

Юхимчук С.Ф.,
Юхимчук С.М.,
Толстушко Н.О.
Луцький національний
технічний університет,
м. Луцьк, Україна

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
ПІДПРУЖИНЕНОГО НАТЯЖНИКА
БРАЛЬНОГО ПАСА ЛЬОНОКОМБАЙНА

УДК 631.521

У статті поданий опис підпружиненого натяжника брального паса льонобрального апарата з поперечними бральними ривчаками. Проведені графічні побудови та виконано теоретичні обґрунтування параметрів підпружиненого натяжника, підібрано пружину стиску. Використання цього підпружиненого натяжника забезпечить підвищення довговічності брального паса.

Ключові слова: підпружинений натяжник, бральний пас, льонобральний апарат, льонокомбайн, пружина стиску, натяг.

Постановка проблеми. В сільськогосподарській техніці широко використовуються пасові передачі, і не тільки в якості приводу, але і в якості робочих органів. Зокрема в льонозбиральних машинах паси застосовують в бральних апаратах для затискання і витягування з ґрунту стебел льону. Для натяга пасів використовують натяжні пристрої, найчастіше це натяжні ролики, кріплення яких можна переміщати регульовальним гвинтом. У цьому випадку натяг забезпечується за рахунок пружності паса. Цей спосіб має найменшу тягову здатність і низьку довговічність паса.

Також можна натягнути ролик під пружинити. При цьому забезпечується автоматичне самонатягнення передачі у міру зростання передаваного навантаження унаслідок постійного натягу веденої вітки паса. Постійність тягової здатності при цьому способі натягнення паса пояснюється наступним. Для забезпечення можливості передачі крутного моменту в пасовій передачі створюють початковий натяг паса. При передачі крутного моменту, у ведучій вітці паса виникає зусилля F_1 , а у веденій — F_2 . У разі зростання передаваного крутного моменту зусилля F_1 збільшується, а F_2 — зменшується, наближаючись до нуля при передачі максимального крутного моменту. При цьому починається ковзання паса на одному із шківів передачі і, як наслідок, зношування, нагрів паса, а надалі його розшарування і руйнування. При виконанні умови $F_2 = \text{const}$, зв'язаної з використанням рухомого підпружиненого ролика на віденій вітці, зусилля в цій вітці підтримується постійним. Ковзання паса може наступити тільки при крутному моменті, значно більшому граничного моменту при відсутності натяжного ролика.

Значить, при використанні натяжних підпружинених роликів початковий натяг F_0 потрібно зменшувати. Згідно даним дослідженням Б.А. Проніна [1] при зменшенні початкового натягу на 50 % довговічність пасів збільшується в декілька разів.

Тому ми пропонуємо для натяга брального паса використати натяжний пристрій, який складається із двох підпружинених роликів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Під керівництвом проф. Хайліса Г.А. був виготовлений льонокомбайн з бральним апаратом з поперечними бральними ривчаками. Натяжний пристрій цього апарата, який складається із двох жорстко закріплених роликів, досліджували проф. Хайліс Г.А. і доц. Дацюк Л.М. [2, 3].

Метою дослідження є підвищення довговічності брального паса за рахунок обґрунтування основних параметрів і розробки підпружиненого натяжного пристрою до льонобрального апарата з поперечними бральними ривчаками.

Результати досліджень. На рис. 1. показана схема брального апарата із запропонованим натяжним пристроєм. Привід брального паса 1 здійснюється від трьох ведучих шківів 3, натяг веденої вітки *аз* забезпечує натяжник 2. даний натяжник складається із двох роликів, розміщених на шарнірно закріпленому коромислі. Коромисло через сполучну ланку зв'язане із підпружиненим повзуном. Сам натяжник кріпиться хомутами до кронштейнів двох ведучих шківів. Положення коромисла і натяг пружини регулюється регулювальним гвинтом, встановленим у швелері натяжника.

