

Аннотация

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА ГОМОГЕНИЗАЦИИ МОЛОКА В ИМПУЛЬСНОМ ГОМОГЕНИЗАТОРЕ

Работа посвящена поиску наиболее достоверного метода оценки качества гомогенизации и экспериментальному определению среднего диаметра жировых шариков молока после гомогенизации в импульсном гомогенизаторе. Приведена методика проведения эксперимента и микрофотографии проб молока до и после гомогенизации.

Abstract

EXPERIMENTAL DETERMINATION QUALITY HOMOGENIZATION OF MILK IN PULSE HOMOGENIZER

The work is dedicated to finding the most reliable method of assessing the quality and homogenization of the experimental determination of the average diameter of the fat globules of milk after homogenization in momentum homogenizer Methodology over of realization of experiment and photomicrograph of tests of milk is brought to and after homogenization.

УДК 633.522:631.354

ПРО ВЗАЄМОДІЮ ЗАТИСКНОГО ТРАНСПОРТЕРА КОНОПЛЕЖАТКИ ЗІ СТЕБЛОМ

Гридякін В.О., к.т.н., доц., Маринченко Є.О., асистент,
*(Глухівський національний педагогічний університет ім. О.
Довженка)*

Богомолова В.П., ст. викладач
(Луганський національний аграрний університет)

Бабаєв І.О., студент
*(Харківський національний технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка)*

Встановлено кінематичний зв'язок стрічки транспортера з кінематичними характеристиками руху машини по полю та визначено напружений стан стебла з метою встановлення допустимої сили його затиснення.

Постановка проблеми. Волокно конопель є цінною сировиною для луб'яної промисловості. В останні роки на європейських територіях відновлюється виробництво сировини для виробництва волокна (зокрема технічних конопель). Для збирання цієї культури за однією з технологій використовуються коноплежатки, в яких передбачається захоплення і транспортування стебел в близькому до вертикального положення, тобто в такому положенні в якому вони скошуються в період збирання. При цьому виникає питання про необхідність надійного затиснення стебла в транспортері без його пошкодження, яке може спричинити небажані наслідки при подальшій переробці сировини на заводі. Тому питання про взаємодію транспортера зі стеблом є актуальним, оскільки воно тісно пов'язане з вибором параметрів і режимів роботи коноплежатки і коноплезбирального комбайна, а також з питаннями проектування самих машин.

При вирішенні завдань про взаємодію транспортера зі стеблом конопель виникають два завдання, які необхідно вирішити. Перше пов'язане з кінематикою транспортерної стрічки і не викликає особливих складнощів. Друге завдання пов'язана з необхідністю надійної фіксації стебла без пошкодження самого стебла. Тут виникає необхідність вирішення завдання контакту. Вирішенню контактних задач присвячені роботи класиків механіки [1,2,3] та інших. Разом з тим рішення задачі про взаємодію циліндра (яким може бути формалізованим стебло) з пластинкою (якою формалізується стрічка транспортера) вимагає додаткових досліджень.

Мета досліджень: встановлення кінематичного зв'язку стрічки транспортера з кінематичними характеристиками руху машини по полю; визначення напруженого стану в стеблі з метою встановлення допустимої сили затиснення стебла.

Основні матеріали досліджень. Щодо першого із завдань досить розглянути кінематичні співвідношення переносного руху машини і відносного руху транспортера. При цьому повинна бути виконана умова, щоб швидкість стебла в переносному русі в проекції на напрямок руху машини дорівнювала переносній швидкості машини. Тому така залежність має такий вигляд:

$$u_t = u_m \cos \alpha, \quad (1)$$

де u_t - швидкість транспортера, u_m - переносна швидкість (швидкість машини), α - кут нахилу транспортера до поверхні поля.

Виходячи з цього зв'язку, виникає необхідність синхронізувати швидкості руху машин і транспортера.

Друге завдання більш складна у вирішенні і вимагає введення деяких спрощень і припущень:

- стебло є конструкцією трубчастого поперечного перерізу з постійними внутрішнім і зовнішнім діаметрами по довжині;
- матеріал стебла підлягає закону пружності Гука;
- поверхня контакту транспортера в зоні затиснення стебла плоска і має обмежену ширину;
- матеріал стрічки транспортера підлягає закону пружності Гука.

Для польових машин в реальних умовах, стебло затиснуте в транспортері піддається впливу динамічних сил, які виникають при прискореннях машини P_m впливу вітрового навантаження P_b .

Схема такої взаємодії показана на рис. 1.

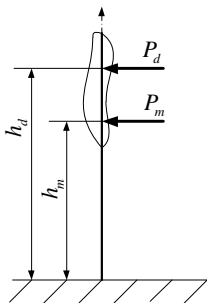


Рис. 1. Схема дії сил на затиснуте в транспортері стебло

Припустимо, що в найгіршому варіанті ці сили підсумовуються (випадок, коли вектори сил збігаються за напрямком). Точка прикладання сили від дії динамічних навантажень знаходиться в центрі мас стебла і дорівнює за величиною $P_m = ma$, де m - маса стержня приведена до центру мас, який знаходиться на відстані від закріплення стебла, a - прискорення, яке при русі сільськогосподарських машин не перевищує g . Центр маси стебла може бути визначений по залежності:

$$h_m = \frac{\int \int \int x \rho(x, y, z) dx dy dz}{\int \int \int \rho(x, y, z) dx dy dz},$$

де $\rho(x, y, z)$ - функція розподілу щільності стебла з його об'єму, яка повинна бути визначена експериментально. Для практичних застосувань h_m може бути визначена шляхом експерименту.

Величина сили від дії вітрового навантаження становить:

$$P_d = k\rho_a v_a^2,$$

де $k = 2 \int f(x) dx$, $f(x)$ - функція описує обрис перетину стебла (визначається експериментально), ρ_a, v_a - щільність і швидкість повітря.

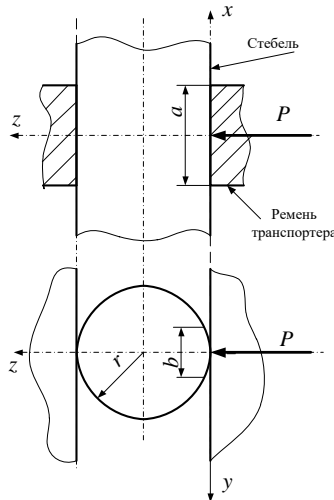


Рис.2. Схема до визначення напруженого стану стебла

Центр прикладання сили від вітрового навантаження знаходиться в центрі ваги вертикального поперечного перерізу, координата якого знаходиться на відстані h_d від закріплення:

$$h_d = \frac{\int x f(x) dx}{\int f(x) dx}.$$

Сили динамічного впливу можуть бути приведені до однієї точки яка знаходиться на відстані:

$$h = \frac{P_d h_d + P_m h_m}{P},$$

де P - приведена до однієї точки сумарна сила.

Раніше визначені компоненти напружень в перерізі стебла від дії такої сили виражаються залежностями:

$$\tau_{xz} = \frac{P(-y_0^2(-2+\nu)+r^2(2+3\nu)-z_0^2(2+3\nu))}{8J(1+\nu)}; \quad (2)$$

$$\tau_{xy} = \frac{Py_0z_0(2+\nu)}{4J(1+\nu)}; \quad \sigma_x = \frac{-P(h-x_0)z_0}{J},$$

де J - момент інерції коробчатого перерізу стебла:

$$J = \frac{\pi D_c^4}{64}(1-a^4), \quad a = \frac{d_c}{D_c},$$

де $D_c = 2r$ - зовнішній діаметр стебла. Для випадку змінюваного по довжині стебла діаметра:

$$r_c = r_0(1-kx_0),$$

де r_0 - половина діаметра стержня в нижньому перетині (біля кореня), $k \leq 1$ - коефіцієнт зміни перетину.

В залежності (2) індекси 0 при координатах означають, що ця система координат відмінна від використовуваної на рис. 2. Залежності (2) наведені для системи координат $Oxuz$, центр якої знаходиться на осі симетрії перерізу стебла.

Використовуючи метод суперпозиції, ці напруги можуть бути підсумовані з напруженнями, які виникають від контактної взаємодії стрічки транспортера зі стеблом.

Взаємодія стрічки транспортера зі стеблом може бути в першому наближенні представлено як контакт двох циліндрів. При цьому радіус кривизни стебла в напрямку осі x - $R_{cx} = \infty$, а в напрямку осі y - $R_{cy} = d_c/2$. Радіуси кривизни стрічки транспортера в напрямку осей x і y $R_p = \infty$. Можна також прийняти спрощення про рівність коефіцієнтів Пуассона матеріалів стебла і стрічки транспортера. При таких припущеннях поверхня контакту буде наближатися до еліптичної з осями вздовж x - a і вздовж осі y - b . Кривизна майданчика зони контакту в такому випадку виражається залежностями:

$$\frac{1}{R_{cx}^*} = \frac{1}{R_{cx}} + \frac{1}{R_{px}}; \quad \frac{1}{R_{cy}^*} = \frac{1}{R_{cy}} + \frac{1}{R_{py}};$$

або з урахуванням прийнятих припущень:

$$\frac{1}{R_{cx}^*} = \frac{2}{d_c}; \quad \frac{1}{R_{cy}^*} = 0; \quad R^* = \frac{d_c}{2}.$$

Розподіл тиску по еліптичній поверхні дорівнює:

$$p(x, y) = p_0 \left(1 - \frac{y^2}{b^2} - \frac{x^2}{a^2} \right), \quad p_0 = \frac{3P_p}{(2\pi ab)},$$

де p_0 - максимальний тиск у зоні контакту, P_p - зосереджена сила, яка діє з боку стрічки.

Напруження, яке діє на поверхні контакту стрічка-стебло згідно [1,3]:

$$\begin{aligned} \sigma_{xk} &= -p_0 \left(2\nu\gamma + \frac{(1-2\nu)\beta}{e^2} \left(1 - \beta\gamma - \frac{x}{ae} \operatorname{arcth} \left[\frac{ex}{a(1-\beta\gamma)} \right] - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{\beta\gamma}{be} \operatorname{arctg} \left[\frac{ey}{b(\beta+\gamma)} \right] \right) \right); \\ \sigma_{yk} &= -p_0 \left(2\nu\gamma + \frac{(1-2\nu)\beta}{e^2} \left(\frac{\beta}{\gamma} - 1 + \frac{x}{ae} \operatorname{arcth} \left[\frac{ex}{a(1+\beta\gamma)} \right] + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{\beta\gamma}{be} \operatorname{arctg} \left[\frac{ey}{b(\beta+\gamma)} \right] \right) \right); \\ \tau_{yxk} &= -p_0 \left(\frac{(1-2\nu)\beta}{e^2} \left(\frac{y}{a} \operatorname{arcth} \left[\frac{ex}{a(1+\beta\gamma)} \right] - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{x}{a} \operatorname{arctg} \left[\frac{ey}{b(\beta+\gamma)} \right] \right) \right); \end{aligned} \quad (3)$$

$$p_0 = \frac{3P_k}{2\pi ab}; \quad e = \sqrt{1 - \frac{b^2}{a^2}}; \quad \beta = \frac{b}{a}; \quad \gamma = \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}};$$

$$b = \left(\frac{4P_k R_c}{\pi E_k} \right)^{\frac{1}{3}}; \quad E_k = \frac{E_c E_p}{E_c + E_p}; \quad R_c = \frac{d_c}{2}; \quad a = B\lambda; \quad \lambda \geq 1,$$

де B - ширина стрічки транспортера, тобто в напрямку осі x , λ - коефіцієнт, який характеризує збільшення довжини осі контакту по

відношенню до ширини стрічки.

У розрахунках збільшення λ тягне за собою зниження величин складових напружень. Для ілюстрації впливу властивостей матеріалів стебла і стрічки, а також динамічних величин на контактні напруження в стеблі можна привести графіки (рис.3), які свідчать про суттєвості впливу названих величин на напруження.

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{xk} + \sigma_x)^2 + 4\sqrt{\frac{\tau_{xy}^2 + \tau_{xyk}^2 + \tau_{xz}^2}{2}}} \quad (4)$$

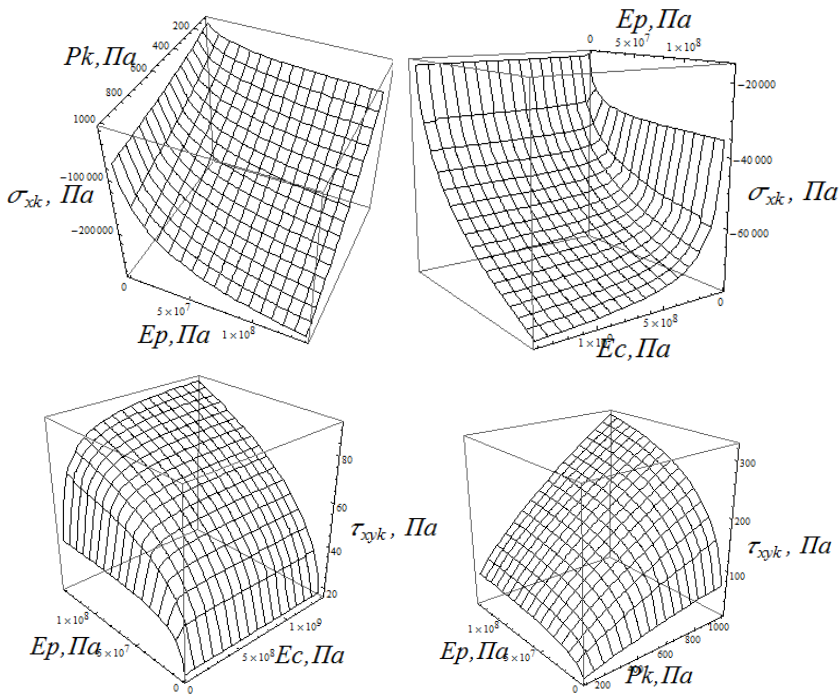


Рис.3. Вплив сили затискання стрічкою P_k і модулів пружності стебла E_c і стрічки E_p на величину напружень в стеблі

При підсумовуванні компонентів напружень (2) і (3) слід поєднати початок координат, а саме: врахувати те, що в (2) початок осі знаходиться в центрі перетину стебла, а в (3) на поверхні контакту. Таким чином, на поверхні контакту, де спостерігаються максимуми компонентів напружень τ_{xy} , σ_x величина $z_0 = d_c/2$.

Напружений стан в зоні контакту для визначення граничної сили затиснення стебла може бути оцінений по еквівалентному напруженні. При цьому в залежності (2) необхідно прийняти $x_0 = x$; $y_0 = y$; $z_0 = d_c/2$. Еквівалентне напруження визначаємо по залежності:

У розгорнутому вигляді вираз (4) має вельми громіздкий вигляд, тому можна проаналізувати вплив на напружений стан стебла зусилля затиснення, параметрів самого стебла, властивостей матеріалів стебла і стрічки транспортера, а також їх розмірів по графічній інтерпретації цієї залежності (рис. 4).

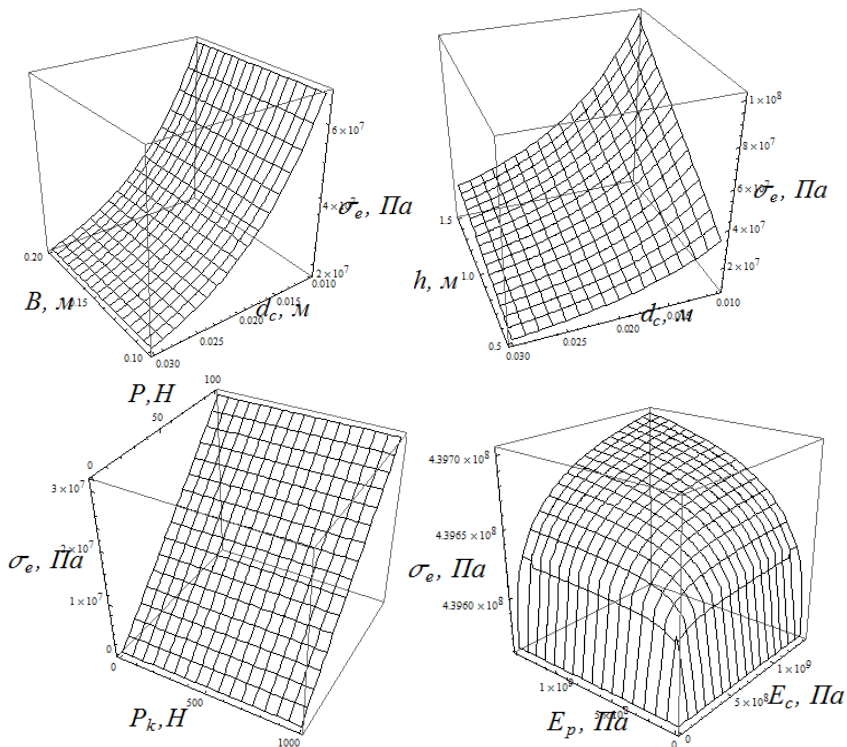


Рис.4. Графічна інтерпретація залежності еквівалентного напруження від: а - діаметра стебла d_c і ширини стрічки B , б - висоти прикладання зовнішнього навантаження h і діаметра стебла d_c , в - сили зовнішнього навантаження P і сили затиснення стрічкою P_k , г - модулів пружності стебла E_c і стрічки E_p

Аналіз залежності (4) дозволяє зробити наступні висновки:

– найбільш істотний вплив на напружений стан стебла в місці затиску транспортера надає діаметр стебла, а саме в стеблах з меншим діаметром еквівалентне напруження збільшується;

Висновки

– ширина стрічки транспортера B не впливає на еквівалентне напруження в місці затиснення стебла, величину цього параметра, ймовірно потрібно визначати за умовами стійкості стебла в затиснутому стані;

– такі властивості як модулі пружності стебел E_c і стрічки E_p також істотно не впливають на еквівалентне напруження в стеблі;

– з динамічних величин на еквівалентне напруження в стеблі істотно впливає сила прикладена до стебла (динамічна і вітрова складові), у той час як сила затиснення стебла практично не впливає на напруження.

Список літератури

1. Александров В. М., Коваленко Е, В, Задачи механики сплошных сред со смешанными граничными условиями.— М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986.— 336 с.

2. Саверин М.М. Контактная прочность материала в условиях одновременного действия нормальных и касательных нагрузок. — М.—Л.: Машгиз., 1946.—147 с.

3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989.— 510 с.

Аннотация

О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ЗАЖИМНОГО ТРАНСПОРТЕРА КОНОПЛЕЖАТКИ СО СТЕБЛЯМИ

Установлено кинематическая связь ленты транспортера с кинематическими характеристиками движения машины по полю и определены напряженное состояние стебли с целью установления допустимой силы его зажатия.

Abstract

ON COOPERATION CLAMPING CONVEYOR KONOPLEZHATKY WITH STEMS

Established kinematic link conveyor belt of kinematic characteristics of the machine on the field and determined the stress state of the stem to establish acceptable zatysnennya his strength.