

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗРІВНОВАЖУЮЧИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ІНЕРЦІЙНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ

Розвиток промисловості вимагає від конструкторів створення високопродуктивних машин-автоматів. При підвищенні робочих швидкостей циклових машин зростає нерівномірність пульсації надлишкових потужностей між виконавчим механізмом і маховиком. Тому очевидна доцільність локалізації впливу виникаючих надлишкових робіт шляхом відповідного їх програмного зрівноважування.

Суть застосування зрівноважуючих кулачкових механізмів полягає в тому, що робоче тіло (пружина, стиснене повітря, інерційний диск і т. д.) навантажувача в визначені фази циклу акумулюють, а потім віддають механічну надлишкову роботу, пульсуючу між зрівноважувачем та виконавчим механізмами так, що крутильні моменти від зрівноважуючого механізму на головному валі машини автомата в кожній фазі рівні, але протилежні за знаком крутного моменту від виконавчих механізмів.

В результаті сумісної роботи виконавчого та зрівноважуючого механізмів головний вал машини-автомата передає лише середній крутний момент. Зрівноважуючий пристрій повинен забезпечити в будь-якій фазі циклу умову: $N_{зр} = -N_{надл}$, тобто діаграма надлишкової потужності $N_{зр}(t)$, акумулюючої, а потім віддаючої зрівноважувачем пристроєм, повинна бути дзеркально симетричною відносно горизонтальної вісі t з діаграмою надлишкової потужності $N_{надл}(t)$ [1]. Застосування зрівноважуючих пристроїв дає можливість забезпечити умову:

$$N_{надл} + N_{сер} + N_{зр} = N_{сер} = \text{const.}$$

Програмне зрівноважування надлишкових сил в циклових машинах-автоматах теоретично дозволяє позбутись маховиків, так як потрібна характеристика маховика

$$GD^2 = 3600 \frac{A_{надл} m}{b \cdot n^2},$$

де b — коефіцієнт нерівномірності ходу автомата;
 n — кількість обертів маховика в хвилину.

$A_{надл,т}$ — найбільша величина надлишкової роботи, при $A_{надл} = 0$, також рівна нулю.

Зрівноважуючі кулачкові механізми, скорочуючи надлишкові крутильні моменти на головному валу, суттєво розвантажують всі передачі механізми приводу, сприяють більш рівномірному ходу машини, дають можливість ліквідувати збуджуючі навантаження та зменшити амплітуду вимушених коливань.

В ряді машин вітчизняного (БТГ, БТГ-2, БІП-4, ББГ) та зарубіжного виробництва (швейцарські офсетні машини; критвена машина «Фортуна», ГДР) застосовуються зрівноважуючі кулачкові механізми.

На кафедрі поліграфічних машин в УПІ ім. Ів. Федорова був проведений аналіз, який показав, що профілі кулачків зрівноважуючих механізмів в зарубіжних машинах підібрані імперичним шляхом. Даних про теорію розрахунку зрівноважуючих кулачкових механізмів в зарубіжній літературі ми не зустрічаємо.

Аналітичний метод розрахунку зрівноважуючих кулачкових механізмів з різноманітним видом навантажувачів розроблений К. В. Тіром [2]. Їх експериментальні дослідження з пружинними і силовими навантажувачами, проведені О. М. Полюдовим [4], підтвердили високу ефективність застосування зрівноважуючих кулачкових механізмів.

В результаті аналітичних і експериментальних досліджень зрівноважуючих кулачкових механізмів, проведених на кафедрі поліграфічних машин УПІ, встановлено, що застосування одних лише силових зрівноважуючих кулачкових механізмів (з пружинним, грузовим, пневматичним навантажувачами) не дає можливості забезпечити роботу машин із задовільною компенсацією надлишкових крутильних моментів при будь-якому режимі роботи, якщо при цьому не проводити відповідної підналадки зрівноважуючих кулачкових механізмів.

Разом з тим теоретично можливо повністю зрівноважити надлишкові крутильні моменти незалежно від режиму роботи машин-автоматів, застосовуючи для зрівноважування статичних сил силові навантажувачі зрівноважуючих кулачкових механізмів, а для зрівноважування сил інерції — інерційні навантажувачі. В цьому випадку система може бути саморегулювальною, тобто забезпечити програмне зрівноважування надлишкових крутильних моментів незалежно від режиму роботи машини.

