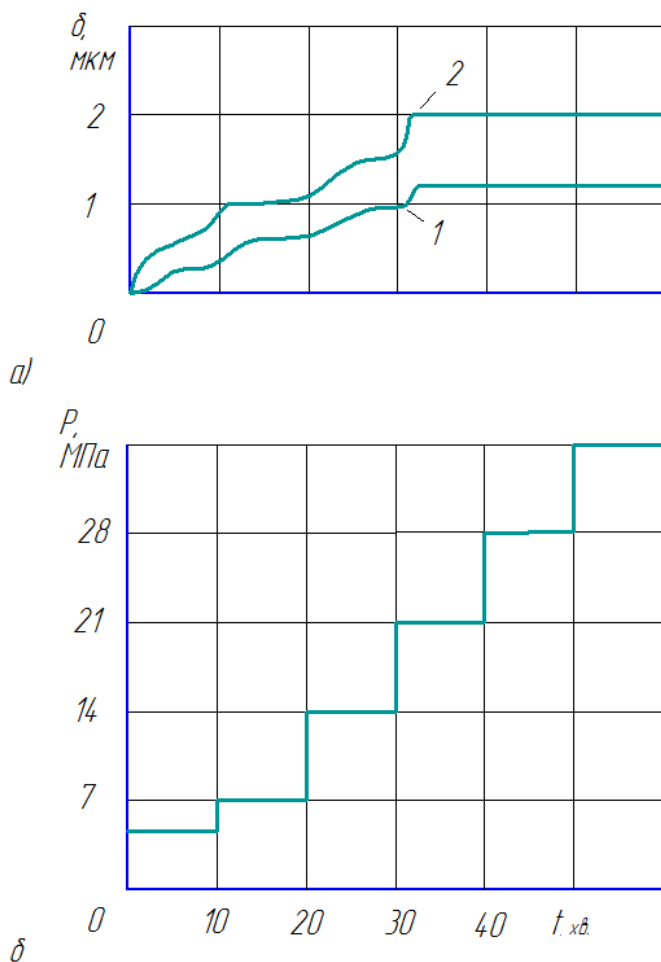


Рис. 4 – Динаміка зношення приставного дна (а) по робочому поясу між серповидними вікнами при послідовному рості тиску навантаження (б):
 відремонтована деталь оброблена епіламом «Полизам-05»;
 2- відремонтована деталь не оброблена епіламом.

Аналіз динаміки зношення приставного дна при послідовному рості тиску показує на менший кут нахилу кривої зношення у деталі обробленої поверхнево-активними речовинами, що пояснюється утриманням ними мастила на робочий поверхні деталі.

При обробці деталі (ПАР) на її поверхні формується шар орієнтованих молекул, що радикально міняють енергетичні властивості поверхні деталі не міняючи її структури, а лише модифікуючи її, надаючи поверхні антифрикційні, антиадгезійні, захисні та інші корисні властивості. Практично незмінними залишаються і геометричні розміри оброблюваних деталей – товщина захисного шару плівки складає приблизно 40-80 Å (10^{-8} см).

Проведені дослідження з підвищення післяремонтної довговічності вузлів тертя аксально-поршневих гідромашин шляхом застосування епіламних покриттів робочих поверхонь деталей дають можливість зробити наступні висновки:

В процесі обкатки агрегатів гідроприводу трансмісій при початковому короткочасному навантаженні ($P_n = 21,0 \text{ МПа}$) зношення не обробленого епіламом приставного дна складає 2 мкм, а обробленого – 1,3 мкм, що пояснюється утриманням мастила поверхнево-активними речовинами на робочій поверхні деталі, яке покращує антифрикційні властивості роботи спряження і в цілому закладає збільшення ресурсу гідромашини;

Динаміка зношення приставного дна при послідовному рості тиску ($P_n = 3,5 - 32,0 \text{ МПа}$) показує, що у деталі обробленої поверхнево-активними речовинами максимальне зношення -1,2 мкм настає пізніше за часом в порівнянні з циклічним навантаженням, що вказує на можливість керувати ресурсом спряження в сторону його зростання;

Впровадження в технологічний процес ремонту аксально-поршневих гідромашин операцій для обробки ресурсолімітуючих деталей епіламуванням підтверджує ефективність застосування поверхнево-активних речовин з метою збільшення післяремонтного ресурсу гідралічних трансмісій.

Література

1. Мельянцов П. Т. Опыт ремонта гидропривода ГСТ-90 на ремонтных предприятиях [Текст] / П. Т. Мельянцов, Б. Г. Харченко, И. Г. Голубев. – М.: Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО, 1989. – 42 с.
2. Кирилов Ю.И. Эксплуатация и ремонт объемного гидропривода [Текст] / Ю. И. Кирилов, Ф. А. Каулин, А. Н. Хмелевой. – М.: Агропромиздат, 1987 – 80 с.
3. Мельянцов П. Т. Уменьшение затрат на ремонт агрегатов гидропривода [Текст] / П. Т. Мельянцов. – М.: Госагропром СССР. АгроНИИТЭИИТО.- Вып. 7.- 1987.- 15-16 с.
4. Харченко Б.Г. Применение эпиламирующих составов для повышения долговечности пар трения сельскохозяйственной техники [Текст] / Б. Г. Харченко. – М.: АгроНИИТЭИИТО.- Вып. 4.- 1988. – С. 22.

Луценко В. В.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П. Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Колбасін В. О.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОРОЗПОДІЛЬЧАТОГО МЕХАНІЗМУ ДИЗЕЛЯ МОДИФІКАЦІЇ ЯМЗ З ВРАХУВАННЯМ СТАТИСТИЧНОЇ ОЦІНКИ ЇХ ЗНОШЕННЯ

Ключевые слова: головка блока, клапан, седло клапана.

Keywords: cylinder head, valve, valve seat.

Значна кількість мобільних машин сільськогосподарського призначення оснащена дизельними двигунами модифікації ЯМЗ, що обумовлюється їх підвищеною потужністю при одночасному зниженні металоємкості. Разом з тим такий конструктивний підхід створює певні складності в забезпеченні довговічності його вузлів, що працюють в складних умовах.

Особливо це стосується деталей газорозподільчастого механізму, які сприймають більші динамічні і температурні навантаження, що знижують їхню довговічність [1]. В свою чергу у деталях газорозподілу найбільш навантаженим є сполучення «клапан-сідло клапана», так як на нього діють механічні навантаження, які виникають при посадці клапана в сідло і термічні напруги від підвищеної температури і нерівномірного нагрівання сідла клапана [2]. Це підтверджується і тим, що у 100 % двигунів, які потрапляють на капітальний ремонт відновлюють фаски сідла клапана [3]. При цьому для їх відновлення, як правило застосовують способи, які не в повній мірі використовують залишковий ресурс деталей спряження «сідло клапана- клапан», що обумовлює значну трудомісткість робіт та їх собівартість. В деякій мірі такий стан обумовлюється недостатніми дослідженнями технічного стану деталей, які потрапляють до ремонту, що вказує на їх актуальність.

Отже метою роботи є проведення статистичних досліджень технічного ста-

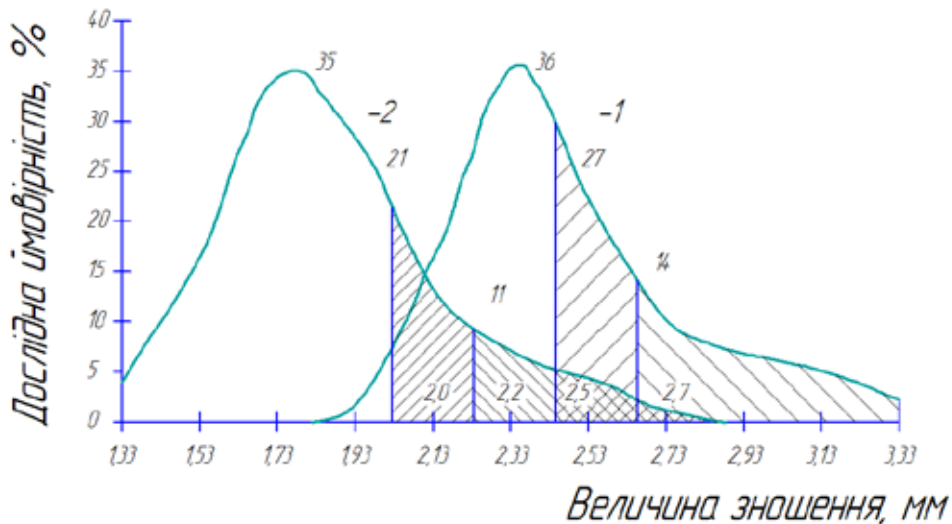


Рис. 1. -Дослідна ймовірність зношування сідел клапанів дизеля ЯМЗ-238НБ при капітальному ремонті: 1- впускні сікла клапанів; 2- впускні сікла клапанів.

ну деталей газорозподільчастого механізму, для більш повного використання залишкового ресурсу деталей при їх ремонті та обґрунтування ефективних способів їх відновлення.

Для визначення зношування сідел клапанів був проведений їх мікрометраж у головках циліндрів дизелів ЯМЗ-238НБ, які поступали до капітального ремонту на Дніпропетровський авторемонтний завод №1. Виміри утопання контрольного клапана, щодо площини роз'єму головки блоку циліндрів, проводилися за допомогою індикаторного глибиноміра з точністю 0,002 мм., ГОСТ 7661-67.

Результати вимірів оброблялися по методу математичної статистики в наступній послідовності [4,5]: складався статичний ряд інформації; визначалось середнє значення і абсолютні характеристики розсіювання; розраховувався відносний показник розсіювання – коефіцієнт варіації; визначався теоретичний закон розподілу, його параметри і будувалися диференціальні і інтегральні криві.

За технічною характеристикою для дизельних двигунів марки ЯМЗ-238НБ граничне зношування робочих фасок сікла впускних клапанів становить 2,2 мм, а впускних 2,7 мм [3].

Графічне зображення дослідних і накопичених ймовірностей зношування сідел клапанів для двигунів ЯМЗ-238НБ, представлені на рис. 1. і рис. 2.

Із представлених графічних зображеннях на (рис. 1, рис. 2) видно, що 14 % впускних сідел клапанів дизелів ЯМЗ-238НБ, що потрапили на капітальний ремонт, досягли граничного зношування робочих фасок. При цьому їх величина зношення за утопання контрольного клапана щодо площини роз'єму головки циліндрів, знаходилась в інтервалі 2,7-3,3 мм.

Близько 11% впускних сідел клапанів (рис. 1) мають зношування 2,2-2,6 мм, що перевищує припустиме значення. Якщо врахувати, що наступна обробка фасок

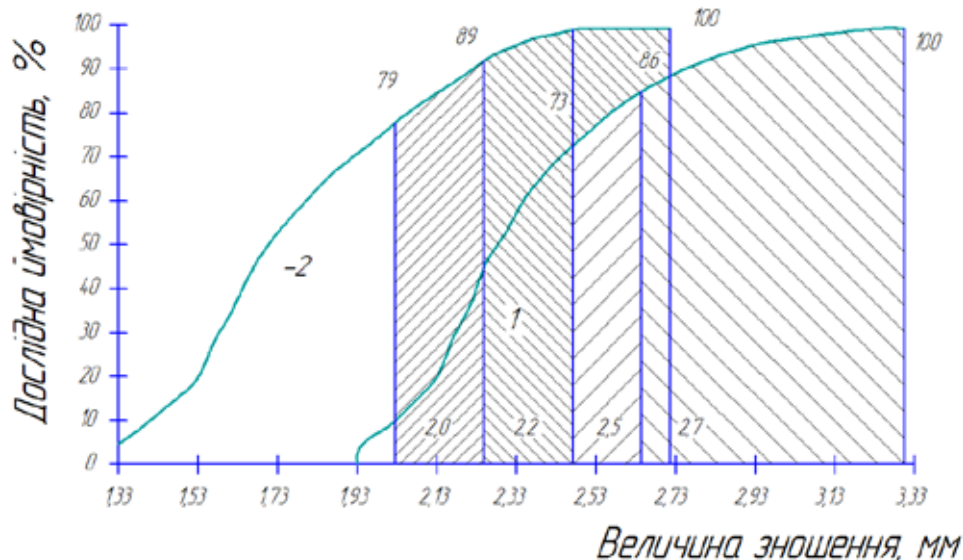


Рис. 2 - Накопичена ймовірність зношення сідел клапанів дизеля ЯМЗ-238НБ при капітальному ремонті: 1- випускні сікла клапанів; 2 – впускні сікла клапанів.

клапанних пар і їх притирання також збільшує утопання клапана, отже, сікла клапанів, які мають близьке до граничного зношування робочих фасок, будуть мати до наступного капітального ремонту збільшене утопання контрольного клапана. Тому доцільно відслідковувати сікла клапанів, що мають близьке до граничного значення зношення робочих фасок.

У дизелях ЯМЗ-238НБ, 13 % випускних і 10 % впускних сідел клапанів мають зношування близьке до граничного і становить відповідно 2,5-2,7мм і 2,0-2,2 мм.

Таким чином, у двигунах ЯМЗ-238НБ, що потрапили на капітальний ремонт близько 27 % випускних і 21 % впускних сідел клапанів досягли або мають близьке до граничного значення зношування.

Разом з тим необхідно відмітити, що при зовнішньому огляді вогневого днища головки циліндрів до 7 % випускних сідел клапанів у дизелях ЯМЗ-238НБ, ЯМЗ-240Б мають тріщини.

Проведена статистична оцінка показує, що близько 52% впускних і випускних клапанів можуть відновлюватися способом вільних ремонтних розмірів і близько у 41 % сідел клапанів, для відновлення їх роботоздатного стану необхідне застосування способів нарощування зношених поверхонь з послідуною механічною обробкою.

Сікла клапанів, які мають тріщини відновленню не підлягають і потребують випресування і заміни на нові.

