

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити висновок, що визначення параметра  $a$  по залежності (6) і співставлення його з величиною  $\bar{a}$  дозволяє оцінити вплив точності виготовлення профілю клина на величину динамічних навантажень у парі голка-клин, а також на величину напружень, що виникають у голці при роботі в'язальної машини.

### Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 209 с.
3. Повышение надежности трикотажного оборудования / Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. – К.: Техника, 1983. – 112 с.
4. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
5. Пипа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2008. – 416 с.
6. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики. – М.: Наука, 1965. – 512 с.
7. Пугачев В.С. Введение в теорию вероятностей. – М.: Наука, 1968. – 368 с.

Надійшла 4.11.2009 р.

УДК 621.22

С.В. РЕПІНСЬКИЙ

Вінницький національний технічний університет

## ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ОПОРУ ПЛАНШАЙБИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВОГО НАСОСА ЗАСОБАМИ МАТЕМАТИЧНОГО ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ

*В роботі представлено експериментальний стенд для дослідження характеристик аксіально-поршневого насоса з комбінованим автоматичним регулятором. На стенді проведено повний трьохфакторний експеримент для побудови математичної моделі моменту опору планшайби насоса залежно від тиску на виході насоса, подачі насоса і температури робочої рідини. Адекватність визначеної залежності для розгляданого діапазону рівнів факторів підтверджена за критерієм Фішера.*

*In activity the experimental bench for a signature analysis of an axial - piston pump with a combined automatic regulator is shown. On a bench the full three-factor experiment for construction of a mathematical model of drag torque of a circular table of the pump in pressure function on a pump outlet, pump capacity and temperature of working fluid is conducted. The adequacy to definite relation for considered range of levels of the factors is affirmed by yardstick of the Fisher.*

Ключові слова: критерій Фішера, автоматичний регулятор.

### Вступ

Момент або зусилля, що діє на регулюючий орган, – найважливіша характеристика регульованої гідропередачі, яка необхідна для вибору гідропідсилювача або інших пристроїв для керування гідропередачею. Зокрема для аксіально-поршневих насосів з автоматичним регулятором подачі практичний інтерес представляє момент (або зусилля), який повинен долати механізм регулювання при переміщенні регулюючого органа (при зміні робочого об'єму насоса). Величина цього моменту (зусилля) визначає потужність виконавчого механізму системи керування, який переміщає орган керування або утримує його в спокої. В аксіально-поршневому насосі регулюючим органом є похилий диск (планшайба), поворотом якої регулюється подача насоса. Момент на регулюючому органі в такому насосі залежить від тиску і величини подачі, конструкції насоса, сил тертя, інерційного, гіроскопічного ефектів та інших факторів [1].

Розрахувати вказані параметри практично важко, зважаючи на це для оцінки їх впливу на момент опору планшайби насоса виходять з дослідних даних з використанням сучасних статистичних методів планування і аналізу експерименту, які дозволяють значно підвищити ефективність досліджень.

### Основний розділ

На рис. 1 показана схема експериментального стенду, що використовується для дослідження характеристик системи керування аксіально-поршневим насосом. Його основними вузлами є виконавча частина з системою гідравлічного навантаження, основний аксіально-поршневий регульований насос з комбінованим автоматичним регулятором, станція підживлення основного насоса, розподільча частина, кондиціонери робочої рідини (бак, фільтри, теплообмінник) і вимірювально-реєструюча апаратура.

Насосна частина стенду містить насос підживлення НП, який подає робочу рідину з баку Б через фільтри Ф1 і Ф2 до аксіально-поршневого регульованого насоса 1. Планшайба 2 насоса знаходиться під впливом дії циліндрів керування 3, 4 і пружини 5.

