

За даними табл. 3 побудована діаграма розвинутості системи (рис. 7). Необхідно зазначити, що при градуванні лінії керованості не враховано винахід на повітровід з датчиком температури та зворотним зв'язком (пат. США №6,169,850), оскільки він стосується тільки варіанту нагрівання. Якщо цей патент врахувати, то керованість сягне значення 7 балів.

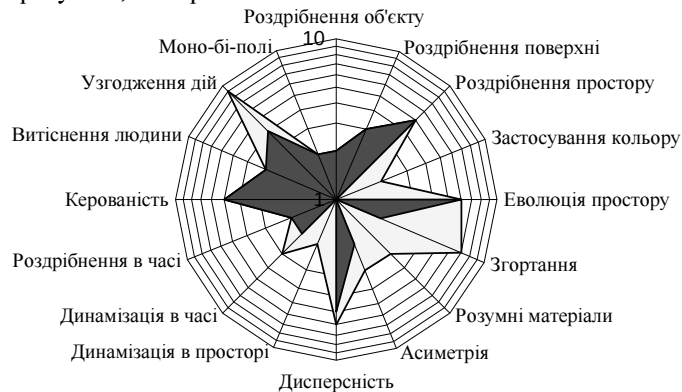


Рис. 7. Діаграма розвитку технічної системи "повітровід"

З діаграми видно, що найбільший еволюційний потенціал ЛСПП зосереджений в трьох основних напрямках: динамізація у просторі, застосування кольору, застосування "розумних матеріалів". Застосування кольору в ЛСПП може забезпечити збільшення зручності експлуатації, розробки, керування параметрами ЛСПП завдяки можливості візуалізації розподілу теплового поля у повітроводі за допомогою різновиду "розумних речовин" – термохромів, рідких кристалів тощо, індикації виходу режимів за встановлені межі та ініціалізації зворотних зв'язків для приведення режиму до норми, що автоматично потягне за собою збільшення керованості системи та ефективізацію її роботи за рахунок координації (узгодження) окремих дій у системі. Застосування "розумних матеріалів", здатних змінювати свої теплофізичні властивості, наприклад, теплову провідність геометричні розміри зі зміною температури (розвивати ребра на поверхні, змінювати площу поперечного перерізу тощо) могло б збільшити корисну тепловіддачу системи, адаптацію властивостей системи до змінних умов експлуатації, і як, наслідок, динамічність та керованість системи, ефективність задоволення потреб споживача.

Оцінка виявлених напрямків пріоритетного розвитку ЛСПП та способів їх реалізації за критерієм корисний результат/витрати дозволяє визнати найбільш перспективними на найближчі роки роботи по динамізації системи за рахунок застосування "розумних матеріалів" та внутрішніх просторових ресурсів системи, збільшення її дисперсності та рівня структурованості (структуризація перфорованих отворів по стінках повітроводу як засіб здійснення основної функції ЛСПП – керування параметрами перерозподілу теплового поля в об'ємах конструкцій). Останнє потребує створення математичних моделей відповідних структурованих систем та алгоритмів розрахунку таких моделей.

Література

1. Інформаційно-пошукова система Patent Office of USA – www.uspto.gov.
2. Інформаційно-пошукова система РФ Роспатент – www.fips.ru.
3. Slocum M.S. Technology Maturity Using S-curve Descriptors// Journal of TRIZ. – December, 1998. – www.triz-journal.com.
4. Darrell Mann. Evolutionary-Potential™ in Technical and Business Systems// Journal of TRIZ, July, 2002. – www.triz-journal.com.
5. Гліненко Л.К., Дайновський Ю.А. Оцінка еволюційної доцільності інвестування інновацій// Науковий вісник: Збірн. наук.-техн. праць. – Львів: УкрДЛТУ, 2002, вип. 12.5.
6. Mann D. Using S-Curves and Trends of Evolution in R&D Strategy Planning// Journal of TRIZ. – July, 1999. – www.triz-journal.com.
7. Mann D.L. Trimming Evolution Patterns For Complex Systems. – www.ideationtriz.com; Mann, D.L., 'Using S-Curves and Trends Of Evolution In R&D Strategy Planning', TRIZ Journal, July 1999 – www.triz-journal.co.

