

УДК 621.113

Г.С. Гудз¹, М.М. Борис², М.М. Остащук¹¹ Національний університет "Львівська політехніка"² Національний лісотехнічний університет України**ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ АВТОНАВАНТАЖУВАЧІВ З ВДОСКОНАЛЕНИМ ПАКЕТОМ ФРИКЦІОНІВ**

На основі статистичного аналізу експлуатації автотранспортних підприємств побудовано гістограми відмов складових підсистем гідромеханічних передач (ГМП). Отримано інтерполяційні формули, з яких визначено слабку ланку, а саме механічний редуктор. Описано суть доопрацювання в ньому пакету фрикціонів, що зменшило кількість відмов редуктора. Враховуючи інтенсивність відмов підсистем ГМП, яка підпорядкована експоненціальному закону, визначено ймовірність їх безвідмовної роботи.

Ключові слова: автотранспортний підприємство, гідромеханічна передача, фрикціон, надійність, ймовірність відмов.

Г.С. Гудз¹, М.М. Борис², М.М. Остащук¹¹ Национальный университет "Львовская политехника"² Национальный лесотехнический университет Украины**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧИ АВТОПОГРУЗЧИК С УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ ПАКЕТОМ ФРИКЦИОН**

На основе статистического анализа эксплуатации автопогрузчиков построены гистограммы отказов составляющих подсистем гидромеханических передач (ГМП). Получены интерполяционные формулы, по которым определены слабое звено, а именно механический редуктор. Описаны суть доработки в нем пакета фрикционов, что уменьшило количество отказов редуктора. Учитывая интенсивность отказов подсистем ГМП, которая подчинена экспоненциальному закону, определены вероятность их безотказной работы.

Ключевые слова: автопогрузчик, гидромеханическая передача, фрикцион, надежность, вероятность отказов.

G. Gudz¹, M. Borys², M. Ostaschuk¹.¹National University "Lviv Polytechnic"²National Forestry University of Ukraine**THE DETERMINATION OF THE KEA LIABILITY INDICES OF LOADING TRUCKS HYDRO MECHANICAL TRANSMISSIONS WIT THE REFINED FRICTION CLUTCHES PACKAGES.**

The necessity of using the hydro mechanical transmissions in loading trucks in view of their specifics in movement with micro velocity while working in cycles is validated. Hydro mechanical transmissions are structured into the components: mechanical reducer, steering system. Cooling system and torque convertor.

Histograms of crashes of the components of hydro mechanical transmission sub-systems are drawn on the grounds of statistical analysis. The interpolation formula are obtained by the means of the planned experiment, from which coefficients of regression of mechanical reducer are determined. In order to improve its reliability the package of friction clutches was refined, which was confirmed by the values of regression coefficients in the obtained equation on the grounds of new distribution curves which are subject to normal distribution law. Because the intensity of crashes of hydro mechanical transmission subsystems is described by exponential law, the probability of its crash-free work is determined, which gained bigger quantitative value for the mechanical reducer by the means of friction clutches package refinement.

Keywords: loading truck, hydro mechanical transmission, friction clutches, reliability, crash probability.

Постановка проблеми. На автотранспортних підприємствах та в лісовій галузі широко застосовуються автотранспортні підприємства. Особливими режимами їхньої роботи, що впливають на формування механічних та теплових навантажень в елементах трансмісії, є: велика частота зупинок та рушань з місця; рух з мікрошвидкістю під час під'їзду до вантажу, від'їзду з вантажем та маневрування в умовах складів та навантажувально-розвантажувальних майданчиків, обмежених за площею.

Відомо, що надійність – це основний показник якості машини, який відображає усі зміни в її технічному стані, що виникають у період експлуатації, і закладається під час її проектування та розрахунку, закладається в процесі виготовлення, модульного складання та реалізується в експлуатаційних умовах [1].

Тому останнім часом одним з головних напрямів удосконалення конструкцій автотранспортних підприємств є підвищення їх надійності та покращення показників їх ергономічних якостей шляхом застосування в нових моделях автотранспортних підприємств гідромеханічних передач замість механічних трансмісій, надійність яких виявилася надзвичайно низькою [2].