Комбінований автоматичний регулятор 6 робочого об'єму насоса включає регулятор подачі 7 і регулятор потужності 9 [2, 3, 4]. Регулятор подачі 7 з пружиною 8 підтримує постійний перепад тиску на дросельній щілині Др.1 пропорційного розподільника Р1. Регулятор потужності 9 з профільним робочим вікном золотника і пружиною 10 обмежує значення максимального тиску в напірній гідролінії та забезпечує роботу насоса в режимі постійної потужності. Запобіжні клапани КЗ1 і КЗ2 обмежують значення максимального тиску в гідросистемі в аварійних режимах.

Виконавча частина стенду містить гідромотор М, який послідовно сполучений з регульованим дроселем Др.2. Регульований дросель Др.2 служить для імітації навантаження. Зменшення провідності Др.2 забезпечує збільшення тиску  $p_1$  в робочій гідролінії і відповідно збільшення тиску  $p_H$  на виході насоса до необхідної величини. Таким чином, змінюючи провідність регульованого дроселя Др.2 можна забезпечити необхідну величину і режими статичного навантаження.

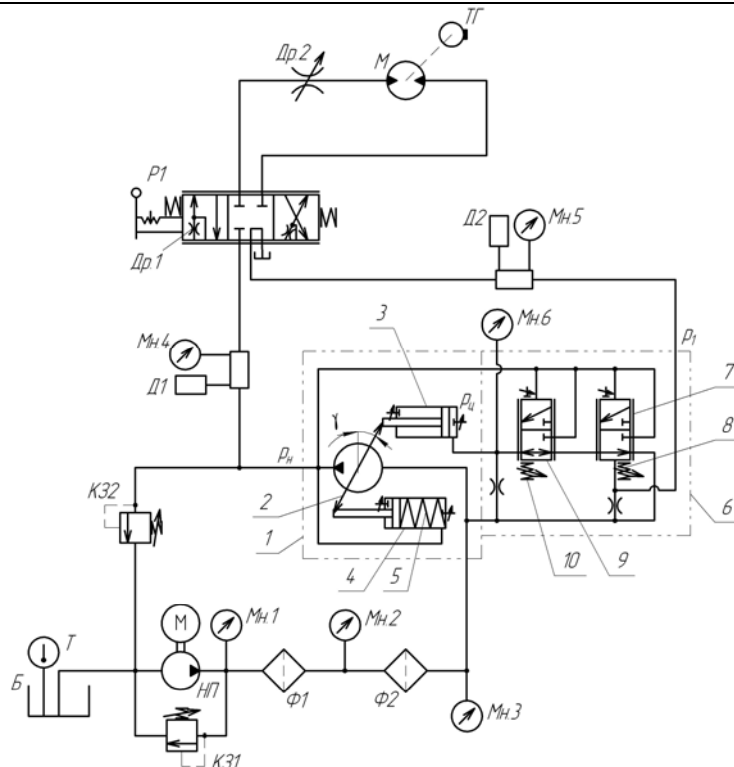


Рис. 1. Схема експериментального стенду

Фактична подача регульованого насоса  $Q_n$  визначається по частоті обертання вала гідромотора:

$$Q_n = q_M \cdot n_M,$$

де  $q_M = 40 \text{ см}^3$  – робочий об'єм гідромотора;  $n_M$  – частота обертання вала гідромотора.

На стенді можна проводити фізичне моделювання функціонування системи керування в широкому діапазоні зміни навантаження на виконавчому гідродвигуні. У процесі виконання експериментальних досліджень при вимірюванні характеристик досліджуваних об'єктів застосовувалися манометри Мн.1, 2, 3, 4, 5, 6, які дозволяють реєструвати величини тисків робочої рідини в різних точках гідросистеми при статичних режимах навантаження. Тахогенератор ТГ дозволяє фіксувати частоту обертання вала гідромотора  $n_M$ . Бак оснащений термометром для контролю температури робочої рідини.

