

## СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ГАЛЬМА-ЗУПИНКИ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Подригало М. А., Рябушко І. А.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

В планетарні механізми широко використовуються гальма-зупинки, що дозволяють змінювати передавальне відношення. Як гальм-зупинень епіцикліческих коліс зручно використовувати стрічкові гальмівні механізми. Недоліком стрічкових гальмівних механізмів є залежність приводного зусилля від напрямку обертання ротора (шків). Цей недолік ускладнює їх використання як нормально замкнутих гальм, відключають зовнішньому керуючим пристроєм.

У цій статті запропонована схема нормально замкнутого стрічкового гальма-зупинки для планетарного механізму та розроблено методіку силового розрахунку при реверсивному обертанні (знакозмінному гальмівному моменті) ротора.

## Аналіз останніх досягнень і публікацій

В основі розрахунку стрічкових гальм лежить модель тертя гнучкої нитки про тіло круглої форми [1] (рис.1).

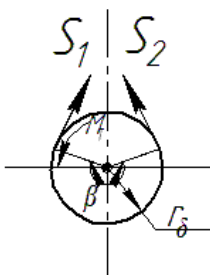


Рис.1. Тертя гнучкої нитки про шків.

Між зусиллями натягу набігає  $S_1$  і збігає  $S_2$  гілок нитки Л. Ейлером отримана взаємозв'язок

$$S_1 = S_2 \exp(\mu\beta), \quad (1)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя нитки про шків;  $\beta$  - кут обхвату ниткою шків

При виведенні формули (1) Л. Ейлера прийняв допущення того, що нитка є невагомою і не розтяжною

Визначено, що

$$S_1 - S_2 = M_T / r_b \quad (2)$$

Де  $M_T$  - момент, створює тертям гнучкою стрічкою про шків;  $r_b$  - радіус шків (барабана).

Також відомо співвідношення

$$S_0 = (S_1 + S_2) / 2 \quad (3)$$

Де  $S_0$  - зусилля попереднього натягу стрічки.

В роботі (2) розглянута модель тертя розтяжної нитки про шків і визначена робота приводної сили при створенні моменту тертя стрічкового гальма.

Однак у вказаних дослідженнях не наводиться силовий розрахунок нормально замкнутого стрічкового гальма (замкнутого гвинтовою пружиною ) при закономірному моменті тертя ( гальмівному моменті ).

### Мета та постановка завдань дослідження

Мета дослідження є розробка методу силового розрахунку нормально - замкнутого стрічкового гальма при знакозмінному гальмівному моменті.

Для досягнення поставленої мети необхідно визначити взаємозв'язок між силами , що діють в нормально замкнутому стрічковому гальмівному механізмі при знакозмінному гальмівному моменті.

### Виклад матеріалу основного

Схема пропонованого нормально-замкнутого стрічкового гальмівного механізму двосторонньої дії представлений на рис.2.

Прийемо допущення того, що пружина 1 має високу жорсткість і при великому зусиллі її натягу систему пружина-важіль-стрічка можна вважати абсолютно жорсткою. Розглянемо рівноваги важелів 5 (Рис.3)

При прийнятому допущенні реактивний момент в гальмі створюється сумарної горизонтальній реакцією в шарнірах O1 і O2 (рис.1 і рис.2).

$$R_z = R_1 + R_2 = M_T / h \quad (4)$$

Розглянемо рівноваги двухплечого важелів . Зусилля натягу стрічки [1]

$$S_1 = M_T / r \delta \exp(\mu\beta) / (\exp(\mu\beta) - 1) \quad (5)$$

$$S_2 = M_T / r \delta \cdot 1 / (\exp(\mu\beta) - 1) \quad (6)$$

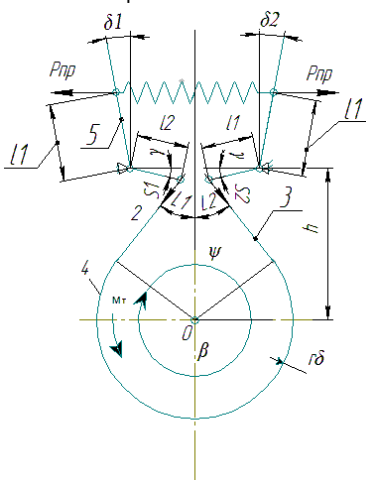
З малюнка 2 визначаємо

$$\alpha = \pi/2 - \Psi/2 = \pi/2 - (2\pi - \beta) \cdot 1/2 = \beta/2 - \pi/2 \quad (7)$$

