

# Methods of calculating V-belt transmission automatic tensioning

Ervin Umerov

Department of maintenance and repair of vehicles of Crimean Engineering and Pedagogical University, UKRAINE, Simferopol, Sevastopolska street, Lane Textbook, 8  
E-mail: Ervin777@yandex.ru

The paper describes the design and operation automatic tension reverse V-belt drive, graphics display presents the stress changes in various belt drives, with different creation belt. Which implies that the transmission belt of the same rated load in all gears in the branches of the tension and friction are the same size. However, with increasing load transferred, there is an increase in the intensity of the bearings in gear with a fixed axle pulleys, and is less intense in automatic tension transmission.

To this end, we consider automatic tension belt drive with tensioning roller in which the belt tension is automatically created by the reactive moment, depending on the size of the transmitted load at any given time. This mode of transmission is caused by properly chosen geometrical parameters.

We have developed a V-belt drive automatic tension, the technique of calculating automatic tension reverse V-belt transmission and graphs to determine the main parameters of the transfer.

The study found that as the center distance and the length of the lever tensioner angle of wrap a belt drive pulley is constantly increasing.

From which it follows that the proposed construction automatic tension V-belt transmission in the most rational drive cars with medium and higher center distance.

Thus, we conclude that the developed method allows to determine the basic parameters of rational automatic tension reverse V-belt transmission and to produce its power and kinematics calculation using the current regulatory parameters for the calculation of belt drives.

# Методика розрахунку самонатяжної пасової передачі

Ервін Умеров

Кафедра експлуатації та ремонту автомобілів, Кримський інженерно-педагогічний університет, УКРАЇНА м.Сімферополь, вул. Севастопольська, пров. Учбовий, 8.  
E-mail: Ervin777@yandex.ru

*Приведено опис конструкції; робота і методика по визначенню основних параметрів, і розрахунок самонатяжної пасової передачі.*

**Ключові слова:** ремінна передача, самонатяжна передача, автоматичне натяг ременів, ремінна передача з натяжним роликком.

## I. Вступ

У приводах різного роду машин різних виробництв і головним чином у сільськогосподарських, широке застосування отримали клинопасові передачі завдяки їх простоті конструктивного виконання, експлуатації, можливості передавати потужності на значні відстані і багато інших її позитивних властивостей [2, 6]. До недоліків цієї передачі слід віднести в першу чергу нестабільність початкового створеного натягу паса внаслідок його подовження в процесі експлуатації [4].

## II. Постановка завдання

Найявна в експлуатаційників тенденція до створення підвищеного початкового натягу з метою підвищення надійності приводу, призводить до зниження довговічності як самого паса, так і підшипникових опор, втомної міцності валів та ін.

Встановлено, що при безконтрольною установці початкового натягу приводного паса в умовах експлуатації перевищує 20% номінального. Відомо також, що збільшення сумарних напружень у паса всього лише на 4% знижує їх довговічність від 26 до 56% залежно від їх конструктивного виконання [8].

На рис. 1 наведено графічні розподіли натягнень і криві ковзання для двошківної передачі з жорстким закріпленням осей шківів, автоматичному натягу веденої гілки з допомогою натяжного ролика і самонатяжної передачі [3].

З аналізу розподілів натягів в гілках цих трьох видів передач і їх кривих ковзання випливає, що при правильно обраних параметрах цих передач при передачі ними однієї і тієї ж номінальної потужності у всіх різних передач величини натягів в гілках і ковзання мають одну і ту ж величину [3].

У разі ж поступового збільшення переданої навантаження більше номінального, інтенсивність ковзання (втрати швидкості) різко збільшується у передачі з жорстким закріпленням осей шківів. Менш інтенсивно при автоматичному створенні і підтримці натягу в веденої гілки (автоматичному натягу).

У самонатяжної ж передачі натяг в веденої гілки створюється автоматично за рахунок використання реактивного моменту, що впливає на статор привод-

ного електродвигуна, і таким як воно необхідно (залежно від переданої потужності). Проте відзначимо при цьому, що такий режим роботи передачі забезпечується тільки при раціонально вибраних параметрах цієї передачі.

