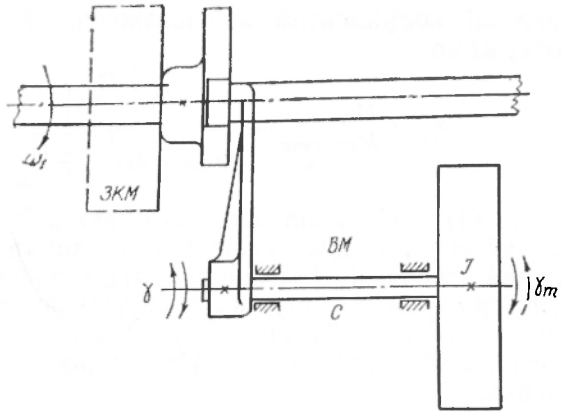


ПРОГНОЗУВАННЯ ЕФЕКТУ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ВЕДЕНОЇ СИСТЕМИ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ

Відомо, що ланки реального виконавчого механізму не є абсолютно жорсткі, а мають визначену пружну податливість. Внаслідок цього кінематичні та динамічні величини, що характеризують закон періодичного руху робочого органу виконавчого механізму, відрізняються кількісно і якісно від «ідеальних» розрахункових. Ця відмінність зумовлена тим, що під час роботи реального виконавчого механізму його ланки у визначені фази циклу накопичують, а потім віддають потенціальну енергію пружних деформацій, що приводить до збудження відповідних коливань у системах. Характер і величина збуджуваних пружних коливань залежить від багатьох факторів (закон періодичного руху веденої ланки, частота збудження, пружні характеристики веденої системи та дисипативні якості). Розраховані за «ідеальними» розрахунковими формулами, зрівноважувальні кулачкові механізми не забезпечують повного зрівноваження внаслідок різниці «ідеальних» і реальних кінетичних і кінематичних функцій.

При визначених допущеннях виконавчий механізм (ВМ) та зрівноважувальний кулачковий механізм (ЗКМ) можна показати

Рис. 1. Динамічна модель системи виконавчий — зрівноважувальний механізми.



у вигляді динамічної моделі (рис. 1), де $\omega = \text{const}$ — кутова швидкість головного вала; γ і γ_m — кутові переміщення жорсткого штовхача та веденої маси; C — жорсткість пружного валопроводу, що з'єднує жорсткий штовхач та ведену масу; I — момент інерції мас, зведених до веденої ланки. Зазначимо, що у зв'язку з малими масами і жорсткими ланками ЗКМ, коливання в його системах не збуджуються. З умови зрівноваження

$$A_{\text{н}} = -A_{\text{зр}}, \quad (1)$$

де $A_{\text{зр}}$ — енергія, накопичувана чи повернута пружинним і пневматичним навантажувачем ЗКМ; $A_{\text{н}} = \frac{I(\dot{\gamma})^2}{2} = b_k^2 \frac{I\dot{\gamma}_k^2}{2T^2}$ — енергія повернута або накопичена ВМ без врахування демпфірування та пружних властивостей системи.

Для реального механізму

$$A_{\text{нм}} = \frac{I(\dot{\gamma})^2}{2} = b_{km}^2 \frac{I\dot{\gamma}_k^2}{2T^2}, \quad (2)$$

де b_{km} — інваріант швидкості веденої ланки з врахуванням пружних властивостей та демпфірування системи.

При роботі ВМ та ЗКМ на розрахунковому швидкісному режимі, частина кінетичної енергії залишиться незрівноваженою

$$A_{\text{незр}} = A_{\text{нм}} - A_{\text{зр}} = (b_{km}^2 - b_k^2) \frac{I\dot{\gamma}_k^2}{2T^2} \quad (3)$$

І на головному валу виникатиме незрівноважений крутний момент

$$M_{\text{кр. незр}} = (d_{km} - d_k) \frac{I\dot{\gamma}_k^2}{\omega_1 2T^3}, \quad (4)$$

де d_k і d_{km} — інваріанти кінетичної потужності без врахування і з врахуванням пружних якостей і демпфірування системи.

