

## ОСОБЛИВОСТІ ЗАМІНИ ТРАДИЦІЙНОЇ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ АВТОМАТИЧНО РЕГУЛЬОВАНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ

© Предко Р.Я., Павлице В.Т., 2010

**Показано доцільність заміни традиційної клинопасової передачі на автоматично регульовану передачу. За відомими параметрами традиційної пасової передачі можна розрахувати параметри автоматично регульованої передачі. Запропоновано методику такої заміни.**

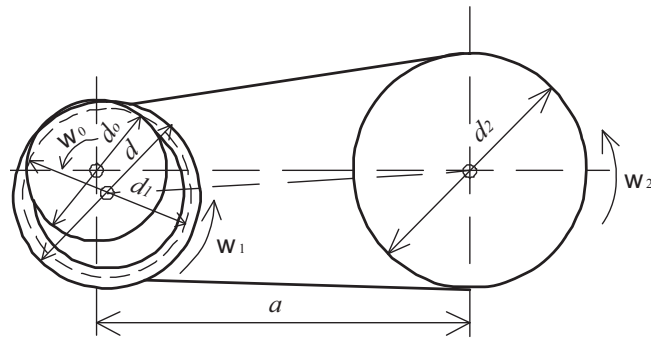
**The expediency of replacing the traditional V-belt drive to automatically regulated transmission. For known parameters of the traditional belt drive can determine the parameters are automatically regulated transmission. Proposed methodology for such substitution.**

**Актуальність і постановка задачі.** Традиційні клинопасові передачі, що складаються з двох шківів і приводного клинового паса, поширені у різних галузях техніки. Це обумовлено їхніми певними перевагами перед іншими механічними передачами і стандартизацією елементів передач (шківів, приводних пасів) та методів розрахунків в міжнародному масштабі. Однак традиційні клинопасові передачі мають недолік, який полягає в тому, що вони вимагають періодичного регулювання попереднього пружного натягу приводного паса, який є визначальним для забезпечення надійної роботи передачі. Як недостатній, так і надмірний попередній натяг приводного клинового паса великою мірою впливає на розрахунковий ресурс його роботи. Зазначимо, що універсальних, надійних і достатньо точних методів контролю попереднього пружного натягу приводних пасів у клинопасових передачах не існує.

Наявний недолік традиційних клинопасових передач можна усунути, застосовуючи автоматично регульовані пасові передачі. В останніх необхідний пружний натяг приводного паса залежно від його корисного навантаження встановлюється автоматично, що не вимагає застосування спеціальних методів і пристроїв для регулювання пасової передачі. З огляду на це постановка задачі на заміну традиційних клинопасових передач на автоматично регульовані пасові передачі є актуальною і сприятиме збільшенню розрахункового ресурсу роботи приводних пасів.

**Мета роботи.** Метою роботи є заміна наявної традиційної клинопасової передачі, розрахованої за стандартизованою методикою, на автоматично регульовану пасову передачу з самозатяжним кільцем (АРПП) [1]. Для такої заміни потрібно знати в традиційній пасовій передачі діаметри ведучого  $d_1$  і веденого  $d_2$  шківів, а також параметри приводного паса (довжину  $l$ , площу перерізу  $A$ , розрахункову ширину  $b_0$ , модуль поздовжньої пружності  $E$ ) і його швидкість  $V$ . Доцільність заміни традиційної клинопасової передачі на АРПП продиктована тим, що остання найпростіша за своєю будовою, сьогодні достатньо повно досліджена і має перспективу практичного застосування [6].

Розрахункову схему АРПП зображено на рисунку. Основними розмірами, що визначають роботоздатність АРПП, крім зазначених вище параметрів приводного паса, є діаметр  $d_0$  ролика 1, розрахункові діаметри  $d$  і  $d_1$  самозатяжного кільця 2, а також діаметр  $d_2$  веденого шківів 3.



АРПП з розрахунковими розмірами

**Основний матеріал.** Традиційна клинопасова передача на АРПП замінюється за таких умов:

- традиційна клинопасова передача і АРПП передають одну і ту саму розрахункову потужність  $P$  при кутовій швидкості  $\omega_0$  ведучого вала;
- зберігається одне і те саме передаточне число пасових передач;
- в традиційній передачі і в АРПП приводний клиновий пас має однакові параметри;
- швидкість  $V$  приводного паса не перевищує 15 м/с.

Для заміни необхідно виразити потужність, яку здатна передавати пасова передача, через розрахункові параметри цієї передачі. Для традиційної пасової передачі це можна зробити, виходячи із теоретичного ресурсу роботи приводного паса  $L_h = 24000$  год., який для двохшківної передачі обмежує втомне руйнування приводного клинового паса при розрахунковому максимальному напруженні [4]

$$\sigma_{\max} = \frac{C}{(7200L_h i)^{1/m}} = \frac{6,81}{i^{1/m}}. \quad (1)$$

Тут  $C = 38,2$  – константа діаграми втомного паса, для якої обмежена границя витривалості  $\sigma_a = 5,9$  Н/мм<sup>2</sup>, база випробувань  $N_a = 10^9$  і показник степеня  $m = 11$ ;  $i = V/l$  – число пробігів в секунду приводного паса, що має швидкість  $V$  і довжину  $l$ .