Для того, щоб практично освоїти подібні системи, необхідно уточнити та практично перевірити теорію експериментальним дослідженням зрівноважуючих кулачкових механізмів з інерційними навантажувачами на спеціальних стендах.

Аналітичні дослідження і методика розрахунку розроблені і висвітлені в статті [6].

В цій статті описані результати пошукового експериментального дослідження зрівноважуючих кулачкових механізмів з інерційним навантажувачем, проведеного на спеціальному стенді.

Загальний вигляд установки, пристосованої для монтажу на токарно-гвинторізному верстаті моделі 1Д62, приводиться на рис. 1. Стенд складається з двох кулачкових механізмів: виконавчого 1 і зрівноважуючого 2 з відкритим кінематичним замиканням роликів двороликів коромисел на спарених кулачках.

Кулачки як виконавчого, так і зрівноважуючого механізмів встановлювались на порожньому валі за допомогою шпоночного з'єднання і фіксувались затяжними гвинтами.

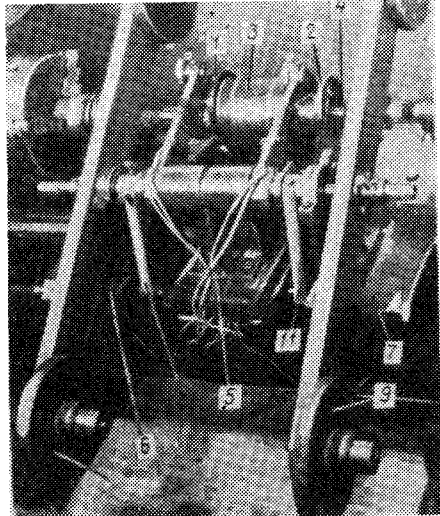


Рис. 1. Загальний вигляд установки для дослідження зрівноважуючих кулачкових механізмів.

Порожнистий головний вал змонтований на двох підшипниках качення в стояку 3, яка встановлена на плиті 5 стенда. Всередині порожнистого головного вала проходить ведучий вал 4, встановлений за допомогою конуса Морзе в шпінделі передньої бабки верстату, з затяжкою гвинтом. Передача руху від ведучого вала до головного здійснювалась через хрестово-кулісну муфту для того, щоб ліквідувати можливий вплив поперечних деформацій осі вала на периферичні деформації, виникаючі при його скручуванні.

Стояк шарнірів коромисел виконавчого та зрівноважуючого механізмів встановлені на плитах 5, 6, 7, які будуються на направляючих верстату і фіксуються спеціальними прихватами.

На валах коромислів знаходяться інерційні навантажувачі 8, 9, які можуть пересуватись для одержання різної жорсткості веденого вала, а також зубчаті сектори 10, 11 — для вивчення впливу зазора у веденій системі на ефект зрівноважування. Передатне число зубчатої пари $i=7$.

Дослідження проводились з використанням проволочних датчиків опору та відповідної апаратури: шестиканального підсилювача і осцилографа Н-700. Для відмітки фразових кутів на осцилограмах були використані мікроперемикачі, які подавали відповідні сигнали на спеціальний шлейф осцилографа в крайніх верхньому та нижньому положеннях коромисла.

Для дослідження була вибрана така схема:
 базова віддаль механізму $B=233$ мм;
 довжина коромислів $l=233$ мм;
 фазові кути кулачків (кути віддалення і приближення коромисла) $\varphi_v = \varphi_{np} = 180^\circ$;
 сумарний кут розмаху коромисла $\lambda = 10^\circ$.

Закон руху виконавчого механізму: діаграма прискорень — косинусоїда (К).

При дослідженні змінювались кількість обертів ведучого вала (від 20 до 195 об/хв) і жорсткість веденої системи.

Інерційний навантажувач зрівноважуючого механізму встановлювався безпосередньо на валі коромисла або підключався через зубчасту передачу. Кулачки нарізувались методом малих ділень на спеціальному пристосуванні описаному раніше [5]. Ступені чисел обертів шпінделя в хвилину були встановлені стробоскопічним тахометром, а також за відмітчиком часу на осцилограмах дорівнювали: 20,65; 32,2; 51,6; 83; 129,3; 201 (об/хв).