Оцінивши ефект зрівноваження на розрахованому швидкісному

режимі коефіцієнтом зрівноваження та виконавши ряд замінів, одержимо

$$K_{y^2} = \frac{M_{кр. max}}{M_{кр. незр}} = \frac{D_m \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right]}{\left(d_{km} - d_k \right) \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right]_{max}} = \frac{D_m}{|d_{km} - d_k|_{max}} \quad (5)$$

З (4) і (5) випливає, що ефект зрівноваження залежить від характеру і величини інваріантів кінетичної потужності веденої ланки виконавчого механізму. Отже, оцінивши пружночастотні характеристики та ступінь демпфірування веденої системи ВМ, можна заздалегідь визначити ефективність і доцільність встановлення ЗКМ. Для цього необхідно розв'язати диференціальне рівняння

$$c_{km} + 2\Pi_d b_{km} + v^2 a_{km} = v^2 a_k, \quad (6)$$

де a_{km} , b_{km} і c_{km} — інваріанти відповідно переміщень, швидкості та прискорення веденої маси; $v = \sqrt{\frac{C}{I}} \cdot T$ і $\Pi_d = \frac{\mu T}{2I}$ — відповідно критерії кутових частот і демпфірування [4]; μ — коефіцієнт в'язкого опору, що є величиною демпфіруючого моменту при кутовій швидкості веденої маси, яка дорівнює одному радіану.

Інваріант переміщення веденої маси a_{km} — сума загального і окремого розв'язку рівняння

$$a_{km} = a_{km_1} + a_{km_2}, \quad (7)$$

де загальний розв'язок приймаємо у вигляді

$$a_{km} = C_1 \sin vk + C_2 \cos vk. \quad (8)$$

Постійні коефіцієнти C_1 і C_2 визначаються з початкових умов при періодичному розв'язанні:

а) якщо коливання затухають у період зупинки веденої ланки, то при $k=0$, $a_{km}=0$ і $b_{km}=0$;

б) якщо коливання існують перед початком чергового кінематичного циклу, тоді $a_{km}(0) = a_{km}(T_{об})$ і $b_{km}(0) = b_{km}(T_{об})$, де T — період одного оберту головного вала.

Нижче наводимо аналіз розв'язання рівняння (6) при нульових початкових умовах для традиційних законів періодичного руху C_0 і K . Для широкого діапазону $v = (15, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 40, 50)$; і $\Pi_d = (0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5)$, виконаних на ЕОМ «Міпськ-32».

На рис. 2 показані залежності $d_k = b_k \cdot c_k$ і $d_{km} = b_{km} \cdot c_{km}$ при $\Pi_d = 0$ для законів руху C_0 і K . З графіків інваріантів кінетичної потужності видно (рис. 2, а, б), що для цих законів існує якісне розрізнення між d_k і d_{km} , що приводить до певної незрівноваженості. Для полідинамічних законів 7-3, 8-8 такого розрізнення немає при розрахунковому режимі, тому що в цих випадках розрахунок навантажувача ЗКМ ведеться з врахуванням динамічних характеристик ВМ.

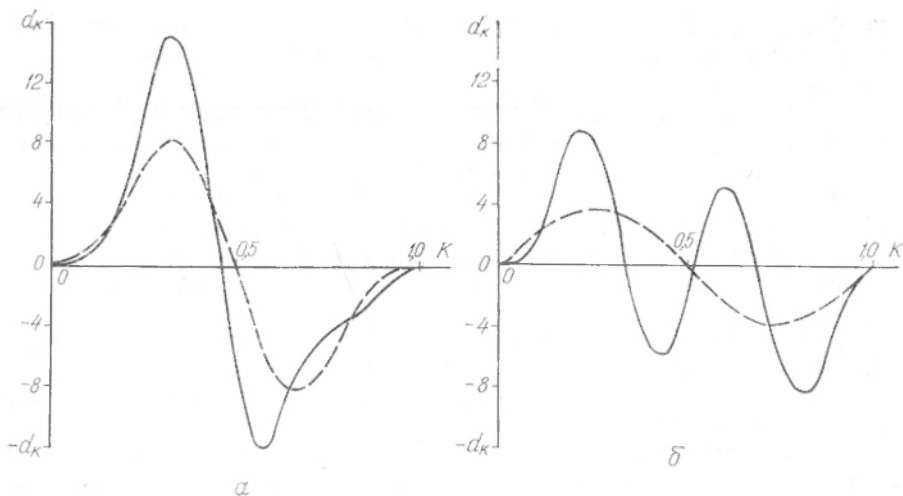


Рис. 2. Діаграми інваріант.з кінетичних швидкостей (суцільна лінія — $d_{k,m}$ штрихова лінія — d_k):
 а — закон руху C_0 , $\nu=15$, $\Pi_d=0$; б — закон руху K , $\nu=15$, $\Pi_d=0$.