Аналіз існуючих способів відновлення сікла клапана головки блока показує, що найбільш реалізованими являються:

Запресовування нових сідел клапанів у гнізда головок блока циліндрів номінального або ремонтного розміру, замість зношених або дефектних, з натягом 0,05 – 0,140 мкм.;

Відновлення сідел клапанів дизеля методом вставки чавунних кілець із наступної газовою заваркою в гарячому стані;

Відновлення головок блоку двигуна зі зношеними сідлами клапанів методом гарячого наплавлення;

Відновлення сідел клапанів методом запресовування кілець у клапанні гнізда з наступної холодною заваркою біметалічними електродами;

Являється явним, що представлені способи характеризуються значною трудомісткістю та собівартістю робіт, а їх довговічність і термовтомлена міцність залишається низькою, що вказує на необхідність розроблення і застосування більш ефективних способів.

При цьому розроблений спосіб повинен враховувати те, що найбільш значимими факторами, що впливають на зношування деталей спряження «сідло клапана-клапан», є питомий тиск на фаски клапанних пар і матеріал сідел клапанів, а другими по значимості факторами, що впливають на зношування фасок клапанних пар, є частота обертання розподільного валу і температура клапанних пар.

Для зменшення температурного градієнта, по діаметру сідла клапана і збільшенню термовтомленої міцності, необхідно збільшити його теплопровідність. Найбільш теплопровідним матеріалом є мідь. Тому одним із технологічних методів пропонується покривати сідла клапанів тонким шаром міді по діаметру сідла.

Мідне покриття наноситься гальванічним способом у ваннах із застосуванням пірофосфатних електролітів №7. Товщина мідного покриття не повинна перевищувати допуску на розмір і повинна бути не більше 20 мкм.

При запресовуванні сідел клапанів їх охолоджують у вуглекислоті. Послідуюча механічна обробка передбачає зенкерування та притирання робочої фаски клапанних сідел. Дана технологія ремонту сідел клапанів газорозподільчастого механізму дизеля дозволяє: Повторно застосовувати сідла клапанів, які знаходилися в експлуатації і досягли граничного зношування; Збільшити теплопровідність сідел і посадкових гнізд по діаметру, що дозволить вирівнювати температуру по діаметру і підвищити їх термовтомлену міцність.

Проведені дослідження обґрунтування напрямків підвищення довговічності деталей газорозподільчастого механізму дизеля модифікації ЯМЗ з врахуванням статистичної оцінки зношення деталей спряження «сідло клапан-клапан» дає можливість зробити наступні висновки:

1. Аналіз технічного стану двигунів, які поступають до капітального ремонту, показав, що близько 52% впускних і випускних клапанів можуть відновлюватися способом вільних ремонтних розмірів і близько 41 % сідел клапанів, для відновлення їх роботоздатного стану, потребують застосування способів нарощування зношених поверхонь з послідуною механічною обробкою;

2. Розроблення перспективних способів відновлення роботоздатності деталей спряження «сідло клапана-клапан» повинно ґрунтуватися на забезпеченні високої довговічності і термовтомленої міцності деталей з врахуванням того, що найбільш значимими факторами, що впливають на зношування деталей спряження є питомий тиск на фаски клапанних пар і матеріал сідел клапанів.

3. Застосування технології відновлення сідла клапанів електролітичним нанесенням тонкого шару міді з послідуною механічною обробкою дозволяє повторно

застосовувати сидла клапанів, які знаходилися в експлуатації і досягли граничного зношування, збільшити теплопровідність сидел і посадкових гнізд по діаметру, що підвищує термовтомлену міцність деталей та в цілому їх довговічність.

Література

1. Алексеев В. П. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, А. В. Грехов и др. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
2. Стефановский Б. С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей [Текст] / Б. С. Стефановский. – М.: Машиностроение, 1978.- 128с.
3. Аршинов В. Д. Ремонт двигателей ЯМЗ-240, ЯМЗ-240Н, ЯМЗ-240Б [Текст] / В. Д. Аршинов. – М.: Транспорт, 1978. – 310 с.
4. Артемьев Ю. Н. Основы надежности сельскохозяйственной техники [Текст] / Ю. Н. Артемьев. – М.: Машиностроение, 1980. – 175 с.
5. Артемьев Ю. Н. Качество ремонта и надежность машин в с/х. [Текст] / Ю. Н. Артемьев. – М.: Колос, 1991. – 239 с.

Паришкара В. В.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗОЛОТНИКОВОЇ ПАРИ НА РОБОТУ РОЗПОДІЛЬНИКА ГІДРОПІДСИЛЮВАЧА РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ЕНЕРГОНАСИЧЕНОГО ТРАКТОРА

Ключові слова: гідропідсилювач, розподільник, втулка, золотник.

Keywords: hydraulic actuator, distributor, bushing, the spool

Значну кількість тракторів, зайнятих сільськогосподарськими роботами, складають енергонасичені трактори, продуктивність, яких на 50...80 % вища в порівнянні з тракторами іншого класу. В значній мірі такий стан справи обумовлюється процесами їх гідрофікації.

На енергонасичених тракторах, як закордонного виробництва так і вітчизняного (Т-150, Т-150К та ін.), крім роздільно-агрегатної напівної гідросистеми, використовують гідросистеми керування коробкою передач, редуктором валу відбору потужності (ВВП), рульового керування, гідроамортизатори ходової частини та ін.

Ці системи виконують специфічні функції, працюють в умовах підвищеної запиленості навколишнього середовища, високих тисках робочої рідини, а тому до них висуваються підвищені вимоги до експлуатаційної надійності.

При цьому підвищені вимоги пред'являються до гідросистеми рульового керування, одним із вузлів якого є гідропідсилювач рульового керування (ГПК), в зв'язку з тим, що від технічного стану (ГПК) залежить надійність і безпека руху трактора.

Водночас на долю гідросистеми рульового керування трактора Т-150К і його модифікацій припадає до 16 % відмов від загальної їх кількості по трактору. Середнє напруження на відмову складає 260...463 мото-год. [1].

Більш детальний аналіз відмов складових гідропідсилювача тракторів Т-150К та його модифікацій в умовах експлуатації, показує, що одним із вузлів, який обумовлює втрату його роботоздатності, є розподільник, на долю якого припадає близько 20% відмов [1].

Забезпечення експлуатаційної надійності ГПК буде обумовлюватися технічним станом деталей спряжень основних вузлів, які в першу чергу впливають на його роботоздатний стан. До них можна віднести деталі спряження «втулка корпусу-

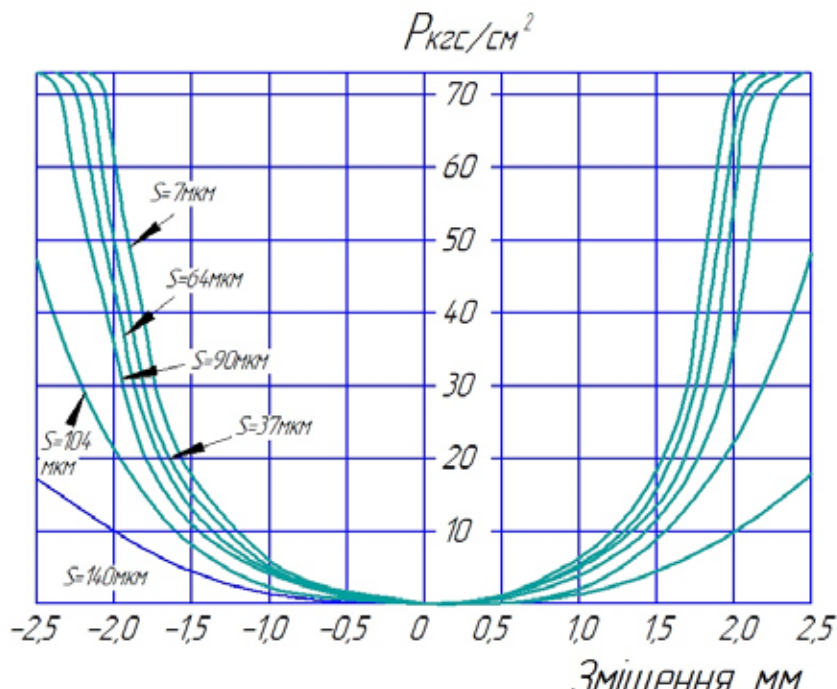


Рис.1 – Статичні характеристики розподільників.

золотник» гідророзподільника. На сьогоднішній день дане питання являється актуальним і потребує додаткових досліджень.

Метою роботи є дослідження функціональної залежності між технічним станом деталей з'єднання «втулка корпусу-золотник» гідророзподільника і вихідними (функціональними) показниками гідропідсилювача рульового керування.

Являється явним, що ефективна робота розподільника буде обумовлюватися зазором в спряженні «втулкою корпусу-золотник». В зв'язку з цим виникає необхідність дослідження залежності між динамікою зміни зазору в золотниковій парі розподільника гідросистеми рульового управління трактора Т-150К і надійною (ефективною) роботою гідросистеми.

В якості критерія для інтегральної оцінки технічного стану гідравлічної системи рульового керування виберемо зону нечутливості, яка характеризує люфт на рульовому колесі, який за технічними умовами не повинен перевищувати 30°, та зусилля на рульовому колесі, яке не повинно перевищувати 6 кгс [2].

Для дослідження впливу технічного стану деталей спряження «втулка корпусу-золотник» гідророзподільника на вказані функціональні параметри, були відібрані гідропідсилювачі рульові керування, зняті з тракторів в зв'язку з втратою роботоздатності по різних причинах.

На першому етапі досліджень за відомими методиками із [3], було проведено мікрометраж робочих поверхонь деталей (внутрішньої поверхні втулки та зовнішньої поверхні поясків золотника), який показав, що зазори в спряженні «втулка-золотник» досягали 140 мкм.

Для визначення зони нечутливості знімалися статичні характеристики розподільників:

$$P = f(x), \quad (1)$$

де P – тиск, що розвивається розподільником при зсуві x золотника від нейтрального положення.

Отримані результати досліджень представлені графічно на рис.1.

Аналіз отриманої характеристики показує, що збільшення зазору приводить до збільшення зони нечутливості. Так, для того, щоб досягти тиску 30 кгс/см^2 при зазорі 7 мкм , необхідно змістити золотник на $1,75 \text{ мм}$, в той же час, при зазорі 104 мкм цей зсув повинен бути $2,2 \text{ мм}$, тобто необхідне додаткове обертання рульового колеса.

Крім того, збільшення зазору приводить до того, що ділянка статичної характеристики, відповідна зоні насичення, зменшується, а, наприклад, при зазорі 104 мкм – відсутня. Це указує на те, що при даному і більшому зазорах розподільник не в змозі підтримувати максимальний тиск при повному зсуві золотника.

На наступному етапі досліджень на основі статичних характеристик розглядалась залежність між зазором в спряженні і зоною нечутливості:

$$h = f(S), \quad (2)$$

де h - величина зони нечутливості, мм.

S – величина зазору в золотниковій парі, мм.

Отримана функціональна залежність представлена в вигляді графіка на рис.2.

Аналіз представленої залежності показує, що при зазорі до 90 мкм на зону нечутливості більшою мірою впливає навантаження (тиск, що розвивається розподільником), чим зазор в золотниковій парі. Залежність збільшення зони нечутливості

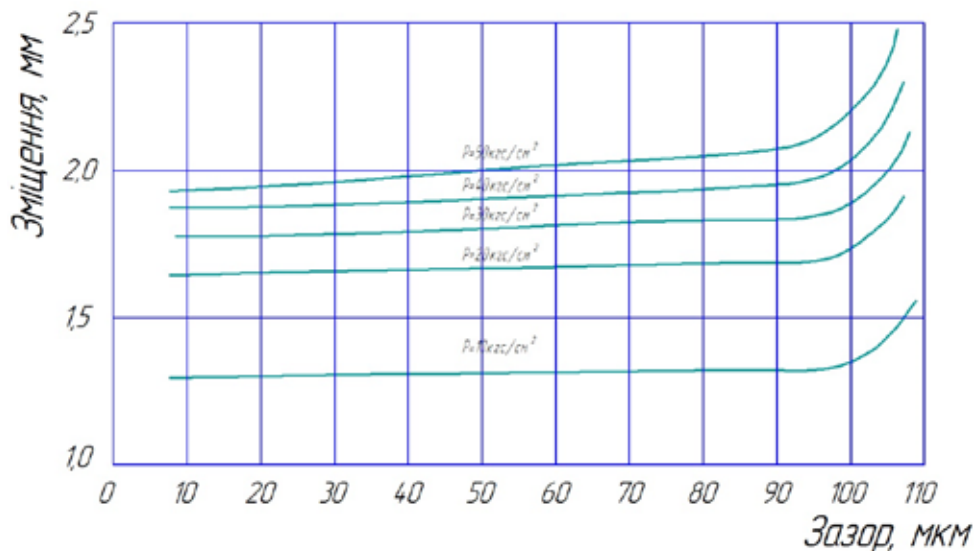


Рис. 2.- Вплив зазору в прецизійній парі розподільника на зону нечутливості.

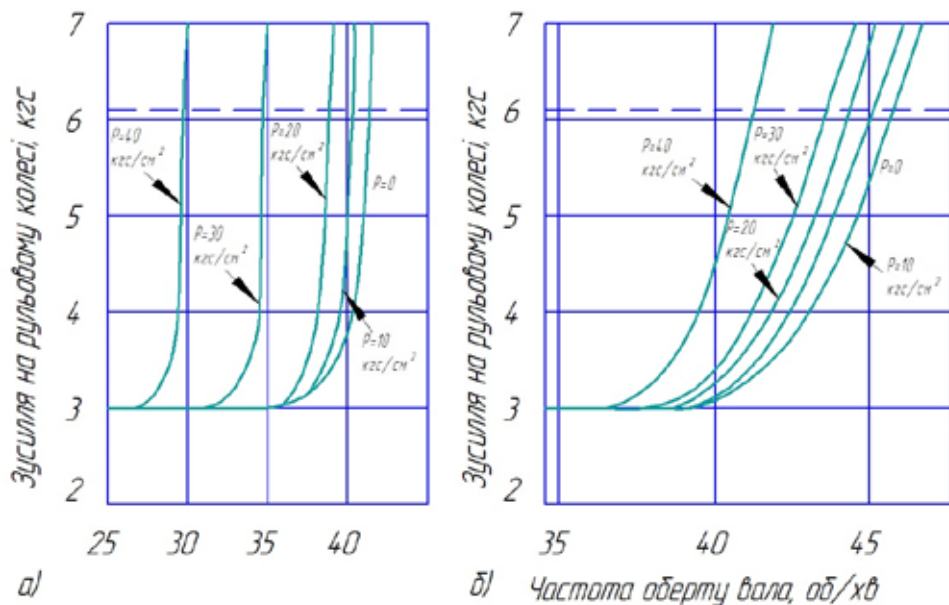


Рис.3 – Вплив частоти обертання вала рульового механізму на зусилля на рульовому колесі: а – при зазорі 67 мкм; б – при зазорі 7 мкм.