Досліджуваними параметрами були крутні моменти на ведучому валі, пропорційні потужності, пульсуючій між маховиком і досліджуваною системою:

$$M_{кр} = \frac{I \cdot d_k \gamma_v^2}{900 \cdot \varphi_v} \cdot n^2.$$

де I — приведений момент інерції навантажувача, рівний $46,5 \text{ кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$ (перевірявся на трифілярному підвісі);

d_k — позиційний інваріант подібності кінетичної потужності;

γ_v — максимальний кут при розмаху коромисла;

n — кількість обертів ведучого вала в хвилину;

φ_v — фазовий кут віддалення.

Як написано в роботі [6], законом руху інерційної маси зрівноважуючого механізму при законі руху веденого диска виконавчого механізму «діаграма прискорень — косинусоїда (К)» також є К. Тут справедливе відношення

$$\frac{m_0 \cdot S_0^2}{m_{зп} \cdot S_{зп}^2} = Y^2 = 1,$$

тобто при однаковому розмірі S_0 виконавчого і $S_{зр}$ зрівноважуючого механізмів ($S_0=S_{зр}$) ведена маса і маса навантажувача рівні, $m_0=m_{зр}$.

Вивчення осцилограм свідчить про відносно малий вплив зміни власної частоти пружних коливань веденої системи на ефект зрівноваження. Разом з тим необхідно звернути увагу на збільшення пружних коливань при окремих дослідах, незважаючи на значне віддалення від резонансних умов у системі.

Ефект виконуючого зрівноваження ясний, якщо познайомитись з результатами дослідів, відображеними на осцилограмах рис. 2 (а, б, в, г) при різних режимах роботи: $n=51,6; 83; 129,3; 201$ (об/хв).