Розроблений стенд дозволяє провести повнофакторний експеримент для побудови математичної моделі моменту опору планшайби насоса  $M_C$ . В якості факторів вибрані такі параметри, як тиск на виході насоса  $p_H$ , подача насоса  $Q_n$  і температура робочої рідини  $t_P$ .

Вибрані фактори  $p_H$ ,  $Q_n$ ,  $t_P$  відповідно позначено через  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ .

Перед початком експериментального дослідження встановлено верхній і нижній рівні факторів (табл. 1).

Таблиця 1

**Кодові значення рівнів факторів**

Рівні факторів	Кодове позначення	$p_H$ , МПа	$Q_n$ , м <sup>3</sup> /с	$t_P$ , °С
		$x_1$	$x_2$	$x_3$
Основний	0	7	$0,417 \times 10^{-3}$	40
Інтервал варіювання		3	$0,25 \times 10^{-3}$	20
Верхній	+	10	$0,667 \times 10^{-3}$	60
Нижній	-	4	$0,167 \times 10^{-3}$	20

Тут інтервал варіювання є окремою величиною для кожного фактора.

Додавання інтервалу варіювання до основного рівня дає верхній, а віднімання – нижній рівні факторів.

Для зручності запису умов досліду і обробки експериментальних даних необхідно виконати кодування факторів, тобто перевести натуральні значення рівнів факторів в кодові безрозмірні величини за формулою  $x_i = (x_i - x_{i0}) / \Delta x_i$ , де  $x_i$  – кодове значення  $i$ -го фактора;  $x_i$  – натуральне значення  $i$ -го фактора;  $x_{i0}$  – початковий (основний) рівень фактора;  $\Delta x_i$  – інтервал варіювання  $i$ -го фактора.

Після кодування рівні факторів приймають значення  $-1$  або  $+1$ .

Наприклад: верхній рівень 1-го фактора  $x_1 = (10 - 7)/3 = +1$ ; нижній рівень 1-го фактора  $x_1 = (4 - 7)/3 = -1$  і т.д.

Для оцінки впливу вибраних факторів на параметр оптимізації і математичного опису розглядуваного процесу в якості моделі доцільно використовувати поліном першого степеню

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_kx_k + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + \dots + b_{12\dots k}x_1x_2\dots x_k. \quad (1)$$

Поліном лінійний відносно невідомих коефіцієнтів, що спрощує обробку експериментальних даних. Для трьох факторів математична модель набуде вигляду

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3.$$

Кількість дослідів, необхідна для реалізації всіх можливих сполучень рівнів факторів, визначається за залежністю  $N = 2^k$ , де  $N$  – число дослідів;  $k$  – число факторів; 2 – число рівнів (верхній і нижній).

Для проведення експерименту необхідно прийняти матрицю планування, в якій стрічки відповідають різним незалежним дослідом, а стовпчики – рівням факторів. Матриця планування повного трифакторного експерименту представлена в таблиці 2.

Таблиця 2

Матриця планування експерименту

Номер дослідів	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1x_2$	$x_1x_3$	$x_2x_3$	$x_1x_2x_3$
1	+	-	-	-	+	+	+	-
2	+	+	-	-	-	-	+	+
3	+	-	+	-	-	+	-	+
4	+	+	+	-	+	-	-	-
5	+	-	-	+	+	-	-	+
6	+	+	-	+	-	+	-	-
7	+	-	+	+	-	-	+	-
8	+	+	+	+	+	+	+	+

В таблиці 2 наведені кодові значення факторів  $+1$  і  $-1$ . Для спрощення записів одиниці опускаються.

В матрицю введений стовпчик фіктивної перемінної  $x_0$ , яка у всіх випадках приймає тільки значення "+" і призначена для розрахунку вільного члену  $b_0$ . Стовпчики подвійної і потрійної взаємодії отримуються перемноженням стовпчиків  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  і призначені для розрахунку відповідних коефіцієнтів рівняння (1).