Завдяки застосуванню ГМП істотно підвищилася надійність автонавантажувачів та покращилися показники їхніх ергономічних властивостей. Зокрема, наявність ГМП дозволяє рух автонавантажувача з мікрошвидкістю ($v = 0,25-1,25$ м/с), реалізація якого передбачає різні конструктивні варіанти (керування тиском у торовій порожнині гідротрансформатора або у виконавчому пристрої фрикціонів). Останній варіант застосований у досліджуваних ГМП [3].

Спостерігаючи під час експлуатації ГМП автонавантажувачів, є змога оцінити їх якість та отримати кількісні показники надійності за параметрами ймовірності безвідмовної роботи, напрацюванням на відмову, інтенсивності відмов, а також визначити закони розподілу випадкових величин. За допомогою таких законів можна визначити не тільки кількісні показники надійності, але й вирішувати задачі технічного обслуговування і ремонту ГМП та приймати обґрунтовані рішення з підвищення їх надійності та якості. Це й визначає актуальність поставленої проблеми.

Метою роботи є визначення показників надійності (відмов) складових ГМП автонавантажувачів на засадах статистично-ймовірнісного аналізу.

Результати досліджень. Впродовж тривалого часу спільно з НВП "Автовантажмаш" проводилися спостереження під час експлуатації серійних автонавантажувачів моделей 4085 і 4038, обладнаних відповідно гідромеханічними передачами 27.17 та 4038.

У відповідності зі структурним аналізом [4] під час досліджень ГМП була розчленована на такі підсистеми n другого рівня: 1 – механічний редуктор ($n = 1$); 2 – система керування ($n = 2$); 3 – система охолодження ($n = 3$); 4 – гідродинамічний трансформатор ($n = 4$).

У результаті спостережень була виявлена низка несправностей трьох підсистем ($n = 1, 2, 3$), статистичне опрацювання яких дозволило отримати гістограми розподілу (рис. 1). Відмов ГМП з причин несправностей гідротрансформатора ($n = 4$) не виявлено.

З метою кількісної оцінки напрацювання на відмову підсистем ГМП отримаємо інтерполяційну формулу. Для цього використаємо метод планування експерименту [5] з матрицею планування 2^3 , оскільки несправності виявлені у трьох підсистемах ГМП. Матриця планування експерименту та результати досліджень наведено у табл. 1.

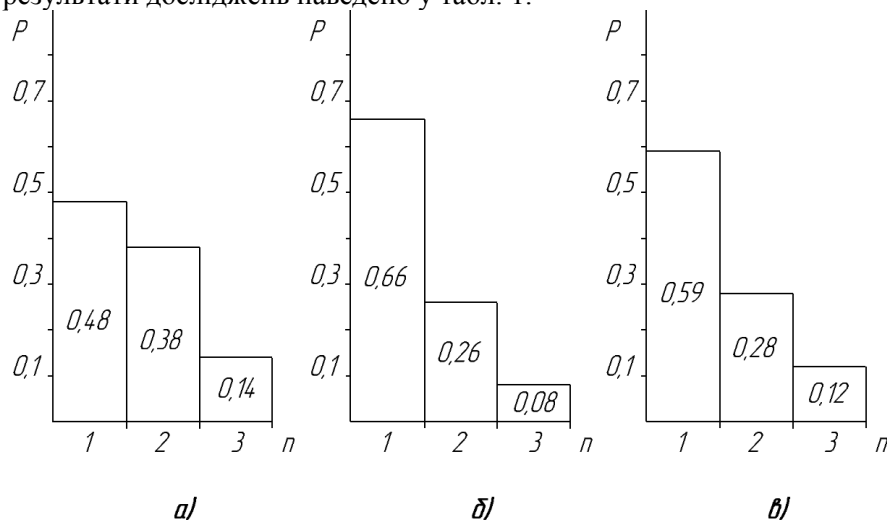


Рис. 1. Гістограми розподілу ймовірностей відмов

складових підсистем ГМП автонавантажувачів 4085 і 4038:

а) для ГМП 27.17; б) для ГМП 4038; в) сумарна

Таблиця 1

Матриця планування експерименту 2^3

№ з/п	Чинники				Напрацювання на відмову у	
	X_0	X_1	X_2	X_3	до вдосконалення	після вдосконалення
1	+	-	-	-	1500	1500
2	+	+	-	-	688	1137,5
3	+	-	+	-	1021,5	688
4	+	+	+	-	209,5	325,5