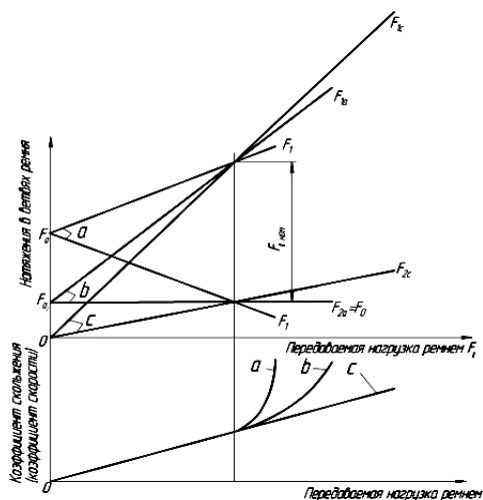


Рис. 1. Графічні відображення змін натягів і ковзань в приводах при різних засобах створення натягнень пасу: а – передача з жорстким закріпленням осей шківів, в – передача з автоматичним створенням натягу в веденої гілки, с – передача з самонатягненням пасів

Клинопасова передача звичайно приводиться в рух від електродвигуна, що працює в режимах як нереверсивного, так і в реверсивному. В останньому випадку одна і та ж гілка передачі поперемінно стає або ведучою, або веденою. У тих випадках, коли конструктивно в приводах машин міжосьова відстань постійна, а натяг пасу створюється шляхом переміщення натяжного ролика, така передача стає вкрай нераціональною, тому що у разі провідної гілки для пасу, що проходить через натяжний ролик, останній на найбільш навантаженому ділянці отримує ще й додаткові напруження вигину, які призводять до різкого зниження терміну служби найбільш слабкої ланки приводу – клинового пасу.

Мета даної роботи – розробка конструкції самонатяжного реверсивного клинопасового приводу позбавленого зазначених вище недоліків, обґрунтування його раціональних параметрів для проведення силового розрахунку з використанням нормативних матеріалів.

### III. Приклади конструктивного рішення поставлених завдань

Нами для приводу транспортера подачі зеленної маси до ПЗМ-5 був розроблений самонатяжний реверсивний клинопасовий привід [5], який представлений на рис. 2.

Привід містить електродвигун 1, встановлений балансірно хитним в опорах 2, на валу якого закріплено ведучий шків 3, охоплюваний пасом 4, який також охоплює ведений шків 5 і натяжний ролик 6. На статорі електродвигуна закріплений жорстко важіль 7 з натяжним роликом 6, врівноважуємо вантажем 8.

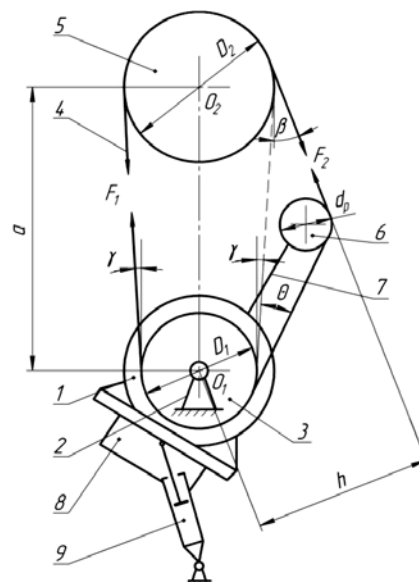


Рис. 2. Схема самонатяжного реверсивного клинопасового приводу

Працює цей привід наступним чином. При включенні електродвигуна в роботу, крутний момент від валу електродвигуна передається на шків і далі останній перетвориться в окружне зусилля у пасу, передане їм провідною гілкою передачі веденого шківів.

При цьому реактивний момент, що впливає на статор електродвигуна розгортає останній разом з натяжним роликом в напрямі зворотному напрямку обертання ведучого шківів. При цьому натяжний ролик, впливаючи на ведену гілку, створює їй чітко визначений, необхідний натяг для передачі відповідного навантаження.

При зміні напрямку обертання ротора електродвигуна всі елементи самонатяжного пасового приводу працюють у зворотному напрямку.

Так як в приводах машин в основному використовуються асинхронні трифазні електродвигуни, що створюють значний крутний момент при пуску, то з метою зменшення його впливу на пас в приводі нами встановлено гідравлічний демпфер 9.