ті до зазору 90 мкм носить лінійний характер, причому приріст величини зони нечутливості на цій ділянці незначний.

При зазорі понад 90 мкм спостерігається різке зростання впливу зазору на зону нечутливості. Таким чином, можна вважати, що граничний зазор в золотникової парі по зоні нечутливості складає 90 мкм.

Для дослідження впливу граничного зазору в золотникової парі на зусилля на рульовому колесі були використані ті ж золотникові пари, що і для зняття статичних характеристик.

Частоту обертання вала рульового механізму визначали виходячи з часу повороту (ходу штока гідроциліндра) з одного крайнього положення в інше і кількості повних оборотів рульового колеса.

Зусилля на рульовому колесі визначали по перепаду тиску в гідроциліндрі приводу вала рульового механізму, з урахуванням сил тертя в елементах самого приводу.

Типовий графік зміни зусилля на рульовому колесі від частоти обертання вала представлений на рис.3.

Криву зміни зусилля можна розділити на дві ділянки. Перша ділянка характерна тим, що зусилля на рульовому колесі не залежить від частоти його обертання і другий – де цей вплив істотний.

Різке зростання зусилля можна пояснити наступним. Існує певна залежність між швидкістю повороту (швидкістю руху штока гідроциліндра) і швидкістю переміщення золотника. Принцип сервіровки зберігається за умови, якщо гідросистема рульового управління в змозі повернути трактор швидше, ніж це може зробити тракторист поворотом рульового колеса. Якщо цю умову порушити, то «злам» рам пови-

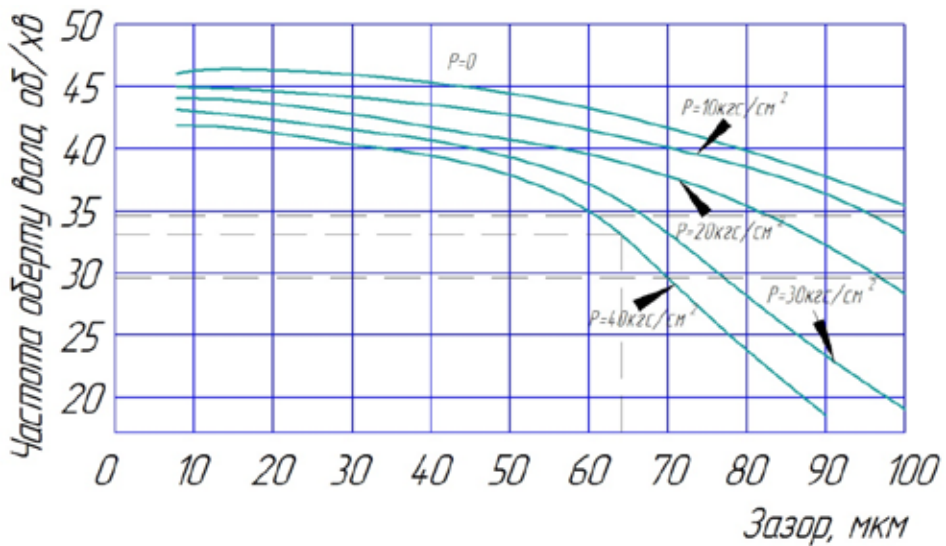


Рис. 4 – Вплив зазору в прецизійній парі розподільника на граничну частоту обертання валу рульового механізму.

нен відбулися за рахунок мускульної енергії водія, що, природно, спричиняє за собою різке зростання зусилля на рульовому колесі.

Друга ділянка кривої характерна тим, що кожному навантаженню на штоку гідроциліндра відповідає окрема гілка. Причому із збільшенням навантаження гілки зрушуються у бік зменшення граничної частоти обертання валу рульового механізму. Це викликано збільшенням внутрішніх витоків в гідроагрегатах при збільшенні тиску в гідросистемі. На підставі залежностей впливу частоти обертання валу на зусилля на рульовому колесі при різних зазорах в золотникових парах і навантаженні на штоку гідроциліндра була побудована залежність $n_{гр} = f(S)$ (де $n_{гр}$ – гранична частота обертання валу рульового механізму при зусиллі 6 кгс на рульовому колесі, $хв^{-1}$; S – зазор в золотниковій парі, мкм.) (рис.4).

Для визначення граничного зазору в золотниковій парі необхідно знати найбільш вірогідну частоту обертання валу рульового механізму.

За різними літературними джерелами ця величина знаходиться в межах 20-200 $град/с$ при максимальному значенні 360 $град/с$. При прийнятій частоті обертання 200 $град/с$ (33 $хв^{-1}$) і вірогідному навантаженню на штоку гідроциліндра, рівному 30-40 $кгс/см^2$ граничний зазор складає 65 мкм.

Граничне значення зазору, отримане по зусиллю на рульовому колесі менше, ніж отримане по зоні нечутливості. Тому слід вважати основним критерієм, що визначає граничну величину зазору в золотниковій парі, зусилля на рульовому колесі.

На основі проведених досліджень з виявлення функціональних залежностей між структурними параметрами технічного стану деталей спряження «втулка корпусу-золотник» і вихідними параметрами гідропідсилювача можна зробити наступні висновки:

1. Дослідження зони нечутливості за статичними характеристиками розподільників, показали, що зростання зазору в спряженні «втулка корпусу-золотник» приводить до збільшення зони нечутливості і при зазорі 104 мкм потребує додаткового прикладання зусилля для обертання рульового колеса і зсуву золотника до 2,2 мм, щоб виконати необхідний поворот трактора, і вказує на те, що при даному і більшому зазорах розподільник не в змозі підтримувати максимальний тиск при повному зсуві золотника.

2. Отримана функціональна залежність між зазором в золотниковому спряженні і зоною нечутливості показує, що залежність збільшення зони нечутливості до зазору 90 мкм носить лінійний характер, а її приріст на цій ділянці незначний, і при зазорі понад 90 мкм спостерігається різке зростання впливу зазору на зону нечутливості, що дає можливість вважати дане значення зазору як граничне.

3. Дослідження функціональної залежності між зазором в прецизійній парі розподільника і оптимальною частотою обертання валу рульового механізму (33 хв^{-1}), при вірогідному навантаженню на штоку гідроциліндра ($30\text{-}40 \text{ кгс/см}^2$) вказали на граничний зазор 65 мкм, що дає можливість вважати зусилля на рульовому колесі, основним критерієм, який визначає граничну величину зазору в золотниковій парі.

Література

1. Курчатын В.В. Надежность и ремонт машин [Текст] / В. В. Курчатын,
2. Н.Ф. Тельников, К. А. Ачкасов и др. Под ред. В. В. Курчатина – М.: Колос, 2000 – 276 с.
3. Черкун В.Ю. Гідравлічні системи тракторів Т-150 і Т-150К [Текст]/ В. Ю. Черкун, В. В. Шипов, І. П. Рябко, М. С. Бондар. – 2-е вид., доп. і перероб.- К.: Урожай, 1984.— 144 с.
4. Черкун В.Е. Ремонт и долговечность тракторных гидравлических систем [Текст] / В.Е. Черкун – М.: «Колос», 1972-256с.

Титаренко Р. О.

Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
магістрант кафедри
«Надійність і ремонт машин»

Мельянцов П.Т.

кандидат технічних наук, доцент,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
доцент кафедри
«Надійність і ремонт машин»

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ЩОДО ОЦІНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ РОБОТИ ВУЗЛА «КОРПУС-СТАКАН-ПІДШИПНИК» КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА

Ключові слова: трактор, коробка передач, довговічність, ремонт.

Keywords: tractor, transmission, durability, repairs.

Найбільш матеріалоемними вузлами енергонасичених тракторів, які в значній мірі лімітують ресурс трактора в цілому, є вузли та агрегати, в склад яких входять корпусні деталі з підшипниковими вузлами, а саме, коробки переміни передач, роздаточні коробки та ін.

Витрати на заміну зношених деталей підшипникового вузла «корпус – стакан – підшипник» новими досягає половини вартості ремонту агрегату і в цілому не дає очікуваного ефекту без ремонту посадочних місць під стакани підшипників, так як післяремонтний ресурс таких агрегатів складає близько 40 % від їх ресурсу до першого ремонту [1].

Не важко бачити, що довговічність підшипникового вузла буде обумовлюватися застосуванням передових технологічних процесів, оснащених спеціальним ремонтно-технологічним обладнанням, впровадження яких, при ремонті вузлів спряження «корпус – стакан – підшипник» забезпечить геометричні розміри деталей та необхідні фізико-механічні властивості відновлених поверхонь.

Такий підхід до вирішення питання ремонту вузлів спряження «корпус – стакан – підшипник» дозволить знизити витрати на ремонт та підвищити їх ресурс, що вказує на необхідність продовження досліджень в даному напрямку.

Метою роботи являється проведення аналітичних досліджень з визначення передумов для виявлення напрямків підвищення довговічності роботи вузла «корпус – стакан – підшипник».

Підшипниковий вузол «корпус-стакан-підшипник», складається з двох спряжень, а саме, «корпус-стакан» та «стакан-підшипник», що дає можливість віднести його до системи з послідовним з'єднанням елементів, безвідмовна роботи якої визначається за формулою множення ймовірностей незалежних подій і визначається за виразом [2]:

$$P_{\sigma} = P_{\kappa} \cdot P_{zc} \cdot P_{\sigma c} \cdot P_n, \quad (1)$$

де P_{σ} – ймовірність безвідмовної роботи вузла «корпус-стакан-підшипник»;

P_{κ} – ймовірність безвідмовної роботи поверхні корпусу, що спрягається із стаканом;

P_{zc} – ймовірність безвідмовної роботи зовнішньої поверхні стакану;

$P_{\sigma c}$ – ймовірність безвідмовної роботи внутрішньої поверхні стакану;

P_n – ймовірність безвідмовної роботи зовнішньої поверхні кільця підшипника.

Робоча поверхня зовнішнього кільця підшипника має значно більшу довговічність, тому приймаємо, що $P_n \approx 1$ і в подальших розрахунках цю складову не будемо враховувати.

Ймовірність безвідмовної роботи внутрішньої поверхні корпусу, що знаходиться в спряженні з стаканом, можна визначити за виразом [3]:

$$P_{\kappa} = 1 - K_{n.d.\kappa}, \quad (2)$$

де $K_{n.d.\kappa}$ – коефіцієнт повторюваності дефекту корпусу від загальної кількості продефектованих деталей.

Ймовірність безвідмовної роботи зовнішньої та внутрішньої поверхонь стаканів можна визначити за виразом [3]:

$$P_{zc} = 1 - K_{n.d.zc}, \quad (3)$$

$$P_{\sigma c} = 1 - K_{n.d.\sigma c}, \quad (4)$$

де $K_{n.d.zc}$ та $K_{n.d.\sigma c}$ – коефіцієнти повторюваності дефекту відповідно зовнішньої та внутрішньої поверхні стакану від загальної кількості продефектованих стаканів.

Значення $K_{n.d.\kappa}$, $K_{n.d.zc}$, $K_{n.d.\sigma c}$ визначають згідно з відомою методикою [4] за виразами:

$$K_{n.d.\kappa} = \frac{n_{\kappa.d.}}{n_{n.d.}}, \quad (5)$$

де $n_{\kappa.d.}$ – кількість корпусних деталей з дефектом отвору під стакан, од.;

$n_{n.d.}$ – загальна кількість продефектованих корпусних деталей, од.

$$K_{n.d.zc} = \frac{n_{c.z.d.}}{n_{c.n.}}, \quad (6)$$

$$K_{n.d.\sigma c} = \frac{n_{c.\sigma d.}}{n_{c.n.}}, \quad (7)$$

де $n_{c.z.d.}$ та $n_{c.\sigma d.}$ – кількість стаканів з дефектом відповідно зовнішньої та внутрішньої поверхонь стаканів, од.;

$n_{c.n.}$ – загальна кількість продефектованих деталей типу «стакан».

Значення коефіцієнтів визначаються із відомостей дефектації при проведенні експериментальних досліджень зносів вказаних деталей та їх поверхонь.

Враховуючи те, що ймовірність безвідмовної роботи стакану визначається як добуток ймовірностей безвідмовної роботи зовнішньої та внутрішньої поверхонь, а саме:

$$P_c = P_{zc} \cdot P_{в.с}, \quad (8)$$

Можна зробити висновок, що ймовірність безвідмовної роботи вузла буде в основному визначатися ймовірністю безвідмовної роботи стакану, так як P_c в кінцевому випадку буде значно меншим від P_k . Тому всі подальші дослідження щодо підвищення довговічності (ресурсу) вузла «корпус-стакан-підшипник» будуть направлені на розроблення технології відновлення стакану.

Проведений аналіз літературних джерел показав, що відновлення зношених деталей машин наплавленням є одним з найефективніших способів підвищення їх довговічності, який дозволяє відновлювати геометричні розміри зношених деталей, надавати наплавленому металу наперед задані фізико-механічні властивості.

В цілому проведені теоретичні дослідження визначення передумов для виявлення напрямків підвищення довговічності роботи вузла «корпус-стакан-підшипник» коробки передач дають можливість зробити наступні висновки:

1. Ймовірність безвідмовної роботи вузла «корпус-стакан-підшипник» визначається ймовірністю безвідмовної роботи стакану, так як ця деталь має дві поверхні, добуток ймовірностей безвідмовної роботи яких завжди буде меншим ймовірності безвідмовної роботи отвору корпусної деталі.