На рис. 3,а показані залежності коефіцієнтів зрівноваження ($K_{зр}$) від частотного критерія (ν) і критерія демпфірування (Π_d) для закону періодичного руху C_0 . Із графіка видно, що їх вплив на $K_{зр}$ залежить від конкретних умов. Наявність невеликого демпфірування ($\Pi_d \approx 0,1$) різко знижує $K_{зр}$ для високочастотних систем $\nu=50$ і більш плавно для низькочастотних $\nu=15$. Це пониження викликане наявністю опору, пропорціонального швидкості веденої маси. З підвищенням жорсткості веденої системи

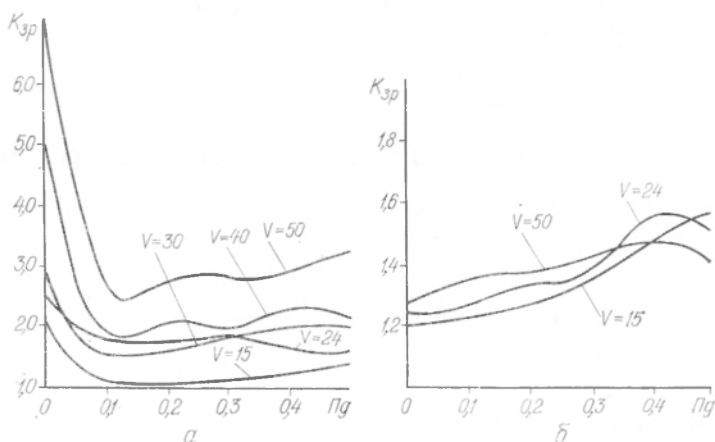


Рис. 3. Залежності коефіцієнтів зрівноваження $K_{зр}$ від критерія частотної подібності (ν) і критерія демпфірування Π_d :
 а — закон руху C_0 ; б — закон руху K .

коефіцієнти зрівноваження зростають. Незначне збільшення $K_{зр}$ із зростанням Π_d пояснюється демпфіруванням пружних коливань, що збуджуються в системі.

На рис. 3,б показано ті ж залежності для закону періодичного руху K . Коефіцієнти зрівноваження значно нижчі ніж для закону руху C_0 , тому що амплітуда збуджуваних коливань для закону K значно вища внаслідок наявності стрибка прискорень на початку кінематичного циклу. Однак, з підвищенням жорсткості системи коефіцієнти зрівноваження зростають. Наявність демпфірування зменшує амплітуди збуджуваних коливань і підвищує коефіцієнт зрівноваження.

Аналіз графіків $d_k=f(k)$ і $d_{km}=f(k)$, які подібні до зображених на рис. 2, показує, що для низькочастотних ведених систем, ведені маси яких переміщуються за законами з плавним наростанням прискорення на початку кінематичного циклу, можна одержати більш високий коефіцієнт зрівноваження за рахунок підвищення енергоємкості навантажувачів проти розрахункової. Розглянемо можливість підвищення коефіцієнта зрівноваження на прикладі ЗКМ з пневматичним навантажувачем. Перетворимо залежність (5) до вигляду

$$K_{зр} = \frac{D_m \frac{I\gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3}}{\left[d_{km} \left[\frac{I\gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right] - b_{ky} \left[\frac{s_y p_0}{\omega_1 T} \right] \right]_{\max}}, \quad (9)$$

де $M_{зр} = b_{ky} \frac{s_y p_0}{\omega_1 T}$ — крутний момент, створюваний на головному валу ЗКМ; s_y — розмах поршня навантажувача; p_0 — зусилля, що розвиває пневматичний навантажувач; T — період кінематичного циклу.

При зміні тиску навантажувача проти розрахованого, величина цього моменту зміниться

$$M_{зр} = b_{ky} \left[\frac{\lambda s_y p_0}{\omega_1 T} \right], \quad (10)$$

де $\lambda = \frac{p_0}{p}$ — коефіцієнт зміни тиску; p — зусилля що розвивається навантажувачем при зміні тиску.

Підставивши (10) в (9), одержуємо

$$K_{зр} = \frac{D_m \left[\frac{I\gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right]}{\left[d_{km} \left[\frac{I\gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right] - b_{ky} \left[\frac{\lambda s_y p_0}{\omega_1 T} \right] \right]_{\max}}. \quad (11)$$

Поділимо (11) на розмірний модуль

$$K_{зр} = \frac{D_m}{\left[i_{km} - \lambda b_{ky} \left[\frac{s_y p_0 T^2}{I\gamma_{\Sigma}^2} \right] \right]_{\max}}. \quad (12)$$

Із умови рівності крутних моментів на головному валу від виконавчого і зрівноважувального механізмів при розрахунку без врахування пружночастотних характеристик і демпфірування маємо

$$d_k \left[\frac{ms^2}{\omega_1 T^3} \right] = h_{ky} \left[\frac{sy \rho_0}{\omega_1 T} \right], \quad (13)$$

звідки

$$h_{ky} \left[\frac{sy \rho_0 T^2}{I \gamma_{\Sigma}^2} \right] = d_k. \quad (14)$$

Підставивши (14) в (12), запишемо

$$K_{зр} = \frac{Dm}{|d_{km} - \lambda d_k|_{\max}}. \quad (15)$$

Із (15) випливає, що підвищуючи λ , можна зменшити різницю $|d_{km} - \lambda d_k|_{\max}$, збільшивши коефіцієнт зрівноваження.

