

УДК 677.021.11

О.О. НАЛОБИНА, О.В. МАРКОВА

Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

Ю.В. МУРАВИНЕЦЬ

Луцький національний технічний університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ТИСКУ В КАНАЛІ ЗАТИСКНОГО ТРАНСПОРТЕРА ТІПАЛЬНОЇ МАШИНИ

У даній статті подано результати теоретичних досліджень розподілу тиску в каналі затискного транспортера тіпальної машини. Обґрунтовано математичні залежності для визначення тиску на криволінійних та прямолінійній ділянках транспортера. Аналіз отриманих залежностей виявив, що тиск розподіляється нерівномірно вздовж каналу транспортера. Це створює умови, за яких пасма сирцю через недостатній затиск висмикуються з рівчака. Виникають втрати довгого лляного волокна.

Ключові слова: тіпання, транспортер, тиск.

O.O. NALOBINA, O.V. MARKOVA

National University of Water Management and Nature Resources Use, Rivne

Y.V. MURAVINEC

Lutsk National Technical University

## RESEARCH OF DISTRIBUTION OF PRESSURE IS IN CHANNEL OF CLAMPING CONVEYER MACHINE OF TIPANJA

### Abstract

In this work presented the results of the system analysis of the process of obtaining flax stock on which revealed that the integrated indicators of quality raw linseed shaped by a number of factors influence. In order to assess these factors create an information model, which discloses a process for the operation of multi-parameter technology system. Grounded mathematical model of harvesting flax. This model discloses a process for the operation of a technical system, which is characterized by emerging three-dimensional vector. The goal, the implementation of which has been put into a mathematical model can be formulated as follows: to ensure the highest possible output of long fiber technology justify the expense of cleaning flax, adapted to the specific climatic conditions with justification optimal list of technical means to implement it.

Keywords: fiber flax, the flex trust model, quality.

### Постановка проблеми

Розвиток лляного комплексу в Поліській зоні України є доцільним, у першу чергу, завдяки сприятливим природним умовам для вирощування й первинної переробки льону, а також наявності необхідних для цього людських ресурсів. Однак, за останні роки у процесі формування ринкової економіки льонопереробна галузь прийшла до стану занепаду. Зараз льонарський комплекс являє собою сільськогосподарські підприємства різних форм власності, які працюють без взаємоузгодження та не пов'язані в єдиний технологічний ланцюг.

Враховуючи сучасний стан галузі та її важливість і перспективність, необхідно об'єднати різні ланки льонарського комплексу, виявити вагомі техніко-технологічні чинники впливу на якість продукції, яку вони виготовляють, і створити умови для отримання високоякісних та конкурентоспроможних товарів з льону.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

Технологічний процес первинної переробки лляної трести досліджено у наукових працях таких вчених, як: В.В. Маркова [1], А.М. Іпатова [2], В.А. Дьячкова [3, 4], Є.Л. Пашина [5], Е.В. Новікова [6], А.Б. Лапшина [7] та інших. З аналізу чинних досліджень виявлено, що понад 60 % волокна може втрачатись у ході первинної переробки. Крім того виявлено, що значна динамічність такої технологічної операції як тіпання, яка є заключною операцією первинної переробки, веде до виникнення найбільшої кількості втрат довгого волокна. Втрати обумовлені, як зазначено вище, високою динамічністю процесу, а також конструктивними, кінематичними та силовими параметрами барабанів і затискних транспортерів. Саме через ненадійне затискання сирцю у транспортуючих секціях тіпальної машини додатково втрачається до 10 % стебел. Враховуючи вищесказане, слід зазначити, що для підвищення ефективності виробництва первинної переробки льону потрібно науково обґрунтувати техніко-технологічні передумови удосконалення обладнання для первинної переробки трести льону-довгунця.

**Формування мети дослідження**

Метою даної роботи є теоретичне дослідження тиску у рівчаку затискного транспортеру м'яльної машини.

**Викладення основного матеріалу**

Процес тіпання відбувається за умови взаємодії бил тіпального барабану з пасами сирцю, які затиснені між пасами транспортера. Якість процесу визначається конструктивними параметрами цих механізмів. Затискний транспортер утримує сирець, що підлягає обробці тіпальними барабанами та переміщує його уздовж тіпальної машини. Транспортер містить два нескінченних паси. Особливість даного транспортера – наявність похилих ділянок на робочих вітках на початку кожної секції. До недоліків даної конструкції можна віднести:

- значну довжину вільної вітки, що веде до швидкої втрати її поперечного натягу і послаблення затиску сирцю;
- нижній пас спирається на сталевий полозок, тим самим спричиняє виникнення сил тертя під час руху, що є причиною зростання витрат енергії під час руху транспортера.