5	+	-	-	+	1340,5	1224,5
6	+	+	-	+	528,5	862
7	+	-	+	+	862	412,5
8	+	+	+	+	50	50

Використовуючи результати досліджень, подані у табл. 1, розраховуємо коефіцієнти лінійної моделі (інтерполяційної формули), яка дає змогу кількісно оцінити напрацювання на відмову підсистем ГМП серійних автонавантажувачів моделей 4085 і 4038:

$$b_i = \frac{\sum_{i=1}^8 y_i x_{ij}}{8}. \quad (1)$$

Тоді

$$b_0 = \frac{1500 + 688 + 1021,5 + 209,5 + 1340,5 + 528,5 + 862 + 50}{8} = \frac{6200}{8} = 775;$$

$$b_1 = \frac{-1500 + 688 - 1021,5 + 209,5 - 1340,5 + 528,5 - 862 + 50}{8} = \frac{-3248}{8} = -406;$$

$$b_2 = \frac{-1500 - 688 + 1021,5 + 209,5 - 1340,5 - 528,5 + 862 + 50}{8} = \frac{-1914}{8} = -239,25;$$

$$b_3 = \frac{-1500 - 688 - 1021,5 - 209,5 + 1340,5 + 528,5 + 862 + 50}{8} = \frac{-638}{8} = -79,75.$$

В результаті отримано інтерполяційну формулу:

$$T = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 = 775 - 406 X_1 - 239,25 X_2 - 79,75 X_3. \quad (2)$$

де T – напрацювання на відмову підсистем серійної ГМП;

X_1, X_2 і X_3 – чинники, які характеризують відповідно механічний редуктор, системи керування і охолодження.

Оскільки досліджувані чинники якісні, то прийнято відповідні рівні: “+1” – несправна підсистема, а “-1” – відповідно справна.

Враховуючи те, що відмови механічного редуктора є переважаючими в системі ГМП автонавантажувача, зупинимося детальніше на їх причинах. Основною причиною відмови механічного редуктора ГМП були несправності фрикційного вузла, які полягали у розблокуванні фрикційного пакету внаслідок випадання упорного кільця (рис. 2, а) з причини як недосконалості самого кільця, так і опорного диску. Це особливо проявилось в конструкції ГМП 4038, де тиск робочої рідини на поршень складає 25-28 МПа, що майже у 2 рази перевищує робочий тиск рідини в ГМП 27.17.

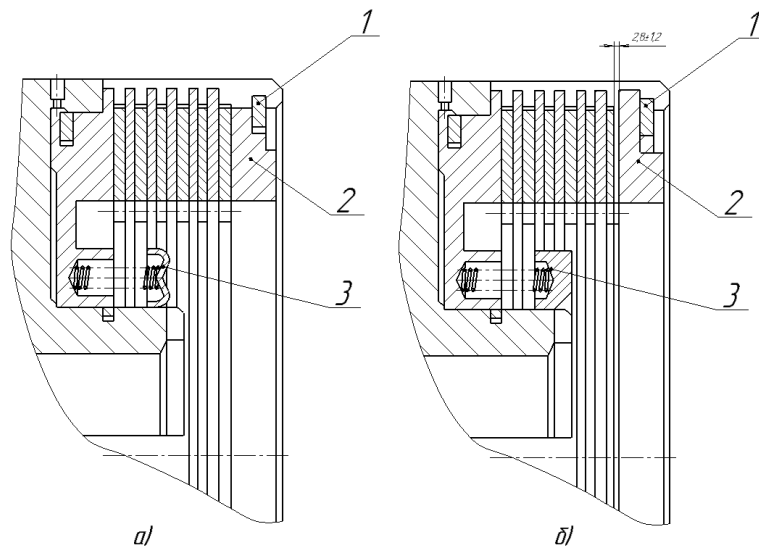


Рис. 2. Конструктивна схема фрикційного вузла ГМП автонавантажувачів:
а) до вдосконалення; б) після вдосконалення;
1 – кільце упорне; 2 – диск опорний; 3 – кільце натискне

На рис. 2, б показана конструкція вузла, що вилася у зміну технології виготовлення кільця зі стрічки з одночасно конструктивним збільшенням його товщини і внутрішнього діаметра. Також була змінена конструкція диска опорного з виступами, що дозволило працювати кільцю на зріз і зминання. Другою причиною розблокування фрикційного пакету було випадання кільця натискного (рис. 2, а) внаслідок того, що в міру зношування дисків додаткове переміщення поршня призводило до збільшення зусилля пружин на натискне кільце.

