

УДОСКОНАЛЕННЯ РОЗРАХУНКІВ ПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕКСЦЕНТРИКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ВІЛЬНОГО ХОДУ

Завершено дослідження з вивчення пружної характеристики механізмів вільного ходу з ексцентриковими роликами. Отримано прості залежності, які наочно показують вплив параметрів механізму на його пружну характеристику. Запропоновано методику безпосереднього визначення жорсткості цих механізмів.

Ключові слова: механізм вільного ходу, ексцентрикові ролики, пружна характеристика, кут повороту обойм, піддатливість механізму.

The study on the elastic characteristics of free-wheel clutch mechanisms with sprags is conducted. New simple dependencies clearly showing the influence of the mechanism's parameters on the elastic response, are obtained. For the first time direct stiffness calculation technique of these mechanisms is proposed.

Keywords: freewheel mechanism, eccentric rollers, elastic characteristics, angle clips, compliance mechanism.

Пружна характеристика – жорсткість ексцентрикових механізмів вільного ходу (МСХЕ) грає істотну роль при вивченні динаміки агрегатів з МСХЕ, і зокрема динамічних навантажень в системі агрегату. Існуючі методи розрахунку жорсткості МСХЕ складні [1] і дають похибку до 30 % в порівнянні з експериментальними даними, що змінює дійсні динамічні навантаження в системі агрегату. Крім того, відомі залежності [1] не дозволяють виявити вплив параметрів механізмів на їх пружні властивості і не дозволяють безпосередньо визначити таку важливу характеристику, як жорсткість МСХЕ. Тому вдосконалення методів розрахунку пружних властивостей МСХЕ є актуальним завданням.

Розглянемо спочатку геометричні параметри МВХЕ та умови їх заклинювання, тобто умови передавання обертального моменту.

На рис. 1 а наведено схему МВХЕ з вказаними геометричними параметрами φ , ψ , β і силами, що діють на ексцентрикові ролики. Умову рівноваги ролика можна записати у векторній формі

$$\vec{N}_1 + \vec{F}_1 + \vec{N}_2 + \vec{F}_2 = 0, \quad (1)$$

де N_1 , N_2 – нормальні реакції в точках А і В контакту ролика з обоймами; F_1 , F_2 – сили тертя в точках А і В.

З плану сил, побудованого на основі рівняння (1), можна записати

$$\begin{aligned} N_2 \cos \beta + f_2 N_2 \sin \beta &= N_1, \\ N_2 f_2 \cos \beta - N_2 \sin \beta &= N_1 f_1, \end{aligned} \quad (2)$$

де f_1, f_2 – коефіцієнти тертя в точках А і В.

З системи (2) після відповідних перетворень отримуємо, що

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{f_2 - f_1}{1 + f_1 f_2}. \quad (3)$$

Оскільки кут $\beta > 0$, то для забезпечення даної умови необхідно, щоб

$$f_2 > f_1. \quad (4)$$

Якщо позначити через ρ_1 та ρ_2 кути тертя, тоді $\operatorname{tg} \rho_1 = f_1$ та $\operatorname{tg} \rho_2 = f_2$, а формула (3), з урахуванням $\beta = \varphi - \psi$, зводиться до наступного вигляду:

$$\operatorname{tg}(\varphi - \psi) = \operatorname{tg}(\rho_2 - \rho_1). \quad (5)$$

Таким чином, для функціонування МВХЕ необхідно, щоб виконувалися умови

$$\varphi > \psi; \rho_2 > \rho_1. \quad (6)$$

Для побудови пружної характеристики МВХЕ скористаємося, як і для МВХ з циліндричними роликами, принципом суперпозиції [3]. Для цього розглянемо МВХЕ як планетарний механізм, тобто загальний кут ξ відносного повороту обойм подамо у вигляді суми

$$\xi = \xi_1(u_1) + \xi_2(u_2), \quad (7)$$

де $\xi_1 = \xi_1(u_1)$ – кут повороту, що виникає від деформації u_1 у точці В контакту ролика із зовнішньою обоймою при перекочуванні ролика внутрішньою обоймою; $\xi_2 = \xi_2(u_2)$ – кут, що виникає від деформації u_2

