

## ПРОБЛЕМА ПОВНОГО ЗРІВНОВАЖУВАННЯ НАДЛИШКОВИХ СИЛ У ПОЛІГРАФІЧНИХ МАШИНАХ-АВТОМАТАХ

Розвиток поліграфічної промисловості та зростання продуктивності праці нерозривно зв'язані із створенням швидкісних спеціалізованих машин-автоматів. При цьому ускладнюється робота циклових виконавчих механізмів. В результаті нерівномірності технологічних навантажень на протязі циклу, нерівномірності переміщення мас, нагромадження і віддачі енергії пружних деформацій і т. д. виникає пульсація крутних моментів як на головному валу, так і на проміжних механізмах. Нерівномірне споживання енергії кожним окремим цикловим механізмом машини-автомата призводить до появи вимушених крутильних коливань у системі передавальних механізмів, підвищення динамічних навантажень та зношення найбільш відповідальних робочих поверхонь деталей (зубчасті передачі, підшипники, кулачки і т. д.). Ці негативні явища викликають різноманітні порушення механіки технологічного процесу, лімітують роботу на підвищених швидкостях, погіршують якість продукції.

У швидкісних силових циклових машинах-автоматах особливо помітно, що величини піків надлишкових моментів у кілька разів перевищують величину середнього крутного моменту і мають не тільки періодичний, а й знакозмінний характер. Це примушує дослідників шукати шляхів зменшення коливань крутних моментів на головному валу машини незалежно від режиму роботи. З цією метою все частіше застосовують зрівноважуючі кулачкові механізми, завданням яких є створення на головному валу крутних моментів у кожній фазі циклу, що дорівнюють надлишковим крутним моментам, але протилежні їм за знаком. При досягненні такого результату в кожній фазі циклу діє крутний момент

$$M_{кр} + (-M_n) = M_{сер} = \text{const.}$$

Зрівноважуючі кулачкові механізми, зменшуючи надлишкові крутні моменти на головному валу, значно розвантажують усі передавальні механізми приводу, сприяють більш рівномірному ходу машини, дають можливість значно зменшити розміри маховика.

Використання зрівноважуючих кулачкових механізмів при створенні циклових машин-автоматів дасть можливість збільшити їх продуктивність та поліпшити якість продукції завдяки демпфіруванню вимушених крутильних коливань, зменшенню зношення відповідальних деталей та встановленню більш усталеного технологічного процесу.

Робота поліграфічних машин вимагає високої точності і злагодженості механізмів. Застосування зрівноважуючих кулачкових механізмів дасть можливість поліпшити динаміку машин. Роботи, проведені в Українському поліграфічному інституті ім. Ів. Федорова, показали доцільність зрівноважуючих пристроїв у поліграфічних циклових машинах-автоматах.

Розроблено аналітичний метод розрахунку зрівноважуючих кулачкових механізмів з робочим тілом, що акумулює або віддає роботу; пневматичним циліндром із стисненим повітрям, яке подається від реверса; спеціальною пружиною розтягу або стиснення; інерційним тілом.

Досліди, проведені О. М. Полюдовим [3], підтвердили, що при застосуванні зрівноважуючих кулачкових механізмів досягається значне скорочення навантажень на передавальні механізми (у 8—16 разів) та

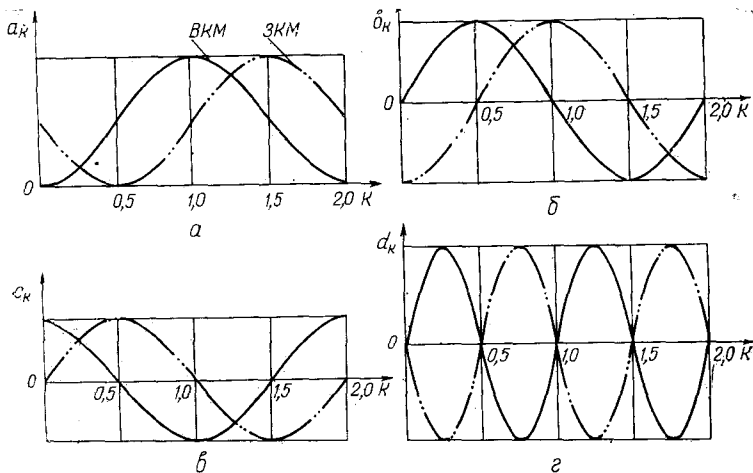


Рис. 1. Кінематичні і кінетичні діаграми виконавчих та зрівноважуючих кулачкових механізмів.

а — діаграма переміщень; б — діаграма швидкостей; в — діаграма прискорень; г — діаграма кінетичної потужності.

при певних умовах зменшення витрат електроенергії (в дослідях [3] на 31—36 %).

Для зрівноважування надлишкових сил, робота яких у замкнутому кінематичному циклі дорівнює нулю, в техніці застосовуються навантажувачі різноманітної конструкції. Для повного зрівноважування кінетичних надлишкових робіт необхідно одночасно застосовувати: для зрівноважування статичних сил — статичні навантажувачі, а для зрівноважування сил інерції — інерційні. Якщо природа сил, що навантажують виконавчий і зрівноважуючий механізми, збігається, то система є саморегулюючою, тобто зрівноважування на протязі кожного циклу не залежить від зміни швидкості роботи машини.