З іншого боку, максимальне напруження, що виникає у приводному клиновому пасі під час роботи передачі, складається із напруження від передавання корисного зусилля  $F_t = P/V$  та напруження від згину паса на меншому шківі і визначається за залежністю [4]

$$\sigma_{\max} = \frac{1 + \varphi_0}{2\varphi_0} \sigma_{t \max} + \frac{7,5b_0^{1,57}}{d_1}. \quad (2)$$

У виразі (2) не враховується напруження у приводному пасі від дії відцентрових сил, оскільки таке напруження при  $V < 15$  м/с доволі мале, і нехтування ним дає похибку в остаточних розрахунках, яка не перевищує 3 %.

Беручи до уваги, що для клинопасових передач розрахунковий коефіцієнт тяги  $\varphi_0 = 0,6$  [2], а також залежність  $\sigma_{t \max} = P/VA$ , за виразами (1) і (2) можна записати формулу для визначення потужності, яку здатна передавати традиційна пасова передача

$$P = VA \left[ \frac{5,24}{i^{1/m}} - \frac{5,77b_0^{1,57}}{d_1} \right]. \quad (3)$$

У записаній формулі:  $P$  – у Вт;  $V$  – у м/с;  $A$  – у мм<sup>2</sup>;  $b_0$  – у мм;  $d_1$  – у мм.

Тут варто зауважити, що отримані за виразом (3) значення потужності, яку здатна передавати традиційна клинопасова передача, що має діаметр  $d_1$  меншого шківі і оснащена приводним пасом з площею перерізу  $A$  і розрахунковою шириною  $b_0$ , достатньо точно збігаються з даними ГОСТ 1284.3 – 96 (похибка не перевищує 1 % для  $V = 10$  м/с).

Тепер встановимо, як впливають параметри АРПП на потужність, яку здатна передавати така пасова передача. Як доведено в [3], потрібної тягової здатності АРПП досягають тоді, коли

$$\frac{d(u_1 - 1)}{2u_1} = \frac{\gamma F_{t\max}}{\Phi_0^3 \delta^2 c}. \quad (4)$$

У записаній залежності:  $d$  – зовнішній діаметр самозатяжного кільця (див. рис.);  $u_1 = d/d_0$  – передаточне число від ролика до самозатяжного кільця;  $F_{t\max} = P/V$  – максимальне корисне навантаження приводного паса;  $\gamma = 1,03 \dots 1,07$  – геометричний параметр передачі;  $\Phi_0$  – розрахунковий коефіцієнт тяги передачі;  $\delta = d_1/d = 0,85 \dots 0,95$  – геометричний параметр самозатяжного кільця;  $c = EA/l$  – поздовжня жорсткість приводного паса, що має модуль пружності  $E$  і довжину  $l$ .

Рівність (4) дає змогу записати вираз для визначення потужності, яку здатна передавати АРПП. Цей вираз для  $\Phi_0 = 0,6$  і усередненого значення  $\gamma = 1,05$  матиме вигляд

$$P = 0,103Vd_0(u_1 - 1)\delta^2 c. \quad (5)$$

В отриманій залежності:  $P$  – у Вт;  $V$  – у м/с;  $d_0$  – у мм;  $c$  – у Н/мм.

Швидкості приводного паса  $V$  у традиційній пасовій передачі у виразі (3) і в АРПП у виразі (5) не є однаковими. Тому ці швидкості потрібно виразити через однаковий спільний параметр – кутову швидкість  $\omega_0$  ведучого вала передачі.

Для традиційної пасової передачі, що має діаметр  $d_1$  ведучого шківів,

$$V = \omega_0 d_1 / (2 \cdot 10^3). \quad (6)$$

Для АРПП, що має діаметр  $d_0$  ролика,

$$V = \omega_0 d_0 \delta / (2 \cdot 10^3). \quad (7)$$

Прирівнюючи вирази (3) і (5) з відповідним врахуванням (6) і (7), після відповідних перетворень і спрощень остаточно отримаємо залежність для визначення діаметра  $d_0$  ролика в АРПП у вигляді

$$d_0 = \sqrt{\frac{51A}{c\delta^3(u_1 - 1)} \left[ d_1 / i^{1/m} - 1,1b_0^{1,57} \right]}. \quad (8)$$