2. Подальші дослідження щодо підвищення довговічності (ресурсу) вузла «корпус-стакан-підшипник» і коробки передач в цілому необхідно сконцентрувати на технології відновлення стакану.

Література

1. Анілович В. І. Прогресивні технології ремонту тракторів Т-150, Т-150К [Текст] / В. І. Анілович. – К.: Урожай, 1990. – 216 с.
2. Кряжков В. М. Надежность и качество сельскохозяйственной техники [Текст] / В. М. Кряжков. – М.: Агропромиздат, 1989. 335 с.
3. Курчаткин В.В., Тельнов Н.Ф., Ачкасов К.А. Надежность и ремонт машин [Текст] / В.В. Курчатник, Р. Ф. Тельнов, К.А. Ачкасов – М.: «Колос», 2000.-775 с.
4. Технические условия и указания по дефектовке деталей и сопряжений при ремонте шасси трактора Т-150К. – М.: ГОСНИТИ, 1989. – 230 с.

АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ ТА ШЛЯХИ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ

В статті розглядається експлуатаційна надійність відцентрових насосів типу НК, наводиться розподіл відмов по вузлам насосного агрегату та визначаються найбільш ненадійні. Встановлено найбільш вагомий вид зносу деталей насосу та розроблено шляхи підвищення експлуатаційної надійності.

Ключові слова / keywords: відцентровий насос / centrifugal pump, надійність / reliability, вид зносу / type of wear, робоче колесо / the impeller, технічний стан / technical condition.

Згідно аналітичних досліджень та обстеження насосного парку нафтопереробних підприємств близько 78 % всіх насосних агрегатів це відцентрові насоси [1], які працюють в досить тяжких умовах і від їх надійної роботи зажить робота всієї нафтобази. Насосний агрегат марки НК 210/200 умовно складається з п'яти складових частин (рис. 1): електродвигун, муфти, підшипниковий вузол, система охолодження та насос [2].

Для оцінки технічного стану вузлів насосного агрегату необхідно в першу чергу знати перелік підлеглих контролю спряжень і параметрів, визначаючих їх працездатність. Їх вибирають виходячи з конструктивно-функціонального аналізу об'єкта з врахуванням даних про технічний стан складових частин насосного агрегату, отриманих в процесі експлуатації.



Рис. 1. Насосний агрегат типу НК.

1-електродвигун, 2-зеднувальні муфти, 3-підшипниковий вузол,
4-система охолодження (показано умовно), 5-насос.

Таблиця 1

Стан складових частин насосного агрегату

№	Найменування	Характеристика дефектів	%
1	Електродвигун	Пошкодження обмотки, знос підшипників, розбиття шпонкової канавки привідного валу, знос посадкових поверхонь під підшипники.	1
2	Вузол муфт (2 шт)	Зрізання шпонки, розбиття шпонкового пазу, руйнування проміжного валу та муфти.	2
3	Підшипниковий вузол	Знос посадкових місць під підшипники, руйнування сепаратора, знос обойм, заклинювання, знос бігової доріжки та інше.	23
4	Система охолодження	Руйнування або пошкодження ущільнювача, тріщини в корпусі рубашки.	2
5	Насос	Руйнування корпусу насоса (равлика), знос та руйнування робочого колеса, знос вала, пошкодження ущільнювача, пошкодження гайки робочого колеса та інше.	72

Розбирання насосного агрегату дозволило виявити стан їх складових частин (табл. 1. та рис. 2).

Аналіз діаграми (рис.2) показав, що лівова доля відмов насосного агрегату припадає на насос та підшипниковий вузол вони відповідно становлять 72% та 23 %. Пояснюються відмови даних вузлів нестабільною роботою насосного агрегату, тобто коливанням подачі нафтопродуктів яке сягає 38 % між мінімальною та максимальною подачею [1], внаслідок чого виникає втомне руйнування деталей насоса та зароджуються вібрації які передаються на підшипниковий вузол. Напрацювання насосів на відмову в залежності від подачі наведено на рисунку. 3.

Більш детальний розгляд представленого розподілу (рис. 2) приводить до висновку, що близько 72 % гідромашин потрапляє в ремонт в зв'язку з порушенням

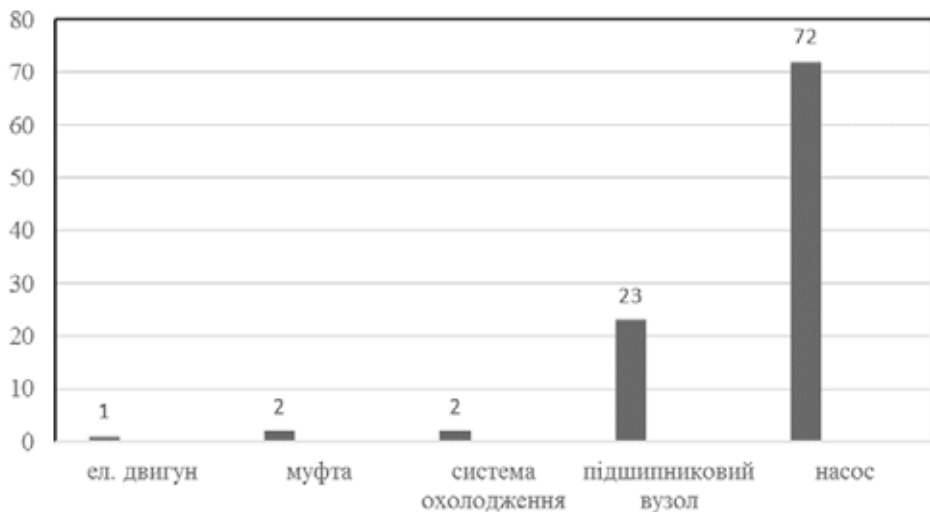


Рис. 2. Відмови насосного агрегату

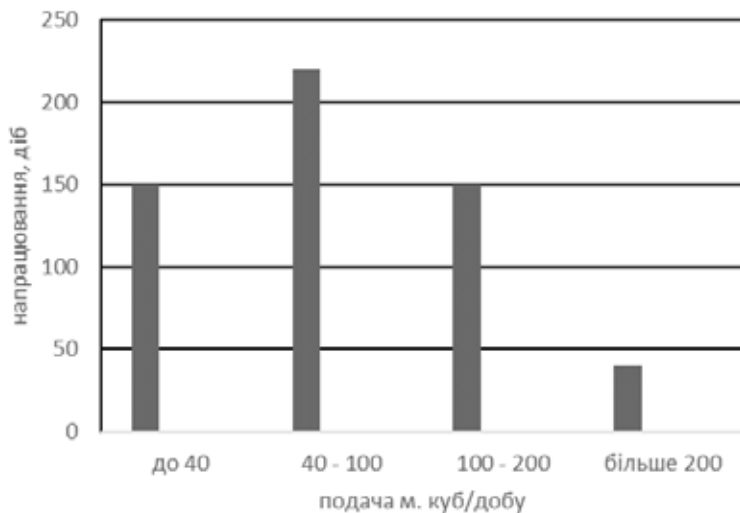


Рис. 3. Напруцювання на відмову насоса НК при різних значеннях подачі

технічного стану деталей і спряжень насосу. При цьому на спрацювання робочого колеса припадає 45...50 % відказів насосу, спрацювання валу – 30..35 %, пошкодження ущільнень – 2..3 %, руйнування гайки робочого колеса – 2 %, пошкодження равілика 4...6 % інші близько 5 %.

Слід враховувати, що на вказані вище складові частини їх деталі та спряження відсутні обґрунтовані параметри технічного стану, а також їх практичні та допустимі значення. В зв'язку з цим технічний стан спряжень визначався аналітично і заключення про їх технічний стан давалось на якісному рівні. Але все ж не дивлячись на відсутність обґрунтованих параметрів технічного стану, аналіз технічного стану насосів показав, що основна доля їх відмов (близько 50 %) приходить на зношення робочих коліс.

Основними шляхами підвищення надійності є чітке розуміння природи виходу з ладу деталей насосу та розробити чіткі критерії визначення їх технічного стану. Очевидно, що більшість відмов робочого колеса виникають внаслідок втоми матеріалу, тому необхідні методики розрахунку напружено-деформованого стану деталей коліс для подальшого вибору їх матеріалу для конкретних умов роботи. І також необхідно чітко дотримуватись норм проведення регламентованих робіт з технічного обслуговування.

Література:

1. Закиричняя М.М. Прогнозирование долговечности рабочих колес центробежных насосных агрегатов при перекачивании тяжелых нефтепродуктов [Электронный ресурс] / Закиричняя М.М., Деватов А.Р. Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело», 2011, № 6 режим доступа <http://www.ogbus.ru>
2. Насосы НК нефтяные [Электронный ресурс] / режим доступа <http://stoky.kz/c/i/519/nasosy-nk-neftyanye.html>.

МЕХАНИЗАЦИЯ В СТРОИТЕЛЬСТВЕ

Ключевые слова: комплексная механизация, автоматизированные процессы, автоматические процессы, структура комплексной механизации, ведущая машина.

Keywords: complex mechanization, automated processes, automatic processes, the structure of complex mechanization, leading car.

В наше время строительство не может существовать без использования машин и механизмов. Комплексная механизация строительной отрасли является основным вектором технического прогресса в строительстве.

Механизация строительного производства – это замена ручных средств труда.

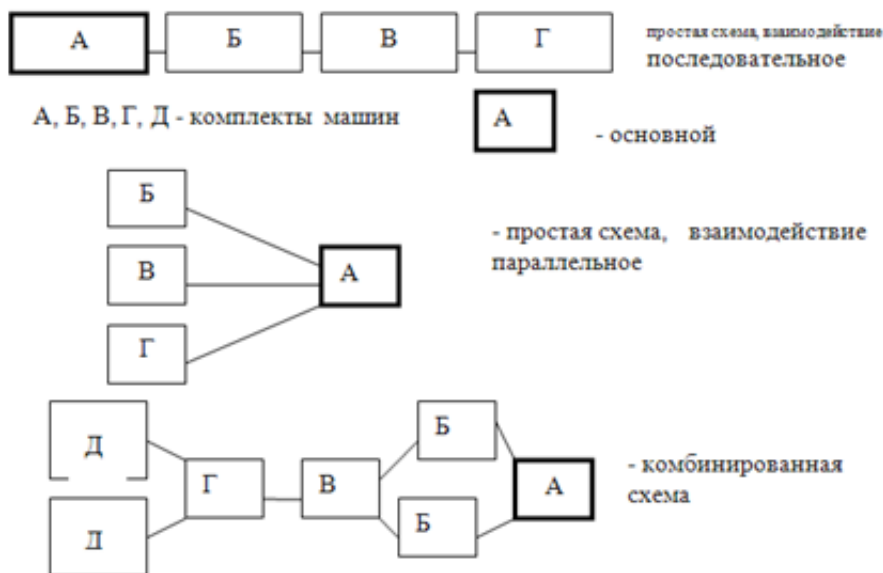
В зависимости от способа выполнения строительные процессы классифицируются:

- на ручные (немеханизированные), выполняемые с использованием ручного инструмента и приспособлений;
- полумеханизированные, осуществляемые с применением механизированного инструмента и приспособлений;
- частично механизированные, когда основная часть выполняется машинами;
- комплексно или полностью механизированные, когда все строительные процессы выполняются машинами;
- автоматизированные, когда операции выполняются машинами-автоматами.

В настоящее время принимаются меры для увеличения числа операций технологического процесса, ряда работ которые выполняются машинами. Строительство стремится к наивысшей ступени механизации процессов – автоматизации.

Нельзя путать автоматизированные и автоматические процессы. Особенность первого случая заключается в том, что автоматизированы только некоторые элементы процесса и для получения конечной строительной продукции требуется вмешательство человека, во втором – особую роль занимают автоматические устройства, полностью заменяющие ручной труд, которые обеспечивают необходимый уровень производительности труда и высокое качество работ. При использовании комплексной автоматизации автоматизированы операции управления, все основные процессы, а роль человека заключается в наблюдении за устройствами, работающими в автоматизированном режиме.

Основа комплексной механизации – рациональный выбор машин и оборудования, который в свою очередь обеспечивает эффективное выполнение работы в согласованных режимах, связанных по условиям качественного производства работ и производительности.



«Структура комплексной механизации» **рисунок 1**

Формируются специализированные комплексы машин (СКМ) для выполнения различного вида строительно-монтажных работ, представляющие из себя систему машин, которые увязаны по производительности, основным конструктивным параметрам и технологическому назначению. В специализированных комплексах машин выделяют ведущую и вспомогательные (комплектующие) машины. Ведущая выполняет самую дорогостоящую и трудоемкую технологическую операцию, а вспомогательные машины работают совместно с ведущей.

Структуру комплексной механизации можно отобразить в виде комплексов машин, которые взаимосвязаны между собой и взаимодействуют друг с другом параллельно либо последовательно. Такая структура может быть комбинированной либо простой, она показана на рис. 1. Комплексы машин, работающих в параллельной схеме, взаимодействуют независимо друг от друга, за исключением ведущей машины. В последовательной схеме машины взаимозависимы, и простой одной машины вызывает простой остальных. Для наибольшей эффективности комплексной механизации гораздо важнее наиболее рациональное использование машин в технологическом процессе, чем количественное увеличение машин СКМ.

Комплексную механизацию оценивают по уровню и эффективности. Уровень комплексной механизации данного вида работ $Y_{к.м}$ – это выраженное в процентах отношение объема работ, который выполнен комплексно-механизированным способом, к общему объему работ P_0 , мЗ:

$$Y_{к.м} = P_{к.м} / P_0 * 100\%;$$

Для оценки эффективности использования механизации обращается внимание на затраты (или прибыль) выполненных работ при использовании передовых технологий с соблюдением требований по безопасности и экологии.

Литература

1. Вербицкий Г.М. Комплексная механизация строительства. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеанского гос. ун-та, 2006. – 265 с.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ GEODOME В СЕВЕРНЫХ РАЙОНАХ РОССИИ

Ключевые слова: полезные ископаемые, вахтовый метод, мобильные здания, обтекаемость, технология «GEODOME», купол, быстровозводимые здания, автономность здания.

