

АНАЛІЗ ТЯГОВОЇ ЗДАТНОСТІ АВТОМАТИЧНО РЕГУЛЬОВАНОЇ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ З САМОЗАТЯЖНИМ КІЛЬЦЕМ

© Павлице В.Т., Предко Р.Я., 2005

Описано схему і принцип роботи автоматично регульованої пасової передачі з самозатяжним кільцем. Результати аналізу тягової здатності свідчать, що така передача не може забезпечити належні умови роботи приводного паса. Запропоновано конструктивні зміни, які дають змогу усунути недоліки автоматично регульованої пасової передачі з самозатяжним кільцем і забезпечити можливість її практичного застосування.

The circuit and a principle robots of a known automatically adjustable belt drive with a self-long ring is described. On the basis of the analysis of traction ability it is shown, such transfer cannot provide appropriate conditions robots a belt. It is offered constructive changes which allow to remove available lacks of automatically adjustable belt drive with a self-long ring and to provide an opportunity of its(her) practical application.

Відома конструкція автоматично регульованої пасової передачі [2] з самозатяжним кільцем регулює натяг приводного паса залежно від корисного навантаження. Хоча така пасова передача проста за конструкцією порівняно з традиційними передачами (має одну додаткову деталь – самозатяжне кільце), вона не може у звичному виконанні забезпечити належну тягову здатність, що значно обмежує її практичне застосування.

Згадану пасову передачу зображено на рис. 1, а. Вона складається з встановленого на ведучому валі ролика 1, який ексцентрично охоплений самозатяжним кільцем 2, веденого шківів 3 та приводного паса 4, розташованого на самозатяжному кільці та веденому шківі. Обертючий момент від ролика 1 на самозатяжне кільце 2 передається за рахунок сили тертя між робочою поверхнею ролика діаметром d_0 і робочою поверхнею самозатяжного кільця діаметром d . Така сила тертя забезпечується натягом віток приводного паса, розташованого на самозатяжному кільці діаметром d_1 . Якщо така пасова передача знаходиться в стані спокою або не передає корисного навантаження, то центр O самозатяжного кільця знаходиться на лінії центрів O_1O_2 ролика і веденого шківів. У випадку передавання пасовою передачею корисного навантаження центр O самозатяжного кільця зміщується з лінії центрів O_1O_2 , збільшуючи при цьому натяг приводного паса. Натягування приводного паса буде тим більшим, чим більше передаване передачею корисне навантаження і навпаки. Отже, у такій пасовій передачі автоматично регулюється натяг приводного паса залежно від величини передаваного нею корисного навантаження.

Особливістю показаної на рис. 1, а пасової передачі є те, що потрібно забезпечити однакову тягову здатність пари “ролик – самозатяжне кільце” та пари “самозатяжне кільце – приводний пас”. Оскільки за необхідної сили натягу віток приводного паса, що відповідає певному його корисному навантаженню, сила зчеплення ролика з самозатяжним кільцем є недостатньою, то ролик буде проковзувати відносно кільця, і передача втрачатиме тягову здатність. В іншому варіанті, коли відсутнє проковзування ролика відносно самозатяжного кільця, приводний пас буде надлишково натягнутий стосовно його передаваного корисного навантаження, що зменшуватиме його ресурс роботи.

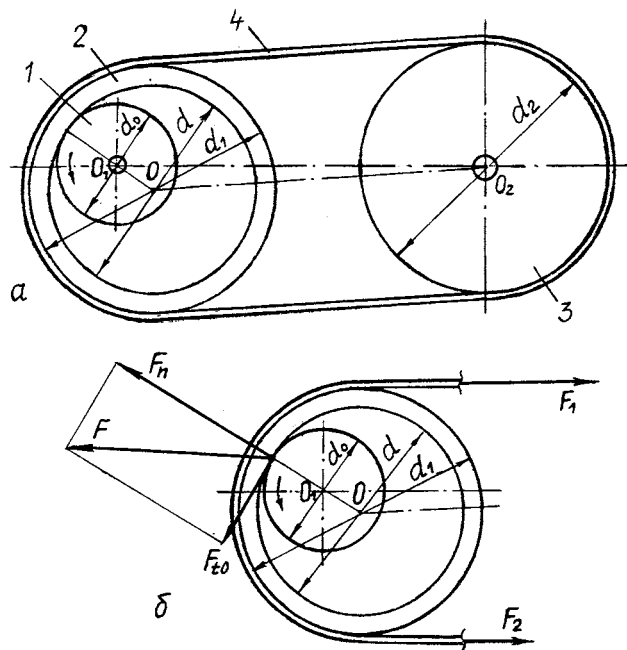


Рис. 1. Схема пасової передачі з самозатяжним кільцем

Для аналізу тягової здатності даної автоматично регульованої пасової передачі розглянемо взаємодію приводного паса та ролика з самозатяжним кільцем (рис. 1, б). Встановимо, яким повинен бути коефіцієнт тертя між роликом та самозатяжним кільцем для випадку, коли відсутнє проковзування ролика і повністю реалізується зчеплення приводного паса з самозатяжним кільцем. З одного боку, корисне навантаження F_t приводного паса може бути подане [1] через коефіцієнт тяги φ_0 і сили F_1 та F_2 натягу ведучої і веденої віток відповідно (див. рис. 1, б)

