

**Міністерство аграрної політики та
продовольства України**



ПРАЦІ

**Таврійського державного
агротехнологічного університету**

**Випуск 12
Том 1**

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2012 р.

УДК 621.311:631

ПЗ.8

Праці Таврійського державного агротехнологічного університету –
Вип. 12. Т.1. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012.– 246 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 6 від 31 січня 2012 р.

У випуску наукових праць друкуються матеріали учасників щорічної науково-технічної конференції, співробітників та аспірантів Таврійського державного агротехнологічного університету. Наведені результати досліджень за напрямками механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського виробництва.

Випуск призначений для науковців, інженерів, аспірантів, магістрів і студентів.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор); Надикто В.Т. – чл.-кор. НААН України, д.т.н., професор (заст. головного редактора); Діордієв В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар); Дідур В.А. – д.т.н., професор; Кушнар'єв А.С. – чл.-кор. НААН України, д.т.н., професор; Найдиш А.В. – д.т.н., професор; Никифорова Л.Є. – д.т.н., професор, Овчаров В.В. – д.т.н., професор; Панченко А.І. – д.т.н., професор; Рогач Ю.П. – к.т.н., професор; Скляр О.Г. – к.т.н., доцент; Тарасенко В.В. – д.т.н., професор; Шацький В.В. – д.т.н., професор, Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Дідур В.А.

Адреса редакції: ТДАТУ

просп. Б. Хмельницького 18,
м. Мелітополь, Запорізька обл.,
72312 Україна

ISSN 2078-0877

**© Таврійський державний
агротехнологічний університет, 2012**

УДК 631.356.2

ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ТЕОРІЇ УДАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРИ ВІБРАЦІЙНОМУ ВИКОПУВАННІ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Булгаков В.М., д.т.н.,

Головач І.В., д.т.н.,

Національний університет природокористування України

Тел. (044) 527-82-33

Калетнік Г.М.,

Кравченко І.Є., к.т.н.

Вінницький національний аграрний університет

Анотація - розроблені основні принципи теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. На підставі отриманих рівнянь, що описують зазначений процес, знайдені кінематичні та конструктивні параметри викопуючого робочого органу за умов непошкодження коренеплодів.

Ключові слова – теорія ударної взаємодії, вібраційне викопування коренеплодів, параметри викопуючого органу.

Постановка проблеми. Вібраційне викопування коренеплодів цукрових буряків набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів. При виконанні будь-якого технологічного процесу необхідними умовами є забезпечення продуктивності, зниження енергозатрат та підвищення якості виконання технологічного процесу. Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, у першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструктивні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів

при їх вібраційному викопуванні.

Аналіз останніх досліджень. Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1] – [7]. Проте ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [8] і [9] приведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду. У даній роботі досліджена ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу в момент його зустрічі з тілом коренеплоду, тобто в момент одночасного наїзду обома лемешами на коренеплід.

Постановка завдання. Розробити основні положення теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, і на основі отриманих результатів обґрунтувати раціональні конструктивні і кінематичні параметри викопуючих робочих органів та виконання технологічного процесу викопування коренеплодів цукрових буряків з умов їхнього непошкодження.

Основна частина. При наближенні вібраційного викопуючого робочого органу до коренеплоду розпушений ґрунт між лемешами і коренеплодом, внаслідок коливань лемешів, майже не накопичується, а тому перший контакт лемешів з поверхнею коренеплоду буде безпосереднім, або, в крайньому випадку, через досить тонкий шар ґрунту. Таким чином, при наїзді лемешів робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. Оскільки ударний імпульс має деяке скінченне значення, а діє він на дуже короткому проміжку часу, то ударна сила при цьому буде досить великою, що значно перевищує значення всіх інших сил, які в даний момент діють на коренеплід. А оскільки коренеплід ще міцно закріплений у ґрунті, то виникає загроза його обламування або розриву. Часто вважають, що тривалість удару дорівнює нулю, і відповідно вважають, що швидкості тіл, які співударяються, змінюються миттєво на деяку скінченну величину. Положення тіл при цьому не змінюється, а тому наявність у механічній системі пружних в'язей не впливає на протікання удару. Це пояснюється тим, що деформацій у зазначених в'язях за час удару не виникає, а тому і не виникає реакцій цих в'язей. Якщо у механічній системі присутні в'язкі елементи, то у них реакції за час удару виникають, проте ці реакції мають скінченну величину (оскільки швидкості скінченні), а тому їх імпульс за час удару дорівнює нулю [10].

Звичайно подальший (післяударний) рух буде відбуватися по-різному, в залежності від наявності або відсутності пружних або в'язких в'язей. Оскільки під час наїзду робочого органу на коренеплід ґрунт у його нижній частині залишається нерозпушеним (коренеплід закріплений хвостовою частиною у цьому шарі ґрунту), то цей ґрунт

відіграє при ударі роль пружного або в'язкого буфера (в залежності від механічного складу та вологості ґрунту). Звичайно, чим твердішим і сухішим є ґрунт, тим приведені вище уявлення є адекватнішими реальному процесу удару.

А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. У першу чергу складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Для чого представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$, кожний з яких у просторі має нахил під кутами α , β , γ , і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується (рис.). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Вважаємо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, з поверхнями клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відбувається відповідно у точках K_1 і K_2 .

Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом.

Для опису ударного процесу необхідно вибрати систему координат. Зв'яжемо з вібраційним викопуючим органом прямокутну декартову систему координат $Oxuz$, центр O якої знаходиться посередині звуженого русла копача, вісь Ox співпадає з напрямком поступального руху копача, вісь Oz має напрямок вгору, а вісь Oy спрямована у правий бік копача (рис.). Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис.1).

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збурююча сила $\bar{Q}_{зб.}$, яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду:

$$Q_{зб.} = H \sin \omega t, \quad (1)$$

де H – амплітуда збурюючої сили; ω – частота збурюючої сили.

Зазначена збурююча сила прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{зб.1}$ та $\bar{Q}_{зб.2}$, які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 на відстані h від умовної точки закріплення O_1 .

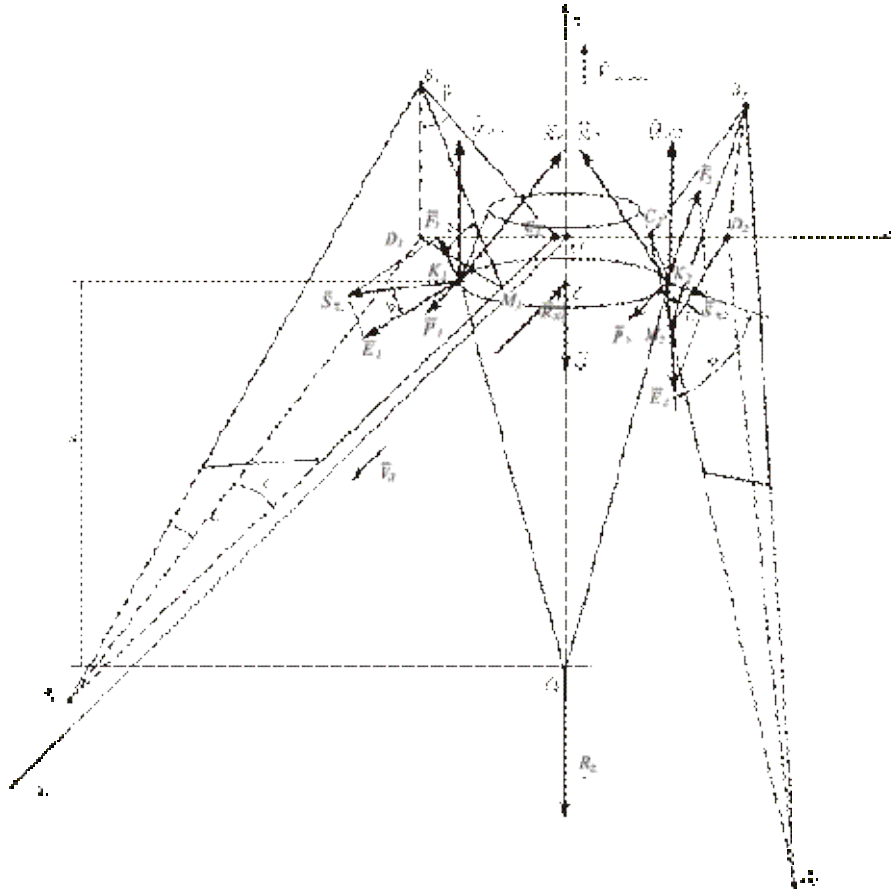


Рис. 1. Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті.

Оскільки захват коренеплоду лемешами здійснюється з обох боків (у точках K_1 і K_2), то має місце наступне співвідношення:

$$Q_{36.1} = Q_{36.2} = \frac{1}{2} H \sin \omega t \quad (2)$$

Крім того, вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі Ox , тому у напрямку осі Ox діють також рушійні сили \bar{P}_1 і \bar{P}_2 , які прикладені у точках K_1 і K_2 відповідно.

Крім того, у точках контакту K_1 і K_2 діють також сили тертя \bar{F}_{k1} та \bar{F}_{k2} , які протидіють проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$. У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду G_k . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей Ox і Oz позначені через \bar{R}_x та \bar{R}_z відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діють

ударні імпульси \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} , які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 , причому $S_{n1} = S_{n2}$. Дані ударні імпульси напрямлені вздовж нормалей до робочої поверхні лемешів, тобто площин $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відповідно.

Крім того, по поверхні клинів діють дотичні ударні імпульси $S_{\tau 1}$ і $S_{\tau 2}$, причому, $S_{\tau 1} = S_{\tau 2}$. Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюються подібно закону Кулона для тертя, а саме [11]:

$$S_{\tau} \leq f S_n, \quad (3)$$

де f – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються. В загальному випадку цей коефіцієнт може не співпадати з коефіцієнтом тертя при безвідривному відносному проковзуванні тіл.

Знак нерівності відноситься до випадку, коли дотичний імпульс настільки малий, що проковзування тіл не відбувається. І лише при наявності проковзування потрібно приймати знак рівності.

Розкладемо імпульси $\bar{S}_{\tau 1}$ і $\bar{S}_{\tau 2}$ на складові \bar{F}_1 і \bar{F}_2 , перпендикулярні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно, та складові \bar{E}_1 і \bar{E}_2 , паралельні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно (рис.).

Таким чином отримаємо:

$$\bar{S}_i = \bar{F}_i + \bar{E}_i, \quad i = 1, 2. \quad (4)$$

Очевидно, що кут ψ між складовою \bar{E}_i та вектором \bar{S}_i ($i = 1, 2$), у першому наближенні залежить від відношення $\frac{V_{зб. \max}}{V_n}$.

Так представлені вектори $\bar{S}_{\tau 1}$ і $\bar{S}_{\tau 2}$ дають можливість у подальшому знайти їх проєкції на осі Ox і Oy .

Оскільки вібраційний робочий орган одночасно здійснює поступальний рух у напрямку осі Ox і коливальний рух у напрямку осі Oz , то цілком очевидно, що ударні імпульси \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} завжди можна розкласти на складові по осях Ox і Oz . Також цілком очевидно, що складова по осі Ox при ударному контакті для будь-якого коренеплоду буде однаковою, оскільки швидкість поступального руху копача вважається постійною. Складова ударного імпульсу по осі Oz може бути різ-

ною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Дослідимо більш детально коливальний рух вібраційного викопуючого органу. Нехай робочий орган рухається вгору від свого найнижчого положення $-a$ до найвищого положення a , де a – амплітуда коливань робочого органу, а потім униз – від найвищого положення a до найнижчого $-a$. Таким чином, коливання робочого органу повинні здійснюватись за наступним гармонійним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (5)$$

де z_k – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання; ω – частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість $V_{зб.}$ коливального руху робочого органу у будь-який момент часу t буде дорівнювати:

$$V_{зб.} = a\omega \sin \omega t, \quad (6)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{зб.max} = a\omega. \quad (7)$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{зб.max}$.

Оскільки усі сили, зображені на рис., мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси S_{n1} і S_{n2} мають не нульове значення, причому очевидно, що $S_{n1} = S_{n2}$ (удар симетричний).

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (8)$$

де \bar{V} – швидкість робочого органу до удару; \bar{U} – швидкість робочого органу після удару; m – маса робочого органу.

При цьому

$$\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.max}, \quad (9)$$

де \bar{V}_{Π} – швидкість поступального руху копача; $\bar{V}_{зб.max}$ – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості \bar{V}_i копача напрямлений по осі Ox , а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\bar{V}_{зб.max}$ – по осі Oz вгору. Враховуючи (3), векторне рівняння (8) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + f\bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n2}. \quad (10)$$

Запишемо векторне рівняння (10) у проекціях на осі декартової системи координат $Oxyz$. Оскільки удар симетричний відносно площини xOz , то векторне рівняння (10) зводиться до системи двох рівнянь – у проекціях на осі Ox і Oz . Визначимо необхідні проекції векторів, що входять у рівняння (10).

Очевидно, що

$$V_x = V_{\Pi}. \quad (11)$$

Оскільки вектори \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} спрямовані вздовж нормалей до поверхонь клинів, то згідно [13] отримуємо:

$$S_{n1x} = S_{n2x} = \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \quad (12)$$

Як видно з рис., проекції векторів \bar{E}_1 , \bar{E}_2 та \bar{F}_1 , \bar{F}_2 на вісь Ox дорівнюють:

$$E_{1x} = E_{2x} = E_1 \cos \gamma = S_{\tau 1} \cos \psi \cos \gamma. \quad (13)$$

$$F_{1x} = F_{2x} = F_1 \cos \delta \sin \gamma = S_{\tau 1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma. \quad (14)$$

Також очевидно, що

$$V_z = V_{зб.маx} . \quad (15)$$

Згідно [13] маємо:

$$S_{n1z} = S_{n2z} = \frac{S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} . \quad (16)$$

Крім того,

$$E_{1z} = E_{2z} = 0 . \quad (17)$$

$$F_{1z} = F_{2z} = F_1 \sin\delta = S_{\tau 1} \sin\psi \sin\delta . \quad (18)$$

Враховуючи вирази (11) – (18), векторне рівняння (10) зводиться до наступної системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{2S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \cos\psi \cos\gamma - 2fS_{n1} \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \\ m(U_z - V_{зб.маx}) &= \frac{2S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \sin\psi \sin\delta \end{aligned} \right\} . \quad (19)$$

Таким чином, отримана система двох рівнянь з трьома невідомими S_{n1} , U_x , U_z . Необхідне третє рівняння можна отримати, використовуючи гіпотезу Ньютона про співударяння двох тіл [12].

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ε , а саме:

$$U_n = -\varepsilon V_n , \quad (20)$$

де U_n – проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина; V_n – проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Оскільки:

$$\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z , \quad \bar{V} = \bar{V}_{II} + \bar{V}_{зб.маx} ,$$

то, враховуючи [13], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}, \quad (21)$$

$$V_n = \frac{V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \quad (22)$$

Підставляючи вирази (21) та (22) у (20), одержимо третє рівняння:

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta). \quad (23)$$

Отже, маємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{\Pi}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \\ m(U_z - V_{зб. \max}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\varepsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta) \end{aligned} \right\} .(24)$$

Запишемо систему рівнянь (24) у вигляді, зручному для розв'язування методом Крамера:

$$\left. \begin{aligned} mU_x + 0U_z - \left(\frac{2 \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) S_{n1} &= mV_{\Pi} \\ 0U_x + mU_z - \left(\frac{2 \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2f \sin \psi \sin \delta \right) S_{n1} &= mV_{зб. \max} \\ \operatorname{tg} \gamma U_x + \operatorname{tg} \beta U_z + 0S_{n1} &= -\varepsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta) \end{aligned} \right\} .(25)$$

Запишемо основний визначник системи рівнянь (25) і обчислимо його значення:

$$\Delta = \begin{vmatrix} m & 0 & -\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma\right) \\ 0 & m & -\left(\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \sin\psi \sin\delta\right) \\ tg\gamma & tg\beta & 0 \end{vmatrix} =$$

$$= m \left(\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \sin\psi \sin\delta \right) tg\beta +$$

$$+ m \left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) tg\gamma \quad (26)$$

Запишемо визначник для знаходження невідомого S_{n1} і обчислимо його значення:

$$\Delta_{S_{n1}} = \begin{vmatrix} m & 0 & mV_{II} \\ 0 & m & mV_{зб.макс} \\ tg\gamma & tg\beta & -\varepsilon(V_{II}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) \end{vmatrix} =$$

$$= -[m^2\varepsilon(V_{II}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) + m^2tg\beta V_{зб.макс}] - m^2V_{II}tg\gamma \quad (27)$$

Тоді, згідно методу Крамера:

$$S_{n1} = \frac{\Delta_{S_{n1}}}{\Delta} \quad (28)$$

Після підстановки (26) і (27) у вираз (28) і деяких перетворень, отримаємо:

$$S_{n1} = - \frac{m(1 + \varepsilon)(V_{II}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) \times}{2tg^2\beta + 2f \sin\psi \sin\delta tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 2tg^2\gamma + \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + (2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma) tg\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \quad (29)$$

Таким чином, визначена нормальна складова ударного імпульсу, яка виникає при ударній взаємодії одного із клинів вібраційного робо-

чого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті. Вираз (29) описує функціональну залежність нормальної складової S_{n1} ударного імпульсу від конструктивних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу бурякозбиральної машини.

Знак "-" у виразі (29) означає, що ударний імпульс S_{n1} діє з боку коренеплоду на робочий орган. Ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід, має додатній знак і ту ж саму величину.

Якщо позначити сумарний ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід (від обох клинів одночасно) через \bar{S} , тобто:

$$\bar{S} = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (30)$$

то, як видно з рівнянь системи (19), його проекції на осі Ox і Oz відповідно дорівнюють:

$$S_x = \frac{2S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \cos\psi \cos\gamma - 2fS_{n1} \sin\psi \cos\delta \sin\gamma, \quad (31)$$

$$S_z = \frac{2S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \sin\psi \sin\delta, \quad (32)$$

де S_{n1} визначається згідно виразу (29), проте з додатнім знаком.

Таким чином, на основі виразів (31), (32) і (29) можна визначити сумарний ударний імпульс, що діє на коренеплід з боку робочого органу:

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_z^2}. \quad (33)$$

Очевидно, що вектор \bar{S} лежить у площині xOz , у цій же площині лежать і його проекції S_x і S_z .

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Як правило, ми не знаємо закону зміни ударної сили, проте ми знаємо, що ця сила за дуже короткий проміжок часу t_{y0} зростає від нуля до дуже великої величини, а потім знову

спадає до нуля. Отже її максимальне значення буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу $t_{y\delta}$. [12].

Оскільки:

$$S = F_{y\delta.cp} t_{y\delta},$$

де S – ударний імпульс; $F_{y\delta.cp}$ – середнє значення ударної сили; $t_{y\delta}$ – тривалість удару, то

$$F_{y\delta.cp} = \frac{S}{t_{y\delta}}.$$

Отже,

$$F_{y\delta} = 2F_{y\delta.cp} = \frac{2S}{t_{y\delta}}, \quad (34)$$

де $F_{y\delta}$ – максимальнє значення ударної сили.

Враховуючи вирази (31), (32) та (34), зможемо записати значення проєкцій сили $F_{y\delta}$ відповідно на осі Ox і Oz :

$$F_{y\delta.x} = \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (35)$$

$$F_{y\delta.z} = \left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin\psi \sin\delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (36)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (29), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{y\delta}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [9] $t_{y\delta} \approx 0,6 \cdot 10^{-2} c$.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом. Якщо розглядати закріплений у ґрунті коренеплід як консольну балку, то під дією моменту від ударної сили $\bar{F}_{y\delta.x}$ коренеплід зазнає деформації згину, а під дією ударної сили

$\bar{F}_{y\delta.z}$ – деформації розтягу. Тому, при перевищенні допустимих значень згаданих сил, коренеплід може зламатися або ж зазнати розриву. Це, як зазначалось вище, найбільш ймовірно, коли ґрунт сухий і твердий. Якщо ж ґрунт вологий і м'який, то більш ймовірним є його нахил на деякий кут до горизонту під дією горизонтального зусилля і його виривання під дією вертикального зусилля. Якщо удар відбувається у точках K_1 і K_2 , які знаходяться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис.), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки буде дорівнювати:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.x}) = F_{y\delta.x} h,$$

або, враховуючи вираз (35):

$$M_{o1}(F_{y\delta.x}) = \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\delta}}. \quad (37)$$

При розгляданні умов незламування коренеплоду під дією горизонтальної сили $\bar{F}_{y\delta.x}$ теоретично можливі два випадки:

перший випадок:

$$[M_{зз}] < M_{on},$$

другий випадок:

$$[M_{зз}] > M_{on},$$

де $[M_{зз}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду; M_{on} – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід. Оскільки з умов рівноваги завжди маємо рівність:

$$M_{on} = M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.x}),$$

то у цих і подальших нерівностях під M_{on} слід розуміти той максимальний (потенціальний) опорний момент, який може забезпечити в'язь, тобто ґрунт, у якому закріплений коренеплід, без руйнування цієї в'язі.

Перший випадок характерний для сухого і твердого ґрунту, другий випадок – для вологого і м'якого ґрунту.

У першому випадку зламування коренеплоду можливе за умови:

$$[M_{зз}] < M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.x}) \leq M_{on},$$

або, враховуючи вираз (37):

$$[M_{32}] < \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\delta}} \leq M_{on} \quad .(38)$$

Умовою незламування коренеплоду у першому випадку буде наступна умова:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.x}) \leq [M_{32}] < M_{on},$$

або, враховуючи вираз (37):

$$\left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\delta}} \leq [M_{32}] < M_{on} \quad .(39)$$

У другому випадку зламування коренеплоду малоїмовірно взагалі, можливий лише нахил коренеплоду на певний кут.

Очевидно, що умовою нахилу коренеплоду без зламування у цьому випадку буде наступна умова:

$$M_{on} < M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.x}) < [M_{32}],$$

або, враховуючи вираз (37):

$$M_{on} < \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\delta}} < [M_{32}] \quad .(40)$$

І, нарешті, у другому випадку, коренеплід не матиме нахилу і зламування за умови:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.x}) \leq M_{on} < [M_{32}],$$

або, враховуючи вираз (37):

$$\left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\delta}} \leq M_{on} < [M_{32}] \quad .(41)$$

При розгляданні умов нерозривання коренеплоду під дією вертикальної ударної сили $\bar{F}_{y\delta.z}$ також теоретично можливі два випадки:

перший випадок:

$$[F_{розр}] < R_z,$$

другий випадок:

$$[F_{розр}] > R_z,$$

де $[F_{розр}]$ – допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду; R_z – вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

Тут також під R_z слід розуміти ту максимальну (потенціальну) силу зв'язку, яку може забезпечити в'язь, без руйнування цієї в'язі.

Тут також перший випадок характерний для сухого і твердого ґрунту, другий випадок – для вологого і м'якого ґрунту.

У першому випадку розрив коренеплоду можливий за умови:

$$[F_{розр}] < F_{y\delta.z} \leq R_z,$$

або, враховуючи вираз (36):

$$[F_{розр}] < \left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} \leq R_z. \quad (42)$$

Умовою нерозривання коренеплоду у першому випадку буде наступна умова:

$$F_{y\delta.z} \leq [F_{розр}] < R_z,$$

або, враховуючи вираз (36):

$$\left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} \leq [F_{розр}] < R_z. \quad (43)$$

У другому випадку розрив коренеплоду малоімовірний. Тут можливе виривання коренеплоду з ґрунту без розриву.

Умовою виривання коренеплоду з ґрунту є наступна умова:

$$R_z < F_{y\delta.z} < [F_{розр}],$$

або, враховуючи вираз (36):

$$R_z < \left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} < [F_{розр}] \quad (44)$$

Коренеплід не буде вирваним з ґрунту за наступної умови:

$$F_{y\delta,z} \leq R_z < [F_{розр}],$$

або враховуючи вираз (36):

$$\left(\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} \leq R_z < [F_{розр}] \quad (45)$$

З умови незламування коренеплоду (39) та умови нерозривання коренеплоду (43) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу. З цією метою з виразу (39) знаходимо:

$$S_{n1} \leq \frac{[M_{3z}]t_{y\delta}\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{h \left[4tg\gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \right]}, \quad (46)$$

а з виразу (43) знаходимо:

$$S_{n1} \leq \frac{[F_{розр}]t_{y\delta}\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{4tg\beta + 4f \sin \psi \sin \delta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \quad (47)$$

Для зручності і скорочення записів подальших виразів введемо наступні позначення.

$$\frac{[M_{3z}]t_{y\delta}\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{h \left[4tg\gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \right]} = A \quad (48)$$

$$\frac{[F_{розр}]t_{y\delta}\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{4tg\beta + 4f \sin \psi \sin \delta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} = B \quad (49)$$

$$\frac{m(1 + \varepsilon) \times}{2tg^2\beta + 2f \sin\psi \sin\delta tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 2tg^2\gamma + \frac{\times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{(2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} = C} \quad (50)$$

Тоді вирази (29), (46) та (47) відповідно набудуть наступного вигляду:

$$S_{n1} = C(V_{II}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta), \quad (51)$$

$$S_{n1} \leq A, \quad (52)$$

$$S_{n1} \leq B, \quad (53)$$

тут вираз (29) взятий з додатнім знаком.

Очевидно, що нерівностям (52) і (53) буде одночасно задовольняти наступна нерівність:

$$S_{n1} \leq \min\{A, B\}. \quad (54)$$

З виразу (51) знаходимо:

$$V_{II}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta = \frac{S_{n1}}{C}. \quad (55)$$

Нарешті, враховуючи (54), отримаємо наступну нерівність:

$$V_{II}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (56)$$

Таким чином знайдені обмеження на швидкість викопуючого робочого органу з урахуванням його конструктивних параметрів і маси, а також міцності коренеплоду і коефіцієнта відновлення при ударі.

Оскільки швидкість агрегату впливає на його продуктивність, то розглянемо випадок, коли у виразі (56) буде знак рівності. Якщо задатися поступальною швидкістю V_{II} бурякозбиральної машини, то з

(56) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{зб.макс}$ коливально-го руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{зб.макс} = \frac{1}{tg\beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II} tg\gamma \right). \quad (57)$$

Тоді з виразу (7) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II} tg\gamma \right). \quad (58)$$

Задаючи різні значення поступальної швидкості V_{II} бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу ω від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

Враховуючи (48)-(50), запишемо вираз (58) у розгорнутому вигляді:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left(\frac{\min \left\{ \frac{[M_{зс}] t_{юд} \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{h \left[4tg\gamma + (4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \right]}, \frac{[F_{розр}] t_{уд} \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{4tg\beta + 4f \sin\psi \sin\delta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \right\}}{m(1+\varepsilon) \times \frac{2tg^2\beta + 2f \sin\psi \sin\delta \cdot tg\beta \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 2tg^2\gamma + \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{(2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}} \right) - V_{II} tg\gamma \quad (59)$$

Отже, остаточно знайдений аналітичний вираз потрібної частоти коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду цукрового буряку при вібраційному його викопуванні.

Висновки:

1. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряку, закріпленого у ґрунті.

2. На основі рівняння ударної взаємодії визначено ударний імпульс та максимальна ударна сила, які виникають при зазначеній взаємодії.

3. З умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструктивних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

Література

1. *Василенко П.М.* Вибрационный способ уборки коренеплодов. / *П.М. Василенко, Л.В. Погорельий, В.В. Брей* // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1970. - №2. – С. 9-13.

2. *Булгаков В.М.* Теорія вібраційного викопування коренеплодів. / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”.- 2003. - Том XIV. – С. 34-86.

3. *Булгаков В.М.* Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – 2004. - Вип. 18. - - С. 8-24.

4. *Булгаков В.М., Головач І.В.* Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. - 2005. - Вип. 39. - Харків: ХНТУСГ. – С. 23-39.

5. *Булгаков В.М.* Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту. / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Техніка АПК. – 2006. - № 6, 7, 8. – С. 36-38;

6. *Булгаков В.М.* Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні. / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. - 2006. – Вип. 44. –Т. 2. - Харків: ХНТУСГ – С. 131-155.

7. *Головач І.В.* Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні. / *І.В. Головач* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Збірник наукових праць. - 2006. –Вип. 44. – Т. 2. - Харків: ХНТУСГ. – С. 77-100.

8. *Погорельий Л.В.* Свеклоубочные машины (конструирование и расчет) // *Л.В. Погорельий, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого.* – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

9. *Погорельый Л.В.* Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). / *Л.В. Погорельый, Н.В. Татьяна* – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
10. *Пановко Я.Г.* Основы прикладной теории колебаний и удара. – Ленинград: Политехника. - 1990. – 272 с.
11. *Пановко Я.Г.* Введение в теорию механического удара. – М.: Наука. - 1985. – 287с.
12. *Бутенин Н.В.* Курс теоретической механики. Т.П. Динамика. / *Н.В. Бутенин, Я.Л. Луни, Д.Р. Меркин* – М.: Наука. - 1985. – 496 с.
13. *Булгаков В.М.* Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу. / *В.М. Булгаков, І.В. Головач* // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв: МДАУ. - 2002. – Вип. 4(18). – Т. I. – С. 37-63.

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ТЕОРИИ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПРИ ВИБРАЦИОННОМ ВЫКАПЫВАНИИ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

В.М. Булгаков, И.В. Головач, Г.Н. Калетник, И.Е. Кравченко

Аннотация - разработаны основные принципы ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с телом корнеплода, закрепленного в почве, при вибрационном выкапывании сахарной свеклы. На основании полученных уравнений, описывающих указанный процесс, определены кинематические и конструктивные параметры выкапывающего рабочего органа из условий неповреждаемости корнеплодов.

RESEARCH OF SHOCK INTERACTION OF A DIGGING OUT EXECUTIVE DEVICE OF A BEET PULLER WITH A ROOT CROP BODY AT VIBRATIONAL EXCAVATION OF A SUGAR BEET

V. Bulgakov, I. Holovach, G. Kaletnik, I. Kravchenko

Summary

The mathematical model of shock interaction of a vibrational digging out executive device with a skew field of the root crop fixed in soil is developed, at vibrational excavation of a sugar beet. On the basis of the received equations describing specified process, are defined kinematic and design data of a digging out executive device from conditions of an undamageability of root crops.

УДК 665.1 – 665.3

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЛАГОТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ МЯТКИ СЕМЯН МАСЛИЧНЫХ КУЛЬТУР В МНОГОЧАННОЙ ПАРОВОЙ ЖАРОВНЕ

Ткаченко А.В., к.т.н.,

Дидур В.В., к.т.н.,

Дидур В.А., д.т.н.,

Ткаченко В.А., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 44-02-74

Аннотация – работа посвящена математическому моделированию влаготепловой обработки мезги в многочанных паровых жаровнях. Получена математическая модель с использованием системы дифференциальных уравнений переноса массы и энергии. Для численных исследований разработана дискретная модель процесса влаготепловой обработки в толстом слое.

Ключевые слова – математическая модель, мезга, влаготепловая обработка, паровая жаровня, уравнения переноса массы и энергии.

Постановка проблемы. Многочанная паровая жаровня предназначена для преобразования мезги из мятки семян клещевины методом влаготепловой обработки. Для этого предварительно проводится инактивация ферментной системы мятки путём увлажнения и нагрева в течение 30 – 40 с насыщенным острым паром до влажности 9,0 – 10,0% и температуры 85 – 90°С. Увлажнение мятки в первом чане производится распылением воды при помощи струи пара, пронизывающей материал при поступлении в чан. Выбор оптимального режима жарения, осуществляемого в чанных жаровнях, сводится к различным изменениям влажности мятки при различных температурах, при разном темпе изменения температуры в течение разных промежутков времени. Рассмотрим толстый плотный слой мятки, расположенный на обогреваемом глухим паром днище. Водяной пар (обычно насыщенный или слегка перегретый) давлением до 0,5 – 0,7 МПа подаётся в паровую рубашку днища он конденсируется и отдаёт тепло поверхности нагрева, а через неё мятке.

От нагретого днища тепло передаётся нижнему слою перемещаемой мезги. При этом слой мятки или мезги будем рассматривать как капиллярно пористое тело. Далее тепло распространяется за счёт теплопроводности в самом слое материала. Кроме того, нижние слои материала нагреваются быстрее, происходит испарение, и образовавшийся пар, пронизывая слой капиллярно пористого материала, отдаёт своё тепло вышележащим слоям. В верхнем чане, где закрыта заслонка в вытяжную трубу жаровни, происходит процесс пропаривания мятки. В последующих чанах процесс пропаривания сочетается с процессом сушки материала. Моделирование этого процесса представляет собой сложную теплофизическую задачу, решение которой позволит оптимизировать энергоёмкие технологические режимы и конструктивные параметры оборудования, предназначенного для этих целей.

Анализ последних исследований. Расчёт влаготепловой обработки в паровых жаровнях обычно сводится к трём основным частям: конструктивному, механическому и тепловому. При конструктивном расчёте определяют размеры чана. Для этого рассчитывают время жарения по одной из эмпирических зависимостей. Затем задаются производительностью жаровни и числом чанов.

Разделив количество мезги, прошедшей через жаровню за время сушки на число чанов, находят количество мятки в чане. Задав диаметр чана, определяют высоту слоя мезги в чане или же задавшись высотой слоя мезги, определяют диаметр чана.

После определения размеров чанов приступают к их механическому расчёту в соответствии с условиями, в которых работает обечайка или днище, по известным теориям прочности. Необходимая мощность для привода мешалки определяется по одному из эмпирических уравнений.

После этого проводят тепловой расчёт каждого чана. Цель теплового расчёта – определить количество пара, потребного на жарение, и необходимую поверхность нагрева. Потребное количество пара определяется из уравнений материального и теплового балансов. По тепловой нагрузке в каждом чане определяют из уравнения Фурье необходимую поверхность нагрева.

Формулировка целей статьи. Целью данной работы является разработка математической модели, обеспечивающей обоснование технологических режимов и основных параметров многочанной жаровни для влаготепловой обработки мезги семян масличных культур.

Основная часть. По осуществлению обогрева чанов глухим паром жаровни можно разделить на три группы: жаровни с обогревом только днищ; жаровни с обогревом днищ и внутреннего парового кольца в верхнем чане; жаровни с обогревом днищ и боковых стенок.

Схемы наиболее употребительных конструкций чанных жаровен даны на рис.1.

В многочанных жаровнях в каждом из последовательно расположенных чанов может быть осуществлена обработка различной интенсивности. Таким образом, при непрерывном жарении необходимое изменение температуры и влажности материала обеспечивается по мере прохождения материала через чаны,

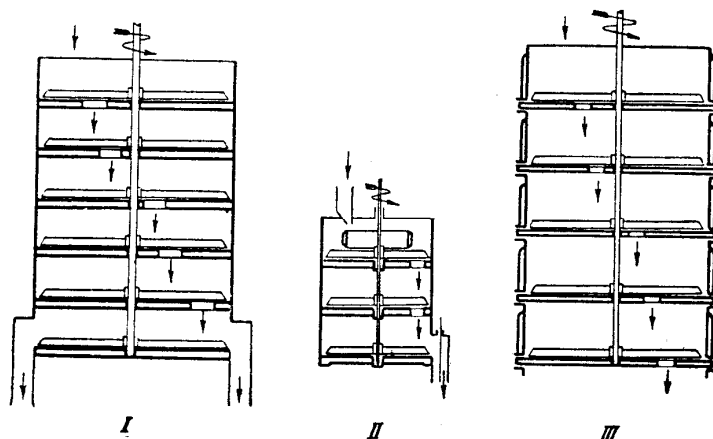


Рис. 1. Типы чанных жаровен (упрощённые схемы):

I – с обогревом днищ – шестичанная жаровня форпрессов ФП и МП; II – с обогревом днищ и внутреннего кольца в верхнем чане – трёхчанная жаровня экспеллеров ЕП; III – с обогревом днищ и боковых стенок – пятичанная жаровня.

Для описания внутреннего влаготеплового обмена в паровой жаровне при влаготепловой обработке мезги семян масличных культур используем систему дифференциальных уравнений переноса энергии и массы, разработанную на основании термодинамики необратимых процессов А.В. Лыковым [1]

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T(X, Fo)}{\partial Fo} &= \frac{\partial^2 T(X, Fo)}{\partial X^2} + \frac{\Gamma}{X} \frac{\partial T(X, Fo)}{\partial X} - Ko^* \frac{\partial \theta(X, Fo)}{\partial Fo}, \\ \frac{\partial \theta(X, Fo)}{\partial Fo} &= (1 - Pn) \cdot Lu \left[\frac{\partial^2 \theta(X, Fo)}{\partial X^2} + \frac{\Gamma}{X} \frac{\partial \theta(X, Fo)}{\partial X} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Безразмерные граничные условия третьего рода применительно к системе уравнений тепло- и массопереноса, сопровождающегося фазовыми превращениями, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial T(l, Fo)}{\partial X} - Bi_q [1 - T(l, Fo)] + (1 - \varepsilon) Ko Lu Ki_m &= 0 \\ \frac{\partial \theta(l, Fo)}{\partial X} + Pn \frac{\partial T(l, Fo)}{\partial X} + Ki_m &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Постоянные начальные условия

$$T(X, 0) = \theta(X, 0) = 0. \quad T = \frac{t - t_0}{t_c - t_0}; \quad \theta = \frac{\theta_0 - \theta}{\theta_0 - \theta_p}.$$

В выражениях (1) – (2) приняты следующие обозначения:

Γ – постоянные формы: для неограниченной плоскости $\Gamma = 0$, для неограниченного цилиндра $\Gamma = 1$ для шара $\Gamma = 2$;

W_1, V_1 – симплексы неравномерности начального распределения потенциалов тепло- и массопереноса.

Индекс p – поверхность.

X – безразмерная координата, $X = \sigma/R$;

σ – текущая координата;

R – характерный размер, равный для неограниченной пластины половине её толщины, а для шара – радиусу).

Критерии подобия тепло- и массопереноса, используемые в рассматриваемой системе дифференциальных уравнений и граничных условиях третьего рода:

$$Fo_q \text{ – теплообменный критерий Фурье, } Fo_q = \frac{a_q t}{d_s^2};$$

$$Fo_m \text{ – массообменный критерий Фурье, } Fo_m = \frac{a_m t}{d_s^2};$$

$$Ko \text{ – критерий Коссовича, } Ko = \frac{rDu}{c_q Dt};$$

$$Ko^* \text{ - модифицированный критерий Коссовича } Ko = \square Ko;$$

$$Lu \text{ – критерий Лыкова, } Lu = \frac{a_m}{a_q};$$

Pn – критерий Поснова, учитывающий перенос влаги массопроводностью;

$$Bi_q \text{ – теплообменный критерий Био, } Bi_q = \frac{\alpha_q d_s}{\lambda_q};$$

Ki_m – массообменный критерий Кирпичёва,

$$Ki_m = \frac{J(\tau) d_s}{\lambda_m \Delta \theta}, \text{ где } J(\sigma) \text{ – поток массы.}$$

В нашем случае граничные условия связывают значения потенциалов переноса на поверхности тела с соответствующими потенциалами среды через заданные значения коэффициентов теплообмена и массообмена или, что тоже самое, через законы конвективного теплообмена и массообмена на поверхности. В качестве закона конвективного теплообмена принимается закон Ньютона, а в качестве закона поверхностного массообмена – закон Дальтона.

Коэффициенты теплообмена (a_q) и массообмена (a_m) в общем случае зависят от режимных параметров и состояния поверхности материала. Для упрощения решений А.В. Лыков принял коэффициенты a_q и a_m , равно как температуру среды t_c , постоянными и одинаковыми для всей поверхности тела.

Условия пропарки и сушки в чанах жаровен несколько иные. Слой материала пронизывается паром, получаемом при испарении воды с самой мезги. Поэтому математические модели, разработанные А. В. Лыковым, должны быть доработаны для этих условий.

Анализ и практика решения системы уравнений с частными производными показывают, что применение классических методов не позволяет эффективно решить эти уравнения и тем самым довести решение задачи до конца.

При применении методов интегральных преобразований эти трудности преодолеваются. Решение модели влаготепловой обработки мятки в многочанной паровой жаровне с использованием классического тела правильной формы в виде цилиндра и граничными условиями третьего рода получено методом интегрального преобразования Лапласа [2,3].

Для распределения безразмерных потенциалов тепло- и массопереноса получены следующие решения:

$$\begin{aligned}
 T(X, Fo) = & 1 - \varepsilon Ko \bar{K}_1 - \frac{1}{2} \varepsilon Ko Lu Ki_m \left(1 - X^2 + \frac{2}{Bi_q} \right) - \\
 & - \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 C_{ni} J_0(v_i \mu_n X) \exp(-\mu_n^2 Fo) - \frac{\varepsilon Ko Ki_m}{v_2^2 - v_1^2} \times \\
 & \times \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 C_{ni} J_0(v_i \mu_n X) \exp(-\mu_n^2 Fo);
 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} \theta(X, Fo) = & Ki_m \left[2Lu Fo - \frac{1}{2}(1 + \varepsilon Ko Pn Lu) \left(\frac{1}{2} - X^2 \right) \right] + \\ & + \frac{1}{\varepsilon Ko} \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 C_{ni} (1 - v_i^2) J_0(v_i \mu_n X) \exp(-\mu_n^2 Fo) + \\ & + \frac{Ki_m}{v_2^2 - v_1^2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 C_{mi} (1 - v_i^2) J_0(v_i \mu_m X) \exp(-\mu_m^2 Fo). \end{aligned} \quad (4)$$

Где

$$C_{n1} = \frac{2}{\mu_n \psi_n} \left[(1 - \varepsilon Ko \bar{K}_1) P_{n2} + \varepsilon Ko Ki_m Q_{n2} \right]; \quad (5)$$

$$C_{n2} = \frac{2}{\mu_n \psi_n} \left[(1 - \varepsilon Ko \bar{K}_1) P_{n1} + \varepsilon Ko Ki_m Q_{n1} \right]; \quad (6)$$

$$\psi_n = v_1 A_{n1} P_{n2} + v_2 B_{n2} Q_{n1} - v_2 A_{n2} P_{n1} - v_1 B_{n1} Q_{n2}; \quad (7)$$

$$Q_{ni} = J_0(v_i \mu_n) - \frac{1}{Bi_q} v_i \mu_n J_1(v_i \mu_n); \quad (8)$$

$$P_{ni} = - \left[\varepsilon Ko Pn + (1 - v_i^2) \right] v_i \mu_n J_1(v_i \mu_n); \quad (9)$$

$$A_{ni} = J_1(v_i \mu_n) + \frac{1}{Bi_q} v_i \mu_n J_0(v_i \mu_n); \quad (10)$$

$$B_{ni} = \left[\varepsilon Ko Pn + (1 - v_i^2) \right] v_i \mu_n J_0(v_i \mu_n); \quad (11)$$

$$C_{m1} = - \frac{2Lu}{\mu_m^2 J_0(v_1 \mu_m)}, \quad C_{m2} = \frac{2Lu}{\mu_m^2 J_0(v_2 \mu_m)}. \quad (12)$$

Характеристические корни μ_n определяются из решения уравнения (13)

$$\left[\varepsilon Ko Pn + (1 - v_1^2) \right] \frac{J_0(v_2 \mu_n)}{v_2 \mu_n J_1(v_2 \mu_n)} - \left[\varepsilon Ko Pn + (1 - v_2^2) \right] \frac{J_0(v_1 \mu_n)}{v_1 \mu_n J_1(v_1 \mu_n)} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{Bi_q} \quad (13)$$

а μ_m – из решения уравнений (14)

$$\left. \begin{aligned} J_1(v_1\mu_m) &= 0; \\ J_1(v_2\mu_m) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Усреднённые по координате безразмерные выражения потенциалов имеют следующие виды:

$$\begin{aligned} \bar{T}(Fo) &= 1 - \varepsilon Ko \bar{K}_1 - \frac{1}{2} \varepsilon Ko Lu Ki_m \left(\frac{1}{2} + \frac{2}{Bi_q} \right) - \\ &- \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 D_{ni} \exp(-\mu_n^2 Fo) - \frac{\varepsilon Ko Ki_m}{v_2^2 - v_1^2} \sum \sum D_{mi} \exp(-\mu_m^2 Fo); \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \bar{\theta}(Fo) &= 2 Ki_m Lu Fo + \frac{1}{\varepsilon Ko} \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 D_{ni} (1 - v_i^2) \exp(-\mu_n^2 Fo) + \\ &+ \frac{Ki_m}{v_2^2 - v_1^2} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 D_{mi} (1 - v_i^2) \exp(-\mu_m^2 Fo), \end{aligned} \quad (16)$$

где

$$D_{ni} = 2C_{ni} \frac{J_1(v_i\mu_n)}{v_i\mu_n}, \quad D_{mi} = 2C_{mi} \frac{J_1(v_i\mu_m)}{v_i\mu_m}. \quad (17)$$

Система дифференциальных уравнений должна замыкаться экспериментальными зависимостями технологических свойств (теплофизические и термодинамические характеристики) перерабатываемой массы и зависимостями, определяющими основные параметры агента сушки.