Узагальненою формулою зрівноважування надлишкових робіт є

$$(P_{ст} + P_{ін}) V = (P_{ст} + P_{ін.зр}) V_{зр} \cdot \Theta.$$

При передачі енергії навантажувачем  $\theta_i = \eta_{зр1}$ , де  $\eta_{зр1}$  — коефіцієнт корисної дії зрівноважуючого пристрою, а при зворотній передачі

$$\Theta_2 = \frac{1}{\eta_{зр2}}.$$

В той період циклу, коли маси, ведені виконавчим кулачковим механізмом, прискорюються, тобто в них з'являється позитивний приріст кінетичної енергії, інерційний навантажувач зрівноважуючого кулачкового механізму відповідно віддає таку ж енергію. В період, коли ведені маси виконавчого кулачкового механізму сповільнюються рух, тобто відбувається зменшення їх кінетичної енергії, зрівноважуючий кулачковий механізм відповідно акумулює цю енергію. Необхідно так розташувати в циклі роботу виконавчого та зрівноважуючого кулачкових механізмів, щоб загальний обсяг пульсуючої надлишкової енергії залишався незмінним (рис. 1, де *ВКМ* — виконавчий кулачковий механізм, *ЗКМ* — зрівноважуючий кулачковий механізм). Таким чином, інерційні навантажувачі є ніби акумуляторами надлишкової енергії, а зрівноважуючі кулачки — програмним пристроєм для віддачі та акумулювання цієї енергії. При цьому зберігається постійний крутний момент на головному валу на протязі всього кінематичного циклу та при будь-яких змінах швидкостей машини. З умови необхідної дзеркальності діаграм кінетичних моментів (рис. 1, з), переданих виконавчому та зрівноважуючому кулачковому механізмам, можна зробити висновок про те, що:

а) коефіцієнти заповнення діаграм кінетичних потужностей  $\gamma_{NB}$  і  $\gamma_{NZ}$  рівні;

б) діаграми  $N_B$  і  $N_Z$  зсунені на половину фази циклу;

в) закони руху ведених мас виконавчого та зрівноважуючого кулачкових механізмів відрізняються.

Максимальна кінетична енергія виконавчого механізму акумулюється веденим диском інерційного навантажувача, тобто

$$\frac{m_3 \cdot B_3^2 \cdot S_3^2}{2 T^2} = \frac{m_0 \cdot B_0^2 \cdot S_0^2}{2 T^2},$$

звідки

$$\frac{m_0 \cdot S_0^2}{m_3 \cdot S_3^2} = \left( \frac{B_3}{B_0} \right)^2,$$

де  $B = \frac{V_m}{S_i T_i^{-1}}$  — константа піка швидкості ( $V_m$  — максимальна швидкість);

$m_0, S_0, B_0$  — відповідно маса, хід, константа піка швидкості виконавчого механізму;

$m_3, S_3, B_3$  — маса, хід, константа піка швидкості зрівноважуючого механізму.

Оскільки  $B_3$  при заданому законі руху має, як і  $B_0$ , чітко визначену величину, то й на вибір добутку  $m_3 \cdot S_3^2$  накладена жорстка умова:

$$m_3 \cdot S_3^2 = \left( \frac{B_0}{B_3} \right)^2 \cdot [m_0 \cdot S_0^2].$$

Отже, для вирішення задач проектування в першу чергу необхідно визначити якісні характеристики закону руху зрівноважуючого диска інерційного навантажувача, зокрема константу піка швидкості

$$B_3 = \frac{V_{m_3}}{S_3 \cdot T^{-1}} = \frac{\omega m_3}{\gamma_2 \cdot T^{-1}}.$$

Для розрахунку зрівноважуючих кулачкових механізмів з інерційним навантажувачем треба попередньо визначити важливий енергетичний параметр  $\mathcal{V} = \frac{B_3}{B_0}$ . Для оцінки  $B_3$  за відомими позиційними інваріантами подібності попередньо визначимо відносні величини

$$\frac{B_{k3}}{B_3} = \pm \frac{\sqrt{B_0^2 - B_{(k+0,5)}^2}}{B_0} = \frac{\frac{B_{k3}}{B_3}}{\sqrt{1 - \left[\frac{B_{(k+0,5)}}{B_0}\right]^2}},$$

незалежні від параметра  $Y$ . Розрахунок може бути проведений за відомими  $b_{(k+0,5)}$  і  $B_0$  як аналітично, так і графічно (рис. 2). В останньому випадку, нанісши графік  $b_{(k+0,5)} = f(k)$ , як показано на рисунку, в довільному масштабі, для кожного окремого значення  $K_i$  проводимо вертикаль  $a_i b_i$  і з точки  $b$  горизонталь до перетину з дугою, окресленою з центра  $O$  радіусом  $B_0$ .

