

УДК 621.9.02.077-52

**Р.А. Склярів, канд. техн. наук, доц.; Шанайда В.В. канд. техн. наук, доц.**  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

## **ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ПРИВОДУ АВТОМАТИЧНОЇ ЗАМІНИ ІНСТРУМЕНТІВ БАГАТОЦІЛЬОВИХ ВЕРСТАТІВ**

**R. Skliarov, Ph.D., Assoc. Prof.; V. Shanaida, Ph.D., Assoc. Prof.**

### **DYNAMICAL MODEL OF AUTOMATIC TOOLS CHANGE DRIVE FOR MULTIPURPOSE MACHINES**

Сучасні багатоцільові верстати (БЦВ), як правило, широко використовують пристрої автоматичної заміни інструменту (ПАЗІ), вони виконують наступні функції: розміщення інструменту, підготовчий рух інструменту в позицію очікування, власне заміну інструменту та повернення інструменту в накопичувач.

В сучасних БЦВ використовуються автооператори у вигляді двозахватних «рук», такі пристрої здійснюють складний рух – поворот автооператора та поступальний рух вводу-виводу інструментів. Для поступального руху в системах з гідроприводом використовуються системи з гідроциліндром, а для обертового – приводи з гідроциліндром і зубчасто-рейковою передачею, гідромотором і зубчастим редуктором. Електромеханічні приводи, які також широко використовуються, містять механічні перетворювачі руху на базі кулачкових та мальтійських механізмів.

Особливості, які відрізняють ПАЗІ від інших механізмів допоміжних рухів на верстатах – змінність мас (інструменти які переміщуються мають кожного разу іншу вагу), невірноваженість виконавчих органів та дуже малий час роботи. Цикл роботи ПАЗІ може тривати кілька секунд, кожен окремий рух може займати від 0.5 до 2 сек. Тому вибір оптимальних параметрів елементів приводу ПАЗІ на стадії проектування є актуальним завданням.

В більшості ПАЗІ використовують закон зміни швидкості руху, який близький до трапецеїдального. Під час роботи в ПАЗІ виникають перехідні процеси (під час розгону та гальмування приводу), мають місце імпульсні збурення. Вони пов'язані з зазорами в механізмах з низькою жорсткістю, особливо в механізмах з довгими кінематичними ланцюгами.

В гідромеханічних приводах розгін, як правило, відбувається відносно плавно, а гальмування супроводжується значними низькочастотними коливаннями і ударами, що впливає в подальшому на довговічність механізмів. Для усунення такого несприятливого явища для гальмування гідроприводів використовують дроселюючі пристрої, які забезпечують більш рівномірну швидкість руху і стабільну роботу на малих швидкостях.

В електромеханічних приводах автооператорів мають місце довгі кінематичні ланцюги, їх жорсткість є нижчою в порівнянні гідромеханічними приводами. В таких приводах в процесі експлуатації виникають низькочастотні (обумовлені податливістю системи) та високочастотні (викликані розкриттям зазорів) коливання. Ці коливання створюють в системі прискорення, які в кілька разів можуть перевищувати номінальні. Найбільші значення таких прискорень виникають на валі після кулачкових або мальтійських механізмів. Коливання в цих механізмах призводять до підвищеного зношення пазів кулачкових та мальтійських механізмів.

Динамічна модель ПАЗІ може бути побудована із моделей окремих елементів, які входять в її склад. Ці моделі є системами звичайних нелінійних диференціальних рівнянь. В якості основної динамічної системи механічної частини ПАЗІ прийнято

трьохмасову динамічну систему, параметри якої визначаються за загальноприйнятою методикою для розрахунку параметрів приводу [1].

Розглянемо привід від гідромотору (рис. 1), в ньому приведення мас здійснюється до гідромотору або поршня.

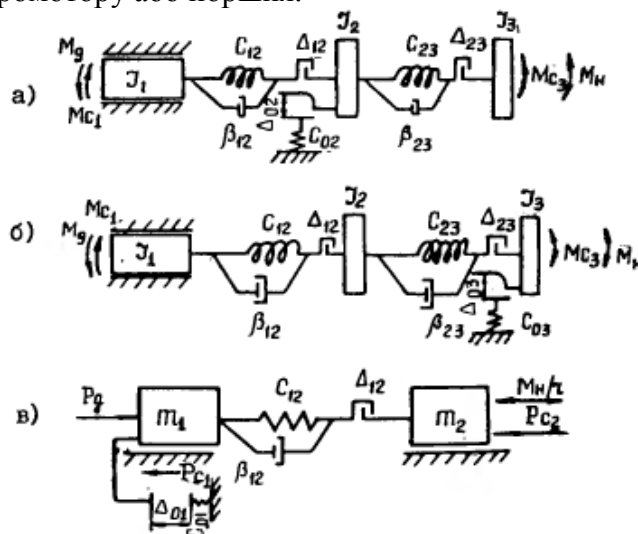


Рис. 1. – Розрахункові динамічні схеми гідромеханічних приводів ПАЗІ:

- а) при повороті автооператора; б) при повороті інструментального магазину від гідромотору; в) при повороті автооператора від гідроциліндра.

Дану систему опишемо за допомогою диференціальних рівнянь, які описують динамічну трьохмасову крутильну систему.

Запишемо рівняння для приводу з гідромотором:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_{12} \dot{u}_{12} + c_{12} u_{12}^* + \frac{q}{2\pi} (p_1 - p_2) + M_{c1} \sin \varphi_1 = 0;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + \beta_{23} \dot{u}_{23} + c_{23} u_{23}^* - c_{12} u_{12}^* - \beta_{12} \dot{u}_{12} + c_{02} (\varphi_2 - \Delta_{02}) = 0;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - \beta_{23} \dot{u}_{23} - c_{23} \dot{u}_{23} + M_n \sin \varphi_3 + M_{c3} \sin \varphi_3 + c_{03} (u_{23} - \Delta_{03}) = 0$$

де,  $J_i$  – момент інерції  $i$ -ї маси;

$\beta_{ij}$  – опір, який пропорційний швидкості зміни відносного зміщення  $i$ -ї та  $j$ -ї мас (демпфування);

$c_{ij}$  – крутильна жорсткість пружного елемента між сусідніми масами  $i$  та  $j$ ;

$u_{ij}$  – пружна деформація елемента жорсткості  $c_{ij}$ :

$$u_{ij} = \varphi_j - \varphi_i; \quad u_{ij}^* = \begin{cases} u_{ij} \pm \frac{\Delta_{ij}}{2} & \text{при } |u_{ij}| > \frac{\Delta_{ij}}{2} \\ 0 & \text{при } |u_{ij}| \leq \frac{\Delta_{ij}}{2} \end{cases}$$

тут  $\Delta_{ij}$  – кутовий зазор;

$M_{c1}, M_{c3}$  – моменти опору на відповідному валі;

$c_{0i}$  – жорсткість в контакті рухомого елемента і упору;

$\Delta_{0i}$  – шлях, який проходить рухомий елемент від початку руху до моменту удару;

$M_n$  – момент від невірноваженості виконавчого органу.

Дана математична модель використовується для моделювання приводів ПАЗІ з використанням пакету Mathcad та програми VisSim.

### Література:

1. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – Т.2: Шпиндели и их опоры, механизмы и детали приводов. – 520 с.