Усунення цього дефекту звелось до заміни конструкції натискного кільця (рис. 2, б), у якому запірне кільце додатково стопорило натискне кільце. Також в даному випадку була змінена конструкція посадкової канавки під запірне кільце, яка зводилася до зменшення її посадкового діаметру.

Такий дефект як підгоряння фрикційних дисків був усунений завдяки обов'язковому контролю кінцевого зазору між дисками фрикційного пакету, який повинен становити $2,8 \pm 1,2$ мм, а також корегуванням технічних вимог до складання фрикційного пакету.

Спостереження під час експлуатації автонавантажувачів після конструктивного вдосконалення вузлів ГМП дозволили побудувати гістограму розподілу (рис. 3) і отримати інтерполяційну формулу для оцінки напрацювання на відмову підсистем ГМП. Розрахунок коефіцієнтів регресії за результатами досліджень методом планування експерименту (див. табл. 1) полягає в наступному:

$$b_0 = \frac{1500 + 1137,5 + 688 + 325,5 + 1224,5 + 862 + 412,5 + 50}{8} = \frac{6200}{8} = 775;$$

$$b_1 = \frac{-1500 + 1137,5 - 688 + 325,5 - 1224,5 + 862 - 412,5 + 50}{8} = \frac{-1450}{8} = -181,25;$$

$$b_2 = \frac{-1500 - 1137,5 + 688 + 325,5 - 1224,5 - 862 + 412,5 + 50}{8} = \frac{-3248}{8} = -406;$$

$$b_3 = \frac{-1500 - 1137,5 - 688 - 325,5 + 1224,5 + 862 + 412,5 + 50}{8} = \frac{-1102}{8} = -137,75.$$

Тоді

$$T = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_3 = 775 - 181,25 X_1 - 406 X_2 - 137,75 X_3. \quad (3)$$