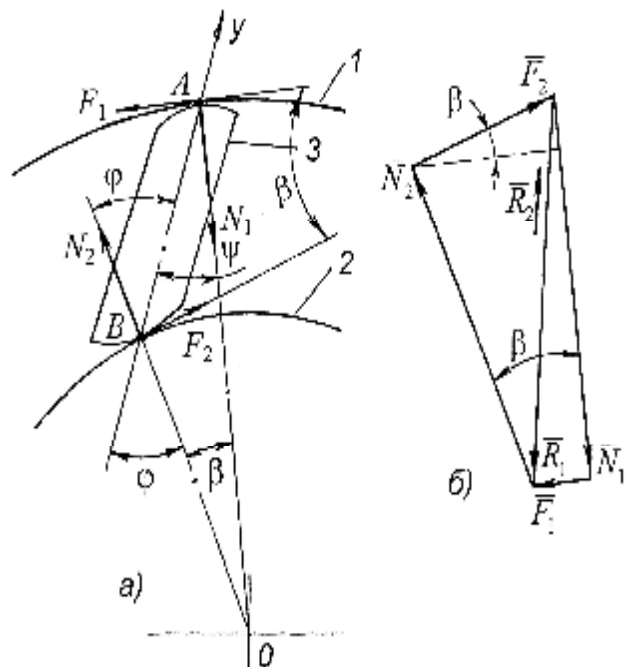


Рис. 1. а – схема механізму вільного ходу з ексцентриковими роликами, б – план сил

в точці А контакту ролика із внутрішньою обоймою.

Нехай θ -кут повороту водила планетарного механізму. Тоді кут ξ відносного повороту обойм можна подати у вигляді [3]:

– коли ведучою є внутрішня обойма

$$\xi_{\text{вн}} = \left(1 + \frac{R}{r_0}\right)\theta, \quad (8)$$

– коли ведучою є зовнішня обойма

$$\xi_{\text{зов}} = \left(1 + \frac{r_0}{R}\right)\theta, \quad (9)$$

де r_0, R – відповідно радіуси внутрішньої 2 і зовнішньої 1 обойм (див. рис. 2 і 3).

Якщо котити ролик внутрішньою обоймою (рис. 2) тоді аналогічно з планетарним механізмом маємо:

$$\frac{\varphi_c - \varphi_H}{\varphi_2 - \varphi_H} = -\frac{r_0}{r_2}, \quad (10)$$

де $r_2 = O_2A$ – радіус ролика в точці А контакту ролика 3 з обоймою 2 (рис. 2); φ_H – кут повороту водила; $\varphi_c - \varphi_H = \Delta_c$ – кут повороту ролика 3 відносно водила; φ_2 – кут повороту обойми 2.

Кут повороту Δ_c ролика, а разом з ним і кут φ_H водила, виникає за рахунок деформації u_1 . Позначимо $\varphi_H = \theta_1 = \theta_1(u_1)$. У даному випадку $\varphi_2 = 0$, і тоді на основі рівняння (10) маємо:

$$\theta_1 = \Delta_c \frac{r_2}{r_0}. \quad (11)$$

Якщо котити ролик внутрішньою обоймою (рис. 2) тоді аналогічно з планетарним механізмом маємо:

$$\frac{\varphi_c - \varphi_H}{\varphi_2 - \varphi_H} = -\frac{r_0}{r_2}, \quad (10)$$

де $r_2 = O_2A$ – радіус ролика в точці А контакту ролика 3 з обоймою 2 (рис. 2); φ_H – кут повороту водила; $\varphi_c - \varphi_H = \Delta_c$ – кут повороту ролика 3 відносно водила; φ_2 – кут повороту обойми 2.

Кут повороту Δ_c ролика, а разом з ним і кут φ_H водила, виникає за рахунок деформації u_1 . Позначимо $\varphi_H = \theta_1 = \theta_1(u_1)$. У даному випадку $\varphi_2 = 0$, і тоді на основі рівняння (10) маємо:

$$\theta_1 = \Delta_c \frac{r_2}{r_0}. \quad (11)$$

На основі рис. 2 можна записати

$$(R - r_1)^2 = e^2 + (r_0 + r_2)^2 - 2e(r_0 + r_2)\cos\gamma; \quad (12)$$

$$(R - r_1 + u_1)^2 = e^2 + (r_0 + r_2)^2 - 2e(r_0 + r_2)\cos\gamma_1,$$

де $r_1 = O_1B$ – радіус кривини ролика 2 в точці В (рис. 2).

Кути γ і γ_1 , які позначено на рисунку 2, є кутами повороту ролика відносно водила. Зміна γ відбувається за рахунок деформації u_1 . Кут γ_1 дорівнює

$$\gamma_1 = \gamma + \Delta_c. \quad (13)$$

Кут $\Delta_c = \Delta_c(u_1)$ надто малий $\Delta_c \ll \gamma$, тому $\cos\gamma_1$ можна розкласти в ряд і обмежитись лінійними членами ряду

$$\cos\gamma_1 = \cos(\gamma + \Delta_c) = \cos\gamma - \Delta_c \sin\gamma. \quad (14)$$