Для постановки кожного із 8 дослідів фактори  $x_1(p_H)$ ,  $x_2(Q_n)$  і  $x_3(t_P)$  задаються у відповідності з матрицею планування (табл. 2) на верхньому (+) або нижньому (-) рівнях.

Так, наприклад, 1-й дослід у відповідності з табл. 1 і 2 проводиться при наступних параметрах:  $p_H = 4$  МПа,  $Q_n = 0,167 \times 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с,  $t_P = 20$  °С. 2-й дослід –  $p_H = 10$  МПа,  $Q_n = 0,167 \times 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с,  $t_P = 20$  °С і т.д.

В процесі кожного дослідів реєструвалося значення тиску в циліндрі керування положенням планшайби насоса  $p_{Ц}$ . З метою підвищення точності виміру величини тиску  $p_{Ц}$  проводилися 3 паралельних дослідів при незмінних режимах.

Момент опору  $M_C$  визначався за формулою

$$M_C = \ell(F_4 \cdot p_{Ц} - F_5 \cdot p_H),$$

де  $\ell = 64 \times 10^{-3}$  м – плече дії керуючих циліндрів на планшайбу насоса;  $F_4 = 4,15 \times 10^{-4}$  м<sup>2</sup> – площа циліндра керування 3 (рис. 1);  $F_5 = 1,13 \times 10^{-4}$  м<sup>2</sup> – площа підпружиненого циліндра керування 4.

Середнє арифметичне значення параметра оптимізації для кожного рядка матриці визначається за

формулою  $\bar{y}_j = \sum_u y_{ju} / r$ , де  $r$  – число паралельних дослідів;  $u$  – номер паралельного дослідів;  $y_{ju}$  – значення параметра оптимізації в  $u$ -му паралельному дослідів  $j$ -го рядка матриці.

При проведенні 1-го дослідів 3 паралельних виміри тиску  $p_{Ц}$  дали наступні результати: 2,52; 2,58 і 2,7 МПа. Відповідно момент опору планшайби насоса  $M_C$  складає: 38,00; 39,6; 42,78 Н·м.

Тоді  $\bar{y}_j = (38,53+41,19+40,66)/3 = 40,13$  Н·м і т.д.

Для оцінки відхилень параметра оптимізації від середнього його значення обчислено дисперсію паралельних дослідів

$$S_j^2 = \sum_{u=1}^r (y_{ju} - \bar{y}_j)^2 / (r-1).$$

В 1-му досліді дисперсія рівна  $S_1^2 = (4,54 + 0,28 + 7,02)/2 = 5,92$  і т.п.

Результати дослідів і їх розрахункові параметри приведені в таблиці 3.

Таблиця 3

## Результати дослідів

Номер дослідів	Момент опору планшайби насоса $M_C$ , Н·м				$y_1 - \bar{y}$	$y_2 - \bar{y}$	$y_3 - \bar{y}$	$(y_1 - \bar{y})^2$	$(y_2 - \bar{y})^2$	$(y_3 - \bar{y})^2$	$S_j^2$
	$y_1$	$y_2$	$y_3$	$\bar{y}$							
1	38,00	39,6	42,78	40,13	-2,13	-0,53	+2,65	4,54	0,28	7,02	5,92
2	39,95	41,53	36,21	39,23	+0,72	+2,3	-3,02	0,52	5,29	9,12	7,47
3	42,23	38,29	31,89	37,47	+4,76	+0,82	-5,58	22,66	0,67	31,14	27,24
4	5,54	7,46	13,07	8,69	-3,15	-1,23	+4,38	9,92	1,51	19,18	15,31
5	34,17	30,37	35,93	33,49	+0,68	-3,12	+2,44	0,46	9,73	5,95	8,07
6	33,42	28,12	32,24	31,26	+2,16	-3,14	+0,98	4,67	9,86	0,96	7,75
7	32,16	38,36	25,96	32,16	0	+6,2	-6,2	0	38,44	38,44	38,44
8	6,75	5,82	1,53	4,7	+2,05	+1,12	-3,17	4,2	1,25	10,05	7,75
$\Sigma$				227,13							117,95