Послідовне розташування роликів уздовж вітки пасу на відстані  $l$  призводить до нерівномірності розподілу тиску, що у свою чергу веде до нерівномірного затискання пасм по ходу їхнього транспортування.

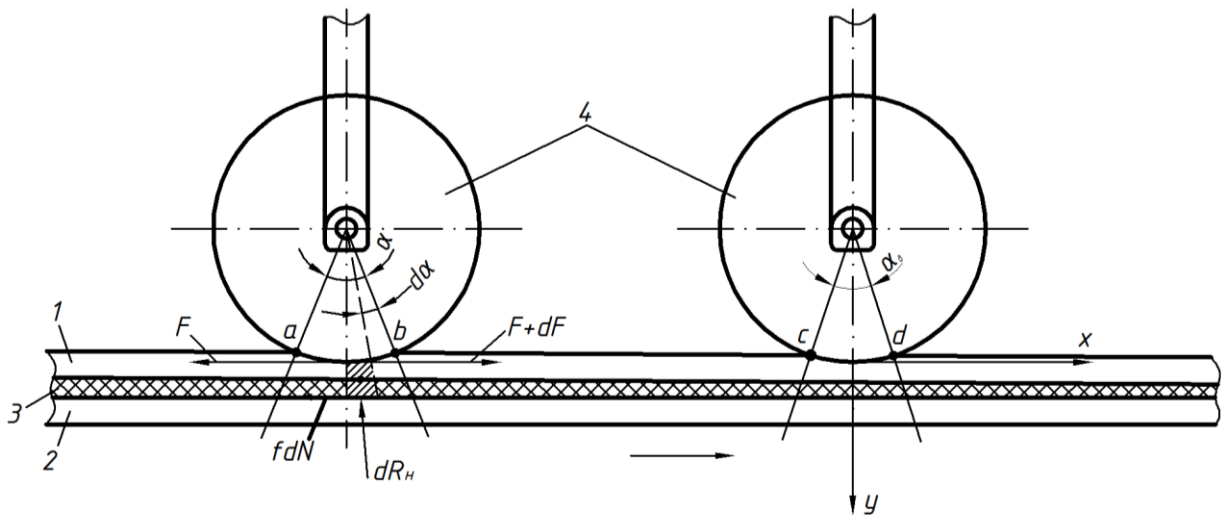
Виконаємо теоретичний аналіз взаємодії пасів затискного транспортера та пасм сирцю, які транспортуються

Тиск в межах ділянок максимального впливу роликів утворюється за рахунок верхнього пасу. На рис. 1 подано схему ділянки транспортера з двома притискними роликами з центрами у точках  $O$  та  $O_1$ .

Дуга  $ab$ , утворення якої обумовлено деяким деформуванням верхнього пасу під тиском притискного ролика, є незначною.

Виділимо елемент пасу в межах дуги  $ab$ , якому відповідає центральний кут  $d\alpha$ . На даний елемент діють наступні сили:

- сила натягу верхнього пасу  $F$ ;
- сила натягу з урахуванням додаткового видовження пасу, яке обумовлено проходженням шару сирцю  $F + dF$ ;
- сила тертя  $F_m = f \cdot dN$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя матеріалу пасу по сирцю;
- нормальна реакція шару сирцю  $dN$ ;
- реакція поверхні притискного ролика  $dR_p$ ;
- реакція поверхні нижнього пасу  $dR_H$ .



**Рис. 1. Схема навантаження верхнього пасу притискними роликами: 1 – пас верхній, 2 – пас нижній, 3 – шар сирцю, 4 – ролики**

Пов'яжемо систему координат із виділеним елементом і запишемо рівняння його рівноваги:

$$\begin{aligned} \sum X_i &= -F + F + dF - fdN = 0, \\ \sum Y_i &= dR_p - dR_H - F \frac{d\alpha}{\alpha} - (F + dF) \frac{d\alpha}{\alpha} = 0. \end{aligned} \tag{1}$$

Реакція нижнього пасу  $dR_n = dR_e = Fd\alpha$ . Враховуючи, що  $\sin \frac{d\alpha}{\alpha} \approx d\alpha$ , а  $\cos \frac{d\alpha}{\alpha} \approx 1$ , маємо:

$$\frac{dF}{d\alpha} - fF = 0. \tag{2}$$

З теорії пасових передач відомо [8]:  $F = F_0 \cdot e^{f'\alpha}$ , де  $F_0$  – мінімальне зусилля, що виникає у перерізі пасу, коли той «охоплює» ролик. Кут  $\alpha^0$  змінюється від 0 (точка  $a$ ) до  $\alpha$ , тоді зусилля  $F$  теж буде змінюватися від  $F_a$  до  $F$ . З урахуванням цього:

$$F = F_\alpha e^{-f'\alpha}. \tag{3}$$

Проінтегрувавши рівняння (2) з урахуванням вищезазначеного, маємо:

$$F = F_\alpha + F e^{-f'\alpha}. \tag{4}$$

За формулою (4) визначиться натяг. Тоді тиск з урахуванням відомої залежності  $p=F/S$ , де  $S$  – площа контакту, визначиться:

$$p = \frac{F_\alpha + F e^{-f'\alpha}}{b_n r_p}, \tag{5}$$

де  $b_n$  – ширина пасу, мм;  
 $r_p$  – радіус ролика, мм.