Математическую модель влаготепловой обработки мятки в толстом неподвижном слое паровой жаровни следует принять как сумму тонких элементарных слоёв. Толстый неподвижный слой условно разбиваем на элементарные слои, а время влаготепловой обработки на малые промежутки времени. Для каждого элементарного слоя в малом промежутке времени в пределах данного интервала потенциалов принимаются постоянные коэффициенты тепло- и массопереноса и термодинамические характеристики. А с переходом из слоя в слой и изменением времени коэффициенты тепло- массопереноса и термодинамические характеристики меняются дискретно.

Влагосодержание и температуру агента сушки следует определять соответственно из материального и теплового баланса.

Материальный баланс по испаряемой влаге можно представить выражением

$$L(\bar{x}_k - \bar{x}_n) = m_m(\bar{u}_n - \bar{u}_k), \quad (18)$$

где L - расход сухого сушильного агента, кг, за время σt , с;
 \bar{x}_k, \bar{x}_n - среднее влагосодержание теплоносителя за время σt на выходе из i -го элементарного слоя и на входе в $(i+1)$ -й элементарный слой, кг/кг;

m_m - масса сухого вещества элементарного слоя соответственно мезги;

\bar{u}_n, \bar{u}_k - средние по объёму влагосодержания мезги на кг сухого вещества соответственно в начале и конце j -го промежутка времени, кг/кг.

Средние по объёму влагосодержания мезги определяем из уравнения (16).

Средние начальные влагосодержания мезги \bar{u}_n определяются из внутреннего тепло- и массопереноса i -го слоя мезги $(j-1)$ -го промежутка времени. Средние конечные влагосодержания мезги \bar{u}_k определяются из внутреннего тепло- и массопереноса i -го слоя мезги j -го промежутка времени. Среднее начальное влагосодержание теплоносителя \bar{x}_n определяется из материального баланса $(i-1)$ -го слоя $(j-1)$ -го промежутка времени.

Из материального балансового уравнения (18) определяем влагосодержание теплоносителя на выходе i -го и на входе $(i+1)$ -го слоёв

$$x_k = \frac{m_m(\bar{u}_n - \bar{u}_k) + Lx_n}{L}. \quad (19)$$

Согласно закону сохранения энергии приход тепла в сушилку должен быть равен его расходу. Следовательно, тепловой баланс влаготепловой обработки i -го слоя в период падающей скорости сушки будет иметь вид:

$$Q_{сгн} + Q_{пн} + Q_{тн} + Q_{вн} = Q_{сгк} + Q_{пк} + Q_{тк} + Q_{вк} + Q_{и} + Q_{пт}, \quad (20)$$

где $Q_{сгн}, Q_{сгк}$ - тепло исходного и отработанного сухого агента

сушки;

$Q_{пн}, Q_{пк}$ - тепло исходной и отработанной паровой фазы агента сушки;

$Q_{тн}, Q_{тк}$ - начальное и конечное тепло твёрдой фазы мезги;

$Q_{вн}, Q_{вк}$ - начальное и конечное тепло жидкой фазы мезги;

Q_n – тепло, затраченное на испарение влаги мезги;

$Q_{пт}$ - потери тепла, Дж.

Индексы обозначают следующее: сг, п, т, в – соответственно сухой газ, паровая фаза газа, твёрдая фаза материала, жидкая фаза материала; и, пт – соответственно испарение влаги, потери тепла; н, к – соответственно начальное, конечное состояния мезги.

После подстановки значений составляющих расхода и поступления тепла в уравнение (20), уравнение теплового баланса примет вид:

$$Lc_{сг}t_{гн} + (r_0 + c_{п}t_{гн})\bar{x}_n L + c_{т}m_{т}t_{тн} + c_{в}\bar{u}_n m_{т}t_{т} = Lc_{сг}t_{гк} + (r_0 + c_{п}t_{гк})\bar{x}_k L + c_{т}m_{т}t_{тк} + c_{в}\bar{u}_k m_{т}t_{тк} + m_{т}\delta(\bar{u}_n - \bar{u}_k)(r_0 + c_{п}t_{т}) + Q, \quad (21)$$

где $c_{г}$, $c_{п}$, $c_{т}$, $c_{в}$ – удельная теплоёмкость соответственно сухого воздуха, пара, сухого вещества, воды, Дж/кг·град;

$t_{гн}$, $t_{гк}$, $t_{тн}$, $t_{тк}$ – температура воздуха (агента сушки) в начале и конце прохода через элементарный слой, температура сухого вещества мезги элементарного слоя в начале и в конце рассматриваемого промежутка времени, °С;

r_0 – удельная теплота парообразования при 0° С и нормальном атмосферном давлении, $r_0=2493$ кДж/кг;

$c_{п}$ – средняя удельная теплоёмкость водяного пара $c_{п} = 1,97$ кДж/(кг·град).

При анализе теплового баланса процесса влаготепловой обработки мезги в элементарном слое рассмотрим следующие периоды процесса: нагрев от начальной температуры материала до заданной температуры; сушку с падающей скоростью, когда температура материала повышается, приближаясь к температуре агента сушки.

Для упрощения расчёта принимаем, что в период нагрева влажного материала испарения влаги не происходит. Поэтому влажность воздуха должна оставаться постоянной, если температура его не опускается ниже температуры мокрого термометра. В случае падения температуры агента сушки ниже температуры мокрого термометра, происходит конденсация влаги.

После соответствующих преобразований уравнения (21), найдем значение температуры теплоносителя на выходе из элементарного слоя i в момент времени j и на входе в элементарный слой $i+1$ в момент времени $j+1$ в период падающей скорости сушки, т. е. при сушке в области гигроскопической влажности

$$t_{\text{ГК}} = \frac{c_{\text{сг}} t_{\text{ГН}} L + (r_0 + c_{\text{п}} t_{\text{ГН}}) \bar{x}_{\text{H}} L + m_{\text{T}} t_{\text{ГН}} (c_{\text{T}} + c_{\text{В}} \bar{u}_{\text{H}})}{(c_{\text{сг}} + c_{\text{п}} \bar{x}_{\text{K}}) L} - \frac{m_{\text{T}} t_{\text{ГК}} (c_{\text{T}} + c_{\text{В}} \bar{u}_{\text{K}}) + m_{\text{T}} (\bar{u}_{\text{H}} - \bar{u}_{\text{Г}}) (r_0 + c_{\text{п}} t_{\text{ГК}}) + r_0 \bar{x}_{\text{K}} L + Q_{\text{ПТ}}}{(c_{\text{сг}} + c_{\text{п}} \bar{x}_{\text{K}}) L} \quad (22)$$

В период нагрева влажного материала от начальной температуры до заданной температуры $Q_{\text{H}} = 0$. Тогда температура агента сушки на выходе из элементарного слоя будет равна

$$t_{\text{ГК}} = \frac{c_{\text{сг}} t_{\text{ГН}} L + (r_0 + c_{\text{п}} t_{\text{ГН}}) \bar{x}_{\text{H}} L + m_{\text{T}} t_{\text{ГН}} (c_{\text{T}} + c_{\text{В}} \bar{u}_{\text{H}})}{(c_{\text{сг}} + c_{\text{п}} \bar{x}_{\text{K}}) L} - \frac{m_{\text{T}} t_{\text{ГК}} (c_{\text{T}} + c_{\text{В}} \bar{u}_{\text{K}}) + r_0 \bar{x}_{\text{K}} L + Q_{\text{ПТ}}}{(c_{\text{сг}} + c_{\text{п}} \bar{x}_{\text{K}}) L} \quad (23)$$

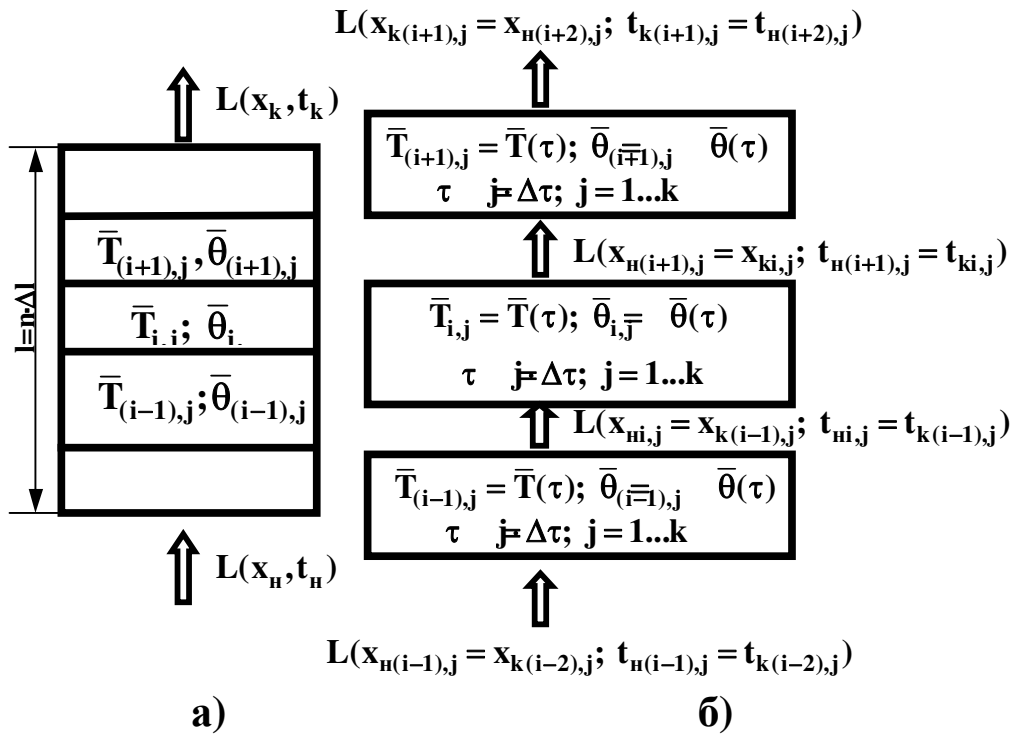


Рис. 2. Дискретная модель процесса влаготепловой обработки мезги в толстом слое многочанной жаровни: а) – разбивка толстого слоя мезги в чане жаровни на тонкие элементарные слои в момент времени j ; б) – схема тепло- и влагообмена процесса.

Для анализа процессов влаготепловой обработки мезги семян масличных культур в толстом слое многочанной паровой жаровне разработана дискретная модель, схема которой приведена на рис.2 [4]. Толстый слой l представлен как сумма из n тонких элементар-

ных слоёв Δl . Время влаготепловой обработки разбивается на малые промежутки времени. Через слой снизу вверх проходит сушильный агент с расходом $L(x_n, t_n)$ кг за время t , с начальным влагосодержанием x_n и начальной температурой t_n . Сушильный агент отдаёт мезге тепло и забирает влагу.

При выходе из толстого слоя влагосодержание сушильного агента повышается до x_k , а температура понижается до t_k . При сушке i -го слоя в j -ом промежутке времени безразмерные потенциалы тепло и влагопереноса $\bar{T}_{ij} = \bar{T}(\tau)$, $\bar{\theta}_{ij} = \bar{\theta}(\tau)$ мезги определяются по формулам (15) и (16). Агент сушки L при входе в элементарный слой i во время j имеет начальное влагосодержание, равное конечному влагосодержанию $(i-1)$ слоя во время $(j-1)$ и начальную температуру, равную конечной температуре $(i-1)$ слоя во время $(j-1)$.

При прохождении агента сушки сквозь элементарные слои температура его понижается, а влагосодержание повышается.

При достижении насыщенного влагосодержания и дальнейшего понижения температуры до точки росы влага конденсируется. Количество конденсируемой влаги в элементарном слое i в момент времени j равно

$$gk = L \cdot (x_{i,j} - x_{max,i,j}). \quad (24)$$

Влагосодержание и температуру агента сушки в каждом элементарном слое определяем соответственно из уравнений материального и теплового баланса элементарного слоя. Численное решение уравнений (15) и (16), позволит построить диаграммы зависимости влажности и температуры мезги семян клещевины в толстом слое чана многочанной жаровни от времени сушки и глубины слоя.

Выводы:

1. Впервые получена математическая модель влаготепловой обработки мезги в многочанных паровых жаровнях с использованием системы дифференциальных уравнений переноса массы и энергии.

2. Для численных исследований разработана дискретная модель процесса влаготепловой обработки в толстом слое, состоящем из элементарных слоёв, в каждом из которых коэффициенты влаго- и теплопереноса, термодинамические характеристики принимаются постоянными, но изменяемыми при переходе из слоя в слой.

3. Для численного исследования процессов влаготепловой обработки мезги на основе полученной модели необходимо экспериментально определить основные теплообменные и влагообменные характеристики изучаемой мезги.

Литература

1. *Лыков А.* Теория тепло- и массопереноса /А. Лыков, Ю. Михайлов. – М.–Л. : Госэнергоиздат. - 1963. – 535 с.
2. *Мартыненко В.С.* Операционное исчисление / В.С. Мартыненко. - Изд. Третье, перераб. И доп. . - К.: Вища шк. - 1973.
3. *Пчёлкин Б.К.* Специальные разделы высшей математики (Функции комплексного переменного. Операционное исчисление)/ Б.К. Пчёлкин. – М.: Высш. шк. - 1973. – 464 с.
4. *Дидур В.А.* Контейнерная технология послеуборочной обработки семян подсолнечника высших репродукций / В.А. Дидур, А.В. Ткаченко //Восточноевропейский журнал передовых технологий. Математика и кибернетика фундаментальные и прикладные аспекты. – Харьков. - 2007. - №3/6. – С. 62 – 72.

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВОЛОГОТЕПЛОВОЇ ОБРОБКИ
М'ЯТКИ НАСІННЯ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР
У БАГАТОЧАННОЇ ПАРОВОЇ ЖАРОВНІ**

О.В. Ткаченко, В.В. Дідур, В.А. Дідур, В.О. Ткаченко

Анотація - робота присвячена математичному моделюванню вологотеплової обробки мезги в багаточанних парових жаровнях. Отримано математичну модель із використанням системи диференціальних рівнянь переносу маси й енергії. Для чисельних досліджень розроблена дискретна модель процесу вологотеплової обробки в товстому шарі.

**MATHEMATICAL MODEL MOISTURE THERMAL OF
PROCESSING SUSPENSION OF SEEDS OF OLIVE CULTURES
IN TUB THE STEAM BRAZIER**

A. Tkachenko, V. Didur, V. Didur, V. Tkachenko

Summary

Work is devoted mathematical modeling moisture thermal process suspension in tub steam braziers. The mathematical model with use of system of the differential equations of carrying over of weight and energy is received. The discrete model of process is developed for numerical researches moisture thermal process in a thick layer.

УДК665.2/3.067.7

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПОЛЯ З ДІЕЛЕКТРИЧНИМИ СУСПЕНЗІЯМИ В БАГАТОЕЛЕКТРОДНИХ СИСТЕМАХ

Назаренко І.П., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619)43-54-32

Анотація - представлені результати теоретичного визначення конструктивних параметрів електродних систем електросепараторів діелектричних суспензій.

Ключові слова – діелектрична суспензія, електрод, сила, частота, біжуче електричне поле, потенціал, електросепарація.

Постановка проблеми. В системах електричної сепарації та очистки дисперсних систем використовують постійне або змінне промислової частоти (50 Гц) електричне поле високої напруженості. Такий підхід є обґрунтованим, якщо система вміщує дисперсійне середовище та дисперсну фазу з властивостями, близькими до ідеальних діелектриків. Такими системами можуть бути дрібні частинки, що знаходяться у повітрі, або у рідині з дуже малим питомим опором (менш ніж 10^{-10} Ом·м. В реальних суспензіях поляризація дисперсних частинок не співпадає з поляризацією рідини, при чому зсув фаз залежить від діелектричної проникності та питомого опору як середовища, так і частинки. Врахування цього ефекту є дуже важливим з точки зору вибору частоти електричного поля при проектуванні пристроїв сепарації та очистки слабопровідних суспензій.

Аналіз останніх досліджень. В роботі [1] надані результати теоретичних досліджень щодо параметрів електросепарації діелектричних рідин та визначені енергетичні показники електросепарації з використанням виразу для сили, що діє на діелектричну частинку в однорідному електричному полі, яка справедлива для ідеальних діелектриків. В роботі [2] отримана графічна залежність частоти електричного поля від вологості шроту, при якій процес очистки соняшникової олії найбільш ефективний.

Формулювання цілей статті. Робота направлена на теоретичне обґрунтування параметрів біжучого електричного поля та конструкти-

вних параметрів електродної системи в пристроях електросепарації дисперсної фази та очистки слабопровідних суспензій.

Основна частина. Розглянемо принципи взаємодії електричного поля з незарядженими дисперсними частинки суспензії, що слабо проводить електричний струм. В суспензії, яка знаходиться в неоднорідному електричному полі можуть виникати сили, пов'язані з поляризацією [3]:

$$\vec{F} = \left(p_x \frac{\partial E}{\partial x} + p_y \frac{\partial E}{\partial y} + p_z \frac{\partial E}{\partial z} \right), \quad (1)$$

де \vec{F} – сила, що діє на частинку в неоднорідному електричному полі, Н;

p_x, p_y, p_z – складові дипольного моменту частинки, Кл·м.

Для визначення сили (1) потрібно розрахувати дипольний момент частинки. Будемо вважати, що така частинка має форму кулі і поміщується в середовище, де існувало однорідне електричне поле. При внесені такої кулі поле зміниться, якщо діелектрична проникність частинки і поля відрізняються. Оберемо центр кулі за початок відліку декартової та сферичної систем координат, а напрямок поля – за напрямком вісі Oz декартової системи. Потенціал поля, що потрібно знайти, повинен задовольняти рівнянню Лапласа:

$$\nabla^2 \varphi = 0, \quad (2)$$

де φ - потенціал електричного поля, В.

Крім цього на великих відстанях в від кулі потенціал поля повинен відповідати потенціалу однорідного поля:

$$\varphi_3 = -Cz = -E_z r \cos \theta, \quad (3)$$

де φ_3 - потенціал зовні кулі (при $r \rightarrow \infty$), В;

z – координата в декартовій системі координат, м;

E_z - напруженість електричного поля; В/м;

r – відстань від початку координат, м;

θ – полярний кут, рад.

Поляризація всередині кулі буде однорідною [3], і тому:

$$\varphi_4 = C_0 z = C_0 r \cos \theta, \quad (4)$$

де φ_4 - потенціал всередині кулі (при $r \leq a$), В;

a - радіус кулі, м;

C_0 - константа, що визначається з граничних умов.

Поляризована куля створює потенціал поверхневого заряду, який відповідає моменту диполя [3]:

$$\varphi_k = \frac{1}{4\pi\epsilon_c} \cdot \frac{p \cos \theta}{r^2}, \quad (5)$$

де ϵ_c – діелектрична проникність середовища, Ф/м;

Зовнішнє електричне поле буде визначатися потенціалами однорідного поля за формулою (3) та потенціалом, що створює поверхневий заряд за формулою (5):

$$\varphi_c = \frac{1}{4\pi\epsilon_c} \cdot \frac{p \cos \theta}{r^2} - E_z r \cos \theta, \quad (6)$$

де φ_c - потенціал електричного поля зовні кулі, В.

Граничними умовами, які дозволяють розрахувати константи C_0 та p є умова безперервності нормальної складової вектора індукції поля та умова безперервності дотичної складової вектора напруженості поля. Складові електричного поля:

$$\begin{aligned} E_\alpha &= 0; \\ E_n^k &= -\frac{\partial \varphi_k}{\partial r} = C_0 \cos \theta; \\ E_\tau^k &= -\frac{1}{r} \frac{\partial \varphi_k}{\partial \theta} = -C_0 \sin \theta; \\ E_n^c &= -\frac{\partial \varphi_c}{\partial r} = E_z \cos \theta + \frac{1}{4\pi\epsilon_c} \frac{2p}{r^3} \cos \theta; \\ E_\tau^c &= -\frac{1}{r} \frac{\partial \varphi_c}{\partial \theta} = \frac{1}{4\pi\epsilon_c} \frac{p}{r^3} \sin \theta - E_z \sin \theta. \end{aligned} \quad (7)$$

де E_α - азимутальна складова електричного поля, В/м;

E_n^k - нормальна складова поля в середині кулі, В/м;

E_τ^k - дотична складова поля в середині кулі, В/м;

E_n^c - нормальна складова поля зовні кулі, В/м;

E_τ^c - дотична складова поля зовні кулі, В/м.

Граничні умови при переході через поверхню зіткнення двох середовищ виражаються співвідношеннями [5]:

$$\begin{cases} E_\tau^k - E_\tau^c = 0 \\ D_n^k - D_n^c = \delta' \end{cases} \quad (8)$$

де δ - щільність поверхневих зарядів, Кл/м²;

D_n^a, D_n^c - нормальні складові вектора індукції всередині та зовні кулі відповідно, Кл/м².

Будемо вважати, що куля знаходиться в квазіпостійному електричному полі, яке змінюється за синусоїдальним законом:

$$\vec{E} = \vec{E}_0 e^{i\omega t}, \quad (9)$$

де E_0 - амплітуда напруженості електричного поля, В/м;

t - уявна одиниця по відношенню до часу;

ω - кутова частота, рад/с;

t - час, с.

У випадку коли, електропровідність середовищ кінцева і не дорівнює нулю, щільність струму через границю повинна задовольняти також рівнянню безперервності:

$$J_n^a - J_n^c = -\frac{\partial \delta}{\partial t}, \quad (10)$$

де J_n^a, J_n^c - нормальна складова щільності струму через границю на внутрішній та зовнішній сторонах границі, А/м².

Беручи до уваги, що середовища в середині кулі та зовні однорідні та ізотропні, та те, що час входить тільки у вигляді множника $\exp(-i\omega t)$ граничні умови (7) можна записати у вигляді:

$$\begin{cases} \dot{E}_r^a - \dot{E}_r^c = 0 \\ \dot{D}_n^a - \dot{D}_n^c = \dot{\delta} \\ \dot{J}_n^a - \dot{J}_n^c = -i\omega \dot{\delta}. \end{cases} \quad (11)$$

Нормальні складові щільності струмів можна виразити через напруженість поля:

$$\begin{cases} \dot{J}_n^a = \sigma_a \dot{E}_n^a \\ \dot{J}_n^c = \sigma_c \dot{E}_n^c, \end{cases} \quad (12)$$

де σ_a, σ_c - питома електропровідність всередині та зовні кулі, См/м.

Умови (8) можна записати враховуючи (9), та виключаючи $\dot{\delta}$ в наступному вигляді:

$$\begin{cases} \dot{E}_r^{\text{ч}} - \dot{E}_r^{\text{с}} = 0 \\ \sigma_{\text{ч}} \dot{E}_n^{\text{ч}} - \sigma_{\text{с}} \dot{E}_n^{\text{с}} = -i\omega(\dot{D}_n^{\text{ч}} - \dot{D}_n^{\text{с}}). \end{cases} \quad (13)$$

Індукція поля:

$$\begin{cases} \dot{D}_n^{\text{ч}} = \varepsilon_{\text{ч}} \dot{E}_n^{\text{ч}} \\ \dot{D}_n^{\text{с}} = \varepsilon_{\text{с}} \dot{E}_n^{\text{с}}, \end{cases} \quad (14)$$

де $\varepsilon_{\text{ч}}$ - діелектрична проникність речовини кулі, Ф/м.

Відповідно до формул (7), (11) умови (13) при $r = a$ мають вигляд:

$$\begin{cases} \dot{E}_z - \frac{1}{4\pi\varepsilon_{\text{с}}} \dot{p} = \dot{C}_0 \\ \sigma_{\text{ч}} \dot{C}_0 - \sigma_{\text{с}} \left(\dot{E}_z + \frac{1}{4\pi\varepsilon_{\text{с}}} \frac{2\dot{p}}{a^3} \right) = -i\omega \left(\varepsilon_{\text{ч}} \dot{C}_0 - \varepsilon_{\text{с}} \left(\dot{E}_z + \frac{1}{4\pi\varepsilon_{\text{с}}} \frac{2\dot{p}}{a^3} \right) \right). \end{cases} \quad (15)$$

З системи (15) отримуємо вираз для визначення дипольного моменту кулі, яка знаходиться в електричному полі:

$$\dot{p} = 4\pi\varepsilon_{\text{с}} a^3 \frac{\varepsilon_{\text{ч}} - i\frac{\sigma_{\text{ч}}}{\omega} - \varepsilon_{\text{с}} + i\frac{\sigma_{\text{с}}}{\omega}}{\varepsilon_{\text{ч}} - i\frac{\sigma_{\text{ч}}}{\omega} + 2\varepsilon_{\text{с}} - i2\frac{\sigma_{\text{с}}}{\omega}} \vec{E}_0 e^{j\omega t}. \quad (16)$$

Визначимо силу, яка діє на частинку в електричному полі відповідно до формул (1), (16):

$$\dot{F} = 4\pi\varepsilon_{\text{с}} a^3 \frac{\varepsilon_{\text{ч}} - i\frac{\sigma_{\text{ч}}}{\omega} - \varepsilon_{\text{с}} + i\frac{\sigma_{\text{с}}}{\omega}}{\varepsilon_{\text{ч}} - i\frac{\sigma_{\text{ч}}}{\omega} + 2\varepsilon_{\text{с}} - i2\frac{\sigma_{\text{с}}}{\omega}} \left(E_x \frac{\partial \vec{E}}{\partial x} + E_y \frac{\partial \vec{E}}{\partial y} + E_z \frac{\partial \vec{E}}{\partial z} \right). \quad (17)$$

Формула (14) дозволяє розрахувати поле сили, якщо відомі електричні властивості суспензії та параметри електричного поля.

В роботі [6] була отримана функція комплексного потенціалу для багаторядної системи електродів, що дозволяє розрахувати параметри електричного поля, яке залежить тільки від двох координат:

$$\begin{cases} W = \frac{1}{\pi} \sum_{k=1}^{n-1} (U_k - U_{k+1}) \ln(\omega - a_k) + (U_n - U_1) \ln(\omega - a_1) + \\ \frac{1}{\pi} \sum_{i=1}^{m-1} (U_i - U_{i+1}) \ln(\omega - c_i) + (U_m - U_1) \ln(\omega - c_1) \\ z = \frac{1}{\pi} \sum_{k=1}^n h \ln(\omega - a_k) + \frac{1}{\pi} \sum_{i=1}^m h \ln(\omega - c_i), \end{cases} \quad (18)$$

де W - комплексний потенціал, В;

U_i - потенціал i - го електроду, В;

ω, z - комплексні змінні, м;

h - відстань між електродами в ряду, м;

c_i, a_k - константи.

Константи c_i, a_k визначаються методом підбору [7].

Для вирішення задачі знаходження поля сил запишемо формулу для сили (17) в комплексній формі відносно координат враховуючи вираз напруженості поля через комплексний потенціал [8]:

$$\dot{\vec{P}} = \dot{A} \left(\left(\frac{\partial U}{\partial x} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \mid \frac{\partial U}{\partial y} \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} \right) + j \left(\frac{\partial U}{\partial y} \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \mid \frac{\partial U}{\partial x} \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} \right) \right) \quad (19)$$

де j - уявна одиниця в комплексній площині відносно координат;

$$\dot{A} = 4\pi\varepsilon_c a^3 \frac{\varepsilon_v - i \frac{\sigma_v}{\omega} - \varepsilon_c + i \frac{\sigma_c}{\omega}}{\varepsilon_v - i \frac{\sigma_v}{\omega} + 2\varepsilon_c - i 2 \frac{\sigma_c}{\omega}}. \quad (20)$$

З іншого боку, використовуючи функцію комплексного потенціалу і враховуючи правила диференціювання комплексної функції можемо записати:

$$\frac{dW_z}{dz} = \frac{\partial U}{\partial y} + j \frac{\partial U}{\partial x}; \quad (21)$$

$$\frac{d^2 W_z}{dz^2} = \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} + j \frac{\partial^2 U}{\partial x^2}. \quad (22)$$

Добуток першої похідної та комплексно зв'язаної величини з другою похідною:

$$\frac{dW_z}{dz} \frac{d^2W_z}{dz^2} = \frac{\partial U}{\partial x} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{\partial U}{\partial y} \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} + j \left(\frac{\partial U}{\partial y} \frac{\partial^2 U}{\partial y^2} + \frac{\partial U}{\partial x} \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial y} \right). \quad (23)$$

Порівнюючи формули (16) та (20) отримуємо вираз для знаходження сили, що діє на поляризовану частинку в електричному полі:

$$\dot{\vec{F}} = \dot{A} \frac{dW_z}{dz} \frac{d^2W_z}{dz^2} \quad (24)$$

Введемо наступні позначення для похідних:

$$\begin{aligned} B &= \frac{dW_{\dot{\omega}}}{d\dot{\omega}} = \frac{1}{\pi} \left(\sum_{k=1}^{n-1} \frac{U_k - U_{k+1}}{\dot{\omega} - a_k} + \frac{U_n - U_1}{\dot{\omega} - a_1} + \sum_{i=1}^{m-1} \frac{U_i - U_{i+1}}{\dot{\omega} - c_i} + \frac{U_m - U_1}{\dot{\omega} - c_1} \right); \\ C &= \frac{d^2W_{\dot{\omega}}}{d\dot{\omega}^2} = -\frac{1}{\pi} \left(\sum_{k=1}^{n-1} \frac{U_k - U_{k+1}}{(\dot{\omega} - a_k)^2} + \frac{U_n - U_1}{(\dot{\omega} - a_1)^2} + \sum_{i=1}^{m-1} \frac{U_i - U_{i+1}}{(\dot{\omega} - c_i)^2} + \frac{U_m - U_1}{(\dot{\omega} - c_1)^2} \right); \\ D &= \frac{dz}{d\dot{\omega}} = \frac{h}{\pi} \left(\sum_{k=1}^{n-1} \frac{1}{\dot{\omega} - a_k} + \frac{1}{\dot{\omega} - a_1} + \sum_{i=1}^{m-1} \frac{1}{\dot{\omega} - c_i} + \frac{1}{\dot{\omega} - c_1} \right); \\ H &= \frac{d^2z}{d\dot{\omega}^2} = -\frac{h}{\pi} \left(\sum_{k=1}^{n-1} \frac{1}{(\dot{\omega} - a_k)^2} + \frac{1}{(\dot{\omega} - a_1)^2} + \sum_{i=1}^{m-1} \frac{1}{(\dot{\omega} - c_i)^2} + \frac{1}{(\dot{\omega} - c_1)^2} \right). \end{aligned}$$

Далі, враховуючи правила диференціювання параметрично заданих функцій, отримуємо наступні формули для знаходження поля сил:

$$\begin{cases} \dot{\vec{F}} = \dot{A} \cdot \frac{B}{D} \cdot \frac{\overline{D} \cdot \overline{C} - \overline{H} \cdot \overline{B}}{(\overline{D})^3}; \\ z = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n h \ln(\dot{\omega} - a_k) + \frac{1}{n} \sum_{i=1}^m h \ln(\dot{\omega} - c_i). \end{cases} \quad (25)$$

Потенціали U_k, U_i , що входять у вирази для B і C мають вигляд:

$$\begin{cases} U_k = U_0 \cos(\omega t + \alpha_k); \\ U_i = U_0 \cos(\omega t + \alpha_i). \end{cases} \quad (26)$$

де α_k, α_i - зсув фаз між потенціалами електродів.

Тому їх добутки, що входять в формулу (22):

$$\begin{aligned}
 U_k U_i &= U_0^2 \cos(\omega t + \alpha_k) \cos(\omega t + \alpha_i) = \\
 &= U_0^2 (\cos(\alpha_k) \cos(\alpha_i) \cos^2(\omega t) + \sin(\alpha_k) \sin(\alpha_i) \sin^2(\omega t) - \cos(\alpha_k) \cdot \\
 &\cdot \sin(\alpha_i) \cos(\omega t) \sin(\omega t) - \sin(\alpha_k) \cos(\alpha_i) \sin(\omega t) \cos(\omega t)). \quad (27)
 \end{aligned}$$

Миттєве значення добутку (27):

$$\begin{aligned}
 U_k U_i &= \frac{U_0^2}{2} (\cos(\alpha_k) \cos(\alpha_i) (1 + \cos(2\omega t)) + \\
 &+ \sin(\alpha_k) \sin(\alpha_i) (1 - \cos(2\omega t)) - \cos(\alpha_k) \sin(\alpha_i) \sin(2\omega t) \\
 &- \sin(\alpha_k) \cos(\alpha_i) \sin(2\omega t)). \quad (28)
 \end{aligned}$$

Залишимо з формули (28) лише постійну складову. Змінна складова має кутову частоту 2ω і її середня за період величина дорівнює нулю. Тоді для дійсної частини формул (25):

$$U_k U_i = \frac{U_0^2}{2} (\cos(\alpha_k) \cos(\alpha_i) + \sin(\alpha_k) \sin(\alpha_i)). \quad (29)$$

Аналогічно запишемо вираз для уявної частини сили за формулами (25):

$$U_k U_i = \frac{U_0^2}{2} (\cos(\alpha_k) \sin(\alpha_i) - \sin(\alpha_k) \cos(\alpha_i)). \quad (30)$$

Формули (25), (29) та (30) дозволяють розрахувати складові вектора сили.

Для розрахунку і візуалізації топографії поля сил в дворядній системі циліндричних електродів, що реалізують біжуче електричне поле була використана програма «Matlab». Потенціали на електродах задавались для симетричної трифазної напруги.

На рисунку 1 показана топографія X - складової вектора сили, що діє вздовж ряду електродів в біжучому електричному полі. Відношення відстані між електродами в ряду до відстані між рядами (l/h) складає 1:2. Цілком очевидно, що при зміні цього співвідношення, зміниться картина поля сил та електричного поля.

Очевидно, що основним фактором, який лімітує збільшення напруги на електродах з метою збільшення сил є напруженість поля пробною рідиною. Для визначення величини l/h , при якому середня сила буде максимальною за умовою рівності напруженості поля на поверхні електродів були розраховані та побудовані топографії поля для різ-

них значень l/h . Амплітудні значення потенціалів електродів при розрахунках приймалися рівними 1 В. Середнє значення сили визначалось за формулою

$$F_{\text{ср}} = \left(\frac{E_{\text{пр}}}{E_{\text{max}}} \right)^2 \frac{1}{\sum S_i} \sum F_i \cdot S_i, \quad (31)$$

де $E_{\text{пр}}$ – пробивна напруженість електричного поля, В/м;

E_{max} – максимальна напруженість поля в міжелектродній області, В/м;

S_i – площа i -го прямокутника, м²;

F_i – середнє значення сили в i -му прямокутнику, Н.

Величина пробивної напруженості поля приймалась рівною 1В/м.

За отриманими даними була побудована залежність (рисунок 2), яка дозволила визначити інтервал зміни величини $l/h = 0,3 - 0,5$, в якому забезпечується максимальна середня сила, що діє на частинки в біжучому електричному полі.

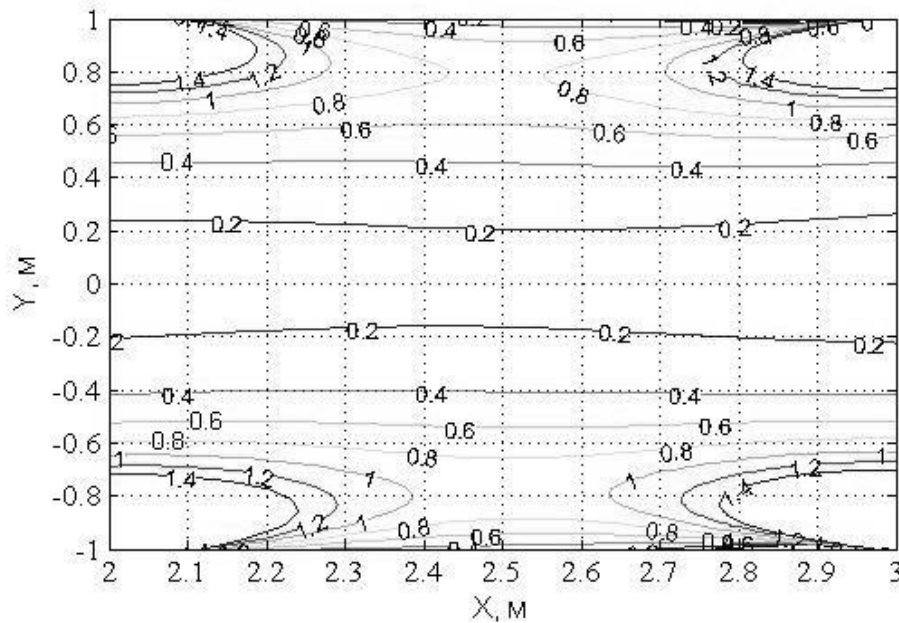


Рис. 1. Топографія X - складової вектора сили, що діє вздовж ряду електродів в біжучому електричному полі при $l/h = 0,5$.

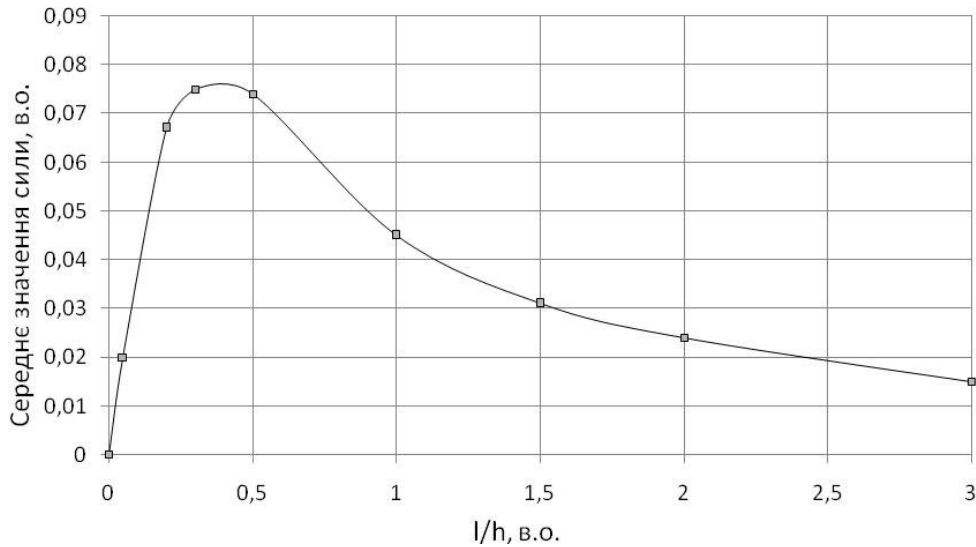


Рис. 2. Залежність середнього значення X – складової сили, що діє на частинку в біжучому полі від величини l/h .

Висновки. Дослідження взаємодії електричного поля з діелектричними суспензіями в багатоелектродних системах дозволило визначити наявність взаємозв'язку між середньою величиною сили, що діє на дисперсну частинку та конструктивними параметрами електродної системи. Величина цієї сили буде максимальною в інтервалі зміни величини відношення відстані між електродами в ряду до відстані між рядами від 0,3 до 0,5.

Література

1. Назаренко І.П. Теоретичні дослідження енергетичних показників камерного електросепаратора / І.П. Назаренко, М.О. Рубцов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету / відп. за вип. В. А. Дідур. - Мелітополь, 2009. - Вип. 9, т. 2. - С. 68-73.
2. Назаренко І.П. Обґрунтування частоти біжучого електричного поля в пристроях очистки діелектричних рідин / І.П. Назаренко // Праці Таврійського державного агротехнічного університету / відп. за вип. Ф. Ю. Ялпачик. - Мелітополь, 2010. - Вип. 10, т. 3. - С. 171-175.
3. Ландау Л.Д. Теоретическая физика: Учеб. пособие. В 10 т. Т.2. Теория поля / Л.Д. Ландау, Е.М. Лившиц.- М.: Наука, 1988. – 512 с.
4. Ландау Л.Д. Электродинамика сплошных сред / Л.Д. Ландау, Е.М. Лившиц.- М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. – 532 с.
5. Стрэттон Д.А. Теория электромагнетизма / Д.А. Стрэттон. – М.: Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1948. – 541 с.

6. *Назаренко І.П.* Моделювання біжучого електричного поля в електросепараторах діелектричних суспензій / *І.П. Назаренко* // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010.- Вип.101.- С. 137-138.
7. *Лаврентьев М.А.* Методы теории функции комплексного переменного / *М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат.*- М.: Наука, 1987. – 740 с.
8. *Миролюбов Н.Н.* Методы расчета электростатических полей / *Н.Н. Миролюбов, М.В. Костенко, М.Л. Левинштейн, Н.Н. Тиходеев.* – М.: Высшая школа, 1963. - 415 с.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПОЛЯ С ДИЭЛЕКТРИЧЕСКИМИ СУСПЕНЗИЯМИ В МНОГОЭЛЕКТРОДНЫХ СИСТЕМАХ

И.П. Назаренко

Аннотация - представлены результаты теоретического определения конструктивных параметров электродных систем электросепараторов диэлектрических суспензий.

THEORETICAL RESEARCHES OF CO-OPERATION OF ELECTRIC PAUL WITH DIELECTRIC SUSPENSION IN SYSTEMS OF MULTIELECTRODES

I. Nazarenko

Summary

The results of theoretical determination of structural parameters of the systems of electrodes of electro-separators of dielectric suspension are presented.

УДК 536.7

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОВИХ МАШИН ШЛЯХОМ АНАЛІЗУ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЗРАЗКІВ

Ломейко О.П., к.т.н.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

Кулінченко В.Р. д.т.н.,

Національний університет харчових технологій

Тел. (0619) 42-10-04

Анотація – розглядається вплив температур на ефективність роботи теплових машин, аналізуються цикли Лоренца і Карно як зразкові термодинамічні цикли при підтримуванні усталених температурних режимів.

Ключові слова – термодинаміка, зразковий цикл, теплова ізоляція, холодильна машина, оборотність.

Постановка проблеми. У цій роботі автори намагаються установити характеристики циклів, які впливають на енергетичну ефективність, і дати можливість оцінити контури чисто інженерних параметрів установок. Крім цього, за останні роки приділялося багато уваги ексергетичному методу аналізу теплоенергетичних і холодильних установок, тому доцільно виявити межі доцільності використання цього методу під час аналізу дійсних процесів і на необхідність уточнення певних уявлень.

Аналіз останніх досліджень. Хоч дві галузі техніки – теплоенергетика і холодильна техніка – мають свої особливості, але аналіз термодинамічних процесів у них має багато спільного, що ми вважаємо за доцільне не тільки не виконувати повного розмежування аналізу прямих і зворотних циклів, а, навпаки, виявити їх спільність. Такий загальний аналіз корисний для дослідження техніки, яка працює у тій і другій областях. Історія реалізації газового циклу Стерлінга, який по чергово застосовувався спочатку як тепловий, потім як холодильний і знову як тепловий, переконливо стверджує доцільність такого узагальнення.

Постановка завдання. Завданням статті є розкриття питання про оборотність і виявлення деяких загальних положень, що стосуються циклів, які слід розглядати як термодинамічні зразки для дійсних процесів. Ці термодинамічні цикли будемо називати зразковими.

Основна частина. Вплив граничних температур на ефективність роботи теплових машин. Якщо джерела теплоти (тіла A і B) не змінюють під час теплообміну своїх температур, то єдино можливим циклом, в якому будуть дотримуватися умови оборотності, буде цикл Карно. Ясно, що тільки ізотермічні процеси надання тілу і відняття від нього теплоти при поставлених обмеженнях будуть задовольняти умови зовнішньої оборотності, якщо температура тіла під час процесу буде весь час нескінченно близька до постійної температури джерела. Для переходу тіла від низького температурного рівня до високого (чи навпаки) можливі, при виконанні умов внутрішньої оборотності, тільки ізоентропічні процеси.

Отже, при наявності двох джерел теплоти (тіл A і B) з постійними температурами єдино можливим оборотним циклом буде чи цикл, який складається з двох ізотермічних і двох ізоентропійних процесів, тобто цикл Карно, чи ідеальний регенеративний цикл з ізотермічними процесами теплообміну. Останній може мати ряд практичних переваг перед першим.