Keywords: minerals, shift method, mobile buildings, streamlined technology «GEODOME», dome-fabricated buildings, building autonomy.

В настоящее время значительно расширилась область применения мобильных зданий, предназначенных, в первую очередь, для быстрого возведения временных поселков геологов, строителей и других категорий населения. Это связано с выполнением различных социальных программ, устранением последствий природных и техногенных катастроф, развитием туризма и др. Северные районы объединяют специфические климатические и территориальные особенности, требующие специального подхода.

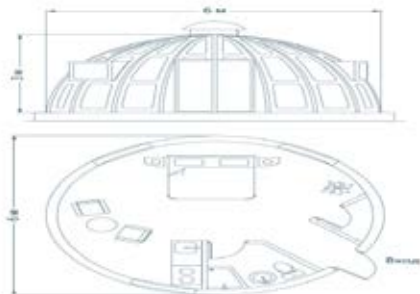
Суровость природных условий характеризуется сочетанием таких неблагоприятных факторов, как:

- длительность зимнего периода 130-250 дней в году;
- низкие температура воздуха (до -60°C);
- мощный снежный покров;
- сильные ветры до 25-30 м/сек.

Специфика применения мобильных зданий, связанная с их транспортировкой и использованием в экстремальных условиях, зачастую диктует необходимость поиска новых пространственных форм.

В настоящий момент разработаны системы, которые помогают решить проблемы, связанные с транспортировкой мобильных конструкций. Одной из таких систем является конструктивное решение GEODOME (рис. 1).

Данная технология обладает рядом отличных технических и эксплуатационных характеристик. Кроме того, обладает необычным архитектурным стилем.



«Система GEODOME» рисунок 1



«FRP панель системы GEODOME» **рисунок 2**

Технология мобильных зданий GEODOME разработана Южной Кореей.

Технология GEODOME позволяет в кратчайшие сроки возводить бескаркасные самонесущие куполообразные сооружения из FRP (Fiber-Reinforced Plastic) панелей (рис. 2), изготовленных из армированного стекловолокна с тепло- и гидроизоляцией.

Конструкция оказывает минимальная нагрузку на фундамент), низкая (вплоть до нулевой) усадка.

Прочность конструкции обеспечена используемым материалом, а жесткость – продольными и поперечными ребрами жесткости.

Армированное стекловолокно состоит из комбинации полиэфирной смолы, стекловолокна и усиливающих материалов из стальной сетки.

Крепление панелей между собой осуществляется болтовыми соединениями. Герметичность стыков предусмотрена конструктивным решением (используются резиновые прокладки).

Основными характеристиками зданий GEODOME являются:

- долговечность конструкции (до 50 лет);
- возведение в кратчайшие сроки в условиях северных районов;
- выдерживает ветровую нагрузку до 28 м/с (испытания в аэродинамической трубе);
- устойчивость к температурным колебаниям от минус 70 °С до плюс 120 °С;
- панели GRP огнестойки и не подвержены коррозии, плесени, ржавчине, не подвержены воздействию микроорганизмов, химически не активны;
- возможность сборки-разборки до 5 раз;
- идеальная форма для внутренних воздушных потоков, что позволяет быстро отапливать или охлаждать помещение, затрачивая при этом на 30–50% меньше энергии, чем в модульных зданиях прямоугольной формы.

Климатические и технологические особенности возведения и эксплуатации зданий и сооружений в районах севера с суровым климатом предъявляют к конструкциям «северного исполнения» повышенные требования по несущей способности, надежности, максимальной заводской готовности и сочетанию с другими конструкциями.

Литература

1. Енджиевский Л.В., Надеяев В.Д., Петухова И.Я. Каркасы зданий из легких металлических конструкций и их элементы: учеб. пособие – 2-е изд., перераб. и доп. – Красноярск: ИПК СФУ, 2010. – 248 с.

Юшук І.В.

ст. викладач кафедри інформатики

Овчарук В.О.

доцент, к.т.н. кафедри інформатики

Вовкодав Н. І.

доцент к.фіз.-мат.н. кафедри інформатики,

Сєдих О.Л.

ст. викладач кафедри інформатики

National University of Food Technologies, Kyiv

THE INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE SIZE OF EQUIPMENT ON THE CARBONATION PROCESS IN SUGAR PRODUCTION

The paper studies influence of the size of equipment for saturation in crude juice purifying process in sugar production. Parametric diagrams and a mathematical model for calculation of carbonation process are developed. It is established that theoretical size of saturator is smaller than the size of machines used in sugar factories. Saturation of carbonation gas with carbon dioxide has negative impact on its utilization rate.

Key words: calculations optimization, crude juice purifying, sugar production.

Робота присвячена дослідженню впливу розміру обладнання для сатурації в процесі очищення дифузійного соку в цукровому виробництві. Розроблена математична модель і параметричні схеми для розрахунку процесу карбонізації. Встановлено, що теоретичний розмір сатуратора менше тих апаратів, що використовуються на цукрових заводах. Насичення сатураційного газу діоксидом вуглецю негативно впливає на коефіцієнт його використання.

The main task of crude juice purifying by limewater and carbonation gas is the maximum possible removal of nonsugars and obtaining of sludge with high sedimentation filtration rates.

The most widespread in factory practice are technological schemes of cold (warm) and hot purifying of crude juice, which include preliming and combined cold (warm) and hot main liming.

In this case high quality of semi-products is achieved due to the presence of the cold (warm) stage in main liming, on which with decreasing of temperature of sugar-containing solution solubility of lime increases, and direction of reactions of reducing substances dissolution changes towards the formation of little colored substances. These substances are well-absorbed in the first saturation process, their chromaticity decreases while intensive decomposition of chromophore systems in dye molecules happens, and in case of cold crude juice heating, due to reducing of lime solubility, forms supersaturated sugar-lime solution, which with further saturation passes through the stage of gel that has high adsorption properties.

Nevertheless, purifying of crude juice using the scheme of cold- (warm-) hot main defecation doesn't always give high quality and high sedimentation filtration rates at the same time.

One of the radical methods of improvement of sedimentation and filtration prop-

erties of sludge is presaturation processing. Therefore, in industrial practice, especially in foreign countries, purifying schemes, where to get sludge with good sedimentation and filtration properties used predefecosaturation or previous defecation in combination with predefecosaturation, are very popular. As the result, macromolecular substances and substance of colloidal dispersion coagulate with simultaneous dehydration and get adsorbed on the surface of the formed crystals of calcium carbonate.

Perspective ways of crude juice purifying, not only with maximum purification effect, but also with formation of good sedimentation and filtration properties of sludge, are schemes with separation of the main mass of nonsugars coagulate till the main liming. Increase of purification efficiency based on preventing of sludge dissolution during the main liming, and increasing of efficiency of the first saturation conducting on clean sludge of calcium carbonate.

At sugar factories recommended for wide implementation technological scheme of crude juice purifying with progressive preliming, combined main defecation, defecation before the second saturation with recirculation of the whole thickened suspension of the second saturation juice together with a part of the first saturation unfiltered juice on preliming.

The Department of Informatics (NUFT, Kyiv) worked on optimization of the calculation process of the equipment intended for absorption of carbon dioxide with the purpose of neutralization of calcium hydroxide during the crude juice purifying in sugar production.

With this aim was developed a mathematic model for calculation of technological process of saturation, parametric scheme of which is shown on pic. 2. On the first saturation with participation of calcium carbonate finishes formation of sludge with necessary for its separation sedimentation and filtration properties.

Quantity of removed from the juice on the first saturation by adsorption and co-crystallization nonsugars is much influenced not only by lime expenses, but also by the following parameters:

- calcium hydroxide content in the juice during the crystallization of calcium carbonate;
- temperature;

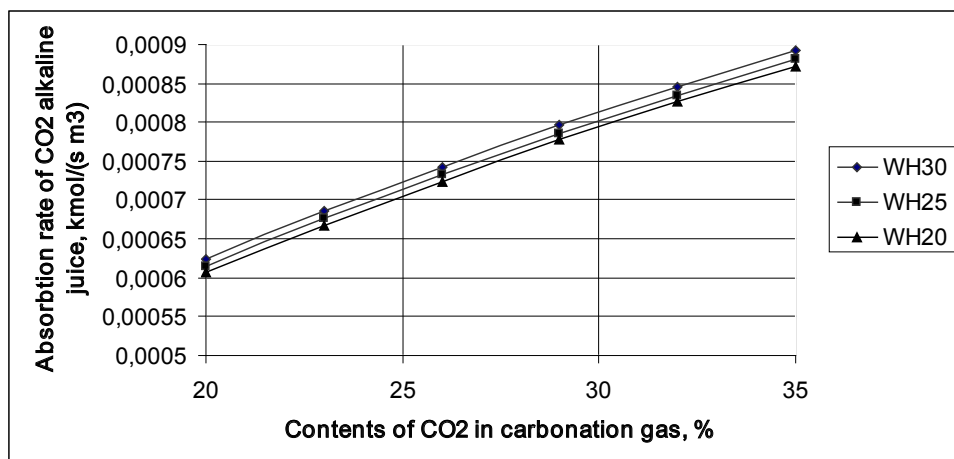


Fig. 1. Dependence of CO₂ absorption speed on its content in carbonation gas and the machine diameter (WH30 – 3 m; WH25 – 2,5 m; WH20 – 2 m).

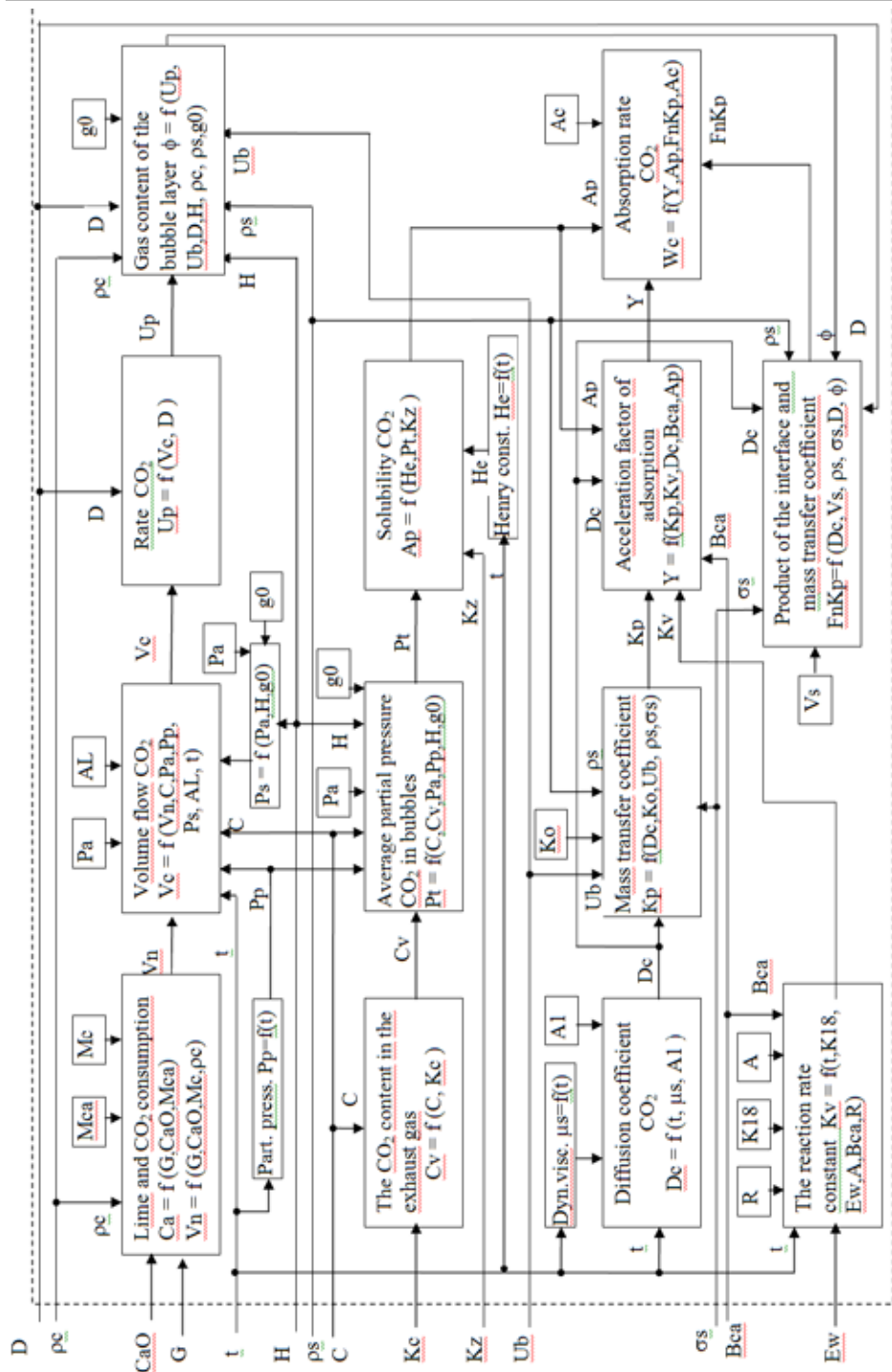


Fig. 2. Parametric diagram of mathematical model for calculating the rate of absorption of CO₂ in the saturator

- carbon dioxide absorption speed;
- surface area and amount of charge of calcium carbonate particles;
- linear speed of calcium carbonate crystallization, etc.

High index of using of carbon dioxide prevents factory work from overspendings of lime, fuel and energy, and significantly improves management of first saturation.

Degree of utilization of carbon dioxide is influenced by the following parameters:

- calcium hydroxide content in the juice, that is in the saturator;
- interface between gas and juice;
- intensity if juice mixing, etc.

The ultimate goal of this work was achievement of optimal value of the saturator diameter depending on carbon dioxide content in the carbonation gas.

It has been found that when the amount of carbon dioxide in the carbonation gas reduces to 20% extent of absorption increases approximately to 70%.