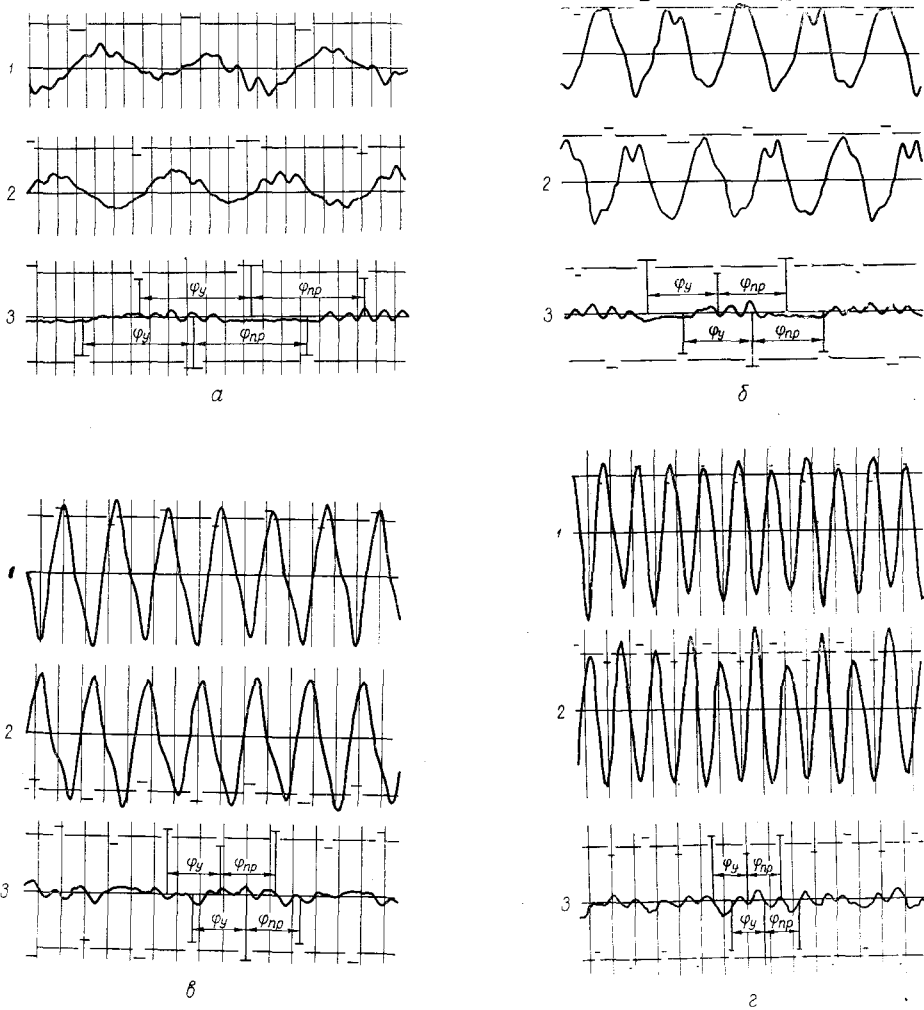


Рис. 2. Осцилограми кривих крутильних моментів на головному валу від виконавчого механізму (1), від зрівноважуючого механізму (2), від сумісної їх дії (3):

а — при 51,6 об/хв, б — при 83 об/хв, в — при 129,3 об/хв, г — при 201 об/хв.

Записи характеризують зміну крутильних моментів на кулачковому валі в часі:

- верхня — власно від виконавчого механізму;
- середня — те саме від зрівноважуючого механізму;
- нижня — від сумісної дії виконавчого та зрівноважуючого механізмів.

Як видно з осцилограм, при одночасній роботі зрівноважуючого та виконавчого механізмів сумарні крутільні моменти, які передаються ведучим валом, набагато менші, ніж тільки при передачі моментів від виконавчого механізму.

Ефект зрівноваження можна оцінити коефіцієнтом

$$K_y = \frac{M_{кр.в}}{M_{кр.з}}$$

де $M_{кр.в}$ — середнє статистичне значення піків крутних моментів на ведучому валі від виконавчого механізму;

$M_{кр.з}$ — середнє статистичне значення піків крутних моментів на ведучому валі при сумісній дії виконавчого та зрівноважуючого механізмів.

У наших дослідах коефіцієнт зрівноваження коливався від 8 до 12.

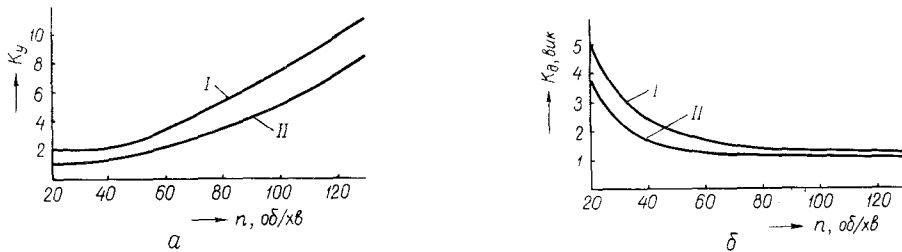


Рис. 3. Вплив кількості циклів на коефіцієнт зрівноваження (а), коефіцієнт динамічності (б).

На рис. 3, а (крива I) зображено графік залежності коефіцієнта зрівноваження від кількості обертів ведучого вала. Як видно з цього і суміжних графіків, коефіцієнт зрівноваження із збільшенням кількості

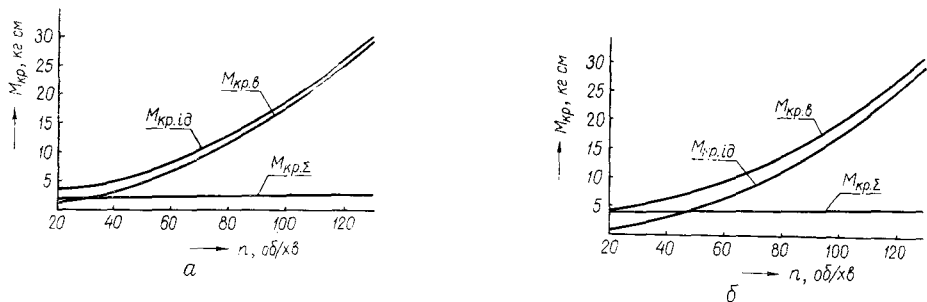


Рис. 4. Криві ідеальних та дійсних крутільних моментів:

а — без підключення зубчастої передачі; б — з підключенням зубчастої передачі.