УДК 621.825

Доц. Б.І. Кіндрацький, канд. техн. наук –
НУ "Львівська політехніка"

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРИВОДУ ІЗ ЗАПОБІЖНОЮ МУФТОЮ З ПРОФІЛЬНИМ ЗАМИКАННЯМ У СТОПОРНОМУ РЕЖИМІ РОБОТИ

Наведені результати експериментального дослідження динаміки запобіжних муфт з профільним замиканням при пробуксовуванні у стопорному режимі роботи. Встановлено, що такі муфти залежно від конструктивних параметрів створюють динамічні навантаження, які у 1,5–2,0 рази можуть перевищувати номінальні. Підбираючи спеціальним чином профіль на півмуфтах кулькових запобіжних муфт, можна суттєво зменшити динамічні навантаження у приводі, звівши їх практично до статичних.

Doc. B.I. Kindracki – NU "L'viv'ka Politecnika"

Experimental research of dynamic of a drive with a safety clutches of profile closure in lock operational mode

The outcomes of an experimental research of dynamic of safety clutches with profile closure in lock operational mode are stated. It is established, that such clutches depending on design parameters create dynamic loads, which one in 1,5 – 2 times can exceed rated. Having selected the special profile on half of the clutch, it is possible essentially to reduce dynamic loads in links of a drive.

Запобіжні муфти з профільним замиканням (кулачкові, кулькові) широко застосовують для захисту приводів машин від перевантажень [1]. Одним з недоліків таких муфт є залишковий динамічний момент, який вони створюють при пробуксовуванні у стопорному режимі роботи [2, 3]. Величина такого моменту, за інших однакових умов, визначається кутом нахилу кулачків або профілем лунок під кульки.

З метою встановлення характеру зміни й величини залишкового динамічного моменту у валопроводах приводу після спрацювання таких муфт нами було проведено експериментальне дослідження на спеціально сконструйованому стенді (рис. 1).

