

УДК 631.363.2:633.521

Н.О. Толстушко

Луцький національний технічний університет

**АНАЛІЗ РУХУ ВАЖЕЛЯ НАТЯЖНОГО ПРИСТРОЮ
ДЛЯ НЕСКІНЧЕННИХ ПАСІВ РУЛОННОГО ПРЕС-ПІДБИРАЧА**

У даній роботі проаналізовано переміщення важеля натяжного пристрою для нескінченних пасів рулонного прес-підбирача під час формування рулону зі стрічки льону. Визначено сили натягу віток нескінченних пасів та розглянуто силові фактори, які діють на важіль натяжного пристрою. Встановлено залежність між кутom повороту важеля та довжиною петлі з нескінченних пасів у пресувальній камері рулонного прес-підбирача.

Ключові слова: прес-підбирач, пресувальна камера, натяжний пристрій, важіль, рулон.

Форм. 19. Рис. 2. Літ. 7.

Н.А. Толстушко**АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ РЫЧАГА НАТЯЖНОГО УСТРОЙСТВА
ДЛЯ БЕСКОНЕЧНЫХ РЕМНЕЙ РУЛОННОГО ПРЕСС-ПОДБОРЩИКА**

В данной работе проанализировано перемещение рычага натяжного устройства бесконечных ремней рулонного пресс-подборщика при формировании рулона из ленты льна. Определены силы натяжения ветвей бесконечных ремней и рассмотрены силовые факторы, действующие на рычаг натяжного устройства. Установлена зависимость между углом поворота рычага и длиной петли из бесконечных ремней в прессовальной камере рулонного пресс-подборщика.

Ключевые слова: пресс-подборщик, прессовальная камера, натяжное устройство, рычаг, рулон.

N.A. Tolstushko**ANALYSIS OF MOVEMENT OF THE LEVER OF TENSIONING DEVICE
FOR ENDLESS BELTS IN THE ROUND BALER**

For the harvesting of flax used round balers with variable bale chamber volume. Although many researchers described the benefits of technology roll flax harvesters, there are several problems that require solutions. An urgent task is to improve the quality of the formation of rolls of tape on the basis of flax improvements variable volume press chamber baler and validation of parameters and operating modes of its working bodies. In this paper we analyzed the movement of the lever tensioner endless belt round baler when forming a roll of tape flax. Determined tension force branches of endless belts and are considered force factors acting on the tensioner arm. The dependence between the angle of rotation of the lever and the length of the loop of the endless belt in the press chamber round baler. The results encourage further scientific research.

Keywords: baler, press chamber, tensioning device, lever, roll.

Постановка проблеми. Для збирання льону використовують рулонні прес-підбирачі з пресувальними камерами змінного об'єму. В таких пресувальних камерах відбувається недостатнє ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел льону в рулоні в порівнянні з внутрішніми, що призводить до значної нерівномірності розподілу щільності в поперечному перерізі рулону. Часто виникає вихід з ладу нескінченних пасів внаслідок їх розтягу при збільшенні сили натягу для ущільнення зовнішніх шарів стрічки стебел в рулоні. Розтяг цих пасів призводить до переплутування, скручування та пошкодження стебел, порушення паралельності між ними в рулоні, що негативно впливає на його якість. А тому актуальним є завдання поліпшення якості формування рулонів зі стрічки стебел льону на підставі вдосконалення пресувальної камери змінного об'єму прес-підбирача та обґрунтування параметрів і режимів роботи її робочих органів [1-7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Незважаючи на описані багатьма дослідниками переваги рулонної технології збирання льону, існує ряд проблем, які вимагають розв'язання. Одна з них – поліпшення якості формування рулонів зі стрічки стебел льону [1-7]. Гнучкі в'язи у вигляді системи декількох нескінченних пасів, які розташовані вздовж ширини пресувальної камери прес-підбирача, відіграють важливу роль у створенні необхідних умов якісного формування рулону зі стеблової стрічки льону, але чомусь мало розкрито явище взаємодії системи нескінченних пасів з натяжним пристроєм та валиками прес-підбирача і рулоном [1-7].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є аналіз руху важеля натяжного пристрою для нескінченних пасів рулонного прес-підбирача під час формування рулону зі стрічки стебел льону.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 представлена схема для визначення сил натягу віток нескінченних пасів рулонного прес-підбирача. Тут зображені валики 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 прес-підбирача і рулон 13, яких огинають довгі нескінченні паси 14. Рулон 13 на схемі

опирається на: барабан 15, валик 1 і валики підпружиненої рамки 16. Валики 5 і 7 розміщені на важелі 17 натяжного пристрою прес-підбирача. На важіль 17 діє обертальний момент M_{on} від гідроциліндрів і пружин (на рис. 1 не зображені). На схемі показані сумарні сили натягу віток пасів з відповідними індексами. Ведучими є валики 1, 2 і 3, а решта валиків – ведені. Зважаючи на це, вітка від валика 3 до валика 4 є веденою, вона натягнута силою, яка позначена S_0 і рівна S_3 , а вітка від рулону 13 до валика 1 є ведучою, вона натягнута силою, яка позначена S_{13} . Вітка від валика 1 до валика 2, яка натягнута силою S_1 , і вітка від валика 2 до валика 3, натягнута силою S_2 , входять у ведучу частину такої пасової передачі. Вітка від валика 4 до валика 5 натягнута силою S_4 , а вітка від валика 5 до валика 6 натягнута силою, яка позначена S_5 . Як бачимо, вітки від одного валика до іншого натягнуті силами, індекси у позначеннях яких містять номер валика, першого в напрямку руху вітки паса; так, S_6 є силою натягу вітки від валика 6 до валика 7, а S_7 є силою натягу вітки від валика 7 до валика 8. І так далі.

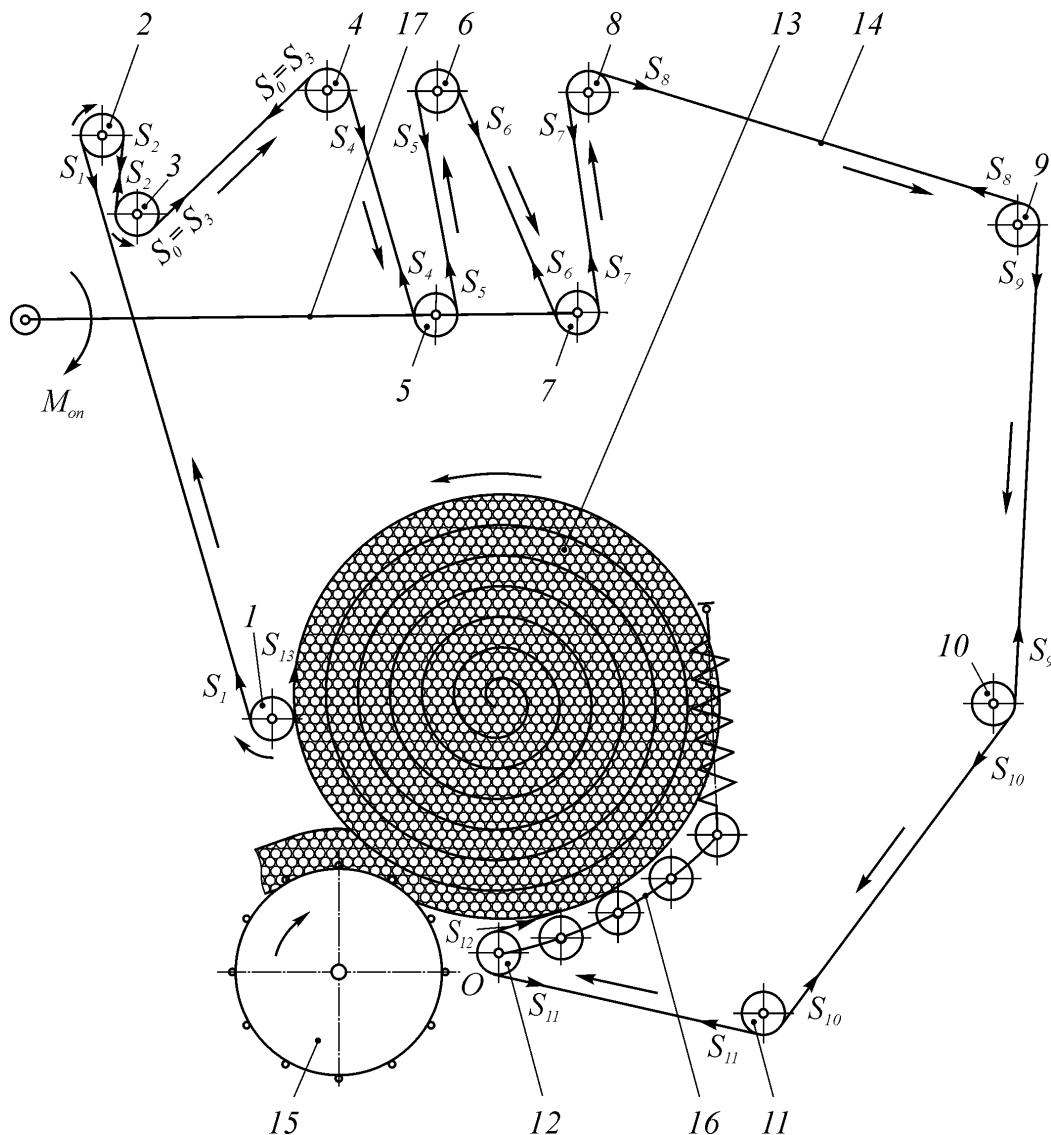


Рис. 1. Схема для визначення сил натягу віток нескінченних пасів рулонного прес-підбирача: 1, 2, 3 – ведучі валики; 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 – ведені валики; 13 – рулон; 14 – нескінченні паси; 15 – барабан; 16 – підпружинена рамка; 17 – важіль натяжного пристрою

Для визначення сили S_0 натягу веденої вітки пасів необхідно розглянути переміщення важеля натяжного пристрою прес-підбирача. Під час формування рулону та збільшенні його

розмірів і маси має місце повертання важеля 17 (рис. 1) натяжного пристрою проти годинникової стрілки. Завдяки цьому збільшується довжина s_n петлі, яка утворюється пасами між валиками 12 і 1 у пресувальній камері. Аналіз переміщення важеля натяжного пристрою проведемо з урахуванням таких допущень: а) прес-підбирач під час роботи здійснює поступальний, прямолінійний та рівномірний рух вздовж стрічки льону, яка розстелена на поверхні льоновища; б) стрічка льону, яка надходить у пресувальну камеру, рівномірна за товщиною та не містить розривів; в) паси не розтягуються під дією сил розтягу; г) нехтуємо товщиною пасів; г) паси мають однакову ширину і довжину та розташовані вздовж ширини пресувальної камери на однаковій відстані один від одного; д) однакові вітки пасів між двома сусідніми валиками мають рівні сили натягу; е) нехтуємо деформаціями ланок прес-підбирача, крім пружин; є) опором середовища нехтуємо; ж) аналіз проведемо у вертикальній площині, яка паралельна площині руху прес-підбирача, куди спроекуємо всі вітки пасів та визначимо їх сумарні сили натягу.

На рис. 2 представлена схема для аналізу руху важеля натяжного пристрою. Тут дано верхню частину рис. 1 з ведучими валиками 2 і 3 та веденими валиками 4, 5, 6, 7 і 8, яких огинають нескінченні паси 14, причому валики 5 і 7 розміщені на важелі 17 натяжного пристрою. Важіль 17 з валиками 5 і 7 зображений у двох положеннях (лінії EE_1E_2' та EE_1E_2), одне з яких – початкове, якому відповідає лінія EE_1E_2' , показано штриховою. Точки E_1' і E_1 , E_2' і E_2 належать осям обертання відповідно валиків 5 та 7. Кут ζ нахилу лінії EE_1E_2' до вертикалі визначає початкове положення важеля 17, для якого нескінченні паси у пресувальній камері не утворюють петлі. Важіль 17 шарнірно з'єднаний з рамою машини і повертається навколо осі Ez , яка перпендикулярна площині руху прес-підбирача та проходить через точку E , під дією гідроциліндрів і пружин (на рис. 2 не показані), сумарна дія яких характеризується обертовим моментом M_{on} , а також під дією сил натягу віток нескінченних пасів та сили ваги важеля 17 з валиками 5 і 7. Біжуче положення важеля 17 (лінія EE_1E_2) визначається кутом β , що відраховується проти годинникової стрілки від лінії EE_1E_2' . Кути β_1 , β_2 , і β_3 визначають положення відповідно ліній EQ_1 , EQ_2 і EQ_3 відносно лінії EE_1E_2' , тут точки Q_1 , Q_2 і Q_3 лежать на осях обертання відповідно валиків 4, 6 і 8.

Між кутом β повороту важеля 17 та величиною s [4-6], на яку збільшується довжина нескінченних пасів 14 у зоні пресувальної камери, існує залежність через одночасне зменшення довжин чотирьох віток P_1P_2 , P_3P_4 , P_5P_6 , P_7P_8 пасів між відповідними валиками 4 і 5, 5 і 6, 6 і 7, 7 і 8 під час переміщення важеля з початкового положення в біжуче:

$$s = l'_{P_1P_2} - l_{P_1P_2} + l'_{P_3P_4} - l_{P_3P_4} + l'_{P_5P_6} - l_{P_5P_6} + l'_{P_7P_8} - l_{P_7P_8}, \quad (1)$$

де $l'_{P_1P_2}$, $l'_{P_3P_4}$, $l'_{P_5P_6}$, $l'_{P_7P_8}$ – відповідно довжини віток P_1P_2 , P_3P_4 , P_5P_6 , P_7P_8 пасів при початковому положенні важеля 17;

$l_{P_1P_2}$, $l_{P_3P_4}$, $l_{P_5P_6}$, $l_{P_7P_8}$ – відповідно довжини віток P_1P_2 , P_3P_4 , P_5P_6 , P_7P_8 пасів при біжучому положенні важеля 17.

З аналізу схеми на рис. 2 отримаємо:

$$l_{P_1P_2} = \sqrt{l_{EQ_1}^2 + l_{EE_1}^2 - 2 \cdot l_{EQ_1} \cdot l_{EE_1} \cdot \cos(\beta_1 - \beta)} - 4 \cdot r_6^2; \quad (2)$$

$$l_{P_3P_4} = \sqrt{l_{EQ_2}^2 + l_{EE_1}^2 - 2 \cdot l_{EQ_2} \cdot l_{EE_1} \cdot \cos(\beta_2 - \beta)} - 4 \cdot r_6^2; \quad (3)$$

$$l_{P_5P_6} = \sqrt{l_{EQ_2}^2 + l_{EE_2}^2 - 2 \cdot l_{EQ_2} \cdot l_{EE_2} \cdot \cos(\beta_2 - \beta)} - 4 \cdot r_6^2; \quad (4)$$

$$l_{P_7P_8} = \sqrt{l_{EQ_3}^2 + l_{EE_2}^2 - 2 \cdot l_{EQ_3} \cdot l_{EE_2} \cdot \cos(\beta_3 - \beta)} - 4 \cdot r_6^2, \quad (5)$$

де l_{EQ_1} , l_{EE_1} , l_{EQ_2} , l_{EE_2} , l_{EQ_3} – відповідно відстані EQ_1 , EE_1 , EQ_2 , EE_2 , EQ_3 на схемі рис. 2;

β_1 , β_2 , β_3 – кути між лінією EE_1E_2' та лініями відповідно EQ_1 , EQ_2 і EQ_3 ;

r_6 – радіус валика.

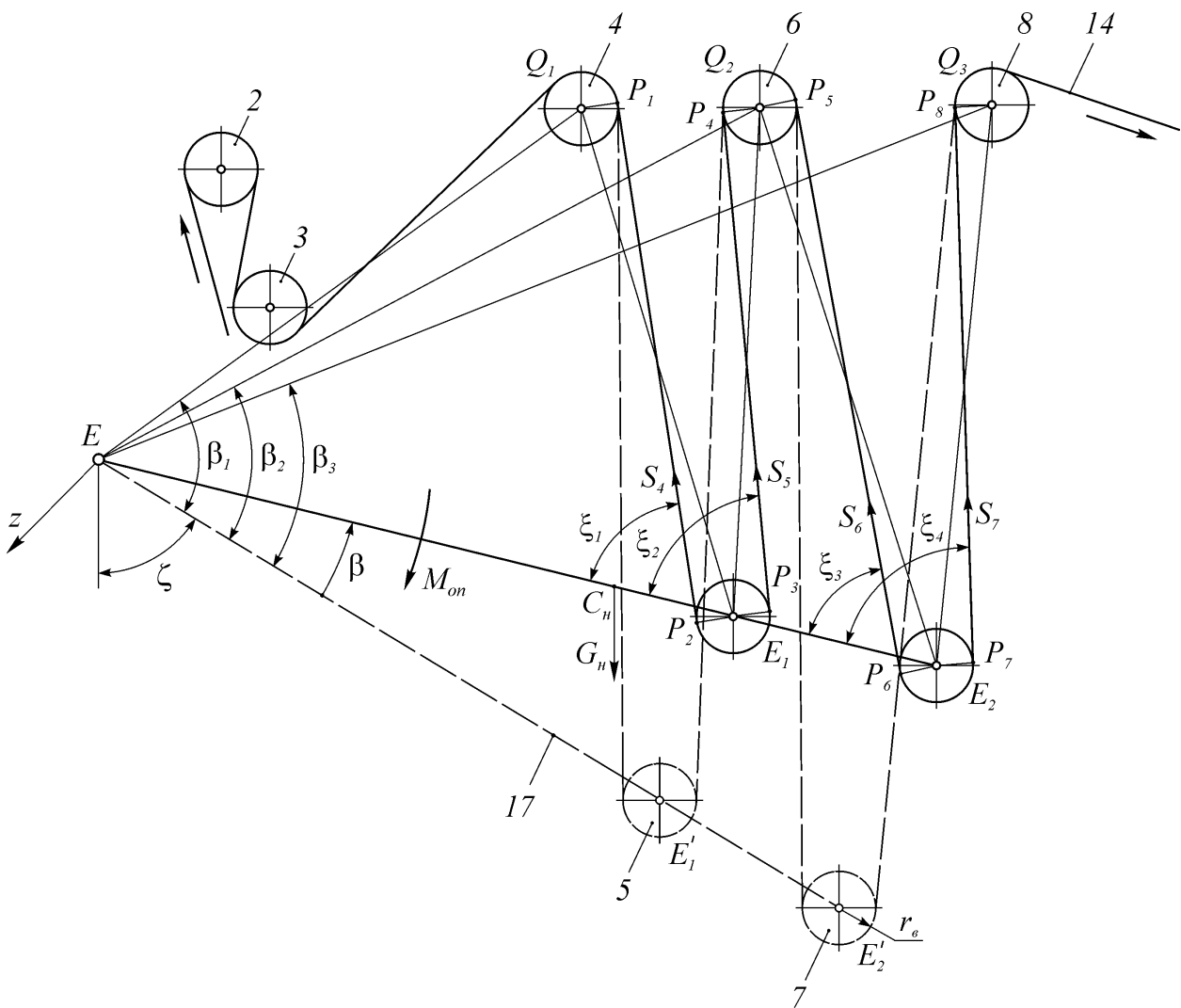


Рис. 2. Схема для аналізу руху важеля натяжного пристрою прес-підбирача:
 2, 3 – ведучі валики; 4, 5, 6, 7, 8 – ведені валики; 14 – нескінченні паси;
 17 – важіль натяжного пристрою

А $l'_{P_1 P_2}$, $l'_{P_3 P_4}$, $l'_{P_5 P_6}$, $l'_{P_7 P_8}$ визначимо відповідно за (2), (3), (4), (5) при $\beta = 0$. Після підстановки необхідних величин у (1) отримаємо:

$$\begin{aligned}
 s_n - l_0 = & \sqrt{l_{EQ_1}^2 + l_{EE_1}^2 - 2 \cdot l_{EQ_1} \cdot l_{EE_1} \cdot \cos \beta_1 - 4 \cdot r_e^2} - \\
 & - \sqrt{l_{EQ_1}^2 + l_{EE_1}^2 - 2 \cdot l_{EQ_1} \cdot l_{EE_1} \cdot \cos(\beta_1 - \beta) - 4 \cdot r_e^2} + \\
 & + \sqrt{l_{EQ_2}^2 + l_{EE_1}^2 - 2 \cdot l_{EQ_2} \cdot l_{EE_1} \cdot \cos \beta_2 - 4 \cdot r_e^2} - \\
 & - \sqrt{l_{EQ_2}^2 + l_{EE_1}^2 - 2 \cdot l_{EQ_2} \cdot l_{EE_1} \cdot \cos(\beta_2 - \beta) - 4 \cdot r_e^2} + \\
 & + \sqrt{l_{EQ_2}^2 + l_{EE_2}^2 - 2 \cdot l_{EQ_2} \cdot l_{EE_2} \cdot \cos \beta_2 - 4 \cdot r_e^2} - \\
 & - \sqrt{l_{EQ_2}^2 + l_{EE_2}^2 - 2 \cdot l_{EQ_2} \cdot l_{EE_2} \cdot \cos(\beta_2 - \beta) - 4 \cdot r_e^2} + \\
 & + \sqrt{l_{EQ_3}^2 + l_{EE_2}^2 - 2 \cdot l_{EQ_3} \cdot l_{EE_2} \cdot \cos \beta_3 - 4 \cdot r_e^2} - \\
 & - \sqrt{l_{EQ_3}^2 + l_{EE_2}^2 - 2 \cdot l_{EQ_3} \cdot l_{EE_2} \cdot \cos(\beta_3 - \beta) - 4 \cdot r_e^2},
 \end{aligned} \tag{6}$$

де s_n – довжина петлі з нескінченних пасів, яка приймає значення від l_0 до $s_{n,max}$ у камері;
 l_0 – відстань між центрами валиків 1 і 12 (рис. 1).

За допомогою засобів програмування математичного пакета Maple V розроблено програму, що дозволяє розв'язати нелінійне (трансцендентне) рівняння (6) відносно кута β та встановити залежність $\beta = \beta(t)$ у зручній для використання формі, яка має вигляд: $\beta = a \cdot t^2 + b \cdot t + c$, де a, b, c – коефіцієнти, які залежать від значень фіксованих параметрів, що враховуються під час аналізу. Програма також дозволяє розв'язати рівняння (6) відносно β та встановити залежність $\beta = \beta(s_n)$, де $l_0 \leq s_n \leq s_{n,max}$, а максимальна довжина $s_{n,max}$ петлі відповідає $R_p = R_{p,max}$. Для $s_n = s_{n,max}$ визначимо максимальний кут β_{max} повороту важеля натяжного пристрою.

З урахуванням прийнятих допущень використаємо для аналізу руху важеля натяжного пристрою у завершальній фазі формування рулону диференціальне рівняння обертального руху твердого тіла навколо нерухомої осі (нехтуємо обертанням валиків 5 і 7 навколо своїх осей):

$$J_{Ez} \cdot \ddot{\beta} = \sum_{k=1}^n M_{Ez}(\vec{F}_k^e), \quad (7)$$

де J_{Ez} – момент інерції важеля 17 з валиками 5 і 7 відносно осі обертання Ez ;

$\ddot{\beta}$ – кутове прискорення важеля 17;

$\sum_{k=1}^n M_{Ez}(\vec{F}_k^e)$ – сума моментів зовнішніх сил, які діють на важіль з валиками, відносно осі Ez .

На важіль з валиками діють (рис. 2): сила ваги G_n важеля з валиками, обертальний момент M_{on} від гідроциліндрів і пружин, а також сили S_4, S_5, S_6 і S_7 натягу віток пасів.

У центрі ваги C_n важеля з валиками прикладена сила $G_n = m_n \cdot g$, де m_n – маса важеля з валиками, а g – прискорення вільного падіння. Відстань EC_n позначимо d_n .

Момент M_{on} представимо у вигляді залежності:

$$M_{on} = M_{on,n} + k_{on} \cdot \beta, \quad (8)$$

де $M_{on,n}$ – початкове значення моменту M_{on} для $\beta = 0$;

$k_{on} = (M_{on,max} - M_{on,n}) / \beta_{max}$ – параметр, який вимірюється в Н·м/рад;

тут $M_{on,max}$ – максимальне значення моменту M_{on} для $\beta = \beta_{max}$;

β_{max} – максимальне значення кута β .

Сили S_4, S_5, S_6 і S_7 натягу віток пасів визначаються за формулами: $S_4 = S_0 \cdot (1 + k_p)$, $S_5 = S_0 \cdot (1 + k_p)^2$, $S_6 = S_0 \cdot (1 + k_p)^3$, $S_7 = S_0 \cdot (1 + k_p)^4$. Сума моментів цих сил натягу відносно осі Ez дорівнює:

$$\sum_{i=4}^7 M_{Ez}(\vec{S}_i) = \sum_{i=4}^7 S_i \cdot h_{S_i} = S_4 \cdot h_{S_4} + S_5 \cdot h_{S_5} + S_6 \cdot h_{S_6} + S_7 \cdot h_{S_7}, \quad (9)$$

де h_{S_i} – відстань від точки E до лінії дії сили S_i , тобто $h_{S_4}, h_{S_5}, h_{S_6}, h_{S_7}$ відповідають відстаням від точки E до ліній дії сил відповідно S_4, S_5, S_6, S_7 .

Відстані $h_{S_4}, h_{S_5}, h_{S_6}$ і h_{S_7} визначаються за формулами:

$$h_{S_4} = l_{EE_1} \cdot \sin \xi_1 - r_6; h_{S_5} = l_{EE_1} \cdot \sin \xi_2 + r_6; h_{S_6} = l_{EE_2} \cdot \sin \xi_3 - r_6; h_{S_7} = l_{EE_2} \cdot \sin \xi_4 + r_6, \quad (10)$$

де $\xi_1, \xi_2, \xi_3, \xi_4$ – кути нахилу відповідних сил S_4, S_5, S_6, S_7 натягу до лінії EE_1E_2 важеля.

З аналізу схеми на рис. 2 отримаємо:

$$\xi_1 = \arccos\left(\frac{l_{Q_1E_1}^2 + l_{EE_1}^2 - l_{EQ_1}^2}{2 \cdot l_{Q_1E_1} \cdot l_{EE_1}}\right) + \arcsin\left(2 \cdot r_6 / l_{Q_1E_1}\right); \quad (11)$$

$$\xi_2 = \arccos\left(\frac{l_{Q_2E_1}^2 + l_{EE_1}^2 - l_{EQ_2}^2}{2 \cdot l_{Q_2E_1} \cdot l_{EE_1}}\right) - \arcsin\left(2 \cdot r_6 / l_{Q_2E_1}\right); \quad (12)$$

$$\xi_3 = \arccos\left(\frac{l_{Q_2E_2}^2 + l_{EE_2}^2 - l_{EQ_2}^2}{2 \cdot l_{Q_2E_2} \cdot l_{EE_2}}\right) + \arcsin\left(2 \cdot r_6 / l_{Q_2E_2}\right); \quad (13)$$

$$\xi_4 = \arccos\left(\frac{l_{Q_3E_2}^2 + l_{EE_2}^2 - l_{EQ_3}^2}{2 \cdot l_{Q_3E_2} \cdot l_{EE_2}}\right) - \arcsin\left(2 \cdot r_g / l_{Q_3E_2}\right), \quad (14)$$

де $l_{Q_1E_1}, l_{Q_2E_1}, l_{Q_2E_2}, l_{Q_3E_2}$ – відповідно відстані $Q_1E_1, Q_2E_1, Q_2E_2, Q_3E_2$ на схемі рис. 2.

Відстані $l_{Q_1E_1}, l_{Q_2E_1}, l_{Q_2E_2}, l_{Q_3E_2}$ визначаються за формулами:

$$l_{Q_1E_1} = \sqrt{l_{EQ_1}^2 + l_{EE_1}^2 - 2 \cdot l_{EQ_1} \cdot l_{EE_1} \cdot \cos(\beta_1 - \beta)}; \quad (15)$$

$$l_{Q_2E_1} = \sqrt{l_{EQ_2}^2 + l_{EE_1}^2 - 2 \cdot l_{EQ_2} \cdot l_{EE_1} \cdot \cos(\beta_2 - \beta)}; \quad (16)$$

$$l_{Q_2E_2} = \sqrt{l_{EQ_2}^2 + l_{EE_2}^2 - 2 \cdot l_{EQ_2} \cdot l_{EE_2} \cdot \cos(\beta_2 - \beta)}; \quad (17)$$

$$l_{Q_3E_2} = \sqrt{l_{EQ_3}^2 + l_{EE_2}^2 - 2 \cdot l_{EQ_3} \cdot l_{EE_2} \cdot \cos(\beta_3 - \beta)}. \quad (18)$$

Після підстановки необхідних величин у рівняння (7) та його розв'язання відносно S_0 , отримуємо:

$$S_0 = \frac{M_{on} + G_n \cdot d_n \cdot \sin(\zeta + \beta) + J_{Ez} \cdot \ddot{\beta}}{\left(1 + k_p\right) \cdot \left(h_{S_4} + \left(1 + k_p\right) \cdot h_{S_5} + \left(1 + k_p\right)^2 \cdot h_{S_6} + \left(1 + k_p\right)^3 \cdot h_{S_7}\right)}, \quad (19)$$

де ζ – кут нахилу лінії $EE_1'E_2'$ до вертикалі (рис. 2).

На основі наведених вище даних розроблена програма на ПЕОМ у середовищі універсальної системи комп'ютерної математики Maple V і проаналізовано вплив низки параметрів на значення кута повороту важеля натяжного пристрою. У процесі аналізу приймали: $r_g = 0,045$ м; $R_{p,max} = 0,65$ м; $s_{n,max} = 3,58$ м; $l_0 = 0,75$ м; $\zeta = 58^\circ$; $\beta_1 = 67^\circ$; $\beta_2 = 58^\circ$; $\beta_3 = 52^\circ$; $l_{EQ_1} = 0,73$ м; $l_{EE_1} = 0,8$ м; $l_{EQ_2} = 0,92$ м; $l_{EE_2} = 1,06$ м; $l_{EQ_3} = 1,18$ м.

Висновки та перспективи подальших досліджень. На основі отриманих результатів аналізу встановлено, що при заданих значеннях параметрів кут β повороту важеля натяжного пристрою змінюється від 0° до 47° . З урахуванням $R_{p,max}$ і β_{max} та розмірів важеля розміщені валики у верхній частині рами прес-підбирача. Подальші дослідження будуть спрямовані на встановлення умови передачі руху системі нескінченних пасів від ведучих валиків та визначення завантаження віток цієї системи пасів.

1. Хайліс Г.А. Теория льноуборочных машин / Хайліс Г.А. – М.: Росинформагротех, 2011. – 322 с.
2. Хайліс Г.А. Механика растительных материалов / Хайліс Г.А. – К.: УААН, 2002. – 374 с.
3. Vanot J. La passion le lin. – Notre Dame de Gravenchon: Corlet, 2003. – 72 p.
4. Толстушко Н. Исследование формирования рулона в усовершенствованной прессовальной камере пресс-подборщика / Н. Толстушко // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2013. – Vol. 15, № 4. – P. 286 – 291.
5. Толстушко Н.А. Определение длины петли из бесконечных ремней в прессовальной камере рулонного пресс-подборщика / Н.А. Толстушко // Достижения науки и техники АПК. – 2013. – № 11. – С. 58 – 61.
6. Толстушко Н.О. Обґрунтування основних параметрів робочих органів пресувальної камери рулонного прес-підбирача стрічки льону / Н.О. Толстушко // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип. 29-30. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ. – 2014. – С. 96 – 105.
7. Пат. 60254 У Україна, МПК А 01 D 45/00. Рулонний прес-підбирач / Толстушко Н.О., Хайліс Г.А., Юхимчук С.Ф. (Україна). – №u201015244; заявл. 17.12.10; опубл. 10.06.11, Бюл. №11.

Рецензенти:

1. **Шейченко Віктор Олександрович**, завідувач відділу перспективних технологій і технічних засобів для збирання, обробки і зберігання зернових і олійних культур Національного наукового центру "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" Національної академії аграрних наук України, доктор технічних наук, старший науковий співробітник.

2. **Хайліс Гедаль Абрамович**, професор кафедри інженерного та комп'ютерного забезпечення агропромислового комплексу Луцького національного технічного університету, доктор технічних наук, професор.

Стаття надійшла до редакції 25.12.2015.