$$F_t = \varphi_0(F_1 + F_2),$$

а створюваний цією силою обертовий момент на самозатяжному кільці

$$M_{кн} = F_t \frac{d_1}{2} = 0,5\varphi_0 d_1 (F_1 + F_2). \quad (1)$$

З іншого боку, такий же обертовий момент повинна забезпечувати сила тертя F_{t0} між роликом і самозатяжним кільцем на його діаметрі d (див. рис. 1, б)

$$M_{кф} = 0,5dF_{t0}. \quad (2)$$

Оскільки сила, з якою ролик діє на самозатяжне кільце, за умови його рівноваги, $F = F_1 + F_2$, то за її нормальною складовою F_n сила F_{t0} повинна становити

$$F_{t0} = F_n f.$$

Тут f – коефіцієнт тертя ковзання між роликом і самозатяжним кільцем.

Беручи до уваги згідно з рис. 1, б, що

$$(F_1 + F_2)^2 = F_n^2 + F_{t0}^2 = \frac{F_{t0}^2}{f^2} + F_{t0}^2,$$

отримуємо потрібне значення сили F_{t0}

$$F_{t0} = (F_1 + F_2) \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}. \quad (3)$$

Після підстановки виразу (3) у вираз (2) та прирівнювання $M_{кф}$ за виразом (2) з $M_{кн}$ за виразом (1) отримаємо

$$0,5(F_1 + F_2)d \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}} = 0,5\varphi_0 d_1 (F_1 + F_2).$$

Із записаної рівності дістанемо потрібний коефіцієнт тертя f між роликом і самозатяжним кільцем для усунення можливості проковзування ролика відносно самозатяжного кільця та приводного паса та самозатяжного кільця

$$f = \frac{\varphi_0 \delta}{\sqrt{1 - \varphi_0^2 \delta^2}} \quad (4)$$

У записаному виразі $\delta = d_1/d$ – співвідношення діаметрів робочих поверхонь самозатяжного кільця (див. рис. 1).

Оптимальними для пасових передач є коефіцієнти тяги $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,6$ (менші значення для плоскостових передач, а більші – для клинопасових передач). Якщо φ_0 більше за вказані величини, то пас пробуксовує на шківі, що недопустимо. Для випадку оптимальних значень коефіцієнта тяги необхідний коефіцієнт тертя ковзання f між роликом та самозатяжним кільцем, згідно з виразом (4), суттєво залежить від співвідношення δ діаметрів робочих поверхонь самозатяжного кільця. Конструктивно згадане співвідношення в самозатяжному кільці може бути забезпечено таким, що воно набуватиме значень більших або менших від одиниці. Якими повинні бути мінімальні значення коефіцієнта тертя f за виразом (4) для оптимальних φ_0 можна встановити за графіками, зображеними на рис. 2.

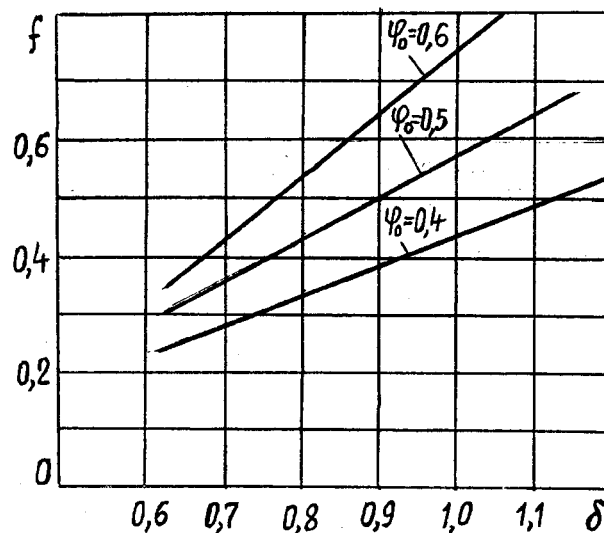


Рис. 2. Залежність необхідного коефіцієнта тертя від співвідношення діаметрів робочих поверхонь самозатяжного кільця

Проаналізувавши вказані на рис. 2 мінімально необхідні значення коефіцієнта тертя між роликом і самозатяжним кільцем, можна зробити такі висновки. Якщо взяти до уваги $\varphi_0 = 0,4$ (плоскостова передача), то для можливих матеріалів ролика і самозатяжного кільця з досягнутим коефіцієнтом тертя ковзання $f \leq 0,4$ для циліндричних поверхонь контактування можна досягти однакової тягової здатності пари “ролик – самозатяжне кільце” і пари “самозатяжне кільце – приводний пас” за умови $\delta \leq 1$.