During optimization was taken into account interconnection of the mentioned process parameters and a control calculation was made. From the table data were obtained equations used in the mathematical model [1].

This is Henry constant for the temperature within 20 – 90 °C, which defined by the formula obtained using the method of least squares with absolute deviation only $\delta^2 = 1,6 \cdot 10^{-2}$

$$He = 1,654 \cdot 10^{-4} t^2 - 9,162 \cdot 10^{-3} t + 0,157 \quad (1)$$

where D – saturator diameter, m; H – level of juice in the apparatus, m; Gz – plant capacity, ton/day; t – temperature of the process, °C; S – sugar content of juice, %; CaO – lime consumption for cleaning, % to the mass of beet; C – content of CO₂ in carbonation gas, %; Kc – degree of CO₂ utilization; Ac – initial concentration of CO₂; ps – juice density, kg/m³; pc – density of CO₂, kg/m³; vs – kinematic viscosity of juice, m²/s; σs – surface tension on a phase-separation surface, N/m; Ub – rate of gas bubbles floating, m/s; Ew – activation energy, J/mol; Bca – concentration of calcium hydroxide in juice, kmol/m³; Ko – coefficient of resistance during mass transfer; Kz – coefficient of sugar content; g0 – acceleration of gravity; Mca – molecular mass of CaO; Mc – molecular mass of CO₂; K18 – reaction rate constant at temperature of 18 °C; α – expansion coefficient; Pa – atmospheric pressure; R – universal gas constant; A, A1 – coefficients; G – plant capacity, kg/s; μs – dynamic viscosity of juice, (N·s)/m²; He – Henry's constant; Pp – partial pressure of water vapour, mPa; Ca – lime consumption, kmol/s; Vn – quantity of CO₂ for lime neutralization, m³/s; Vc – volumetric carbonation gas consumption, considering the temperature, pressure, and juice layer squeezing, m³/s; Dc – coefficient of carbon dioxide diffusion in juice, m²/s; Kp – mass transfer coefficient, m/s; Ap – solubility of CO₂ in aqueous solution of sucrose, kmol/m³; Wc – rate of CO₂ absorption by alkaline juice, kmol/m³.

Value of the equilibrium partial pressure of water vapour, determined by the equation, obtained with absolute accuracy $\delta^2 = 4,818 \cdot 10^{-3}$

$$P = 2,48 \cdot 10^{-4} t^2 - 2,0613 \cdot 10^{-2} t + 0,5252 \quad (2)$$

and value of the dynamic viscosity of juice, obtained by the approximate formula, with mean square error $\delta^2 = 5,38 \cdot 10^{-10}$

$$\mu = 2 \cdot 10^{-7} t^2 - 3,8 \cdot 10^{-5} t + 2,27 \cdot 10^{-3} \quad (3)$$

Conclusions. The result of the work is the determination that theoretical size of the saturator is smaller than the size of machines used on sugar factories, and it changes from

2,5 to 2,1 metres with increasing of content of carbon dioxide in carbonated gas. Saturation of carbonation gas with carbon dioxide has negative influence on its utilization rate. With two times increase of CO_2 content in the gas its efficiency of use decreases for 25% (fig. 1).

REFERENCES TRANSLATED AND TRANSLITERATED

1. Logvin V.M. Intensifikatsiya pershoi saturatsii [Intensification of the first saturation] // Navchalnyi posibnik. – K., 1995. – 92 p.
2. Kishinevskiy M.H., Armash A.C. Eksperimentalnaya proverka teoreticheskikh uravneniy absorptsii, soprovozhdayushchihsia himicheskoy reaktsiei [Experimental verification of the theoretical equations of absorption accompanied by a chemical reaction] // Prikladnaya himiya, 1966. – T. 39. – p. 1487 – 1492.

Короткий А. А.

ФГБОУ ВПО

«Донской государственный
технический университет» (ДГТУ),
доктор технических наук, профессор;

Журавлева М. А.,

ФГБОУ ВПО ДГТУ, аспирант.

АНАЛИЗ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ ЗАБОЛЕВАНИЙ У РАБОТНИКОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ

Ключевые слова / Keywords: Охрана труда / labour protection; производственная среда / working environment; мониторинг условий труда / monitoring of working conditions; профессиональные заболевания / professional disease; статистика / statistics;

Основной задачей научных разработок в направлении улучшения условий труда является приведение факторов производственной среды к оптимальному состоянию для сохранения жизни и здоровья рабочих и повышения их работоспособности.

Объективная оценка фактического уровня условий труда является важной предпосылкой для организации работы по их улучшению. Оценка фактического состояния производственных условий труда должна основываться на учете последствий их влияния на организм рабочих. Качественная и количественная оценка совокупного влияния всех производственных факторов на здоровье и работоспособность работающих выражается в показателе тяжести труда.

Из-за воздействия условий труда на организм человека на каждом производстве формируются определенные функциональные состояния организма: нормальное, пограничное и патологическое. Тяжесть труда характеризует степень воздействия условий труда на здоровье рабочих. Разработанная НИИ труда «Медико-физиологическая классификация работ по тяжести» позволяет разделить все виды работ на шесть основных категорий:

Первая категория тяжести включает в себя работы, выполняемые в комфортных условиях и благоприятных величинах нагрузок.

Вторая категория тяжести включает в себя работы, которые выполняются в условиях, не превышающих предельно-допустимые значения факторов производственной среды.

Третья категория тяжести объединяет работы, выполнение которых происходит в не вполне благоприятных условиях труда. Эти работы приводят организм рабочих к пограничному состоянию.

К четвертой категории относятся работы, выполнение которых происходит в неблагоприятных условиях труда. Это приводит к более глубокому пограничному состоянию у здоровых людей.

Пятая категория тяжести включает в себя работы, которые выполняются в неблагоприятных и даже экстремальных условиях труда и приводят к формированию патологических состояний.

Работы, которые относятся к шестой категории тяжести, проводятся в условиях частых внезапных перегрузок. Они приводят к тяжелым нарушениям функций жизненно важных органов. [1]

Работа в неблагоприятных условиях труда приводит к формированию у людей профессиональных заболеваний, которые возникают под воздействием вредных производственных факторов.

Федеральной службой государственной статистики проводятся статистические наблюдения за состоянием условий труда и компенсациями рабочих за работу во вредных и опасных условиях труда. Данная работа проводится для формирования информационной базы данных, включающей в себя информацию о состоянии дел в исследуемой области, для осуществления мероприятий и целевых программ для улучшения условий труда.

Одним из важнейших индикаторов состояния общества является здоровье работающего населения. Именно этот показатель определяет демографическую ситуацию в стране, качество трудовых ресурсов, производительность труда. В структуре факторов, которые формируют здоровье людей в трудоспособном возрасте ведущее место принадлежит условиям труда. Повышенный профессиональный риск приводит к тому, что около 70% работоспособного населения, находящегося в достаточно молодом возрасте имеет различные соматические патологии, связанные с хроническими неинфекционными заболеваниями.

На основании отчетов Федеральной службы государственной статистики можно увидеть, что с каждым годом растет общее количество заболеваний (рис.1). [2]

	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Все болезни	106328	104322	106742	107385	106287	105886	108842	109571	109590	113877	111428	113922	113688	114721



Рис.1

факторы производственной среды

шума, ультразвука, инфразвука	вибрации (общей и локальной)	аэрозолей преимущественно фиброгенного действия	химического фактора	неионизирующего излучения	ионизирующего излучения	нагревающего микроклимата	охлаждающего микроклимата	световой среды	биологического фактора
18,8	5,3	4,6	6,7	1,3	0,5	2,6	3,7	7,4	0,6

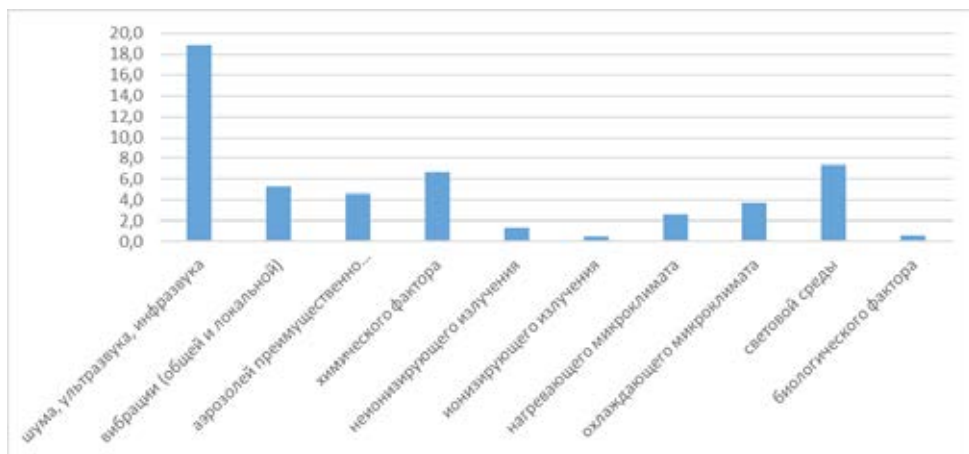


Рис.2

Факторы трудового процесса	
тяжести	напряженности
15,5	8,5

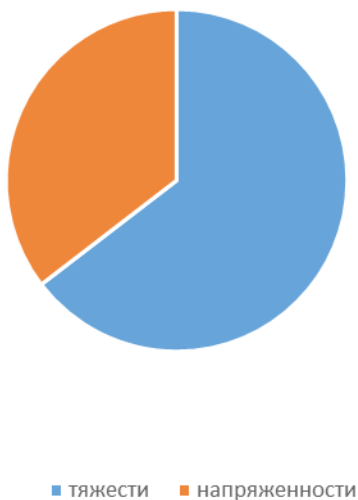


Рис. 3

факторы производственной среды									
шума, ультраэвука, инфраэвука	вибрации (общей и локальной)	аэрозолей преиму- щественно фибро- генного действия	химического фак- тора	неионизирующего излучения	ионизирующего излучения	нагревающего микроклимата	охлаждающего микроклимата	световой среды	биологического фактора
18,2	3,4	6,3	10,6	1,6	0,4	2,7	2,5	9,0	0,5

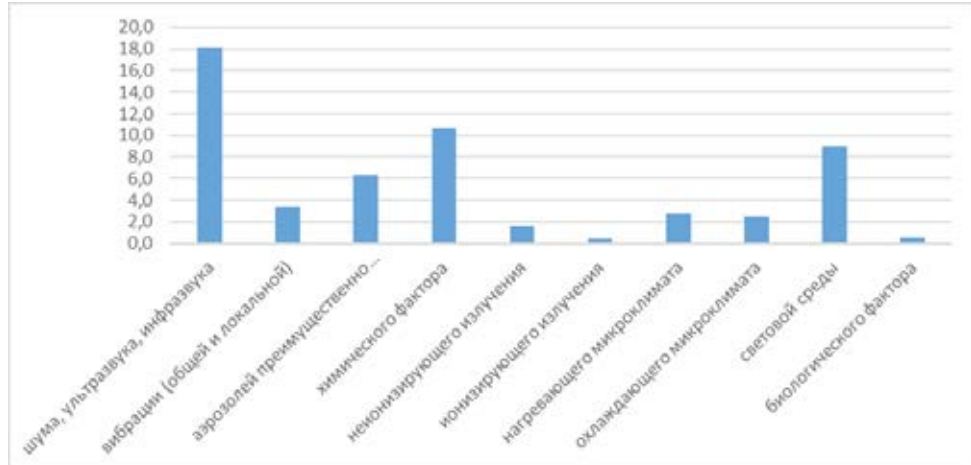


Рис. 4

На конец 2014 года удельный вес работников организаций, занятых во вредных и (или) опасных условиях труда, по отдельным видам экономической деятельности, занятых на вредных и опасных условиях труда можно увидеть на следующей диаграмме (рисунки 2 – 3):

Из данных статистики видно, что наибольшее число работников подвергается в процессе трудовой деятельности воздействию факторов шума, инфразвука, ультразвука, химического фактора, световой среды, факторов звуковой среды и общей или локальной вибрации. Из факторов трудового процесса наибольшее воздействие на жизнедеятельность персонала оказывает влияние тяжести трудового процесса.

В отрасли машиностроения так же наиболее ярко выраженными в плане воздействия на организм человека, являются факторы шума, инфразвука, ультразвука, химического фактора, световой среды. Подтверждением являются следующие диаграммы (рисунки 4-5).

Данные, отображенные на диаграммах, говорят о большой доле людей, вынужденных работать в неблагоприятных условиях труда и подвергаться в процессе своей трудовой деятельности воздействию вредных и опасных производственных факторов. Постоянный рост профессиональных заболеваний так же говорит о необходимости изменений в области охраны труда для работников различных отраслей промышленности.

Факторы трудового процесса	
тяжести	напряженности
15,5	8,5



Рис. 5

Формирование новых типов трудовых отношений между работодателями и работниками, вызванное экономическим реформированием в последние десятилетия отразилось условиях труда и его безопасности. Изменились величины трудовых производственных нагрузок, режимы труда и отдыха, так же изменились мотивационные критерии труда и сохранения здоровья со стороны и рабочих и их руководства.

Заключение:

Постоянное развитие рыночных отношений, увеличение числа организаций частной формы собственности вызывают необходимость усиленного общественного и государственного контроля за качеством обеспечения права граждан на безопасные условия труда и здоровье, закрепленных Конституцией РФ. Достижение этих целей возможно при совершенствовании государственного управления охраной труда и нормативного правового обеспечения в этой области, обязательной сертификации СУОТ на предприятиях, введении системы управления охраной труда в структуру менеджмента производства, экономической поддержки предприятий, руководство которых внедряет в СУОТ мировые стандарты качества, а также безопасные технологии производства. [3]

Только двухсторонняя работа со стороны государства и работодателей, осознание необходимости усовершенствование системы управления охраной труда, внесение изменений в систему надзора за условиями труда, переход от компенсационной модели к предупреждающим воздействиям, оценка профессиональных рисков, профилактика производственного травматизма, улучшение условий труда работников, повышение компетенции специалистов по охране труда позволит улучшить состояние условий труда на промышленных предприятиях и повлечет за собой общее улучшение здоровья работающего населения.