### IV. Обґрунтування основних параметрів самонатяжної реверсивної клинопасової передачі

Співвідношення в натягу гілок передачі у провідній  $F_1$  і веденої  $F_2$  було встановлено Л. Ейлером в 1775 р. і стосовно клинопасової передачі має вигляд:

$$F_1 / F_2 = \text{екс} \left[ \alpha f / \left( \sin \frac{j}{2} \right) \right], \quad (1)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя пасу по жолобу шківів з кутом  $\varphi$ ;  $\alpha$  – кут пружного ковзання пасу по шківів.

Для самонатяжної передачі цей кут трохи менше кута обхвату пасу ведучого шківів.

Для відповіді на питання вибору раціональних параметрів даної передачі по рис.2 складемо рівняння моментів сил відносно осі ведучого шківів

$$\sum M_{o1} = 0,5 F_1 D_1 - F_2 h = 0. \quad (2)$$

Замінивши в рівнянні (2)  $h = 0,5 D_2 + a \sin \beta$  і перетворивши його отримаємо:

$$\text{екс} \left[ \frac{\alpha f}{\sin(j/2)} \right] = u + (2a \sin \beta) / D_1, \quad (3)$$

де в рівняннях (2) і (3)  $D_1, D_2$  – діаметри ведучого і веденого шківів;  $a$  – міжосьова відстань між шківками;  $\beta$  – кут нахилу веденої гілки пасової передачі до міжцентрової лінії шківів на ділянці між веденим шківом і натяжним роликком.

Розглянемо послідовність вибору раціональних параметрів (кутів  $\alpha$  і  $\beta$ ) самонатяжної клинопасової передачі на прикладі приводу транспортера машин ПЗМ-5 з геометричними розмірами  $D_1 = 140$  мм,  $D_2 = 280$  мм,  $d_{\text{пр}} = 125$  мм,  $a = 415$  мм,  $\gamma = 9,5^\circ$  (кут нахилу дотичних гілок ремня до шківів щодо міжцентрова лінії),  $f = 0,17$  (коефіцієнт тертя паса по жолобу шківа [7]). Перетин клинового ремня Б (прийнято за рекомендацією [1] залежно від частоти обертання ведучого шківа і переданої потужності).

Висловимо кут обхвату провідного шківа залежністю:

$$\alpha = 180^\circ - 2\gamma - \theta, \quad (4)$$

де  $\theta$  – кут нахилу веденої гілки клинопасової передачі до загальної дотичної між шківками по рис.2 на ділянці між ведучим шківом і натяжним роликком.

З урахуванням залежності (4) основне рівняння (3) для визначення основних параметрів самонатяжної передачі приймає вигляд:

$$\text{екс} \left[ \frac{(180^\circ - 2\gamma - \theta) f}{\sin(j/2)} \right] = u + (2a \sin \beta) / D_1. \quad (5)$$

Аналіз рівняння (5) показує, що воно аналітично нерозв'язно, т.я. в ньому є одночасно два залежних один від одного параметра – кути  $\beta$  і  $\theta$  і скласти додаткове співвідношення виключає один з цих параметрів не представляється можливим.

Для визначення розрахунковим шляхом параметрів  $\beta$  і  $\theta$  використовуємо графоаналітичний метод послідовних наближень. Для цього ліву і праву частини рівняння (5) представимо у вигляді окремих функцій:

$$Y_\alpha = \text{екс} \left[ \frac{(180^\circ - 2\gamma - \theta) f}{\sin(j/2)} \right], \quad (6)$$

і

$$Y_\beta = u + (2a \sin \beta) / D_1 \quad (7)$$

На рис. 3 графічно представлені залежності (6) і (7) при довільних кутах  $\alpha$  і  $\beta$  по осі абсцис для конкретної передачі з параметрами приводяться нами вище.

Вирішення питання щодо визначення раціональних взаємозалежних параметрів  $\beta$  і  $\theta$  представимо в такій послідовності. Задавись довільно величиною кута  $\theta$  (по залежності (4)), визначається кут обхвату  $\alpha$  ведучого шківа. Відклавши по осі абсцис (рис.3) величину цього кута  $\alpha$  проводимо перпендикуляр до перетину з кривою функції  $Y_\alpha$ , а потім з отриманої точки перетину проводимо горизонталь, що перетинає криву функції  $Y_\beta$ . За новими точкам перетину знаходимо величини функції  $Y_\beta$  і по осях абсцис величину кута  $\beta$ .