циклів ведучого вала збільшується, що пояснюється відносним зменшенням впливу крутних моментів від сил тертя. Співставлення (рис. 4) кривих ідеальних і дійсних піків крутних моментів ($M_{кр.ід}$ і $M_{кр.в}$) показує, що розходження між ними виникає головним чином за рахунок накладання торсійних крутних коливань ведучого вала та збільшення дійсних динамічних нагрузок, а також впливу коробки швидкостей станка 1Д62.

На осцилограмах крутних моментів на початку кута $\varphi_{пр}$ і в кінці кута $\varphi_в$ видно виникнення збурюючих ударів, викликаних вибиранням зазорів і співударями в спряжених деталях хрестово-кулісної муфти. Тут слід також підкреслити специфічність збудження пружних коливань веденого вала профілем кулачка, який коливається разом з ведучим валом.

Осцилограми показують, що при встановленому русі ведучого вала на його головний рівномірний рух накладаються додаткові змушені крутильні коливання, амплітуди яких при інших рівних умовах збільшуються із зменшенням його жорсткості.

Зміна жорсткості веденої системи досягалась збільшенням довжини вала в результаті відповідного пересування інерційних навантажувачів.

На рис. 3, б зображені графіки залежності коефіцієнта динамічності крутних моментів ($K_{\text{дм}}$) від числа циклів (n).

Коефіцієнт динамічності — відношення дійсного піка крутного моменту до ідеального. З графіка видно, що коефіцієнт динамічності із збільшенням числа циклів зменшується, наближуючись до 1. Певний інтерес викликає експеримент з підключенням інерційного навантажувача, зрівноважуючого кулачкового механізму через зубчасту передачу. Коефіцієнт зрівноваження при цьому лежав в границі $6 \div 8$. Зменшення ефекту зрівноваження (K_y) пояснюється виникненням співударів у зубчатій передачі, а також збільшенням статичних нагрузок за рахунок тертя в зубчатій парі. Впливає також незрівноваженість мас рухомих частин зрівноважуючого кулачкового механізму.

На рис. 3, а (крива II) зображено графік залежності коефіцієнта зрівноваження від кількості циклів ведучого вала при підключенні інерційного навантажувача через зубчасту передачу. З графіка видно, що із збільшенням числа циклів ведучого вала коефіцієнт зрівноваження (K_y) підвищується, що пояснюється співмірністю крутних моментів від інерційного навантажувача при малій кількості обертів з крутними моментами від статичних сил, виникаючих у системі.

Аналіз і обробка осцилограм показує, що зрівноважування за допомогою саморегулювальної системи було на всіх режимах в достатній мірі задовільним.

Підтверджується теоретичний висновок про те, що шляхом застосування подібних систем можна забезпечити збереження постійності середнього крутного моменту на головному валі, незалежно від режиму роботи циклових машин. Наявні перспективи можливості поліпшення динаміки машин, підвищення якості продукції, досягнення більш високої продуктивності обладнання.

ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Механика полиграфических аппаратов. Изд-во «Книга», М., 1965.
2. К. В. Тир. Приближенный аналитический расчет механизмов привода машин-автоматов. Научн. зап. УПИ, т. XII, 1958.
3. К. В. Тир. Комплексный расчет кулачковых механизмов. Изд-во Машгиз, М., 1958.
4. А. Н. Полюдов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат канд. диссерт., Львов, 1964.
5. А. Н. Полюдов. Прецизионный метод изготовления дисковых кулачков с автоматическим внесением угловых поправок. «Полиграфия и издательское дело» № 1, Львов, 1964.
6. А. І. Петрук. Проблема повного зрівноважування надлишкових сил в поліграфічних машинах-автоматах. «Поліграфія та виробнича справа» № 2, Львів, 1966.

A. I. PETRUK

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE BALANCING CAM MECHANISMS WITH THE INERTIAL LOADER

Summary

In the article one regards the results of the experimental investigation of the balancing cam mechanisms with the inertial loader. The usage of such mechanisms gives the possibility to reduce (twelve times) the maximum rotation moments on the leading roller.