

## CALCULATION OF CLAMPING MECHANISM SPRING OF THE FLAX PULLER

S.M. Yukhymchuk, S.F. Yukhymchuk,  
M. Tolstushko, N. Tolstushko

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine



### ABSTRACT

*For fibre flax harvesting, harvesters are used, which have pulling mechanism of different type. Analysis of pulling mechanism designs shows that belt-disc pulling mechanisms with transverse streams have the lowest metal consumption. These pulling mechanisms perform high-quality technological process and they are easy to maintain. The article points out the main shortcomings of the design of a flax puller with transverse belt-disc pulling streams and presents a solution to these problems based on the design of a new flax-pulling machine. A description of the design of the flax puller with transverse pulling streams is given. In which the clamping of the stems of flax occurs between the pulling belt and pulling plate. When pulling flax stems in the barrels are moved together with the belt sliding along the pulling barrels. To ensure a certain force of clamping the flax stems in front of the pulling plates, clamping mechanisms are installed, which support the pulling belt and provide the necessary force of flax stem clamping in the pulling streams. The main element of this mechanism is the spring, which must provide the necessary clamping force. As a result of theoretical studies, the pressure exerted on the stem in the pulling stream will not cause the flax stems to be flattened. Under conditions of minimum and maximum density of flax stems, the required range of forces of the clamping mechanism was determined. In the design of the clamping mechanism, the shaped conical compression spring with a constant pitch turns was proposed. According to the standard method, the spring parameters were calculated and a technical drawing of the spring was developed. Research materials will be used in the manufacture of the test sample of flax puller.*

### Key words:

flax puller,  
pulling belt,  
pulling plate,  
clamping mechanism,  
spring

### Article history:

Received 25.06.2020

Accepted 05.10.2020

### Corresponding author:

uyhimchyksveta@gmail.com

УДК 631.358

**РОЗРАХУНОК ПРУЖИНИ ПРИТИСКОГО МЕХАНІЗМУ  
ЛЬОНОБРАЛКИ****С.М. Юхимчук, С.Ф. Юхимчук, М.М. Толстушко, Н.О. Толстушко**

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

**Ключові слова:**

льонобралка,  
бральний пас,  
бральна пластина,  
притискний механізм,  
пружина

**Історія публікації:**

Отримано 25.06.2020

Затверджено 05.10.2020

**Автор для****листування:**

uyhimchyksveta@gmail.com

**АНОТАЦІЯ**

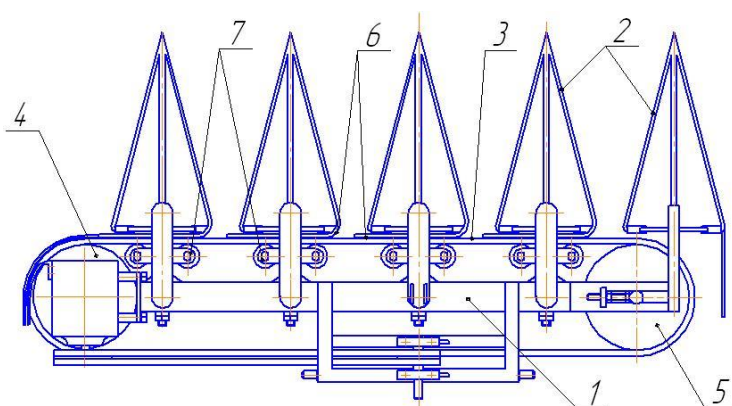
Для збирання льону-довгуницю використовують льонозбиральну техніку, яка має різні бральні апарати. У статті вказано на основні недоліки конструкції льонобралки з поперечними пасово-дисковими бральними рівчачками та подане вирішення цих проблем на основі запропонованої конструкції льонобралки. У статті подано опис конструкції льонобралки із поперечними бральними рівчачками, в якій затискання стебел льону відбувається між бральним пасом та бральними пластинами. Під час брання стебла льону в бральних рівчачках переміщуються разом із пасом, ковзаючи бральними пластинами. Для забезпечення певного зусилля затискання стебел, навпроти бральних пластин встановлені притискні механізми, які підтримують бральний пас і забезпечують необхідне зусилля затискання стебел льону у бральних рівчачках. Основним елементом цього механізму є пружина, яка має забезпечити необхідне зусилля притискання. За результатами теоретичних досліджень встановлено тиск, який діє на стебло льону в бральному рівчачку і який не буде викликати розплющування стебел льону під час брання. За умов мінімальної та максимальної густоти стеблостою льону був визначений необхідний діапазон сил притискного механізму. В конструкції притискного механізму була запропонована фасонна конічна пружина стиску з постійним кроком витків. За стандартною методикою розраховані параметри цієї пружини. Розроблене технічне креслення цієї пружини. Отримані результати будуть використані при виготовленні дослідного зразка льонобралки.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.307>