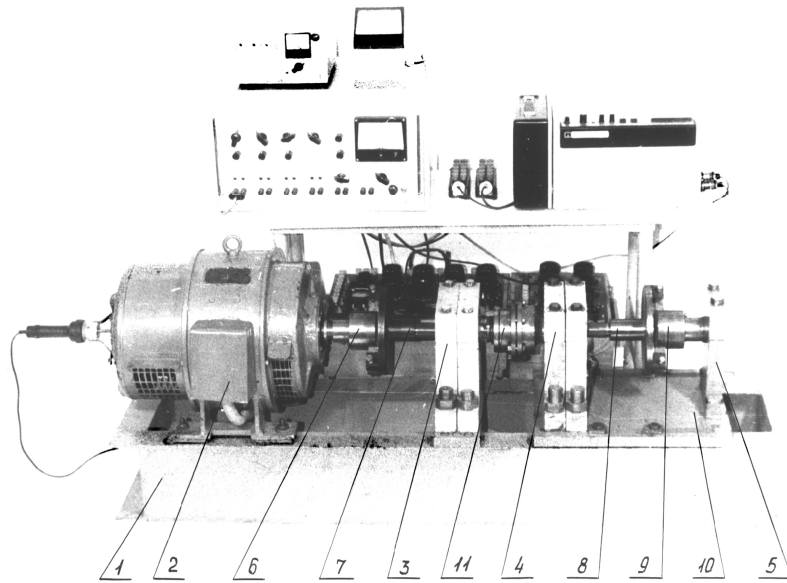


Рис. 1. Стенд для експериментального дослідження

Стенд складається зі станини 1, на якій співвісно встановлені електромотор 2 постійного струму ПН-68, ліва опора 3, права опора 4 і стопорний вузол 5. Електромотор 2 через пружну муфту 6 з'єднаний з провідним валом 7; ведений вал 8 через пружну муфту 9 з'єднаний зі стопорним вузлом 5. Права опора 4 і стопорний вузол 5 встановлені на рухомій платформі 10. Запобіжну муфту 11 встановлювали між опорами 3 і 4, з'єднуючи вільні кінці валів 7 і 8. Живлення електромотора 2 постійним струмом здійснювалось від стабілізованого джерела живлення. Частота обертання ротора електромотора регулювалась зміною напруги у колі якоря регулятором РНО-250-5. Напруга в обмотці збудження при цьому підтримувалась сталою $u=220$ В. Оскільки потужність електромотора у процесі експерименту використовувалась тільки на 20-30 %, то частота обертання ротора електромотора була сталою.

Для зміни частоти пружних коливань провідної та веденої частин приводу у конструкції стенда передбачені пружні муфти 6 і 9. Вони складаються з двох півмуфт, з'єднаних пружною пластиною, встановленою у прямокутний паз однієї з півмуфт і зафіксованою в ній гвинтами (рис. 2); вільні кінці пластин входять у пази другої півмуфти. Зміна частоти коливань здійснювалась встановленням пластин різної товщини.

Для вимірювання динамічного крутного моменту у валах приводу на вал 7 і 8 були наклеєні тензодавачі, з'єднані через струмознімачі щіткового типу з вимірювальною апаратурою. В експерименті застосовувались тензодавачі типу "Кремністор". Коефіцієнт тензочутливості давачів $k_m=120$, опір у недеформованому стані $R=150$ Ом, температурний коефіцієнт опору $\beta_m=0,09$ %. Давачі були наклеєні на вал під кутом $\pi/4$ рад до його осі клеєм ВЛ-931 в лабораторних умовах за спеціальною технологією виробника. Сиг-

нал з тензодавачів підсилювався тензометричним підсилювачем "Топаз-2" і подавався на 24-канальний осцилограф НО44-2. Зміну крутного моменту у валопроводах під час пробуксовування запобіжної муфти у стопорному режимі роботи записували на фотопaperі.

Тарування тензодавачів було проведено безпосередньо на стенді. При цьому по чергово навантажували провідний і ведений вали приводу відомим за величиною крутним моментом. Змінюючи дискретно величину крутного моменту, на екрані осцилографа заміряли відхилення променя від нульової точки. Навантаження здійснювали в бік зростання, а потім зменшення крутного моменту. У результаті було отримано середнє значення масштабного коефіцієнта $\mu_c=2$ Н·м/мм.

Частоту обертання ротора електромотора вимірювали електронним тахометром ТЄ 30-5Р, жорстко з'єднаним за допомогою кронштейна і спеціального валика з ротором електромотора (рис. 3).