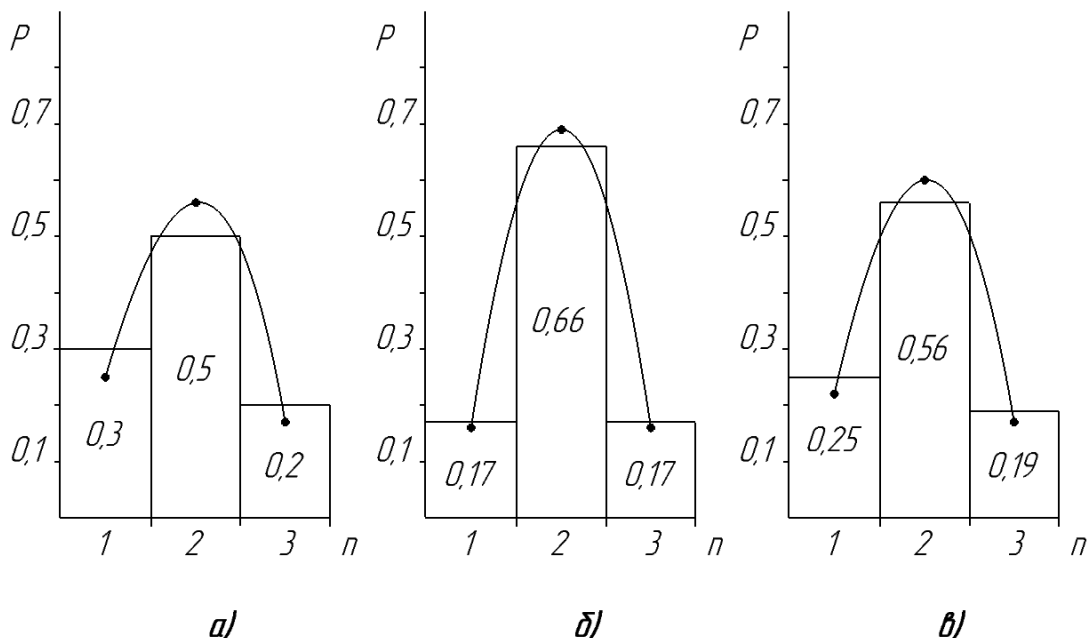


Рис. 3. Гістограми та криві розподілу ймовірностей відмов складових підсистем ГМП автонавантажувачів 4085 і 4038 після конструктивного вдосконалення механічного редуктора:

а) для ГМП 27.17; б) для ГМП 4038; в) сумарна

Теоретичним законом розподілу випадкової величини є аналітична залежність між числовими значеннями випадкових величин x і густиною ймовірностей $f(x)$. Під час дослідження

безвідмовної роботи деталей і підсистем найчастіше використовується нормальний закон розподілу [6]:

$$b_i = \frac{1}{\sigma \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}, \quad (4)$$

де $a = \sum_{i=1}^n x_i p_i$, n – кількість інтервалів – математичне сподівання випадкової величини;

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^n (x_i - a)^2 p_i - \text{дисперсія випадкової величини.}$$

Розрахуємо густину нормального закону розподілу для складових підсистем автотранспорту:

– для ГМП 27.175:

$$a = 0,3 n_1 + 0,5 n_2 + 0,2 n_3 = 0,3 \cdot 1 + 0,5 \cdot 2 + 0,2 \cdot 3 = 0,3 + 1 + 0,6 = 1,9;$$

$$\sigma^2 = (1 - 1,9)^2 \cdot 0,3 + (2 - 1,9)^2 \cdot 0,5 + (3 - 1,9)^2 \cdot 0,2 =$$

$$= 0,81 \cdot 0,3 + 0,01 \cdot 0,5 + 1,21 \cdot 0,2 = 0,243 + 0,005 + 0,242 = 0,49;$$

$$f(n) = \frac{1}{0,7 \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(n-a)^2}{0,98}} = 0,57 \cdot e^{-\frac{(n-a)^2}{0,98}},$$

де для $n_1 = 1$: $f(n) = 0,57 \cdot e^{-\frac{(1-1,9)^2}{0,98}} = 0,57 \cdot 0,438 = 0,25$;

для $n_2 = 2$: $f(n) = 0,57 \cdot e^{-\frac{(2-1,9)^2}{0,98}} = 0,57 \cdot 0,99 = 0,56$;

для $n_3 = 3$: $f(n) = 0,57 \cdot e^{-\frac{(3-1,9)^2}{0,98}} = 0,57 \cdot 0,29 = 0,17$;

– для ГМП 4038:

$$a = 0,17 \cdot 1 + 0,66 \cdot 2 + 0,17 \cdot 3 = 0,17 + 1,32 + 0,51 = 2;$$

$$\sigma^2 = (1 - 2)^2 \cdot 0,17 + (2 - 2)^2 \cdot 0,66 + (3 - 2)^2 \cdot 0,17 = 0,17 + 0 + 0,17 = 0,34;$$

$$f(n) = \frac{1}{0,58 \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(n-a)^2}{0,68}} = 0,69 \cdot e^{-\frac{(n-a)^2}{0,68}},$$

де для $n_1 = 1$: $f(n) = 0,69 \cdot e^{-\frac{1}{0,68}} = 0,69 \cdot 0,23 = 0,16$;

для $n_2 = 2$: $f(n) = 0,69 \cdot e^{-0} = 0,69$;

для $n_3 = 3$: $f(n) = 0,69 \cdot e^{-\frac{1}{0,68}} = 0,69 \cdot 0,23 = 0,16$;

– для ГМП 27.175 + ГМП 4038:

$$a = 0,25 \cdot 1 + 0,56 \cdot 2 + 0,19 \cdot 3 = 0,25 + 1,12 + 0,57 = 1,94;$$

$$\sigma^2 = (1 - 1,94)^2 \cdot 0,25 + (2 - 1,94)^2 \cdot 0,56 + (3 - 1,94)^2 \cdot 0,19 = 0,436;$$

$$f(n) = \frac{1}{0,66 \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(n-a)^2}{0,872}} = 0,605 \cdot e^{-\frac{(n-a)^2}{0,872}},$$