Враховуючи представлений вираз (14) і нехтуючи значенням u_1^2 , як малими величинами другого порядку, з системи (12) після перетворень отримуємо

$$\Delta_c = u_1 \cdot \frac{R - r_1}{e(r_0 + r_2)\sin\gamma}. \quad (15)$$

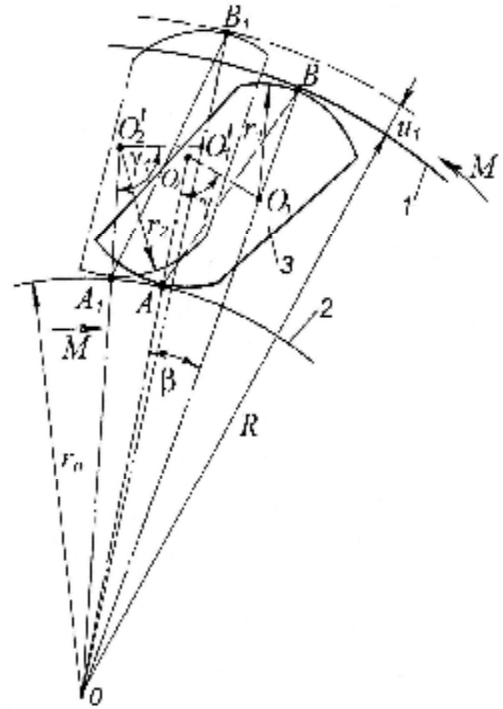


Рис. 2. Схема визначення кута θ_1

З трикутника OO_1O_2 (рис. 2) маємо

$$\sin \gamma = \frac{R-r_1}{e} \sin \beta. \quad (16)$$

Враховуючи співвідношення (16), з виразу (15) знаходимо

$$\Delta_c = \frac{u_1}{(r_0+r_2) \sin \beta}, \quad (17)$$

Тоді

$$\theta_1 = \frac{r_2}{r_0} \cdot \frac{u_1}{(r_0+r_2) \sin \beta}. \quad (18)$$

При перекочуванні ролика 3 зовнішньою обоймою 1 (рис. 3) за рахунок деформації u_2 аналогічним чином маємо, що

$$\theta_2 = -\Delta_c \frac{r_1}{R}. \quad (19)$$

Крім того, можна записати

$$(r_0+r_2)^2 = e^2 + (R-r_1)^2 - 2e(R-r_1) \cos \delta; \quad (20)$$

$$(r_0+r_2-u_2)^2 = e^2 + (R-r_1)^2 + 2e(R-r_1) \cos \delta_1,$$

де кути δ і δ_1 зображено на рисунку 3.

Оскільки $\delta_1 = \delta + \Delta_c$, то, за аналогічно, після перетворень з урахуванням (20) отримуємо

$$\Delta_c = -u_2 \cdot \frac{r_0+r_2}{e(R-r_1) \sin \delta}. \quad (21)$$

Враховуючи, що $\sin \delta = \frac{r_0+r_2}{e} \cdot \sin \beta$ та на основі залежностей (19) і (21), матимемо

$$\theta_2 = \frac{r_1}{R} \cdot \frac{u_2}{(R-r_1) \sin \beta}. \quad (22)$$

З урахуванням рівнянь (18) і (22), загальний кут θ повороту визначається за формулою:

$$\theta = \frac{1}{\sin \beta} \left[\frac{r_2}{r_0} \cdot \frac{u_1}{r_0+r_2} + \frac{r_1}{R} \cdot \frac{u_2}{R-r_1} \right]. \quad (23)$$

Отриманий вираз (23) лінійно залежить від u_1 і u_2 , а параметри R, r_0, r_1, r_2 в явному вигляді входять у вирази (8), (9), (23), що визначають кут ξ повороту обойм при дії зовнішнього обертального моменту M (рис. 2, рис. 3).

У виразах (8) та (9) позначимо

$$1 + \frac{R}{r_0} = u_n; \quad 1 + \frac{r_0}{R} = u_u. \quad (24)$$

Оскільки $u_n > u_u$, то, при однакових θ , механізм з внутрішньою обоймою, що веде буде більш піддатливим у порівнянні з випадком, коли ведучою є зовнішня обойма. З виразу (23) видно, що:

- 1) Збільшення r_1 приводить до збільшення кута θ і, відповідно, піддатливості МВХЕ.
- 2) Збільшення r_2 у меншій мірі збільшує θ і відповідно ξ в порівнянні з випадком збільшення r_1 .
- 3) Зниження розмірів R і r_0 МВХЕ призводить до збільшення кута θ і відповідно піддатливості МВХЕ.

Проведено розрахунки, які показали, що використання формули (23) дає результати ближче на 5 % до експериментальних, у порівнянні з розрахунками за формулами [1]. Якщо використовувати методику викладену в [1], то доводиться скористатися рядом формул, які представлені на двох сторінках книги.