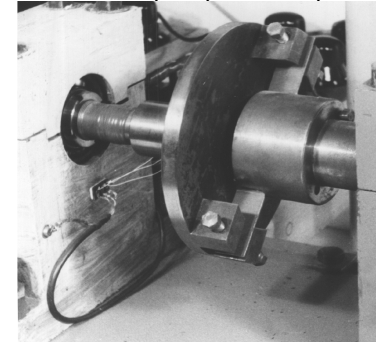


Рис. 2. Пружна муфта

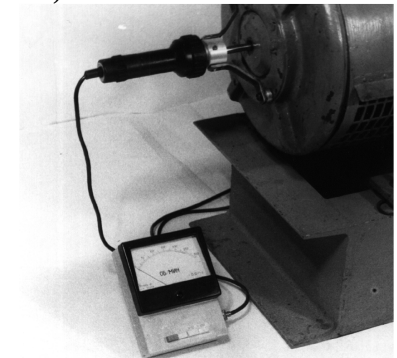


Рис. 3. Електронний тахометр ТЄ 30-5Р

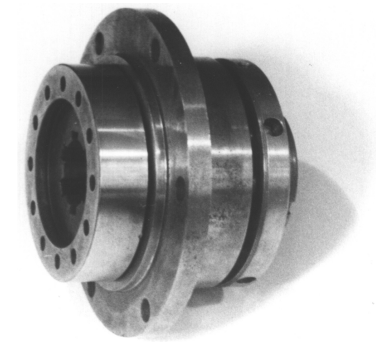


Рис. 4. Кулькова запобіжна муфта



Рис. 5. Профіль на півмуфті

Досліджували динаміку приводу з кульковою запобіжною муфтою з розташуванням кульок в отворах однієї з півмуфт (рис. 4). Профіль на півмуфті (рис. 5) мав тороподібну форму з такими параметрами: $d=0,011$ м; $d_1=0,005$ м; $h=0,002$ м; $d_0=0,0113$ м; $R_m=0,0375$ м. В усіх випадках муфта була відрегульована на передачу крутного моменту $M=50$ Н·м, а критична швид-

кість обертання (швидкість, при якій кулька втрачає контакт з профілем лунки) становила 20 с^{-1} . Параметри приводу мали такі значення: $J_2=0,015 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_3=0,0112 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $J_5=0,015 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $C_{1,2}=8400 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $C_{2,3}=74500 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$; $C_{5,6}=1200 \text{ Н}\cdot\text{м/рад}$.

Осцилограми зміни динамічного моменту у валопроводах приводу під час пробуксовування муфти подані на рис. 6. Як видно з осцилограм, характер зміни крутного моменту у валопроводах має змінний характер. У період між ударами коливання швидко затухають. За невеликих швидкостей обертання провідної ланки можна виділити три проміжки на осцилограмах: різкий стрибок крутного моменту, горизонтальна площадка і зворотне закручування.

Різкий стрибок крутного моменту, незалежно від власної частоти пружних коливань провідної та веденої частин приводу і кутової швидкості обертання ротора електромотора, завжди спостерігається у першій півхвилі коливань системи на нижчій власній частоті зразу ж після удару півмуфти. Крива зміни пружного моменту зміщена відносно нульової лінії і має яскраво виражений однобічний характер. Це зумовлено наявністю залишкового крутного моменту у період пробуксовування муфти і тертям між кульками та півмуфтою.

При невеликих швидкостях, обертання перед черговим ударом півмуфти, коли кульки входять у лунки з їхнього неробочого боку, спостерігається зворотне закручування валів. Його величина визначається відносною швидкістю обертання півмуфти і власними частотами провідної та веденої частин приводу. Зі збільшенням кутової швидкості обертання ротора електромотора від'ємне закручування зменшується, прямує до нуля. В усіх випадках спостерігаються сумарні коливання, в яких проглядаються власні нижча та вища частоти пружних коливань. Крім цього з осцилограм легко бачити (рис. 6, а, б), що зі збільшенням кутової швидкості обертання ротора електромотора до критичного значення для кулькової запобіжної муфти максимальне значення пружного динамічного моменту у валопроводах зростає (аналогічна картина, очевидно, спостерігатиметься в усьому діапазоні кутових швидкостей для кулачкових запобіжних муфт, в яких кут профілю є сталим). При перевищенні кутовою швидкістю критичного значення для кулькових запобіжних муфт з тороїдальним профілем лунок максимальне значення пружного крутного моменту у валопроводах суттєво зменшується. Це можна пояснити збільшенням кута удару півмуфти та кульок.

Результати вимірювання на осцилограмах максимального динамічного крутного моменту у веденій частині приводу подані в таблиці. У кожній серії проводилось по п'ять вимірів. Достовірність результатів експерименту оцінювалась за значенням коефіцієнта Кохрена [4], який розраховувався за формулою:

$$G_p = \max D_i / \sum_1^{m_e} D_i, \quad (1)$$

де $\max D_i$ – найбільше значення дисперсії з розглянутих паралельних серій

m_e ; $\sum_1^{m_e} D_i$ – сума дисперсій m_e серій.