Відтінки  $c_1 d_1 = \sqrt{B_0^2 - b_{(k+0,5)}^2}$  в масштабі побудови виражають значення  $\frac{B_{k3}}{B_3} \cdot B_0$ , тобто  $\frac{b_{k3}}{Y}$  для даного  $K_i$ , що дає можливість побудувати графік  $\frac{b_{k3}}{Y}(k)$ . Знайшовши коефіцієнт заповнення ( $\gamma_{v3}$ ) графіка  $C_i d_i = f_3(K) = \frac{B_{k3}}{Y}$ , незалежний від масштабу його побудови, одержимо

$$\gamma_{v3} = \frac{\int_0^{0,5} \frac{B_{k3} B_0}{B_3} dk}{0,5 \cdot B_0} =$$

$$= \frac{F_{V3}}{OA \cdot OK} = \frac{F_{V3}}{F_{\square OAMK}},$$

де  $F_{v3}$  — площа побудованої діаграми  $V_3$  в невідомому ще абсолютному масштабі. Знаходимо константу піка швидкості зрівноважуючої приведенної маси з урахуванням геометричних властивостей діаграми швидкостей [1]:

$$B_3 = \frac{1}{\gamma_{v3}},$$

а значить і величину  $Y$ :

$$Y = \frac{B_3}{B_0} = \frac{1}{B_0 \gamma_{v3}} = \frac{F_{\square OAMK}}{B_0 \cdot F_{V3}}.$$

При визначенні закону руху зрівноважуючого диска інерційного навантажувача необхідно врахувати, що співвідношення  $\frac{m_0 \cdot S_0^2}{m_3 \cdot S_3^2} = Y = \text{const}$  для кожного конкретного закону руху веденої маси виконавчого механізму, як було з'ясовано вище, має чітко визначену величину.

При законі руху виконавчого механізму діаграма прискорень — косинусоїда («К»), при законі руху диска інерційного навантажувача — також косинусоїда «К» ( $Y = 1,00$ ). При інших законах руху виконавчого механізму закон руху диска інерційного навантажувача буде відрізнятися від вибраного. Деякі дані розрахунків зрівноважуючих кулачкових механізмів з інерційним навантажувачем наводяться в таблиці.

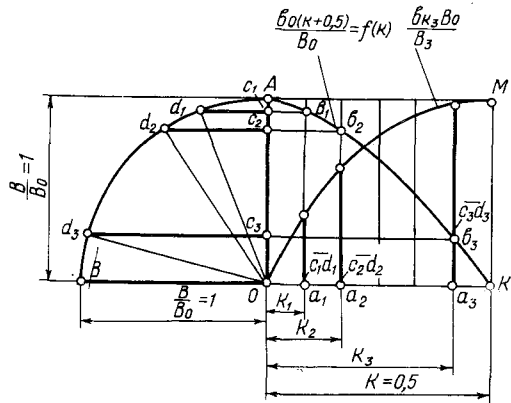


Рис. 2. Розрахункова схема для вибору закону руху зрівноважуючого кулачкового механізму.

Закон руху	$\gamma$	$B_0$	$B_3$	$C_0$	$C_3$	$D_0$	$D_3$
«К»	1.00	1,571	1,571	4,935	4,935	3,876	3,876
«С <sub>0</sub> »	0.68	2,00	1,360	6,283	6,317	8,162	3,774
«Ш»	0.76	1,875	1,425	5,771	5,608	6,686	3,861

$B_0, C_0, D_0, B_3, C_3, D_3$  — константи піка швидкості, прискорення, потужності відповідно виконавчого або зрівноважуючого механізмів.

Застосування інерційних навантажувачів при зрівноважуванні надлишкових кінетичних крутних моментів на головному валу за допомогою додаткових кулачкових механізмів відкриває широкі можливості підвищення робочих швидкостей циклових поліграфічних машин-автоматів.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Комплексный расчет кулачковых механизмов. Машгиз, М., 1958.
2. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. М., 1965.
3. А. Н. Полюдов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат диссертации. Львов, 1964.
4. Г. А. Ротбарг. Кулачковые механизмы. М., 1960.

*А. И. ПЕТРУК*

#### ПРОБЛЕМА ПОЛНОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ИЗБЫТОЧНЫХ СИЛ В ПОЛИГРАФИЧЕСКИХ МАШИНАХ-АВТОМАТАХ

##### Резюме

Статья посвящена описанию условий применения уравновешивающих кулачковых механизмов с инерционными нагрузителями, обеспечивающими эффект саморегулирования независимо от рабочих скоростей машины в случае уравновешивания избыточных сил инерции неравномерно движущихся масс.

*A. I. PETRUK*

#### THE PROBLEM OF THE COMPLETE BALANCE OF THE SUPERFLUOUS FORCES IN THE PRINTING AUTOMATIC MACHINES

##### Summary

The article is devoted to the describing of application conditions of balancing cam mechanisms with inertia loads, ensuring self-regulation effect irrespective of machine's working speed, in the case of surplus inertia forces of irregularly moving masses.