### Стан питання та постановка проблеми

Для збирання льону-довгунцю використовують льонозбиральну техніку, яка містить бральні апарати різної конструкції [1–3]. Із цих конструкцій найменшу металомісткість мають пасово-дискові бральні апарати з поперечними рівчачками. Ці апарати зручні в експлуатації і добре виконують технологічний процес. Але в них є й певні недоліки. Основний – це значна металомісткість, яка пов'язана із наявністю бральних дисків і притискних роликів, які охоплює бральний пас. Крім того, із перегинами пасу при охопленні дисків і роликів пов'язані втрати потужності та зменшення довговічності пасу.

Запропонована конструкція льонобралки містить раму і встановлені на ній подільники стеблостою, бральний пас, що охоплює ведучий і ведений шківів, а замість бральних дисків встановлені бральні пластини, до яких під час роботи льонобралки притискаються стебла (рис. 1) [4]. Поверхні бального пасу і бральних пластин мають хвилеподібну форму, що сприяє кращому затисканню стебел у бральних рівчачках, а також попереджує їх прокручування при переміщенні бального пасу. Поверхня бального пасу шорстка, а бральних пластин – гладенька, тому під час брання стебла в бральних рівчачках переміщуються разом із пасом, ковзаючи бральними пластинами. Для забезпечення певного зусилля затискання стебел, навпроти бральних пластин встановлені притискні механізми, які підтримують бральний пас і забезпечують необхідне зусилля затискання стебел льону у бральних рівчачках.



**Рис. 1** – Льонобралка із поперечними бральними рівчачками:

- 1 – рама;
- 2 – подільники;
- 3 – бральний пас;
- 4 – ведучий шків;
- 5 – ведений шків;
- 6 – бральні пластини;
- 7 – притискні механізми

Зазори між бральними пластинами і бральним пасом виставляються за допомогою регулювальних гвинтів. У кожному наступному бральному рівчаку ці зазори збільшуються із урахуванням потовщення стеблової стрічки.

У запропонованій конструкції усунені зазначені вище недоліки конструкції льонобралки із поперечними пасово-дисковими бральними рівчаками. За результатами попередніх досліджень [5] було теоретично визначено необхідну зону затискання стебел льону для повного витягування їх із ґрунту, що дозволило обґрунтувати довжину бральної пластини та технологічні параметри льонобралки.

Притискний механізм призначений для створення необхідного тиску в бральному рівчаку, він містить підпружинену рамку із двома натискними роликками. Основним елементом цього механізму є пружина, яка має забезпечити необхідне зусилля притискання.

**Мета дослідження** – визначити необхідне зусилля затискання стебел у бральному рівчаку, перевірити чи не буде при цьому травмування стебел і підібрати пружину, яка б забезпечувала необхідний діапазон зусилля затискання.

#### **Матеріали і методи**

У роботі розглядалися властивості стебел льону-довгунцю, матеріалів брального паса, бральної пластини та притискної пружини. Дослідження проводилися теоретично, розрахунок пружини виконувався за стандартною методикою.

#### **Результати дослідження та обговорення**

Для забезпечення витягування стебел льону із ґрунту необхідно, щоб сила тертя  $F_{TP}$  стебла вздовж брального паса, яка спрямована вздовж стебла, не була меншою за необхідну силу брання стебла  $T$ . Згідно джерела [1], сила  $T_{max} = 5$  Н, тому приймаємо, що  $F_{TP} = 5$  Н.

