

УДК 686.12.056

## АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЗМУ НЕПОВНОЗУБИХ КОЛІС З КУЛАЧКОВИМ ВМИКАННЯМ

**С.Г. Стельмашук**

*В статті викладені результати теоретичних досліджень динаміки механізму неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням з врахуванням пружності веденої системи і умов демпфування в кінематичних парах. Підсумком параметричних аналітичних досліджень є діаграми залежностей максимальних величин прискорень веденої маси від частотних характеристик механізму.*

*В статье приведены результаты теоретических исследований динамики механизма неполнозубых колес с кулачковым включением с учетом упругости ведомой системы и условий демпфирования в кинематических парах. Итогом параметрических аналитических исследований являются диаграммы зависимостей максимальных величин ускорений ведомой массы от частотных характеристик механизма.*

У статті [див.: Динамика ведомой системы шагового механизма неполнозубых колес с кулачковым включением / Стельмашук С.Г.; Укрполиграфинститут им.Ив. Федорова. Львов, 1989. Деп. в УкрНИИНТИ.13.06.89. № 1641 – Ук89] розглядається динамічна модель одного з механізмів періодичного повороту – механізму неповнозубих коліс з кулачковим вмиканням, складені відповідні диференціальні рівняння, наведений їх розв'язок відносно однієї з найважливіших динамічних характеристик механічної системи – інваріанта прискорення веденої маси  $\ddot{a}_{км}$ .

Для накопичення необхідного розрахункового матеріалу визначено значення позиційних інваріантів  $\ddot{a}_{км}$  протягом усього кінематичного циклу при різних варіаціях частотних характеристик і умов демпфування системи.

Для частотної характеристики системи вибрана безрозмірна величина  $\nu$ , яка виражається через параметри розглядуваного механізму за формулою

$$\nu = \sqrt{\frac{K_{жс}}{I_{пр}}} \times 2T_{вкл},$$

де  $K_{жс}$  – коефіцієнт жорсткості системи;  $I_{пр}$  – приведений до вихідного вала момент інерції мас;  $T_{вкл}$  – час, відведений на дію кулачкового механізму при вводі зубчастих секторів у зачеплення.

Умови демпфування системи характеризуються безрозмірною величиною  $\Pi$ , яка для наших умов виражається формулою

$$\Pi = \frac{\mu \times T_{вкл}}{I_{пр}},$$

де  $\mu$  – коефіцієнт в'язкого опору.

В результаті обробки великого масиву розрахункових даних побудовано діаграми залежностей  $\ddot{a}_{км}$  у відносному часі  $K$ , окремі з яких наведено на рис. 1.

Як видно з діаграм, процес має чисто коливний характер тільки в першій і четвертій фазах, тобто у фазах роботи зубчастого зачеплення і вистоювання, причому період цих коливань  $\tau_u$  і їх частота  $f_u$ , відповідно, дорівнюють

$$\tau_u = \frac{2\pi}{\nu_1}; \quad f_u = \frac{1}{\tau_u},$$

де  $\nu_1 = \sqrt{\nu^2 - \Pi^2}$ .

У першій і третій фазах (фазах дії кулачкових механізмів вводу зубчастих секторів у зачеплення і виводу з нього) внаслідок складання вимушених і пружних коливань має місце досить складний рух. Піки  $\ddot{a}_{км}$ , що спостерігаються, як правило, у третій фазі руху, залежать від асинхронного накладання хвиль вільного коливання на криву вимушених коливань.

При абсолютній жорсткості валопроводу ( $\nu = \infty$ ) діаграма набуває вигляду, зображеного на рис. 1 (крива а). Власні пружні коливання в цьому випадку відсутні,  $\ddot{a}_{км}/M = 6,28$  (теоретичний пік інваріанта прискорення для синусоїди).

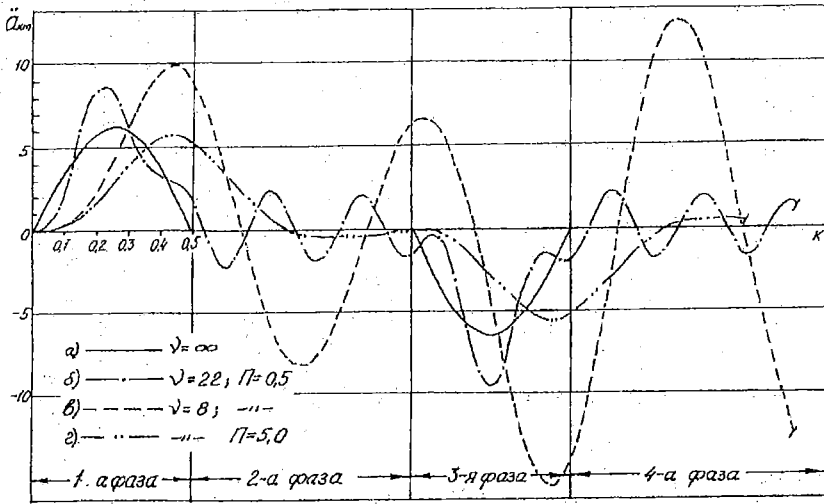


Рис. 1. Діаграми залежностей  $\ddot{a}_{км} = f(k)$  при варіюванні параметрів  $\nu$  і  $\Pi$ .