Намагання до такого роду зразкових циклів має зміст тільки у тому випадку, якщо джерело зберігає постійні температури. Якщо ж температури джерел під час підведення і відведення теплоти будуть змінюватися (з термодинамічної точки зору можна вважати, що у цьому випадку є нескінченна множина джерел теплоти, кожне з яких має свою певну температуру), то для виконання умов зовнішньої оборотності температура робочого тіла повинна точно слідувати цим змінам. До цього питання ще повернемося, а зараз розглянемо найпростіший випадок, який відповідає умові за якої джерела теплоти зберігають сталість температури.

Зразком для такого випадку для всіх схем є прямий чи зворотний цикл Карно. Енергетична ефективність довільної теплоенергетичної установки, в якій можна реалізувати оборотні цикли Карно, буде залежати тільки від температур джерел (тіл A і B), властивості робочого тіла впливати на неї не будуть. Значення трьох коефіцієнтів, які характеризують ефективність циклів Карно, виражаються через температури джерел наступним чином:

$$\eta_t = \frac{T_G - T_0}{T_G}; \quad \varepsilon = \frac{T_X}{T_0 - T_X}; \quad \varphi = \frac{T_G}{T_G - T_0}. \quad (1) (2) (3)$$

Вплив зміни граничних температур на значення коефіцієнтів η , ε і φ різне. Але всі три коефіцієнта мають суттєвий вплив на зміну нижчої температури, ніж на зміну верхньої.

Так, для прямого циклу вплив зміни граничних температур на термодинамічний ККД визначається наступними рівняннями:

$$\frac{\partial \eta_t}{\partial T_t} = \frac{T_0}{T_t^2} \quad \text{і} \quad \frac{\partial \eta_t}{\partial T_0} = -\frac{T_t}{T_t^2},$$

а тому що завжди $T_0 < T_t$, то і

$$\left| \frac{\partial \eta_t}{\partial T_t} \right| < \left| \frac{\partial \eta_t}{\partial T_0} \right|.$$

Таким чином, зміна верхньої граничної температури у меншому ступені впливає на зміну термічного ККД, ніж зміна нижньої граничної температури.

На холодильний коефіцієнт зворотного циклу зміна верхньої температури також впливає в меншому ступені, ніж зміна нижньої. Виходячи з рівняння (2), отримуємо:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial T_0} = -\frac{T_x}{(T_0 - T_x)^2} \quad \text{і} \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial T_x} = \frac{T_0}{(T_0 - T_x)^2},$$

звідки,

$$\left| \frac{\partial \varepsilon}{\partial T_0} \right| < \left| \frac{\partial \varepsilon}{\partial T_x} \right|.$$

Так само можна показати, що

$$\frac{\partial \varphi}{\partial T_t} < \frac{\partial \varphi}{\partial T_0}.$$

Нами розглянуті значення основних термодинамічних характеристик прямих і зворотних циклів (величини η_t , ε і φ) у випадку оборотного проходження процесів, тобто при дотриманні зовнішньої і внутрішньої оборотності.

Розглянемо тепер цикли другої групи, тобто такі, які задовольняють умови оборотності, але є зовні незворотними.

Вважаємо що є внутрішньо оборотний цикл Карно, в якому теплообмін з джерелами теплоти відбувається незворотно при досить великих різницях температур ΔT і ΔT_0 (рис.1).

Таким чином, температура T робочого тіла під час надходження теплоти буде:

$$T = T' + \Delta T,$$

а температура T_0 робочого тіла в процесі відняття теплоти дорівнює:

$$T_0 = T'_0 + \Delta T_0.$$

Очевидно, що температурний ККД зовнішньо незворотного циклу $ABCD$ дорівнює термічному ККД повністю оборотного циклу Карно, в якого джерела теплоти мають температури рівні відповідно T і T_0 .

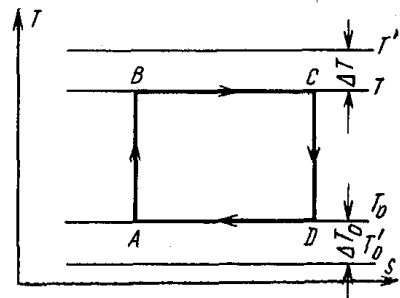


Рис.1. Цикл Карно із зовні незворотним теплообміном

Таку заміну зовнішньо незворотного циклу на цикл повністю оборотний, але таким, що реалізується з джерелами теплоти, які мають більш вузький інтервал температур, ми будемо застосовувати у подальшому.

У зворотному циклі з зовнішньою незворотністю подібна заміна теж можлива, але температурний інтервал джерел теплоти у відповідному зворотному циклі необхідно брати не вузьким, а більш широким.

Для внутрішньо оборотних процесів наявність кінцевої різниці температур під час теплообміну з джерелом (зовнішня незворотність) впливає на загальний ступінь досконалості зворотного циклу по іншому, ніж для прямого. При порівняно невеликих значеннях різниці $(T - T_0)$ зовнішня незворотність впливає на прямий цикл сильніше, ніж на оборотний. Більший вплив зовнішньої незворотності на зворотний цикл, ніж на прямий, спостерігається у тих випадках, коли температура холодного джерела T_0 наближається до абсолютного нуля. При певних значеннях T , T_0 , ΔT і ΔT_0 вплив зовнішньої незворотності може бути і однаковим.

Наявність внутрішньої незворотності суттєво ускладнює поставлену задачу, і відповідь на питання про вплив зовнішньої незворотності на досконалисть прямого і зворотного циклів, що залежить від властивостей робочого тіла. Для сімейства циклів, наведених на рис.1, наближення температури нижнього джерела до абсолютного нуля не приводить до протиріччя з другим початком термодинаміки.

З рівняння $\eta_t = (T - T_0)/T$ виходить, що при $T_0 = 0$ термічний ККД $\eta_t = 1$. У цьому граничному випадку вся теплота, яка надходить від джерела, повинна перетворюватися в механічну роботу. Може здатися, що у випадку, коли приймач теплоти має температуру рівну абсолютному нулю, то принцип вічного двигуна другого роду повинен порушатися і, як наслідок, постулат про недосяжність абсолютного нуля, який витікає з другого початку термодинаміки.

Перед усім необхідно мати на увазі, що у виразі для ККД циклу повинна фігурувати температура робочого тіла, а не температура джерел. Внаслідок неминучої наявності зовнішньої незворотності під час теплообміну здійснення зворотного циклу з температурою робочого тіла, яка дорівнює абсолютному нулю, вимагала б наявності нижнього джерела нижчою, хоч би на нескінченно малу величину.

Рішення цього питання дає третій початок термодинаміки, згідно з яким при прямуванні абсолютної температури тіла до нуля значення теплоємності і абсолютної ентропії також прямують до нуля, внаслідок цього просто зникає можливість реалізації циклу з нижньою температурою $T_0=0$.

Якщо стан термодинамічної системи визначається двома незалежними змінними – температурою T і параметром x , то її ентропія S у

відповідності з другим початком термодинаміки є безперервною функцією T і x , тобто $S=F(T, x)$. Отже третій початок термодинаміки виявляє тільки те, що $F(0, x)=0$, тобто це значить, що ніякого протиріччя між другим і третім початком не існує, а другий початок справедливий при любых температурах, у тому числі і при $T_0 = 0$.

Щоб запобігти помилки при тлумачення зв'язків між другим і третім початком, необхідно чітко уявляти умови граничного переходу у виразі третього початку $\lim_{T \rightarrow 0} F(T, x) = 0$. Тому що T і x є незалежними змінними, то при цьому граничному переході слід вважати $x = \text{idem}$. Якщо $\Delta S = S_2 - S_1$, де $S_1 = F(T, x_1)$, а $S_2 = F(T, x_2)$, то при $x_1 = \text{idem}$ і $x_2 = \text{idem}$ $\lim_{T \rightarrow 0} \Delta S = 0$.

Якщо аналізувати цикл Карно, в якому $\Delta S = \text{const}$ (при цьому, безумовно, x_1 і x_2 не зберігають постійних значень), то необхідно виключити з розгляду ізотерму $T = 0$. Робити на підставі цього висновки про області застосування законів неможна, тому що виключення ізотерми $T = 0$ безпосередньо зв'язане з допущенням про те, що $\Delta S = \text{const}$. Ось чому, розглядаючи сімейство циклів Карно з $\Delta S = \text{const}$, незаконно включати до цього сімейства цикл з ізотермою $T = 0$, для якої у відповідності з третім початком $\Delta S = 0$.

Таким чином, недосяжність абсолютного нуля температури не витікає з другого закону термодинаміки, а є наслідком третього початку, який описує специфічні властивості речовини при дуже низьких температурах.

Цикл Лоренца. Часто на практиці джерела теплоти (тіла A і B) змінюють свою температуру під час теплообміну. При наданні робочому тілу теплоти температура джерела A зменшується, а при відніманні від робочого тіла теплоти температура джерела B підвищується. Для виконання умов зовнішньої оборотності температура робочого тіла повинна при цьому змінюватися так само, як змінюється температура джерел, для того щоб у кожній точці процесу здійснювалася рівновага між робочим тілом і джерелом теплоти.

У цьому випадку цикл, який складається з двох адіабат і двох ізотерм, неможна розглядати як зразковий. Умові рівності нулю прирощення сумарної ентропії системи буде відповідати, як і завжди, оборотний цикл, круговий же процес Карно у даному випадку (при змінних температурах джерел) приведе до зростання ентропії системи.

Ізотермічні ділянки, характерні для циклу Карно, необхідно замінити тепер на зовнішньо оборотні процеси, за яких температура робочого тіла з точністю слідує за змінами температури джерел теплоти.

Принципова схема, подібна наведеній на рис.1, повинна для цього випадку складатися якби з нескінченної кількості тіл A (A_1, A_2, A_3, \dots) і B (B_1, B_2, B_3, \dots). Різниця температур між сусідніми тілами $A_1, A_2,$

A_3, \dots , так само як і між тілами B_1, B_2, B_3, \dots , повинна при цьому складати нескінченно малу величину.

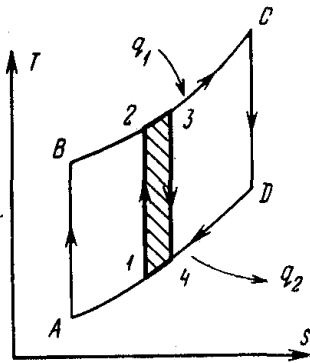


Рис.2. Оборотний цикл зі змінними температурами джерел теплоти

Повністю оборотний цикл зі змінними температурами в процесах надання і відіймання теплоти (цикл $ABCD$ на рис.2) можна представити, як сукупність елементарних циклів Карно 12341. Можна вважати, що у оборотному циклі $ABCD$ теплота передається від джерел теплоти A_1, A_2, A_3, \dots робочому тілу ізотермічними ділянками елементарних циклів Карно і аналогічно віднімається джерелами B_1, B_2, B_3, \dots від робочого тіла.

Любе відхилення від оборотного циклу $ABCD$, який інколи називають циклом Лоренца, є джерелом втрат, пов'язаних із зовнішньою незворотною, воно веде до збільшення ентропії системи і, як наслідок, викликає втрати роботи. Для зворотного циклу таке відхилення від оборотного зразка викличе необхідність затрат додаткової роботи. У більшості теплоенергетичних установок оточуючим середовищем є потік речовини (води чи повітря) з обмеженою теплоємністю, у зв'язку з цим робоче тіло повинно копіювати хід температури середовища. Дуже часто цикл Лоренца варто вибирати як зразковий під час аналізу холодильних установок, особливо у тих випадках, коли призначення зворотного циклу складається з охолодження тіла до заданої температури.

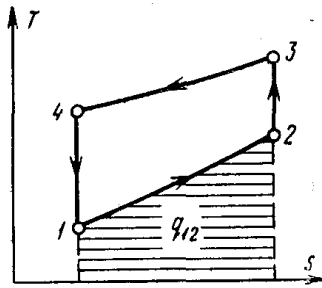


Рис.3. Зворотний цикл Лоренца

Розглянемо деякі характеристики оборотного циклу Лоренца, наведеного на рис.3. Під час аналізу вважаємо, що теплоємності в процесах теплообміну постійні, і прийнемо наступні позначення c – теплоємність у процесі 12; c_h – теплоємність у процесі 34; $a=c/c_h$; $\tau=T_1/T_2$; $\tau_h=T_4/T_3$; $\tau_0=T_1/T_4$. Тому що нами розглядається зворотний цикл, то для нього справедлива рівність $\int dq/T = 0$ яка приводить до наступного зв'язку між температурами у вузлових точках:

$$\tau_h = \tau^a \quad (4)$$

З урахуванням останнього співвідношення холодильний коефіцієнт ε_a і тепловий коефіцієнт φ_a циклу можна виразити наступними формулами:

$$\varepsilon_a = \frac{q_{12}}{q_{34} - q_{12}} = \frac{1}{\frac{1}{a\tau_0} \frac{\tau^{-a} - 1}{\tau^{-1} - 1} - 1}; \quad \varphi_a = \frac{q_{34}}{q_{34} - q_{12}} = \frac{1}{1 - a\tau_0 \frac{\tau_h^{-1/a} - 1}{\tau_h^{-1} - 1}}. \quad (5) \quad (6)$$

В останніх співвідношеннях за вихідні температури прийнято для холодильного циклу T_1, T_2 і T_4 , а для циклу теплового насосу – T_1, T_3 і T_4 , тому ε_a виражається через τ_0 і τ , а величина φ_a – через τ_0 і τ_h . Рівняння (5) і (6) справедливі для любых оборотних циклів Лоренца, незалежно від властивостей робочої речовини. Єдине обмеження криється у сталості теплоємності процесів 12 і 34. Розглянемо деякі окремі випадки. Так при $a = 1$ теплоємності процесів підведення і відведення теплоти рівні, тоді холодильний коефіцієнт циклу Лоренца визначається через температури

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{\frac{1}{\tau_0} - 1} = \frac{1}{\frac{T_4}{T_1} - 1}. \quad (7)$$

Цей вираз співпадає з формулою для холодильного коефіцієнта повітряної холодильної машини. Цього можна було чекати, тому що цикл цієї машини є окремим випадком циклу Лоренца при $a = 1$. Певний інтерес представляє аналіз характеристик циклу Лоренца при $T_2 = T_4$, що відповідає також рівності $\tau_0 = \tau$. Такий цикл є еталоном для багатьох типів холодильних установок, задача яких зводиться до охолодження тіл від температури середовища до заданої температури T_1 . При $\tau_0 = \tau$ холодильний коефіцієнт циклу Лоренца становить:

$$\varepsilon' = \frac{1}{\frac{1}{a} \frac{\tau^{-a} - 1}{1 - \tau} - 1}. \quad (8)$$

Зі зменшенням a холодильний коефіцієнт ε' збільшується, досягаючи максимального значення при $a \rightarrow 0$:

$$\varepsilon_\ell = \lim_{a \rightarrow 0} \varepsilon' = \frac{1}{\frac{\ln \tau^{-1}}{1 - \tau} - 1}. \quad (9)$$

Порівняємо тепер витрати енергії, які необхідно затратити для охолодження тіла за допомогою оборотного циклу Лоренца і за допомогою отриманого циклу Карно, в якому від охолоджуваного тіла теплота відводиться при температурі T_1 , рівній найменшій температурі циклу Лоренца. При цьому в граничному випадку вважаємо, що передача теплоти середовищу в обох циклах відбувається ізотермічно.

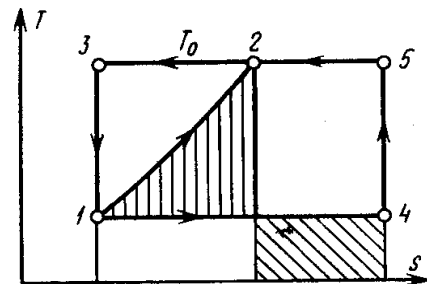


Рис.4. Співставлення трикутного циклу з циклом Карно

Такий трикутний цикл Лоренцо наведений в T, s -діаграмі на рис.4 контуром 1231, а цикл Карно, який забезпечує ту саму холодопродуктивність – контуром 14531.

Можна переконатися в тому, що робота, яка тратиться в трикутному циклі Лоренца при тій же холодопродуктивності, менша, ніж у циклі Карно. Відношення затрат роботи у цих циклах визначається оберненим відношенням їх холодильних коефіцієнтів

$$\frac{\varepsilon_K}{\varepsilon_\Delta} = \frac{\tau}{1-\tau} \left(\frac{\ln \tau^{-1}}{1-\tau} - 1 \right). \quad (10)$$

У цьому рівнянні символом ε_Δ позначається холодильний коефіцієнт трикутного циклу.

Очевидно, що при $\tau \rightarrow 1$ $\lim \frac{\varepsilon_K}{\varepsilon_\Delta} = \frac{1}{2}$, а при $\tau \rightarrow 0$ $\lim \frac{\varepsilon_K}{\varepsilon_\Delta} = 0$.

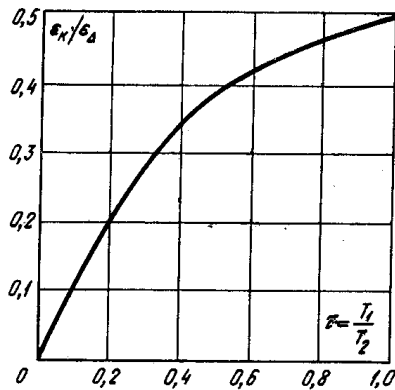


Рис.5. Залежність ступеня термодинамічної досконалості від відношення температур

Отже, при охолодженні тіл в процесах з постійною теплоємністю енергетична ефективність циклу Лоренца не менше, ніж удвічі перевищує цикл Карно. Цю обставину ілюструє графік на рис.5, при побудові якого використаний вираз (10).

Розглядаючи графік, ми бачимо, що застосування трикутного циклу доцільне при любых значеннях τ , хоч найбільші енергетичні переваги мають місце при глибокому охолодженні (при малих значеннях τ). Наприклад, при охолодженні від температури середовища $T_c = T_2 = 300$ К до температури 280 К ($\tau \approx 0,93$) витрати енергії у циклі Лоренца в 2,04 рази менші, ніж у циклі Карно, а при охолодженні до 100 К застосування циклу Лоренца зменшує витрати енергії в 3,03 рази у порівнянні з циклом Карно. При охолодженні до водневих температур ці витрати енергії скорочуються ~ 10 разів, а до гелієвих температур – більш ніж у 20 разів.

Під час аналізу циклу Лоренца приймалося, що теплоємності постійні. У дійсності не завжди робочому тілу в процесі охолодження і нагрівання можна приписувати постійну теплоємність. У цих випадках еталонний цикл зручно розділити на декілька циклів, у яких теплоємність можна вважати незалежною від температури.

Економія у витраті енергії, наведена вище, буде мати місце тільки при охолодженні, але не у випадку підтримування низької температури на постійному рівні. В останньому випадку еталонним циклом не-

обхідно вибирати цикл з постійною температурою відведення теплоти від охолоджувального простору, хоч для підтримування низької температури на постійному рівні не завжди цикл Карно буде відповідати мінімуму енергетичних втрат.

Зразкові цикли при підтримуванні постійної температури. Як було показано раніше, що при наявності двох джерел теплоти з постійними температурами умові оборотності буде відповідати цикл Карно (чи ідеальний регенеративний цикл з ізотермічними процесами підведення і відведення теплоти). Але це положення вимагає більш детального аналізу з урахуванням ролі термічної ізоляції, яка, зменшуючи надходження теплоти із зовні, дозволяє в обмеженому просторі підтримувати на постійному рівні низьку температуру.

Реалізувати абсолютно адіабатну оболонку, тобто термоізоляцію, яка не пропускає зовсім теплоти, неможливо, але варто мати на увазі, що зменшення притоків теплоти через ізоляцію приводить до зменшення витрат енергії на генерацію холоду в машині.

Розглянемо проблему перспективного зразкового циклу з урахуванням процесів теплопередачі, які відбуваються в термоізоляції. Вирішення цієї проблеми може допомогти організувати такі процеси, які у сукупності наближаються до оборотних. Щоб досягнути цього, необхідно отримати таку ізоляцію, яка дозволила б штучно відводити теплоту від неї при температурах більш високих, ніж в холодильних камерах, і передавати цю теплоту робочим тілам додаткових холодильних машин.

Розглянемо схему, в якій досліджуваній об'єкт є частина простору, в якому підтримується постійна температура, а теплова ізоляція конструктивно виконана так, що на шляху теплового потоку установлені охолоджувані екрани (рис.6). Це така схема, коли до термоізоляції, яка обмежує простір холодильної камери, введені відводи теплоти; холод у цих відводах теплоти виробляється за більш високих температур, ніж та, яка підтримується постійно в охолоджувальному просторі.

Таким чином, підтримування низької температури в охолоджуваному просторі здійснюється в наведеній схемі не одною холодильною машиною, а серією машин, які виробляють холод на різних температурних рівнях. Ці окремі холодильні

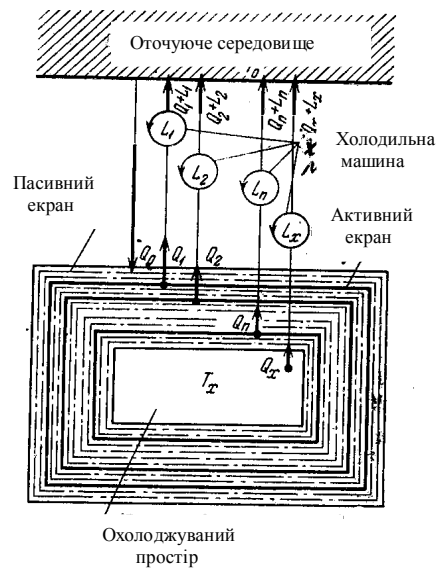


Рис.6. Принципова схема теплової ізоляції холодильної камери з відводами теплоти

ні машини можна розглядати як елементи схеми холодильної установки, яка складає єдиний комплекс.

Аналогічну систему можна здійснити і для теплових машин, якщо у шарі ізоляції камери згорання організувати систему відведення теплоти з температурами, меншими ніж у камері, і такими, що зменшуються у напрямку до зовнішньої поверхні ізоляції. Від цих відводів теплоти (додаткових джерел) теплота повинна передаватися робочим тілам додаткових теплових машин.

Принципова схема камери згорання і систем відведення теплоти з ізоляції, що йде на живлення теплових машин, наведена на рис.7. Вона аналогічна попередній схемі (рис.6), але відрізняється від неї тим, що у ній холодильні машини, які виробляють холод на проміжних температурних рівнях, замінені на теплові машини, які виробляють енергію при різних температурах.

За допомогою співвідношень нерівноважної термодинаміки виконаємо аналіз умов, за яких у розглядуваній системі незворотні втрати будуть зведені до мінімуму. Цей аналіз дозволить виявити термодинамічний зразок для розглядуваного комплексу. При цьому будемо враховувати зміну теплопровідності ізоляційного матеріалу в залежності від температури.

Величина втрат в ізоляції за одиницю часу визначається з виразу:

$$E = T_0 \frac{dS}{dt}, \quad (11)$$

де T_0 – температура оточуючого середовища; S – ентропія, яка виникає в ізоляції під час відведення (чи підводу) від неї теплоти; t – час.

Найменші втрати має ізоляційна конструкція з мінімальною швидкістю виникнення ентропії dS/dt . Для розглядуваної одновимірної задачі величина dS/dt визначається методами нерівноважної термодинаміки як

$$\frac{dS}{dt} = F \int_{x_1}^{x_2} \lambda(T) \left(\frac{1}{T} \frac{dT}{dx} \right)^2 dx, \quad (12)$$

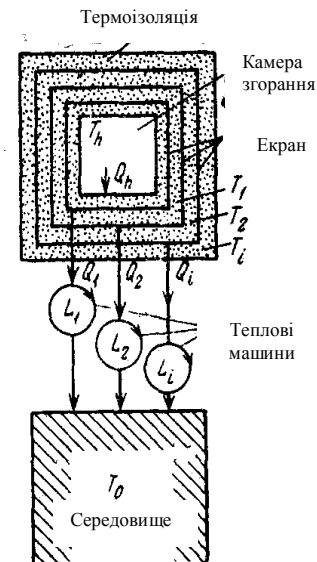


Рис.7. Принципова схема теплової ізоляції камери згорання з відводами теплоти

де F – площа поверхні ізоляції; x – координата, яка відраховується у напрямку нормалі до ізотермічних площин в ізоляції; T – абсолютна температура; $\lambda(T)$ – коефіцієнт теплопровідності ізоляції

Граничні умови задаються наступним чином:

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } x_1 \text{ температура } T(x_1) = T_1; \\ \text{при } x_2 \text{ температура } T(x_2) = T_2. \end{array} \right\} \quad (13)$$

При заданих F , товщина ізоляції $\ell = x_2 - x_1$ і граничні умови, що відповідають мінімуму dS/dt відповідає такий розподіл температур в ізоляції, при якому функціонал

$$\Phi = \int_{x_1}^{x_2} \lambda(T) \left(\frac{1}{T} \frac{dT}{dx} \right)^2 dx \quad (14)$$

має мінімальну величину. Виходячи з цього, умова мінімізації втрат приводить до класичної варіаційної задачі: знайти $T(x)$, яка задовольняє граничні умови (13), при підстановці якої у визначений інтеграл (14) він набуває мінімального значення.

Використовуючи звичайні методи варіаційних розрахунків, знаходимо диференціальне рівняння для визначення $T(x)$:

$$\frac{\sqrt{\lambda(T)}}{T} \frac{dT}{dx} = C_1, \quad (15)$$

де C_1 – довільна стала величина.

Рівняння (15) допускає розділення змінних, і його загальним рішенням є вираз:

$$\int \frac{\sqrt{\lambda(T)}}{T} dT = C_1 x + C_2,$$

де C_2 – друга довільна стала величина.

Після визначення сталих C_1 і C_2 з граничних умов (13), можна шукане рішення представити в наступному виді:

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{\sqrt{\lambda(T)}}{T} dT = Cx, \quad (16)$$

$$\text{де } C = \frac{1}{\ell} \int_{T_1}^{T_2} \frac{\sqrt{\lambda(T)}}{T} dT. \quad (17)$$

Вирази (16) і (17) визначають функцію $T(x)$, яка відповідає мінімальній величині втрат в ізоляції. Із співвідношення (15) слідує, що при мінімумі втрат E величина питомих теплових потоків $q(x_1)$ і $q(x_2)$ через межі поверхні ізоляції залежить тільки від температур T_1 і T_2 :

$$\frac{q(x_1)}{q(x_2)} = \frac{T_1}{T_2} \sqrt{\frac{\lambda(T_1)}{\lambda(T_2)}}. \quad (18)$$

Вираз (18) показує, що в залежності від характеру функціональної залежності $\lambda(T)$ змінюються умови сумісної роботи теплоізоляції і теплових (холодильних) машин, які забезпечують мінімум втрат E . У випадках, коли λ не залежить від температури чи зменшується при її пониженні, то для досягнення мінімуму E з ізоляції необхідно здійснювати відведення теплоти. Якщо λ збільшується зі зниженням температури, то у деяких випадках для отримання мінімуму E в ізоляції необхідно розташовувати підводи теплоти. При $T\lambda^{0,5} = \text{const}$ мінімум E відповідає відсутності підводів і відводів теплоти в ізоляцію. Із співвідношень (15) і (16) виходить, що за розподілу температур, який відповідає мінімуму функціоналу (14), підінтегральний вираз функціоналу набуває постійної величини

$$\lambda(T) \left(\frac{1}{T} \frac{dT}{dx} \right)^2 = C^2. \quad (19)$$

Виходячи з цього, швидкість зміни ентропії в ізоляції з мінімальними витратами становить:

$$\left(\frac{dS}{dt} \right)_{\min} = F \ell C^2 = \frac{F}{\ell} \left[\int_{T_1}^{T_2} \frac{\sqrt{\lambda(T)}}{T} dT \right]^2. \quad (20)$$

Для звичайної ізоляції без внутрішніх підводів теплоти питомий тепловий потік визначається з наступного виразу:

$$q_c = -\frac{1}{\ell} \int_{T_1}^{T_2} \lambda(T) dT. \quad (21)$$

Швидкість виникнення ентропії у тонкій ізоляційній конструкції можна визначити шляхом інтегрування виразу (12)

$$\left(\frac{dS}{dt} \right)_c = q_c F \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right). \quad (22)$$

Ефективність розглядуваного способу зменшення втрат характеризує величина відношення:

$$\frac{E_{\min}}{E_c} = \frac{\left(\frac{dS}{dt} \right)_{\min}}{\left(\frac{dS}{dt} \right)_c} = \frac{T_1 T_2}{T_2 - T_1} \frac{\left[\int_{T_1}^{T_2} \frac{\sqrt{\lambda(T)}}{T} dT \right]^2}{\int_{T_1}^{T_2} \lambda(T) dT}. \quad (23)$$

Співвідношення (23) наглядно показує, що величина E_{\min}/E_c визначається тільки граничними температурами T_1 , T_2 і характером функціональної залежності $\lambda(T)$. При визначенні величини E_{\min}/E_c не використовується розподіл температур $T(x)$ в ізоляції.

Як показує числовий розрахунок, застосування теплової ізоляції з внутрішнім відведенням теплоти при постійному коефіцієнті тепло-

провідності енергетично доцільно при температурах кипіння азоту і нижчих. Однак коефіцієнт теплопровідності реальної ізоляції суттєво залежить від температури. Аналіз даних з температурної залежності коефіцієнта теплопровідності різних ізоляційних матеріалів, які використовуються в криогенній техніці, показує, що функцію $\lambda(T)$ можна під час наближених розрахунків представити як

$$\lambda(T) = aT. \quad (24)$$

Коефіцієнт a залежить від виду ізоляційного матеріалу, а сам вираз (24) використовується для більшості типів ізоляції. З виразу (18) виходить, що у випадку $\lambda(T) = aT$ для досягнення мінімуму втрат в ізоляцію необхідно ввести відводи теплоти. При цьому питомі теплові потоки на граничних поверхнях повинні бути прямо пропорційні $T^{3/2}$.

Після підстановки виразу (24) в (23) отримуємо:

$$\frac{E_{\min}}{E_c} = \frac{8}{(1 + \nu^{1/2})^2 (1 + \nu^{-1})}, \quad (25)$$

де $\nu = T_2/T_1$.

Варто зауважити, що величина E_{\min}/E_c не залежить від a . Якщо прийняти, що $T_1 \geq T_2$, величина ν буде змінюватися в межах від 0 до 1. У цьому випадку відношення E_{\min}/E_c є монотонно зростаючою функцією ν

$$\left. \begin{aligned} \lim_{\nu \rightarrow 1} \frac{E_{\min}}{E_c} &= 1; \\ \lim_{\nu \rightarrow 0} \frac{E_{\min}}{E_c} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

На рис.8 залежність (26) наведена у графічному вигляді. Тут же нанесена крива, яка відповідає випадку $\lambda = \text{const}$. Ці графіки показують що для ізоляції $\lambda(T) = aT$ ефективність введення внутрішніх відводів теплоти значно вище, ніж для ізоляції з $\lambda = \text{const}$.

З рис.8 виходить, що застосування холодильної ізоляції з внутрішніми відводами теплоти енергетично доцільне при $\nu \leq 0,35$. Ці значення ν відповідають температурам, характерним для техніки глибокого охолодження.

Так при температурі кипіння водню ($\nu \approx 0,067$) $E_{\min}/E_c = 0,33$. Таким чином, введення в ізоляцію внутрішніх відводів теплоти дозволяє при цих температурах значно зменшити незворотні втрати.

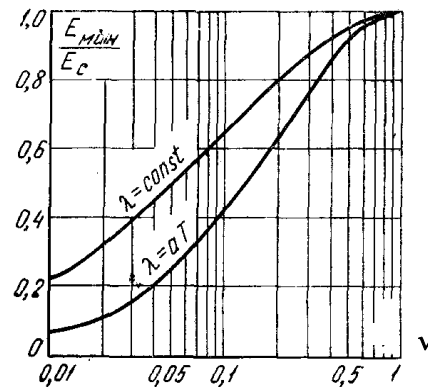


Рис.8. Залежність ступеня досконалості E_{\min}/E_c від функції ν

Виконаний аналіз не враховує впливу температури, за якої генерується холод, на ступінь термічної досконалості холодильної машини. Досвід свідчить про те, що ступінь термодинамічної досконалості холодильних машин, які застосовуються у криогенній техніці, зменшується зі зменшенням температури охолоджуваного об'єкту. З цього слід чекати, що застосування ізоляції з внутрішнім відводом теплоти приведе до ще більшої економії затрачуваної енергії.

З точки зору вибору термодинамічного зразка для системи, яка включає ізоляцію і холодильні машини, може здатися неочікуваним. Оказується, що в даному випадку термодинамічним зразком необхідно вибирати не один цикл Карно чи Лоренца. У граничному випадку (за необмеженої кількості відводів теплоти) таким зразком повинен бути і цикл Карно, який виробляє частину холоду при найбільш низькій температурі (температурі у камері охолодження), і цикл Лоренца, який підтримує в ізоляції весь інтервал температур від T_x до T_0 . Кажучи по іншому, найбільш доцільним з точки зору економії енергії методом охолодження в даному випадку є такий цикл, за якого не всі теплові потоки, які проходять через ізоляцію до камери охолодження, лляються по шляху, а частина їх потрапляє в камеру.

Чим нижче температура, яка підтримується в камері, тим менша частка холоду повинна бути вироблена машиною, що здійснює цикл Карно, і більша частка – машиною, яка реалізує цикл Лоренца.

У криогенній техніці застосування термоізоляції з внутрішніми відводами теплоти приводить до значної економії енергії, яка тратиться в холодильних машинах: так, при температурі кипіння водню ($v \approx 0,067$) енергетичні втрати для ізоляції з внутрішніми відводами теплоти можуть бути скороченими приблизно в 3 рази у порівнянні зі звичайною. Ще більш суттєвої економії можна досягти за гелієвих температур. При помірно низьких температурах у камерах (до 173 К) система відводів теплоти в ізоляції, як показує числовий аналіз, недоцільна, тому що більша частина холоду повинна вироблятися за найбільш низької температури T_x (тобто, практично вся теплота повинна надходити до камери охолодження).

Дослідження [1] показали, що для азотних температур в ізоляції практично не варто робити більш одного відводу теплоти, тому що при цьому випадку відбувається скорочення більшої частини втрат (біля 80%). Доцільно розташовувати місце відводу в ізоляції приблизно посередині її товщини, а величина найбільш сприятливої температури при цьому повинна бути вибрана як середньо геометрична від температур T_x і T_0 . Цей висновок має практичне значення, тому що він дозволяє порівняно просто скоротити втрати під час зберігання рідкого гелію і водню.

Навіть в області дуже низьких температур система з одним тепловим відведенням має високу ступінь термодинамічної досконалості, рівній приблизно 0,9. Це створює сприятливі умови для порівняно простого практичного використання методу внутрішніх теплових відводів.

Таким чином, наш попередній висновок про те, що за зразковий цикл для системи ізоляції з тепловими відводами при підтриманні в охолоджуваному просторі постійної низької температури повинен вибиратися як цикл Лоренца, так і цикл Карно з можливою їх корекцією.

Практично можливо створити процеси, достатньо близькі до оборотних, шляхом сполучення двох циклів Карно, які реалізують генерацію холоду на різних температурних рівнях. Чим нижча температура, яка підтримується в охолоджуваному просторі, тим більша частка холоду повинна генеруватися на проміжному рівні і менша – при низькій температурі. Розгляд проблеми зразкового циклу для випадку підтримування постійної температури сумісно з процесами, які відбуваються в термоізоляції, представляє особливий інтерес при криогенних температурах. Варто мати на увазі, що підтримування низьких температур в обмеженому просторі завжди безпосередньо зв'язано з ізоляцією цього об'єкту від оточуючого середовища. При проектуванні виникає альтернатива, пов'язана з питанням про те, чи варто застосовувати більш досконалу ізоляцію чи йти га збільшення холодопродуктивності генератора холоду.

Таке міркування стає ясним при розгляді граничних положень, адже якщо теплопровідність ізоляції наближається до нуля то і необхідна холодопродуктивність для підтримування постійної температури також прямує до нуля. Навпаки, при відсутності теплової ізоляції холодопродуктивність прямує до нескінченності.

Для теплових машин, як показують розрахунки [2], при високих температурах, які підтримуються в камері згорання, можливо суттєво скоротити незворотні втрати через ізоляцію. Так, наприклад, при температурі T_2 біля 2300 К можна скоротити ці втрати в 1,5 рази. Цю обставину доцільно враховувати при проектуванні камер згорання високотемпературних МГД установок.

Нами розглянуто випадок, коли передача теплоти через ізоляцію здійснюється теплопровідністю. Аналогічна задача може бути розв'язана і для випадку низькотемпературної вакуумної ізоляції, утвореної рядом віддзеркалюючих екранів, тобто шляхом променевого теплообміну. На рис.6 наведена принципова схема з такою ізоляцією, яка складається із пасивних (відбивних) екранів, так і їх активних, у яких штучно підтримується низька температура за допомогою серії холодильних машин.

Висновки. Не зупиняючись на виводі проміжних оптимальних температур і методах раціонального розміщення активних екранів, укажемо тільки на кінцеві результати отримані дослідним шляхом. Установка активних екранів у системі вакуумної ізоляції суттєво скорочує незворотні втрати. При температурах ізольованого простору аж гелієвого переваги ізоляційної системи з активними екранами достатньо повно реалізуються уже при двох активних екранах. Як показують розрахунки, оптимальними температурами цих екранів (для гелієвих температур всередині камери) є 180 і 65 К. Таким чином, зразком для даної системи можна прийняти сполучення трьох зворотних циклів Карно, які генерують холод при трьох різних температурах [3].

Література:

1. *Чейлах В.Т.* Системы охлаждения низкотемпературных термокамер. Автореф. дис. канд. техн. наук, ОТИХП, 1968. – 24 с.
2. *Мартыновский В.С.* Тепловая изоляция, обладающая минимальными эксергетическими потерями. / *В.С. Мартыновский, Л.З. Мельцер, И.М. Шнайд.* – Известия вузов, Энергетика. - № 10. - 1966. – С. 37 – 41.
3. *Мартыновский В.С.* Термодинамическая эффективность охлаждаемых экранов в вакуумной низкотемпературной изоляции. / *В.С. Мартыновский, В.Т. Чейлах, И.М. Шнайд.* – Известия АН СССР, Энергетика и транспорт. - № 2. - 1971.– С. 79 – 88.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ МАШИН ПУТЕМ АНАЛИЗА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ОБРАЗЦОВ

А.П. Ломейко, В.Р. Кулинченко

Аннотация – рассматривается влияние температур на эффективность работы тепловых машин, анализируются циклы Лоренца и Карно, как образцовые термодинамические циклы при установленных температурных режимов.

THERMODYNAMIC STANDARDS

A. Lomeiko, V. Kulichenko

Summary

Influence of temperatures on operating efficiency of heat engines is examined, Lorenz and Carnot cycles are analyzed as exemplary thermodynamic cycles maintaining constant temperature conditions.

УДК 620.178.16.004

ИССЛЕДОВАНИЯ ВИДОВ ИЗНАШИВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ В СРЕДЕ БИОУГЛЕВОДОРОДНЫХ ЖИДКОСТЕЙ

Журавель Д.П. к.т.н.,

Юдовинский В.Б., к.т.н.,

Коломоец В.А. инж.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (061)42-13-54

Аннотация – работа посвящена исследованию видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде биоуглеводородных жидкостей.

Ключевые слова – топливная аппаратура, износ плунжерных пар, механический (абразивный) износ, эрозийный износ.

Постановка проблемы. Эксплуатационные характеристики дизельных двигателей во многом зависят от надежности топливной аппаратуры, в частности от сопряжения плунжер – гильза. Даже незначительный износ элементов плунжера и гильзы резко сказывается на давлении впрыска и объеме топлива, подаваемого в цилиндр. Это приводит к снижению мощности двигателя и тяговых характеристик трактора. Интенсивность изнашивания, в свою очередь, зависит от свойств материалов деталей сопряжения, силовой характеристики работы сопряжения и от активности свойств топлива.

Анализ последних исследований. В работах [3-5] изучено влияние меркаптанов на противоизносные свойства топлив для двигателей и было установлено, что полное отсутствие меркаптанов в топливах, полученных гидроочисткой, ухудшает противоизносные свойства топлив и приводит к таким неприятным последствиям, как заедание плунжерных пар в топливных насосах. Кроме того, износ деталей сопряжений топливного насоса имеет свои особенности, зависящие от конструктивных особенностей элементов топливного насоса.

Формулирование целей статьи. Целью статьи является исследование видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде углеводородных жидкостей.

Основная часть. Мощность дизельного двигателя во многом

зависит от количества подаваемого топлива в цилиндр, которое, в свою очередь, зависит от состояния топливной аппаратуры.

Ресурс топливной аппаратуры определяется силовыми, скоростными параметрами деталей сопряжений, а также характеристикой топлива, подаваемого перекачиваемым насосом.

Ресурс топливного насоса будет определяться мощностью двигателя, которая зависит от количества топлива впрыска. Схема определения ресурса плунжерных пар топливного насоса представлено на рис.1.

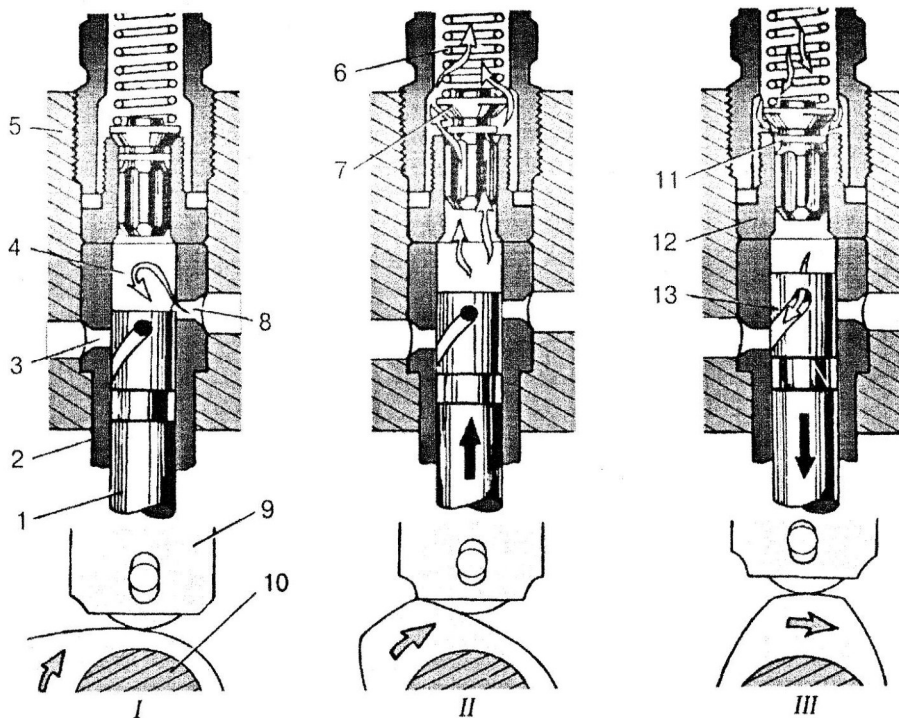


Рис. 1. Схема определения ресурса плунжерных пар топливного насоса.

Как видно из схемы, прогнозирование ресурса работы сопряжений возможно при наличии обобщенного показателя поведения материалов деталей сопряжения - коэффициента износа. [1].

В процессе эксплуатации топливной аппаратуры износу подвергаются детали, имеющие относительное перемещение. Основным из узлов, определяющих работоспособность топливной аппаратуры, является пара плунжер – гильза. Величина хода плунжера в гильзе - величина постоянная и определяется эксцентриситетом кулачкового ме-

ханизма. Количество подаваемого топлива регулируется поворотом гильзы, то есть смещением перепускного окна по отношению к винтовой канавке плунжера (Рис. 2).



1-плунжер; 2-гильза; 3-перепускное окно; 3- пространство над плунжером; 5- головка насоса; 6- пружина; 7- клапан нагнетательный; 8- впускное окно; 9- толкатель; 10- вал кулачковый; 11- поясок розгрузочный нагнетательного клапана; 12- седло клапана; 13- винтовая кромка плунжера.

Рис. 2. Схема работы секции топливного насоса.

I- вхід палива, II- нагнітання палива, III – слив палива

Факторы, определяющие ресурс элементов топливной аппаратуры, могут быть постоянными и случайными, зависящими от условий эксплуатации двигателя.

