

УДК :621.85.5

І.Зубченко, канд. техн. наук; Р. Шпак, канд. техн. наук; О.Зубченко
Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

БАГАТОВАЖІЛЬНИЙ НАТЯЖНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ПЕРЕДАЧ ГНУЧКОЮ ЛАНКОЮ СІЛЬГОСПМАШИН

Розглянуто питання забезпечення роботи передачі гнучкою ланкою за рахунок оптимального натягу веденої гілки. Пропонується автоматичний триважільний пристрій, який забезпечує величину натягу цієї гілки залежно від робочого навантаження передачі.

У багатьох установках та механізмах сільськогосподарської техніки використовуються передачі гнучкою ланкою (ланцюгові, пасові та ін.). Для їх нормальної роботи потрібно забезпечувати раціональний натяг гілок, тому що при їх перенатягу в контурі гнучкої ланки виникають додаткові навантаження, які можуть у декілька разів перевищувати робочі. Це призводить до передчасного руйнування ланцюга (паса), підвищення температури робочого елемента і різкого зниження строку служби передачі загалом [1].

При недостатньому попередньому натягу гілок передачі в робочому режимі буде малий натяг веденої, що призводить у ланцюговій передачі до зайняття шарнірами ланцюга граничного розміщення їх 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 траплятися 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, 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.

Деякі передачі сільськогосподарських машин мають досить значну міжвісьову віддаль, що ускладнює процес підналагоджування і призводить ще до виникнення вібрації гілок передачі. Для такого типу передач запропоновано триважільний автоматичний натяжний пристрій (рис.2).

Особливість пристрою полягає в наступному. Нехай маємо передачу гнучкою ланкою, для прикладу, пасову, подану на рис.1, в якій ведуча гілка має силу натягу F_1 , а ведена - відповідно F_2 . При нормальній роботі співвідношення між силами визначається за формулою Ейлера (без врахування відцентрових сил):

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha_1},$$

де e — основа натуральних логарифмів,

α_1 - кут охоплення ведучого шківів пасом,

f - коефіцієнт тертя між шківом і пасом.

Оскільки для реальних передач з найбільш поширеним матеріалом паса прогумованої тканини $u \approx d_2/d_1 \leq 1...5$; $\psi = 0...90^\circ$; $\alpha_1 = 180^\circ...60^\circ$, при $f \approx 0,3...0,4$ і правильному попередньому натязі гілок, співвідношення між силами F_1 і F_2 знаходиться в межах 1,5...3.

Найчастіше правильність налаштування передачі контролюють за величиною прогину λ ведучої гілки ℓ під дією певної сили F_0 , прикладеної перпендикулярно до її середини.