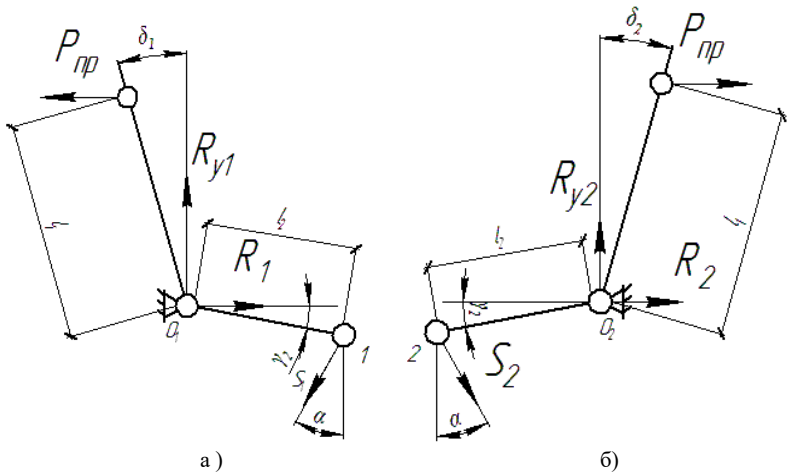
Умови рівноваги лівого важеля

$$R_1 - P_{np} - S_1 \sin \alpha = 0 \quad (8)$$

$$R \phi - S_1 \cos \alpha = 0 \quad (9)$$



Мал.2 Розрахункова схема передбачуваного гальма: 1-сила пружина; 2 - набігають гілки стрічки; 3-збігає гілки стрічки; 4-ротор ( шків); 5-двухплечие важелі.



Мал.3 Схема навантаження двуплечих важелів; а) - лівий важіль. б) - правий важіль.

$$P_{np} \cos \delta_1 - S_1 l_1 \cos \alpha \cos \gamma_1 - S_1 l_2 \sin \alpha \sin \gamma_1 = 0. \quad (10)$$

Умови рівноваги правого важеля

$$S_2 \sin \alpha + P_{np} + R_2 = 0; \quad (11)$$

$$R_2 \cos \alpha - S_2 \cos \alpha = 0; \quad (12)$$

$$P_{np} l_1 \cos \delta_2 - S_2 l_2 \cos \alpha \cos \gamma_2 - S_2 l_2 \sin \alpha \sin \gamma_2 = 0; \quad (13)$$

З рівняння (11) визначимо

$$R_2 = -(P_{np} + S_2 \sin \alpha). \quad (14)$$

Це означає, що реакція  $R_2$ , що виникає в горизонтальному напрямку на осі  $O_2$ , спрямована в протилежний бік (див. рис.36). за умови що

$$\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma \quad (15)$$

$$\delta_1 = \delta_2 = \delta, \quad (16)$$

перетворимо вираз (10) і (13) ДО ВИДУ

$$P_{np} l_1 \cos \delta - s_1 l_2 \cos(\alpha - \gamma); \quad (17)$$

$$P_{np} l_1 \cos \delta - s_2 l_2 \cos(\alpha - \gamma). \quad (18)$$

Очевидно, що рівняння (17) і (18) справедливі при

$$S_1 = S_2 = S_0. \quad (19)$$

Таким чином, в запропонованій схемі стрічкового гальма гальмівний момент не викликає збільшення  $S_1$  і зменшення  $S_2$ . Сили натягу  $S_1$  і  $S_2$  залишаються рівними силі попереднього натягу  $S_0$ . Отже, два рівняння (17) і (18) приводяться до одного

$$P_{np} l_1 \cos \delta - S_0 l_2 \cos(\alpha - \gamma) = 0 \quad (20)$$

З рівняння (20) визначимо зусилля стиснення пружини

$$P_{np} = S_0 l_2 / l_1 (\cos(\alpha - \gamma)) / \cos \delta \quad (21)$$

Або, з урахуванням співвідношення (7) отримаємо

$$P_{np} = S_0 l_2 / l_1 (\cos(\beta / 2 - \gamma - \pi / 2)) / \cos \delta. \quad (22)$$

Підставляючи співвідношення (3) в рівняння (22) визначаємо з урахуванням виразів (5) і (6)

$$P_{np} = M_T / (2r_\delta) (\exp(\mu \delta) + 1) / (\exp(\mu \delta) - 1) l_2 / l_1 (\cos(\beta / 2 - \gamma - \pi / 2)) / \cos \delta \quad (23)$$

З огляду на що функція  $\cos$  є парною, перетворимо (23) до виду

$$P_{np} = M_T / (2r_{\delta} (\exp(\mu\delta) + 1) / (\exp(\mu\delta) - 1) (\sin(\beta / 2 - \gamma)) / \cos\delta \quad (24)$$

Як приклад побудуємо залежність  $P_{np}(M_T)$  для Предполагаются стрічкового гальма при наступних параметрах:  $r_{\delta} = 0.23$  м;  $\beta = 298$  град.;  $\mu = 0.3$ ;  $L_2/L_1 = 2$ ;  $\delta = 0$ . Графіки залежності  $P_{np}(M_T)$  при зазначених параметрах і різних значеннях кута  $\gamma$  установки важеля стрічки представлені на рис.4