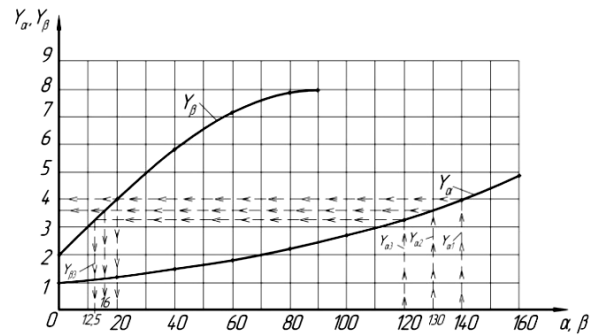


Рис. 3. Графічні представлення функцій  $Y_\alpha$  і  $Y_\beta$  в залежності від  $\alpha$  і  $\beta$  для клинопасової самонатяжної реверсивної передачі з заданими параметрами.

Підставивши отриману величину кута  $\beta$  в рівняння (7) отримаємо величину функції  $Y_\beta$ , яку і порівнюємо з величиною функції  $Y_\alpha$ .

При рівності чисельних значень функцій  $Y_\alpha$  і  $Y_\beta$  параметри  $\beta$  і  $\theta$  відповідають раціональній конструкції самонатяжної реверсивної клинопасової передачі.

Нижче в таблиці наведено послідовний пошук по визначенню раціональних параметрів  $\beta$  і  $\theta$  для самонатяжної реверсивної клинопасової передачі.

#### Послідовний пошук оптимальних рішень

№	$\theta$	$\alpha$	$Y_\alpha$	$\beta$	$Y_\beta$	Співвідношення функцій $Y_\alpha$ і $Y_\beta$
1	21	140	3,99	20	4,03	$Y_\alpha < Y_\beta$
2	31	130	3,61	16	3,63	$Y_\alpha < Y_\beta$
3	41	120	3,27	12,5	3,27	$Y_\alpha = Y_\beta$

Нами проведені графоаналітичні дослідження з визначення кута обхвату паса ведучого шківа за описаною вище методикою при різних міжосьових відстанях і одних і тих же діаметрах шківів передачі. При цьому в кожному випадку важіль натяжного ролика приймався гранично найбільшої величини. Результатами досліджень встановлено, що зі збільшенням міжосьової відстані і довжина важеля натяжного ролика кут обхвату пасом ведучого шківа постійно збільшується. Так, наприклад, для розглянутої вище передачі з передавальним відношенням  $u = 2$  зі збільшенням міжосьової відстані  $a = 415$  мм до 830 мм кут обхвату провідного шківа  $\alpha$  змінюється від  $120^\circ$  до  $156^\circ$  і деякому збільшенні також і кута обхвату пасом веденого шківа.

З цього випливає, що описана конструкція самонатяжної клинопасової передачі найбільш раціональна в приводах машин з середніми та підвищеними міжосьовими відстанями [1].

#### V. Послідовність розрахунку реверсивної самонатяжної клинопасової передачі

В роботі [3] показано (див. рис. 1), що номінальна передана навантаження пасом не залежить від способу створення натягу. Її величина, наведена в нормативних матеріалах [1], визначалася експериментальним шляхом з урахуванням механічних властивостей матеріалів

паса, його довговічності, величинами подовження в процесі експлуатації та іншими факторами.

Це дозволяє вести розрахунок самонатяжної передачі з використанням нормативних матеріалів з розрахунку пасової передачі з урахуванням деяких її особливостей роботи.

Вихідні дані для розрахунку самонатяжної клинопасової передачі ті ж, що і для звичайної, тобто передана потужність  $P$ , передавальне відношення і, частота обертання ведучого шківів, що задається міжосьова відстань  $a$ .

Послідовність розрахунку.

1. Використовуючи нормативні рекомендації [1] по переданій потужності і частоті обертання вибирається перетин паса.