Формула (5) справедлива для похилих ділянок затискного транспортера. На прямолінійній ділянці тиск визначимо базуючись на засадах теорії пружності. Тиск за умови стискання гуми можна визначити:

$$g = C_l \Delta, \tag{6}$$

де  $C_l$  – твердість гуми, Н/мм<sup>3</sup>;  
 $\Delta$  – глибина стискання верхнього пасу роликом, мм.

Розглянемо схему натискання ролика на пас (рис. 2).

За умови стискання пружини ролика він починає тиснути на пас дещо його деформуючи. Величину деформації позначимо  $a$ . Вертикальна складова реакції пасу визначиться добутком:  $c_r dx \cdot dy \cdot z$ , відповідно сила  $F$  визначиться:

$$\iint_\theta c_r dx \cdot dy \cdot z, \tag{7}$$

де  $\theta$  – межі кола, яке отримаємо внаслідок січення ролика площиною XOY.

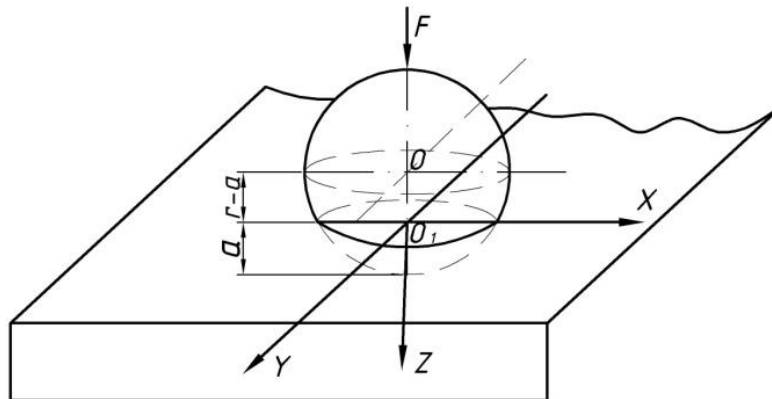


Рис. 2. Схема взаємодії ролика з верхнім пасом

Величина  $a$  деформації пасу є незначною, тому співвідношення  $a/d_p$ , де  $d_p$  – діаметр ролика, буде малою величиною. Залежність  $\Delta$  від відстані  $x$  відносно точки  $O$  (лівіше та правіше):  $\Delta x \approx \Delta \cos \frac{\pi}{2l}$ , де  $l$  – довжина зони притискання;  $X$  – біжуча координата розташування контрольної точки, у якій визначається тиск.

Сила, потрібна для притискання пасма:

$$F_{ст} = 2 \int_0^l b_n c_r \Delta x dx = \frac{4}{\pi} l b_n c_r \Delta. \tag{8}$$

Рівняння лінії, по якій діє сила натягу  $F_H$  (рис. 3):

$$y \approx \Delta \left( 1 - \cos \frac{\pi}{2l} x \right). \tag{9}$$

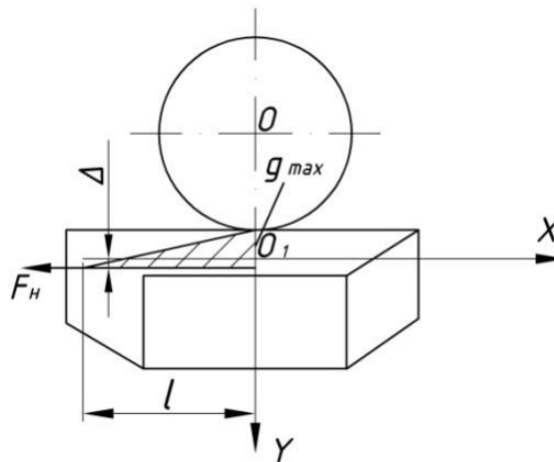


Рис. 3. Схема деформування пасу на прямолінійній ділянці

Диференціальне рівняння пружної лінії пасу запишемо з урахуванням теорії пружності [9]:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -F(\Delta - y) + M, \tag{10}$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу пасу МПа;  
 $I$  – момент інерції перерізу верхнього пасу відносно нейтральної вісі, мм;  
 $M$  – момент згину у перерізі.