Литература

1. Ерёмин, В.Г. Обеспечение безопасности жизнедеятельности в машиностроении: учеб. пособие / В. Г. Ерёмин, В. В. Сафронов, А. Г.
2. Схиртладзе.– Москва: Машиностроение, 2000. – 392 с.
3. Единая межведомственная информационно-статистическая система [<http://www.fedstat.ru/indicators/start.do>]
4. Минько, В. М. Охрана труда в машиностроении. / В. М. Минько. – Москва: Academia, 2012. – 256 с.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА. РЕГУЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

Ключевые слова: регулирование напряженно деформированного состояния, регулирование строительных конструкций, метод осадки опор, SCAD.

Keywords: strained state voltage regulation, regulation of building structures, the method of rainfall supports, SCAD.

Регулирование усилий и перемещений в элементах конструкций на различных стадиях их работы – одна из задач оптимального проектирования. Поскольку регулирование НДС применяют для улучшения качества конструкции, то его можно считать частичной оптимизацией.

Задача регулирования НДС конструкций возникает в связи с необходимостью улучшить качество конструкций, повысить их эффективность, работоспособность, как в процессе создания новых сооружений, так и при усилении и реконструкции существующих сооружений.

Актуальность этих задач в настоящее время возросла в связи с тем, что большое число построенных зданий и сооружений подлежат реконструкции.

Регулирование НДС означает его улучшение за счет изменения или добавления некоторых параметров конструкции, которые называют параметрами регулирования (регуляторами).

Рассмотрим регулирование напряженно-деформированного состояния конструкций при действии статических нагрузок. Для решения задачи регулирования НДС используем универсальный программный комплекс расчета конструкций SCAD.

Данным методом нами была решена задача регулирования НДС. Метод показал свою высокую эффективность.

Задача 1. Регулирование НДС четырехпролетной неразрезной бетонной балки.

Дано: четырехпролетная неразрезная бетонная балка постоянного двутаврового поперечного сечения (двутавр №60), которая находится под действием нагрузки $P_1 = P_2 = 200$ кН. Материал балки бетон тяжелый класса В30.

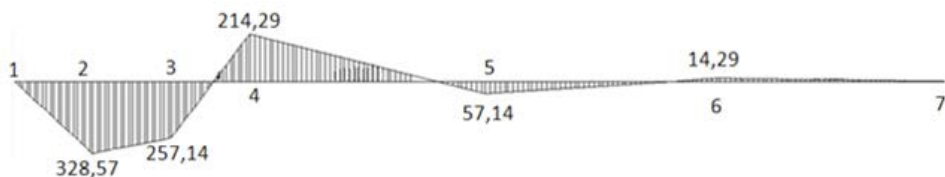


«Расчетная схема» рисунок 1

Задача регулювання заключається в зменшенні максимального моменту в балці путем вирівнювання його з моментами над проміжними опорами.

Решение:

Результат расчета балки по ПК SCAD в виде эпюры изгибающих моментов $M(\text{кН}\cdot\text{м})$



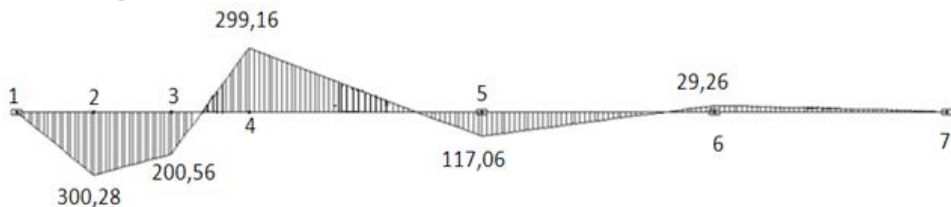
«Эпюра изгибающих моментов» **рисунок 2**

Как видно из эпюры, максимальный момент возникает в первом пролете под силой P (в узле № 2). Задача регулювання состоит в уравнивании этого момента с величиной момента над промежуточной опорой (моментом в узле 4).

В качестве регулятора Δ выбираем вертикальное смещение (осадку) промежуточной опоры (узел 4).

После решения задачи отрегулированная эпюра изгибающих моментов выглядит следующим образом

$M_{\text{рег}}(\text{кН}\cdot\text{м})$



«Конечная эпюра изгибающих моментов после регулювання» **рисунок 3**

Вывод: из конечной эпюры видно, что цель регулювання достигнута, т. е. величины моментов в узле №2 и №4 уравнились.

Подводя итоги, можно сказать, что рассмотренный нами метод регулювання с помощью программного комплекса SCAD оправдал себя и показал высокую эффективность. Представленные нами задачи наглядно демонстрируют простоту и точность данного метода.

Литература

1. Абовский Н.П., Енджиевский Л.В., Савченков В.И., Деруга А.П., Марчук Н.И., Стерехова Г.А., Палагушкин В.И., Андреев Н.П., Светашков П.А., Максимова О.М. Современные аспекты активного обучения. Строительная механика. Теория упругости. Управление строительными конструкциями. – Красноярск: Сибирский федеральный ун-т; Ин-т архитектуры и стр-ва, 2007. – 472 с.

Нагметуллаев Аскар

Отепов Саламат

Абылова Гулбахар

Старшие преподаватели Института переподготовки и повышения квалификации работников народного образования Республики Каракалпакстан

ПРИМЕНЕНИЕ КОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ НА УРОКАХ МАТЕМАТИКИ В СРЕДНИХ ШКОЛАХ

Главная задача каждого преподавателя – не только дать учащимся определенную сумму знаний, но и развить у них интерес к учению, творчеству, воспитывая, таким образом, активно мыслящую личность.

Интерес же к предмету вырабатывается, тогда, когда ученику понятно то, о чем говорит преподаватель, когда интересны по содержанию задачи и упражнения, которые побуждают школьника к творчеству, способствуют проявлению самостоятельности при овладении учебным материалом, учат не только делать выводы и обобщения, но и видеть перспективу применения полученных знаний на уроке, развивают их индивидуальные особенности. Вот почему учитель должен стремиться к обновлению системы преподавания, направленному на повышение мотивации школьников к учебному процессу. Возможно, поэтому ведущую роль в современном образовательном процессе занимает информатизация, дающая колоссальные возможности, поскольку может очень эффективно применяться не только в передаче знаний, но и способствовать саморазвитию ученика.

Использование информационных технологий в процессе преподавания математики даёт то, что учебник дать не может; компьютер на уроке является средством, позволяющим обучающимся лучше познать самих себя, индивидуальные особенности своего учения, способствуя развитию самостоятельности.

Главной же задачей использования компьютерных технологий, на наш взгляд, является расширение интеллектуальных возможностей человека, с одной стороны, и умение пользоваться информацией, получать ее с помощью компьютера, с другой. И это немаловажно в наш информатизационный век! Использование компьютерных технологий изменяет цели и содержание обучения: появляются новые методы и организационные формы обучения. Мы рассмотрим следующие варианты использования средств ИКТ в образовательном процессе:

- урок с мультимедийной поддержкой – в классе стоит один компьютер, им пользуется не только учитель в качестве “электронной доски” (демонстрация рисунков, опытов, виртуальные экскурсии), но и ученики для защиты проектов;
- урок проходит с компьютерной поддержкой – несколько компьютеров (обычно, в компьютерном классе), за ними работают все ученики одновременно или по очереди выполняют лабораторные работы, тесты, тренировочные упражнения;
- урок, интегрированный с информатикой, проходит в компьютерном классе

и преследует следующие задачи: во-первых, отработать учебный материал, используя ПК для создания кроссвордов, графиков, игр, таблиц и схем; во-вторых, изучить возможности различных компьютерных программ;

- работа с электронным учебником (возможно дистанционное) с помощью специальных обучающих систем, где традиционные уроки по предмету заменяются самостоятельной работой учащихся с электронными информационными ресурсами.

Математика в курсе средней школы является довольно сложным предметом. Поэтому для обеспечения максимальной эффективности обучения учителю необходимо найти наилучшее сочетание средств, методов обучения и технологий. Все педагогические технологии по существу являются информационными, так как учебный процесс невозможен без обмена информацией. Сегодня под термином «информационные технологии» понимаются процессы накопления, обработки, представления и использования информации с помощью электронных средств.

Выделяют такие дидактические принципы обучения с помощью ИКТ, как:

- принцип адаптивности;
- принцип интерактивности;
- принцип индивидуальности.

Так, принцип адаптивности возможен для реализации на различных уровнях (базовом и профильном) со средствами наглядности, дифференциацией учебного материала по сложности, объему и содержанию.

Принцип интерактивности выражается в активном взаимодействии пользователя с компьютером в форме диалога педагогической направленности и предполагает сознательную активность обучаемого, подкрепляемую управляющей деятельностью компьютера и реализуемую на различных уровнях.

Принцип же индивидуальности предполагает создание условий для самостоятельной работы обучаемых за счет снабжения их индивидуальными заданиями и проверки результатов их выполнения, способствуя активизации учебной деятельности и повышая прочность усвоения учебного материала.

Так же информационные технологии характеризуются средой, в которой осуществляются, и компонентами, которые они содержат:

- техническая среда (вид используемой техники для решения основных задач);
- программная среда (набор программных средств);
- предметная среда (содержание конкретной предметной области науки, техники, знания);
- методическая среда (инструкции, порядок пользования, оценка эффективности и др.).

Исходя из выше сказанного, применение информационных технологий при изучении математики в первую очередь требует высокой подготовки учителя-профессионала, который не только знаком с этими программами и умеет с ними работать, но и должен обучить своих учеников владеть ими.

Информационные технологии на уроках математики привлекательны тем, что направлены на развитие коммуникативных способностей учащихся, делая при этом работу учителя более продуктивной. Так, компьютерные технологии на уроке математики: экономят время, повышают мотивацию, позволяют провести много-

стороннюю и комплексную проверку знаний, умений, усиливают интерес к уроку, к предмету, наглядно и красочно представляют материал. Использование же компьютерного класса и интерактивной доски повышает эффективность уроков во много раз, так как, мультимедиа-средства по своей природе интерактивны, поэтому ученик не может быть только пассивным зрителем или слушателем, а активно принимает участие в процессе обучения. Работа с мультимедийным и интерактивным оборудованием повышает у школьников интерес к предмету, даёт возможность создания интересного урока с компьютерной поддержкой, повышает наглядность и динамику процессов подачи и усвоения материала, а самое главное, позволяет установить мгновенную обратную связь — результат виден сразу, усвоен материал или нет.

Таким образом, можно увидеть, что использование средств ИКТ является одним из способов оптимизации учебного процесса за счет создания условий для организации активной самостоятельной учебной деятельности, для осуществления дифференцированного и индивидуализированного подхода при обучении школьников.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дворецкая А. В. О месте компьютерной обучающей программы в когнитивной образовательной технологии. – Педагогические технологии. №2, 2007г.
2. Селевко Г.К. Педагогические технологии на основе информационно-коммуникационных средств. М.:НИИ школьных технологий, 2005г.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СУБДИFUЗІЙНОГО ІМПЕДАНСУ У МУЛЬТИШАРОВИХ НАНОСТРУКТУРАХ

Ключові слова: субдифузійний імпеданс, електродифузійний процес, діаграма Нейквіста, рівняння Кеттано.

Сучасний етап розвитку фізики фотоелектродних, електродних процесів вимагає ефективного вирішення проблем моделювання реакційно-електродифузійних процесів в системах електроліт-електрод. Дослідження кінетики фотокаталізу в напівпровідникових системах є важливі з точки глибшого розуміння процесів при акумулюванні сонячної енергії в електричну на сонячних батареях. Однією із важливих технологічних проблем в сучасних акумуляторних батареях є продовження життя і стійкості електродів (металічних, аморфних вуглецевих та ін.) у процесах експлуатації. У цьому напрямку проводяться електрохімічні імпедансні дослідження електродифузійних процесів переносу для літєвих батарей [1-4]. Зокрема, у роботах [5,6] були отримані діаграми Найквіста, побудовані для напрямку, перпендикулярного до шарів розширеної матриці GaSe з інкапсульованим β – циклодекстрином, які свідчать про особливості фракталізованої гостьової системи та аномальні процеси переносу.

До аномальних явищ в електролітичних процесах відноситься субдифузія. Субдифузія відбувається в системах, де рух частинок значно перешкоджає внутрішній структурі середовища, наприклад як в пористому середовищі, гелі або аморфних напівпровідниках [7-10]. Субдифузія характеризується часовою залежністю середнього квадрату зміщення частинки $\langle \Delta x^2 \rangle = 2D_\alpha t^\alpha / \Gamma(1 + \alpha)$, де D_α є субдифузійний коефіцієнт, виміряний в одиницях m^2 / c^α і α є параметром субдифузії зі значенням в діапазоні $0 < \alpha < 1$. Для $\alpha = 1$ ми маємо звичайну дифузію. Теоретичний аналіз субдифузійного імпедансу був представлений у роботі [11] з використанням параболічних рівнянь субдифузії з дробовою похідною за часом Рімана-Ліувілья. У роботі [12] для опису субдифузійних процесів було запропоновано рівняння Кеттано

$$\tau \frac{\partial^2 c(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial c(x,t)}{\partial t} = D_\alpha \frac{\partial^{1-\alpha}}{\partial t^{1-\alpha}} \frac{\partial^2 c(x,t)}{\partial x^2}, \quad (1)$$

у якому параметри D_α і τ (час на який потік затримується відносно градієнту концентрації $c(x,t)$) розглядаються як незалежні один від одного. Ми розглянули модель субдифузійного імпедансу на основі рівняння Кеттано у дробових похідних для мультишарових наноструктур. Імпеданс електрохімічної системи $Z(i\omega)$ будемо

знаходити з співвідношення $Z(i\omega) = R_w \frac{\hat{c}(0,i\omega)}{\hat{j}(0,i\omega)}$, де R_w – опір Варбурга, $j(0,i\omega)$ –

потік заряду, ω – частота. Далі будемо припускати, що процес перенесення зарядів описується узагальненим рівнянням Кеттано з наступними початковими і граничними

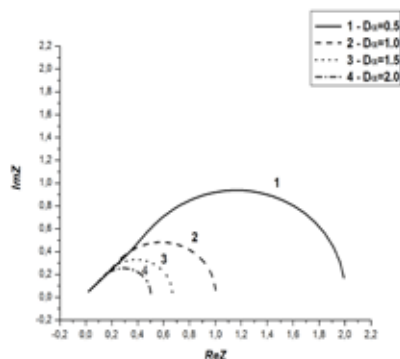


Рис.1. Діаграма Найквіста для $\tau = 0$.

