

УДК: 621.85.5

Р.Шпак, канд. техн. наук; О.Зубченко

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

АВТОМАТИЧНИЙ ІНЕРЦІЙНИЙ НАТЯЖНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ПЕРЕДАЧ ГНУЧКОЮ ЛАНКОЮ

Розглянуто питання забезпечення нормальної роботи передачі гнучкою ланкою за рахунок натяжного пристрою.

Пропонується конструктивна схема інерційного пристрою, що автоматично забезпечує величину натягу робочої гілки залежно від навантаження передачі, збільшуючи її надійність і коефіцієнт корисної дії.

Для нормальної роботи передачі гнучкою ланкою (ланцюгової чи пасової) потрібно забезпечувати оптимальний натяг гілок, оскільки при їх перенатягові в контурі гнучкої ланки виникають додаткові навантаження, якщо можуть у декілька разів перевищувати робочі. Це призводить до передчасного руйнування ланцюга (паса), підвищення температури робочого елемента, різкого зменшення строку служби передачі в цілому [1].

При недостатньому попередньому натягові гілок передачі у робочому режимі буде малий натяг веденої, що призводить в ланцюговій передачі до зайняття шарнірами ланцюга їх граничного розміщення на зубцях зірочки [2], а далі й проскакування ланцюга на веденій зірочці. У пасових передачах цей фактор призводить до зменшення коефіцієнта тяги передачі [3], зменшення коефіцієнта корисної дії, буксування паса на меншому шківі, його нагрівання тощо.

Відомо [1,2,3], що недостатній натяг веденої гілки буде з часом виникати і в процесі нормальної експлуатації передачі навіть при її оптимальному попередньому налаштуванні у зв'язку з видовженням паса чи ланцюга при спрацюванні його шарнірів. Тому періодично, а ліпше автоматично, потрібно підналагоджувати передачу під час її експлуатації для надійної роботи приводу, а отже, і всього механізму для правильного співвідношення натягів робочої і холостої гілок.

Потрібний натяг гілок найчастіше створюється спеціальними пристроями, що встановлюються недалеко від ведучої зірочки чи шківів. Однак існуючі [4,5,6] натяжні пристрої мають ряд недоліків, зокрема, зусилля натягу холостої гілки практично не залежить від навантаження передачі, що знижує її коефіцієнт корисної дії і може викликати буксування гнучкої ланки при збільшенні навантаження або зміні частот чи напрямку обертання ведучої зірочки (шківів), отже, призводить до явищ, описаних вище.

Цього недоліку позбавлена конструкція натяжного пристрою, поданого на рисунку.

Автоматичний інерційний натяжний пристрій виконаний у вигляді змонтованої на ведучому валі 1 зірочки (шківів) 2, до маточини якої приварені дві пластини 14 із спеціальними пазами 13. До кожної пластини шарнірно-рухомо закріплені телескопічні важелі 3 (регулятора Уатта), вільні кінці яких також шарнірно зв'язані з вантажами 4, що рухаються в пазах 13. Важелі 5 регулятора з'єднані з ковзаною на валі 1 півмуфтою 6, що має три поверхні: циліндричну (більшого діаметра) "а", фасонну спеціального або конічного профілів "б" і циліндричну меншого діаметра "в".

З цими поверхнями при роботі пристрою контактує регульований за висотою палець 7, на одному з кінців важеля 8. Останній коливається навколо шарніра 9. На другому кінці важеля є натяжна зірочка (шків) 10. Пружини 11 і 12 служать для налаштування пристрою в нерухомому стані передачі.

Пристрій працює так. Змінюючи висоту пальця 7 і деформацію пружини 11, створюють у холостій гілці натяг. При цьому палець контактує з поверхнею "а" півмуфти 6. Пружина 12 запобігає вільному переміщенню півмуфти 6 у бік ведучої зірочки (шківів) і утримує вантажі на певному радіусі.

$$F_n l_{2p} = F_1 l_{1p}, \quad (1)$$

де F_n — необхідна розрахункова сила, що діє на натяжний елемент;
 F_1 — сила, що діє на палець 7 з боку поверхонь півмуфти 6;
 l_{1p}, l_{2p} — відповідні довжини кінців важеля.

Силу F_1 можна визначити з умови рівноваги півмуфти 6 при встановленому режимі роботи пристрою. Півмуфта перебуває в рівновазі, якщо сила стискання пружини 12 (F_{2M}) дорівнює сумі складової, що діє вздовж півмуфти від сили інерції $F_{oc.in.}$ і осьової складової від нормальної сили, що діє на палець 7, — $F_{oc.n.}$, тобто

$$F_{2M} = F_{oc.n.} + F_{oc.in.} \quad (2)$$

З другого боку, $F_{2M} = C \cdot (\lambda + x)$ (3)
 тут C — жорсткість пружини 12;
 λ — попередня деформація пружини 12;
 x — додаткова деформація пружини під дією сили

$$F_{oc.n.} = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho), \quad (4)$$

де β — кут нахилу твірної до вісі півмуфти, що утворює поверхню “б”;
 ρ — кут тертя.

Осьова складова сили інерції

$$F_{oc.in.} = m \cdot \omega^2 (r + l_3 \cos \gamma), \quad (5)$$

де m — сумарна маса вантажів 4;
 ω — частота обертання зірочки 2;
 r — відстань від вісі вала 1 до точки кріплення важеля 5, до втулки 6;
 l_3 — довжина важеля 5;
 γ — кут між вісями вала 1 і важеля 5.

Після підстановки даних у рівняння (2) одержимо

$$C_1 \cdot (\lambda + x) = F_1 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho) + m \cdot \omega^2 (r + l_3 \cos \gamma). \quad (6)$$

З останнього рівняння за F_1 , що обчислюється з умов нормальної роботи передачі (1), можна одержати значення будь-якого параметру пристрою, задаючись конструктивно іншими.

The problems of providing the reliable operation of the flexible link drive due to the tension devise are analyzed. Constructional scheme of the inertia device, which automatically provides the degree of the branch tension on no load depending on the drive loading, which increases its reliability and efficiency, is suggested.

Література

1. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник. М.:Машиностроение, 1982.
2. Глущенко И.П. Основы проектирования цепных передач с кулачно-ролико-выми цепями. — Львов:Из-во Львовского университета, 1964.
3. Детали машин. Расчет и конструирование:Справочник/ Под ред. Н.С.Ачедкана. — М.:Машиностроение, 1969.- Т.3.- С. 471.
4. Натяжное устройство:Патент США. № 3.374.686, Кл. 74-242 11, 1968.
5. Натяжное устройство:Патент Англии. № 1.298.380, Кл.20 (16 7/08).
6. Натяжное устройство для цепных и ременных передач:Патент США.
7. № 3.630.026, Кл. 74-142 (16 7/08).

