

Гевко Роман Богданович

к.т.н., доцент, Тернопільська академія народного господарства, м. Тернопіль.

Павх Ігор Іванович

інженер, Тернопільський державний педагогічний університет, м. Тернопіль.

УДК 621.867.42

КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛАНЕТАРНОЇ ПРУЖНО-ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ ГНУЧКОГО ГВИНТОВОГО КОНВЕЙЄРА

Подано конструктивну та розрахункову схеми планетарної запобіжної муфти з ексцентричним розташуванням сателітів. Виведені залежності для її силового аналізу і встановлені закономірності для вибору максимально можливої зони пружного функціонування муфти при роботі гнучких гвинтових конвейєрів.

The article touches upon constructive and calculating scheme of the planetary protected muff with the eccentric arrangement of its satellites. Here are considered the dependences for its power analysis and the regularities for the choice of the maximum possible zone of the muff elastic functioning during work of the flexible spiral conveyor.

Одним з нових напрямків в розробці перспективних технологій транспортування сипких матеріалів по криволінійних трасах є впровадження гнучких гвинтових конвейєрів (ГГК). В якості робочого органу в таких типах транспортерів застосовується полосова спіраль, розташована в гнучкому кожусі. В порівнянні з іншими транспортними засобами наприклад пневмотранспортерами, гнучкі конвейєри характеризуються значно низкими енерговитратами (у 8...14 разів), малою матеріаломісткістю, а також мобільністю зміни напрямку і кривизни транспортуючої магістралі [1].

Однак, широкого застосування в промисловості та сільському господарстві ГГК не знайшли, в основному через дві причини - низька довговічність гнучкої спіралі при роботі на трасах з малим радіусом кривизни, а також низька крутильна жорсткість безвальних спіралей шнеків, яка приводить до його поломок при виникненні перевантаження і в момент запуску конвейєра із заповненим кожухом сипким матеріалом [2].

Першу проблему можна вирішити застосовуючи секційні спіралі шнеків із пружними, еластичними або шарнірними елементами передачі крутного моменту. Для усунення іншого недоліку пропонується ввести в кінематичну схему приводу ГГК високоенергомістку пружно-запобіжну муфту з планетарним механізмом зачеплення півмуфт. Застосування традиційних пружних муфт не вирішує даної проблеми, оскільки кути демпфування в них є незначними ($1^\circ...15^\circ$) [3], а при використанні

високоенергомістких гумових демпферів їх демпфуючі властивості швидко падають, що не може задовільнити умовам необхідного ресурсу роботи ГГК.

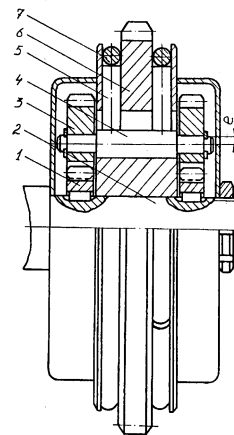


Рис.1.

З метою значного розширення діапазону роботи в пружному режимі розроблена пружно-запобіжна муфта з планетарними елементами зачеплення [4], яка зображена на рисунку 1. Вона містить ведучу півмуфту 6, вільно розташовану на веденому валі 2. В радіальних пазах ведучої півмуфти встановлені проміжні вальці 4, на яких вільно розташовані сателіти 3, вісь котрих зміщена відносно осі проміжних вальців на величину ексцентриситету "e". Сателіти входять в зачеплення з центральними шестернями 1, жорстко закріплені на веденому валі. В радіальних отворах ведучої півмуфти

розташовані пальці 5, підтиснуті до вальців за допомогою пружних ободів 7.

При зростанні моменту опору вище допустимого, стопоряться центральні шестерні і відносно них починають обертатись сателіти, що призводить до радіального переміщення пальців і деформації пружних ободів.

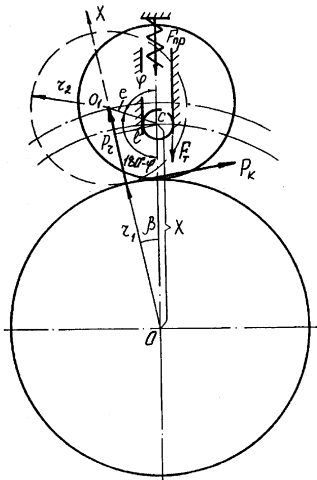


Рис.2

Для оцінки несучої здатності муфти звернемось до розрахункової схеми, зображеної на рисунку 2. При відсутності навантаження сателіти знаходяться в стані рівноваги, який відповідає найменшій відстані між центром обертання сателіту і центром обертання центральної шестерні. При виникненні крутного моменту рівного моменту опору T_o , сателіт повертається на певний кут φ , а його центр, описуючи дугу радіусом $r_1 + r_2$, займе положення O_1 . Враховуючі, що величина ексцентриситету e малою порівняно з міжцентровою відстанню коліс, то для визначення сил діючих в зачепленні можна застосувати теорію зубчатого зачеплення. На сателіт будуть діяти наступні сили

$$P_k = \frac{2T_o}{D}; \quad P_r = P_k \operatorname{tg} \alpha;$$

$$F_T = P_N f = P_k f \cos \alpha; \quad (1)$$

$$P_{np} = C [\delta_o + (X - \{r_1 + r_2 - e\})], \quad (2)$$

де P_k - колова сила; D - діаметр діляльного кола на центральній шестерні; P_r - радіальна сила; α - кут зачеплення; F_T - сила тертя проміжного вальця по бокових поверхнях пазу; f - коефіцієнт тертя; F_{np} - сила, що діє на пальці зі сторони пружного кільця; C - жорсткість пружного кільця в радіальному напрямку; δ_o - початкова радіальна деформація пружного ободу; X - біжуче значення відстані від центру до обертання сателіта; r_1 і r_2 - радіуси центральної шестерні і сателіта, e - величина ексцентриситету.