Записана залежність дає змогу визначити необхідні параметри АРПП за такими параметрами традиційної пасової передачі, як діаметр  $d_1$  ведучого шківів, площа  $A$  перерізу приводного паса, його розрахункова ширина  $b_0$ , поздовжня жорсткість  $c$ . Для АРПП потрібно задатись  $u_1 = d/d_0 = 1,8 \dots 2$  і  $\delta = d_1/d = 0,85 \dots 0,95$ . Знаючи  $d_0$  для АРПП, можна встановити інші її параметри (див. рисунок):

$$d = d_0 u_1; \quad d_1 = \delta d; \quad d_2 = d_0 \delta u. \quad (9)$$

Для прикладу розглянемо заміну традиційної клинопасової передачі, розрахованої за стандартизованою методикою, на АРПП за схемою, зображеною на рис. Нехай традиційна пасова передача має  $d_1 = 125$  мм,  $d_2 = 300$  мм, ( $u = 2,4$ ),  $\omega_0 = 150$  рад/с і оснащена приводним клиновим пасом типу А з параметрами:  $b_0 = 11$  мм;  $A = 81$  мм<sup>2</sup>;  $l = 1700$  мм;  $E = 990$  Н/мм<sup>2</sup> [5]. Тоді поздовжня жорсткість паса  $c = EA/l = 990 \cdot 81 / 1700 = 47$  Н/мм, а його швидкість  $V = \omega_0 d_1 / (2 \cdot 10^3) = 125 \cdot 150 / (2 \cdot 10^3) = 9,37$  м/с.

Традиційну пасову передачу із зазначеними вище параметрами можна замінити на АРПП з таким же приводним пасом для  $u_1 = 1,8$  і  $\delta = 0,9$ , якщо за виразом (8) прийняти  $d_0 = 94$  мм, а за виразами (9)  $d = 170$  мм,  $d_1 = 153$  мм,  $d_2 = 203$  мм.

**Висновки.** Заміна традиційних клинопасових передач на АРПП має перспективу з таких причин. АРПП не вимагає застосування спеціальних засобів та методів контролю попереднього пружного натягу приводного паса, що спрощує догляд за роботою передачі в експлуатаційних умовах. Ресурс роботи приводного паса збільшується за рахунок зменшення напружень згину, оскільки пас охоплює самозатяжне кільце з більшим діаметром, ніж діаметр ведучого шківів у традиційній передачі. Діаметр  $d_2$  веденого шківів в АРПП значно менший ніж у традиційній передачі. Наведений у даному дослідженні спосіб заміни традиційної клинопасової передачі на АРПП не вимагає складних розрахунків.

1. Деклараційний патент на корисну модель UA 10157. Шків автоматично регульованої пасової передачі / В. Т. Павлице, Р. Я. Предко. Бюл. № 11, 2005. 2. Иоселевич Г. Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностр. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с. 3. Кіндрацький Б. І., Павлице В. Т., Предко Р. Я. Розрахункові параметри автоматично регульованої пасової передачі з самозатяжним кільцем // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – № 9. – С. 73–78. 4. Кіндрацький Б., Павлице В., Предко Р. Ресурс приводних пасів в автоматично регульованих клинопасових передачах // Машинознавство. – 2006. – № 6 (108). – С. 40–43. 5. Павлице В.Т., Предко Р.Я. Про пружні властивості приводних клинових пасів пасових передач // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2004. – № 509. – С. 96–99. 6. Предко Р.Я. Класифікація і порівняльна оцінка автоматично регульованих пасових передач // Збірник наукових праць „Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів”. – 2007. – № 10. – С. 63 – 68.

УДК 534.111

М.Б. Сокіл

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра транспортних технологій

## **ЗГИННІ НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ОДНОВИМІРНИХ ТІЛ, ЯКІ ХАРАКТЕРИЗУЮТЬСЯ ПОЗДОВЖНЬОЮ ШВИДКІСТЮ РУХУ, І НАБЛИЖЕНЕ ЇХ ДОСЛІДЖЕННЯ**

© Сокіл М. Б., 2010

Викладено методику дослідження згинних нелінійних коливань одновимірних тіл, які характеризуються сталою швидкістю поздовжнього руху. В її основу покладено принципи одночастотності коливань у нелінійних системах та основні ідеї методів Бубнова–Гальоркіна та Ван-дер-Поля. Розглянуто резонансний і нерезонансний випадки.

The method of research of bend nonlinear vibrations of unidimensional bodies is expounded, what харктеризуються by the permanent rate of longitudinal movement. In its basis of покладено принцип of одночастотності vibrations in the nonlinear systems and basic ideas of methods of Bubnov-Galerkina and Wan-der-Poll. Resonance and unresonance cases are considered.

**Актуальність і огляд основних результатів.** Важливою проблемою динаміки одно- і багатовимірних систем є вивчення впливу швидкості їх поздовжнього руху та різної природи нелінійних сил на поздовжні та згинні коливання. Йдеться про коливання гнучких елементів систем