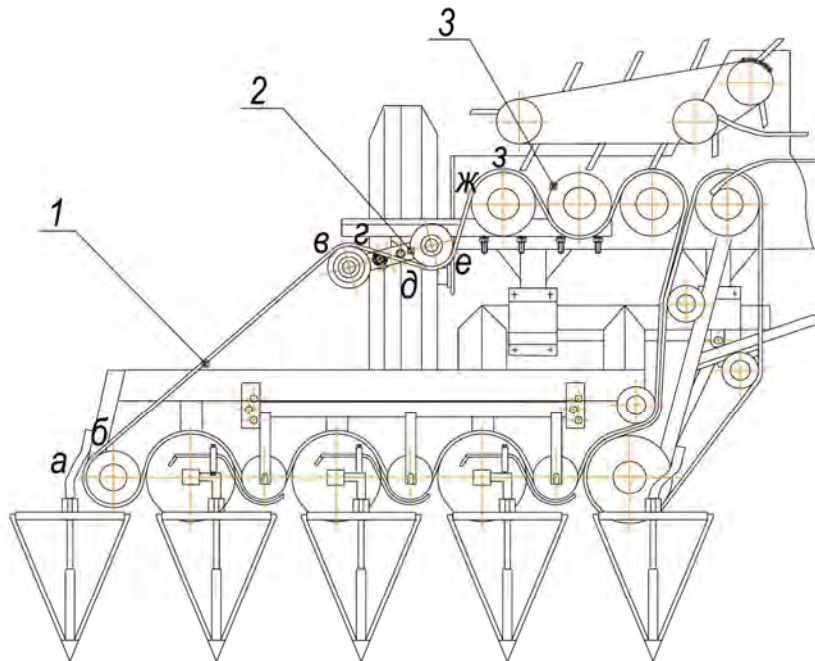


Рис. 1 – Льонобральний апарат з поперечними бральними рівчачками

Креслення натяжника виконувалось за допомогою комп'ютерної програми «КОМПАС», що дозволило точно визначити можливі межі регулювання видовження брального паса (рис. 2). На цьому рисунку у вигляді кривої показано ведену вітку *аз* брального паса (рис. 1), яка з криволінійних (*аб*, *вг*, *де*, *жз*) і прямолінійних (*бв*, *гд*, *еж*) ділянок. Довжини цих ділянок і сумарні довжини кривих при початковому і кінцевому положенні натяжних роликів, були автоматично пораховані комп'ютером. При радіусі натяжних роликів 50 мм, товщині паса 10 мм і можливому повороті коромисла на 90⁰ довжина паса може змінюватись на 40 см.

Навантаження на вал натяжного ролика обчислюється за формулою:

$$F_r = 2F_0 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{L}{2r + \Delta}\right), \quad (1)$$

де F_0 – початковий натяг паса; L – дуга охоплення ролика пасом; r – радіус ролика; Δ – товщина паса.

З досліджень [3] відомо, що для даного брального апарата при роботі натяг ведучої вітки складає 1158 Н, а веденої 842 Н. Так, як натяжний пристрій підпружинений, то можна за початковий натяг паса взяти значення натягу у веденій вітці, що обґрунтовувалось на початку.