Якщо прийняти, що абсциса  $x$  досягає величини  $l$ , а ордината – деформації  $\Delta$ , та провівши підстановки та перетворення визначимо тиск верхнього пасу на нижній, у зоні дії ролика  $l$  (рис.1) визначиться:

$$p_{пр} \approx \frac{0,4F_n}{b_n c_r \left( F_n + \sqrt{(F_n^2 + 1,2b_n c_r EI)} \right)} \left( 1 + \cos \frac{\pi}{2l} x \right). \tag{11}$$

Слід зауважити, що за умови різних величин натягів верхнього та нижнього пасів у формулу (11) замість  $F_H$  необхідно підставити менше з двох значень.

На рис. 4 подано графіки залежності величини тиску верхнього пасу на нижній від  $x$  – відстані від осі ролика до точки, у якій визначається тиск.

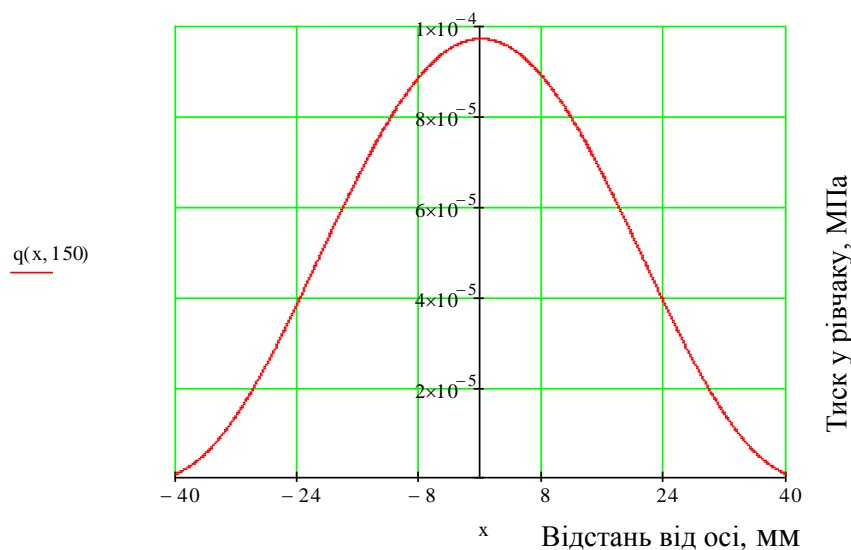


Рис. 4. Графік залежності тиску верхнього пасу на нижній

Аналізуючи графічне зображення (рис. 4), можна зробити висновки, що максимального значення тиск досягає проти вісі притискних роликів. Тиск зменшується по мірі віддалення від вісі.

#### Висновки

Нерівномірний розподіл тиску під роликами призводить до нерівномірного розподілу тиску у рівчаку транспортера. Це створює умови, при яких пасма через недостатній затиск висмикуються з рівчака. Виникають втрати волокна.

З урахуванням цього, необхідно удосконалити конструкцію затискного транспортера, оптимізувати параметри притискних роликів та відстань між їхніми вісями.

#### Список використаної літератури

1. Марков В.В. Первичная обработка льна и других лубяных культур: Учебник для сред. спец. учеб. заведений. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 376 с.
2. Ипатов А.М. Теоретические основы механической обработки стеблей лубяных культур / А.М. Ипатов. – М. Легпромбытиздат, 1989.
3. Дьячков В.А. Проектирование машин для первичной обработки лубяных волокон. – Кострома, 1999.
4. Дьячков В. А. Теоретические основы технологии производства лубяных волокон монография / В.А. Дьячков – Кострома: Издательство Костромского государственного технического университета, 2009. – 271с.
5. Пашин Е. Л. О причинах образования отходов при трепании льна. – Глухов, 1995. Деп. в ГНТБ Украины 10.07.95 31769. – С.32
6. Новиков Э.В. Исследование процесса трепания в малогабаритной установке // Изв. Вузов. Технология текстильной промышленности. – 2000. – №4.
7. Лапшин А.Б. Экспериментальное исследование эффективности обработки льнотресты трепальными барабанами с переменным числом бил. / А.Б. Лапшин, Д.А. Янушевский, С.Е. Маянский. – Кострома КНИ 1994. – Деп.в ЦНИИТЭ Илепром 28.02.94 №3527-ЛП. – 11 с.
8. Иванов М. Н. Детали машин / М.В. Иванов. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.
9. Тимошенко С.П. Курс теории упругости. / С.П. Тимошенко, – К.: Наукова думка. 1979. – 501 с.