К случайным показателям относятся – загрязнение или перекос плунжера, приводящие к заклиниванию плунжера, к постоянным – износ плунжера и корпуса топливного насоса.

Износ деталей сопряжения плунжер – гильза происходит за счет трения плунжера по корпусу из-за больших скоростей движения топлива в период перекрытия плунжером отверстий. Прецизионные детали, вблизи которых топливо движется с большой скоростью, изнашиваются быстрее [2].

Быстрее всего изнашивается поверхность плунжера вблизи верхней его кромки, обращенная при работе к впускному окну корпуса, и

поверхность, прилегающая к отсечной кромке со стороны отсечного окна. Зеркало втулки (корпуса) изнашивается в зонах впускного и отсечного окон.

При нагнетании топлива плунжером впускное окно постепенно закрывается верхней кромкой плунжера (Рис. 3-а). В момент перекрытия окна кромкой происходит защемление механических частиц, которые содержатся в топливе.

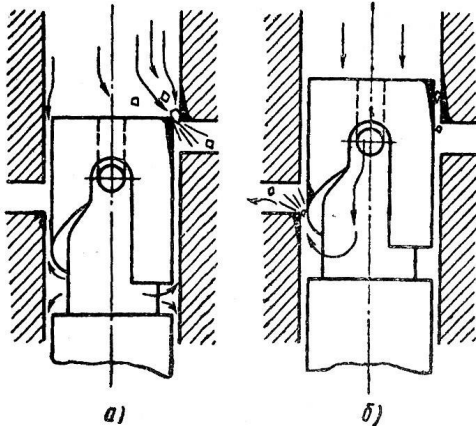


Рис. 3. Схема абразивного износа плунжерной пары в зоне впускного (а) и отсечного (б) окон втулки.

Этот процесс усиливается после того, как кромка плунжера окажется чуть выше кромки окна. Давление, возникающее в надплунжерной полости, создает перетекание топлива в направлении меньшего давления (полости окна), т.е. навстречу движению плунжера. Утечки по кольцевому зазору между корпусом и плунжером будут неравномерными. Верхняя кромка плунжера находится далеко от отсечного окна, и зазор с этой стороны представляет собой длинную щель, обладающую большим сопротивлением. Расстояние между кромками со стороны впускного окна намного меньше, поэтому именно в этом месте утечки топлива будут наибольшими. Твердые частицы потоком топлива выталкиваются в зазор, защемляются в нем и протаскиваются по поверхностям, снимая микроскопический слой металла.

Износ поверхности, вызываемый царапанием твердым телом, приведет к абразивному износу. При большом перепаде давлений поток топлива движется через узкую щель с очень большой скоростью и разрушает поверхности, размывая их, что приводит к эрозийному износу.

В конце активного хода отсечная кромка плунжера подходит к отсечному окну. Когда кромки совместятся, между ними сначала образуется узкая щель (Рис. 3-б). Через нее в отсечное окно устремится поток топлива, находящийся под высоким давлением со стороны надплунжерной полости. Скорость потока велика, и острые кромки подвергаются эрозийному износу. Механический износ в этом месте поч-

ти отсутствует, так как твердые частицы не заклиниваются, потому что при открытии окна щель непрерывно увеличивается.

На рис. 4 показаны места и характер износа плунжера и корпуса (втулки) насоса 4ТН-8,5х10.

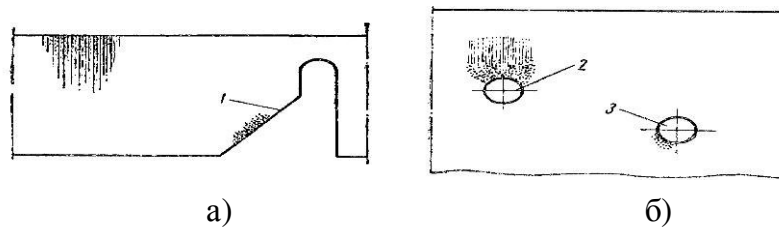


Рис. 4. Расположение мест износа на развертках плунжера (а) и втулки (б) насоса 4ТН8,5х10.

Износ поверхности плунжера, примыкающий к впускному окну втулки, имеет выраженный механический характер – это множество мелких продольных царапин. На втулке в зоне впускного окна изнашивается верхняя его часть. Изношенный участок имеет форму пучка бороздок, расходящихся от контура окна. Веерное их расположение объясняется тем, что размыв поверхности по линиям тока жидкости, прорывающийся в зазор и выходящей в окно по кратчайшему пути. Верхняя часть изношенного участка втулки, как и прилегающая поверхность плунжера, состоит из продольных царапин. Интенсивность изнашивания плунжера и втулки топливного насоса в среде биоуглеводородных жидкостей, обладающих повышенной активностью с металлами, увеличивается (Таблица 1) [5].

Таблица 1 - Интенсивность изнашивания плунжера и втулки в среде дизельного и биотоплива

| Детали | Топливо | Путь трения, м | | | | | | |
|---------|------------|----------------|------|------|------|------|------|------|
| | | 75 | 150 | 220 | 290 | 360 | 430 | 500 |
| Втулка | Биотопливо | 7,57 | 4,68 | 3,43 | 2,7 | 2,26 | 1,98 | 1,73 |
| | Дизельное | 6,63 | 4,1 | 2,97 | 2,35 | 2,0 | 1,75 | 1,56 |
| Плунжер | Биотопливо | 1,73 | 1,2 | 0,96 | 0,84 | 0,68 | 0,6 | 0,53 |
| | Дизельное | 1,5 | 1,0 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,52 | 0,46 |

Выводы:

1. При изнашивании элементов топливных насосов наблюдается как механический (абразивный) износ, так и эрозийный износ.

2. Износ элементов топливных насосов увеличивается за счет агрессивности среды биоуглеводородных жидкостей для стали ШХ15 до 15%.

3. Величина износа в процессе изнашивания в среде биотоплива зависит от времени простоя сопряжения и частоты этих остановок. Особенно это сказывается на сталях, содержащих 1-3% хрома, как катализатора водородного охрупчивания.

Литература

1. Юдовинский В.Б. Математическое прогнозирование ресурса сопряжений с-х техники / В.Б. Юдовинский. – Материалы международной научно-практической конференции. – Киев.: Изд. УСХА, 1994.-с. 18-23.
2. Антипов В.В. Износ прецезионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей / В.В.Антипов.-2-е изд.- М.:Машиностроение,1992.-Т.1.-816 с.
3. Журавель Д.П. Моделювання хімотологічних та триботехнічних процесів в спряженнях тертя / Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинський //Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2007. – Вип.7. – Т. 3. – с.30-38.
4. Дидур В.А. Особенности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биодизельного топлива / В.А. Дидур, В.Т. Надыкто, Д.П. Журавель, В.Б.Юдовинский // Тракторы и сельхозмашины.- Москва, 2009. - Вып 3.- с. 3-6.
5. Журавель Д.П. Моделирование процесса изнашивания материалов трибосопряжений в среде биотоплива при периодической работе мобильной техники // Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинський //Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип.10. - Том 8. – с. 265-278.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИДІВ ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ В СЕРЕДОВИЩІ БІОВУГЛЕВОДНЕВИХ РІДИН

Д.П. Журавель, В.Б. Юдовинський, В.А. Коломоєць

Анотація - робота присвячена дослідженню видів зношування деталей паливної апаратури в середовищі біовуглеводневих рідин

RESEARCHES OF TYPES OF WEAR OF DETAILS OF FUEL APPARATUS ARE IN ENVIRONMENT OF BIOHYDROCARBON LIQUIDS

D. Zhuravel, V. Yudovinskiy, V. Kolomoec.

Summary

Work is devoted research of types of wear of details of fuel apparatus in the environment of biohydrocarbon liquids.

УДК 620.179.16:621.43-721

ОБГРУНТУВАННЯ ІМПУЛЬСНОГО МЕТОДУ КОНТРОЛЮ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ МОТОРНОГО МАСЛА

Кушлик Р.В., к.т.н.,

Кушлик Р.Р., інж.

Таврійський державний агротехнічний університет

Тел. 42-23-41

Анотація – В роботі проведено обґрунтування імпульсного методу контролю якісних показників моторного масла, розрахована відносна похибка при вимірюванні швидкості і коефіцієнта поглинання ультразвуку в моторних маслах з такими забруднювачами, як охолоджуюча рідина і паливні фракції.

Ключові слова – імпульсний метод, моторне масло, паливні фракції, охолоджуюча рідина, контроль, похибка.

Постановка проблеми. Аналіз методів, які застосовують для контролю охолоджуючої рідини, паливних фракцій і механічних домішок в моторних маслах в процесі експлуатації двигунів внутрішнього згорання показує, що вони мають ряд серйозних недоліків. Основні серед них, це: тривалість аналізів може складати до двох годин, аналізи трудомісткі і потребують висококваліфікованих лаборантів, велика похибка при вимірюваннях.

Застосування ультразвуку для контролю якісних показників в моторних маслах є новим і перспективним направленням. Розробка простих і ефективних акустичних експрес – методів і портативних засобів контролю стану моторного масла дозволить зменшити час аналізів, а аналізи проводити на базі аналітичних лабораторій безпосередньо на робочому місці в процесі експлуатації с.г. техніки.

Аналіз останніх досліджень. Питанням впливу забрудненості моторних масел на експлуатаційні властивості, а відповідно, і на надійність деталей і вузлів машин присвячена значна кількість наукових робіт. Як показують результати робіт М. А. Григор'єва, Г.П. Лиско, Н. И. Скиндера, Ю. А. Гурьянова, В. А. Носова, Н. А. Зографа [1-4], К.К. Папок, Н. І. Ітинської та інших дослідників, підвищена забрудненість моторних масел сприяє негативному впливу на надійність двигунів, викликаючи інтенсивний знос спряжених деталей. Організація періодичного контролю за станом масла в процесі експлуатації ДВЗ

дозволить своєчасно встановити несправності в системі змащування і проводити заміну масла по його фактичному стану [1].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). В статті поставлена мета на базі відомих ультразвукових методів проаналізувати імпульсний метод при вимірюванні швидкості і коефіцієнта поглинання ультразвуку в моторних маслах з певними забруднювачами, з визначенням абсолютних та відносних похибок при дослідженнях.

Основна частина. При розповсюдженні акустичного імпульсу його окремі спектральні складові послаблюються в різній степені, що призводить до спотворення форми імпульсу. Це суттєво для коротких імпульсів і сильно поглинаючих середовищ, до яких входить моторне масло [2]. Нехай випромінюючий акустичний сигнал має наступний вигляд:

$$P(\tau) = e^{\omega\tau - \delta_i^2 \tau^2}, \quad (1)$$

де ω – несуча частота;

τ – час розповсюдження ультразвуку;

δ_0 – параметр, який визначає форму обвідної.

Величина, δ_0 зв'язана з тривалістю імпульсу τ_0 (на рівні 0,5) відношенням:

$$\tau_0 = \frac{2\sqrt{\ln 2}}{\delta_i} \approx \frac{1,67}{\delta_i}, \quad (2)$$

Після проходження відстані l через моторне масло форма і амплітуда імпульсу визначається інтегралом:

$$P(l, \tau') = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S(f) e^{-\alpha l} e^{\alpha l \tau'} df, \quad (3)$$

де $\tau' = \frac{\tau - l}{c}$ - поточний час;

c – швидкість ультразвуку;

$S(f)$ – спектральна щільність.

Провівши певні перетворення і підстановку певних значень отримаємо:

$$P(l) \approx \exp \left\{ -\alpha_i l \left[1 + \left(\frac{2\delta_0^2}{\omega_0^2} \right) (1 - 2\alpha_0 l) \right] \right\}, \quad (4)$$

Зменшення амплітуди в цьому випадку апроксимується експоненціальною залежністю із середнім ефективним коефіцієнтом поглинання:

$$\alpha_e = \alpha_0 \left[1 + \left(\frac{2\delta_0^2}{\omega_0^2} \right) (1 - 2\alpha_0 l) \right], \quad (5)$$

При розповсюдженні імпульсу в середовищі із поглинанням сигналу ефективна частота заповнення не залишається постійною, а зміщується в сторону низьких частот. В цьому випадку зміна частоти спектру призводить до розширення імпульсу на величину δ_e причому:

$$\delta_a^2 = \frac{\delta_0^2}{1 + 4\alpha_0 l \frac{\delta_0^2}{\omega_0^2}} \approx \delta_0^2 (1 - 4\alpha_0 l \frac{\delta_0^2}{\omega_0^2}). \quad (6)$$

Квадратична залежність коефіцієнта поглинання, справедлива для більшої частини рідин, в тому числі і моторних масел, часто ускладнюється, і в рівняння для $P(l)$, α_e , δ_a^2 входить коефіцієнт n , який характеризує втрати ультразвукової енергії в речовині. Для випадку релеевського розсіювання в гетерогенних середовищах і полікристалах $n=4$; при лінійному законі (втрати на гістерезис) $n=1$.

$$P(l) \approx e^{-\alpha_0 l} \left[1 - \alpha_0 l \frac{\delta_0^2}{\omega_0^2} n(n-1 - n\alpha_0 l) \right], \quad (7)$$

$$\alpha_e \approx \alpha_0 \left[1 + \frac{\delta_0^2}{\omega_0^2} n(n-1 - n\alpha_0 l) \right], \quad (8)$$

$$\delta_a^2 = \delta_0^2 \left[1 - 2n(n-1)\alpha_0 l \frac{\delta_0^2}{\omega_0^2} \right]. \quad (9)$$

Із даних формул виходить, що при зміні швидкості ультразвуку імпульсним методом немонохроматичність імпульсу проявляється тим сильніше, чим вище n .

Якщо задатись максимально допустимою похибкою при вимірюванні охолоджувальної рідини і паливних фракцій в моторному маслі, з врахуванням даних виразів можна розрахувати похибки при вимірюванні швидкості і коефіцієнта поглинання ультразвуку.

Середньоквадратична абсолютна похибка вимірювань складе:

$$\delta = \sqrt{\delta_{L_0}^2 + \delta_\tau^2 + \delta_{\tau_c}^2 + \delta_Q^2 + \delta_K^2 + \delta_A^2 + \delta_{u_e}^2 + \delta_u^2}, \quad (10)$$

де δ_{L_0} - похибка вимірювання акустичної бази камери, мм;

δ_{τ} - похибка вимірювання часу проходження ультразвуку в акустичному тракті камери, мкс. ;

δ_{τ_c} - похибка вимірювання часу проходження ультразвуку через стінки камери, мкс.;

δ_Q - похибка вимірювання температури зразка, °С;

δ_K - похибка вимірювання складеної концентрації зразків, мас.%,

$\delta_{\bar{A}}$ - похибка вимірювання градуювання вимірювальних приладів, %;

δ_{u_e} - похибка вимірювання амплітуди сигналу в еталонному зразку, мВ, ;

δ_u - похибка вимірювання амплітуди сигналу в контрольному зразку, мВ.

Швидкість ультразвуку в дослідному зразку визначається по наступній формулі [3]:

$$C = \frac{L}{\tau - \tau_3}, \quad (11)$$

де L - акустична база камери, м;

τ - час проходження ультразвуку через дослідний зразок;

τ_3 - час проходження ультразвуку через стінки камери.

Коефіцієнт поглинання ультразвуку визначається по формулі:

$$\alpha = \frac{K - \ln A}{L}, \quad (12)$$

де K - величина, постійна для даної установки, при заданій частоті ультразвуку, величині акустичної бази камери й коефіцієнті підсилення сигналу;

A - амплітуда прийнятого сигналу, мв.

Відносна похибка E_F побічної величини, яка буде визначатись $F=F(x_1 \dots x_n)$, може бути обчислена по наступній формулі [4]:

$$\dot{A}_F \approx \frac{1}{F} \left| \frac{dF}{dX} \right| \Delta X_1 + \dots + \frac{1}{F} \left| \frac{dF}{dX_n} \right| \Delta X_n, \quad (13)$$

де $\Delta X_1 \dots \Delta X_n$ - абсолютні похибки вимірювання величини;

$X_1 \dots X_n$ - безпосередньо величини, які визначаються із експерименту.

Похибки, які зв'язані з неточністю визначення температури E_Q і концентрації E_K , вираховуються по формулі:

$$\dot{A}_{\hat{E}} = \frac{1}{F} \left| \frac{dF}{dK} \right| \Delta K, \quad (14)$$

$$E_Q = \frac{1}{F} \left| \frac{dF}{dQ} \right| \Delta Q. \quad (15)$$

Відносна похибка визначення швидкості ультразвуку з врахуванням (11) і (13) може бути оцінена наступними відношеннями:

$$\dot{A}_{\text{вн}} = \frac{\Delta L_0}{L} + \frac{C}{L} \Delta \tau + \frac{C}{L} \tau_{\zeta} + \frac{1}{\tilde{N}} \left(\frac{dC}{dQ} \right) \Delta Q + \frac{1}{C} \left(\frac{dC}{dK} \right) \Delta K + \frac{\delta X}{L}. \quad (16)$$

В даному випадку два перших вирази враховують вклад в похибку вимірювання швидкості ультразвуку, які зв'язані з неточностями визначення безпосередньо вимірюваних величин L_0 , τ , τ_{ζ} , третій і четвертий вирази враховують неточності при вимірюванні температури Q і складання концентрації зразків, п'ятий вираз враховує похибку градування приладів.

Абсолютні похибки в визначенні безпосередньо величин в експериментах контролю охолоджуючої рідини і паливних фракцій згідно досліджень, які були проведені в роботі [5] були наступного порядку: $\Delta L_0 = 0,010$ мм; $\Delta \tau = 0,01$ мкс; $\Delta \tau_{\zeta} = 0,02$ мкс; $\Delta Q = 0,2^{\circ}\text{K}$; величина $\Delta \delta X$ – порядку 0,13 мм. Похибки вимірювання Q і K склали: $\frac{1}{\tilde{N}} \left(\frac{dC}{dQ} \right) \Delta Q = 0,02\%$, $\frac{1}{\tilde{N}} \left(\frac{dC}{dK} \right) \Delta K = 0,004\%$, при швидкості ультразвуку C порядку 1500 м/с і L – порядку 100 мм.

Сумарна похибка E_{c1} вимірювання абсолютних величин значень швидкості ультразвуку і її вклади будуть дорівнювати:

$$E_{c1} = 0,0001 + 0,15 + 0,3 + 0,01 + 0,004 + 0,0013 = 0,475 \approx 0,5\%$$

Відносна похибка вимірювання коефіцієнта поглинання E_{α} з врахуванням рівнянь (12) і (13) визначається відношенням:

$$\dot{A}_{\alpha} = \frac{1}{\alpha} \Delta \alpha_a + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{L^2} \ln \frac{u_e}{u} \Delta L + \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{1}{Lu_e} \Delta u_e + \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{1}{Lu} \Delta u. \quad (17)$$

Враховуючи те, що $\frac{1}{L} \ln \frac{u_e}{u} = \alpha - \alpha_e$, отримаємо:

$$E_{\alpha} = \frac{\alpha_e}{\alpha} E_{\alpha_e} + \frac{\alpha - \alpha_e}{\alpha} E_L + \frac{1}{\alpha L} E_{u_e} + \frac{1}{\alpha L} E_u . \quad (18)$$

В даному випадку перший вираз враховує похибку визначення коефіцієнта поглинання в еталонній рідині, другий третій і четвертий вираз враховує похибки вимірювань, які зв'язані з неточностями визначення L , u_e і u .

Абсолютні похибки в визначенні величин в експериментах контролю охолоджуючої рідини і паливних фракцій згідно досліджень, які були проведені в роботі [5], були наступного порядку:

$$\alpha_e = 0,02 \text{ м}^{-1}; E_u = 0,01; E_{u_e} = 0,01; E_L = 0,0001; \alpha = 114 \text{ м}^{-1}; E_{\alpha_e} = 0,02; L = 0,01.$$

Сумарна похибка E_{α} вимірювання абсолютних значень коефіцієнта поглинання і його вклади будуть дорівнювати:

$$\dot{A}_{\alpha} = \frac{0,02}{114} \cdot 0,02 + \frac{114 - 0,02}{114} \cdot 0,0001 + \frac{1}{114 \cdot 0,01} + \frac{1}{114 \cdot 0,01} \cdot 0,01 = 2 \cdot 10^{-2} = 2\% .$$

Висновки. Аналіз отриманих даних дозволяє зробити наступні висновки:

1. Імпульсний метод вимірювання швидкості ультразвуку і коефіцієнта поглинання в в'язких рідинах є одним із найбільш чутливих до молекулярної структури речовини і дозволяє отримати широку інформацію про її стан. Невеликі зміни в складі моторного масла призводять до значних змін акустичних параметрів.

2. Відносна похибка при вимірюванні акустичних параметрів в моторних маслах з такими забруднювачами, як охолоджуюча рідина і паливні фракції імпульсним методом для швидкості ультразвуку склала 0,5%, а для коефіцієнта поглинання 2%.

Література

1. *Скиндер Н.И.* О.необходимости систематического контроля качества работающих моторных масел / *Н.И.Скиндер, Ю.А.Гурьянов.* // Химия и технология топлив и масел – 2003. - №5.-с. 28-30.
2. *Носов В.А.* Проектирование ультразвуковой измерительной аппаратуры./ *В.А. Носов.* - М.: Машиностроение, 1972. - 288 с.
3. *Бергман Г.* Ультразвук и его применение в науке и технике./ *Г.Бергман.* – М. -1956. – 726 с.
4. *Новицкий П.Ф.* Оценка погрешностей результатов измерений. / *П.Ф. Новицкий, Н.А. Зограф* – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 247 с.

5. Кушлик Р.В. Ультразвуковий експрес-метод контролю наявності води і паливних фракцій в моторних оливах. / Р.В. Кушлик, В.Ф. Яковлев, О.В. Микитенко, Р.Р. Кушлик // Науково-технічний журнал «Методи та прилади контролю якості». Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу – Вип.22. - Івано-Франківськ, 2009 р.

ОБОСНОВАНИЕ ИМПУЛЬСНОГО МЕТОДА КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МОТОРНОГО МАСЛА

Р.В. Кушлык , Р.Р. Кушлык

Аннотация - в работе проведено обоснование импульсного метода контроля качественных показателей моторного масла, рассчитана относительная погрешность при измерении скорости и коэффициента поглощения ультразвука в моторных маслах с такими загрязнителями, как охлаждающая жидкость и топливные фракции.

GROUND IMPULSE CONTROL OF QUALITY ENGINE OIL

R. Kushlyk , R. Kushlyk

Summary

In this research study impulsive control method of motor oil quality indicators, calculated relative error in measuring the velocity and absorption coefficient of ultrasound in the motor oils with such pollutants as coolant and fuel fractions.

УДК 514. 8

МЕТОДИ ЛАЗЕРНОЇ ДОПЛЕРІВСЬКОЇ ІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ ВИМІРЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ТА ДІАМЕТРУ ЧАСТИНОК ДОМШОК СТІЧНИХ ВОД ПРОМИСЛОВИХ ПІДПРИЄМСТВ

Морозов М. В. к. ф. – м. н.,

Мовчан С. І. к. т. н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. / факс (0619) 42 – 24 – 11

Анотація – розглянуто методи зміни чутливості, підвищення точності та автоматизації вимірювання параметрів частинок домішок водних розчинів при електрофорезі з використанням лазерної доплерівської інтерферометрії

Ключові слова – лазерна доплерівська інтерферометрія; аналого – цифровий перетворювач; локальні схеми очищення стічних вод; математичне, комп'ютерне моделювання форми й параметрів доплерівського сигналу.

Постановка проблеми. Оптичні, лазерні методи дозволяють вимірювати гідромеханічні параметри частинок домішок стічних вод промислових підприємств з метою контролю якості очищення. При розробці й проектуванні локальних схем очищення виробничих стічних вод також важливе значення мають технології вимірювання швидкості, ефективного діаметру та електрокінетичного потенціалу частинок [1, 2]. Подальше удосконалення методів вимірювання відіграє важливу роль у поширенні застосування цих способів контролю і аналізу ефективності очищення, що обумовлює актуальність цього напрямку досліджень.

Метою контролю якості очищення є отримання інформації про головні показники, що визначають якість очищення, а саме концентрацію розчину, ефективний діаметр та електрокінетичний потенціал частинок домішок. Вдосконалення методу лазерної доплерівської інтерферометрії потребує підвищення чутливості та автоматизації вимірювань. Для цього необхідно удосконалення математичного комп'ютерного моделювання процесу вимірювання, оцінки можливих похибок та визначення меж застосування лазерного методу [3].

Аналіз останніх досліджень. Для визначення концентрації частинок домішок у водному розчині в реальному часі використовують

еталонний розчин з відомою концентрацією n_0 . Спочатку вимірюють кількість K_0 імпульсів доплерівського сигналу за одиницю часу для еталонного розчину, потім до вимірювальної камери спрямовують розчин, що досліджується і вимірюють кількість K_1 відповідних імпульсів доплерівського сигналу. Концентрація n_1 частинок домішок водного розчину визначається за формулою:

$$n_1 = \frac{K_1}{K_0} \cdot n_0. \quad (1)$$

Таким чином, за допомогою формули (1) здійснюється оцінка концентрації частинок та якості очищення стічних вод у реальному часі [4].

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є підвищення точності вимірювань, забезпечення зміни діапазону вимірювання швидкості й автоматизації процесу вимірювання та обробки отриманих результатів. Для досягнення поставленої мети необхідно вдосконалити математичне, комп'ютерне моделювання форми й параметрів доплерівського сигналу, а також розробити спосіб та пристрій для його здійснення при зміні кута між двома зондуючими променями диференціальної оптичної схеми лазерного доплерівського інтерферометра.

Основна частина. Для визначення швидкості частинки при електрофорезі використовується диференційна оптична схема лазерного доплерівського інтерферометра, яка дозволяє змінювати діапазон вимірювання параметрів частинки та автоматизувати процес вимірювань [5]. Спосіб вимірювання швидкості, ефективного діаметру і електрокінетичного потенціалу частинки при електрофорезі здійснюється наступним чином. За допомогою світлоподільника 2, дзеркала 3 та лінзи 4 когерентне випромінювання гелій – неонових лазерів 1 поділяють на два променя і фокусують в зондуючу зону електрофоретичної камери 5 (рис. 1). Ці два освітлюючих променя розташовані під кутом α один до одного, який дорівнює:

$$\alpha = \arctg \cdot \frac{H}{2 \cdot F}, \quad (2)$$

де H - відстань між двома лазерними променями;
 F - фокусна відстань лінзи 4.

Світлоподільник 2 та дзеркало 3 встановлені з можливістю зміни відстані H та, таким чином, і кута α , що дозволяє змінювати діапазон вимірювання швидкості. На рис. 1 представлена схема експери-

ментального вимірювального пристрою для дослідження процесу електрофореза при очищенні стічних вод гальванічного виробництва.

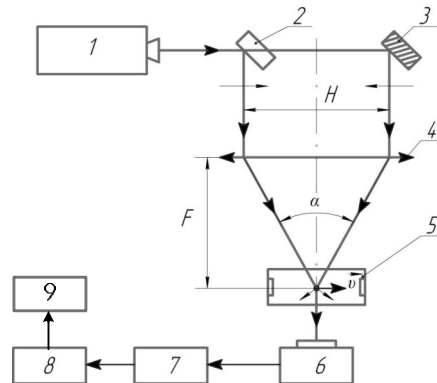


Рис. 1. Схема лазерного доплерівського інтерферометра для вимірювання електрофоретичної швидкості, ефективного діаметру та електрокінетичного потенціалу руху частинок у водних розчинах:

1 - джерело когерентного випромінювання (лазер ЛГН – 222); 2 - світлоподільник ; 3 – дзеркало; 4 – лінза з фокусною відстанню F ; 5 - електрофоретична камера; 6 - фотоприймач (ФЕП 84 - 5); 7 – цифровий запам'ятовуючий осцилограф С 9 - 8; 8 – аналого – цифровий перетворювач (АЦП); 9 - персональний комп'ютер (ПК).

Інтенсивність світла, яке розсіюється частинкою котра рухається зі швидкістю v у напрямі перпендикулярному оптичній осі лінзи 4, реєструється за допомогою фотоприймача 6, вихід якого електрично пов'язаний через запам'ятовуючий цифровий осцилограф 7 та аналого – цифровий перетворювач 8 з персональним комп'ютером 9. В результаті математичного моделювання форми доплерівського сигналу з виходу лазерного інтерферометра [3] отримано зв'язок між швидкістю та діаметром частинки з характеристиками доплерівського сигналу. Необхідно визначити частоту ν та час зростання t_1 амплітуди сигналу з виходу лазерного інтерферометра. Тоді автоматично, у реальному часі обчислюються швидкість v частинки за формулою:

$$v = \frac{\nu \cdot \lambda}{2 \cdot n \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (3)$$

де $\lambda = 0,6328 \cdot 10^{-6}$ м - довжина хвилі випромінювання гелій – неоновому лазера; $n = 1,33$ - показник заломлення водного розчину.

Час зростання t_1 амплітуди доплерівського сигналу залежить від діаметра частинки D , швидкості частинки v , кута α між двома зон-

дуючими променями та діаметра b лазерного променя в зондуєчій зоні перетину двох пучків. Цей діаметр b лазерного променя у фокальній площині лінзи 4 дорівнює:

$$b = 1,22 \cdot \lambda \cdot \frac{F}{d}, \quad (4)$$

де d - діаметр гаусового лазерного променя до лінзи 4, з фокусною відстанню F .

Тоді ефективний діаметр D частинки визначається за формулою:

$$D = v \cdot t_1 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} - 0,1 \cdot b \quad (5)$$

Величина електрокінетичного дзета - потенціалу ξ визначається за допомогою формули Смолуховського:

$$\xi = \frac{3 \cdot \eta \cdot v}{2 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0 \cdot \overset{\circ}{A}}, \quad (6)$$

де $\eta = 10^{-3}$ Па·с – коефіцієнт в'язкості води;

$\varepsilon = 81$ – відносна діелектрична проникність води;

$\varepsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$ Ф / м – електрична стала;

$E = 10^3$ В / м – напруженість електричного поля.

Особливістю експериментального лазерного доплерівського інтерферометра є можливість шляхом зміни відстані H між світлоподільником та дзеркалом змінювати кут α між двома зондуєчими променями, що забезпечує зміну чутливості пристрою й діапазон величин швидкості та ефективного діаметру, які вимірюються.

Висновки. Розроблено методику лазерної доплерівської інтерферометрії, внаслідок чого розглянута можливість підвищення межі чутливості, діапазону вимірювання швидкості та діаметру частинок домішок при електрофорезі шляхом зміни кута між двома зондуєчими променями лазерного доплерівського інтерферометра і автоматизації процесу вимірювання та обробки отриманих результатів. Таким чином, забезпечується удосконалення метода вимірювання гідромеханічних параметрів частинок домішків й контролю ефективності очищення стічних вод промислових виробництв у реальному часі.

Література

1. Мовчан С. И. Технология контроля качества очистки сточных вод гальванического производства методом лазерной доплеровской

интерферометрии. / С. И. Мовчан, Н. В. Морозов // Науковий вісник будівництва.- Вип. 47. –Х: ХДТУБА, 2008. – С. 245 - 249.

2. Мовчан С. І. Вимірювання гідромеханічних параметрів частинок методом лазерної доплерівської інтерферометрії./ С. І. Мовчан, М. В. Морозов // Матеріали науково – практичної конференції «Вода та довкілля VII Міжнародного Водного Форуму «АКВА UKRAINE - 2009». - Київ, 2009. – С. 184 - 194.

3. Морозов М. В. Моделювання процесу вимірювання гідромеханічних параметрів частинок в лазерній доплерівській інтерферометрії / С. І. Мовчан, М. В. Морозов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Вип. 10. - Т. 8. – Мелітополь, 2010 – С. 256 – 264.

4. Патент Україна на корисну модель № 34874 А. МПК⁷ G 01 N 15 / 00. Спосіб вимірювання ефективного діаметру та концентрації частинок у розчині / М. В. Морозов, С. І. Мовчан. – Заявка № 2008 03869. Заявл. 27. 03. 2008. Друк. 26. 08. 2008, Бюл. № 16.

5. Пат. № 58534 Україна, МПК⁷ G 01 N 15 / 00. Пристрій для вимірювання швидкості частинки домішок в рідині / М. В. Морозов, С. І. Мовчан. – № 2010 14210; опубл. 11. 04. 2011, Бюл. № 7.

МЕТОДЫ ЛАЗЕРНОЙ ДОПЛЕРОВСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТИ И ДИАМЕТРА ЧАСТИЦ ПРИМЕСЕЙ СТОЧНЫХ ВОД ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

М. В. Морозов, С. И. Мовчан

Аннотация – рассмотрены методы изменения чувствительности, повышения точности и автоматизации измерения параметров частиц примесей водных растворов при электрофорезе с использованием лазерной доплеровской интерферометрии.

METHODS LASER DOPPLER INTERFEROMETRIA OF SPEED AND DIAMETER MEASURING OF PARTICLES OF ADMIXTURES IN FLOW WATERS OF INDUSTRIAL ENTERPRISES

M. Morozov, S. Movchan

Summary

The methods of sensitiveness laser change, increase of accurate and automation of parameters measuring of admixtures particles in water solutions with the laser Doppler interferometria are considered.

УДК 628.164-926.33

СПОСОБЫ УМЕНЬШЕНИЯ ОБРАЗОВАНИЯ НАКИПИ

Безменникова Л.Н, к.т.н.,

Квитка С.А., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. +38(0619)423263.

Аннотация - в данной статье проведена сравнительная оценка способов обработки воды с целью уменьшения образования накипи.

Ключевые слова: накипь, ионообменный метод, мембранные фильтры, электромагнит, магнитная обработка воды.

Постановка проблемы. Проблемой теплоэнергетики, так же как и химической, пищевой промышленности, сельского хозяйства, являются отложения солей на поверхности теплообменной аппаратуры, технологических устройствах и трубопроводах.

Отложения ухудшают теплообмен, что повышает энергозатраты на производство, уменьшают проходное сечение оборудования и трубопроводов, увеличивают его гидравлическое сопротивление, повышают энергозатраты на транспортировку воды.

Анализ проблемы. Отложения солей жесткости, нарастая менее чем за год на 10 мм, приводят к значительному увеличению тепловой энергии на нагрев и к эквивалентному увеличению затрат на расход топлива.

Также они отрицательно сказываются на теплообменных и гидравлических характеристиках, выводят из строя насосное, запорное и регулировочное оборудование, ускоряют коррозионные процессы. На рисунке 1 приведена зависимость потерь тепловой энергии при теплопередаче через греющую поверхность в зависимости от толщины слоя отложений солей жесткости [1].

С увеличением толщины слоя отложений солей, также увеличивается расход топлива на нагрев воды (рис.2).

Таким образом, для уменьшения потерь тепловой энергии, уменьшения расхода топлива и увеличения срока службы системы водоснабжения необходимо уменьшить слой отложений (накипь).

Формулирование целей статьи. Провести сравнительную оценку способов и устройств обработки воды с целью уменьшения обра-

зования накипи, определить область эффективного применения противонакипной обработки воды.

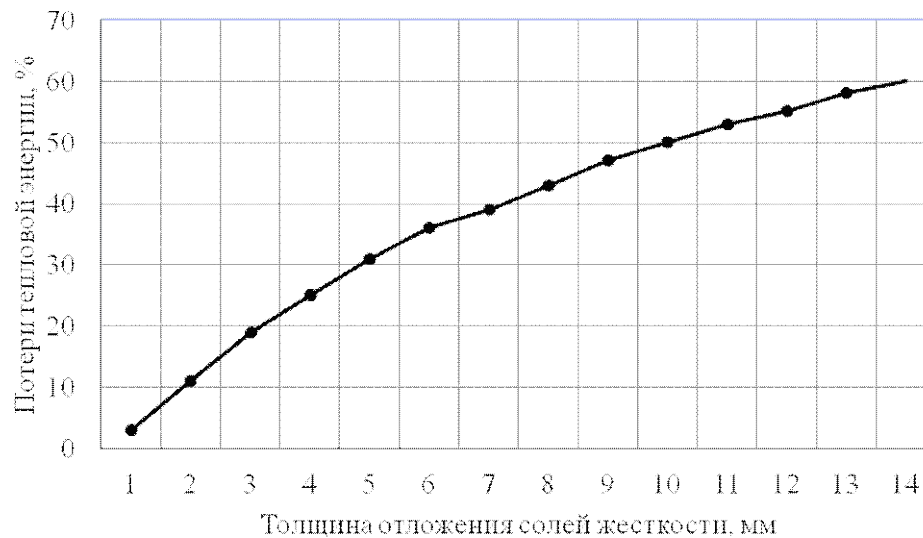


Рис. 1. Потери тепловой энергии при теплопередаче через греющую поверхность.

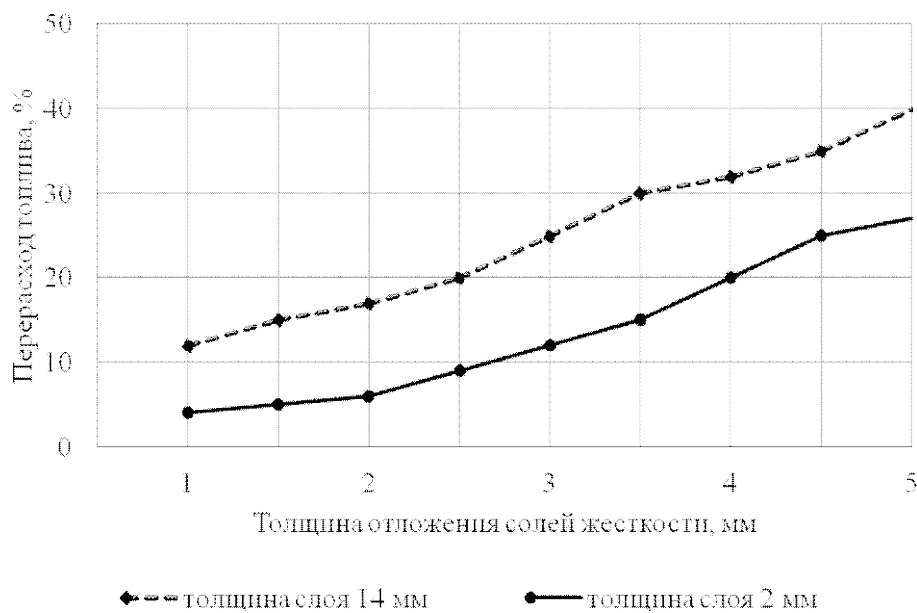


Рис. 2. Перерасход топлива в зависимости от толщины слоя отложения солей жесткости на поверхности нагрева.

Основная часть. Выбор метода умягчения воды (процесс удаления ионов кальция и магния) определяется ее химическим составом, требуемой степенью умягчения и технико-экономическими показателями системы водоснабжения.

Существует ряд способов умягчения воды, их можно условно разделить на традиционные и нетрадиционные.

К традиционным способам относятся химический метод, ионообменный метод (используется в фильтрах-умягчителях), обработка при помощи мембранных фильтров (из воды удаляют все соли), употребление разных ингибиторов (в частности, полифосфатов).

Все химические средства (антинакипины, калгон, стиральные порошки) активные вещества, содержащие кислоты. Достоинства – эффективно удаляют накипь и солевые отложения. Недостаток – агрессивное воздействие на металл и резину, требуются дополнительной фильтрация воды, что приводит к ограничению применения этих средств [2, 3].

Принцип действия ионообменников основан на замещении ионов кальция и магния ионами натрия. Образующийся при этом карбонат натрия абсолютно безопасен для техники и аппаратуры. Отмечается снижение срока службы ионообменников, если в воде присутствуют ионы железа.

Достоинство – хорошая эффективность. Недостатки – необходимость регенерации раз в 1-2 месяца, что значительно повышает себестоимость выработки тепловой энергии, так как в структуре себестоимости тепловой энергии затраты на водоподготовку занимает второе место после затрат на топливо (достигает до 15%) [3, 4, 5].

Мембранные фильтры воду практически обессоливают. Этот метод менее распространен из-за высокой стоимости мембран и ограниченного ресурса работы фильтра [3, 4, 5].

К нетрадиционным способам относится метод воздействия на воду магнитного поля. В основу положена теория влияния магнитного поля на коллоидные примеси воды. При наложении магнитного поля в массе воды формируются центры кристаллизации, вследствие чего выделение нерастворимых солей жесткости происходит не на теплопередающей поверхности (нагрева или охлаждения), а в объеме воды. Таким образом, вместо твердой накипи в воде появляется мигрирующий тонкодисперсный шлам, который легко удаляется с поверхности теплообменников и трубопроводов. В аппаратах магнитной обработки вода должна двигаться перпендикулярно магнитным силовым линиям.

Существует два типа аппаратов для магнитной обработки воды - с постоянными магнитами и электромагнитами.

Устройства с постоянными магнитами имеют сравнительно несложную конструкцию, не потребляют электроэнергии и отличаются отсутствием проблем, связанных с электробезопасностью и ремонтом при электрическом пробое обмоток. Они просты в установке и обслуживании, характеризуются высокой надежностью и долговечностью (потеря магнитных свойств составляет всего 0,2 % за 10 лет [4, 5, 7]).

На основе магнитов разработаны компактные приборы нового поколения - магнитные активаторы воды (МAB). Они построены по принципу циклического воздействия на воду нескольких размещенных внутри устройства магнитов. По кольцевому зазору между ними проходит вода [5, 6].

Несмотря на все достоинства аппаратов с постоянными магнитами на практике эффект обработки зачастую проявлялся только в первый период эксплуатации, затем результат пропадал. Появился даже термин - эффект «привыкания» воды. Свои свойства омагниченная вода сохраняет меньше суток. Это явление потери магнитных свойств называется релаксацией. Поэтому в тепловых сетях кроме омагничивания подпиточной воды необходимо обрабатывать воду, циркулирующую в системе путем создания, так называемого антирелаксационного контура, при помощи которого обрабатывается вся вода, циркулирующая в системе [7, 8].

Эффективность работы устройств по магнитной обработке воды зависит от ряда факторов: соответствие параметров магнитного поля жесткости воды, скорость движение воды, температуры поверхности нагрева, температура воды. При несоответствии данных параметров воды эффективность магнитной обработки воды резко снижается.

Электромагнитная обработка воды происходит при помощи электромагнитных сигналов различной частоты, частота может изменяться в диапазоне от 50 Гц до 10 кГц. Поток электромагнитных сигналов концентрируется в объеме воды, протекающей в трубопроводе. Постоянно меняющиеся электромагнитные волны препятствуют образованию прочных отложений солей [8, 9,10].

Устройства электромагнитной обработки воды эффективны в более широком диапазоне скоростей потока воды и даже в "стоячей" воде (то есть при отсутствии потока, когда кран закрыт).

Выводы. Сравнительная оценка способов и устройств обработки воды с целью уменьшения образования накипи показала, что наиболее эффективными способами можно считать методы электромагнитной обработки воды. Они являются экологически чистыми, не требуют химических реагентов, не меняют солевой состав воды, имеют высокий срок службы при низких эксплуатационных затратах.

Литература

1. *Гнеденков С.В.* Влияние покрытий на интенсивность процессов солеотложения / *С.В. Гнеденков* и др. Институт химии Дальневосточной РАН // Электронный журнал «Исследовано в России». 2009.
2. *Класен В.И.* Омагничивание водных систем / *В.И. Класен* – М.: «Химия», 2008. - 322с.

3. Фрог Б.Н. Водоподготовка. / Б.Н. Фрог, А.П. Левченко / – М.: издательство МГУ, 1996. - 680 с.
4. Банников В.В. Проблемы накипи и энергосбережения / В.В. Банников // Энергосбережения. - № 3. - 2005. - с 59-60.
5. R.J. Hunter Introduction to Modern Colloidal Science (Oxford Science Publications, New York, 2006).
6. Первов А.Г. Новые технологии обработки поверхностных вод с применением наночистот. / А.Г. Первов, А.П. Андрианов, Ю.В. Козлова, Н.Б. Мотовилова. ВСТ, 2007. - №5. - С. 9-13.
7. Szkatula A .Magnetohydrodynamic method of water treatment, European Patent No. 0241 090 B1, Cl. C02F 1/48.
8. Klassen V.I. Dokl. Akad. Nauk SU 166, 1383 (2007); Omagnicivaniye vodnykh sistem (in Russian) (Ed. Chimija, Moskva, 2008); in Developments in Mineral Processing (Elsevier, N.Y., 1981), Part B, Mineral Processing, p. 1077.
9. Миклашевский Н.В. Чистая вода. Системы очистки и бытовые фильтры. / Н.В. Миклашевский, С.В. Королькова – СПб.: Изд. Арлит, 2005,- 160 с.
10. Щелоков Я.М. О магнитной обработке воды. /Я.М. Щелков // Новости теплоснабжения. - №8. – 2002. - с. 41-42.

СПОСОБИ ЗМЕНШЕННЯ ОСВІТИ НАКИПУ

Л.М. Безменнікова , С.А. Квітка

Анотація - в даній статті проведена порівняльна оцінка способів обробки води з метою зменшення утворення накипу.

METHODS OF REDUCTION OF INCRUSTATING

L. Bezmennicova, S. Kvitka

Summary

In this article the comparative estimation of methods of treatment of water is conducted with the purpose of reduction of incrustating.

УДК 621. 316. 929

УНІВЕРСАЛЬНЕ РЕЛЕ КОНТРОЛЮ ТРИФАЗНОЇ НАПРУГИ МЕРЕЖІ ЖИВЛЕННЯ

Попова І.О., к.т.н.,

Нестерчук Д.М., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-32-63

Анотація – в роботі наведена структурна електрична схема універсального реле контролю трифазної напруги мережі живлення.

Ключові слова – відхилення напруги, контроль, захист, асинхронний двигун.

Постановка проблеми. Сільськогосподарські електроустановки працюють в умовах низької якості електричної енергії в системах електропостачання загального значення, оскільки лінії електропередачі в сільському господарстві мають велику довжину, а джерела живлення, доволі часто, мають співвідносну потужність з асинхронними електродвигунами, тому при запуску асинхронних двигунів великої потужності відхилення напруги на інших синхронних двигунах технологічних ліній досягає значних величин. Тому при експлуатації трифазних асинхронних електродвигунів в сільськогосподарському виробництві аварійність їх дуже висока [1, 2].

Якість електричної енергії в системах електропостачання регламентується стандартом, в якому встановлюються норми якості електричної енергії в електричних колах систем електропостачання змінного трифазного і однофазного струму частотою 50 Гц. В стандарті встановлено два види норм: нормально допустиме значення та гранично допустиме значення відхилення напруги. Нормально допустиме значення сталого відхилення напруги при його зниженні на виводах споживачів електроенергії встановлюється 5%, а гранично допустиме значення сталого відхилення напруги при його зниженні на виводах споживачів електроенергії встановлюється 10% [3]. Особливо небезпечний режим роботи електродвигунів при несиметрії напруг мережі, яка виникає в зв'язку зі змішаним підключенням побутових однофазних і симетричних трьохфазних споживачів. Наслідком несиметрії напруг мережі є поява напруги зміщення нейтралі, що викликає «перекоси» фазних напруг і, як наслідок, збільшення фазних струмів асинх-

ронних електродвигунів. Найбільш небезпечним випадком несиметрії є неповнофазний режим роботи асинхронних електродвигунів, що може бути наслідком обриву фазного проводу, перегорання плавкого запобіжника, обриву обмотки або лінії електромережі. В цьому випадку у двох непошкоджених обмотках електродвигуна значно збільшуються фазні струми і виникає прискорений знос корпусної і фазної ізоляції. Існуючі норми якості електричної енергії в системах електропостачання загального призначення регламентують нормально допустиме значення коефіцієнта напруги зворотної послідовності 2 % і гранично допустиме значення коефіцієнта напруги зворотної послідовності при несиметрії напруги 4% від номінальної напруги [3].

Аналіз останніх досліджень. Аналіз експлуатаційних режимів роботи асинхронного двигуна при несиметрії напруг мережі і відхиленні напруги на затискачах в бік зменшення, доводить, що ці режими призводять до зменшення обертового моменту двигуна, зниженню частоти обертання ротора, зменшенню повного опору обмотки, все це призводить до збільшення сили фазних струмів і, як наслідок, збільшенню швидкості теплового зносу ізоляції обмоток статора [1].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Завданням є розробити реле контролю напруги на рівні сталого нормально допустимого (5%) відхилення напруги і відхиленні напруги на затискачах двигуна більше гранично допустимого (10%), а також контроль несиметрії напруги мережі і неповнофазного режиму.

Основна частина. Розроблений пристрій забезпечує виконання наступних умов:

- контроль зниження напруги на 5-10 % на затискачах асинхронного електродвигуна;
- включення світлової сигналізації при досягненні зменшення напруги на 5 % від номінальної;
- включення світлової і звукової сигналізації при досягненні зменшення напруги на 10 % від номінальної;
- контроль несиметрії напруги на затискачах асинхронного двигуна і захист його від роботи на двох фазах.
- відключення асинхронного двигуна від джерела синусоїдної напруги при неповнофазному режимі (обриві фази);
- включення світлової сигналізації при аварійному відключенні двигуна при обриві фази.

Структурна схема пристрою діагностування (рис.1) складається з наступних блоків: контролю напруги мережі 1; вторинного перетворення сигналів датчиків 2; захисту асинхронного двигуна від відхилення напруги в мережі живлення 3; захисту асинхронного двигуна від несиметрії напруг мережі і роботи на двох фазах 4.

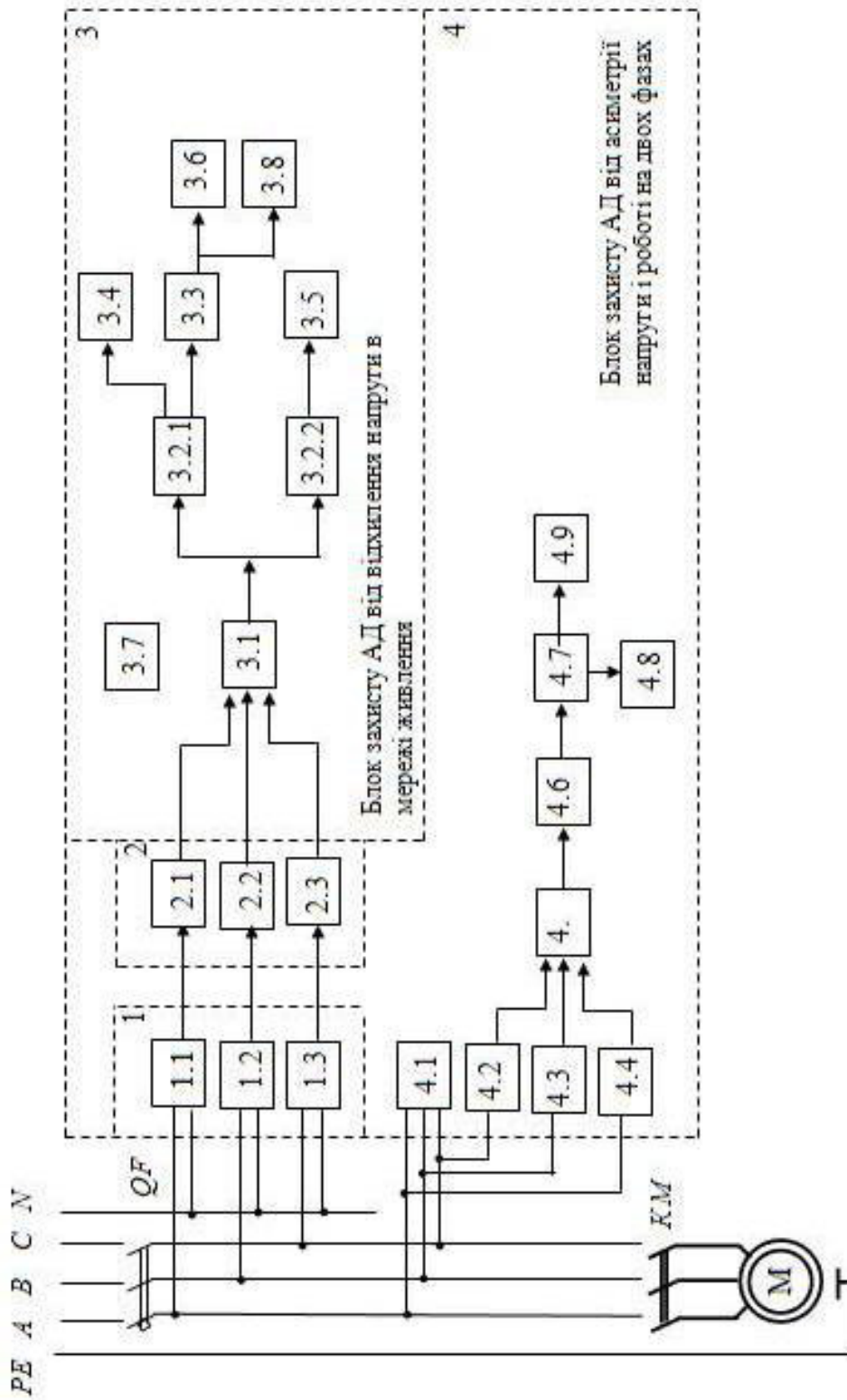


Рис. 1. Структурна схема універсального реле контролю напруги трифазної мережі живлення.

Блок контролю напруги 1 призначений для контролю відхилення напруги в бік зменшення напруги від номінального значення на 5...10 %. Він складається з датчиків напруги 1.1, 1.2, 1.3, в якості яких використані трансформатори напруги, які знижують фазну напругу з номінального значення 220 В до величини 7 В.

Блок вторинного перетворення сигналів 2 датчиків напруги призначений для перетворення сигналу змінної напруги в сигнал постійної напруги. В якості вузлів обробки сигналів 2.1, 2.2, 2.3 використані напівпровідникові діоди.

Блок захисту асинхронних двигунів від відхилення напруги 3 на затискачах електродвигуна містить фільтр сигналів 3.1.; блок живлення 3.7; два компаратори 3.2.1, 3.2.2; вузол підсилення сигналу 3.3; блок світлової сигналізації 3.4 і 3.5; блок аварійної звукової сигналізації 3.8 і виконавчий блок 3.6. Функцію фільтра сигналів (3.1) виконує конденсатор, при цьому сигнал напруги згладжується, зменшується пульсація випрямленої напруги. Компаратори 3.2.1 і 3.2.2 призначені для завдання граничних значень відхилення напруги (5 % і 10 %). Оскільки компаратори спрацьовують при порівнянні двох сигналів напруг: діючої напруги на затискачах і базової напруги з джерела живлення, при цьому змінюється рівень вихідного сигналу, коли рівень вхідних сигналів врівноважується, тому в схемі передбачене джерело базової величини напруги 3.7. Блок аварійної звукової сигналізації 3.7 призначений для надання звукового сигналу при відхиленні напруги в бік зниження більше гранично допустимого значення - це становить 10 % від номінального значення.

Блок захисту асинхронних електродвигунів складається з трьох порогових елементів 4.2, 4.3, 4.4, які представляють собою три біполярні транзистори. Логічна схема контролю імпульсів 4.5 представляє собою два тригери, призначені для контролю наявності імпульсів на виході кожного порогового елементу і порядок їх слідування. Логічна схема витримки часу 4.6 є таймером, що виконує витримку часу спрацювання виконавчого блоку 4.9 реле. Регулюючі елементи порогу 4.2, 4.3, 4.4 і витримки часу 4.6 представляють собою резистори із змінним опором. Блок живлення 4.1 призначений для забезпечення живлення стабілізованою напругою логічних схем. Його роль виконує стабілітрон.

Світловий індикатор несиметричного режиму роботи 4.8 представляє собою світлодіод.

Блок вихідного підсилювача або блок підсилення сигналу 4.7 складається із п'яти резисторів, двох діодів і транзисторів. Блок призначений для підсилення сигналу для управління виконавчим блоком.

Виконавчий блок 4.9 складається з реле напруги, яке призначене для знеструмлення своїм контактом виконавчого елементу магнітного пускача асинхронного електродвигуна.

Висновки. Розробка і впровадження пристрою контролю і захисту асинхронних двигунів при відхиленні напруги є одним з шляхів рішення проблеми підвищення їх експлуатаційної надійності.

Література

1. Некрасов А.И. Система технического сервиса электрооборудования в АПК./ А.И. Некрасов// Механизация и электрификация сельского хозяйства. –2002. –№ 5, - С.23-25.

2. Соколов В.С. Проблемы мониторинга качества электрической энергии / В.С. Соколов // Промышленная энергетика. – 2004. - № 1. – С. 25-29.

3. ГОСТ 13109-97. Электрическая энергия. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. Межгосударственный стандарт. –К: Госстандарт Украины, 1999. – 31 с.

УНИВЕРСАЛЬНОЕ РЕЛЕ КОНТРОЛЯ ТРЕХФАЗНОГО НАПРЯЖЕНИЯ СЕТИ ПИТАНИЯ

И.А. Попова, Д.М. Нестерчук

Аннотация – в работе приведена структурная электрическая схема универсального реле контроля трехфазного напряжения сети питания .

UNIVERSAL RELAY OF THE CHECKING THE THREE-PHASE VOLTAGE TO NETWORK OF THE FEEDING

I. Popova , D. Nesterchuk

Summary

In work is brought structured circuitry universal relay checking the three-phase voltage to network of the feeding.

УДК 631.354

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ УБОРКИ ЗЕРНОВОГО СОРГО ОЧЕСОМ НА КОРНЮ

Шабанов Н. П., к. т. н.,

Овчаренко Ф.А., асп.*

ЮФ НУБиП Украины «Крымский агротехнологический университет»

Тел. (06192) 5-47-88

Аннотация – определены параметры устройства для очеса зернового сорго на корню, обеспечивающие наименьшие общие потери зерна.

Ключевые слова – очес сорго на корню, общие потери зерна, уравнение регрессии, оптимальные параметры устройства.

Постановка проблемы. В технологическом процессе возделывания зернового сорго важной операцией является уборка урожая, ее перспективно выполнять очесом на корню.

Вследствие несогласованности конструктивных и кинематических параметров очесывающего устройства, обмолот зернового сорго на корню дает результат не соответствующий агротребованиям. С целью усовершенствования очесывающего устройства и повышения эффективности процесса обмолота зернового сорго на корню нужно экспериментально обосновать его параметры.

Анализ последних исследований. Анализ работ [1-3] показал, что уборку зернового сорго целесообразно выполнять очесом растений на корню. Однако в этих работах параметры очесывающего устройства для обмолота зернового сорго на корню не обосновывались.

Формулировка целей статьи. Определить параметры устройства для очеса зернового сорго на корню, которые обеспечивают наименьшие потери зерна, становится возможно после решения следующих задач:

- провести исследования технологического процесса устройства для очеса зернового сорго на корню в полевых условиях;
- на основании полученных результатов разработать математическую модель в виде уравнения регрессии;
- используя математическую модель произвести оптимизацию параметров устройства для очеса зернового сорго на корню.

* Науч. руководитель – к.т.н., доц. Шабанов Н.П.

© к.т.н., доц. Шабанов Н. П., асп. Овчаренко Ф.А.

Основная часть. В уборочный сезон 2011 года на полях ЮФ НУБ и ПУ «КАТУ» были проведены полевые испытания устройства для очеса зернового сорго на корню.

В соответствии с планом эксперимента было реализовано восемнадцать вариантов сочетания четырех факторов в конструкции экспериментальной установки (рис. 1) и получены результаты (табл. 1).



Рис. 1. Полевые испытания устройства для очеса зернового сорго на корню.

Таблица 1 – Матрица планирования, параметры и результаты экспериментальных исследований устройства для очеса зернового сорго на корню

| № опыта | Факторы | | | | Параметры | | | | Общие потери зерна, % | | | |
|---------|---------|-------|-------|-------|-------------|------------------|----------|----------|-----------------------|-------|-------|------|
| | x_1 | x_2 | x_3 | x_4 | v_m , м/с | ω , рад/с | L , мм | b , мм | y_1 | y_2 | y_3 | y |
| 1 | 1 | -1 | -1 | -1 | 2,5 | 30 | 300 | 16 | 4,97 | 5,18 | 5,12 | 5,09 |
| 2 | -1 | 1 | -1 | -1 | 1,5 | 50 | 300 | 16 | 3,93 | 4,05 | 3,95 | 3,98 |
| 3 | -1 | -1 | 1 | -1 | 1,5 | 30 | 500 | 16 | 4,78 | 4,71 | 4,54 | 4,68 |
| 4 | 1 | 1 | 1 | -1 | 2,5 | 50 | 500 | 16 | 5,62 | 5,44 | 5,71 | 5,59 |

Продовження табл.1

| | | | | | | | | | | | | |
|----|----|----|----|----|-----|----|-----|----|------|------|------|------|
| 5 | 1 | -1 | -1 | 1 | 2,5 | 30 | 300 | 32 | 8,31 | 8,55 | 8,45 | 8,44 |
| 6 | -1 | 1 | -1 | 1 | 1,5 | 50 | 300 | 32 | 6,62 | 6,55 | 6,37 | 6,51 |
| 7 | -1 | -1 | 1 | 1 | 1,5 | 30 | 500 | 32 | 7,22 | 7,35 | 7,19 | 7,25 |
| 8 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2,5 | 50 | 500 | 32 | 8,83 | 9,04 | 8,91 | 8,93 |
| 9 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2,0 | 40 | 400 | 24 | 3,47 | 3,79 | 3,62 | 3,63 |
| 10 | 0 | 1 | -1 | 1 | 2,0 | 50 | 300 | 32 | 7,03 | 7,20 | 7,09 | 7,11 |
| 11 | -1 | 0 | -1 | -1 | 1,5 | 40 | 300 | 16 | 3,78 | 3,62 | 3,75 | 3,72 |
| 12 | 1 | 0 | 1 | 1 | 2,5 | 40 | 500 | 32 | 7,66 | 7,41 | 7,71 | 7,59 |
| 13 | -1 | 1 | -1 | 0 | 1,5 | 50 | 300 | 24 | 4,34 | 4,41 | 4,42 | 4,39 |
| 14 | -1 | 0 | 1 | 1 | 1,5 | 40 | 500 | 32 | 5,81 | 5,71 | 5,84 | 5,79 |
| 15 | 0 | 1 | 1 | -1 | 2,0 | 50 | 500 | 16 | 4,13 | 4,25 | 4,16 | 4,18 |
| 16 | 1 | -1 | 1 | 0 | 2,5 | 30 | 500 | 24 | 5,94 | 5,92 | 5,81 | 5,89 |
| 17 | 1 | -1 | 0 | 1 | 2,5 | 30 | 400 | 32 | 8,03 | 7,99 | 8,10 | 8,04 |
| 18 | 0 | -1 | 1 | -1 | 2,0 | 30 | 500 | 16 | 4,55 | 4,42 | 4,33 | 4,43 |

Для построения математической модели был использован план Хартли-Коно (На-Ко₄) [4, 5], позволяющий определить влияние параметров на критерий оптимизации при сравнительно небольшом числе опытов.

Математическая модель исследуемого процесса в общем случае имеет вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2 + b_{44}x_4^2, \quad (1)$$

где y – общие потери зерна;

b_0, b_i, b_{ij}, b_{ii} – коэффициенты модели;

x_1, v_m – скорость машины;

x_2, ω – угловая скорость гребенок;

x_3, L – глубина погружения барабана в массу;

x_4, b – зазор между гребенками.

После определения коэффициентов, математическая модель (1) приняла вид:

$$y = 3,641 + 0,583x_1 - 0,232x_2 - 0,087x_3 + 1,475x_4 + 0,388x_1x_2 + 0,169x_1x_3 + 0,192x_1x_4 + 0,114x_2x_3 - 0,002x_2x_4 + 0,004x_3x_4 + 0,436x_1^2 + 1,009x_2^2 + 0,381x_3^2 + 0,845x_4^2. \quad (2)$$

Проверка по критерию Кохрена ($G_{расч} = 0,147 < G_{табл} = 0,296$) позволяет сделать вывод об однородности дисперсий.

Сравнивая расчетные и табличное значение критерия Стьюдента можно сделать вывод, что все коэффициенты, кроме b_{24} и b_{34} , значимые. Можно отбросить эффекты парных взаимодействий x_2x_4 и x_3x_4 , поскольку $t_{расч} b_{24} = 0,138$ и $t_{расч} b_{34} = 0,207$ меньше $t_{табл} = 2,11$. На остальные члены регрессии это не повлияет, а уравнение (2) запишется как

$$\begin{aligned} y = & 3,641 + 0,583x_1 - 0,232x_2 - 0,087x_3 + 1,475x_4 + \\ & + 0,388x_1x_2 + 0,169x_1x_3 + 0,192x_1x_4 + 0,114x_2x_3 + \\ & + 0,436x_1^2 + 1,009x_2^2 + 0,381x_3^2 + 0,845x_4^2. \end{aligned} \quad (3)$$

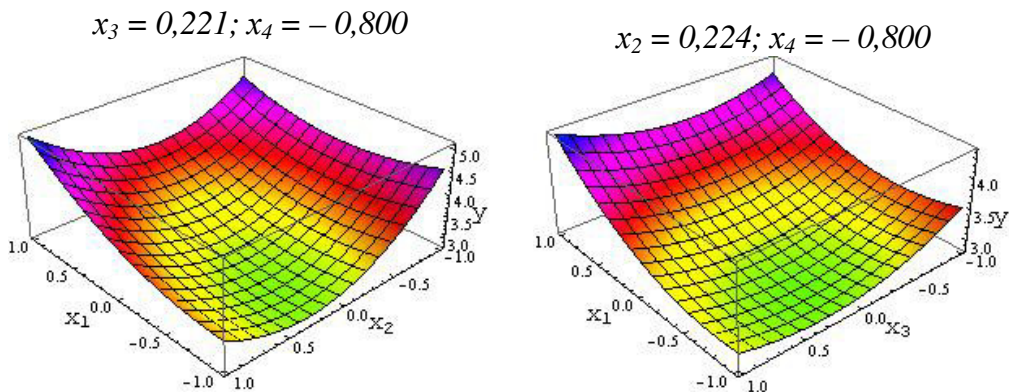
Поскольку расчетное значение критерия Фишера меньше табличного ($F_{расч} = 0,444 < F_{табл} = 2,49$), то приняли гипотезу об адекватности описания уравнением (3) результатов эксперимента с 95 % вероятностью.

Уравнение анализировалось с помощью специальных компьютерных программ.

Минимальное значение общих потерь зерна $y = 2,83$ % будет при:

$$\begin{aligned} x_1 &= -0,634 \text{ или } v_m = 1,68 \text{ м/с;} \\ x_2 &= 0,224 \text{ или } \omega = 42,24 \text{ рад/с;} \\ x_3 &= 0,221 \text{ или } L = 422 \text{ мм;} \\ x_4 &= -0,800 \text{ или } b = 17,6 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Для построения поверхностей отклика два из факторов фиксировались на оптимальном уровне. Варианты поверхностей отклика при оптимальных значениях факторов представлены на рис. 2.



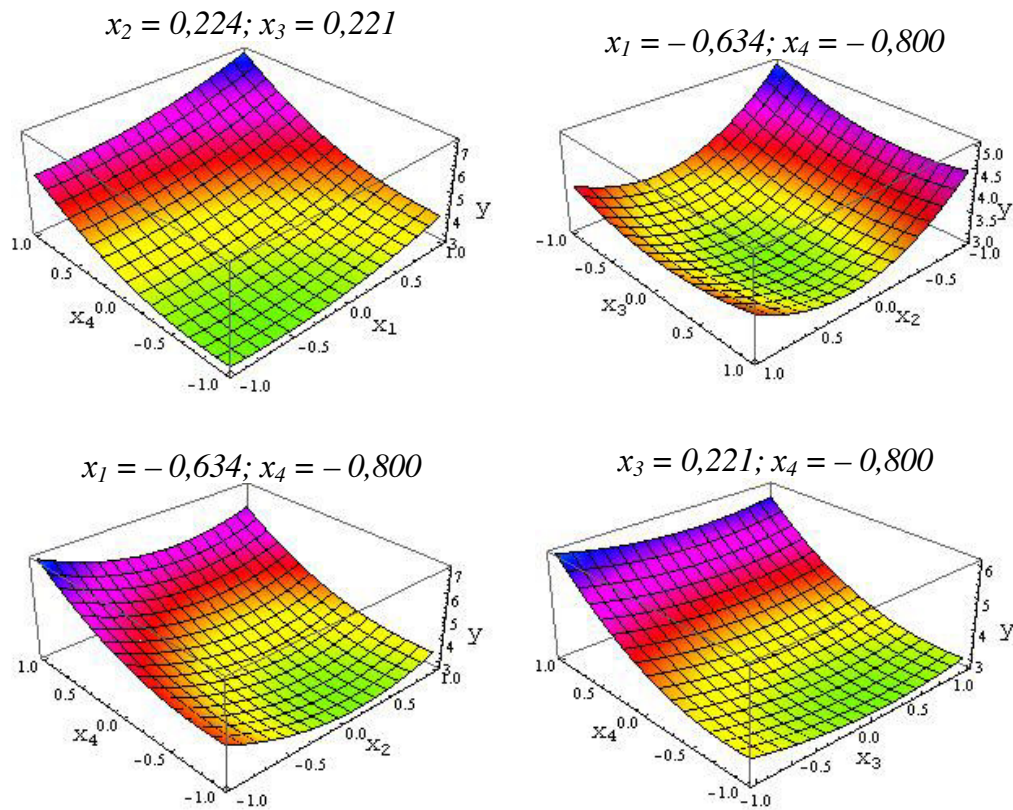


Рис. 2. Общие потери зерна при различном сочетании факторов.

Выводы. В результате проведенных экспериментальных исследований определены оптимальные параметры устройства для уборки зернового сорго очесом на корню: скорость машины $v_m = 1,68$ м/с; угловая скорость гребенок $\omega = 42,24$ рад/с; глубина погружения барабана в массу $L = 422$ мм; зазор между гребенками $b = 17,6$ мм. При этих параметрах обеспечиваются минимальные общие потери зерна на уровне 2,83 %.

Литература

1. Самофалов А.И. Обоснование процесса и параметров очесывающего устройства для соргоуборочной машины: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук / А.И. Самофалов. – Волгоград, 1983. – 19 с.
2. Шабанов П.А. Уборка зернового сорго очесом на корню. // П.А. Шабанов // Кукуруза. – 1976. – № 8.
3. Шабанов П.А. Обмолот сорго на корню / П.А. Шабанов, А.И. Самойленко // Кукуруза и сорго. – 1986. – № 5.

4. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Роцин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
5. Красовский Г. И. Планирование эксперимента / Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов. – Мн.: Изд-во БГУ, 1982. – 302 с.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
ПРИСТРОЇ ДЛЯ ПРИБИРАННЯ ЗЕРНОВОГО СОРГО
ОЧОСОМ НА КОРЕНЮ**

Н.П. Шабанов, Ф.О. Овчаренко

Анотація – визначені параметри пристрою для очосу зернового сорго на кореню, що забезпечують найменші загальні втрати зерна.

**EXPERIMENTAL GROUND OF PARAMETERS DEVICE
HARVESTER OF SORGHUM BY THRESHING ON THE ROOT**

N. Shabanov, F. Ovcharenko

Summary

The parameters of device harvester of sorghum by threshing on the root providing the least general corn losses are got.

УДК 529.768 621.317.76

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КЕРОВАНИХ ПО ЧАСТОТІ КВАРЦОВИХ ГЕНЕРАТОРІВ

Орел О.М. к.т.н.,

Вороновський І.Б. к.т.н.,

Орел І.О. магістр

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. 0619-42-25-85

Анотація – наведено особливості розрахунку параметрів генератора з підстроюванням частоти в межах 2 % від частоти генератора.

Ключові слова – кварцовий генератор, електромагнітне випромінювання, коефіцієнт регенерації, варикап.

Постанова проблеми. Однією з найбільш актуальних задач, що стоїть перед аграрним комплексом України на сучасному етапі, є підвищення продуктивності у тваринництві зі збереженням і збільшенням поголів'я сільськогосподарських тварин, що залежить від своєчасного лікування їхнього травматизму.

Травматизм тварин - найбільш розповсюджена група захворювань з усіх незаразних хвороб, на його частку приходиться до 50 % від загальної захворюваності тварин. У більшості випадків причинами травматизму тварин є порушення правил їх годівлі, утримання й використання. У результаті травм і їх ускладнень хворі тварини знижують продуктивність, передчасно вибраковуюються, нерідко гинуть. Усе це наносить господарствам великий економічний збиток. Тому зниження втрат від травматизму є однією з найважливіших задач ветеринарних фахівців і всіх працівників тваринництва [1].

В даний час для відновлення кісткової тканини травмованих кінцівок тварин, в основному, використовують медикаментозні способи лікування. Застосування антибіотиків та інших медикаментів для відновлення кісткових тканин тварин у більшості випадків є малоефективним і небезпечним, блокує симптоми захворювань. Вирішення поставленої задачі можливо на основі застосування низькоенергетичних (інформаційних) електромагнітних випромінювань НВЧ діапазону довжин хвиль [2].

Аналіз останніх досліджень. Існуючі інші методи відновлення

кісткової тканини тварин і розроблені на їх основі пристрої не відповідають високим вимогам, специфічним для апаратури електромагнітного випромінювання, по стабільності частоти, подавленню поточкових складових в спектрі вихідного сигналу, споживанню потужності, металоемкості, необхідній надійності і ряду ін. [3].

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Тому розробка ефективних не медикаментозних способів відновлення кісткової тканини при загоснні травм тварин є актуальною задачею.

Основна частина. Традиційно відомі схеми радіоелектронних пристроїв не відповідають високим вимогам, специфічним для апаратури електромагнітної терапії. Розглянуто принципи побудови джерел НВЧ коливань для інформаційного впливу на кісткові тканини сільськогосподарських тварин з виконанням високих вимог до стабільності частоти і ступеня придушення побічних дискретних складових у спектрі вихідного сигналу. При побудові багатокаскадних помножувачів частоти з застосуванням транзисторів і варакторів розглянуті основні причини виникнення паразитної фазової модуляції і заходи для її зниження.

Показано, що при одержанні високочастотних коливань у НВЧ діапазоні за допомогою множення частоти високостабільних низькочастотних коливань виникає ускладнення апаратури, зниження надійності, зростання зовнішньополосних і побічних випромінювань, погіршення якості вихідного сигналу. Зроблено висновок про те, що таких недоліків позбавлені пристрої з гармоніковими кварцовими генераторами, у яких реалізується збудження кварцового резонатора на вищих гармоніках, що дозволяє здійснити безпосередню кварцову стабілізацію частоти у НВЧ діапазоні. При цьому частота використовуваної гармоніки виявляється нижчою частотою спектра вихідного сигналу і насиченість його "паразитними" частотами зменшується.

Використання гармонікових кварцових автогенераторів дає можливість зменшити габарити пристрою, підвищити його надійність, знизити споживання енергії. Для розрахунку кварцових НВЧ генераторів запропонована методика, котра справедлива в широкій області частот при значних рівнях вихідної потужності [4].

З урахуванням високочастотної напруги, робочий інтервал управління напругою на варикапі виявляється обмеженим, з одного боку, умовою роботи варикапа тільки у області негативних зсувів, з іншого – величиною зворотної пробивної напруги на переході.

Необхідний діапазон зміни напруги, що управляє, повинен укладатися у вказані межі. При виборі варикапа слід також врахувати величину допустимого розсіювання потужності.

На рис. 1 приведена схема перебудовуваного кварцового генератора. Схема була розрахована по методиці, викладеній раніше[4]. Були використані прилади з параметрами:

$$E_{упр} = -0,5 \dots 30 \text{ В}; \quad j_x = -40 \dots -175 \text{ Ом};$$

$$R_B = 1,5 \text{ Ом}; \quad C_B = 59 \dots 13,6 \text{ пФ}.$$

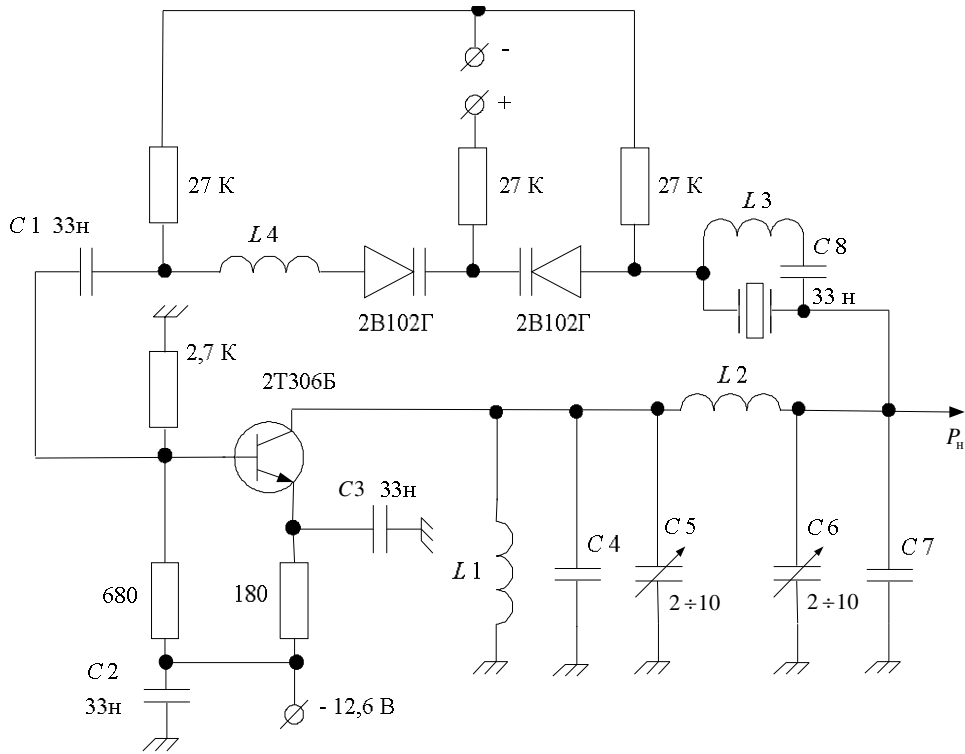


Рис. 1. Принципова схема кварцового генератора з електронною перебудовою частоти.

На рис. 2 показані залежності перебудови частоти вихідної потужності і коефіцієнта регенерації в межах зміни керуючої напруги від $-0,5$ до 30 В для генератора на частоті 250 МГц. З графіків видно, що потужність генератора і коефіцієнт регенерації в межах перебудови змінюється незначно. Характеристика перебудови частоти складає більш 5 МГц і має майже лінійну залежність від $E_{упр}$.

Короткочасна нестабільність частоти генератора складає 10^{-6} за час 10^{-3} с, а довгострокова нестабільність частоти $2 \cdot 10^{-9}$ за час виміру 1 с.

З урахуванням останніх досягнень в області напівпровідникової техніки розроблений експериментальний пристрій для опромінення ран тварин з кістковою патологією, що задовольняє вимогам монохроматичності вихідного сигналу. Придушення побічних складових у спектрі вихідного сигналу – 30 Дб, номінальна вихідна частота – $3,75$ ГГц, діапазон частотної перебудови – 2% , короткочасна нестабільність – 10^{-7} , вихідна потужність – 45 мВт. У результаті виконаної роботи отримані практичні результати по розробці і дослідженню джерел коливальних НВЧ

діапазону з високими спектрально-флуктуаційними, енергетичними та експлуатаційними характеристиками.

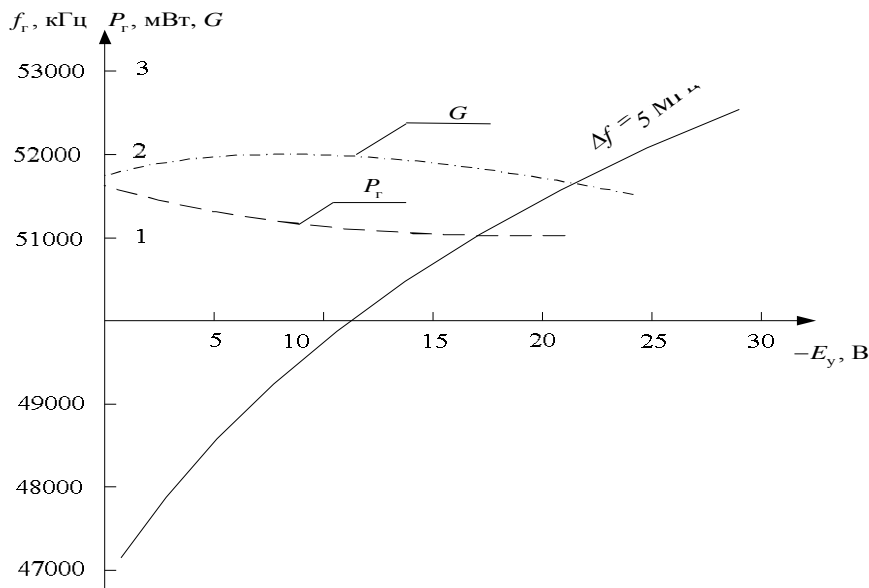


Рис. 2. Залежність перебудови (Δf), вихідної потужності (P_r) та коефіцієнта регенерації (G) від зміни $E_{упр}$.

Наведені експериментальні дослідження опрацьованих пристроїв та результати дії низькоенергетичного випромінювання НВЧ діапазону на процес відновлення кісткової тканини кінцівок тварин. В результаті теоретичних та експериментальних досліджень було розроблено джерело НВЧ коливань з параметрами: вихідна частота—3,75 ГГц; вихідна потужність $P_{вих} \geq 10$ -1 Вт; придушення побічних гармонік в спектрі вихідного сигналу $Q_{п} \text{ вих} \geq 40$ дБ; частота задаючого кварцового генератора—250 МГц с перетворенням частоти у границях 2 %; коефіцієнт множення $N = 15$; потужність живлення 30 Вт; при зміні потужності живлення в границях 10 % потужність вихідного сигналу змінюється не більше ніж на 5 %. Для уточнення параметрів ЕМП, отриманих теоретичним шляхом були проведені експериментальні дослідження, які пов'язані з визначенням електрофоретичної рухливості ядер клітин кісткової тканини. При цьому були визначені фактори, які слід вважати як основні: частота ЕМП випромінювання f , експозиція t , щільність потоку потужності P . Для кількісної та якісної оцінки впливу вищеназваних факторів були проведені регресійний та дисперсійний аналізи. За результатами дисперсійного аналізу встановлено якісний вплив факторів на функцію відгуку та імовірні інтервали зміни факторів, а також перевірено працездатність експериментального джерела НВЧ випромінювання на різних режимах роботи. На основі дисперсійного аналізу побудовані графічні залежності рухомості

ядер клітин кісткової тканини від кожного з визначених параметрів ЕМП при фіксації двох других факторів. У досліді частота ЕМП складала 3,75 ГГц, експозиція 10 хв, щільність потоку потужності 100Вт/м².

Висновок. Дослід розробки схеми керованих генераторів показує, що динамічний опір резонатора повинний незначно змінюватися в діапазоні перебудови. Сумарний опір втрат кола управління не повинен перевищувати величину динамічного опору резонатора, оскільки може виникнути перескок частоти. Потужність генератора і коефіцієнт регенерації в межах перебудови змінюються незначно.

Література

1. *Лебедев А.В.* Общая ветеринарная хирургия./ *А.В.Лебедев, В.А. Лукьяновский, Б.С. Семенов и др.* – М.: Колос, 2000. – 488с.
2. *Орел О.М.* Аналіз методів та електрофізичних пристроїв для лікування кісткової хвороби тварин./ *О.М. Орел* //Праці Таврійської державної агротехнологічної академії. – Мелітополь: ТДАТА. – Вип. 15. – 2003. – С. 92- 98.
3. *Кабанов Д.А.* Обобщенный подход к исследованию автогенераторов./ *Д.А. Кабанов* // Радиотехника и электроника. – 1974. – №8. – С.1690-1697.
4. *Орел А.Н.* Метод расчета кварцевых генераторов СВЧ./ *А.Н. Орел, В.Ф. Яковлев* //Вісник ХДТУСГ. – Харків – 2003. – Вип. 19. – С.191-197.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЯЕМЫХ ПО ЧАСТОТЕ КВАРЦЕВЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

А.Н. Орел, И.Б. Вороновский, И.А. Орел

Аннотация - приведены особенности расчета параметров генератора с подстройкой частоты в пределах 2% от частоты генератора.

TO THE FEATURE IN DEVELOPMENT OF THE QUARTZS GENERATORS GUIDED ON FREQUENCY

A. Orel, I. Voronovskiy, I. Orel

Summary

It is necessary to apply the developed method upon settlement parameters of generator (power of dispersion on quartz, launch power, elements of chains) with frequency within the limits of 2 % from frequency of generator.

УДК 629.33.02.004.67:621.895

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ РОБОЧОЇ ЗОНИ МАГНІТНОГО ВІДСТІЙНИКА ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ МАСТИЛЬНО- ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ РІДИН

Просвірнін В.І. д.т.н.,

Керченський державний морський технологічний університет

Гулевський В.Б. к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (06192) 42-23-41

Анотація – робота присвячена питанням забруднення і очищення мастильно-охолоджувальних рідин (МОР) в технологічних процесах відновлення деталей

Ключові слова – мастильно-охолоджувальна рідина, електромагніт, металообробне виробництво, відстійник

Постановка проблеми: Важливим резервом підвищення продуктивності устаткування в металообробному виробництві є раціональне застосування МОР, що дозволяє збільшити стійкість різального інструменту, поліпшити якість оброблюваної поверхні, забезпечити міжопераційний захист від корозії.

Правильна організація і ведення технологічного процесу відновлення деталей засобів транспорту, а також налагоджена регенерація МОР дозволяють скоротити витрати свіжих МОР, підвищити коефіцієнт корисної дії устаткування і механізмів, скоротити енергетичні витрати, понизити собівартість ремонту, збільшити термін роботи агрегатів і вузлів засобів транспорту до капітального ремонту і підвищити загальну культуру виробництва.

У реальних умовах роботи МОР містять різні забруднення, які певним чином впливають на їх фізико-хімічні властивості [1]. Середній термін використання МОР коливається від двох тижнів до півтори місяців. Основними причинами заміни мастильно-охолоджувальних рідин при обробці металів є наявність в них великої кількості зважених речовин (металевий пил, сажа, частки абразивних матеріалів), розшаровування МОР і їх загнивання.

Аналізуючи існуючі системи, можна зробити висновок, що вони не забезпечують необхідну тонкість і міру очищення. Внаслідок цього в ремонтному виробництві виникають великі економічні витра-

ти: закупівля нових партій МОР або витрати на регенерацію відпрацьованої МОР, плата за скидання нафтопродуктів у водоймища або витрати на експлуатацію очисних споруд.

Аналіз останніх досліджень: В процесі ухвалення рішення про необхідність підвищення ефективності абразивної обробки відновлюваних деталей в технологічних процесах ремонту деталей машин за допомогою якісного очищення МОР, виникає завдання організувати тонке очищення МОР в магнітному відстійнику шляхом поліпшення індивідуальної системи очищення кожного верстата або ж шляхом створення централізованої системи [2,3].

Як було раніше встановлено ефективність магнітного осадження багато в чому залежить від того, наскільки більше магнітна сила F_m , що діє на частку, по відношенню до сили опору F_c .

Для підвищення величини магнітної сили F_m потрібне підвищення напруженості магнітного поля H (магнітній індукції B) і $grad H$ ($grad B$) в робочому проміжку. За рахунок збільшення споживаної потужності котушкою намагнічення можна підвищити напруженість магнітного поля H до заданого значення [4].

Для визначення ефективної робочої зони відстійника були проведені наступні дослідження.

Формулювання цілей статті (постановка завдання): Визначення ефективної робочої зони магнітного відстійника для очищення мастильно-охолоджувальних рідин.

Основна частина: З метою визначення необхідних технологічних і конструктивних параметрів відстійника, розроблено експериментальний стенд.

Прибор електровимірювання магнітних полів, яка створюється Ш-образною магнітною системою представлено на рис. 1.

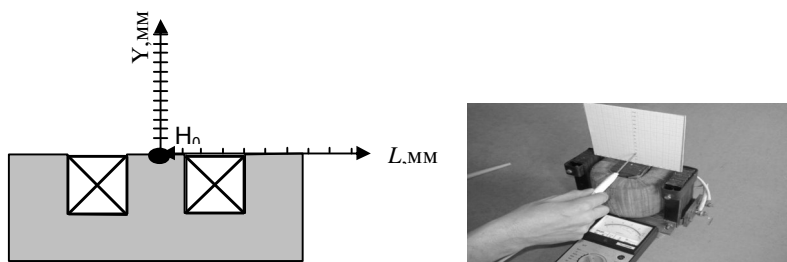


Рис. 1. Схема для електровимірювання магнітних полів, яка створюється Ш - образною магнітною системою.

Вивчалось вилучення одиничних частинок залізного порошку в гліцерині ($\eta_c = 0,33$ Па·с, $\rho_c = 1,26 \cdot 10^3$ кг/м³) в магнітному полі, що створюється Ш - образною магнітною системою YA . Заздалегідь було

заміряно магнітне поле, що створюється Ш - образною магнітною системою.

Вивчення витягання одиничних частинок проводилося таким чином. У скляну кювету з гліцерином, що стоїть на полюсі, поміщала-ся феромагнітна частинка і через певні ділянки шляху секундоміром реєструвався час її осадження. Дослідження проводилися при різних напруженостях магнітного поля на полюсі НО.

При одній і тій же напруженості досліджувався рух 3–5 частинок залізного порошку.

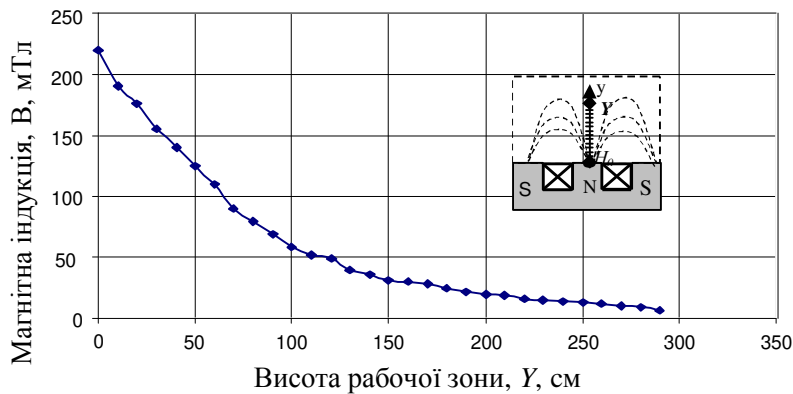


Рис. 2. Залежність зміни магнітної індукції B від висоти Y робочої зони.

За даними експерименту, оброблених на ПЕВМ, побудовані залежності зміни магнітної індукції B від висоти робочої зони Y (рис. 2) і зміни магнітної індукції B від довжини магнітопроводу L (рис. 3).

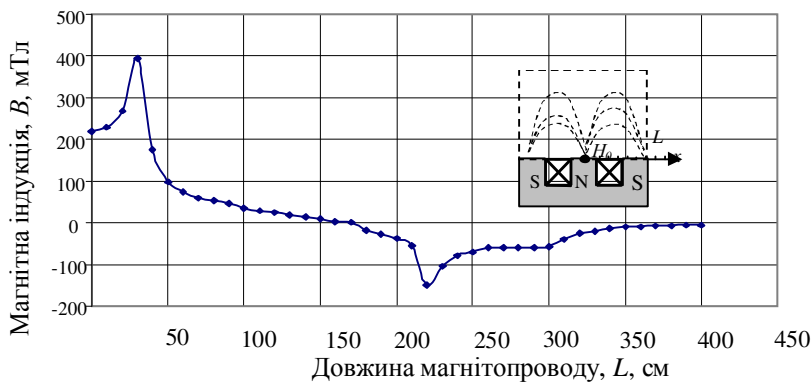


Рис. 3. Залежність зміни магнітної індукції B від довжини L магнітопроводу.

Висновки. Згідно проведеного аналізу отриманих залежностей встановлено, що значення магнітної індукції B зменшується у міру

видалення від полюса H_0 . При цьому на відстані 300 мм і більше магнітна індукція майже не діє на частку, тому висота Y відстійника має бути не більше 300 мм.

Література

1. *Просвірнін В.І.* Аналіз забруднень мастильно-охолоджувальних рідин при відновленні деталей транспортної техніки / *В.І. Просвірнін, В.Б. Гулевський, Б.В. Савченко* // Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2008.- Вип.69.– С. 162-167.
2. *Просвірнін В.І.* Очистка технических жидкостей в магнитных отстойниках / *В.І. Просвірнін, Е.П. Масюткин, В.Б. Гулевський* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2004.- Вип. 24.- С. 39-47.
3. *Просвірнін В.І.* Очистка технических жидкостей в магнитных отстойниках / *В.І. Просвірнін, Е.П. Масюткин, В.Б. Гулевський* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2004.- Вип. 24.- С. 39-47.
4. *Шарапов К.А.* Динамика поведения ферромагнитных частиц в магнитных полях / *К.А. Шарапов, В.І. Просвірнін, Ю.А. Измоденов* // Восьмая межвузовская конференция по вопросам испарения, горения и газовой динамики дисперсных систем. – Одесса, 1968. - С.24-25.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ МАГНИТНОГО ОТСТОЙНИКА ДЛЯ ОЧИСТКИ СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ

В.І. Просвірнін, В.Б. Гулевський

Анотація - работа посвящена вопросам разработки устройства очистки смазочно-охлаждающих жидкостей

DETERMINATION OF EFFECTIVE WORKING AREA MAGNETIC PURIFIERS FOR CLEANING TECHNICAL LIQUIDS

V. Prosvirnin , V. Gulevsky

Summary

Work the questions of contamination and cleaning of technical liquids in technological processes of renewal of details at repair of a transport technique is devoted.

УДК 636.063

**ТЕХНОЛОГІЧНІ ВИМОГИ ДО ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА
КОНСЕРВОВАНОГО КОРМУ З ПИВНОЇ ДРОБИНИ
(ПРОЛОНГОВАНОГО ТЕРМІНУ ЗБЕРІГАННЯ)**

Луц П.М., м.н.с., асп. *

Троїцька О.О., к.б.н.

Інститут механізації тваринництва НААН України, м. Запоріжжя

Тел/факс (061) 289-81-44

Анотація – у статті приведені технологічні вимоги до процесу виробництва консервованого корму з пивної дробини пролонгованого терміну зберігання.

Ключові слова – зневоднення, консервований корм, пивна дробина, технологічні вимоги.

Постановка проблеми. В організації використання нативної пивної дробини для годівлі тварин є серйозні труднощі. Тільки деякі сільськогосподарські підприємства, переважно ті, що розміщені безпосередньо біля пивних заводів, можуть забезпечити безперебійне постачання свіжої пивної дробини для систематичного введення її в раціон тварин. Всі інші потенційні споживачі корму з пивної дробини не мають такої можливості. Головна причина за якою неможливо широко використовувати нативну пивну дробину на кормові цілі – це терміни її зберігання. Так, при температурі 15-30⁰ С дробина обсіменяється та кисне, внаслідок чого термін її зберігання складає 48 годин. Далі розвивається процес втрат поживної цінності пивної дробини при зберіганні, що пов'язаний із появою мікотоксинів, які викликають у тварин гепатоксичний ефект (ураження печінки) [1].

Отже, пивна дробина, яка є водянистим продуктом і швидко псується не може бути раціонально використана у натуральному вигляді. Але може при певній обробці стати джерелом додаткового кормового білку. Тому, існує проблема розробки ефективних методів переробки пивної дробини, які б дозволяли зберігати її кормові переваги та продовжити терміни її зберігання.

Аналіз останніх досліджень. Виділяються два основні напрями: сушка та консервування. Висока вартість енергоносіїв унеможливає висушування пивної дробини до вологості 15–17% і реалізацію

* Наук. керівник к.б.н., с.н.с. Троїцька О.О.
© м.н.с. Луц П.М., к.б.н., с.н.с. Троїцька О.О.

останньої як концентрованого корму [2]. Тому, одним із запропонованих виходів із ситуації, що склалася, є консервування пивної дробини. Для цього способу переробки пивної дробини на кормові цілі, процес вилучення надлишкової вологи (нативна пивна дробина містить до 85% води) є необхідним етапом технологічного процесу і дозволяє отримати високоякісний корм пролонгованого терміну зберігання. Базою для виробництва консервованого корму з пивної дробини являється ВАТ „Пиво-безалкогольний комбінат Славутич” (м. Запоріжжя) шведського концерну Baltic Beverages Holding (BBH).

Формулювання цілей статті. Визначити технологічні вимоги до процесу виробництва консервованого корму з пивної дробини пролонгованого терміну зберігання.

Основна частина. Вихідна пивна дробина, яку отримують на пивкомбінаті «Славутич» і з якої виробляють консервований корм має наступний хімічний склад (табл. 1). Аналіз хімічного складу пивної дробини, проводили згідно методик, викладених у відповідних державних стандартах.

Таблиця 1 – Хімічний склад вихідної пивної дробини у натуральному вигляді та у перерахунку на абсолютно-суху речовину, %

| Показники | Вміст у натуральному виді | Вміст у перерахунку на абсолютно-суху речовину |
|--------------------|---------------------------|--|
| Волога | 77,47 | - |
| Суша речовина | 22,53 | 100 |
| «Сирий» протеїн | 7,69 | 34,13 |
| Білок | 7,24 | 32,13 |
| Жир | 1,84 | 8,17 |
| Клітковина | 4,89 | 21,70 |
| Зола | 1,06 | 4,70 |
| БЕР | 7,05 | 31,29 |
| Розчинні вуглеводи | 1,98 | 8,79 |
| Кальцій | 0,013 | 0,057 |
| Фосфор | 0,176 | 0,781 |
| pH | 4,76 | - |

Фізико-механічні властивості корму з пивної дробини визначаються його вологістю, яка істотно впливає на протікання процесу збереження консервованого корму. Оптимальною вологістю вихідної маси

для консервації сухими консервантами вважається 60-70%. Не рекомендується консервувати масу пивної дробини з вологістю більше 70%.

Тому, у технології виробництва консервованого корму з пивної дробини передбачений технологічний процес попереднього зневоднення нативної пивної дробини з 80-85% вологості до 60-65%. Він здійснюється за допомогою двогвинтового пресу, застосування якого, при виробництві корму з пивної дробини, дозволяє досягти необхідного ступеня зневоднювання для подальшого консервування.

Продуктивність двогвинтового шнекового пресу досягає 2 т/год., а кінцева вологість сировини після здійснення процесу віджимання – 60-65%. Друга технологічна операція - внесення сухого консерванту у пивну дробину. При внесенні до пивної дробини сухого консерванту (кухонної солі або карбаміду) досягається позитивний вплив на перебіг мікробіологічних і біохімічних процесів. Молочнокислі і оцтовокислі бактерії інтенсивно розмножуються і розвиваються вже в першу годину після консервації пивної дробини, пригнічуючи розвиток небажаної мікрофлори, що виключає гнильне і маслянокисле бродіння. Норми внесення консерванту (сілі чи карбаміду) - 2% від маси корму.

Використання цих консервантів при виробництві корму з консервованої пивної дробини абсолютно нешкідливе для організму людини і тварин на відміну від багатьох хімічних консервантів, що мають токсичну дію у результаті надлишкового вмісту хімічних речовин.

Після процесу внесення консерванту, готову до згодовування сільськогосподарським тваринам пивну дробину завантажують у транспортні засоби та доставляють до споживачів. Технологія дозволяє зберігати законсервовану пивну дробину на протязі тривалого часу (5 діб) до згодовування, забезпечуючи загальну енергетичну поживність отриманого корму 0,12 корм. од. в 1 кг.

Технологічна схема виробництва консервованого корму з пивної дробини надана на рис. 1.

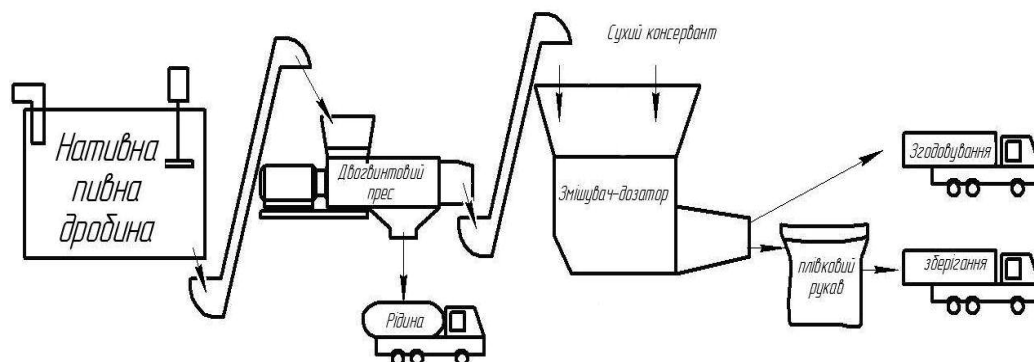


Рис. 1. Технологічна схема виробництва консервованого корму з пивної дробини.

Висновки. Основними технологічними вимогами до процесу виробництва консервованого корму з пивної дробини пролонгованого терміну зберігання є:

- зневоднення нативної пивної дробини з 80-85% вологості до 60-65%;

- дозоване внесення сухого консерванту у пивну дробину (норми внесення консерванту (солі чи карбаміду) - 2% від маси корму).

Дотримання цих технологічних вимог дозволяє зберігати законсервовану пивну дробину на протязі тривалого часу (5 діб і більше) до згодовування, забезпечуючи загальну енергетичну поживність отриманого корму 0,12 корм. од. в 1 кг.

Література

1 *Гуменюк Г.Д.* Использование отходов промышленности и сельского хозяйства в животноводстве. / *Г.Д. Гуменюк, А.М. Жадан, А.Н. Коробко* –К.: Урожай, 1991. – 216 с.

2 *Фараджева Е.Д.* Новые виды биологически активных добавок из вторичных ресурсов пивоварения. / *Е.Д. Фараджева, С. В. Шахов, Р. В. Кораблин, Л.В. Прибытков* // Сб. науч. тр. Воронеж, Гос. технол. акад. - 2002. - № 12.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЦЕССУ ПРОИЗВОДСТВА КОНСЕРВИРОВАННОГО КОРМА ИЗ ПИВНОЙ ДРОБИНЫ (ПРОЛОНГИРОВАННОГО СРОКА ХРАНЕНИЯ)

П.М. Луц, Е.А. Троицкая

Аннотация - в статье приведены технологические требования к процессу производства консервированного корма из пивной дробини пролонгированного срока хранения.

TECHNOLOGY REQUIREMENTS TO PROCESS OF MANUFACTURE OF A TINNED FORAGE FROM A BEER PELLET (THE PROLONGED PERIOD OF STORAGE)

O. Troicka, P. Luts

Summary

The article presented the technological requirements for manufacturing process of a tinned forage with beer pellet of the prolonged period of storage.

УДК 631.356.02

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АГРЕГАТУВАННЯ ПРИЧІПНИХ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Головач І.В., д.т.н.,

Березовий М.Г., к.т.н.,

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 527-82-33

Пришляк В.М., к.т.н.,

Вінницький національний аграрний університет

Солтисюк В.І., к.т.н.,

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України “Бережанський агротехнічний інститут”

Андрєєв Ю.М., д.т.н.

Національний технічний університет “ХПІ”

Анотація - складена математична модель, яка описує умови ефективного агрегування причіпних бурякозбиральних машин і визначає їх робочу швидкість та продуктивність. Проведені розрахунки на ПЕОМ дали можливість визначити оптимальні параметри агрегатів за критеріями продуктивності та енергоємності.

Ключові слова – агрегування, причіпні машини, параметри бурякозбиральних машин.

Постановка проблеми. Ефективність функціонування мобільного машинного сільськогосподарського агрегату досягається за рахунок правильного співвідношення між його технічними і режимними параметрами та зовнішніми виробничими умовами: фізико – механічними властивостями ґрунту, нахилом поверхні поля, характеристиками матеріалу, що обробляється та агротехнічними вимогами до його обробки.

Аналіз останніх досліджень. В останній час машинобудівний комплекс України пропонує виробникам широкій вибір бурякозбиральної техніки, в тому числі і причіпні коренезбиральні машини (двох-, трьох-, шестирядні). Прогнозування ступені підвищення продуктивності бурякозбиральних машин в залежності в від питомих капіталовкладень розглянуті в фундаментальній монографії [1].

Формулювання цілей статті. Вибір оптимальних параметрів причіпних бурякозбиральних машин за критерієм потужності

© д.т.н., проф. Головач І.В., к.т.н., доц. Березовий М.Г., к.т.н., доц. Пришляк В.М., к.т.н., доц. Солтисюк В.І., д.т.н., проф. Андрєєв Ю.М.

трактора, який їх агрегатує.

Основна частина. Ефективність застосування причіпних бурякозбиральних агрегатів необхідно обґрунтувати з допомогою кількісних критеріїв, які б відбивали з достатньою точністю їх експлуатаційні властивості та технічну досконалість. До числа таких критеріїв слід віднести продуктивність, мінімум експлуатаційних витрат [2], питому продуктивність на 1 кВт потужності трактора та інші показники.

Продуктивність агрегату обчислюється за відомим співвідношенням

$$W = 0,1 B \cdot V_r, \quad (1)$$

де: B – ширина захвату, м;

V_r – поступальна швидкість руху агрегату, км/год.

З рівняння (1) випливає, що продуктивність агрегату зростає пропорційно збільшенню швидкості або ширини захвату. Проте прямої пропорційності тут немає, бо ці величини не є незалежними: при зростанні ширини захвату швидкість зменшується і, навпаки, при зростанні швидкості зменшується допустима ширина захвату. Функціональний зв'язок між швидкістю і шириною захвату визначається тяговим балансом і балансом потужності агрегату. Рівняння балансу потужності для випадку тягова –привідного агрегату рівняння балансу потужності має вигляд [4]:

$$N_e \cdot \chi = \frac{R_a \cdot V_r}{3600 \cdot \eta_t (1 - \delta)} = \frac{N_p \cdot B \cdot V_r \cdot H}{360 \cdot \eta_v}, \quad (2)$$

де: R_a – тяговий опір причіпного бурякозбирального агрегату, Н;

N_p – питомі витрати енергії на виконання технологічного процесу збирання цукрових буряків, кВтс/кг;

H – урожайність коренеплодів буряків, ц/га;

N_e – номінальна потужність двигуна, кВт;

χ – коефіцієнт завантаження двигуна;

η_t – коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора;

η_v – коефіцієнт корисної дії валу відбору потужності трактора;

δ – буксування трактора.

Тяговий опір причіпного бурякозбирального агрегату буде визначатись за таким співвідношенням:

$$R_a = R_i + R_f + R_m, [H], \quad (3)$$

де: R_i, R_f – опір трактора на підйом та перекочування, $[H]$;

R_m – тяговий опір коренезбиральної машини під час виконання технологічного процесу збирання, $[H]$.

Ліва частина рівняння тягового балансу (2) чисельно дорівнює рушійній силі трактора, яка забезпечує подолання сил опору, що діють на збиральний агрегат. А саме

$$R_i = mg \cdot \sin \alpha, \quad (4)$$

$$R_f = mg \cdot f \cos \alpha, \quad (5)$$

$$R_m = k \cdot B, \quad (6)$$

де: α – кут підйому, $[rad]$;

m – маса трактора, $[кг]$;

g – прискорення сили тяжіння, $\left[\frac{м}{с^2}\right]$;

f – коефіцієнт опору пересування трактора;

k – питомий опір коренезбиральної машини, $\left[\frac{H}{м}\right]$.

Коефіцієнт k враховує як корисні технологічні деформації, та і опір на пересування причіпної бурякозбиральної машини вздовж напрямку руху. При малих кутах α величина $\sin \alpha \cdot 100$ являє собою відсоток підйому i .

З врахуванням виразів (3) та (4), (5), (6) рівнянню балансу (2) можна надати такого вигляду:

$$N_e \cdot \chi = V_r \frac{(kB + mg \cdot \psi) \eta_v + 10N_p B \cdot H \eta_t (1 - \delta)}{3600 \cdot \eta_t \eta_v (1 - \delta)}, \quad (7)$$

де: ψ – коефіцієнт опору пересування трактора, який дорівнює $\psi = \sin \alpha + f \cos \alpha$.

Розв'язуючи рівняння (7) відносно V_r знаходимо значення швидкості пересування агрегату по полю:

$$V_r = \frac{3600 \cdot \chi \cdot N_e \eta_t \eta_v (1 - \delta)}{(kB + mg \psi) \eta_v + 10N_p B \cdot H \eta_t (1 - \delta)}, \quad \left[\frac{км}{год}\right], \quad (8)$$

Отримав з рівняння (8) робочу швидкість руху агрегату за співвідношенням (1) можна отримати його продуктивність. Але у рівнянні

(8) коефіцієнти χ , η_t та η_v треба вважати заданими, а буксування агрегату δ навпаки необхідно визначити. В практичних розрахунках використовують різні емпіричні формули для побудови кривої буксування трактора. В даному випадку для визначення буксування використовуємо залежність, що наведена в [4]. Вона має такий вигляд

$$\varphi = \varphi_m - a e^{-b\delta}, \quad (9)$$

де: φ – коефіцієнт використання зчіпної ваги;

φ_m – коефіцієнт зчеплення;

a, b – сталі коефіцієнти, що залежать від типу трактора та агрофону.

В виразі (9) залежність буксування δ від коефіцієнта використання зчіпної ваги задане в неявній формі, що є не дуже зручним при проведенні конкретних обчислень. З допомогою алгебраїчних перетворень виразу (9), отримуємо формулу буксування, яка вже буде зручною для практичного використання:

$$\delta = -\frac{1}{b} \ln \frac{\varphi_m - \varphi}{a}. \quad (10)$$

Змінна φ в рівнянні (10) можна бути обчислена за такою формулою:

$$\varphi = \frac{mg\psi + kB}{\lambda mg}, \quad (11)$$

де: λ – коефіцієнт зчіпної ваги.

Рівняння (1), (8), (10) та (11) фактично складають математичну модель для обчислення швидкості руху та продуктивності причіпного бурякозбирального агрегату.

В процесі обчислень необхідно враховувати агротехнічні вимоги, щодо швидкості пересування по полю коренезбиральної машини $4,0 \leq V_r \leq 10,0$, а також обмеження на зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом $\varphi < \varphi_m$. Для практичної реалізації розробленої математичної моделі нами складена програма розрахунків на ПЕОМ, яка дозволяє за один розрахунок виконати обчислення для кількох прототипів тракторів, що можуть агрегувати причіпну коренезбиральну машину на певному агротехнічному фоні.

Треба насамперед врахувати, що тип трактора визначає його масу m , потужність N_e , коефіцієнт λ , а коефіцієнти φ_m , a і b приймаються для кожного агрофону. Крім цього, для кожного варіанта розрахунків треба задати врожайність коренеплодів цукрових буряків H , питомі втрати енергії на технологічний процес N_p , максимальний відсоток підйому i , коефіцієнт опору пересування трактора f , коефіцієнт корисної дії вала відбору потужності трактора η_v . Коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора η_t змінюється в залежності від типу трактора (для гусеничного трактора він дорівнює $\eta_t = 0,87$, для колісного – $\eta_t = 0,92$). Питомий опір причіпного бурякозбирального агрегату k змінюється для кожного типу трактора в межах від 6000 до 10000 $\left[\frac{H}{M} \right]$. Зміна ширини захвату причіпної коренезбиральної машини відбувається в межах від 0,90 до 3,15 [м], з кроком 0,45 [м], тобто від двохрядного до шестирядного варіантів.

На кожному варіанті розрахунків обчислювались і видавались в файл результату питомий опір для кожної ширини захвату і відповіді їм швидкість руху агрегату V_r , продуктивність W , тяговий опір агрегату R_a , коефіцієнт використання зчіпної ваги φ та буксування δ .

Для обчислення складеної математичної моделі були задані конкретні значення її параметрів. А саме: врожайність цукрових буряків – $H = 300 \left[\frac{t}{ca} \right]$; питомі втрати енергії на виконання технологічного процесу збирання цукрових буряків – $N_p = 1,75 \left[\frac{кВт \cdot c}{кг} \right]$; коефіцієнти – $\chi = 0,90$; $\eta_v = 0,95$; $f = 0,07$; вважалось, що на полі зустрічаються підйоми не вище 5%; питомий опір причіпного бурякозбирального агрегату $k = 6000 \dots 10000 \left[\frac{H}{M} \right]$ (крок зміни питомого опору $\Delta k = 1000 \left[\frac{H}{M} \right]$). Технічні данні, що стосуються тракторів, які можуть агрегатувати причіпну коренезбиральну машину наведені в табл.1.

Таблиця 1 - Технічні характеристики тракторів

| Марка трактора | $mg, кг$ | $N_e, кВт$ | φ_m | a | b |
|----------------|----------|------------|-------------|-------|------|
| Т-40М-1 | 3000 | 36,8 | 0,6 | 0,75 | 8,81 |
| МТЗ-80-1 | 3810 | 58,9 | 0,6 | 0,75 | 8,81 |
| Т-70С-2 | 4580 | 51,5 | 0,67 | 0,753 | 47,6 |

Для заданих вхідних параметрах системи, що розглядається було виконано 72 варіанта обчислень. Зокрема були отримані такі опти-

мальні параметри для причіпних коренезбиральних машин, які агрегуються з різними типами тракторів.

Для трактора типу Т-40 найбільша продуктивність $W = 0,60 \left[\frac{га}{год} \right]$ має місце при ширині захвату $B = 0,9 \text{ [м]}$; для питомого опору причіпної коренезбиральної машини $k = 7000 \left[\frac{Н}{м} \right]$, при швидкості її руху $V_r = 6,63 \left[\frac{км}{год} \right]$. Тобто такий тип трактора забезпечує найбільшу продуктивність при агрегуванні лише двохрядної причіпної коренезбиральної машини.

Для трактора типу МТЗ-80 найбільша продуктивність $W = 1,02 \left[\frac{га}{год} \right]$ буде практично при двох значеннях питомого опору причіпної коренезбиральної машини: $k = 7000 \left[\frac{Н}{м} \right]$ і $k = 9000 \left[\frac{Н}{м} \right]$, при ширині захвату $B = 1,80 \text{ [м]}$ і швидкості руху $V_r = 5,68 \left[\frac{км}{год} \right]$. Ці показники отримані для чотирьох рядного варіанту причіпної коренезбиральної машини. При ширині захвату $B = 2,70 \text{ [м]}$ (шестирядний варіант) і при питомому опорі причіпної коренезбиральної машини $k = 10000 \left[\frac{Н}{м} \right]$ агрегат в складі якого є колісний трактор типу МТЗ-80 не забезпечує агрегування і продуктивності внаслідок недостатнього зчеплення його коліс з ґрунтом.

Для гусеничного трактора типу Т-70 С найбільша продуктивність $W = 1,03 \left[\frac{га}{год} \right]$ буде при ширині захвату $B = 2,7 \text{ [м]}$, для питомого опору причіпної коренезбиральної машини $k = 7000 \left[\frac{Н}{м} \right]$, при швидкості її руху $V_r = 3,80 \left[\frac{км}{год} \right]$. При ширині захвату $B = 2,7 \text{ [м]}$ і питомому опорі причіпної коренезбиральної машини $k = 10000 \left[\frac{Н}{м} \right]$ продуктивність агрегату буде $W = 0,86 \left[\frac{га}{год} \right]$ при швидкості руху $V_r = 3,18 \left[\frac{км}{год} \right]$.

Висновки. Таким чином, на підставі результатів даного дослідження можна стверджувати, що гусеничний трактор типа Т-70 С буде забезпечувати достатньо високу продуктивність при агрегуванні причіпної

шестирядної коренезбиральної машини при двох значення питомого опору, тобто при роботі на середніх і важких ґрунтах. Колісні трактори забезпечують достатню продуктивність лише тільки при агрегуванні двох– , чотирьох рядні причіпні коренезбиральні машини.

Література

1. *Погорельй Л.В.* Индустриализация агропромышленного комплекса./ *Л.В. Погорельй* – К.: Техніка, 1984.– 200 с.
2. *Киртбая Ю.К.* Резервы использования машинно–тракторного парка./ *Ю.К. Киртбая* – М.: Колос, 1982.– 319 с.
3. *Пособие по эксплуатации машинно–тракторного парка.*– М.: Колос, 1971.– 279 с.
4. *Колобов Г.Г.* Тяговые характеристики тракторов./ *Г.Г. Колобов, А.П. Парфенов* – М.: Машиностроение, 1972.– 157 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АГРЕГАТИРОВАНИЯ ПРИЦЕПНЫХ СВЕКЛОУБОРОЧНЫХ МАШИН

И.В. Головач, Н.Г. Березовой, В.Н. Пришляк,
В.И. Солтисюк, Ю.М. Андреев

Аннотация - составлена математическая модель, которая описывает условия эффективного агрегатирования прицепных свеклоуборочных машин и аналитически определяет их рабочую скорость и производительность. Проведенные расчеты на ПЭВМ позволили определить оптимальные параметры указанных агрегатов по критериям производительности и энергоемкости.

SUBSTANTIATION OF SUGAR-BEET HARVESTER OPTIMUM PARAMETERS BY POWER CONSUMPTION CRITERION

I. Holovach, M. Berezovyy, V. Pruchliak, V. Soltusuk, J. Andreev

Summary

The analytical researches of substantiation and choice of optimal parameters of units, which include a tractor and trailing sugar-beet harvester, is given. The research basis is determined by mathematical model, which describes conditions of effective unitizing, enables to define working speed and unit productivity. The accounts, carried out on PC, have allowed to define optimal parameters of specified units by productivity criterion.

УДК 631.56.02

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ГИЧКОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ ПО НЕРІВНОСТЯХ ПОВЕРХНІ ҐРУНТУ

Березовий М.Г., к.т.н.,

Литвинов О.І., к.т.н.,

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 527-82-33

Пришляк В.М., к.т.н.,

Вінницький національний аграрний університет

Андрєєв Ю.М., д.т.н.

Національний технічний університет "ХПІ"

Анотація - на підставі побудованої математичної моделі, а також за результатами чисельного моделювання на ПЕОМ руху трирядної гичкозбиральної машини, що фронтально навішена на колісний трактор, визначені її оптимальні конструктивні і кінематичні параметри.

Ключові слова – гичко збиральні машини, параметри гичкозбиральних машин, ПЕОМ, математична модель.

Постановка проблеми. Високоякісне збирання гички цукрового буряку залишається актуальною задачею галузі буряківництва. В процесі роботи, фронтально навішена на трактор, гичкозбиральна машина здійснює рухи в просторі, які визначаються рельєфом поверхні поля, поступальною швидкістю руху трактора, розміщенням копіювальних коліс відносно системи підвісу та ін., що суттєво впливає на якість виконання цього технологічного процесу. Використання в якості копіювальних – пневматичних коліс викликає коливання гичкозбиральної машини у вертикальній площині, що в найбільшій ступені буде впливати на якість виконання технологічного процесу – рівномірне зрізування гички з головок коренеплоду по всій ширині захвату.

Аналіз останніх досліджень. Широке розповсюдження фронтально навішених гичкорізальних модулів бурякозбиральних машин західного виробництва, а також деяких конструкцій вітчизняних фронтально навішених гичкозбиральних машин не обумовило аналітичних досліджень їх руху. Однак, використовуючи методику, викладену в [1], можна побудувати розрахункову математичну модель цієї маши-

повздожньо-вертикальній площині. Поворот гичкозбиральної машини в повздожньо-вертикальній площині навколо осі OX буде визначатися кутом ψ . Пневматичні копіювальні колеса представимо у вигляді моделей, які мають сумарний коефіцієнт жорсткості $2C$ і сумарні коефіцієнти демпфірування 2α .

Вважаємо, що копіювальні колеса в цілому при русі в міжряддях посівів цукрового буряку зминають верхній шар поверхні ґрунту, однак рухаються по нерівностях, які мають поперечний профіль, близький до синусоїдального типу.

В першому наближенні можемо вважати, що копіююче колесо контактує з нерівністю поверхні поля в точці A , яку можна представити аналітичним виразом такого виду [2]:

$$h = h_o \left(1 - \cos \frac{2\pi \cdot X}{l_3} \right), \quad (1)$$

де h – ордината висоти нерівності поверхні ґрунту, m ; h_o – половина висоти нерівності поверхні ґрунту, m ; l_3 – крок нерівності поверхні ґрунту, m ; $X = V \cdot t$ – поточна координата; V – поступальна швидкість руху гичкозбиральної машини, m/c .

Центр мас гичкозбиральної машини (точка C), його положення в повздожньо-вертикальній площині повністю визначаються незалежною координатою φ . Оскільки центр мас пневматичних копіюючих коліс здійснює незалежні коливальні рухи (точка B) і ординати висот нерівності поверхні ґрунту h значно менші, ніж довжина l_1 , можемо вважати, що ці коливання можуть визначатися незалежною координатою Z . Таким чином, розглянута коливальна система може бути приведена до двох узагальнених координат

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= \varphi, \\ q_2 &= Z. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для складання диференціальних рівнянь руху системи, яка досліджується, використаємо вихідні рівняння у формі Лагранжа II-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (3)$$

де T – кінетична енергія системи, яка досліджується; Q_i – узагальнена сила; Π – потенційна енергія системи; R – дисипативна функція; \dot{q} –

узагальнена швидкість; q – узагальнена координата.

Визначимо складові, що входять у вираз (3).

Кінетична енергія механічної системи, яка розглядається, буде дорівнювати:

$$T = \frac{MV^2}{2} + \frac{I_{oy}\dot{\phi}^2}{2} + \frac{m\dot{Z}^2}{2}, \quad (4)$$

де M – маса гичкозбиральної машини, кг; V – швидкість руху машини, м/с; I_{oy} – моменти інерції машини відносно осі OY , (кг·м²); m – маса копіюючих коліс, кг.

Потенційна енергія системи визначається таким виразом:

$$П = C (l_1\phi - Z)^2, \quad (5)$$

де C – коефіцієнт жорсткості шин коліс копіювальної системи, Н/м; l_1 – відстань від осі підвісу машини до осі копіюючих коліс, м.

Дисипативна функція системи, яка досліджується, має такий аналітичний вигляд:

$$R = \alpha (l_1\dot{\phi} - \dot{Z})^2; \quad (6)$$

де α – коефіцієнт демпфірування копіювальних коліс, $\frac{Н \cdot с}{м}$.

В першому наближенні, якщо вважати, що узагальнена сила Q_i може дорівнювати:

$$Q_i = -\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}, \quad (7)$$

тоді вираз (3) для динамічної системи, що розглядається, і яка має дві узагальнені координати q_1 і q_2 , буде дорівнювати:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \phi} &= -\frac{\partial П}{\partial \phi} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\phi}}, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial Z} &= -\frac{\partial П}{\partial Z} - \frac{\partial R}{\partial \dot{Z}}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Знайдемо складові, що входять у вираз (8). Вони дорівнюватимуть:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} = I_{oy} \cdot \dot{\phi}, \quad (9)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = I_{oy} \cdot \ddot{\varphi}. \quad (10)$$

Якщо врахувати, що

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0, \quad (11)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = I_{oy} \cdot \ddot{\varphi}. \quad (12)$$

Аналогічно:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = 2Cl_1(l_1\varphi - Z), \quad (13)$$

а

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{\varphi}} = 2\alpha l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}). \quad (14)$$

Для другої узагальнюючої координати q_2 знайдемо аналогічні вирази. Вони будуть дорівнювати:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} = m\dot{Z}, \quad (15)$$

тоді

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{Z}} \right) = m\ddot{Z}. \quad (16)$$

Далі, якщо вважати, що $h = l_1\varphi$, то

$$\frac{\partial T}{\partial Z} = 0, \quad (17)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Z} = 2C(Z - h), \quad (18)$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{Z}} = -2\alpha(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}). \quad (19)$$

Підставимо значення виразів (9) – (19) в систему (8), отримаємо

$$\left. \begin{aligned} I_{oy}\ddot{\varphi} + 2\alpha l_1(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) - 2Cl_1(Z - h) &= 0, \\ m\ddot{Z} - 2\alpha(l_1\dot{\varphi} - \dot{Z}) + 2C(Z - h) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Отримана система (20) двох диференціальних рівнянь моделює коливання центра мас гичкозбиральної машини (точка C) в поздовжньо-вертикальній площині і коливання центра копіювального колеса (точка B).

Перетворимо систему (20) до такого вигляду:

$$\left. \begin{aligned} I_{oy}\ddot{\varphi} + 2\alpha l_1^2\dot{\varphi} - 2\alpha l_1\dot{Z} - 2Cl_1Z + 2Cl_1h &= 0, \\ m\ddot{Z} - 2\alpha l_1\dot{\varphi} + 2\alpha\dot{Z} + 2CZ - 2Ch &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

або

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi} + \frac{2\alpha l_1^2}{I_{oy}}\dot{\varphi} - \frac{2\alpha l_1}{I_{oy}}\dot{Z} - \frac{2Cl_1}{I_{oy}}Z + \frac{2Cl_1h}{I_{oy}} &= 0, \\ \ddot{Z} + \frac{2\alpha}{m}\dot{Z} - \frac{2\alpha l_1}{m}\dot{\varphi} + \frac{2C}{m}Z &= \frac{2Ch}{m}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Таким чином, отримана система (22) і представляє собою розрахункову математичну модель руху фронтально навішеної на трактор гичкозбиральної машини.

Система (21) з початковими умовами (22) розв'язується адаптованим методом Рунге-Кутта в системі MathCAD.

Значення швидкості трактора, що агрегатує гичкозбиральну машину, змінювались від $V = 10$ км/год до $V = 12$ км/год та моменти інерції машини I_{oy} , які залежать від M – маси гичкозбиральної машини та l_1 – відстані від осі копіювальних коліс до осі встановлення. При розрахунках вибиралось декілька значень моменту інерції: від $I_{oy} = 30,0$ кг·м² до $I_{oy} = 60,0$ кг·м².

На рис. 2 – 8 наведені залежності $Z(t)$, $\varphi(t)$, від часу t у перші 2 с. На всіх рисунках зміна координати $Z(t)$ зображена суцільною лінією ($Z_{n,1}$), зміна кутової координати $\varphi(t)$ – пунктирною лінією ($Z_{n,2}$). При цьому зміна кутової координати $\varphi(t)$ відразу переведена в лінійне переміщення координати центра тяжіння гичкозбиральної машини (точка C). Для порівняння приведений профіль ґрунту показано штрих-пунктирною лінією ($H_{(n,hh)}$).

На рис. 2 показано зміни узагальнених координат при швидкості руху трактора $V = 2,0$ м/с. Як видно максимальні відхилення координати $Z(t)$ складають 0,09 м при половині висоти нерівності поверхні ґрунту 0,04 м. При наїзді на нерівність поверхні ґрунту відбувається різке зростання відхилення координати $Z(t)$, потім процес коливання стабілізується. Період повного коливання складає 0,25 с. Траєкторія руху центра тяжіння гичкозбиральної машини аналогічна траєкторії

руху попередньої точки, але, як видно з графіків, ця траєкторія дещо запізнюється як за величиною, так і за часом (що обумовлюється меншою відстанню цієї точки від осі підвісу). Таким чином, якість виконання технологічного процесу збирання гички, яка визначається коливальним процесом різних точок гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині, може оцінюватись за величиною коливань точки B осі копіювальних коліс.

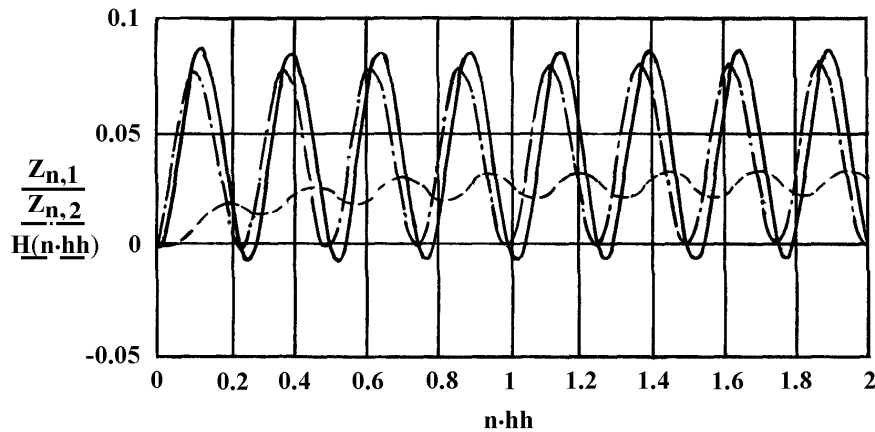


Рис. 2. Зміна узагальнених координат гичкозбиральної машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту.

При встановленні інших значень конструктивних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини на ПЕОМ проведені чисельні розрахунки і встановлені зміни узагальнених координат $Z(t)$, $\varphi(t)$ в часі t . На рис. 3 наведені такі зміни узагальнених координат при наступних параметрах коливальної системи: $V = 1,0 \text{ м/с}$; $I_{oy} = 14,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $m = 20 \text{ кг}$; $C = 3500 \text{ Н/м}$; $\alpha = 63,0 \text{ Н} \cdot \text{с/м}$; $l_1 = 1,2 \text{ м}$. Як видно з цих графіків максимальне відхилення центра мас копіювальних коліс (точка B) становить $0,085 \text{ м}$. Період повного коливання складає $0,5 \text{ с}$.

При проведенні чисельного моделювання на ПЕОМ для визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів на рух динамічної системи, що розглядається, були визначені максимальні відхилення координати $Z(t)$ в залежності від зміни того чи іншого параметра. Так, залежність максимальних відхилень центра мас від зміни коефіцієнта жорсткості C показана на рис. 4. Як видно, максимальні відхилення мають місце в разі, коли зазначений коефіцієнт знаходиться в діапазоні від 3500 до 4000 Н/м .

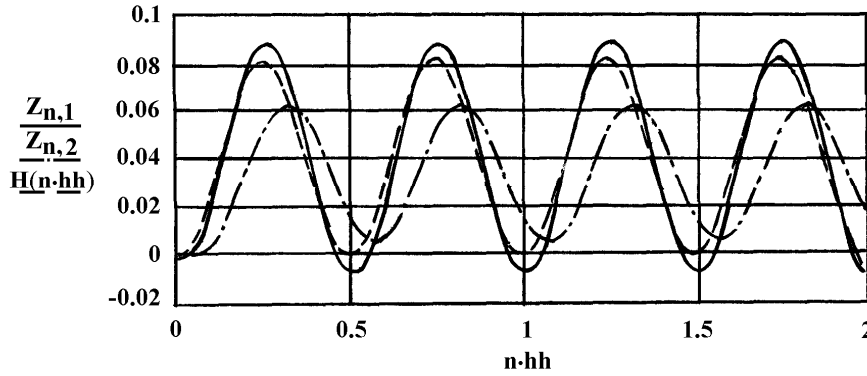


Рис. 3. Зміна узагальнених координат при інших конструктивних і кінематичних параметрах коливальної системи.

При інших значеннях коефіцієнта жорсткості C пневматичних копіювальних коліс трирядної гичкозбиральної машини максимальні відхилення є меншими.

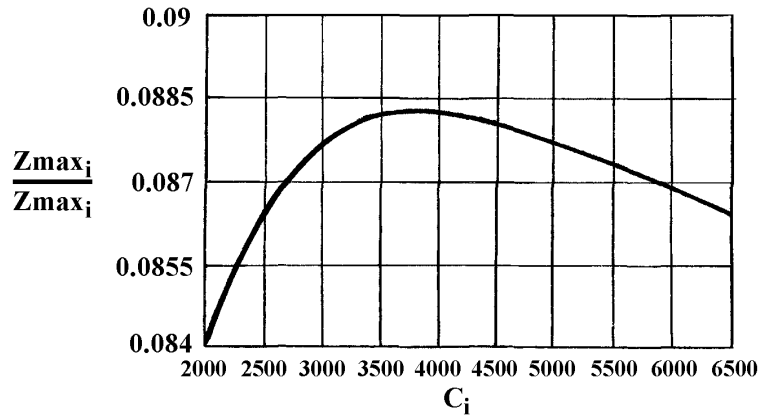


Рис. 4. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від жорсткості C_i пневматичних копіюючих коліс.

Залежність максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс гичкозбиральної машини від коефіцієнта демпфірування α її пневматичних копіювальних коліс показана на рис. 5. Як видно вказана залежність носить характер, при якому підвищення цього коефіцієнта призводить до зниження максимальних відхилень центра мас машини. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від моменту інерції I_{oy} гичкозбиральної машини показана на рис. 6. Як видно, ця залежність носить характер, при якому підвищення вказаного моменту інерції також призводить до зниження максимальних відхилень центра мас машини.

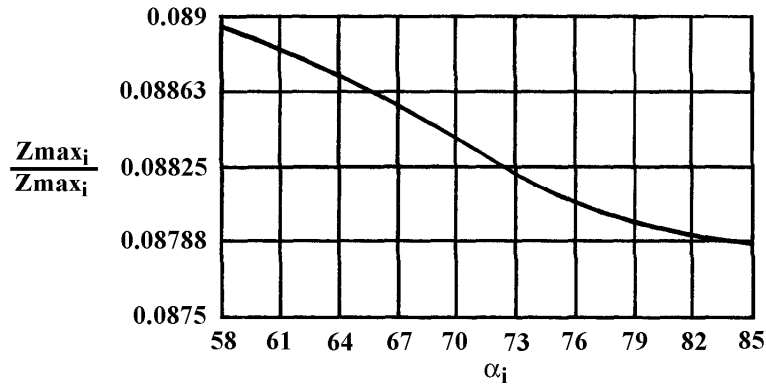


Рис. 5. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від коефіцієнта демпфірування α_i пневматичних копіюючих коліс.

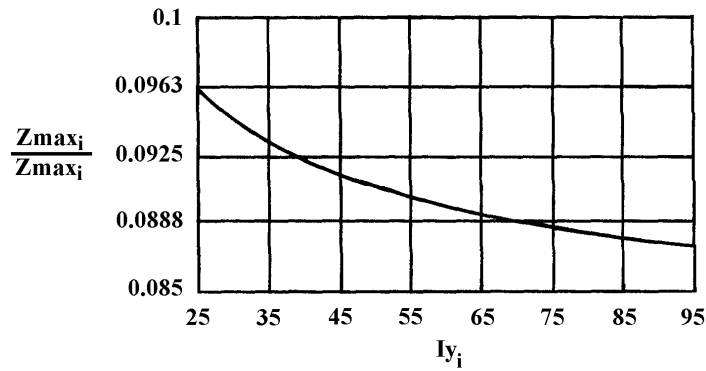


Рис. 6. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від моменту інерції I_{oy} .

Залежність максимальних відхилень центра копіювальних коліс гичкозбиральної машини від відстані l_1 (між віссю підвісу гичкозбиральної машини та віссю копіювальних коліс) представлена на рис. 7. Як видно з цього графіка, тут навпаки, збільшення вказаної довжини призводить до збільшення максимальних відхилень. Але можна вважати, що зміна цього конструктивного параметра гичкозбиральної машини суттєво не впливає на коливальний процес. Так, при зміні довжини l_1 майже на 2,0 м (1,8 м) змінює максимальні відхилення усього на 0,011 м (тобто на 11 мм). Тому, вплив даного конструктивного параметра на якість виконання технологічного процесу зрізання гички можна вважати несуттєвим. Нами також встановлено вплив кінематичних параметрів (швидкості руху V гичкозбиральної машини на величину максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс (рис. 8). Дана залежність показує, що підвищення швидкості руху суттєво впливає на величину максимальних відхилень. Так, при швидкості, що не перевищує 1,75 м/с, максимальні відхилення знаходяться в

діапазоні, що не перевищує 0,088 м.

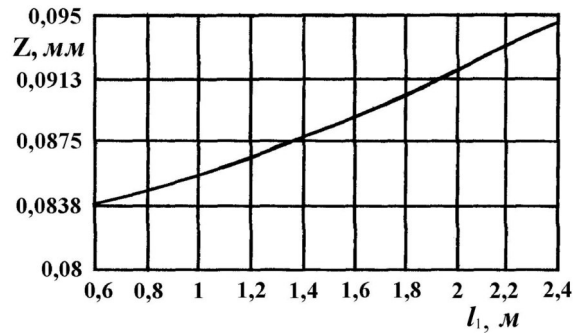


Рис. 7. Залежність максимальних відхилень центра мас гичкозбиральної машини від довжини l_1 .

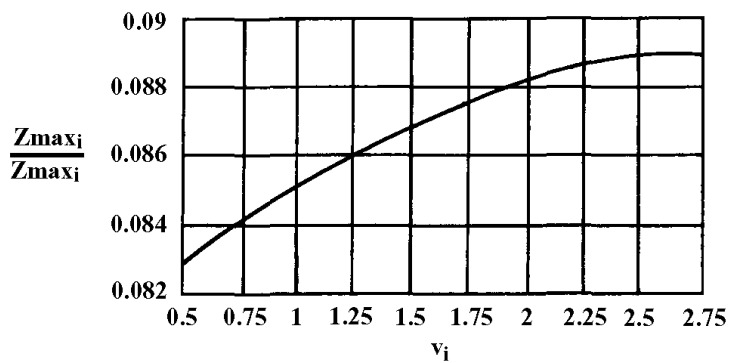


Рис. 8. Залежність максимальних відхилень центра мас копіювальних коліс від швидкості руху V .

Таким чином, знайдені залежності конструктивних і кінематичних параметрів гичкозбиральної машини, що фронтально навішена на трактор, на величину максимальних відхилень центра копіювальних коліс машини при русі по нерівностях поверхні ґрунту. При наявності двох узагальнених координат, які описують коливання різних точок гичкозбиральної машини в повздовжньо-вертикальній площині встановлено, що найбільш точно вказані коливання описуються зміною узагальненої координати $Z(t)$ центра B копіювального колеса (оскільки ця точка найближче знаходиться від різального апарата машини). Зміна другої узагальненої координати в цілому суттєво не впливає на точність оцінювання якості копіювання нерівностей поверхні ґрунту при роботі гичкозбиральної машини.

Висновки. На підставі отриманих результатів чисельного моделювання на ПЕОМ найбільш раціональними конструктивними і кінематичними параметрами гичкозбиральної машини фронтально навішеної на трактор є:

1. Маса копіюючого колеса $m = 24 \text{ кг}$;

2. Момент інерції машини відносно осі обертання $I_{oy} = 65,00 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
3. Відстань від осі підвісу машини до осі копіюючих коліс $l_1 = 1,5 \text{ м}$;
4. Коефіцієнт жорсткості копіюючих коліс $C = 2000 \dots 2500 \text{ Н/м}$;
5. Коефіцієнт демпфірування копіюючих коліс $\alpha = 73 \dots 85 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}}$;
6. Швидкість поступального руху гичкозбиральної машини повинна бути не більшою ніж $2,5 \text{ м/с}$.

Отримані графічні залежності можуть бути використані також при проведенні конструкторських розробок інших перспективних гичкозбиральних машин.

Література

1. *Василенко П.М.* Введение в земледельческую механику. / П.М. Василенко. – К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
2. *Морозов Б.И.* Расчет движения колесной машины по неровной дороге. / Б.И. Морозов, Н.М. Грингауз // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1969. – № 7. – С. 11–14.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ БОТВОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ ПО НЕРОВНОСТЯМ ПОВЕРХНОСТИ ПОЧВЫ.

Н.Г. Березовой, О.И. Литвинов, В.Н. Пришляк, Ю.М. Андреев

Аннотация - на основании построенной математической модели, а также по результатам численного моделирования на ПЭВМ движения трехрядной ботвоуборочной машины, которая фронтально навешена на колесный трактор, определены ее оптимальные конструктивные и кинематические параметры.

NUMERICAL MODELING ON A COMPUTER OF MOVEMENT OF A TOP-GAZERING MACHINE

M. Berezovyy, O. Litvinov, V. Pruchliak, J. Andreev

Summary

By results of numerical modeling on a computer of movement of a three-row top-gazering machine frontally hung on a wheel tractor, its optimum constructive and kinematic parameters are determined.

УДК 658.382.3

ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ВИНИКНЕННЯ ПОЖЕЖ ПРИ ЗРОСТАННІ ПЕРЕХІДНОГО ОПОРУ КОНТАКТНИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕКТРОУСТАНОВОК

Виговський А.Ю., к.т.н.,

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Бабенко О.М., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-14-38

Анотація – робота присвячена можливості виникнення пожеж при експлуатації електроустановок.

Ключові слова – виникнення пожеж, експлуатація електроустановок, пожежі в електроустановках.

Постановка проблеми. До основних методів випробувань електротехнічних виробів джерелами запалювання для імітації пожежонебезпечних режимів роботи належать: метод випробування електричних контактних з'єднань нагрівальними елементами за ГОСТ 27924 [8], метод випробування розжареним дротом за ГОСТ 27483 [9] і метод випробування голчастим полум'ям за ГОСТ 27484 [10]. Ці методи випробувань впроваджено завдяки гармонізації з відповідними методами випробувань, розробленими Міжнародною електротехнічною комісією. У процесі випробувань не завжди вдається відтворити усі пожежонебезпечні режими роботи електротехнічних виробів. Тоді імовірність виникнення пожежі в пожежонебезпечному об'єкті визначають на етапах його проектування, будівництва і експлуатації. Метод оцінки пожежної небезпеки електроустановок, регламентований у додатку 3 ГОСТ 12.1.004 [3], встановлює загальний порядок розрахунку імовірності виникнення пожежі в об'єкті і виробі.

Для розрахунку імовірності виникнення пожежі на об'єктах під час будівництва й експлуатації необхідно мати статистичні дані про час існування різних пожежонебезпечних подій. Імовірність виникнення пожежі в проєктованих об'єктах визначають на основі показників надійності елементів об'єкта (виробничого устаткування, систем контролю і управління, а також інших пристроїв, які приводять до реалізації різних пожежонебезпечних подій). Необхідно визначити залежні параметри для оцінки пожежної небезпеки зростання перехід-

ного опору контактних з'єднань електроустановок.

Аналіз останніх досліджень. Проаналізовано стандартизований метод оцінки пожежної небезпеки електроустановок та досліджено його застосування для розрахунку імовірності виникнення пожежі внаслідок зростання перехідного опору контактних з'єднань. На підставі цього розробляються методологічні засади та технічні засоби контролю стану електричних мереж житлових та громадських будівель.

Формулювання цілей статті. Оцінка можливості виникнення пожеж на об'єкті.

Одним із основних завдань під час оцінювання пожежної небезпеки електротехнічних виробів є зменшення до мінімуму імовірності впливу на людей та матеріальні цінності небезпечних факторів пожежі [1-3]. Зменшення до мінімуму цієї імовірності забезпечується запобіганням утворенню полум'я, вибуху, надмірної температури, диму, токсичних і корозійних продуктів горіння в небезпечних кількостях, а також інших небезпечних факторів, які можуть утворюватися під час пожежі від електротехнічних виробів.

Основна частина. З часу розроблення нині чинного національного стандарту для оцінки пожежної небезпеки електротехнічних виробів пройшло понад 20 років. За цей час Міжнародна електротехнічна комісія переглянула і визначила нові концептуальні підходи до оцінювання пожежної небезпеки електротехнічних виробів. Проблема реалізації розглянутої концепції пов'язана з недостатньою розробкою методичних основ оцінки наслідків горіння як самих електротехнічних виробів, так і горючого середовища, що оточує їх [3]. Одночасно необхідне застосування гармонізованих стандартів, під час розроблення яких використовуються європейські стандарти та проекти стандартів, що сприймається як доказ відповідності вимогам технічних регламентів, розроблених на основі європейських директив нового підходу [4-7]. Така діяльність набуває особливого значення з огляду на необхідність забезпечення виконання Указу Президента

України від 13.07.2005 року № 1105/2005 "Про заходи щодо вдосконалення діяльності у сфері технічного регулювання та споживчої політики" в частині реалізації державної цільової програми стандартизації, прискорення впровадження технічних регламентів.

До основних методів випробувань електротехнічних виробів джерелами запалювання для імітації пожежонебезпечних режимів роботи належать: метод випробування електричних контактних з'єднань нагрівальними елементами за ГОСТ 27924 [8], метод випробування розжареним дротом за ГОСТ 27483 [9] і метод випробування голчастим полум'ям за ГОСТ 27484 [10]. Ці методи випробувань впроваджено завдяки гармонізації з відповідними методами випробувань, розробленими Міжнародною електротехнічною комісією.

У процесі випробувань не завжди вдається відтворити усі пожежонебезпечні режими роботи електротехнічних виробів. Тоді імовірність виникнення пожежі в пожежонебезпечному об'єкті визначають на етапах його проектування, будівництва і експлуатації. Метод оцінки пожежної небезпеки електроустановок, регламентований у додатку 3 ГОСТ 12.1.004 [3], встановлює загальний порядок розрахунку імовірності виникнення пожежі в об'єкті і виробі.

Можливість виникнення пожеж встановлюють за займистістю матеріалів від світлового імпульсу ядерного вибуху, руйнування печей, газопроводів, пошкодження електромережі, які можуть виникнути при аваріях, землетрусах, бурях та ін..

Світловий імпульс можна розрахувати за температурою згорання або нагрівання матеріалів і виробів:

$$\Delta T = 1,13U_T (\lambda C v t_n)^{-0,5}, \quad (1)$$

де ΔT - підвищення температури матеріалу з освітленого боку, $^{\circ}\text{C}$;

U_t - кількість світлового випромінювання, яке поглинається одиницею поверхні матеріалу (тепловий імпульс), $\text{кДж}/\text{м}^2$;

λ - коефіцієнт теплопровідності, $\text{кВт}/(\text{мК})$;

CV – питома теплопровідність речовини, $\text{кДж}/(\text{м}^3\text{К})$;

$t_n = 0,02\sqrt{g}$ - час початку найбільшої температури вогненого імпульсу;

g – потужність вибуху, Мт ;

$$U_{CB} = U_T (A \cos \lambda) \quad (2)$$

U_t - кількість світлового випромінювання, яке поглинається одиницею поверхні матеріалу (тепловий імпульс), $\text{кДж}/\text{м}^2$;

A – коефіцієнт поглинання світлової енергії матеріалом;

λ - кут між напрямком поширення світла і перпендикуляром до освітленої поверхні.

Для розрахунку імовірності виникнення пожежі на об'єктах під час будівництва й експлуатації необхідно мати статистичні дані про час існування різних пожежонебезпечних подій. Імовірність виникнення пожежі в проєктованих об'єктах визначають на основі показників надійності елементів об'єкта (виробничого устаткування, систем контролю і управління, а також інших пристроїв, які приводять до реалізації різних пожежонебезпечних подій). Необхідно визначити залежні параметри для оцінки пожежної небезпеки зростання перехідного опору контактних з'єднань електроустановок.

Для дослідження оцінки пожежної небезпеки зростання перехідного опору контактних з'єднань електроустановок за стандартизованим методом [3] слід прийняти необхідні допущення:

1. Аналізується розрахунок імовірності виникнення упродовж одного року лише зростання перехідного опору контактних з'єднань електроустановок однофазних двопровідних (трипровідних із захисним провідником) електромереж низької напруги;
2. В об'ємі приміщення відсутні додаткові технологічні апарати, крім передбачених типовим проектом житлової забудови;
3. Матеріал ізоляції електропроводок та електроустановлювальної арматури має групу горючості Г2-Г4;
4. Виникнення або занесення стороннього джерела запалювання не допускається або передбачене іншими засобами чи заходами;
5. Відповідно до вимог чинних нормативних документів побутові електромережі захищаються лише від короткого замикання і перевантаження.

Обмеження аналізованого часу експлуатації електромереж зумовлено положеннями норм ІЕС [2] щодо визначення ризику загибелі людей, який обчислюється за період 1 рік. Однофазні двопровідні (трипровідні із захисним провідником) електромережі низької напруги найпоширеніші у житлових, адміністративних і громадських будівлях, де експлуатація здійснюється зі значними порушеннями правил та, фактично, за відсутності профілактичних заходів після введення в експлуатацію. Такий стан зумовлює зростання величини перехідних опорів контактних з'єднань, а, відповідно, і їх температур, у багатьох випадках до пожежонебезпечних значень [11]. Для аналізу імовірності виникнення пожежі саме з цієї причини, стосовно мети цієї статті, не беруться до уваги інші види джерел запалювання електричного походження. Сучасні електроізоляційні матеріали групи горючості Г1 (негорючі) в окреслених мережах не застосовують. Інші допущення виходять із положень ГОСТ 12.1.004

Зазначимо, що позначення ймовірності літерою Q , а не як прийнято у технічній літературі, літерою P від слова, що є латинським відповідником, спричиняє неоднозначне сприйняття та погіршує якість нормативного документа. Тому надалі ми дотримуватимемося загальноприйнятого позначення, одночасно пропонуємо при черговому перегляді цього стандарту внести відповідні корективи.

Висновки. Основним заходом запобігання пожеж і вибухів від електрообладнання є правильний його вибір і експлуатація, особливо у вибухо- і пожежонебезпечних приміщеннях. Згідно з Правилами улаштування електроустановок (ПУЕ), приміщення поділяються на вибухонебезпечні (В-I, В-Ia, В-Iб, В-Iг, В-II, В-IIa) і пожежонебезпечні (П-I, П-II, П-IIa, П-III) зони.

Література

- 1 *Бабічев В.В.* Охорона праці та технічна безпека/ *В.В. Бабічев, Г.Ф. Сорокін.* – К., 1996.-224 с.
- 2 *Бедрій Я.І.* Охорона праці. Навч. Посібник/ *Я.І. Бедрій, В.С. Джигерей, А.І. Кидасюк та ін.* –Львів: Афіша, 1997.-258 с.
- 3 *Беликов А.С.* Основи охорані труда / *А.С. Беликов, А.И. Касьян, С.П. Дмитрюк.* - Днепропетровск: Журфонд, 2007. - 494 с.
- 4 *Безпека життєдіяльності /* За ред. *Я.І.Бедрія.*- Львів, 2000.
- 5 *Білявський Г.О.* Основи загальної екології/ *Г.О. Білявський, М.М.Падун, Р.С.Фурдуй.* - К Либідь,1995.
- 6 *Будыко М.И.* Глобальная екология / *М.И. Будыко.*- М Мысль, 1977.
- 7 *Гадзюк М.П.* Основи охорони праці: Підручник/ *М.П. Гадзюк, Е.П. Желібо, М.О. Халимовський.*-К.: МОЗ України, 1998.-34 с.
- 8 *Жидецький В.Ц.* Основи охорони праці: Підруч./ *В.Ц. Жидецький*- Львів: Афіша, 2002.-318 с.
- 9 *Коваль В.І.* Управління охороною праці в промисловості: Навчальний посібник. / *В.І. Коваль, В.А. Скороходов.* - К.: ВД «Професіонал» - 2005. - 448 с.
- 10 *Москальова В.М.* Основи охорони праці: Підручник/ *В.М. Москальова* - К. - 2005. – 672 с.
- 11 *Носовський Т.А.* Основи техніки безпеки / *Т.А. Носовський.* - К. - 1992.

**ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПОЖАРОВ
ПРИ РОСТЕ ПЕРЕХОДНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ
КОНТАКТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЭЛЕКТРОУСТАНОВОК**

А.Ю. Виговский, Е.Н. Бабенко

Аннотация - работа посвящена возможности возникновения пожаров при эксплуатации электроустановок.

**ASSESSMENT OF ABILITY FIRES OCCURRENCE DURING
GROWTH TRANSITION RESISTANCE CONECTS COMPOUNDS
ELECTRICAL MACHINERYS**

A. Vygovskiy, E. Babenko

Summary

Work is devoted possibility of occurrence fires electrical machinery in operation.

УДК 664.7:631.3-52

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ПРОСТРАНСТВЕННО-ВРЕМЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ КОМБИКОРМА

Диордиев В.Т., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел. (0619) 425797

Фурман И.А., д.т.н.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко

Тел. (057) 7123537

Аннотация – в статье приведена методика расчета и анализ параметров динамики движения компонентов комбикорма как сыпучей среды.

Ключевые слова - робастная модель, вариация внешних возмущений, широкополосный шум, ордината колебаний.

Постановка проблемы. При движении компонент меню комбикорма, как результатов решения задачи определения напряжённо-деформированного состояния материалов, необходимы измерения скорости распространения и показателя затухания (коэффициента демпфирования) упругих волн [1]. В этом случае необходима информация о гармонической зависимости от времени амплитуд колебаний: для сред, в которых волны удовлетворяют линейным уравнениям, где квазисинусоидная зависимость сохраняется при распространении волны, её отражении и рассеянии в потоке компонентов. Получение таких данных сопряжено со значительным объемом как экспериментальных исследований, так и вычислений.

Анализ последних исследований. В настоящее время большинство авторов [1-3] оценку параметров процессов массопередачи выполняют по параметрам гармонических волн разных частей, используя традиционный принцип суперпозиции и разложения в ряд Фурье. Поэтому актуальным является разработка менее трудоемкой методики оценки динамических свойств сыпучих сред.

Формулирование цели статьи. Целью статьи является разработка и реализация методики цифровой обработки сигналов, которая позволит значительно упростить вид робастных моделей распространения волн при реальной вариации вида и характеристик внешних воз-

мущений и установок регуляторов, а также аномальности их законов распределения для случаев плоской, сферической и цилиндрической идеализированных волн.

Основная часть. Наиболее распространённой является плоская волна (в линеаризованном представлении), в которой для ординат продольных (или поперечных) колебаний в направлении абсциссы $\{x\}$ в момент времени t справедливо выражение

$$Y(x, t) = A_0 l^{-\alpha x} \sin w \left(t + \frac{x}{v} + y_0 \right), \quad (1)$$

где A_0 – амплитуда колебаний возбудителя (рабочего органа) ($x=0$);

Y_0 – начальная фаза колебаний ($t=0$); w = круговая частота возбудителя.

Далее уравнение (1) представляется в виде ряда отсчётов по x с шагом h , меньшим чем длина волны $\lambda = 2\pi/w$, произведённых в идентичные моменты времени t_i

$$y(kh, t) = A_0 l^{-\alpha kh} * \sin(w_0 kh + \psi_{0i}), \quad (2)$$

где $w_0 = w/v$; $\psi_{0i} = wt_i + Y_0$.

После применения к (2) z – преобразования по пространственной переменной и после обратного преобразования получаем разностную математическую модель авторегрессии

$$Y_{ki} = \lambda_1 Y_{(k-1)i} - \lambda_2 Y_{(k-2)i} + c_{0i} \delta_k + c_{1i} \delta_{k-1}, \quad (3)$$

где $\lambda_1 = \lambda \exp(-\lambda h)$; $\lambda_2 = \exp(-2\alpha h)$; $\lambda_0 = 2 \cos w_0 h$ – инварианты разностной схемы, определяемые динамическими характеристиками v , α – и известной частотой W ;

$$c_{0i} = A_0 \sin \psi_{0i}; c_{1i} = A_0 l^{-\alpha h} * \sin(w_0 h - \psi_{0i}); \delta_k = \begin{cases} 1, k = 0; \\ 0, k \neq 0 \end{cases} - \text{цифровой}$$

анализ дельта-функции.

При $k \geq 2$ модель (3) приобретает более простой вид. Для уменьшения случайных и систематических погрешностей измерения в ней λ_1 и λ_2 по отчётам ординат колебаний обратимся к среднеквадратическому приближению модели, осуществляя $N+1$ раз во времени измерения в принятых точках, т.е. должно быть

$$E_1 = \sum_{i=p}^{N+P} (y_{ki} - \lambda_1 y_{(k-1)i} + \lambda_2 y_{(k-2)i})^2 \rightarrow \min(\lambda_1, \lambda_2), \quad (4)$$

где индекс {k} при выполнении текущего усреднения по временной координате будет переменным;

E_1 – мера адекватности модели (2).

Из решения нормальной системы уравнений $\frac{\partial E_1(\lambda_1, \lambda_2)}{\partial \lambda_i} = 0; i = 1, 2$

определяются оптимальные, в среднеквадратическом смысле оценки λ_1 и λ_2 :

$$\hat{\lambda}_1 = \frac{R_2(p)R_1(p-1) - R_1(p)R_0(p-2)}{R_1^2(p) - R_0(p-1)R_0(p-2)}; \quad (5)$$

$$\hat{\lambda}_2 = \frac{R_0(p-1)R_2(p) - R_1(p)R_1(p-1)}{R_1^2(p) - R_0(p-1)R_0(p-2)}; \quad (6)$$

где $R_m(p) = \sum_{i=p}^{N+P} Y_{ki} Y_{(k-m)i}; k \geq 2$.

С учётом обозначений в (3) динамические характеристики плоской волны определяются через λ_1 (или $\hat{\lambda}_1$) из (5) и (6):

$$v = wh / \arccos \frac{\lambda_1}{\sqrt{\lambda_2}}, \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{1}{2h} \ln \frac{1}{\lambda_2}. \quad (8)$$

Из соотношения (2) и (3) следует выражение для амплитуды огибающей колебаний в момент времени t_i в точке с координатой $(k-1)h$ по направлению x

$$A_{(k-1)i} = \sqrt{Y_{(k-1)i}^2 + \frac{(2Y_{ki} - \lambda_1 Y_{(k-1)i})^2}{4\lambda_2 - \lambda_1^2}}. \quad (9)$$

Используя в (9) помехозащищённые оценки $\hat{\lambda}_1, \hat{\lambda}_2$, целесообразно и $A_{(k-1)i}$, находим из условия среднеквадратического приближения

$$\hat{A}_{k-1} = \frac{1}{N+1} \sum_{i=p}^{N+P} A_{(k-1)i}. \quad (10)$$

Выше, в формулах (5) – (10) не использовались абсолютные значения абсциссы x . При известном A_0 найденные значения \hat{A}_{k-1} из (10) используются для определения x .

Если по каким-либо причинам амплитуда колебаний не измеряется, но x известна, то через $\hat{\lambda}$ и \hat{A}_{k-1} вычисляется A_0 .

Известно, что оценки (5), (6) и (10) обеспечивают высокую точность в предположении нормального широкополосного шума в пространственно-временных отчётах Y_{ki} . При существенной неоднородности среды, импульсных помехах в датчиках, трактах усиления и преобразования сигналов, неблагоприятных сочетаниях значений помех и сигналов модели (2) возникает проблема мультиколлинеарности соответствующих уравнений нормальной системы, устойчивости и возможности определения $\hat{\lambda}_1, \hat{\lambda}_2, \hat{A}_{k-1}$.

Для обеспечения робастности измерений следует принять p -var при среднеквадратическом сглаживании по временной переменной, где наряду с множеством оценок $\hat{\lambda}_{1p}, \hat{\lambda}_{2p}, \hat{A}_{(k-1)p}$ необходимо вычислять и меру среднеквадратического приближения E_{1p} . В этом случае при ранжировании оценки $\hat{\lambda}_{1p}, \hat{\lambda}_{2p}, \hat{A}_{(k-1)p}$, отбрасывая часть из них, заменяя определёнными значениями или принимая их с весом, обратнопропорциональным соответствующей мере адекватности E_{1p} , получаем устойчивые оценки динамических характеристик. Моменты принятия i -х отсчётов во времени могут быть неэквидистантны, а выбираться из удобства каких-либо физических условий, например, $Y_{(k-1)i} = 0, \forall_i$, учёта характера помех в указанных точках фазового пространства. Сферическая волна описывается моделью для ординат колебаний:

$$y(x, t) = \frac{A_0 e^{-\alpha x}}{x} \sin \omega \left(t + \frac{x}{v} + \varphi_0 \right), \quad (11)$$

которая представляется нестационарной разностной схемой

$$ky_{ki} = (k-1)\lambda_1 y_{(k-1)i} - (k-2)\lambda_2 y_{(k-2)i} + c_{0i} \delta_0 - c_{1i} \delta_1, \quad (12)$$

в которой λ_i, c_i, δ_i имеют тот же смысл, что и в (3), x – радиус волновой поверхности.

При $k \rightarrow \infty$ схема (12) переходит в (3), т.е. сферическое поле можно аппроксимировать, в первом приближении, плоским.

Осуществляя среднеквадратическое приближение

$$E_2 = \sum_{i=P}^{N+P} (ky_{ki} - (k-1)\lambda_1 y_{(k-1)i} + (k-2)\lambda_2 y_{(k-2)i})^2 \rightarrow \min_{(\lambda_1, \lambda_2)} \quad (13)$$

имеем $\hat{\lambda}_{1P}, \hat{\lambda}_{2P}$, вычислив E_{2P} и осуществив указанную выше регуляризацию, получим устойчивые оценки $\hat{\alpha}$ и $\hat{\nu}$.

Применяя соответственно преобразования (7) и (8) к математическим моделям, приведенным в [4], получим параметры дозированной подачи зерновых компонентов и премиксов с учётом их передаточных функций. На рис. 1 показаны частотные характеристики системы для плоской волны массопередачи;

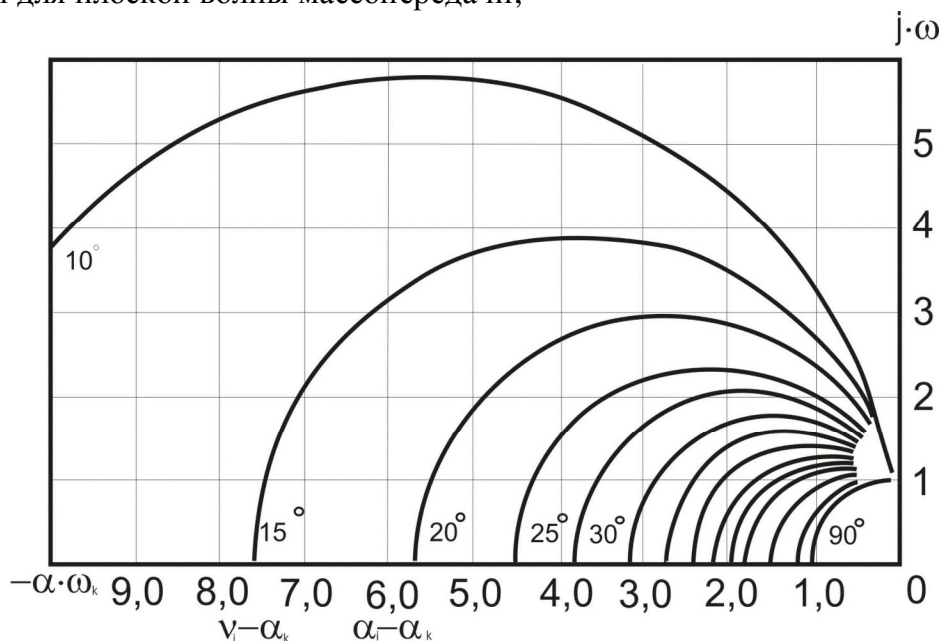


Рис. 1. Частотные характеристики динамического объекта.

Аналогично получены [5] частотные характеристики подсистемы измельчения, смешивания и обеззараживания компонентов.

Вывод. Рассмотренная методика с сохранением всех своих точностных характеристик распространяется и на случаи сферической и цилиндрической волн.

Литература

1. Киричков В.Н. Идентификация объектов систем управления технологическими процессами / Киричков В.Н. – Киев: Высшая школа, 1990. – 263с.
2. Просянык А.В. От локальных задач автоматизации к интегрированной АСУ комбината хлебопродуктов / А.В. Просянык [и др.] // Хранение и переработка зерна. - 2002. - №4. - С. 43-46.
3. Грановский В.А. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях / Грановский В.А., Сырая Т.Н. – Л.: Энергоатомиздат, 1990. - 288с.

4. *Діордієв В.Т.* Теоретические аспекты математического описания процесса производства комбикормов /*В.Т. Діордієв, А.О. Кашикаръов.* Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Вип. 87 «Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України». – Харків: ХНТУСГ, 2009. – С 45-49

5. *Діордієв В.Т.* Декомпозиция задачи идентификации реального технологического процесса кормоприготовления./ *В.Т. Діордієв.* Праці Таврійського державного агротехнологічного університету, Вип. 9, Т.3. –Мелітополь: ТДАТУ– 2009 - С. 151 -159

6. *Діордієв В.Т.* Автоматизація процесів виробництва комбікормів в умовах реформованих господарств АПК. – Сімферополь, Доля, 2004. - 136 с.

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ПРОСТОРОВО-ЧАСОВИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ КОМПОНЕНТІВ КОМБІКОРМУ

В.Т. Діордієв, І.О. Фурман

Анотація – в статті приведена методика розрахунку та аналіз параметрів динаміки руху компонентів комбікормів як сильного середовища.

ANALYSIS OF DYNAMICS OF THE SPACE-TIME TRAFFIC SETTINGS COMPONENT OF THE MIXED FODDER

V. Diordiev, I. Furman

Summary

This article shows a method of calculation and analysis of the settings of the dynamics of motion of the components as loose feed medium.

УДК 637.11

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАКУУМНОЇ СИСТЕМИ ДОЇЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Алієв Е.Б., інж.

Інститут механізації тваринництва НААН

Тел./факс: (061) 289 81 44

Анотація - отримані експериментальні залежності впливу техніко-технологічних параметрів вакуумної системи доїльної установки на швидкість молоковіддачі. Визначені оптимальні техніко-технологічні параметри вакуумної системи доїльної установки. Розраховані витрати електроенергії, що витрачаються доїльною установкою за час доїння.

Ключові слова - швидкість молоковіддачі, витрати повітря, робочий вакуум, частота пульсацій, співвідношення тактів, натяг дійної гуми.

Постановка проблеми. Машинне доїння корів – один з небагатьох виробничих процесів, в яких машина тісно пов'язана з твариною, впливає на її поведінку, продуктивність, стан здоров'я. Ефективність роботи доїльних установок і технології в цілому у значній мірі визначається такими показниками, як швидкість доїння, повнота видалення молока і підтримання рефлексу молоковіддачі на високому рівні на протязі всього процесу доїння. Однак підвищення ефективності використання доїльних установок призводить до підвищення енерговитрат, тим самим збільшуючи витрати на молочній фермі. У зв'язку з цим є актуальним питання оптимізації техніко-технологічних параметрів існуючих доїльних установок.

Аналіз останніх досліджень. Машинне доїння повинно відповідати зоотехнічним вимогам, які зводяться до швидкого видоювання; повноти вилучення молока; рівномірного видоювання всіх сосків; чистоти доїння; відсутності больових подразнень вимені; неприпустимості вакууму в сосках, що може призвести до захворювання вимені корови на мастит або появи крові в молоці; неприпустимого наповзання стаканів на соски [1]. Робота доїльного апарата повинна відповідати фізіологічній нормі організму корови. За даними зоотехнічних досліджень встановлено, що величина робочого вакууму повинна знаходитись у межах від 48 до 52 кПа [2], частота пульсацій – 50-65 хв⁻¹ [3],

співвідношення тактів пульсацій – 0,5-0,7 [3] і сила натягу дійної гуми – 50-70 Н [4]. Порушення і ризькі зміни техніко-технологічних параметрів доїльних установок з часом доїння чинять суттєвий вплив на швидкість молоковіддачі і збільшують час видоювання корів. Провівши теоретичні дослідження було встановлено, що інтенсивність молоковіддачі з соска вимені тварини залежить від величини робочого вакууму, частоти пульсацій, співвідношення тактів і сили натягу дійної гуми [5]. Для розрахунку швидкості молоковіддачі V використовують формулу:

$$V = \frac{q}{t}, \quad (1)$$

де q – середній надій молока за одну дійку, л;
 t – час доїння, хв;

Для створення необхідного рівня розрідження в вакуумній системі доїльної установки необхідно, щоб вакуумний насос, що забезпечує відкачку повітря з вакуумпроводу і доїльних апаратів, мав визначений запас подачі. Потужність N , що потребує вакуумний насос, залежить від витрат повітря доїльного апарату і визначається за формулою [6]:

$$N = \frac{(Q \cdot Z + Q_0) \cdot P \cdot P_a}{0,9 \cdot (P_a - P) \cdot \eta}, \quad (2)$$

де Q – витрати повітря доїльного апарату, м³/год;
 Q_0 – витрати повітря інших вузлів доїльної установки, м³/год;
 P – робочий тиск вакуумної системи, кПа;
 Z – кількість доїльних апаратів, хв⁻¹;
 P_a – атмосферний тиск, $P_a = 101,3$ кПа ;
 η – ККД вакуумного насосу.

Електроенергія, що витрачається доїльною установкою за час доїння однієї групи корів, розраховується за формулою

$$E = N \cdot t. \quad (3)$$

Формулювання цілей статті. Визначити оптимальні техніко-технологічні параметри вакуумної системи доїльної установки, що призводять до підвищення швидкості молоковіддачі і зменшення витрат повітря доїльного апарату.

Основна частина. Для визначення оптимальних значень техніко-технологічних параметрів при їх допустимих відхиленнях необхідно мати дані про їх взаємозв'язок з інтенсивністю молоковіддачі. Для цього були проведені експериментальні дослідження з визначення

впливу параметрів вакуумної системи доїльної установки на швидкість молоковіддачі корів і витрати повітря доїльного апарату.

Дослідження проводились на доїльній установці «УДМ-100», яка відповідає вимогам ISO 5707 і має точки для підключення приладу для визначення її техніко-технологічних параметрів згідно з ISO 3918. Для виміру швидкості молоковіддачі використовувався індивідуальний лічильник молока виробництва ВАТ «Брацлав» (рис. 1, а). Для виміру техніко-технологічних параметрів доїльної установки використовувався відкалібрований прилад ТММ-1 (відповідає вимогам ISO 6690), який розроблено Інститутом механізації тваринництва НААН (рис. 1, б). Для проведення досліджень впливу технічних параметрів вакуумної системи доїльних установок на швидкість молоковіддачі корів було обрано групу здорових корів (10 голів) однієї породи і віку, раціон і моціон корів на період досліджень був однаковим.



а



б

Рис.1. Загальний вигляд доїльній установці «УДМ-100» з індивідуальним лічильником молока (а) і приладу для визначення її техніко-технологічних параметрів ТММ-1 (б).

Дослідження проводились із застосуванням методу математичного планування факторного експерименту, який дозволяє визначити математичні моделі процесів у вигляді рівнянь регресії (полінома) другого порядку. Згідно з поставлених задач було обрано D-оптимальний план Бокса-Бенкіна другого порядку для 4 факторів. Факторами експерименту були обрані: робочий тиск вакуумної системи (x_1), частота пульсацій доїльного апарату (x_2), співвідношення тактів пульсацій доїльного апарату (x_3) та сила натягу дійної гуми (x_4). Критеріями оптимізації є швидкість молоковіддачі y_1 і витрати повітря доїльного апарату y_2 . Отримана математична модель впливу досліджуваних факторів на швидкість молоковіддачі мала вигляд:

$$\begin{aligned}
y_1 = & 1,39449 + 0,185833 x_1 - 0,0678502 x_1^2 + 0,0316667 x_2 + \\
& + 0,005 x_1 x_2 - 0,1316 x_2^2 - 0,015 x_3 - 4,63041 \cdot 10^{-17} x_1 x_3 + \\
& + 0,115 x_2 x_3 - 0,1041 x_3^2 + 0,0232488 x_4 + 0,0025 x_1 x_4 - \\
& - 8,00691 \cdot 10^{-18} x_2 x_4 + 5,76656 \cdot 10^{-17} x_3 x_4 - 0,176727 x_4^2
\end{aligned} \quad (4)$$

Для цього рівняння на 95% рівні довірчої ймовірності дисперсії однорідні, значення критерію Кохрена $G = 0,06364 < G_{0,05}(9, 26) = 0,0958$.

Дисперсія адекватності математичної моделі $S_{ад} = 0,0522$; дисперсія похибки дослідів $S_y = 0,0659$; значення критерію Фішера $F = 1,04 < F_{0,05}(16, 234) = 1,687$; модель адекватна на будь-якому рівні довірчої ймовірності. За розрахованими значеннями коефіцієнтів кореляції та критерію Стьюдента значущими на рівні довірчої ймовірності більше 95% є коефіцієнти при таких членах рівняння: $x_1, x_2, x_3, x_4, x_2 x_3, x_1 x_2, x_1 x_4, x_1^2, x_2^2, x_3^2, x_4^2$.

На основі цього рівняння регресії (4) прийме вигляд:

$$\begin{aligned}
y_1 = & 1,39449 + 0,185833 x_1 - 0,0678502 x_1^2 + 0,0316667 x_2 + 0,005 x_1 x_2 - \\
& - 0,1316 x_2^2 - 0,015 x_3 + 0,115 x_2 x_3 - 0,1041 x_3^2 + 0,0232488 x_4 + \\
& + 0,0025 x_1 x_4 - 0,176727 x_4^2
\end{aligned} \quad (5)$$

У розкодованому вигляді модель (5) має вигляд:

$$\begin{aligned}
V = & -57,1716 + 1,7625 P - 0,01696 P^2 + 0,1646 n + 0,00033 P n - \\
& - 0,00234 n^2 + 3,5254 \delta + 0,1533 n \delta - 10,41 \delta^2 + \\
& + 0,2081 F_H + 0,00013 P F_H - 0,00176727 F_H^2
\end{aligned} \quad (6)$$

де V – швидкість молоковіддачі, л/хв;
 P – робочий тиск вакуумної системи, кПа;
 n – частота пульсацій доїльного апарату, хв⁻¹;
 δ – співвідношення тактів пульсацій;
 F_H – сила натягнення дійної гуми, Н.

Отримана математична модель впливу досліджуваних факторів на витрати повітря доїльного апарату мала вигляд:

$$\begin{aligned}
y_2 = & 2,31058 + 0,185 x_1 + 0,00093599 x_1^2 + 0,150833 x_2 + 0,01 x_1 x_2 - \\
& - 0,00531401 x_2^2 + 0,065 x_3 + 0,005 x_1 x_3 + 0,005 x_2 x_3 - 0,00656401 x_3^2 - \\
& - 0,22907 x_4 - 0,015 x_1 x_4 - 0,0175 x_2 x_4 - 0,005 x_3 x_4 - 0,00266908 x_4^2
\end{aligned} \quad (7)$$

Для цього рівняння на 95% рівні довірчої ймовірності дисперсії

однорідні, значення критерію Кохрена $G = 0,061 < G_{0,05}(9, 26) = 0,0958$. Дисперсія адекватності математичної моделі $S_{ад} = 0,002589$; дисперсія похибки дослідів $S_y = 0,0628$; значення критерію Фішера $F = 1,044 < F_{0,05}(16, 234) = 1,709$; модель адекватна на будь-якому рівні довірчої ймовірності. За розрахованими значеннями коефіцієнтів кореляції та критерію Стьюдента значущими на рівні довірчої ймовірності більше 95% є коефіцієнти при таких членах рівняння $x_1, x_2, x_3, x_4, x_1x_2, x_1x_4, x_2x_4$.

На основі цього рівняння регресії (6) прийме вигляд:

$$y_2 = 2,31058 + 0,185 x_1 + 0,150833 x_2 + 0,01 x_1 x_2 + 0,065 x_3 - 0,22907 x_4 - 0,015 x_1 x_4 - 0,0175 x_2 x_4 \quad (8)$$

У розкдованому вигляді модель (7) має вигляд:

$$Q = -2,88447 + 0,0607669 P + 0,00764198 n + 0,000667 P n + 0,104348 \delta + 0,0342126 F_H - 0,00075 P F_H - 0,0002333 n F_H \quad (9)$$

де Q – витрати повітря доїльного апарату, м³/год.

Аналізуючи рівняння (6), поверхні, які графічно представлені на рис. 2-7, можна стверджувати, що на швидкість молоковіддачі впливають всі вище згадані фактори. При цьому зі збільшенням робочого тиску вакуумної системи збільшується і швидкість молоковіддачі, а при варіюванні значень частота пульсацій доїльного апарату, співвідношення тактів пульсацій і сила натягнення дійної гуми швидкість молоковіддачі має оптимум:

$$V(P = 52 \text{ кПа}; n = 58,566 \text{ хв}^{-1}; \delta = 0.6; F_H = 60,72 \text{ Н}) = 1,516 \text{ л/хв} \quad (10)$$

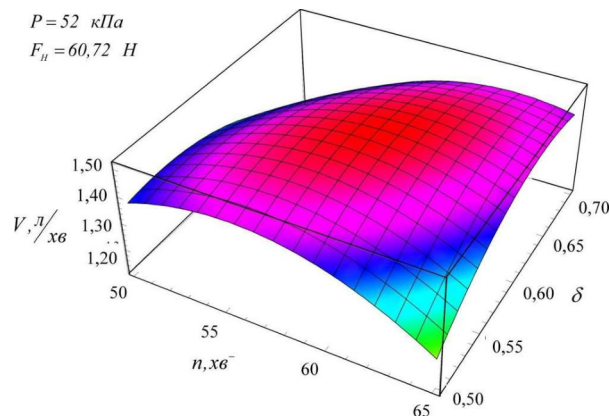


Рис. 2. Вплив частоти пульсацій n та співвідношення тактів пульсацій δ на швидкість молоковіддачі V .

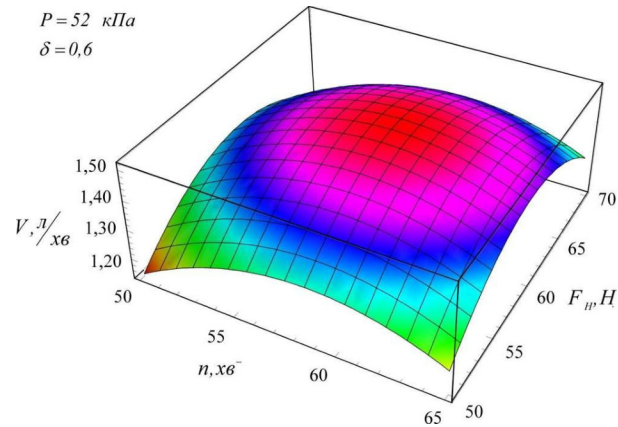


Рис. 3. Вплив частоти пульсацій n та сила натягнення дійної гуги F_H на швидкість молоковіддачі V .