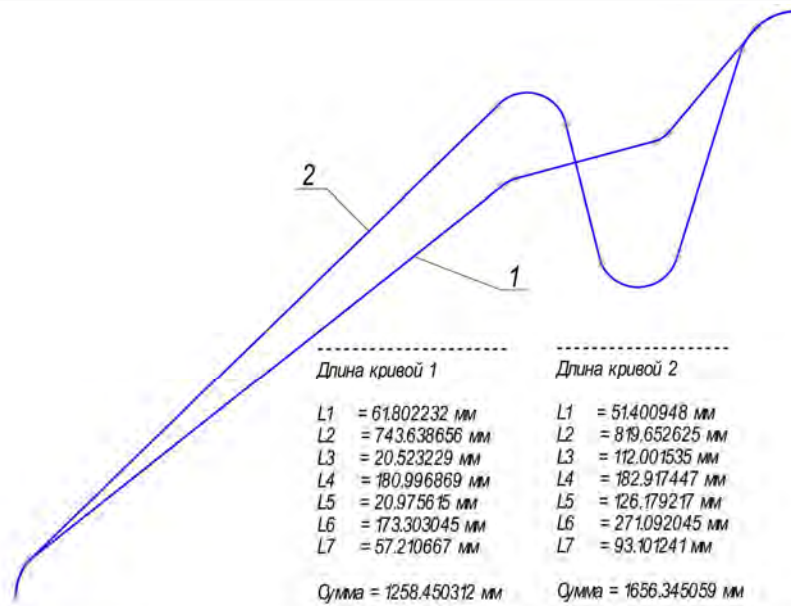


Рис. 2 – Визначення довжини веденої вітки брального паса при початковому – 1 і кінцевому – 2 положеннях натяжного механізму за допомогою програми КОМПАС

Для визначення зусилля, яке повинна забезпечувати пружина розглянемо схему натяжного механізму (рис. 3) до якого використаємо принцип можливих переміщень.

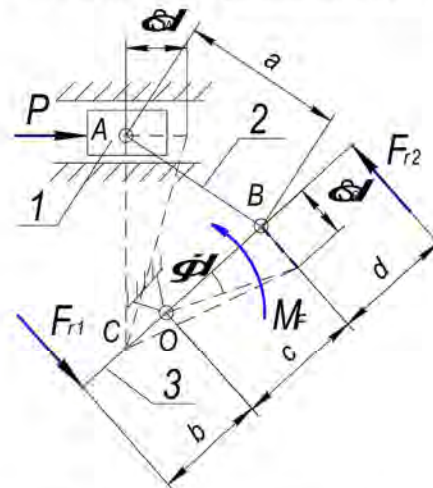


Рис. 3 – Схема натяжного механізму

Тут на шарнірно закріплене коромисло 3 з двох сторін діють сили $\overline{F_{r1}}$ і $\overline{F_{r2}}$ – сили з якими натяжні ролики діють на пас. Дані сили визначаються за формулою (1), використовуючи рис. 2, на якому ділянка L3 відповідає дузі охоплення першого натяжного ролика, а ділянка L5 – другого. Ці сили можна замінити крутним моментом

$$M_F = F_{r1} \cdot b + F_{r2} \cdot (c + d). \quad (2)$$

При $a = 0,05$ м, $b = 0,075$ м, $c = 0,05$ м, $d = 0,075$ м в натяжному пристрої в початковому положенні буде створюватись крутний момент $M_{F_{\min}} = 31,71$ Нм, а в кінцевому положенні – $M_{F_{\max}} = 149,39$ Нм.

Від повертання коромисло 3 утримується ланкою 2, шарнірно з'єднаною із підпружиненим повзуном 1. Дію пружини на схемі показано силою \overline{P} . Для вибору пружини нам необхідно знати в яких межах при регулюванні натягу брального паса буде змінюватись сила P.

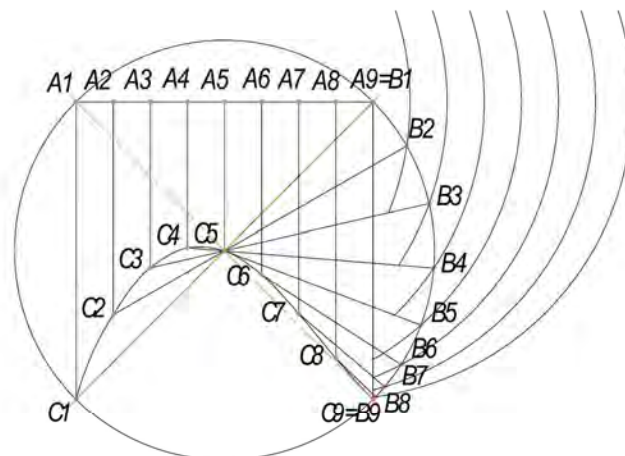
Зв'язки, накладені на механізм, допускають наступні можливі переміщення його ланок: поворот коромисла 1 з натяжними роликками на кут $\delta\varphi$ та переміщення повзуна 1 – точки A на δS_A . Рівняння робіт, яке виражає принцип можливих переміщень, отримає вигляд:

$$M_F \cdot \delta\varphi - P \cdot \delta S_A = 0. \quad (3)$$

$$P = \frac{M_F \cdot \delta\varphi}{\delta S_A}, \quad \delta\varphi = \frac{\delta S_B}{c}, \quad P = \frac{M_F \cdot \delta S_B}{c \cdot \delta S_A}.$$

Для визначення залежності між можливими переміщеннями δS_B і δS_A необхідно знати положення миттєвого центра обертання ланки AB – точки C . Тоді $\frac{\delta S_B}{\delta S_A} = \frac{BC}{AC}$. Для

визначення цього співвідношення в різних положеннях натяжного механізму, використовуючи можливості програми КОМПАС, виконаємо геометричні побудови та визначимо довжини $AC = La$ і $BC = Lb$. Для цього траєкторію переміщення точки A розбиваємо на вісім рівних частин і знаючи довжину ланки 2 та траєкторію руху точки B , шукаємо проміжні положення точки B_i , з яких проводимо нормалі. Там де ці нормалі перетинаються з відповідними нормаллями до проміжних положень точки A_i ставимо точки C_i , які є миттєвими центрами обертань. Результати даних обчислень наведені на рис. 4.



$La1 = 70.710678 \text{ мм}$	$Lb1 = 100.000000 \text{ мм}$
$La2 = 50.530064 \text{ мм}$	$Lb2 = 80.551551 \text{ мм}$
$La3 = 39.393663 \text{ мм}$	$Lb3 = 68.133065 \text{ мм}$
$La4 = 34.629280 \text{ мм}$	$Lb4 = 58.868605 \text{ мм}$
$La5 = 35.355339 \text{ мм}$	$Lb5 = 50.000000 \text{ мм}$
$La6 = 41.044695 \text{ мм}$	$Lb6 = 39.488398 \text{ мм}$
$La7 = 50.327023 \text{ мм}$	$Lb7 = 26.834264 \text{ мм}$
$La8 = 60.924832 \text{ мм}$	$Lb8 = 13.163551 \text{ мм}$
$La9 = 70.710678 \text{ мм}$	$Lb9 = 0 \text{ мм}$

Рис. 4 – Графічне визначення довжин $AC = La$ і $BC = Lb$

Тоді:

$$P = \frac{M_F \cdot Lb}{c \cdot La}. \quad (4)$$

Відношення $\frac{Lb}{La}$ можна апроксимувати математичною залежністю, але для нашого випадку ми обчислимо проміжні значення цього співвідношення і відповідні їм значення зусилля P . При цьому приймемо припущення, що крутний момент коромисла

змінюється пропорційно. Тому, якщо ми розглядаємо дев'ять точок, то різницю між моментами у кінцевому і початковому положеннях поділимо на вісім і знайдемо крок зміни моменту, який будемо додавати до попереднього значення. Результати розрахунку помістимо в таблицю 1.

Таблиця 1

Результати розрахунку зусилля пружини

№ п/п	M_F , Нм	$\frac{Lb}{La}$	P , Н
1	31,71	1,41	894,22
2	46,42	1,59	1476,16
3	61,13	1,73	2115,10
4	75,84	1,70	2578,56
5	90,55	1,41	2553,51
6	105,26	0,96	2020,99
7	119,97	0,53	1271,68
8	134,68	0,22	592,59
9	149,39	0	0

Висновок. За відомим діапазоном сил (остання колонка табл. 1) була розрахована пружина стиску, виготовлена із сталі 60С2А ГОСТ 14963-69, діаметром дроту – 6 мм, кількістю витків – 7, зовнішнього діаметру – 30 мм і довжиною 56 мм.

Даний натяжник був виготовлений і встановлений на бральному апараті (рис. 5) і випробуваний в роботі.