2. За формулою професора М.А. Соверіна орієнтовно визначається розрахунковий діаметр ведучого шківів  $D_1$ , мм

$$D_1 = (52 - 64)\sqrt[3]{T}, \text{ мм} \quad (8)$$

де  $T$  – крутний момент на ведучому шківі, Н • м.

Потім визначається діаметр веденого шківів  $D_2$  з урахуванням величини ковзання паса  $\varepsilon = 0,02$

$$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon) \quad (9)$$

Отримані величини діаметрів шківів  $D_1$  і  $D_2$  округлюються до стандартних значень [1].

3. Міжосьова відстань  $a$  або задається конструктивно, або рівним  $a = (5-6) D_1$ .

4. Кут нахилу ведучої гілки передачі  $\gamma$  до міжцентрова лінії

$$\gamma = 57,2^\circ (D_2 - D_1) / a \quad (10)$$

5. За вищевикладеної методикою визначаються раціональні кути обхвату  $\alpha$ ,  $\theta$  і  $\beta$  по рис.2.

6. Загальна довжина паса визначається графічним окреслюванням передачі з подальшим підсумовуванням прямолінійних ділянок і криволінійних на дугах обхвату шківів. Клиновий пас стандартної довжини приймається найближчого меншого розміру в порівнянні з розрахунковим.

7. Необхідне число пасів  $Z$  у приводі визначається по залежності [1]:

$$Z = \frac{P_{\text{ном}} C_p}{P_0 C_a C_L C_Z}, \quad (11)$$

де  $P_{\text{ном}}$  – номінальна потужність передана приводом;  $C_p$  – коефіцієнт динамічного навантаження і режиму роботи.  $C_p = 1$  для самонатяжної передачі;  $P_0$  – потужність яка передана одним пасом прийнятого раніше перетину при  $\alpha = 180^\circ$ . Параметр приймається за матеріалами [1];  $C_a$  – коефіцієнт враховує кут обхвату. Його величина визначається за таблицями нормативних матеріалів [1];  $C_L$  – коефіцієнт враховує

довжину паса. Його величина знаходиться за таблицями [1]. Для передач працюють обмежений час (менше 500 годин)  $C_Z = 1$ .  $C_Z$  – коефіцієнт враховує число пасів у передачі. Його величина приймається за таблицями [1]. Для передач працюють обмежений час (менше 500 годин)  $C_Z = 1$ .

## Висновки

1. Розроблена методика дозволяє визначити основні раціональні параметри самонатяжної реверсивної клинопасової передачі і виробляти її силовий і кінематичний розрахунок з використанням сучасних нормативних параметрів для розрахунку пасових передач.

2. Розроблена послідовність розрахунку для вертикальної самонатяжної передачі прийнятна і для розрахунку з будь-яким нахилом передачі до горизонту.

## Література

- [1] ГОСТ 1284.3-96. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемая мощность: - М.: Издательство стандартов, 1997. – 59 с.
- [2] Машиностроение. Энциклопедия: в 40 т. -Т.IV-I. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Ред. кол. Д.Н. Решетов, А.П. Гусенков, Ю.Н. Дроздов и др. Под общей редакцией Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – С.606-632.
- [3] Ниберг Н.Я. Самонатяжные ременные передачи / Вестник машиностроения, 1977. -№7, С.38-42.
- [4] Олефиренко Г., Ходжаев П., Рыбалкин Е. Увеличение долговечности клиновых ременных комбайнов / Техника в сельском хозяйстве. 1968, №7. С.22-26.
- [5] Патент 50208 МПК F16H 7/12 Украина. Самонатяжной ременной привод / Хабрат Н.И., Люманов Э.М., Умеров Э.Д. – Бюл. №10, 2010.
- [6] Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение. 1984.- 272 с.
- [7] Хабрат Н.И. О величине коэффициента трения клинового ремня по шкиву и методика его экспериментального определения / Сборник научных трудов УСХА. Совершенствование процессов и рабочих органов сельхозмашин, организация и технология ремонта сельхозмашин.- К.: Изд-во УСХА, 1982. – С.26-29.
- [8] Хабрат Н.И. О контроле натяжения приводных ремней сельскохозяйственных машин / Научные труды УСХА. Повышение эффективности использования широкозахватных скоростных тракторных агрегатов. Вып. 141. – К.: изд-во УСХА, 1977. – С.40-45.