Однорідність дисперсії паралельних дослідів перевіряється за  $G$ -критерієм Кохрена, що представляє собою відношення максимальної дисперсії до суми всіх дисперсій

$$G_p = S_{j \max}^2 / \sum_{j=1}^N S_j^2 = 38,44/117,95 = 0,326.$$

Гіпотеза про однорідність дисперсії підтверджується, якщо розрахункове значення критерію не перевищує табличного [5].

Рівень значущості всіх розглядуваних критеріїв  $\alpha = 0,05$ . При цьому вірогідність  $P$  вірної відповіді складе

$$P = 1 - 0,05 = 0,95 \text{ або } 95 \%.$$

Розрахункове значення критерію порівнюється з табличним для степенів вільності чисельника  $f_1 = r - 1 = 3 - 1 = 2$  і знаменника  $f_2 = N = 8$ . Оскільки  $G_{табл} = 0,5157 > G_p = 0,326$ , то гіпотеза про однорідність паралельних дослідів приймається.

Звідси дисперсія відтворюваності буде рівною

$$S^2(y) = \sum_{j=1}^N S_j^2 / N = 117,95/8 = 14,74.$$

Помилка експерименту складе

$$S(y) = \sqrt{S^2(y)} = \sqrt{14,74} \approx 4,0.$$

Далі проводимо розрахунок коефіцієнтів математичної моделі (1).

Вільний член  $b_0$  обчислено за формулою  $b_0 = \sum_{j=1}^N \frac{\bar{y}_j}{N} = 28,39$ .

Коефіцієнти, які характеризують лінійні ефекти моделі ( $b_1, b_2$  і  $b_3$ ), визначено з виразу

$$b_1 = \sum_{j=1}^N \frac{x_1 \bar{y}_j}{N} = -7,42. \text{ Аналогічно } b_2 = -7,636; b_3 = -2,988.$$

Коефіцієнти ефекту взаємодії ( $x_1 x_2, x_1 x_3, x_2 x_3$  і  $x_1 x_2 x_3$ ) розраховано за залежністю

$$b_{12} = \sum_{j=1}^N \frac{x_1 x_2 \bar{y}_j}{N} = -6,64. \text{ Аналогічно } b_{13} = 0; b_{23} = 0,664; b_{123} = 0,332.$$

Після розрахунку всіх коефіцієнтів і їх підстановки в рівняння (1)

$$\hat{y} = 28,39 - 7,42x_1 - 7,636x_2 - 2,988x_3 - 6,64x_1x_2 + 0,664x_2x_3 + 0,332x_1x_2x_3. \quad (2)$$

Перевірка статистичної значущості коефіцієнтів виконується за  $t$ -критерієм Стьюдента. Для повного факторного експерименту помилки всіх коефіцієнтів рівні між собою і визначаються по формулі

$$S(b_i) = S(y) / \sqrt{N \cdot r} = 4 / \sqrt{8 \cdot 3} = 0,82.$$

Далі визначається довірчий інтервал довжиною  $2\Delta b_i$ .

$$\Delta b_i = \pm t_{кр} \cdot S(b_i) = 2,12 \cdot 0,82 = \pm 1,74.$$

Критичне значення  $t_{кр} = 2,12$  приймається по [5] для числа степенів вільності  $N(r-1) = 8 \cdot 2 = 16$  (при  $\alpha = 0,05$ ).

Коефіцієнт є значимим, якщо  $|b_i| \geq \Delta b_i$ . В рівнянні (2) такими коефіцієнтами є  $|b_{23}| = 0,664$  і  $|b_{123}| = 0,332$ , тому їх можна виключити без перерахунку інших.