Стебло льону в бральному рівчаку контактує із бральним пасом, бральною пластиною і з сусідніми стеблами. Як зазначалося вище, коефіцієнт тертя стебла по бральній пластині менший, ніж по бральному пасу чи інших стеблах льону. Тому розглядаємо випадок, коли стебло льону третється по бральному пасу і інших стеблах. Згідно джерела [1], коефіцієнт тертя стебел льону по гумі рівний 0,6–0,9, а по стеблах 0,5–0,8. Приймаємо коефіцієнт тертя  $f_{TP} = 0,7$ , який знаходиться в межах цих двох інтервалів. Тоді для брання кожне стебло потрібно в бральному рівчаку затискати із силою, яка дорівнює 7,14 Н і розраховується за залежністю:

$$F = F_{TP}/f_{TP}. \quad (1)$$

Перевіримо чи це зусилля не призведе до травмування стебла

льону-довгунця. За результатами досліджень, що представлені в науковій праці [1], встановлено, що середній тиск, за якого стебла розплющуються, становить 200–250 кПа.

Поверхня брального пасу льонобралки в поперечному перерізі має хвилеподібну форму, де радіус западин і гребенів рівний  $R' = 18$  мм, висота хвилі  $h' = 10$  мм, а кількість хвиль  $n = 2$ . Тоді довжина поверхні брального паса, яка контактує із стеблом льону, дорівнює 0,16 м і визначається за формулою:

$$L' = 2nR' \cdot 2 \arccos \left( \frac{R' - h'}{R'} \right). \quad (2)$$

Ширина поверхні стебла, яка контактує із бральним пасом за середнього діаметра стебла  $d_c = 1$  мм, рівна  $m' = 0,5$  мм. Тоді загальна площа  $S'$  контакту стебла льону із поверхнею брального паса дорівнює  $8 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup> та визначається за формулою:

$$S' = L' \cdot m'. \quad (3)$$

Тиск, який діє на стебло в бральному рівчаку, рівний  $p' \approx 89$  кПа та визначається за формулою:

$$p' = \frac{F}{S'}. \quad (4)$$

Ця величина тиску менша за допустиме значення 200 кПа, отже стебла льону пошкоджуватись не будуть.

За довжини зони затискання стебел льону-довгунця у бральному рівчаку  $L = 0,3$  м [5] і швидкості машини  $v_m = 2,22$  м/с та брального паса  $v_n = 2,74$  м/с, у бральному рівчаку затискаються стебла, які витягуються із ґрунту площею, що рівна  $bL_m$  (де  $b$  – ширина захвату бральної секції (приймаємо  $b = 0,38$  м), м;  $L_m$  – переміщення машини, за яке ділянка брального рівчака  $L = 0,3$  м заповнюється стеблами, і яке становить  $L_m = 0,24$  м та обчислюється за формулою  $L_m = Lv_m/v_n$ ).

Кількість стебел, які витягуються із ґрунту на ділянці  $L$  брального рівчака при густоті стеблостою  $i$ , рівна:

$$n' = ibL_m. \quad (5)$$

Згідно джерела [1], густота стеблостою льону-довгунця знаходиться в межах 500–2500 стебел/м<sup>2</sup>.

У випадку  $n'_{\min} = 500 \cdot 0,38 \cdot 0,24 = 45$  стебел льону, сила, яку має створювати пружина притискного механізму, рівна  $P_{\min} = Fn'_{\min} = 312$  Н. А у випадку  $n'_{\max} = 2500 \cdot 0,38 \cdot 0,24 = 225$  стебел льону, сила пружини рівна  $P_{\max} = Fn'_{\max} = 1607$  Н.

Для забезпечення зручного збирання та розбирання притискного механізму на льонобралці, доцільно використовувати фасонну конічну

пружину, в якій за повного її стискання витки лягають на опорну площину. У цьому випадку товщина пружини в стиснутому стані рівна діаметру витка, тобто товщина – мінімальна.