Для випадків $\varphi_0 = 0,5$ і $\varphi_0 = 0,6$ (клинопасова передача) і тих самих конструктивних особливостей ролика і самозатяжного кільця треба мати відповідно $\delta \leq 0,8$ і $\delta \leq 0,7$. Отже, для досягнення однакової тягової здатності пари “ролик – самозатяжне кільце” і пари “самозатяжне кільце – приводний пас” конструктивно потрібно забезпечити таке виконання самозатяжного кільця, щоб розрахунковий діаметр його робочої поверхні для охоплення приводним пасом був меншим за розрахунковий діаметр його робочої поверхні для контактування з роликом за відповідних матеріалів для виготовлення як ролика, так і самозатяжного кільця.

Для збільшення сили тертя між роликом і самозатяжним кільцем і, відповідно, збільшення співвідношення $\delta = d_1/d$ можна використати клиноподібний профіль їхніх спільних робочих повер-

хонь. У такому разі зведений коефіцієнт тертя ковзання $f' = f/\sin(\alpha/2)$, де α – кут клиноподібного профілю робочих поверхонь, який не повинен бути меншим за кут заклинювання $\alpha_0 = 2\arctg f$.

На підставі отриманих результатів можна зробити висновок, що у відомій пасовій передачі (рис. 1, а), де співвідношення розрахункових діаметрів робочих поверхонь самозатяжного кільця $\delta = d_1/d > 1$, не можна досягнути однакової тягової здатності пари “ролик – самозатяжне кільце” і пари “самозатяжне кільце – приводний пас”.

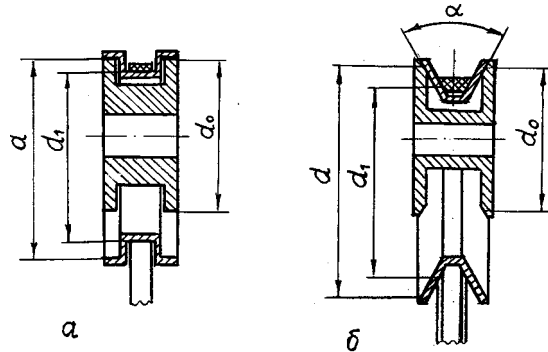


Рис. 3. Можлива конструктивна реалізація пари “ролик – самозатяжне кільце”

Практично автоматично регульовану пасову передачу з самозатяжним кільцем з оптимальною тяговою здатністю можна реалізувати за умови конструктивного виконання пари “ролик – самозатяжне кільце” у вигляді, показаному на рис. 3. У випадку застосування плоскопасової передачі (рис. 3, а) робочі поверхні ролика і самозатяжного кільця можуть мати циліндричну форму, а у разі використання клинопасової передачі (рис. 3, б) спряжені поверхні ролика і самозатяжного кільця доцільно виконувати конусними з кутом профілю α . У двох запропонованих конструктивних рішеннях співвідношення $\delta = d_1/d < 1$.

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – 2-е вид. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с. 2. Патент США № 3255640, кл. 74-219, 1966.

УДК 539.3

В.М. Палаш

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра зварювального виробництва,
діагностики та відновлення металоконструкцій

ВПЛИВ СІРКИ НА УТВОРЕННЯ ГАРЯЧИХ КРИСТАЛІЗАЦІЙНИХ ТРІЩИН У ЗВАРНИХ ШВАХ

© Палаш В.М., 2005

Досліджено природу взаємодії сірки, що знаходиться у вигляді сульфїду FeS, з маловуглецевою сталлю при 1373 К. Встановлено, що виникнення гарячих тріщин у зварних швах пов’язано не тільки з розширенням температурного інтервалу крихкості, але і з адсорбційним та корозійним ефектами.

Nature of co-operation of sulphur, that is as FeS is explored in work, with the low carbon steel at 1373 K. It is set, that an origin of hot cracks in the welded stitches is caused not only with expansion of temperature interval of fragility, but also with the adsorption and corrosive effects.

Гарячі тріщини, особливо кристалізаційні, є досить поширеним дефектом зварних з’єднань вуглецевих та легованих сталей. Стійкість швів до утворення в них тріщин під час первинної кристалізації визначається багатьма чинниками, але хімічний склад зварювальної ванни серед них є