Після виключення статистично незначущих коефіцієнтів рівняння (2) набуде вигляду

$$\hat{y} = 28,39 - 7,42x_1 - 7,636x_2 - 2,988x_3 - 6,64x_1x_2, \quad (3)$$

або у розгорнутому вигляді з використанням натуральних значень факторів

$$M_C = 28,39 - 7,42 \frac{p_H - 7 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} - 7,636 \frac{Q_n - 0,417 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-3}} - 2,988 \frac{t_P - 40}{20} - 6,64 \left( \frac{p_H - 7 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^6} \right) \left( \frac{Q_n - 0,417 \cdot 10^{-3}}{0,25 \cdot 10^{-3}} \right). \quad (4)$$

Коефіцієнти в рівнянні вказують на силу впливу факторів. Чим більша величина коефіцієнта, тим більший вплив здійснює даний фактор.

Якщо коефіцієнт має знак "+", то зі збільшенням значення фактора параметр оптимізації збільшується.

Знак "-" при коефіцієнті вказує, що при збільшенні значення даного фактора параметр оптимізації зменшується. В даному випадку такими факторами є тиск на виході насоса  $p_H$ , подача  $Q_n$  і температура робочої рідини  $t_P$ .

Отримане рівняння перевіряється на адекватність по критерію Фішера

$$F_p = S_{ag}^2 / S^2(y).$$

Тут дисперсія адекватності

$$S_{ag}^2 = r \sum_{j=1}^N (\bar{y}_j - \hat{y}_j)^2 / (N - \lambda),$$

де  $\lambda$  – число значущих коефіцієнтів рівняння;  $\bar{y}_j$  – середнє арифметичне значення параметра оптимізації в  $j$ -му досліді;  $\hat{y}_j$  – значення параметра оптимізації, яке обчислене по моделі для умов  $j$ -го досліді.

Якщо виконується умова  $F_p \leq F_{табл}$ , то розроблена модель є адекватною.

Значення параметра оптимізації  $\hat{y}$  обчислено по математичній моделі (3) і матриці планування (табл. 2). Наприклад, для 1-го досліді

$$\hat{y} = 28,39 - 7,42(-1) - 7,636(-1) - 2,988(-1) - 6,64(+1) = 39,79 \text{ і т.д.}$$

В результаті проведених розрахунків визначено дисперсію адекватності  $S_{ag}^2 = 3 \cdot \frac{4,41}{8-5} = 4,41$ .

Критерій Фішера (розрахунковий)  $F_p = 4,41/14,74 = 0,299$ .

По [5] визначено критичне значення  $F_p$ -критерію для степенів вільності  $F_{ag} = N - \lambda = 8 - 5 = 3$  і  $f_E = N(r-1) = 8(3-1) = 16$  (при  $\alpha = 0,05$ ).

Оскільки  $F_p = 0,299 < F_{табл} = 3,24$ , то модель є адекватною.

### Висновки

1. Проведений повний трьохфакторний експеримент і побудовано математичну модель залежності моменту опору  $M_C$  планшайби аксіально-поршневого насоса від таких параметрів, як тиск на виході насоса  $p_H$ , подача насоса  $Q_n$  і температура робочої рідини  $t_P$ .

2. Отримана математична модель підтверджує значущість впливу вибраних факторів  $p_H$  ( $x_1$ ),  $Q_n$

$(x_2)$  і  $t_P (x_3)$ , а також ефекту взаємодії  $p_H$  і  $Q_n (x_1x_2)$  на момент опору планшайби насоса  $M_C$ .

3. Виявлено, що зі збільшенням тиску на виході насоса  $p_H$  і подачі  $Q_n$  момент опору планшайби насоса  $M_C$  зменшується, так як коефіцієнти  $b_1$  і  $b_2$  вийшли від'ємними. При цьому більший вплив в діапазоні вибраних рівнів варіювання факторів здійснює подача насоса  $Q_n (b_2 > b_1)$ . При збільшенні температури робочої рідини  $t_P$  момент опору планшайби насоса  $M_C$  зменшується, але вплив цього фактору менш значний, чим вплив тиску на виході насоса  $p_H$  і подачі  $Q_n$ , оскільки  $b_3 < b_1 < b_2$ .