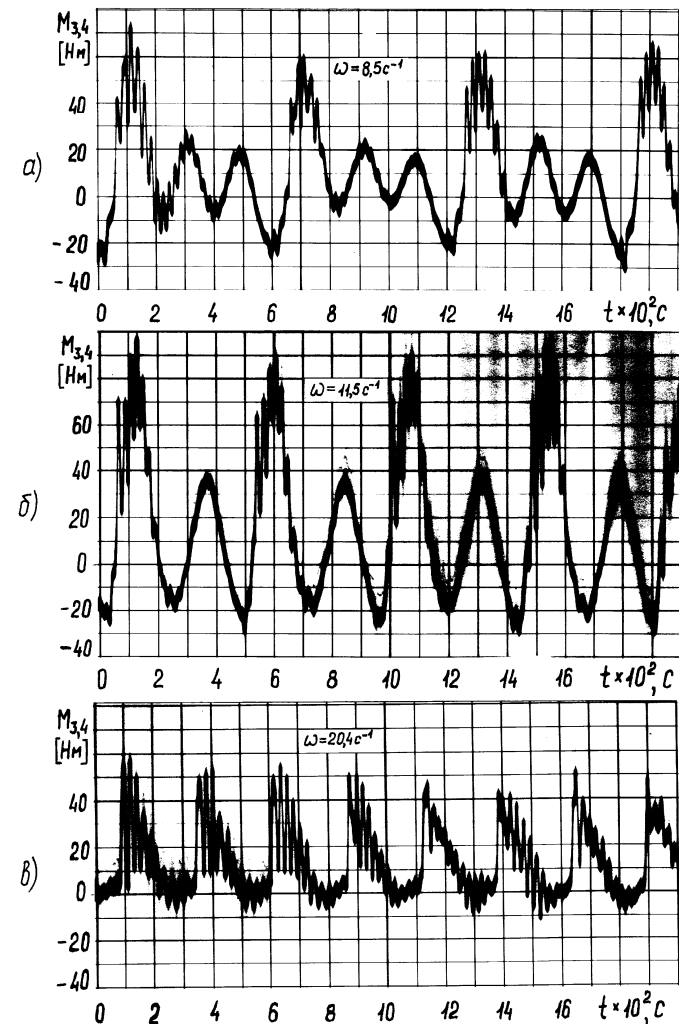


Рис. 6. Осцилограми зміни динамічного моменту у валопроводах приводу під час пробуксовування муфти

Табл. Результати вимірювання на осцилограмах максимального динамічного крутного моменту у веденій частині приводу

Номер серії,	Виміряні значення $M_{3,4}^{max}$ в одній серії					Результати розрахунків	
m_e	1	2	3	4	5	$\bar{X}_e$	σ_e^2
1	49	57	55	56	55	54,3	7,68
2	61	59	53	63	59	59	11,2
3	65	65	60	75	65	63,6	51

Середньоарифметичне значення пружного крутного моменту в ланках приводу і дисперсії для кожної серії вимірювань визначались відповідно за формулами:

$$\bar{X}_e = \frac{1}{n_e} \sum_{i=1}^{n_e} X_{ei}; \quad (2)$$

$$\bar{X}_e = \frac{1}{n_e} \sum_{i=1}^{n_e} (X_{ei} - \bar{X}_e)^2. \quad (3)$$

Результати розрахунку зведені в таблицю. За даними таблиці відповідно до формули (1)

$$G_p = \frac{51}{7,684 + 11,2 + 5,1} = 0,73.$$

Табличне значення критерію Кохрена G_m , що відповідає ймовірності довіри 0,95, для кількості паралельних серій $m_e=3$ та кількості ступенів вільності $q=4$ дорівнює 0,746 [4]. Оскільки $G_p < G_m$, то відтворюваність дослідів можна вважати доброю.

Висновки. Запобіжні муфти з профільним заміканням і сталим кутом нахилу профілю робочих поверхонь півмуфт (кулачків, лунок під кульки) при пробуксовуванні створюють динамічний пружний момент у валопроводах приводу у 1,5–2,0 рази більший, ніж розрахунковий.