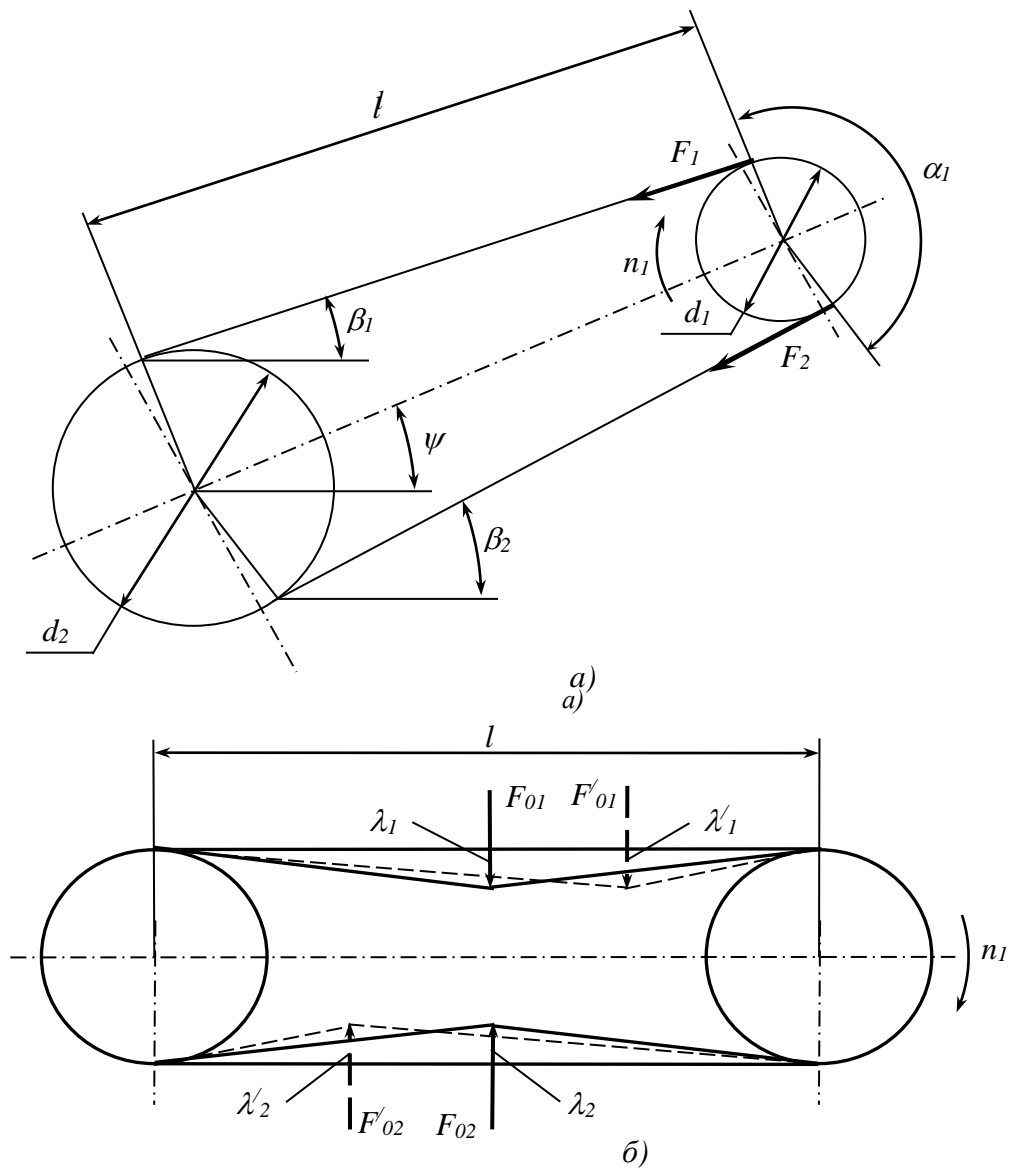


Рис.1. Передача гнучкою ланкою:
 а) схема передачі гнучкою ланкою;
 б) схема контролю провисання λ гілок за допомогою зосередженої сили F_0 .

Відомо [2], що залежність між прогином λ і зосередженою силою F_0 має вигляд

$$\lambda = \frac{2F_0 \ell + G \ell \cos \beta}{8F},$$

Тут F – сила натягу гілки ℓ ,

G - вага гілки,

β - відповідно кут нахилу гілок до горизонту.

На рис.1б зображені можливі сили F_{01} і прогини λ_1 для ведучої і F_{02} , λ_2 - для веденої гілок. При вимірюванні прогину не посередині гілок, позначимо вище подані символи відповідно зі штрихом. Нехтуючи вагою гілок, можна показати, що в працюючій передачі співвідношення

$$\frac{\lambda'_2}{\lambda'_1} = \frac{\lambda_2}{\lambda_1} = \frac{F_1}{F_2},$$

а отже, знаходиться у раніше визначених межах. Це положення лягло в основу співвідношень пліч важелів натяжного пристрою.

На ведучій зірочці (шківі) 1 знаходиться гнучка ланка (ланцюг, пас) 2, ведуча гілка котрої контактує із задаючою зірочкою (шківом) 3, а ведена – з натяжною зірочкою (шківом) 4. Взаємне переміщення зірочок 3 і 4 здійснюється трьома важелями 5, 6 і 7, шарнірно з'єднаними між собою і з зірочками (шківками).

Слід відзначити, що важелі 5, 6 різноплечі, і при цьому віддаль від вісі коливання важеля 5 до задаючої зірочки (шківки) значно менша, ніж до його другого кінця, а у важеля 6 – навпаки. Важіль 7 складений з двох співвісних частин і має гвинтовий пристрій 8 для зміни його довжини.

Пристрій монтується так, щоб задаюча зірочка (шків) перебувала у місці максимального прогину ведучої гілки (близько до середини передачі), а натяжна зірочка - поблизу ведучої. Змінюючи гвинтовим пристроєм довжину важеля 5, налаштовують передачу в нерухомому стані до виникнення у холостій гілці потрібного зусилля.

Якщо створити крутним моментом натяг ведучої гілки, то вона стане випростовуватися і підніматися на певну висоту задаючу зірочку (шків). Остання за допомогою важелів 4 і 6, в свою чергу, підніме натяжну зірочку (шків) 7, створюючи при цьому додаткове зусилля в холостій гілці, яке забезпечує нормальне зачеплення зубів зірочок з шарнірами ланцюга в моменти пуску чи випадкових динамічних навантажень. Відсутність в конструкції пристрою пружини суттєво зменшує коливні процеси в передачі.

Працездатність пристрою досліджувалася на експериментальній установці з співвідношенням довжини важелів, що дорівнює $i=1,5\dots 1,75$, що забезпечує загальне передаточне відношення $i = i_1 \cdot i_2 = 2,5\dots 3,5$, адекватне співвідношенню натягів гілок робочої передачі. Налагодження пристрою виконувалося шляхом зміни початкового (у стадії спокою) провисання робочої і підйому холостої гілок передачі за рахунок довжини контуру ланцюга або розміру розсувного важеля.

Зміною співвідношення довжини плечей задаючого важеля від точки його коливання можна добитися необхідної чутливості пристрою. Вона поліпшується із збільшенням співвідношення плечей важеля. Зміна співвідношення довжин плечей робочого важеля призводить до зміни натягу в холостій гілці. При цьому збільшення співвідношення робочого важеля призводить до збільшення натягу в холостій гілці.