Існує два види конічних пружин. Пружини одного виду мають постійний крок витків і утворюють спіраль Архімеда, коли дивитися зверху. Пружини другого виду мають постійний кут підйому витків і утворюють логарифмічну спіраль, коли дивитися зверху. Пружини першого виду мають перевагу, оскільки за зростаючого навантаження всі витки пружини, починаючи із найбільшого, монотонно “сідають” на опорну площину або один на другий. У пружинах другого виду, внаслідок змінної відстані між витками, монотонність процесу “посадки” порушується. Тому для запропонованого механізму вибираємо конічні пружини першого виду, тобто з постійним кроком.

Розрахунок фасонної пружини, що буде використовуватися у механізмі, проводимо за відомою методикою [6]. Приймаємо, що пружина виготовляється із сталі 65Г, для якої допустиме напруження на зріз становить  $[\tau]_K = 500$  МПа, а модуль пружності при зсуві становить  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа. Крім того, пружина виготовлена з круглого дроту, причому граничне зусилля, за якого пружина повністю стиснута, рівне  $P_{гран.} = 2000$  Н. Можлива деформація пружини рівна  $H_0 = 0,06$  м. Радіус найбільшого витка пружини –  $r_2 = 0,05$  м, а довжина ненавантаженої пружини –  $H = H_0 + d = 0,07$  м.

Визначимо діаметр дроту, з якого виготовляється пружина:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16P_{гран.} \cdot r_2}{\pi [\tau]_K}}. \quad (6)$$

Після розрахунку за формулою (6), отримаємо  $d = 0,01$  м.

Кількість робочих витків пружини знаходимо за формулою:

$$i_{пр.} = \frac{CH_0}{2\pi P_{гран.} r_2^3}, \quad (7)$$

де  $C = GI_K$ ;  $I_K$  – момент інерції при крученні.

Для круглого перерізу  $I_K = \pi d^4/32$ , тоді формула (7) матиме вигляд:

$$i_{пр.} = \frac{Gd^4 H_0}{64P_{гран.} r_2^3}. \quad (8)$$

Після розрахунку за формулою (8), отримаємо  $i_{пр.} = 3$  витка.

Радіус  $r_1$  витка при вершині конусної пружини, за умови, що всі витки “сідають” на опорну площину, має задовольняти нерівність:

$$r_1 < r_2 - i_{пр.}d. \quad (9)$$

Таким чином, із урахуванням умови (9), приймаємо  $r_1 = 18$  мм.

Силу  $P_{noc}$ , за якої починається “посадка” витків, знаходимо із формули:

$$P_{noc} = P_{гран.} \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^3. \quad (10)$$

Визначимо деформацію  $\lambda_{noc}$  пружини внаслідок дії сил  $P_{noc} = 93$  Н,  $P_{min} = 312$  Н та  $P_{max} = 1607$  Н:

$$\lambda_{noc} = 0,25H_0 \left( 1 + \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) \left( 1 + \frac{r_1}{r_2} \right). \quad (11)$$

Визначимо мінімальне  $\lambda_{min}$  та максимальне  $\lambda_{max}$  значення деформації пружини за формулою:

$$\lambda = \frac{0,25H_0}{1 - r_1/r_2} \left( 4 - 3 \sqrt[3]{\frac{P_{noc}}{P} - \frac{P}{P_{noc}} \cdot \left( \frac{r_1}{r_2} \right)^4} \right). \quad (12)$$

У формулі (12) замість  $P$  підставляємо, відповідно,  $P_{min}$  та  $P_{max}$ . Підставляючи числові значення у формулу (12), отримуємо деформації пружини:  $\lambda_{noc} = 0,023$  м,  $\lambda_{min} = 0,045$  м,  $\lambda_{max} = 0,059$  м. Характеристика цієї фасонної пружини графічно зображена на рис. 2.