Кулькові запобіжні муфти при пробуксовуванні на швидкостях обертання, більших від критичної, створюють динамічні навантаження у приводі, які несуттєво перевищують статичне (номінальний крутний момент).

Коефіцієнт динамічності, або коефіцієнт перевищення залишкового динамічного моменту у валопроводах приводу після спрацювання запобіжної муфти з профільним заміканням, обов'язково потрібно враховувати як один з головних критеріїв при параметричному синтезі таких муфт.

Література

1. Поляков В.С., Барбаш І.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
2. Лопаткин А.Г. Динамические нагрузки у приводе с шариковой предохранительной муфтой // Известия вузов. Машиностроение. – 1969, № 10. – С. 61-65.
3. Решетов Д.Н., Лопаткин М.Г. Динамические нагрузки у приводе с кулачковой предохранительной муфтой // Известия вузов. Машиностроение. – 1967, № 2. – С. 39-43.
4. Сиденко В.М., Грушко И.М. Основы научных исследований. – Харьков: Вища шк. – 1978. – 200 с.

УДК 681.62.067

В.Р. Пасіка, О.М. Поліудов

ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА ЗАДАНИМ ПЕРЕМІЩЕННЯМ ПОВЗУНА

Розглядаються кривошипно-повзунні механізми із змінною геометрією. Наводяться аналітичні залежності для обчислення такої змінної довжини кривошипа, яка забезпечує необхідний закон руху повзуна.

V.R. Pasika, O.M. Poliudov

Geometrical synthesis mechanisms slider-crank on the given moving of the slider

In work are considered slider-crank mechanisms with varied geometry. The analytical dependencies for calculation varied crank long are resulted, which provides the required law of movement of the slider.

Синтезу плоских важільних механізмів присвячено багато праць, в яких розглядають механізми тільки з ланками постійної довжини. У таких механізмах у принципі не можливо підібрати геометрію механізму, аби отримати конкретний наперед заданий закон руху повзуна.

Для того, щоби кривошипно-повзунним механізмом (КПМ) забезпечити потрібний закон переміщення повзуна, необхідно певним чином змінювати один або кілька геометричних розмірів механізму. Найпростіше це зробити, змінюючи довжину кривошипа. Фундаментальних робіт, в яких проводиться синтез КПМ із змінною довжиною кривошипа на терені СНД, авторам не відомі.

На рис. 1 подана інтерпретація КПМ зі змінною довжиною кривошипу.

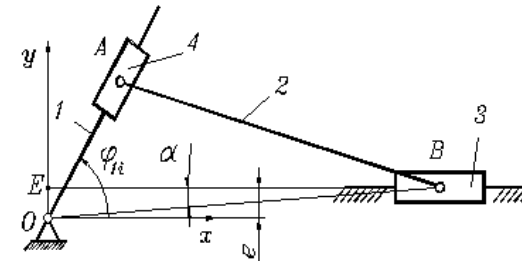


Рис. 1. Інтерпретація кривошипно-повзунного механізму зі змінним кривошипом

Питання, яким чином змінювати довжину кривошипа, у даній роботі не ставиться. Хоча це може бути і кулачок, і кроковий електродвигун, тощо.

Сформулюємо задачу таким чином. Задано: початкова довжина кривошипа – l_1 , довжина шатуна АВ – l_2 , ексцентриситет – e і закон переміщення повзуна – x_{B_i} . Необхідно визначити такі відносні переміщення δr_i повзуна "4" і кривошипа, при яких забезпечується задане переміщення x_{B_i} . У загальному випадку визначення довжини кривошипа $r_i = l_1 + \delta r_i$ за відомим переміщенням повзуна зводиться до визначення координат точок перетину прямої $y = x \cdot \tan \phi_{ri}$ і кола радіусом l_2 з центром в точках $B(x_{B_i}, e)$.

Розв'яжемо дану задачу найбільш наочним, на наш погляд способом.

На рис. 2 подано схеми КПМ у положеннях, коли кут передачі $\mu = \mu_1$ тупий – суцільні лінії і коли кут $\mu = \mu_2$ – гострий.