Раніш проведені [1] експериментальні дослідження ЗКМ з пневматичними навантажувачами засвідчили можливість підвищення ефекту зрівноваження зміною тиску проти розрахункового. Із графіка (рис. 4,а) видно, що коефіцієнт зрівноваження підвищується збільшенням тиску в циліндрі навантажувача ($\lambda > 1$). Це підвищення особливо помітне в системах з низькими критеріями частотної подібності ν і зі збільшенням ν підвищення коефіцієнта зрівноваженості зменшується.

З графіків (рис. 4,б) видно, що для розрахункового швидкісного режиму $\nu = 14$ коефіцієнт зрівноваження, високий при $\lambda = 1$, різко знижується при $1 < \lambda < 1.1$. Для швидкісних режимів, що відрізняються від розрахункового, спостерігається той самий ефект, що й для закону руху C_0 . Отже, для низькочастотних систем $\nu = 18$,

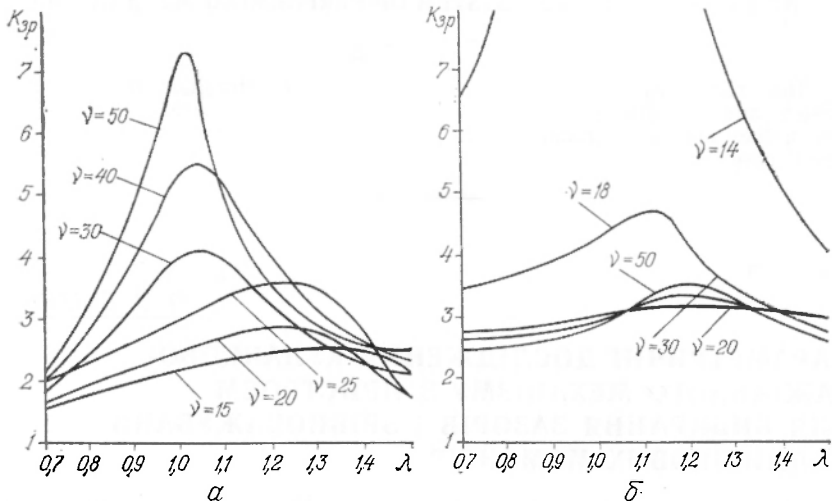


Рис. 4. Залежність коефіцієнту зрівноваження ($K_{зр}$) від коефіцієнта зміни тиску (λ) при різних критеріях частотної подібності, (ν):
а — закон руху C_0 ; б — закон руху K .

щоб підвищити коефіцієнт зрівноваження, необхідно збільшити тиск проти розрахункового.

Для закону руху K підвищення і пониження тиску в циліндрі пневматичного навантажувача приводить до різкого зменшення коефіцієнта зрівноваження, що пояснюється характерним розподілом амплітуд власних коливань па фазі кінематичного циклу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Котолюз Е. П. Исследование уравновешивающих кулачковых механизмов с пневматическими нагрузжателями. Автореферат канд. дис., Львов, 1972.

2. Котолюз Е. И. Синтез и экспериментальное исследование уравновешивающих кулачковых механизмов с пневмонагружателями.— «Теория машин и механизмов», 1974, вып. 16.

3. Полюдов А. Н. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат канд. дис., Львов, 1964.

4. Саввин Э. А. Синтез законов движения инерционных кулачковых механизмов с учетом упругости звеньев ведомой системы. Автореферат канд. дис., Львов, 1967.

5. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

6. Тир К. В., Полюдов А. Н. Проблемы программного уравновешивания избыточных сил в цикловых машинах-автоматах.— В сб.: Тезисы докладов на межвузовской научной конференции по методам расчета механизмов машин автоматов. Львов, 1968.

7. Тир К. В., Полюдов А. Н., Петрук А. П. Вопросы теории и опыта экспериментального исследования уравновешивающих кулачковых механизмов.— «Анализ и синтез механизмов», 1969, вып. 6.

V. O. LAPTEV

PROGNOSTICATING LEVELLING EFFECT IN CASE OF ELASTIC FREQUENT CHARACTERISTICS AND DAMPING DRIVEN SYSTEM OF PERFORMING MECHANISMS

Summary

The article deals with influence of driven system tension frequent characteristics and performing mechanisms damping digree on levelling effect. Given dependences and nomogramms make possible to foresee levelling effect in every special case.