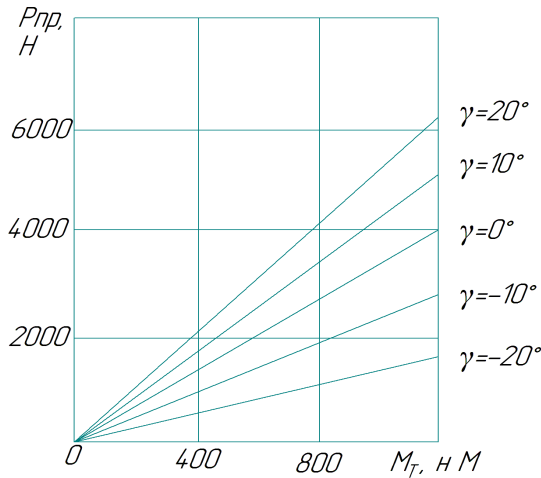


Рис.4 Залежність РПР ( $M_T$ ) при різних кутах  $\gamma$  установки важеля стрічки:  $r_{\delta} = 0.23$  м;  $\beta = 298$  град.;  $\mu = 0.3$ ;  $L_2/L_1 = 2$ ;  $\delta = 0$ .

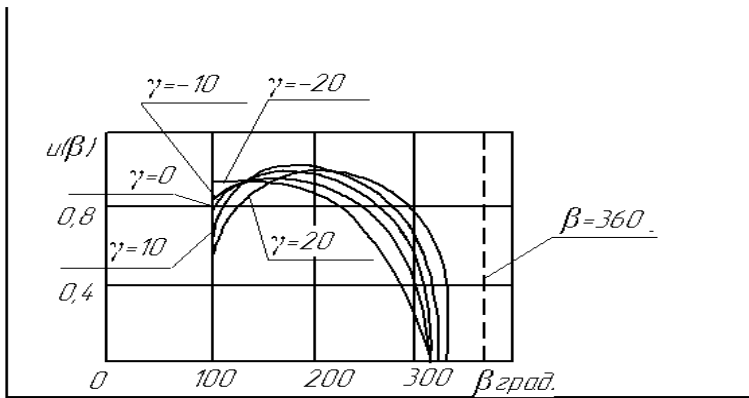


Рис.2 Зависимость  $u(\beta)$  раздельных значеннях  $\gamma$  ( $\mu = 0,3$ )

Аналіз графіків, наведених на рис.4, показує, що зі збільшенням від'ємного значення кута  $\gamma$  (по абсолютній величині) дозволяє зменшити зусилля пружини  $P$  при інших

рівних умовах. Обмеженням від'ємного значення кута  $\gamma$  (див. Рис.2 рис. 3) є компоновальні габарити (стрімкий обсяг, що виділяється на установку приводу гальма).

Рівняння (24) можна представити у вигляді

$$P_{np} = M_T / (2r_\delta) l_2 / l_1 u(\beta) \quad (25)$$

Де  $u(\beta)$  – безрозмірна функція від кута обхвату стрічкою шківа (ротора),

$$u(\beta) = (\exp(\mu\delta) + 1) / (\exp(\mu\delta) - 1) (\sin(\beta / 2 - \gamma)) / \cos\delta \quad (26)$$

Графіки залежності (26) при  $\mu = 0,3$  і різних значеннях  $\gamma$  представлені на рис.5. Чим менше значення приймає  $u(\beta)$  тим менше зусилля  $P_{np}$  при значеннях  $M_T, r_\delta$  і  $l_2/l_1$ .

Аналіз графіків на рис.5 показує, що найменші значення  $u(\beta)$

### Висновки

1. В результаті проведеного дослідження запропонована конструкція постійно замкнутого стрічкового гальма-зупинки двосторонньої дії планетарного механізму.
2. Запропоновано метод визначення зусилля замикає пружини, що показує здійснювати її вибір.
3. Визначено, що зі збільшенням (за абсолютно величиною) від'ємного кута  $\gamma$  установки важеля стрічки дозволяє знизити зусилля замикає пружини.

### Список використаних джерел

1. Артоболевский І.І. «Теорія механізмів і машин» - м: Наука, 1975 - 640 с.
2. Гальмівні властивості і гальмівні механізми колісних тракторів / [М.А. Подригало, В. П. Волков, В.А. Павленко, Я.А. Бобров, Д.В. Абрамов], під ред. Подригало М.А. -Харків: Видавництво ХНАДУ, 2007 - 507 с.

### Abstract

#### POWER ANALYSIS OF THE BRAKE STOP OF THE PLANETARY MECHANISM

**M.Podrigalo, I.Ryabushko**

*In the planetary mechanisms are widely used brake stops that allow you to change the gear ratio. It is convenient to use tape brake mechanisms as brake stops of epicyclic wheels. The disadvantage of belt brake mechanisms is the dependence of the driving force on the direction of rotation of the rotor (pulley). This disadvantage makes it difficult to use them as normally closed brakes, disconnect the external control device.*

*This article proposes a scheme of a normally closed band brake stop for a planetary mechanism and develops a method of force calculation for reversing rotation (alternating brake torque) of the rotor.*