При зменшенні жорсткості валопроводу і, відповідно, величини  $\nu$  виникають власні пружні коливання: так, при  $\nu = 22$  (крива б) пік  $\ddot{a}_{км} = 9,5$ , а при  $\nu = 8$  (крива в) —  $15,2$ .

Динамічні навантаження на ланки механізму оцінюються, як відомо, коефіцієнтом динамічності  $K_{дс}$ , який у нашому випадку можна записати так:

$$K_{дс} = \frac{|\ddot{a}_{км}| / M}{C}$$

Таким чином, при  $\nu = 22$   $K_{дс} = 1,51$ , а при  $\nu = 8$   $K_{дс}$  набирає свого екстремуму —  $2,42$ .

У другій і четвертій фазах пружні коливання носять затухаючий характер.

При порівнянні діаграм В і Г (рис.1) видно, що при збільшенні демпфування до  $\Pi = 5$  системи пік  $|\ddot{a}_{км}| / M$  зменшується до величини  $5,5$ , що пояснюється збільшенням коефіцієнта заповнення площі діаграми  $\ddot{a}_{км} = f(k)$ .

Оцінити ступінь затухання вільних коливань у четвертій фазі циклу можна величиною  $A_0$  — відношенням амплітуд цих коливань на початку і в кінці фази:

$$A_0 = \frac{e^{-\Pi k}}{e^{-\Pi(k+\varphi_v/\varphi_{вкл})}}$$

де  $\varphi_v$  і  $\varphi_{вкл}$  — відповідно, фазові кути вистоювання і включення.

Після математичних перетворень отримуємо

$$\ln A_0 = \Pi \frac{\varphi_v}{2\varphi_{вкл}}$$

звідки видно, що величина  $A_0$  залежить від умов демпфування ( $\Pi$ ) і відносної величини вистоювання  $\varphi_v/2\varphi_{вкл}$ .

При розрахункових  $\frac{\varphi_v}{2\varphi_{вкл}} = 3,28$  і  $\Pi = 1,5$  (середня величина демпфування)  $A_0 = 135$ ;

при рівних інших умовах і  $\Pi = 0,5$  (незначне демпфування)  $A_0 = 5,16$ .

Для визначення впливу величин  $\nu$  і  $\Pi$  на піки інваріантів прискорення  $|\ddot{a}_{км}| / M$  побудовані їх графіки у функції від  $\lambda = \frac{1}{\nu}$  (рис. 2).

Аналізуючи дані криві, слід відзначити їх плавний закономірний характер. Із зменшенням  $\nu$  (збільшенням відносної жорсткості системи)  $|\ddot{a}_{км}| / M$  прямує до розрахункової величини  $6,28$ . При збільшенні  $\lambda$  спостерігаються підйоми і спади кривих піків прискорення. З цього випливає, що і для малих, і для великих  $\lambda$  можна розрахувати систему для такого  $\lambda$ , коли коефіцієнти динамічності будуть мінімальні.

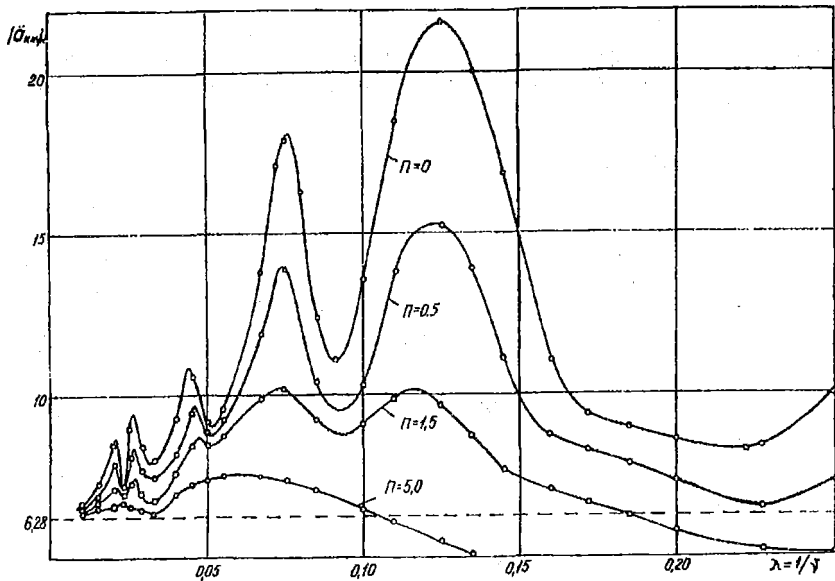


Рис. 2. Графіки піків  $\ddot{a}_{км} / \omega = f(\lambda)$  при різних умовах демпфування

Змінити величину  $\lambda = \frac{1}{\gamma}$  можна, змінивши один з таких параметрів, як  $K_{ж}$ ,  $I_{пр}$  або швидкість роботи механізму  $T_{вкл}$ .

При однаковому  $\lambda$  механізми стають динамічно подібними. Із збільшенням коефіцієнта демпфування  $\pi$  значення  $\ddot{a}_{км} / \omega$  для однакових  $\lambda$  зменшуються.

Зрозуміло, що дослідження динаміки веденої системи з врахуванням пружності ланок і умов демпфування не є вичерпними, оскільки не враховувались зазори в численних кінематичних парах, а також жорсткість і нерівномірність ходу ведучої системи.