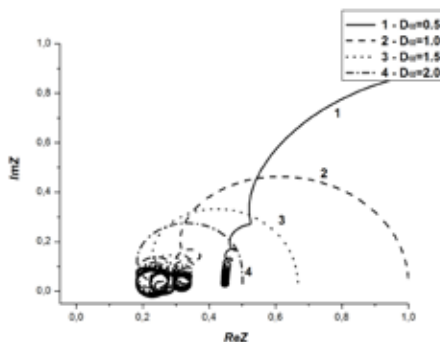


Рис.2. Діаграма Найквіста для $\tau = 0.1$.

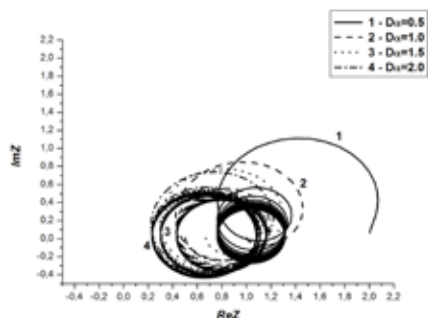


Рис.3. Діаграма Найквіста для $\tau = 0.5$.

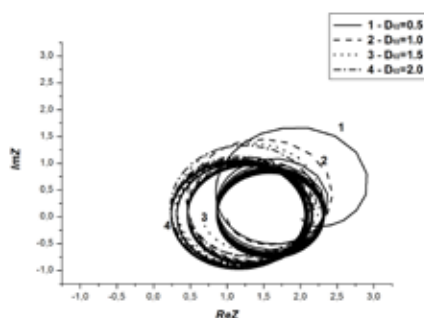


Рис.4. Діаграма Найквіста для $\tau = 1.0$.

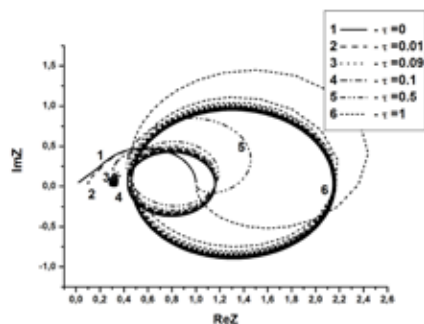


Рис.5. Діаграма Найквіста для $D_\alpha = 1$, $\alpha = 1$.

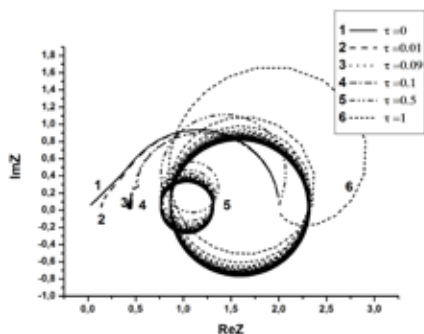


Рис.6. Діаграма Найквіста для $D_\alpha = 0.5$, $\alpha = 1$.

умовами (на границі L): $c(x,0) = \frac{\partial}{\partial t} c(x,t)|_{t=0} = 0$, $a_j j(L,t+\tau) + b_L c(L,t) = 0$. На основі

розв'язків рівняння Кеттано був розрахований імпеданс зміню $\omega \in (10^{-1}, 10^5)$, при $R_w = 1$, $L = 1$ і подані на рис.1-6. Як бачимо із рисунків діаграма Найквіста із зміню параметра τ та коефіцієнта дифузії D_α дуже сильно змінюється.

На рис. 1- 4 подані результати досліджень частотної залежності імпедансу при заданих значеннях параметра τ із зміною субдифузійного коефіцієнта дифузії при $\alpha = 1$. При $\tau = 0$ ми маємо стандартну діаграму Найквіста, при зростанні значення часу, на який потік затримується відносно градієнту концентрації, характер діаграм Найквіста із зміною коефіцієнта дифузії суттєво змінюється і набуває осциляційного характеру.

Очевидно, що як і зміна коефіцієнта дифузії, та потоку залежать від зміни механізмів переносу електронів, зміни структури системи, впливу магнітного, чи електромагнітного поля у певному напрямку. На рис. 5, 6 подані діаграми Найквіста, коли значення коефіцієнтів дифузії фіксовані, а змінюється час, на який потік затримується відносно градієнту концентрації. Як бачимо, при $\tau = 0$ і малих $\tau = 0.01$ маємо дифузійний Варбург, при $\tau = 0.09$ і $\tau = 0.1$ різко змінюється характер частотної залежності імпедансу і далі при $\tau = 0.5$ і $\tau = 1$ набуває коливного характеру.

Таким чином, ми розглянули модель субдифузійного імпедансу на основі рівняння Кеттано у дробових похідних у застосуванні до мультишарових наноструктур. Розраховані діаграми Найквіста із зміною параметра τ та D_α свідчать про складні процеси переносу, що відбуваються у системі і характерні для експериментальних даних робіт [5,6].

Література

1. Электрохимический импеданс / З. Б. Стойнов, и др.- М: Наука, 1991. — 336 с.
2. Impedance spectroscopy. Theory, experiment and application: eds. E. Barsoukov, J. R. Macdonald. — Canada: Wiley interscience, 2005. — 585 p.
3. Григорчак І.І., Понеділок Г.В. Імпедансна спектроскопія. – Львів: Видав. Львівської політехніки, 2011.-352с.
4. M. Umeda, K. Dokko, et al. // Electrochim., 2001, vol. 47, pp.885-890.
5. Біщанюк Т.М., Григорчак І.І., Іващишин Ф.О.// ФІП, 2014, т.12, № 3, с.360-371.
6. Звіт про науково-дослідну роботу “Фізичні процеси і їх математичне моделювання у наногібридизованих структурах пристроїв сенсорики і накопичення енергії” (ДБ/ФПМ, кер. НДР Костробій П.П.), Національний університет “Львівська політехніка”, Львів, 2014, 130с.
7. Metzler R. and Klafter J.// Phys. Rep., 2000, vol. 339, p.1-77.
8. Metzler R. and Klafter J. // J. Phys. A: Math. Gen., 2004, vol. 37, p. R161-208.
9. Kosztolowicz T., Dworecki K. and Mr'owczy'nski S.// Phys. Rev. Lett., 2005, vol. 94, p. 170602.
10. Kosztolowicz T., Dworecki K. and Mr'owczy'nski S. //Phys. Rev. E, 2005, vol. 71, p. 041105.
11. Bisquert J. // J Electroanal. Chem. — 2001. — Vol. 499. — P. 112-120.
12. Kosztolowicz T. // J Phys. A: Math. Theor. — 2009. — Vol. 42. — P. 055004(1-14).

**A.A.Guliyev, V.M.Abbasov,
Sh.Z.Jabrailzadeh,
N.I.Mursalov, Kh.R.Duzdaban**
Y.G.Mamedaliev Institute
of Petrochemical Processes
of Azerbaijan National
Academy of Sciences,
AZ, Baku.
anar.1.guliyev@gmail.com

STUDY OF CORROSION-INHIBITION PROPERTIES OF IMIDAZOLINE DERIVATIVE COMPLEXES IN SOLUTIONS CONTAINING CO₂ AS CORROSIVE MEDIUM

Introduction

One of the major and continuous problems of oil and gas sector is corrosion. It is well known fact that, common anti corrosion measures such as insulation, painting and polymer lining is not appropriate against corrosion of crude oil pipelines and storage tanks or much generally for equipments used in closed systems.

One of the widespread and efficient methods used for fighting against corrosion is application of corrosion inhibitors. Industry exploits wide range of corrosion inhibitors, whereas each type generally specializes for certain conditions. Corrosion inhibitors exploited in systems containing CO₂ and H₂S as corrosive medium, in some cases do not provide necessary protection (as medium change result decrease of effectiveness, raw material is generally expensive or effective time is short). Therefore, industry requires synthesis of highly effective corrosion inhibitors which could function properly in such mediums [2,3,4,6].

Synthesis, results and discussion

Purpose of study is synthesis of nitrogen organic compounds, which should be water soluble and highly effective polyfunctional inhibitors. Imidazoline derivatives synthesized on the basis of polyethylenepolyamine (PEPA) and various fractions of naphthenic acids, latter were extracted from Baku Crude oils. Naphthenic acid (NA) mixture fractionated into following 4 fractions based on TBP values: 270-320°C, 320-350°C, 350-380°C, above 380°C.

Synthesized imidazoline derivatives reacted with low molecular acids – acetic acid and formic acid and with high molecular acids – stearin and oleic acid in 1:1 and 1:2 mole ratios for preparation of end-product complexes. The complexes prepared by acetic acid and formic acid are water soluble, whereas complexes on the basis of stearin and oleic acid are water-insoluble [1,5].

Analyses regarding corrosion rates of electrodes (made of C1018 type steel) were carried out for zero corrosion-inhibitor case and for systems comprising imidazoline salts under 50oC temperature for 20 hours. Reaction medium is 1% NaCl aqueous solution. Studies executed ACM GILL AC trademark potentiometer which equipped with ACM program. Results of corrosion inhibition analysis of imidazoline complexes of PEPA and NA (naph-

Table 1.

Results of Corrosion Inhibition analysis of imidazoline complexes of PEPA and NA (naphthenic acid) fractions, which analyses carried out in CO₂ containing medium

	Synthesized Inhibitor reagent	Concentration (mg/l)	Rate of Corrosion, mm/year	Delay Factor, γ	Protective Effect Z, %
1	PIMDZ (I)	25	1,35	2,54	60,5
		50	0,64	5,4	81,3
		100	0,25	13,7	92,5
2	PIMDZ (I) + HCOOH (1:1 mole ratio)	25	0,604	5,7	82,3
		50	0,184	18,6	95,3
		100	0,161	21,3	97,6
3	PIMDZ(I) + HCOOH (1:2 mole ratio)	25	0,44	7,79	87
		50	0,196	17,5	94,3
		100	0,06	57	98,0
4	PIMDZ(I)+CH ₃ COOH (1:1 mole ratio)	25	1,45	2,36	57,7
		50	0,284	12,0	91,8
		100	0,136	25,2	96,2
5	PIMDZ (I)+CH ₃ COOH (1:2 mole ratio)	25	0,77	4,5	77,6
		50	0,14	24,5	96
		100	0,04	86	98,9

Note: PIMDZ – imidazoline synthesized from reaction of polyethylenepolyamine and naphthenic acid

Table 2.

Results of Corrosion Inhibition analysis of imidazoline complexes of PEPA and NA (naphthenic acid) fractions which undertaken in CO₂ medium

	Synthesized Inhibitor reagent	Concentration (mg/l)	Rate of Corrosion, mm/year	Delay Factor, γ	Protective Effect Z, %
1	PIMDZ +oleic acid (1:2 mole ratio)	25	0,025	137	99,3
		50	0,006	571	99,8
		100	0,005	686	99,9
2	PIMDZ +stearin (1:2 mole ratio)	25	0,264	12,9	92,2
		50	0,128	26,7	96,2
		100	0,038	91	98,9

thentic acid I fraction) fraction which performed in CO₂ medium is given in table 1. Corrosion rate for no corrosion inhibitor case is measured to be 3.43 mm/year.

At the same time, stearin and oleic acid complexes corrosion inhibition properties in CO₂ medium investigated. The result of study is given in table 2.

It is concluded that the inhibitor-complexes start showing high protective effect (more than 90%) at their concentration being 50 mg/L for formic acid and acetic acid complexes and 25mg/L for stearin and oleic acid complexes.

According to the results of analyses, Tafel-diagram and Langmuir isotherms of substances were made. It is concluded that, Imidazoline complexes stop both cathodic and

anodic processes. The complexes increase anode polarity of metal by doing which change anode field potential to positive direction. Anode inhibitors decrease transfer rate of metal ions into solution by forming protective layer on the metal surface. At the same time, these compounds decrease corrosion rate thanks to narrowing cathode field by preventing depolarizators entering to metal surface and due to forming protective layer.

For all complexes, Gibbs energy was found to be below (-35) kJ/mole, which indicates that the complexes form stable adsorption layer on the metal surface.

References

1. Abbasov V.M., Guliyev A.A., Jabrailzadeh Sh.Z. etc. Synthesis of imidazoline derivatives on the basis of triethylenetetramine and naphthenic acids and research of imidazoline derivatives as corrosion inhibitor // International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT). October 2015, vol. 5, p.21-23
2. Abd El-Lateef H. M., Abbasov V. M., Aliyeva L.I. etc. Corrosion protection of steel pipelines against CO₂ corrosion. // Chemistry Journal (2012), Vol. 02, Issue 02, pp. 52-63
3. Jawich Mohammed W.S., Oweimreen G.A., Ali Shaikh A. Heptadethyl-tailed mono- and bisimidazolines: A study of the newly synthesized compounds on the inhibition of mild steel corrosion in a carbon dioxide saturated saline medium // Corros.Sci.2013. 73, p.274-280
4. Keera S.T., Farid N.A., Mohammed K.Z. Imidazoline derivatives as corrosion inhibitors of carbon steel in crude oils and associated water // Energy Sources. A.2012. 34, №15. p. 1371-1381
5. Mursalov N.I., Guliyev A.A., Jabrailzadeh Sh.Z. etc. Study of imidazoline salts as CO₂ corrosion inhibitors // Journal of Advances in Chemistry 2015. Vol. 11, No.8, p.3860-3865
6. Shaker N.O., Badr E.E., Kandeel E.M. Adsorption and inhibitive properties of fatty imidazoline surfactants on mild steel // Pelagia Research Library, Der Chemica Sinica, 2011, 2 (4), p. 26-35