Для розрахунків динаміки систем з МВХЕ необхідно знати жорсткість механізму. Отримані залежності (8), (9), (23) дозволяють побудувати пружну характеристику $\xi = \xi(M)$, маючи яку неважко визначити податливість e_m механізму

$$e_m = \frac{d\xi}{dM},$$

а потім і жорсткість $c = \frac{1}{e_m}$. Деформація в місці контакту ролика з обоймами або їх зближення визначається відомою [4] залежністю наступним чином:

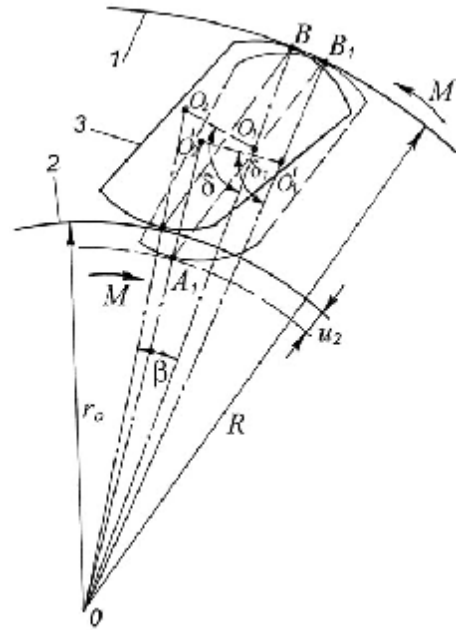


Рис. 3. Схема визначення кута θ_2

$$u_n = \frac{b^2}{4R_0} \cdot \left(\ln \frac{4Rr}{b^2} + 0,814 \right), \quad (25)$$

де b – напівширина смужки контакту тіл, яка визначається виразом

$$b = \sqrt{\frac{4NR_0K}{\pi l_p}}, \quad (26)$$

де l_p – довжина ролика; N – нормальна сила в місці контакту ролика з обоймами; $K = \frac{2(1-\nu^2)}{E}$ – комбінована пружна постійна матеріалів тіл, що дотикаються; ν – коефіцієнт Пуассона; E – модуль нормальної пружності; $R_0 = \frac{Rr}{R \pm r}$ – приведений радіус кривизни.

У виразах (25), (26) при контакті ролика із зовнішньою обоймою підставляємо замість радіусів R і r відповідно R і r_1 , а для контакту ролика з внутрішньою обоймою $-r_0$ і r_2 .

Зусилля N визначається відомим [1] виразом

$$N_1 = \frac{M}{zRtg\psi}; \quad N_2 = \frac{M}{zr_0tg\phi}, \quad (27)$$

де z – число роликів.

Зазначимо, що при малих значеннях товщини зовнішньої обойми, що є кільцем, необхідно враховувати деформацію кільця u_k , яка визначається відомим виразом [5].

У випадку, коли враховується деформація u_k зовнішньої обойми у виразі (23) замість u_1 слід підставляти $u_1 + u_k$, оскільки деформації u_1 і u_k лежать на одній лінії. Оскільки $u_1 = u_1(M)$, $u_2 = u_2(M)$, то $\theta = \theta(M)$ і маючи вирази (25), (26) та (27) знаходимо похідну $\frac{d\theta}{dM}$, після чого визначиться піддатливість, а потім і жорсткість МВХЕ

$$\frac{d\xi_{\text{вн}}}{dM} = e_{\text{вн}} = u_n \cdot \frac{d\theta}{dM};$$

$$\frac{d\xi_{\text{зов}}}{dM} = e_{\text{зов}} = u_w \cdot \frac{d\theta}{dM}.$$

Таким чином, з отриманих у роботі залежностей визначаємо піддатливість, а потім і жорсткість МВХ з ексцентриковими роликами.

Література

1. Мальцев В.Ф. Роликовые механизмы свободного хода / Мальцев В.Ф. – М. : Машиностроение, 1968. – 416 с.
2. Пилипенко М.Н. Механизмы свободного хода / Пилипенко М.Н. – М. : Машиностроение, 1966. – 287 с.
3. Архангельский Г.В., Архангельский А.Г. Роликовые механизмы свободного хода / Г.В. Архангельский, А.Г. Архангельский. – Одесса : Наука и техника, 2009. – 92 с.
4. Корнілов О.А. Опір матеріалів / Корнілов О.А. – К. : Логос, 2000. – 551 с.
5. Биргер Н.А. Расчет на прочность деталей машин / Биргер Н.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерова Р.М. – М. : Машиностроение, 1966. – 616 с.
6. Stölzl K. Freilauf-Kupplungen Berechnung und Konstruktion / K. Stölzl, S. Hart. – Berlin, 1961. – 261 s.

Надійшла 3.11.2012 р.

Статтю представляє: д.т.н. Архангельський Г.В.