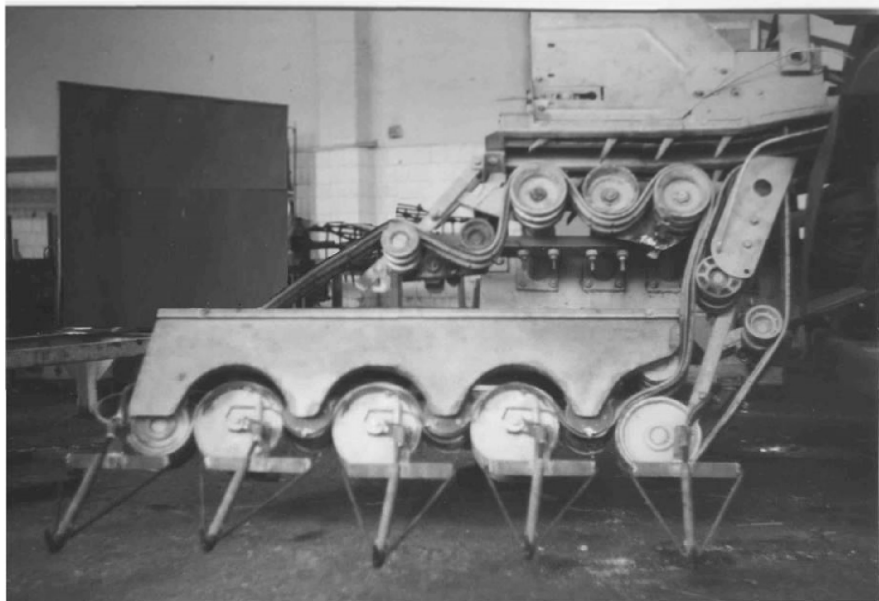


Рис. 5 – Фото льнобрального апарата з підпружиненим натяжником

Завдяки використанню підпружиненого натяжника у конструкції льнобрального апарата забезпечується підвищення довговічності брального паса.

Література:

1. Пронин Б.А. Ременные передачи. – В кн.: Справочник металлста: В 5-ти томах. 3-е изд., перераб. Т. 1. М.: Машиностроение, 1976. с. 480-565.
2. Хайлис Г.А., Сартаков Н.С., Черников В.Г., Смирнов А.С. Регулировка натяжения теробильных ремней // Лен и конопля. – 1974. – №6. – С. 30–31.

3. Хайлис Г.А., Дацюк Л.М. Розрахунок опору в рівчакках льонобрального апарата з поперечними рівчакками // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Випуск 9. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 145–150.

Summary

Yukhymchuk S.F., Yukhymchuk S.M., Tolstushko N.O. The substantiation of parameters of the spring tensioner of a pulling belt of a flax-harvesting combine

In the article the description of spring tensioner of a pulling belt of a flax-pulling apparatus with transversal streams. The graphic constructions were carried out and theoretical justifications of the spring tensioner parameters were fulfilled, a compression spring was selected. Using this spring-loaded tensioner will increase the durability of the pulling belt.

Keywords: *spring tensioner, pulling belt, flax- pulling apparatus, flax harvesting combine, compression spring, tension.*

References

1. Pronin B.A. Remennyye peredachi. – V kn.: Spravochnik metallista: V 5-ti tomakh. 3-ye izd., pererab. T. 1. M.: Mashinostroyeniye, 1976. s. 480-565.
2. Khaylis G.A., Sartakov N.S., Chernikov V.G., Smirnov A.S. Regulirovka natyazheniya terebil'nykh remney // Len i konoplya. – 1974. – №6. – S. 30–31.
3. Khaylis G.A., Datsyuk L.M. Rozrakhunok oporu v rivchakakh l'onobral'nogo aparata z poperechnimi rivchakami // Sil's'kogospodars'ki mashini: Zb. nauk. st. – Vipusk 9. – Luts'k: Red.-vid. viddil LDTU, 2001. – S. 145–150.