де для $n_1 = 1$: $f(n) = 0,605 \cdot e^{-\frac{(1-1,94)^2}{0,872}} = 0,605 \cdot 0,363 = 0,22$;

для $n_2 = 2$: $f(n) = 0,605 \cdot e^{-\frac{(2-1,94)^2}{0,872}} = 0,605 \cdot 0,996 = 0,60$;

для $n_3 = 3$: $f(n) = 0,605 \cdot e^{-\frac{(3-1,94)^2}{0,872}} = 0,605 \cdot 0,276 = 0,17$.

Густини ймовірностей нормального закону розподілу подано на рис. 3.

Інтенсивність відмов підсистем ГМП автотранспорту у процесі нормальної експлуатації описується експоненціальним законом [7]. Тому ймовірність їх безвідмовної роботи протягом року (1500 год.) можна визначити:

$$P_t = e^{-\frac{1500}{T}}, \quad (5)$$

де P_t – напрацювання систем ГМП на відмову, год.

Використовуючи інтерполяційні формули (2) і (3), за якими можна визначити напрацювання на відмову підсистем ГМП, за формулою (5) визначаємо ймовірність їх безвідмовної роботи.

Напрацювання на відмову підсистем ГМП до вдосконалення для:

$$\text{– механічного редуктора} \quad P_t = e^{\frac{-1500}{688}} = 0,113;$$

$$\text{– системи керування} \quad P_t = e^{\frac{-1500}{10215}} = 0,23;$$

$$\text{– системи охолодження} \quad P_t = e^{\frac{-1500}{13405}} = 0,327.$$

Напрацювання на відмову підсистем ГМП після вдосконалення:

$$\text{– механічного редуктора} \quad P_t = e^{\frac{-1500}{11375}} = 0,267;$$

$$\text{– системи керування} \quad P_t = e^{\frac{-1500}{688}} = 0,113;$$

$$\text{– системи охолодження} \quad P_t = e^{\frac{-1500}{12245}} = 0,293.$$

Розраховані значення напрацювань на відмову підсистем ГМП подано у табл. 2.

Таблиця 2

Ймовірність безвідмовної роботи підсистем ГМП

Підсистеми ГМП	Ймовірність безвідмовної роботи P_t	
	до вдосконалення	після вдосконалення
Механічний редуктор	0,113	0,268
Система управління	0,230	0,113
Система охолодження	0,327	0,293

Аналіз даних, поданих у табл. 2, дозволяє оцінити ефективність конструктивних заходів з вдосконалення ГМП і виявити напрямки їх подальшого вдосконалення з метою підвищення надійності автотранспортувачів.

Висновки. На підставі спостережень побудовано гістограми розподілу ймовірності відмов складових підсистем ГМП автотранспортувачів та отримано інтерполяційні формули для їх кількісної оцінки до й після вдосконалення пакету фрикціонів ГМП.

Література

1. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України, 1994. – 75 с.
2. Волошанский В.В., Крокос Е.Л. Оценка работоспособности сцеплений по энергоёмкости // Автомобильная промышленность, 1980, №4. – С. 24-28.
3. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств / Г.С. Гудз: Монография. Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – 139 с.
4. Гудз Г.С. Системний аналіз конструкцій ГМП автотранспортувачів / Г.С. Гудз, М.В. Глобчак: Матеріали міжн. симп. SAKON-93, Жешув (РП), 1993. – С. 57-61.
5. Горский В.Г. Планирование промышленных экспериментов / В.Г. Горский, Ю.П. Адлер. – М.: Металлургия, 1974. – 273 с.
6. Драгомирецька Х.Т. Теорія ймовірності та математична статистика / Х.Т. Драгомирецька, О.М. Рибинська та ін. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2012. – 396 с.
7. Говорущенко Н.Я. Оценка надежности автопогрузчиков при испытаниях / Н.Я. Говорущенко, Н.И. Новицкий // Автотранспортник Украины, 1973, №1. – С. 27-28.

Стаття надійшла до редакції 16.05.2016