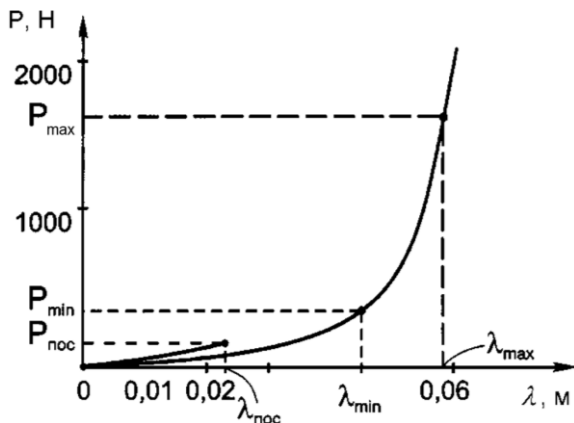


Рис. 2 – Характеристика пружини

Як видно з графіка (рис. 2), у випадку збільшення навантаження  $P$  пружини до значення  $P_{noc}$ , характеристика пружини лінійна – жорсткість пружини постійна. А у випадку  $P > P_{noc}$ , конусна пружина має криволінійну характеристику із монотонно зростаючою

жорсткістю.

Довжина дроту пружини розраховується за формулою:

$$l = \pi i_{np.} (r_2 + r_1). \quad (13)$$

Після підстановки значень у формулу (13), отримуємо  $l = 0,641$  м. Використовуючи дані, що розраховані за формулами (6) – (11), було виконане із допомогою комп'ютерної програми КОМПАС креслення пружини, яке представлено на рис. 3.

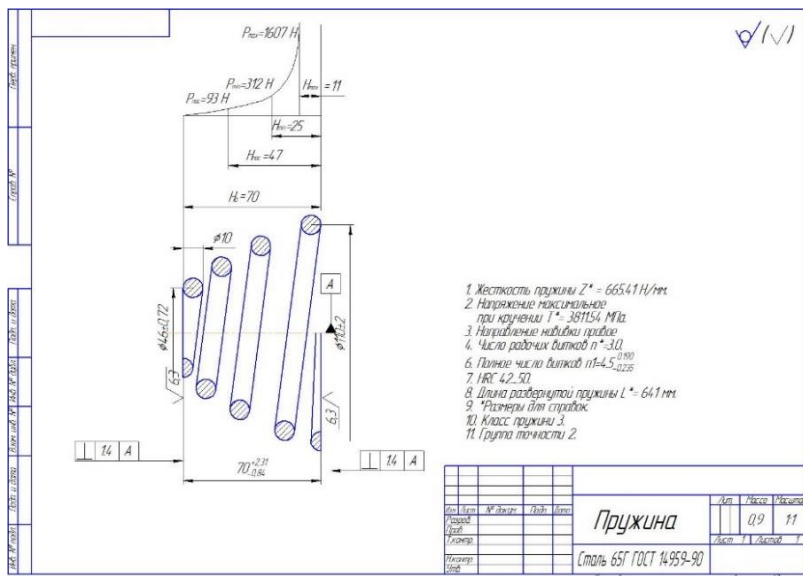


Рис. 3 – Креслення фасонної конічної пружини

### Висновки

У результаті теоретичних досліджень визначено тиск, який діє на стебло льону-довгунця в бральному рівчаку і який не буде зумовлювати розплющування стебел. Крім того, визначено необхідний діапазон сил притискного механізму та розраховані параметри фасонної конічної пружини. Розроблене технічне креслення цієї пружини. Матеріали цього дослідження будуть використані під час виготовлення дослідного зразка льонобралки.

### Список посилань

1. Хайлис, Г.А. (2011). Теория льноуборочных машин. Росинформаротех, Москва, 322.



2. Дідух, В.Ф., Ковалишин, С.Й., Дударев, І.М., Тараймович, І.В. (2013). Технології вирощування, збирання та переробки льону-довгунця. Львівський НАУ, Львів, 324.
3. Depoortere. Mode of access. <http://www.depoortere.be>
4. Юхимчук, С.Ф., Хайліс, Г.А. (1996). Льнообральний апарат. Патент № 10753А, Україна.
5. Юхимчук, С.М., Толстушко, М.М., Юхимчук, С.Ф. (2020). Обґрунтування довжини бральної пластини льнообралки. В: VII Міжнародна науково-технічна конференція “Крамаровські читання” з нагоди 113-ої річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН В.С. Крамарова. НУБіП, Київ, 214–215.
6. Ачеркан, Н.С. (1968). Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Машиностроение, Москва, 2, 408.