З умови рівноваги отримаємо

$$\sum X = P_r - F_T \cos \beta - F_{np} \cos \beta = 0; \quad (3)$$

$$T = P_r l = T_o, \quad (4)$$

де T_c - крутний момент на сателіті; l - плече радіальної сили відносно осі обертання сателіту і його величина визначається з умови

$$l = X \sin \beta. \quad (5)$$

Виражаючи, згідно теореми синусів кут β через конструктивні параметри муфти і біжучий кут повороту сателіта φ знайдемо

$$l = X \frac{e \sin \varphi}{r_1 + r_2} \quad (6)$$

Величина β визначається з трикутника OO_1C_1

$$A^2 = e^2 + X^2 + 2eX \cos \varphi, \quad (7)$$

де $A = r_1 + r_2$.

Після перетворень отримаємо

$$X \frac{1}{2} = -e \cos \varphi \pm \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \quad (8)$$

Підставляючи (1), (2) і (8) в (3) визначимо радіальну силу

$$P_r = \frac{C [\delta_o - e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} - A + e] \cos \beta}{1 - \frac{f \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \cos^2 \alpha}{A \sin \alpha}} \quad (9)$$

Величина крутного моменту, який передає один сателіт визначається з умови

$$T_c = \frac{C [\delta_o - e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} - A + e] \sqrt{1 - \frac{e^2 \sin^2 \varphi}{A^2}}}{1 - \frac{f \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \cos^2 \alpha}{A \sin \alpha}} \times \frac{(e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi}) e \sin \varphi}{A} \quad (10)$$

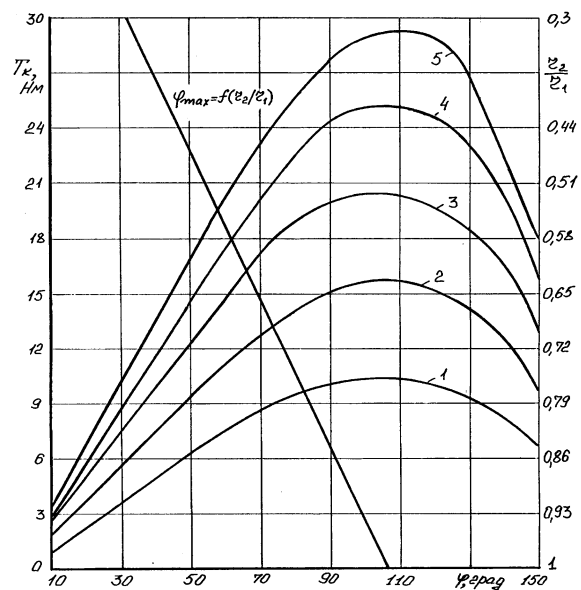


Рис. 3.

За результатами аналізу рівняння (10) на ПЕОМ побудовані графічні залежності (рис.3) зміни крутного моменту на сателіті від кута його відносного повертання при наступних значеннях: 1; 2; 3 - $C=50$; 75; 100 Н/мм; $e=7$ мм; $r_1 = 30$ мм; $r_2 = 25$ мм; $\square = 10$ мм; $f = 0,17$; 4- $C = 100$ Н/мм; $e = 8$ мм; $r_1 = 30$ мм; $r_2 = 30$ мм; 5 - $C=100$ Н/мм; $e = 9$ мм. Встановлено, що максимальне значення крутного моменту при $r_1/r_2 = 1$ відповідає куту повороту 106^0 і його значення може змінюватись в залежності від передаточного відношення зубчатої передачі, що зображено на рис. 3 функцією $\square_{\max}=f(r_2/r_1)$, де $\square\square=\square$.

Зона пружного режиму муфти буде збільшуватись при збільшенні відношення (r_2/r_1)

Користуючись, як приведеними аналітичними, так і графічними залежностями можна підібрати необхідні конструктивні параметри муфти виходячи з необхідної зони її функціонування, як в пружному так і в запобіжному режимах.

Література.

1. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. - К.: Вища школа, 1988. - 423 с.
2. Беляников М.М., Смирнов А.І. Механізація тваринництва. - К.: Вища школа. - 1980. - 375 с.
3. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. - Л.: Машиностроение. - 1974. - 351 с.
4. А.с. 1142674 СССР, МКИ F16D43/20. Предохранительная муфта / Р.Б. Гевко (СССР). - N3573675/25-27; Заявлено 04.03.83; Опубл. 28.02.85, Бюл. N8.-4 с.

Гевко Роман Богданович, 1964.

282020, м. Тернопіль, вул. Івана Сірка, 10.

Тел. 24-43-85

Тернопільська Академія народного господарства,
доцент, к.т.н.

Павх Ігор Іванович, 1951.

282008, м. Тернопіль, вул. Живова, 28/73.

Тел. 25-00-45

Тернопільський державний педагогічний університет,
асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін.