

ЕКСПЛУАТАЦІЙНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗВІДМОВНОСТІ РАМНИХ КОНСТРУКЦІЙ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Гненюк Максим Володимирович

аспірант

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна

ORCID: 0000-0002-9654-9051

gnenyuk@gmail.com

Автором в статті представлено результати одного із завдань досліджень, а саме, створення керованих з'язок, що використовують для свого функціонування енергію пружного деформування системи, що розвантажуються, що дозволить обійтися без зовнішнього енергетичного джерела. Для досягнення результативності і розв'язання цього завдання змодельовано тривимірну модель основної рамної конструкції, що деформується, розроблено алгоритм розрахунку цієї моделі методом кінцевих елементів, а також проведено експеримент на основі тензометрування і порівняно отримані експериментальні результати з теоретичними.

В статті представлено аналіз колових та меридіональних напружень, при цьому у зоні керованої з'язки меридіональних напружень $\sigma_{\text{тmax}}$ у 2,2 рази перевищують колові $\sigma_{\text{тmax}}$ напруження, тобто відбувається перерозподіл напруги та ефект від введення поперечної керованої з'язки значно зменшується. Система елементів самохідного кормозбирального комбайна при вивантаженні кормових рослинних решток, відчуває, крім того, і силу, що розтягує. Обґрунтовано, що особливістю таких систем є те, що сили, що прикладаються ззовні до керованих з'язок і одержувані при цьому керуючі навантаження, можуть перебувати в одній площині, у взаємно перпендикулярних напрямках. Система зовнішніх сил, прикладених до конструкції, змінюється у часі і водночас є системою статично прикладених сил. Зняття зовнішніх сил конструкції за рахунок акумульованої енергії повертає у вихідний (недеформований) стан. Підключення до деформованої основної конструкції керованої з'язки, яка використовує внутрішню енергію може призвести до залишкових деформацій матеріалу основної конструкції і, в результаті, порушення технологічних режимів роботи машини або споруди в цілому. Тому, в результаті, відбір частини пружної енергії необхідно проводити за час деформування між початковим і кінцевим положеннями основної конструкції, що деформується, тобто між нульовим і кінцевим значеннями статично прикладається зовнішньої сили.

Другим завданням дослідження автор вирішив створення та розробка поздовжніх керованих з'язок для системи елементів самохідного кормозбирального комбайна, які необхідні для зменшення меридіонального напруження σ_m , що виникають в обичайці периметру при її розвантаженні, і мають максимальну величину в зонах впливу поперечних з'язок. Для вирішення цього завдання побудовано математичну модель, та досліджено залежність отриманих виразів σ_t і σ_m , ґрунтуючись на яких, вибрано раціональну конструкцію таких з'язок системи елементів самохідного кормозбирального комбайна. Метою подібних досліджень було отримання конструкцій системи елементів самохідного кормозбирального комбайна, що мають підвищену здатність, що експлуатується, при меншій матеріаломісткості.

Ключові слова: система, норма, ремонт, виробництво, комбайн.

DOI <https://doi.org/10.32845/msnau.2022.4.3>

Постановка проблеми. У складних технічних системах сільськогосподарського призначення (Feng et al., 2018), якими є самохідні кормозбиральні комбайни Rogovskii et al., 2019), практично скрізь використовуються тонкостінні (Nazarenko et al., 2020), оболонкові (Turebayeva et al., 2022), рамні або фермові конструкції Rogovskii et al., 2019), маса яких значно вища порівняно із іншими складовими (Tarasenko et al., 2021), внаслідок чого собівартість цих виробів та їх експлуатаційні витрати істотні (Moraru et al., 2012).

Одним з шляхів зниження матеріаломісткості сільськогосподарських конструкцій, є застосування додаткових елементів – керованих і некерованих з'язок, з яких, напруги в поперечних перерізах конструкції рахунок роботи системи «конструкція – з'язка», значно знижуються (Rogovskii et al., 2020). Застосування некерованих (статичних) з'язок для цієї мети широко відоме та розглянуте нижче (David et al., 2015). Але у сільськогосподарських кормозбиральних машинах

зовнішні навантаження часто змінюються у часі циклічному режимі, що створює певні труднощі застосування статичних з'язок. В результаті спільної роботи системи «конструкція – керована з'язка», основна конструкція зазнає напруження набагато меншої інтенсивності, ніж конструкція без з'язування (Piao et al., 2019). Отже, основну конструкцію самохідного кормозбирального комбайна можна завантажити силою більшої величини, або знизити її матеріаломісткість (Liu et al., 2021).

Для роботи керованої з'язки передбачається використання енергетичного джерела. Для пружних механічних систем може бути двох типів: зовнішній, що представляє енергетичну машину (машину – двигун) і внутрішній, використовує внутрішню енергію пружного деформування (пружну енергію) основної конструкції (Rogovskii et al., 2021). Таким чином, керованої з'язкою можна назвати напружуючий елемент або систему елементів самохідного кормозбирального комбайна, що створює в напруженій (основній) конструкції в заданий

момент часу внутрішні сили, що зменшують або повністю компенсують внутрішні сили від зовнішнього навантаження (Rogovskii, 2019).

Реалізація подібного підходу здійснена на прикладі удосконалення, за допомогою керованої зтяжки із зовнішнім енергетичним джерелом, рамної конструкції кормозбирального комбайна та розробки нового виду керованих зтяжок, що використовують для свого функціонування енергію пружного деформування розвантаженої системи, що виникає в ній від дії зовнішніх сил (Dahiya & Singh, 2016).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Некеровані зтяжки застосовувалися практично все минуле століття у сільськогосподарських машинах для зниження матеріаломісткості та збільшення надійності, де як зтяжка застосовувалися стрижні, канати та струни (Cherniavskih et al., 2021). Але в машинах, зокрема сільськогосподарських, що працюють у циклічному режимі, некеровані зтяжки показали свою слабку ефективність (Romaniuk et al., 2018). У праці (Forgó et al., 2021) запропоновані деякі конструкції керованих зтяжок, що стежать за рівнем внутрішніх зусиль і компенсують їх з метою зниження матеріаломісткості. У праці (Murillo et al., 2016) запропоновано застосувати такі зтяжки для відновлення ресурсу сільськогосподарських машин, що ремонтуються. Надійність функціонування керованої зтяжки сільськогосподарської машини, отже й самої конструкції технічної системи, багато в чому залежить від надійності зовнішнього енергетичного джерела, і навіть механізму зворотний зв'язок (Nazarenko et al., 2021).

Однією із завдань дослідження є створення керованих зтяжок, що використовують для свого функціонування енергію пружного деформування системи, що розвантажуються, що дозволить обійтися без зовнішнього енергетичного джерела (Carter et al., 2015). Для досягнення поставленої мети і розв'язання цього завдання необхідно змоделювати тривимірну модель основної конструкції, що деформується, розробити алгоритм розрахунку цієї моделі методом кінцевих елементів, а також провести експеримент на основі тензометрування і порівняти отримані результати з теоретичними (Xia et al., 2017).

Другим завданням дослідження є створення та розробка поздовжніх керованих зтяжок для системи елементів самохідного кормозбирального комбайна, які необхідні для зменшення меридіонального напруження σ_m , що виникають в обичайці периметру при її розвантаженні, і мають максимальну величину в зонах впливу поперечних зтяжок (Bayan et al., 2021).

Для вирішення цього завдання, необхідно побудувати математичну модель, та дослідити залежність отриманих виразів σ_t і σ_m , ґрунтуючись на яких, вибрати раціональну конструкцію таких зтяжок системи елементів самохідного кормозбирального комбайна (Bazaluk et al., 2021). Метою подібних досліджень є отримання конструкцій системи елементів самохідного кормозбирального комбайна, що мають підвищену здатність, що експлуатується, при меншій матеріаломісткості.

Метою досліджень є дослідження методів експлуатаційного забезпечення безвідмовності рамних конструкцій кормозбиральних комбайнів.

Результати досліджень. Використання керованих зтяжок для зниження рівня внутрішніх сил системи елементів самохідного кормозбирального комбайна передбачає запровадження методики інженерного розрахунку, зміни конструкції та технологія застосування поздовжньої керованої зтяжки. У зоні циліндричної оболонки рамних конструкцій кормозбиральних комбайнів прилеглої до поперечної керованої зтяжки, що знаходиться під впливом внутрішнього тиску $p = f(t)$, виникають колові σ'_{max} та меридіональні σ'_{mmax} напруження:

$$\sigma'_{max} = \frac{6\mu}{h^2k} e^{-\xi} \left[-\frac{q}{2} \sin \xi + \frac{q}{4} (\cos \xi + \sin \xi) \right] + \frac{E}{R} \left\{ \frac{pR^2}{Eh} + \frac{1}{2k^3D} e^{-\xi} \left[-\frac{q}{2} \cos \xi + \frac{q}{4} (\cos \xi - \sin \xi) \right] \right\} \quad (1)$$

$$\sigma'_{mmax} = \frac{6}{h^2k} e^{-\xi} \left[-\frac{q}{2} \sin \xi + \frac{q}{4} (\cos \xi + \sin \xi) \right] + \frac{pR}{2h}, \quad (2)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона; q – навантаження, що прикладається відзатягування; E – модуль Юнга; $\xi = kx$; $k = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/R^2h^2}$; x – поздовжня координата, що відраховується від площини кріплення зтяжки; p – внутрішній робочий тиск в оболонці; $D = Eh^3/12(1-\mu^2)$ – циліндрична жорсткість, R – радіус серединної поверхні оболонки; h – товщина оболонки.

Аналізуючи залежності (1), (2) для циліндричної оболонки рамних конструкцій кормозбиральних комбайнів, виконаної з листової сталі 09Г2С з наступними параметрами: $R = 1,25\text{ м}$; $h = 0,003\text{ м}$; $P_{max} = 0,14\text{ МПа}$ (управління внутрішніми силами здійснювалося за допомогою зміни зовнішнього навантаження q в межах від 0 до $5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$), будуються графіки σ'_{max} і $\sigma'_{mmax} [\text{Н/м}^2]$ залежно від координати $x [\text{м}]$, спрямованої від площини кріплення зтяжки вздовж утворює циліндричної оболонки.

Як видно з графіка (рис. 1) у зоні керованої зтяжки меридіональних напружень σ'_{mmax} у 2,2 рази перевищують колові σ'_{max} напруження, тобто відбувається перерозподіл напруги та ефект від введення поперечної керованої зтяжки значно зменшується.

Система елементів самохідного кормозбирального комбайна при вивантаженні кормових рослинних решток, відчуває, крім того, і силу, що розтягує, величина якої дорівнює:

$$F = S \cdot P(t), \quad (3)$$

де S – площа торцевої стінки; P – внутрішній тиск; t – час.

Щоб компенсувати частину цієї сили, пропонується застосувати поздовжню керовану зтяжку, робота якої здійснюється на основі системи, що майже миттєво змінюється (рис. 2).

Застосування майже миттєво змінюваних систем обумовлено можливістю створення на малих переміщеннях

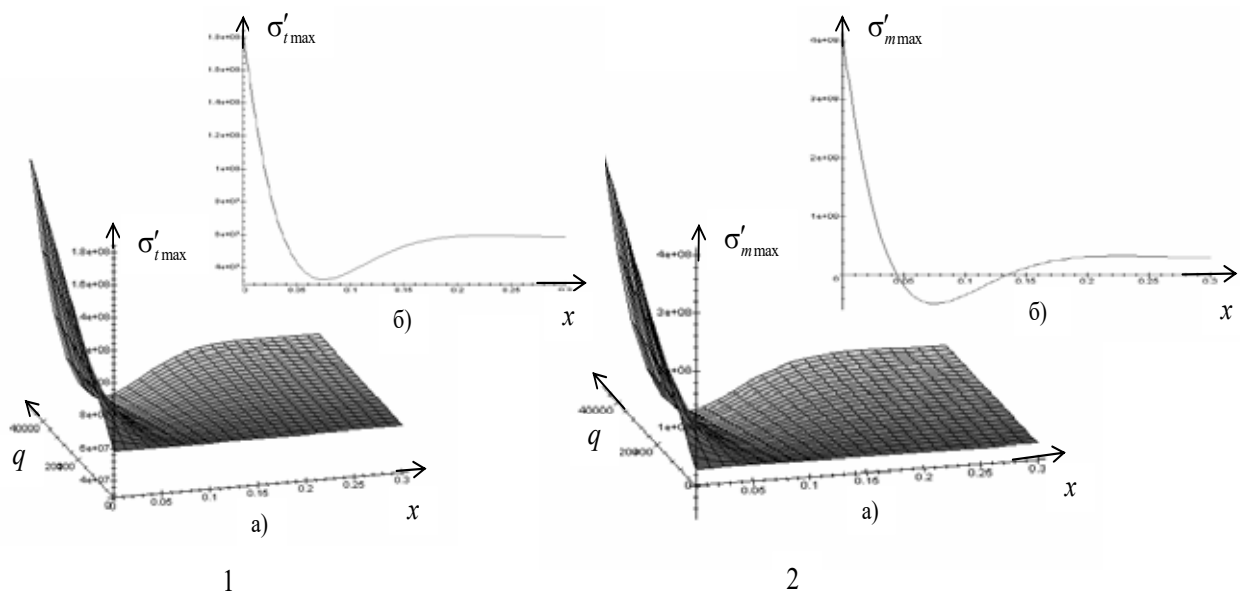


Рис. 1. Графік для аналізу колових (1) та меридіональних (2) напружень: а) графік залежності σ'_{\max} ; $\sigma'_{\max} = f(q, x)$; б) розшифрування графіка а) при $q = 47 \text{ кН/м}$

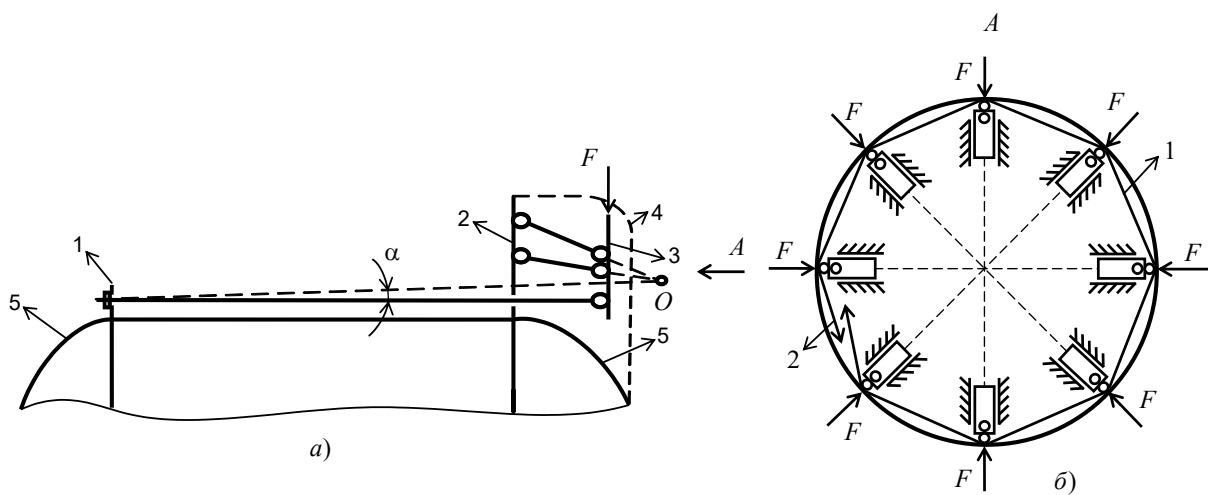


Рис. 2. Схема системи елементів самохідного кормозбирального комбайна з майже миттєво змінюваною системою

і при невеликих значеннях керуючих сил дуже великі реактивні зусилля і, як наслідок, високе напруження в контрольних перерізах основної конструкції. Більше того, особливістю таких систем є те, що сили, що прикладаються ззовні до керованих зтяжок і одержувані при цьому керуючі навантаження, можуть перебувати в одній площині, у взаємно перпендикулярних напрямках.

Малі переміщення в майже миттєво змінюваних системах дозволяють досить швидко реагувати на зміну амплітуди зовнішніх сил, що дає можливість відмовитися від застосування електроніки при організації зворотного зв'язку і використовувати механічні системи з елементами пневматики і гідравліки.

Схема поздовжньої керованої зтяжки, побудованої на основі системи, що миттєво змінюється, представлена на рис. 2. На схемі рис. 2,а: 1 – диск кріплення зтяжок, 2 – диск кріплення елементів майже миттєво змінюваної системи, 3 – плашка, 4 – кожух, 5 – рамна конструкція, умовно показана верхня частина.

При досягненні розрахункового значення меридіонального напруження, на плашку 3 (кількість яких на ємності досягає (рис. 2, б) восьми) передається зусилля F за допомогою троса, що натягується керуючим механізмом, пов'язаним з гальмівною пневмосистемою, аналогічним механізму поперечної зтяжки. Під дією цієї сили плашка 3 буде переміщатися в центр торця ємності.

сті, створюючи тим самим великі зусилля в елементах системи, що майже миттєво змінюється. Величина цих зусиль обернено пропорційна тангенсу кута α . Чим менший кут α , тим більше зусилля у затягуванні. Уся система закривається кожухом 4.

Керуюче зусилля тут створюється в меридіональному напруженні для циліндричної оболонки, що дозволяє поздовжньо стягувати обичайку при виникненні внутрішнього тиску. Циклічна робота керованої затяжки дає можливість значно знизити амплітуду внутрішніх сил і тим самим зменшити масу рамної системи елементів самохідного кормозбирального комбайна.

Напруження, що виникають в обичайці від введення нової затяжки, матимуть такий вигляд:

$$\sigma_{tmax}'' = 0, \sigma_{mmax}'' = -\frac{8N_s}{S_{\epsilon mk}}. \quad (3)$$

Складаючи (1), (2) і (3), отримуємо, що сумарні колові напруження при спільній роботі ϵ ності з поздовжньою та поперечною затяжками, залишилися без зміни, і не відрізняються від (1), та графіка (рис. 1, а), а меридіональні зменшилися на величину (3) і будуть мати такий вигляд:

$$\sigma_{mmax} = \frac{6}{h^2 k} e^{-\xi} \left[-\frac{q}{2} \sin \xi + \frac{q}{4} (\cos \xi + \sin \xi) \right] + \frac{pR}{2h} - \frac{8N_s}{S_{\epsilon mk}}. \quad (4)$$

Математичною моделлю для подальшого дослідження конструкції затяжок можна вважати вирази (1), (4).

Графік меридіонального напруження з урахуванням (4), представлений на (рис. 3).

З аналізу графіків (рис. 1, рис. 3) можна дійти невтішного висновку, що з заданих значення q і N , колові та меридіональні напруження, коли працюють обидві затяжки, знаходяться нижче межі витривалості матеріалу ($\sigma_0 = 235 \text{ МПа}$).

Отже, маса рамної системи елементів самохідного кормозбирального комбайна може бути значно знижена, за рахунок зменшення товщини обичайки.

Тому пропонується новий принцип зниження матеріаломісткості металоконструкцій. Створення додаткових зовнішніх сил за допомогою керованих затяжок, який передбачає використання енергетичного джерела.

Для пружних механічних систем він може бути двох типів: зовнішній, що представляє енергетичну машину (машину – двигун) і внутрішній, що використовує внутрішню енергію пружного деформування (пружну енергію) основної конструкції, що розвантажується. Використання пружної енергії для розвантаження, що не суперечить основним законам механіки, і дозволить створювати такі конструкції, які за рахунок зміни своєї форми і жорсткості, в критичні моменти могли б саморозвантажуватися без великих відхилень від заданих технологічних і експлуатаційних параметрів кормозбирального комбайна.

Система зовнішніх сил, прикладених до конструкції, змінюється у часі і водночас є системою статично прикладених сил. Їх робота $A = W$ – потенційної (пружної) енергії, запасеної конструкцією в процесі її деформування. При знятті зовнішніх сил конструкція за рахунок акумульованої енергії W повертається у вихідний (недеформований) стан.

Підключення до деформованої основної конструкції керованої затяжки, яка використовує внутрішню енергію W може призвести до залишкових деформацій матеріалу основної конструкції і, в результаті, порушення технологічних режимів роботи машини або споруди в цілому.

Тому, очевидно, відбір частини пружної енергії необхідно проводити за час деформування між початковим і кінцевим положеннями основної конструкції, що деформується, тобто між нульовим і кінцевим значеннями статично прикладається зовнішньої сили. Тоді, керована затяжка, взявши він частину роботи зовнішніх сил, отже частина енергії ($W_{\text{зат}}$), дозволить основній конструкції запасти енергію $W_{\text{ок}}$ згідно з виразом (5):

$$W = W_{\text{ок}} + W_{\text{зат}}. \quad (5)$$

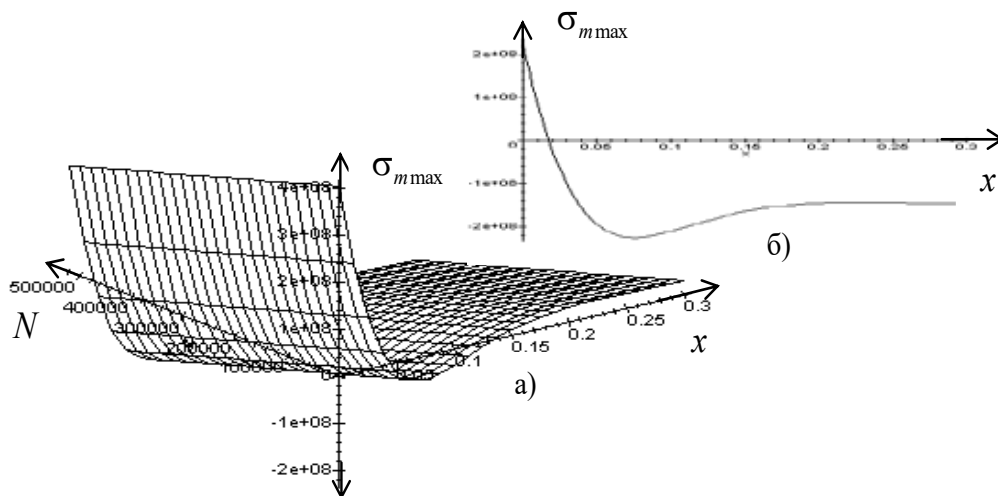


Рис. 3. Сумарний графік для аналізу меридіонального напруження: а) графік залежності

$$\sigma_{mmax} = f(N, x); \text{ б) розшифрування графіка а) при } N_7 = 520 \text{ кН}$$

На підставі цього рівняння (5) необхідно проектувати керовані затяжки, що використовують для свого функціонування запасну пружну енергію основної конструкції.

Розглянемо елемент несучої рами кормозбирального комбайна, у вигляді двоопорної балки. Нехай ця балка 1 (рис. 4), шарнірно закріплена на кінцях, навантажується статично прикладається в її середині силою $F = f(t)$. Шарніри вводимо для спрощення експерименту.

При досягненні балкою у точці докладання сили F проміжного прогину w верхній пояс (пунктир) входить у зіткнення зі стрижнем 2, шарнірно з'єднаним у точці C з майже миттєво змінюваною системою, що складається зі стрижнів (струн) 3 та шарнірів A і B . При подальшому прогинанні балки шарнір C переміщується у становище C_1 , і, як наслідок, у шарнірах D і E виникають сили, що розтягують стислий верхній пояс балки. Затягування AC_1B та важільна система AD, BE запасують частину енергії деформування W , а саме $W_{зат}$ балка приймає енергію $W_{ок}$. При зменшенні сили F частина енергії деформування $W_{зат}$ йде на відновлення початкового положення важільної системи та керованої затяжки, інша частина ($W_{ок}$) – на відновлення початкової форми балки 1. У результаті роботи системи «балка – керована затяжка» верхній пояс балки відчуває напруження набагато меншу інтенсивність, ніж нижній, і враховуючи, що

$F = f(t)$, шляхом підбору плечей важелів AD, BE та початкового кута α нахилу стрижнів 3 до горизонталі, можна досягти рівня напруження менше межі витривалості матеріалу балки.

Наведений вище приклад використання керованої затяжки можна застосувати для зниження матеріаломісткості для балок великих прольотів при неможливості установки проміжних опор. Направляюча 5 (рис. 4) може бути закріплена на балці.

Грунтуючись на рис. 4 і вищевикладеного матеріалу було змодельовано тривимірну модель однопролітної балки у програмі SolidWorks. Включення затяжки відбуватиметься в той момент, коли прогин балки складе 10мм, а напруження, що виникають у ній, досягають межі витривалості матеріалу верхнього пояса.

На підставі цієї моделі було проведено теоретичний розрахунок, і досліджено напруження, що виникають у верхньому поясі балки, з використанням методу кінцевих елементів.

Модель балки, необхідна першого етапу розрахунку, представлена на (рис. 5, б). Товщина верхнього та нижнього поясів у даному випадку була збільшена на 2мм і складає 4мм.

Використовуючи метод кінцевих елементів, була теоретично досліджена система «однопролітна балка + опорна рама» (див. рис. 5, б), і визначена величина

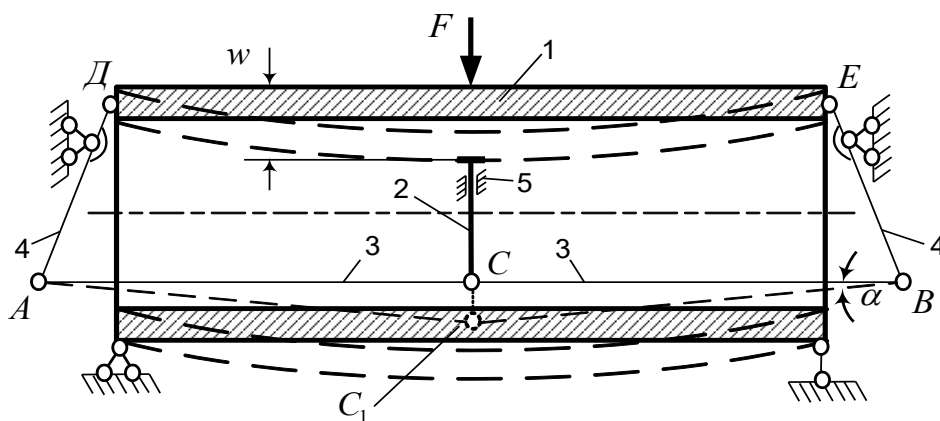


Рис. 4. Ескіз балки з керованою затяжкою

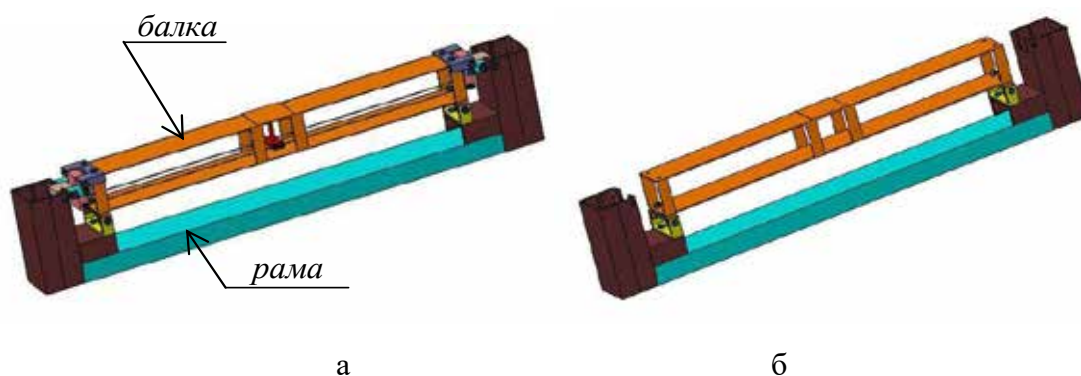
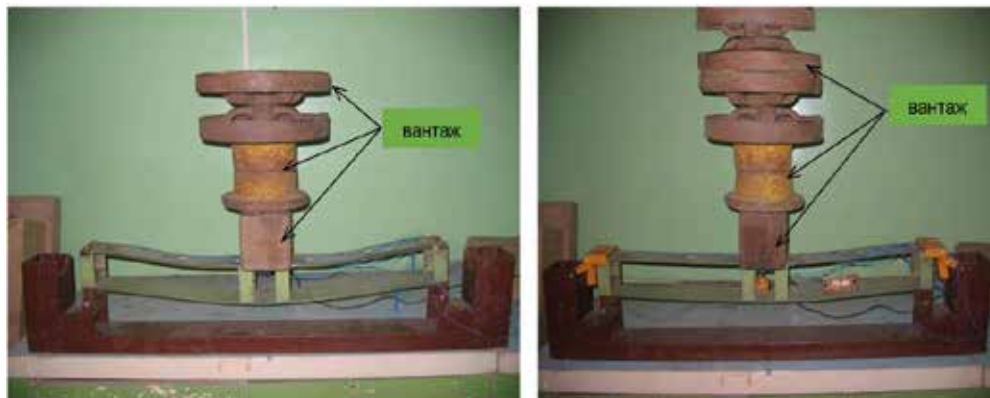


Рис. 5. Тривимірна модель однопролітної балки: а) з керованою затяжкою; б) без керованої затяжки



а

б

Рис. 6. Експериментальне встановлення: а) без керованої затяжки; б) з керованою затяжкою

напруження, що виникають, для різних етапів навантаження.

Розрахунок проводився із використанням програми CosmosWorks.

Модель (рис. 5, б):

1. з SolidWorks було переведено в CosmosWorks та вибрано вправу (сітка на твердому тілі);
2. задавався матеріал для кожного елемента моделі;
3. вводилися обмеження (модель фіксувалася);
4. прикладалася статична вертикальна навантаження у центральній частині балки;
5. задавалися пари стикування, тобто тих деталей, які обертаються і нерухомо стикаються, вводилися додаткові обмеження;
6. модель розбивалася на кінцеві елементи, тобто створювалася сітка на твердому тілі;
7. проводився розрахунковий аналіз моделі.

Балка розраховувалася для п'яти величин навантажень, починаючи з 200 H і наступним збільшенням навантаження на 120 H . Максимальне навантаження, яке сприймала балка, становило 680 H . Саме при цьому навантаженні передбачалося, що напруги в балці, яка мала товщину кожного пояса по 4 мм і працювала без керованої затяжки, наближаються до межі витривалості, яка для сталі Ст3 дорівнює 220 МПа .

Результати, отримані після розрахункового аналізу (пункт 7) проведеного CosmosWorks, представлені в таблиці 1.

Аналізуючи таблицю 1, можна сказати, що:

1. при максимальному навантаженні, а саме $F_{\max} = 680\text{ H}$, напруження у верхньому поясі наближаються до межі витривалості та становлять $\sigma_{\max} = 200\text{ МПа}$;
2. найбільш небезпечними ділянками є центральна частина балки та торцеві частини.

Далі проводився розрахунковий аналіз балки, представленої на (рис. 5, а) (затягування включено).

Затягування включалося в роботу (автоматично, без допомоги зовнішніх енергетичних джерел) в той момент, коли напруження в балці складала величину 200 МПа ,

у цьому випадку прогин мав величину 10 мм , і далі балка працювала разом із затяжкою. У даному варіанті балка розраховувалася для семи величин навантажень, починаючи з 200 H і наступним збільшенням навантаження на 120 H .

Таблиця 1

Напруження, що виникають у верхньому поясі однопролітної балки (шість кінцевих елементів) (затягування відключено) при навантаженнях 200 та 680 H

№, KE F, H	1	2	3	4	5	6
	σ_T	σ_T	σ_T	σ_T	σ_T	σ_T
0	0	0	0	0	0	0
200	60	-10	-30	-30	-10	60
680	200	-70	-130	-130	-70	200

Максимальне навантаження, яке сприймала балка становило 920 H . Саме при цьому навантаженні передбачалося, що напруги в балці, яка має товщину кожного пояса по 2 мм та працюючої спільно з керованою затяжкою, наближаються до межі витривалості.

Результати, отримані після розрахункового аналізу (пункт 7) проведеного в CosmosWorks, представлені в таблиці 2 (розрахунки проводилися аналогічно до всіх пунктів, коли балка була з відключеною затяжкою).

Аналізуючи таблицю 2, можна сказати, що:

1. напруження при навантаженні в 680 H значно менше тих напружень, які були отримані для балки без затягування (див. таблицю 1), це свідчить про те, що затяжка в даний момент починає ефективно працювати.
2. при максимальному навантаженні, а саме $F_{\max} = 920\text{ H}$ напруження у верхньому поясі не виходять за межу витривалості матеріалу, з якого зроблена балка і складають $\sigma_{\max} = 200\text{ МПа}$;
3. найбільш небезпечними ділянками згідно з таблицею 2, як і раніше, залишаються центральна частина балки і торцеві частини (місця кріплення важільного квазімеханізму, в яких виникає крайовий ефект).

Таблиця 2

Напруження, що виникають у верхньому поясі однопролітної балки (шість кінцевих елементів) та затягування (сьомий кінцевий елемент) (затягування включено) при навантаженнях 200, 680 та 920 Н

№, KE F, Н	1	2	3	4	5	6	7
	σ_T	σ_T	σ_T	σ_T	σ_T	σ_T	σ_T
0	0	0	0	0	0	0	0
200	12	-5	-60	-60	-5	12	0
680	90	-12	-160	-160	-12	90	3,5
920	150	-15	-200	-200	-15	150	8,5

З метою підтвердження наведених вище розрахунків було проведено експериментальні дослідження. Для лабораторного тестування на основі електротензометрії створено дослідний зразок двоопорної однопролітної балки з відключеною та підключеною затяжкою.

Перший етап експерименту. Балка без керованої затяжки з товщиною верхнього та нижнього поясів по 4мм кожен (до вихідної балки додавалися верхній і нижній знімні пояси завтовшки по 2мм). Навантаження здійснювалося поетапно у п'ять підходів, починаючи з 200Н і подальшим збільшенням навантаження на 120Н для кожного підходу. Загальне навантаження становило 680Н (рис. 6, а). Для кожного етапу навантаження фіксувалися показання тензодатчиків (число яких досягало семи на верхньому поясі) за допомогою приладу ІТЦ-01, що має похибку вимірювань 1%. Бувалися виправлені графіки $n = f(F)$ і на їх основі складено таблицю, в якій були отримані напруги за формулою (6):

$$\sigma_{ij} = \alpha \cdot (n_j - n_0) [\text{МПа}], \quad (6)$$

де n_j – показання приладу для i -го тензодатчика j -го навантаження; n_0 – показання приладу при нульовому положенні (тобто без навантаження).

На підставі таблиці були побудовані епюри напруги для верхнього пояса балки (рис. 7, а).

Другий етап експерименту. Балка з керованою затяжкою з товщиною верхнього та нижнього поясів по 2мм кожен. Навантаження здійснювалося поетапно в сім під-

ходів, починаючи з 200Н і з подальшим збільшенням навантаження на 120Н при кожному підході. Загальне навантаження становило 920Н (рис. 7, б). Для кожного етапу навантаження фіксувалися показання тензодатчиків (число яких досягало семи на верхньому поясі та один на розкосі керованої затяжки) за допомогою приладу ІТЦ-01, що має похибку вимірювань 1%. Бувалися виправлені графіки $n = f(F)$, і на їх основі було складено таблицю, в якій були отримані напруження за формулою (6). На підставі таблиці були побудовані епюри напруги для верхнього пояса балки (рис. 7, б).

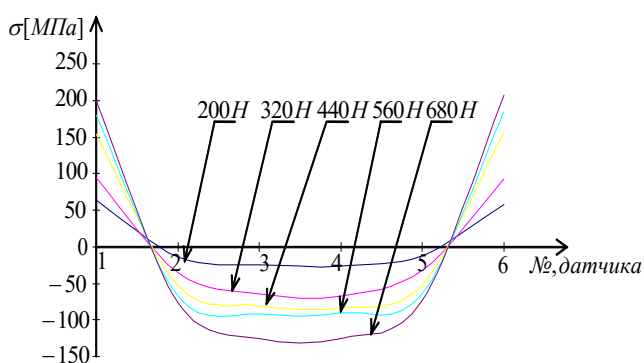
При аналізі епюр напруги (рис. 7, а) можна зробити висновок:

- максимальне напруження не перевищує межі витривалості (для СтЗ, з якої зроблена балка – 220МПа);
- у зоні кріплення верхнього пояса балки до важільного квазімеханізму (перший та шостий тензодатчики) виникає крайовий ефект (розтягування з $\sigma_{\max} = 208\text{МПа}$);
- зона верхнього пояса балки між другим і п'ятим тензодатчиками стиснута та напруження при максимальному навантаженні не перевищують межі витривалості.

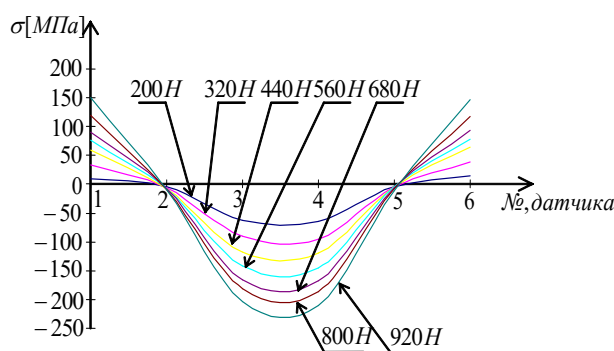
При аналізі епюр напруги (рис. 7, б) можна зробити висновок: при збільшенні зовнішнього навантаження в 1,5 рази максимальне напруження не перевищує межі витривалості; напруження крайового ефекту в зоні кріплення верхнього пояса стає меншою.

Обговорення. При порівняльному аналізі епюр напружень (рис. 7, а, б) можна говорити про підвищення несучої здатності системи елементів самохідного кормозбирального комбайна із затяжкою, причому маса балки без затяжки 11% більше маси балки із затяжкою (Rogovskii et al., 2022). Тобто при меншій матеріаломісткості рамна система елементів самохідного кормозбирального комбайна з затяжкою має здатність (Hrynkiv et al., 2020), що несе, приблизно в 1,5 рази вище, ніж рамна система без затяжки. Цей ефект посилюється зі збільшенням прольоту балки, оскільки конструкція важільних елементів 4 (див. рис. 4) залежить від величини прольоту, а розкоси керованої затяжки є струни (чи струнні системи) і їх маси зі збільшенням довжини дуже незначно (Sarkar et al., 2021).

Висновки. Розроблено математичні моделі керованих затяжок рамної системи елементів самохідного



а



б

Рис. 7. Епюри напруги: а) затягування вимкнено; б) затягування включене

Порівняльні результати теоретичних σ_T та експериментальних σ_e напружень по окремих навантаженнях (без затяжки)

№, датчика F, Н	1		2		3		4		5		6	
	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
200	60	63	-10	-14	-30	-25	-30	-27	-10	-12	60	58
680	200	200	-70	-76	-130	-126	-130	-125	-70	-74	200	208

Таблиця 4

Порівняльні результати теоретичних σ_T та експериментальних σ_e напружень по окремих навантаженнях (із затяжкою)

№, датчика F, Н	1		2		3		4		5		6		7	
	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e	σ_T	σ_e
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
200	12	10	-5	-5	-60	-62	-60	-65	-5	-4	12	14	0	0
680	90	90	-12	-8	-160	-166	-160	-168	-12	-6	90	93	3,5	3,5
920	150	150	-15	-10	-200	-203	-200	-210	-15	-11	150	147	8,5	8,5

кормозбирального комбайна, що дозволяють значно знизити матеріаломісткість тонкостінних та рамних сільськогосподарських конструкцій, що знаходяться під впливом циклічних змін зовнішніх сил. Застосовано поздовжню керовану затяжку, що має зовнішнє енергетичне джерело (пневмосистему), яка, при спільній роботі з поперечною керованою затяжкою, дозволила знизити масу рамної системи елементів самохідного кормозбирального комбайна на 18 %. Побудовано та

експериментально перевірено математичну модель керованої затяжки, яка використовує для свого функціонування енергію пружного деформування рамних систем елементів самохідного кормозбирального комбайна. Вперше для балкових елементів конструкцій сільгоспмашин, розроблено та застосовано комбіновану струнну керовану затяжку, яка дозволила зменшити матеріаломісткість рами на 11% та підвищити її несучу здатність у 1,5 рази.

Бібліографічні посилання:

1. Bayan, Kh., Shogenov, Yu. & Starovoytov, S. (2021). Tillage unit with new design working bodies for minimal tillage. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 937(3): 032049. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/937/3/032049>.
2. Bazaluk, O., Havrysh, V. & Fedorchuk, M. (2021). Energy assessment of sorghum cultivation in Ukraine. Agriculture, 11: 695. <https://doi.org/10.3390/agriculture11080695>.
3. Carter, J., Petersenn, R. & Cochran, B. (2015). Designing exhaust systems to minimize energy costs. Ashrae Journal, 47(7): 18–22.
4. Cherniavskih, V. I., Dumacheva, E. V. & Marinich, M. N. (2021). The role of perennial grasses in the accumulation of organic matter in soil-saving agriculture. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 901(1): 012056. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/901/1/012056>.
5. Dahiya, R. & Singh, S. (2016). First total synthesis and biological potential of a heptacyclopeptide of plant origin. Chinese Journal of Chemistry, 34(11): 419–432. <https://doi.org/10.1002/cjoc.201600419>.
6. David, A., Voicu, G. & Duțu, M. (2015). The dynamics of the deep soil loosening machine – tractor unit. U.P.B. Sci. Bull., Series D, 77(4): 275–286.
7. Feng, X., Hao, Y. & Latifmanesh, H. (2018). Effects of subsoiling tillage on soil properties, maize root distribution, and grain yield on mollisols of Northeastern China. Agronomy Journal, 110(4): 27–41. <https://doi.org/10.2134/agnonj2018.01.0027>.
8. Forgó, Z., Tolvaly-Ros, ca F., Pásztor, J. & Kovari, A. (2021). Energy consumption evaluation of active tillage machines using dynamic modelling. Application Science, 11: 6240. <https://doi.org/10.3390/app11146240>.
9. Hrynkiv, A., Rogovskii, I., Aulin, V., Lysenko, S., Titova, L., Zagurskiy, O. & Kolosok, I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 3(105): 19–29. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.206073>.
10. Liu, Z., Cao, S. & Sun, Z. (2021). Tillage effects on soil properties and crop yield after land reclamation. Scientific Reports, 11: 4611. <https://doi.org/10.1038/s41598-021-84191-z>.
11. Moraru, P. & Rusu, T. (2012). Effect of tillage systems on soil moisture, soil temperature, soil respiration and production of wheat, maize and soybean crops. Journal of Food Agriculture and Environment, 10(2): 445–448.
12. Murillo, J., Moreno, F. & Madejón, E. (2016). Improving soil surface properties: a driving force for conservation tillage under semi-arid conditions. Spanish Journal of Agricultural Research, 4(1): 97–104.
13. Nazarenko, I., Dedov, O., Bernyk, I., Rogovskii, I., Bondarenko, A., Zapryvoda, A. & Titova, L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6(7–108): 71–79. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747>.

14. Nazarenko, I., Mishchuk, Y., Mishchuk, D., Ruchynskiy, M., Rogovskii, I., Mikhailova, L., Titova, L., Berezovyi, M. & Shatrov, R. (2021). Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(7(112)): 41–49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.
15. Piao, L., Li, M. & Xiao, J. (2019). Effects of soil tillage and canopy optimization on grain yield, root growth, and water use efficiency of rainfed maize in Northeast China. *Agronomy*, 9: 339. <https://doi.org/10.3390/agronomy9060336>.
16. Rogovskii, I. L. (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine, 10(3): 181–187. <https://doi.org/10.31548/machenergy2019.03.181>.
17. Rogovskii, I. L., Titova, L. L., Gumenyuk, Yu. O. & Nadochiy, O. V. (2021). Technological effectiveness of formation of planting furrow by working body of passive type of orchard planting machine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 839: 052055. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/839/5/052055>.
18. Rogovskii, I., Titova, L., Sivak, I., Berezova, L. & Vyhovskiy, A. (2022). Technological effectiveness of tillage unit with working bodies of parquet type in technologies of cultivation of grain crops. *Engineering for Rural Development*, 21: 884–890. <https://doi.org/10.22616/ERDev.2022.21.TF279>.
19. Rogovskii, I. L., Titova, L. L., Trokhaniak, V. I., Haponenko, O. I., Ohienko, M. M. & Kulik, V. P. (2020). Engineering management of tillage equipment with concave disk spring shanks. *INMATEH. Agricultural Engineering*, 60(1): 45–52. <https://doi.org/10.35633/inmateh-60-05>.
20. Rogovskii, I., Titova, L., Novitskii, A. & Rebenko, V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*, 18: 291–298. <https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18.N451>.
21. Romaniuk, W., Polishchuk, V., Marczuk, A., Titova, L., Rogovskii, I. & Borek, K. (2018). Impact of sediment formed in biogas production on productivity of crops and ecologic character of production of onion for chives. *Agricultural Engineering*, 22(1): 105–125. <https://doi.org/10.1515/agriceng-2018-0010>.
22. Sarkar, P., Upadhyay, G. & Raheman, H. (2021). Active-passive and passive-passive configurations of combined tillage implements for improved tillage and tractive performance. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 19(4): e02R01-e02R01. <https://doi.org/10.5424/sjar/2021194-18387>.
23. Tarasenko, B. F., Orlenko, S. Y. & Kuzmin, V. V. (2021). Universal tillage unit. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*, 666(3): 032092. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/666/3/032092>.
24. Turebayeva, S., Zhapparova, A. & Yerkin, A. (2022). Productivity of rainfed winter wheat with direct sowing and economic efficiency of diversified fertilization in arid region of South Kazakhstan. *Agronomy*, 12: 111. <https://doi.org/10.3390/agronomy12010111>.
25. Xia, P., Guo, H. & Ru, M. (2017). Accumulation of saponins in *Panax notoginseng* during its growing seasons. *Industrial Crops and Products*, 104: 287–292. <https://doi.org/10.1016/j.indcrop.2017.04.045>.

Hneniuk M. V., Postgraduate student, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine
Operational safeguarding of frame structures of forage harvesting combiners

In the article, the author presents the results of one of the research tasks, namely, the creation of controlled puffs that use for their operation the energy of elastic deformation of the unloaded system, which will make it possible to do without an external energy source. In order to achieve effectiveness and solve this problem, a three-dimensional model of the main deformable frame structure was simulated, an algorithm for calculating this model using the finite element method was developed, and an experiment was conducted based on strain gauges and the obtained experimental results were compared with the theoretical ones.

The article presents the analysis of circular and meridional stresses, while in the zone of controlled tightening, the meridional stresses σ_{mmax} exceed the circular stresses σ_{imax} by 2.2 times, that is, there is a redistribution of stress and the effect of the introduction of transverse controlled tightening is significantly decreasing. The system of elements of the self-propelled forage harvester when unloading fodder plant remains, in addition, feels the stretching force. It is substantiated that a feature of such systems is that the forces applied from the outside to the controlled puffs and the resulting control loads can be in the same plane, in mutually perpendicular directions. The system of external forces applied to the structure changes over time and at the same time is a system of statically applied forces. Removal of external forces of the structure at the expense of accumulated energy returns it to its original (undeformed) state. Connecting to a deformed main structure of a controlled pull that uses internal energy can lead to residual deformations of the material of the main structure and, as a result, a violation of the technological modes of operation of the machine or the structure as a whole. Therefore, as a result, the selection of a part of the elastic energy must be carried out during the deformation between the initial and final positions of the main deformable structure, that is, between the zero and final values of the statically applied external force.

The author decided to create and develop longitudinal controlled drafts for the system of elements of a self-propelled forage harvester, which are necessary to reduce the meridional stress σ_m , which arise in the perimeter wall when it is unloaded, and have a maximum value in the zones of influence of transverse drafts. To solve this problem, a mathematical model was built, and the dependence of the obtained expressions σ_t and σ_m was investigated, based on which, a rational design of such pulls of the system of elements of the self-propelled forage harvester was selected. The purpose of such research was to obtain designs of the system of elements of a self-propelled forage harvester, which have an increased ability to be operated, with a lower material consumption.

Key words: system, norm, repair, production, harvester.