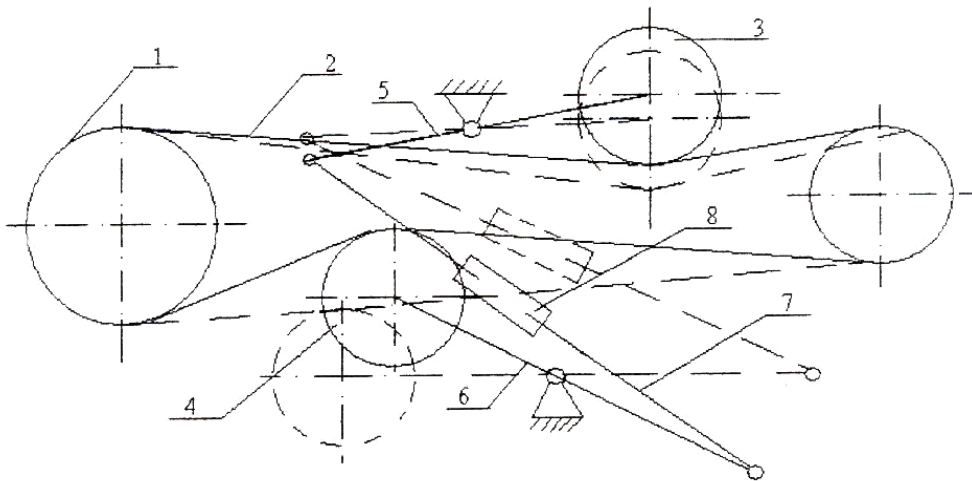


Рис. 2 Триважільний натяжний пристрій для передач гнучкою ланкою сільгоспмашин:
1— ведуча зірочка (шків); 2— гнучка ланка; 3— задаюча зірочка (шків); 4— натяжна зірочка (шків); 5,6,7—шарнірно з'єднані важелі; 8— гвинтовий пристрій.

Результати статичних досліджень пристрою подані на рисунку 3 у вигляді залежностей натягу в холостій гілці (F_2) від натягу в робочій (F_1), тобто $F_2 = f(F_1)$ (лінія 2). Там же подана теоретична залежність зусилля F_2 від величини F_1 (лінія 1).

Порівнюючи теоретичні і експериментальні дані, необхідно відзначити, що вони добре збігаються (похибка приблизно 2%). Важливим є те, що обидві криві можуть при налаштуванні бути зведені в одну. Тобто, зміна натягу холостої гілки

залежно від моменту, що передається, одержана за допомогою триважільного пристрою, відповідає теоретичному.

Співвідношення довжин плечей заданого важеля впливає на загальну працездатність пристрою. Так, застосування співвідношення плечей понад 1,75 обмежує величину переміщення задаючої зірочки (шківа) до $5...6^0$ за кутом повороту важеля.

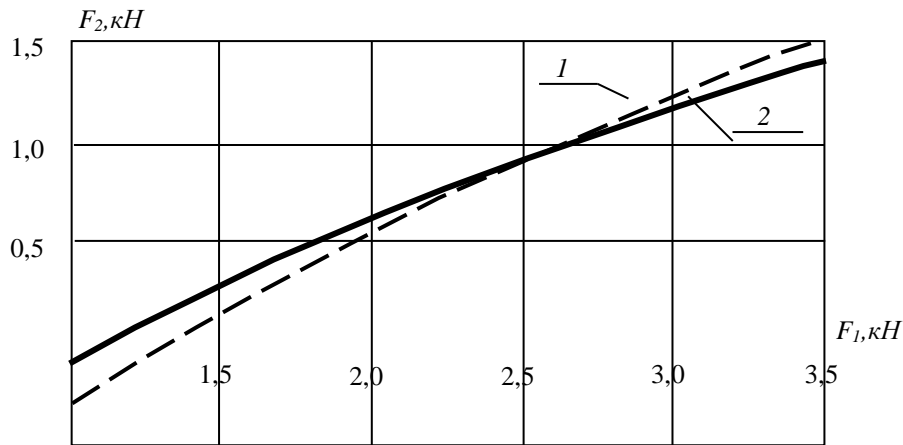


Рис. 3. Графік сили $F_2=f(F_1)$, створеної натяжним пристроєм (1-теоретичний, 2-експериментальний).

The problems of providing the reliable operation of the flexible link drive due to the optimum tension of the drive branch are analysed. Automatic multilever device which provides the degree of its tension depending on the drive loading is suggested.

Література

1. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепны передач, //Справочник.-М.: Машиностроение, 1982.-С.331.
2. Глушенко И.П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликовыми цепями. –Львов: Из-во Львовского университета, 1964.-С.224.
3. Детали машин. Расчет и конструирование:/Справочник/ Под ред. Н.С.Ачеркана.-М.: Машиностроение. 1969.-Т.3.- С.471.
4. Пат. 3.630.026 США, Кл. 74-142 (16 7/08). Натяжное устройство для цепных и ременных передач.

Одержано 24.03.01 р.