4. Адекватність визначеної залежності для розглядуваного діапазону рівнів факторів підтверджена за критерієм Фішера.

### Література

1. Прокофьев В. Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / Под ред. В. Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1969. – 496с.
2. Буренников Ю. А. Удосконалення схем регуляторів подачі насосів гідросистем, чутливих до навантаження, та їх статичні характеристики / Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Вісник ВПІ. – 2004. – № 5. – С.88-92
3. Буренников Ю. А. Експериментальний стенд для дослідження характеристик гідроприводу з насосом змінної продуктивності / Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Промислова гідраліка і пневматика – 2007. – № 4 (18). – С. 79-82
4. Буренников Ю. А. Динаміка системи керування регульованим насосом з автоматичним регулятором подачі / Ю. А. Буренников, Л. Г. Козлов, С. В. Репінський // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»). – Луцьк, 2009. – Випуск 25, частина II. – С.26-30
5. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский – М.: Наука, 1976. – 280с.

Надійшла 9.11.2009 р.

УДК 621.891

В.П. СВИДЕРСЬКИЙ, Л.П. МЕЛЬНИЧУК, В.С. НАРАЄВСЬКИЙ  
Хмельницький національний університет

## ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ НАТЯЖНОГО БАШМАКА ГАЗОРОЗПОДІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ АВТОМОБІЛЯ ВАЗ – 21011

*Виконано аналіз роботи і видів зношування башмака газорозподільчого механізму автомобіля ВАЗ – 21011. Обґрунтовано вибір матеріалу для заміни базового матеріалу башмака газорозподільчого механізму. Виконані лабораторні дослідження зносостійкості антифрикційних матеріалів башмака газорозподільчого механізму показали доцільність застосування в якості башмака матеріалу графелон-20.*

*The analysis of operation and kinds of wearing of the gas-distributing gear VAZ-21011 shoe is determined. Selection of the material for replacing of the basis material of the gas-distributing gear shoe is grounded. The laboratory investigations of the wear of the antifriction materials of the gas-distributing gear shoe show the necessity of application the material Graphelon-20 as a shoe.*

Ключові слова: газорозподільчий механізм, зносостійкість, графелон-20.

### Вступ

Двигун внутрішнього згорання складається із трьох систем і двох механізмів: кривошипно-шатунний механізм, механізм газорозподілу, система мащення, система охолодження, система живлення й система запалювання.

Розподільний вал – чавунний, встановлений на п'яти опорних шийках та обертається в алюмінієвому литому корпусі в підшипниках ковзання, встановлений на головці циліндрів [1]. До передньої частини розподільчого валу кріпиться ведуча зірочка. Від осьових переміщень вал утримується опорним фланцем, що розміщений у проточці передньої опорної шийки розподільчого валу. Привід розподільного валу здійснюється від ведучої зірочки 5 (рис. 1) колінчастого валу дворядним втулково-роликівим ланцюгом 2. Цим же ланцюгом приводиться в рух зірочка 4 вала приводу масляного насосу. Ланцюговий привід має напівавтоматичний натяжник 8 із башмаком 7 та заспокоювачем 3 ланцюга з гумовими накладками.

У нижній частині блоку циліндрів встановлений обмежувальний палець 6, який запобігає спаданню ланцюга в картер при знятій зірочці 1 розподільчого валу. Натяжник складається з корпуса 2 (рис. 2), стержня 3 з двома пружинами, плунжера 7 та ковпачкової гайки 1 з зажимним сухарем 9, який фіксується в гайці з стопорним кільцем 4. Пружина 8 діє на стержень через шайбу 6. Плунжер утримується від випадання