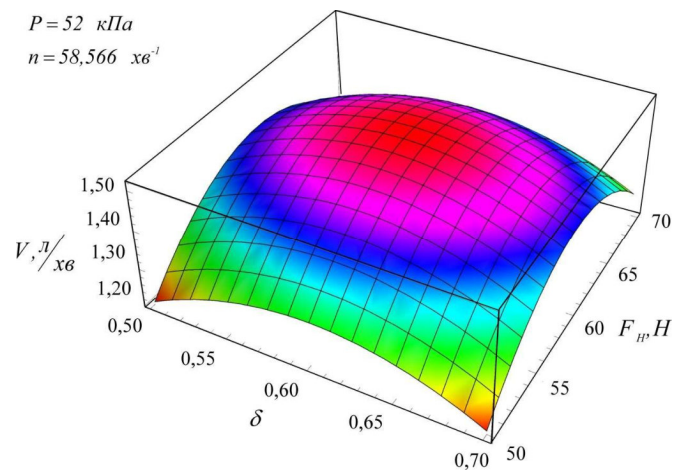


Рис. 4. Вплив співвідношення тактів пульсацій δ та сила натягнення дійної гуги F_H на швидкість молоковіддачі V .

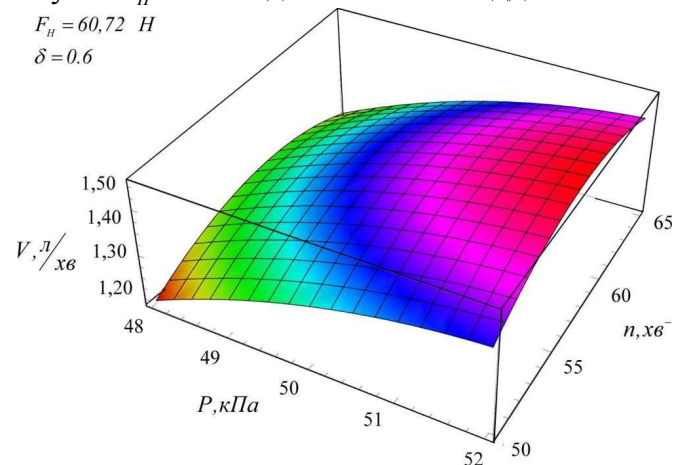


Рис. 5. Вплив робочого тиску вакуумної системи P та частоти пульсацій n на швидкість молоковіддачі V .

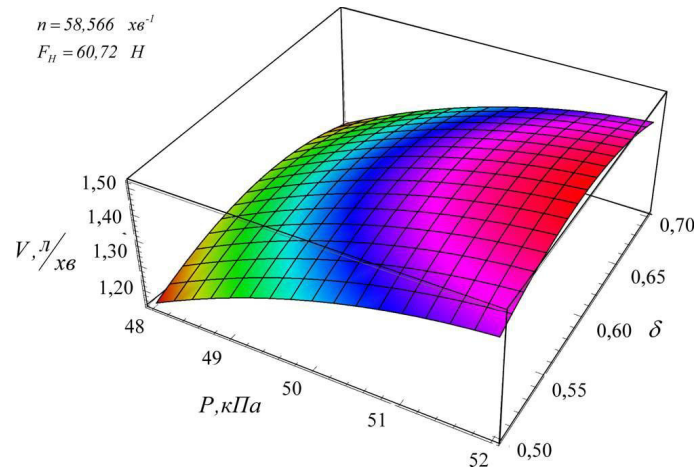


Рис.6. Вплив робочого тиску вакуумної системи P та співвідношення тактів δ на швидкість молоковіддачі V .

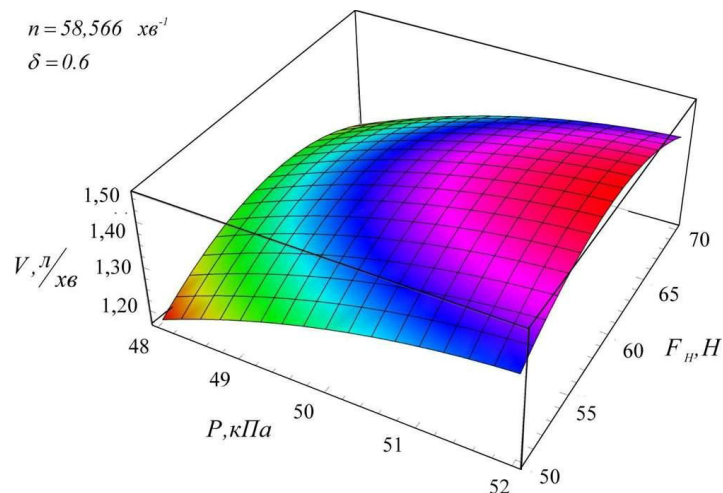


Рис. 7. Вплив співвідношення робочого тиску вакуумної системи P та сила натягнення дійної гуми F_H на швидкість молоковіддачі V .

Аналізуючи рівняння (10), видно що витрати повітря доїльного апарату залежать від факторів лінійно. Очевидно, що оптимуми за критеріями швидкість молоковіддачі та витрати повітря доїльного апарату не співпадають. Отже, для знайдення оптимальних значень факторів необхідно вирішення компромісної задачі пошуку оптимуму для двох критеріїв [7, 8, 9]. Побудуємо двомірні залежності швидкості молоковіддачі і витрат повітря доїльного апарату від факторів (рис. 8).

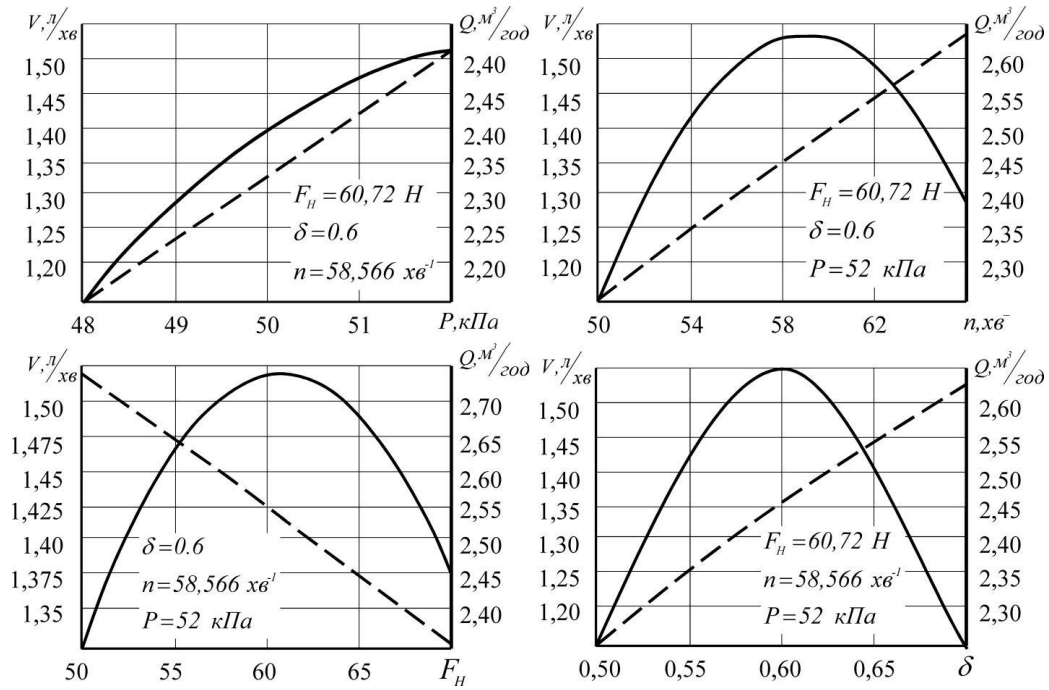


Рис. 8. Вплив факторів на швидкість молоковіддачі V і витрати повітря доїльного апарату Q .

Завданням вирішення компромісної задачі була мінімізація витрат повітря доїльного апарату при максимальному значенні швидкості молоковіддачі, тобто:

$$\begin{cases} Q(P, n, \delta, F_H) \rightarrow \min; \\ V(P, n, \delta, F_H) \rightarrow \max; \\ 48 \leq P \leq 52; 50 \leq n \leq 65; 0,5 \leq \delta \leq 0,7; 50 \leq F_H \leq 65. \end{cases} \quad (11)$$

Взявши відношення витрат повітря до швидкості молоковіддачі перетворимо поставлену задачу (11) до вигляду

$$\frac{Q(P, n, \delta, F_H)}{V(P, n, \delta, F_H)} \rightarrow \min. \quad (12)$$

Вирішення задачі (12) за допомогою програмного пакету «Mathematica» привели до оптимальних параметрів і режимів роботи вакуумної системи доїльної установки:

$$\begin{aligned} P &= 50,61 \text{ кПа}; n = 55,91 \text{ x}^{-1}; \delta = 0,58; F_H = 64,85 \text{ H}; \\ V_{\max} &= 1,407 \text{ л/хв}; Q_{\min} = 2,188 \text{ м}^3 / 20\text{д}. \end{aligned} \quad (13)$$

При даних оптимальних значеннях техніко-технологічних параметрів (13) доїльна установка «УДМ-100» споживає потужність $N = 3,97 \text{ кВт}$ (розраховано за формулою (2), питомі витрати електроенергії (розраховано за формулою (3), що витрачається доїльною установкою за час доїння складають $E = 0,095 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{короводійку}$. У порівнянні з техніко-технологічними параметрами, які рекомендовані заводом-виробником, спостерігається зменшення витрат електроенергії на 14,8 %.

Висновки. Для оптимізації техніко-технологічних параметрів вакуумної системи доїльної установки вирішено компромісну задачу для двох критеріїв: швидкості молоковіддачі корів і витрати повітря доїльного апарату. За результатом вирішення компромісної задачі визначено оптимальні значення досліджуваних факторів та відповідні їм значення критеріїв оптимізації, які у натуральному вигляді становили $P = 50,61 \text{ кПа}$, $n = 55,91 \text{ хв}^{-1}$, $\delta = 0,58$, $F_H = 64,85 \text{ Н}$, $V_{\max} = 1,407 \text{ л} / \text{хв}$, $Q_{\min} = 2,188 \text{ м}^3 / \text{год}$. Досліди, проведені при фіксації досліджуваних факторів на оптимальних рівнях підтвердили результати вирішення компромісної задачі. При даних оптимальних значеннях техніко-технологічних параметрів доїльна установка «УДМ-100» споживає потужність $N = 3,97 \text{ кВт}$, питомі витрати електроенергії, що витрачається доїльною установкою за час доїння складають $E = 0,095 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{короводійку}$. У порівнянні з техніко-технологічними параметрами, які рекомендовані заводом-виробником, спостерігається зменшення витрат електроенергії на 14,8 %.

Література

1. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. / С.В. Мельников – Ленинград.: Колос, 1978. – 560 с.
2. Соколов А. О регулировке вакуума при доении. / А.Соколов, Г. Талалаев // Сельскохозяйственное производство нечерноземной зоны. – 1993. - № 4.
3. ISO 5707. Milking machine installations – Construction and performance. The International for Standardization Organization, Geneva, Switzerland, 2007.
4. Андреев П.В. О качестве сосковой резины. / П.В. Андреев // Молочное и мясное скотоводство. - 1993. - № 9.
5. Алієв Е.Б. Теоретичне дослідження впливу технічних параметрів доїльної установки на швидкість молоковіддачі / Е.Б. Алієв // Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві: Вісник харківського Національного технічного університету сільського господарства імені Петра Висиленка - Харків, 2011.

- Вип. 108. – С.92-98.

6. *Королев В.Ф.* Доильные аппараты. – М.: Машиностроение, 1979 – 279 с

7. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 154 с.

8. *Подиновский В.В.* Парето-оптимальные решения многокритериальных задач. / *В.В. Подиновский, В.Д. Ногин* – М.: Наука, 1982. – 208 с.

9. *Подиновский В.В.* Оптимизация по последовательно применяемым критериям. / *В.В. Подиновский, В.М. Гаврилов* – М.: Сов. радио, 1975. – 222 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВАКУУМНОЙ СИСТЕМЫ ДОИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Э.Б. Алиев

Аннотация - получены экспериментальные зависимости влияния технико-технологических параметров вакуумной системы доильной установки на скорость молокоотдачи. Определены оптимальные технико-технологические параметры вакуумной системы доильной установки. Рассчитаны затраты электроэнергии, расходуемой доильной установкой за время доения.

OPTIMIZATION OF TECHNICAL AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF THE VACUUM SYSTEM MILKING MACHINES

E. Aliev

Summary

Experimental dependence of the influence of technical and technological parameters of the vacuum system to speed the milking plant yield. The optimum technical and technological parameters of the vacuum system of the milking plant. Calculated cost of electricity consumed milking installation for milking time.

УДК 636.084.74

АНАЛІЗ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ МОБІЛЬНИХ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ ТА РОЗДАЧІ КОРМОВИХ СУМІШЕЙ ВЕЛИКІЙ РОГАТІЙ ХУДОБИ

Доруда С. О., інж.,

Воронін Л. С., інж.

Інститут механізації тваринництва НААН України

Тел/факс (061) 289-81-44

Анотація – у статті проведено аналіз сучасних мобільних технічних засобів для приготування та роздачі кормових сумішей великій рогатій худобі та запропоновано нову конструкцію мобільного кормороздавача-змішувача потокового типу, приведено порівняльні характеристики деяких закордонних кормороздавачів-змішувачів та кормороздавача-змішувача запропонованої конструкції

Ключові слова – змішаний раціон, технологічний процес, кормороздавач-змішувач потокового типу, порівняльні характеристики.

Постановка проблеми. Для досягнення високої продуктивності великої рогатої худоби тваринам необхідно згодовувати достатню кількість білків та енергії в кормі. Але при годуванні їх лише комбікорами відбувається порушення кислотності в рубці корів, що призводить до погіршення стану здоров'я тварин [1].

При використанні змішаного раціону тварина з'їдає одночасно різні види кормів, що їй необхідні, зберігаючи при цьому оптимальну кислотність в рубці. Проведені порівняльні дослідження показують, що годування корів кормовими сумішами підвищує надій молока на 15%, а вагу тварин на 20-25%, та економить робочу силу і час [1].

Світовий досвід свідчить про ефективність використання для приготування кормових сумішей і роздавання їх тваринам сучасних багатофункціональних універсальних технічних засобів, так званих фермських комбайнів [3]. За визначенням, фермський комбайн — це машина для завантаження, подрібнення, дозування, змішування кормових матеріалів і роздавання приготованої кормової суміші тваринам. Ці машини обладнані пристроями для самозавантаження й без них, з горизонтальними і вертикальними шнеками для змішування та

подрібнення великостеблових кормів (у тому числі в рулонах і паках), забезпечують виконання всіх технологічних операцій під час організації годівлі тварин: завантаження кожного з кормових компонентів, їхнього дозування, доподрібнення, змішування, транспортування і роздавання готової кормосуміші на кормовий стіл чи в годівниці.

Технологічний процес приготування кормосуміші здійснюється так: змішувач-кормороздавач підїжджає по черзі до сховищ кормів, що входять до раціону, й завантажуються окремими компонентами кормової суміші. Кількість завантаженого корму контролюють за шкалою вагового пристрою. Стеблові корми завантажують із використанням тракторних навантажувачів. Концентрований корм, білково-вітамінно-мінеральні добавки завантажують у бункер фермського комбайна з бункерів-накопичувачів.

По закінченні навантаження всіх складових кормового раціону корм транспортують комбайном до тваринницького приміщення, змішуючи при цьому кормові компоненти, тобто готують повнораціонну кормову суміш. Після в'їзду в приміщення і заїзду на кормовий стіл чи кормовий проїзд комбайн переводять на знижену передачу, вмикають вивантажувальний конвеєр та видають кормову суміш упродовж усього фронту годівлі тварин.

Таким чином один сучасний змішувач-кормороздавач може повністю замінити кормоцехи, які використовувались раніше.

Аналіз останніх досліджень. Нині в абсолютній більшості господарств України для навантаження, транспортування та роздавання кормів на фермах використовують спеціалізовані засоби: універсальні навантажувачі типу СНУ-0,5, НФ-0,5, ПЕ-1 "Карпатець", ПЕ-0,8 і кормороздавачі типу КТУ-10А-01, КТУ-10-А-05 та РКП-4,5. А операції, пов'язані з приготуванням кормових сумішей виконують на машинах кормоцехів типу КОРК-15 та КЦК-5. Такі конструкції потребують значних затрат праці та енергії, та зазвичай не задовольняють вимогам до якості кормових сумішей [2]. Окрім цього такі машини є фізично та морально застарілими, а запасні частини на них не виготовляються.

Випробування вітчизняних мобільних роздавачів останніми роками засвідчили, що в цілому вони задовільно виконують технологічний процес транспортування та роздавання корму. Призначені для цього машини мають задовільну продуктивність під час роздавання корму — від 23,0 до 33,0 т/год., забезпечують його роздавання без втрат (збереження його під час роздавання становить від 99,6 до 100%). Кормороздавачі, які випробовували, відповідають вимогам ТУ за кількістю й рівномірністю роздавання корму, що становить від 90,9 до 95,2%.

Слід, однак, зазначити, що кормороздавачі типу КТУ, які є базовими для всіх скотарських ферм країни, випускає наша промисловість уже впродовж останніх 25-30 років. За цей період вони не пройшли

істотного конструкційного вдосконалення й залишилися вузькоспеціалізованим технічним засобом, здатним виконувати лише одну операцію — роздавати корм.

Формулювання цілей статті. Отже, зважаючи на беззаперечні технологічні й технічні переваги мобільної технології приготування та роздавання кормів на основі застосування багатофункціональних універсальних технічних засобів перед застарілою технологією, яка передбачає використання цілого комплексу спеціалізованих машин (завантажувачів, комплектів кормоцехів, мобільних кормороздавачів) [5], можна констатувати нагальну потребу в терміновій розробці та впровадженні вітчизняного зразка мобільного обладнання для приготування та роздавання кормової суміші тваринам. Зважаючи на вищесказане, на основі результатів досліджень Інститутом механізації тваринництва НААН України було розроблено експериментальний зразок фізичної моделі кормороздавача-змішувача вологих кормосумішей поточкового типу для великої рогатої худоби.

Основна частина. Загальний вигляд кормороздавача-змішувача на базі шасі КТУ-10 приведено на рис. 1.



Рис. 1. Кормороздавач-змішувач поточкового типу.

Фізична модель кормороздавача-змішувача складається з наступних збірних елементів (рис. 2):

- ходової частини з рамою 1;
- кузова для накопичення стеблових кормів 2;
- поздовжнього транспортера для подачі стеблових кормів 3;
- кормовідділювача для стеблових кормів 4;
- дозатора концкормів 5;
- змішувача безперервної дії 6.

Технологічний процес роботи кормороздавача-змішувача відбувається наступним чином: стеблові корми накопичуються у бункері-дозаторі для основних кормів 2, встановленому на рамі 1, концентровані корми – в бункері-дозаторі для концентрованих кормів 5, встановлених на рамі 1. Продуктивність подачі кожного з видів кормів установлюється регулюванням режимів роботи робочих органів: основного корму – швидкістю позовжнього транспортера 3, концкормів – шириною вивантажувального вікна (не показано) бункера-дозатора для концентрованих кормів 5. Робочі органи включаються в роботу під час руху кормороздавача-змішувача.

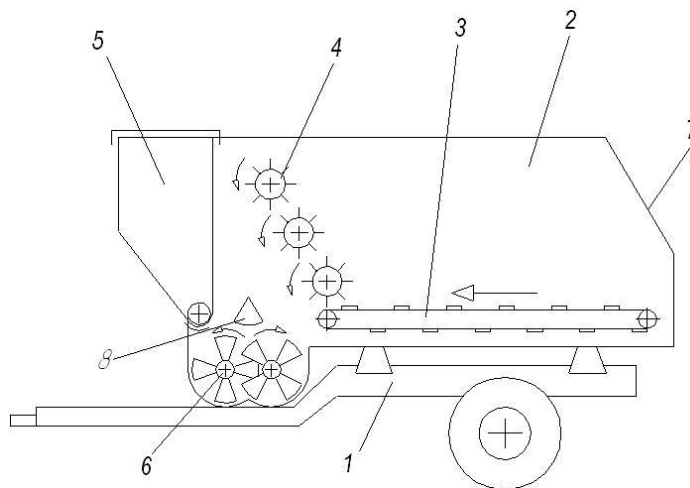


Рис. 2. Схема кормороздавача-змішувача вологих кормосумішей для великої рогатої худоби:

1- ходова частина з рамою; 2- кузов; 3- позовжній транспортер; 4-кормовідділювач; 5- дозатор концкормів; 6- змішувач потокового типу; 7- задня стінка кузова; 8- напрямний сегмент.

При цьому стебловий корм позовжнім транспортером 3 подається до кормовідділювача 4, який рівномірно відділяє порції корму від основного масиву і подає у двохвальний лопатевий змішувач 6, який розташований по фронту кормовідділення. Одночасно в нього подається концентрований корм. Компоненти змішуються двохвальним лопатевим змішувачем 6 і у вигляді готової кормосуміші безперервним потоком вивантажуються по фронту роздачі. При цьому напрямний сегмент 8, що розташований над двохвальним лопатевим змішувачем, запобігає розкиданню корму лопатями змішувача і сприяє утворенню рівномірного потоку кормової суміші на видачі. Аналізуючи конструкції кормороздавачів-змішувачів можна привести основні

особливості застосування технічних засобів для приготування та роздавання кормової суміші порційного та потокового типу.

Змішувачі-роздавачі порційного типу:

- можливість виконувати змішування та роздачу кормів одним технічним засобом
- виконання вагового дозування компонентів кормосуміші під час завантаження
- подрібнення кормів в процесі змішування
- великі витрати енергії на змішування компонентів
- додаткові затрати енергії на роздавання суміші транспортерами
- можливе утворення застійних зон при змішуванні
- нерівномірність роздачі кормової суміші через вивантажувальні вікна
- неоднорідність суміші після змішування

Змішувачі-роздавачі потокового типу:

- можливість виконувати змішування та роздачу кормів одним технічним засобом
- низькі затрати енергії за рахунок змішування малого об'єму кормових компонентів
- роздавання корму суміщене з процесом змішування
- рівномірне роздавання кормової суміші
- висока якість змішування
- неможливе подрібнення кормових компонентів

Порівняльні характеристики кормороздавачів-змішувачів деяких виробників приведені в таблиці 1 [4].

Моделюванням процесів приготування і роздачі кормів на фермах відгодівлі ВРХ визначена перспективність мобільних кормороздавачів-змішувачів в порівнянні зі стаціонарною технологією. Крім того, найменше значення питомих витрат визначено при використанні кормороздавачів-змішувачів з системою потокового змішування (14,8-16,5 грн/т проти 24,0-26,5 грн/т при використанні міксера). При застосуванні кормороздавачів-змішувачів з потоковою системою забезпечується зниження питомих витрат на 46-48%, собівартості виробництва молока на 2,7-3,9% за рахунок змішування кормів в малих об'ємах та зниження часу приготування кормосумішей (на 30-34%), витрат палива (на 64-67%), питомої металоємності обладнання (на 40%)[5].

Висновки. Мобільна потокова система змішування та роздачі кормової суміші ВРХ має значну перевагу над аналогічною порційною системою. Тому питання розробки та обґрунтування параметрів робочих органів змішувача-кормороздавача потокового типу є актуальним і потребує подальшого детального розгляду.

Таблиця 1 – Порівняльні характеристики кормороздавачів-змішувачів

| Марка Показник | СРК-11В | Euromix I | Кормороздавач-змішувач |
|---|---------------------|-------------|-------------------------------------|
| Тип машини | Напівпричіпний | | Причіпний |
| Маса, кг | 3900 | 2970 | 2800 |
| Вантажопід'ємність, кг | 3300 | 2400 | 3500 |
| Місткість бункера, м ³ | 11 | 8 | 10 |
| Процес змішування | Порційний | | Потоковий |
| Тип робочих органів | 1 вертикальний шнек | | 1 горизонтальний лопатевий змішувач |
| Привід робочих органів | ВВП | ВВП | ВВП |
| Частота обертів шнеків, хв ⁻¹ | 20 | 20 | 80-120 |
| Продуктивність змішування і роздачі, т/год. | - | 7,74 | 10-30 |
| Нерівномірність змішування, % | Не більше 20 | Не більше 5 | Не більше 10 |
| Нерівномірність роздачі, % | Не більше 20 | Не більше 5 | Не більше 10 |
| Обслуговуючий персонал, чол. | 1 | 1 | 1 |
| Споживана потужність, кВт | 42 | 44 | 8,2 |

Література

1. *Геремезов Д.* (Фирма МайерМашиненбауГмбх, Германия), *В. Шейченко*, зав. відділу (УкрНІИПІТим. Л. Погорелого) "Применение кормораздатчиков-смесителей – залог повышения продуктивности крупного рогатого скота" / журнал Техніка АПК. – 2006. №4. – С. 16-18.
2. *Костенко Д.* Кормові суміші – перспективний напрям годівлі великої рогатої худоби / *Д. Костенко, О. Заболотько, В. Хмельовський* // Пропозиція. – 2008. - 4. – С. 134-136.
3. *Смоляр В.* Фермський комбайн – універсальний технічний засіб / *В. Смоляр, С. Постельга, Л. Кириченко, Ю. Калітинський*, // Техніка АПК. – 2007. №10. – С. 20-21.
4. *Кравчука В. І.* Машини для тваринництва та птахівництва / *В. І. Кравчука, Ю. Ф. Мельника* – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорелого . – 2009. - С. 48-49.

5. Створити наукові основи та дослідити залежності показників ефективності від параметрів головних зоотехнічних систем сільськогосподарського виробництва “Удосконалити модель оптимізації технологічних процесів для забезпечення годівлі на фермах великої рогатої худоби”: Звіт про науково-дослідну роботу (заключний), том 2/ Інститут механізації тваринництва УААН; № держреєстрації 0107U009307; Інв. № 0211U000756. – Запоріжжя, 2010р. – 61 с.

АНАЛИЗ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МОБИЛЬНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И РАЗДАЧИ КОРМОВЫХ СМЕСЕЙ КРУПНОГО РОГАТОГО СКОТА

С. А. Доруда, Л. С. Воронин

Аннотация - в статье проведен анализ современных мобильных технических средств для приготовления и раздачи кормовых смесей крупному рогатому скоту и предложена новая конструкция мобильного кормораздатчика-смесителя текущего типа, приведены сравнительные характеристики некоторых зарубежных кормораздатчиков-смесителей и кормораздатчика-смесителя предложенной конструкции

THE ANALYSIS AND IMPROVEMENT OF MOBILE MEANS FOR PREPARATION AND DISTRIBUTION FODDER MIXES TO A HORNED CATTLE

S. Doruda, L. Voronin

Summary

In the article presented the analysis of modern mobile means for preparation and distribution of forage mixtures a cattle and the new construction of mobile cattle-feeder-mixer of stream type is offered, comparative descriptions of some oversea cattle-feeders-mixers and cattle-feeder-mixer of the offered construction are resulted.

УДК 631.348.4

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССА ОПРЫСКИВАНИЯ НАВЕСНОГО ГЕРБИЦИДНИКОВОГО ОПРЫСКИВАТЕЛЯ

Османов Э.Ш., інж.
НУБиП України «КАТУ»
Тел. (06192) 5-47-88

Аннотация – приведены результаты полевых исследований навесного гербицидного опрыскивателя. Установлены качественные показатели их работы.

Ключевые слова – опрыскивание, гербицидный опрыскиватель, показатели опрыскивателя.

Постановка проблемы. В Украине все больше виноградников и пальметных садов начинают возделывать по интенсивной технологии, предусматривающей увеличение количества растений на единицу площади. В интенсивных пальметных садах, а в большей степени, на виноградниках, расстояние между растениями не превышает одного метра. При таких схемах посадки сложнее проводить борьбу с сорной растительностью в межкустовой и прикустовой зоне механическими средствами.

Применение различных по конструкции культиваторов с активными рабочими органами, фрез и разнообразных приспособлений не позволяют полностью уничтожить сорняки, и при этом наносят штамбам растений травмы, а иногда полностью уничтожают растения. Установленные на этих машинах гидравлические следящие системы сложны по конструкции, недостаточно надежны в работе. Скорость срабатывания этих систем не позволяет работать на плантациях с расстояниями между растениями менее 1 метра. Попытки использовать для межкустовой обработки импортные дорогостоящие машины не дали положительного эффекта. Решить возникшую проблему можно за счет применения химических способов борьбы с сорной растительностью, успешно применяемую в полеводстве [1].

Анализ последних исследований. Механизм нанесения капель на листья сорных растений многообразен и сложен. Крупные капли при слабом ветре оседают на растения под действием силы тяжести, сверху вниз, главным образом на верхнюю сторону листьев. Более мелкие капли оседают на растения под действием сил инерции и при

увлечении скорости ветра оседают главным образом на наветренную сторону листьев. В обоих случаях осаждение происходит на листья верхней или наружной наветренной части стеблестоя. Нижняя сторона листьев обрабатывается препаратом лишь на 4%...5%. Это значительно ниже, чем необходимо по агротехническим требованиям. Установлено, что большинство вредителей и возбудителей болезней любят тень и повышенную влажность, а поэтому размещаются именно на нижней части стеблей растений и на нижней (внутренней) стороне листьев. В результате, чем выше растения и гуще их лиственный стебельная масса, тем труднее их обработать обычным опрыскивателем и тем меньше действие препарата на вредителей, сорняки и возбудителей болезней [2]. Также не следует забывать о недостатках практикуемых способов опрыскивания. Рабочие органы не позволяют диспергировать рабочие жидкости на капли одинаковой величины, всегда имеет место:

- снос капель размером 20...60 мкм;
- стекание тех капель, размер которых 300 мкм и более [1].

Для улучшения опрыскивания, то есть увеличения дисперсности распыления и повышения степени оседания препарата, а особенно на абаксиальную (нижнюю) часть листьев сорных растений, необходимо производство и использование опрыскивателей с принудительным осаждением капель рабочей смеси.

Применение воздушного потока позволит усовершенствовать процесс опрыскивания, устранить недостатки, имевшиеся в обычных опрыскивателях для внесения гербицидов. При работе такого опрыскивателя вентилятор создает объем и скорость воздушного потока. Сжатый воздух по воздушным рукавам подается к щелевым наконечникам, которые направляют поток воздуха в зону действия распылителей рабочей жидкости (рис. 1). Количество и скорость воздуха позволит, не только препятствовать снесению препарата в ветреную погоду, но и раздвигать густые насаждения растений, и таким образом распылитель обработает труднодоступную для обычных опрыскивателей внутреннюю сторону листьев [2].

Формулирование целей статьи. образование капель оптимальных размеров и достаточной густоты покрытия, а также равномерность нанесения на обрабатываемый объект с минимальными потерями препаратов.

Основная часть. Для проведения лабораторных и лабораторно-полевых исследований нами на базе ЮФ НУБиП Украины «КАТУ» совместно с НПСИ «Наука» была изготовлена специальная установка, с помощью которой можно было работать на стационаре в лаборатории и производить лабораторно-полевые испытания (рис.2).

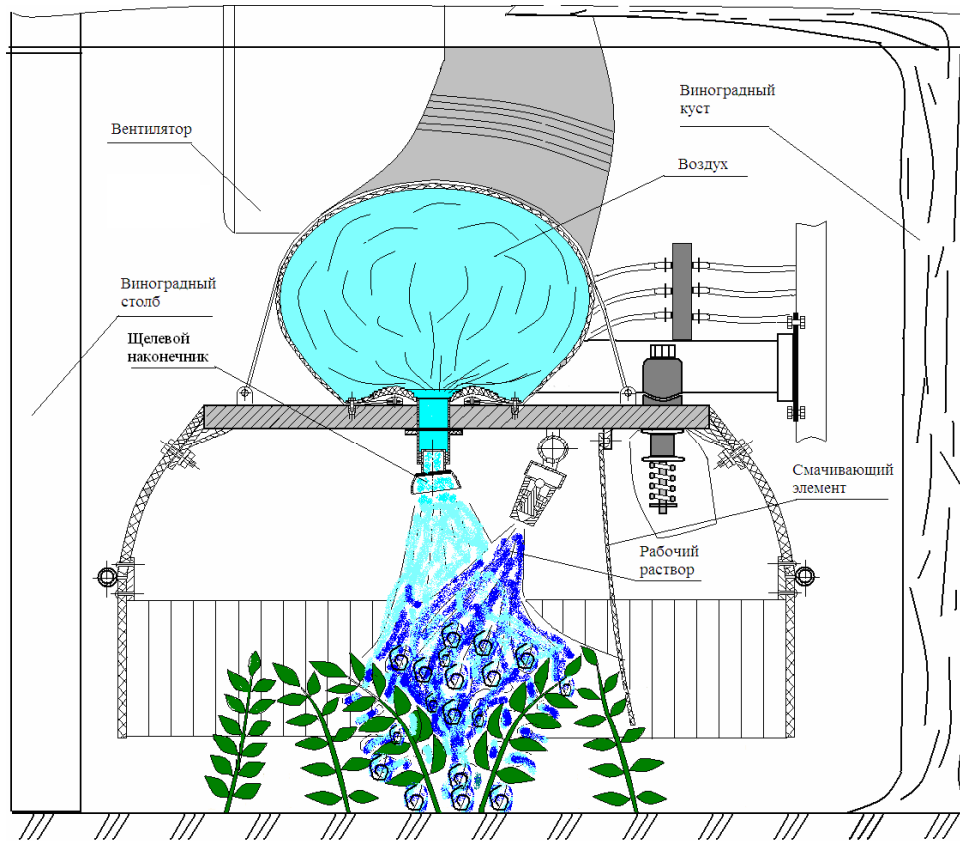


Рис.1. Схема рабочего процесса предлагаемого опрыскивателя.



Рис.2. Лабораторно-полевая экспериментальная установка на-весного гербицидного опрыскивателя.

Установка была изготовлена таким образом, что бы можно было сравнить качественные показатели базового и исследуемого гербицидного опрыскивателя. Правая часть штанги опрыскивателя 2, производила опрыскивание с применением воздушной поддержки, а левая часть штанги 1, как у базового варианта без воздушной поддержки. Были исследованы, качественные показатели, такие как количества капель и площади покрытия.

В качестве улавливающей поверхности использовали карточки из мелованной бумаги размером 50 x 70 мм, обработанных 3-5% раствором парафина в толуоле. Выбор данного типа бумаги обусловлен тем, что на ее поверхности капли не растекались и не впитывались. Карточки, которые крепились при помощи канцелярских скрепок, располагались следующим образом: было выбрано два яруса «верхний» и «средний», в каждом ярусе на одном из листьев сорного растения крепили по две поверхности с соответствующими обозначениями на оборотной стороне «В» – верхняя сторона листа и «Н» – нижняя сторона листа верхнего яруса, а также «Вср», «Нср» - соответственно верхняя и нижняя сторона листа среднего яруса [3].

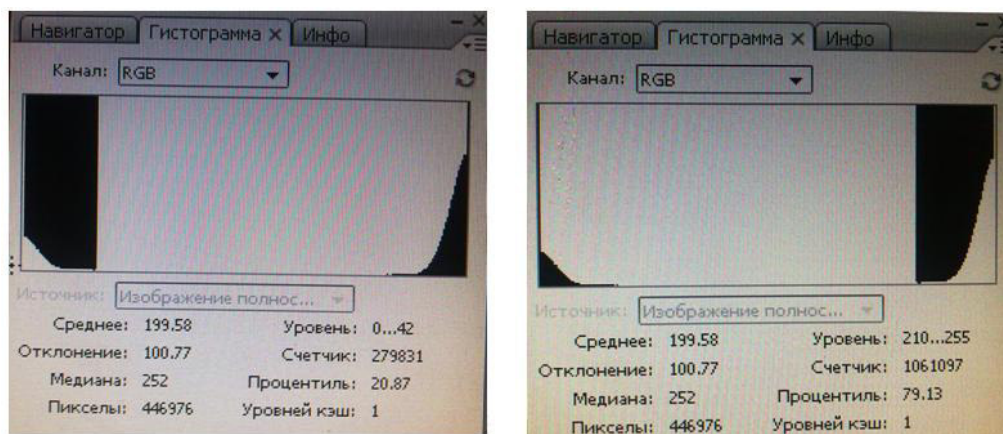
В соответствии с планом эксперимента факторы варьировали:

- давление P на трех уровнях – $P=0,1$ МПа; $P=0,2$ МПа; $P=0,3$ МПа;
- диаметр d распылителей – $d=1$; $d=2$; $d=3$.
- скорость $V_{п}$ воздушного потока – $V_{п}=0$; $V_{п}=30$ м/сек.

Площадь покрытия рабочей жидкостью обрабатываемой поверхности определяли следующим образом: сканируем карточки со следами капель; полученные изображения сохраняем в виде файла графического формата с расширением bmp.; в программе Paint сохраненный файл открываем и сохраняем как монохромный рисунок.

В программе Adobe Photoshop, спектр оттенков делится на области. Одна область отражает содержание чёрного цвета (на карточке эта часть соответствует площади, покрытой рабочей жидкостью). Она находится в крайнем левом положении шкалы гистограммы (рис. 3а). Другая область даёт информацию о содержании оттенков белого цвета (на карточке эта часть соответствует площади, непокрытой рабочей жидкостью).

Она находится в крайнем правом положении шкалы гистограммы (рис. 3б). В строке «Процентиль», отображается информация о содержании оттенков интересующего нас цвета в интересующей области гистограммы. Погрешность вычисления составляет 0,01 % интересующего



а.

б.

Рис. 3. Гистограммы спектрального состава оттенка: а) черного цвета; б) белого цвета.

В результате обработки полученных данных получили, что площади покрытия абаксиальной (нижней) части листа на базовом составила в среднем 5 % на экспериментальном 40 % (табл. 1).

Таблица 1 - Экспериментальные данные по площади покрытия абаксиальной (нижней) части листа

| Диаметр форсунки и давление в системе | Базовый ($V_B=0$) | Экспериментальный ($V_B=30$ м/сек) |
|---------------------------------------|---------------------|-------------------------------------|
| d=1 мм, P=1 Мпа | 4,12 % | 39,56 % |
| d=1 мм, P=2 Мпа | 4,2 % | 39,6 % |
| d=1 мм, P=3 Мпа | 4,36 % | 39,62 % |
| d=2 мм, P=1 Мпа | 4,47 % | 39,6 % |
| d=2 мм, P=2 Мпа | 4,5 % | 39,97 % |
| d=2 мм, P=3 Мпа | 4,55 % | 39,98 % |
| d=3 мм, P=1 Мпа | 4,99 % | 39,99 % |
| d=3 мм, P=2 Мпа | 5,12 % | 40,6 % |
| d=3 мм, P=3 Мпа | 5,3 % | 41,26 % |

На основании дисперсионного анализа экспериментальных данных по количеству капель и площади покрытия получили данные о влиянии давления P , диаметра d и скорости воздушного потока на количество капель, осевших на улавливающие поверхности а также на площадь покрытия. По полученным данным построили графики (рис. 3-4). Аппроксимация экспериментальных зависимостей проводилась по методике, представленной в работах [4, 5] с использованием компьютерной программы Microsoft Excel из приложения к программному пакету Microsoft Office.

В результате были получены уравнения и значения коэффициентов аппроксимации R .

Зависимость $N=N(d, P)$ количество N [шт./см²] от диаметра распылителя d [мм] напора H [мм]. Скорость воздушного потока постоянна и равна $V_{п}=30$ м/сек.

В таблице 2 представлены данные экспериментов.

Таблица 2 - Экспериментальные данные

| Кол-во капель шт./см ² | Диаметр распылителя, мм. | Давление, Мпа |
|-----------------------------------|--------------------------|---------------|
| 48 | 1 | 1 |
| 49 | 1 | 2 |
| 51 | 1 | 3 |
| 53 | 2 | 1 |
| 54 | 2 | 2 |
| 55 | 2 | 3 |
| 57 | 2,5 | 1 |
| 59 | 2,5 | 2 |
| 59 | 2,5 | 3 |
| 60 | 3 | 1 |
| 61 | 3 | 2 |
| 62 | 3 | 3 |

Эмпирическая зависимость строилась одношаговым методом наименьших квадратов (МНК).

1. Линейная модель: $N=40,7881+5,942857d+1,125P$.

В таблице 3 представлены имитационные данные на линейной модели, а на рисунке 4 изображена графическая поверхность.

Таблица 3 - Имитационные данные линейной модели

| Диаметр распылителя, мм. | Давление | | | | |
|--------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 |
| 1 | 47,85595 | 48,41845 | 48,98095 | 49,54345 | 50,10595 |
| 1,5 | 50,82738 | 51,38988 | 51,95238 | 52,51488 | 53,07738 |
| 1,75 | 52,3131 | 52,8756 | 53,4381 | 54,0006 | 54,5631 |
| 2 | 53,79881 | 54,36131 | 54,92381 | 55,48631 | 56,04881 |
| 2,5 | 56,77024 | 57,33274 | 57,89524 | 58,45774 | 59,02024 |
| 2,75 | 58,25595 | 58,81845 | 59,38095 | 59,94345 | 60,50595 |
| 3 | 59,74167 | 60,30417 | 60,86667 | 61,42917 | 61,99167 |

Коэффициент детерминированности модели $R^2=0,626428$.

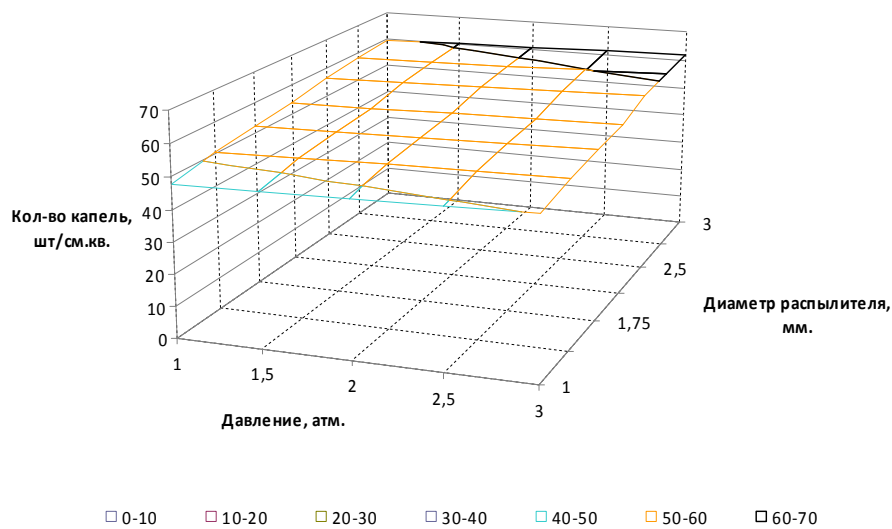


Рис. 4. Поверхность числа капель от диаметра распылителей и давления в системе.

2.Квадратичная модель: $N=42,17956519+3,486751768 d+1,67385377P+0,756714636 d^2-0,26004255 P^2+0,000184526 dN$.

В таблице 4 представлены имитационные данные на квадратичной модели, а на рисунке 5 изображена графическая поверхность.

Таблица 3 - Имитационные данные на квадратичной модели

| Диаметр распылителя, мм. | Д а в л е н и е | | | | |
|--------------------------|-----------------|-------------|------------|-------------|-------------|
| | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 |
| 1 | 47,8370273 | 48,5441636 | 49,2513921 | 49,95871293 | 50,66612598 |
| 1,5 | 50,3962752 | 51,03840087 | 51,6806188 | 52,32292892 | 52,96533134 |
| 1,75 | 51,8177832 | 52,4274035 | 53,0371161 | 53,64692091 | 54,25681801 |
| 2 | 53,3338805 | 53,91099546 | 54,4882027 | 55,06550223 | 55,64289401 |
| 2,5 | 56,649843 | 57,16194736 | 57,674144 | 58,18643286 | 58,698814 |
| 2,75 | 58,4497083 | 58,9293073 | 59,4089986 | 59,88878216 | 60,36865799 |
| 3 | 60,3441629 | 60,79125658 | 61,2384426 | 61,6857208 | 62,13309131 |

Коэффициент детерминированности модели $R^2 = 0,997421$.

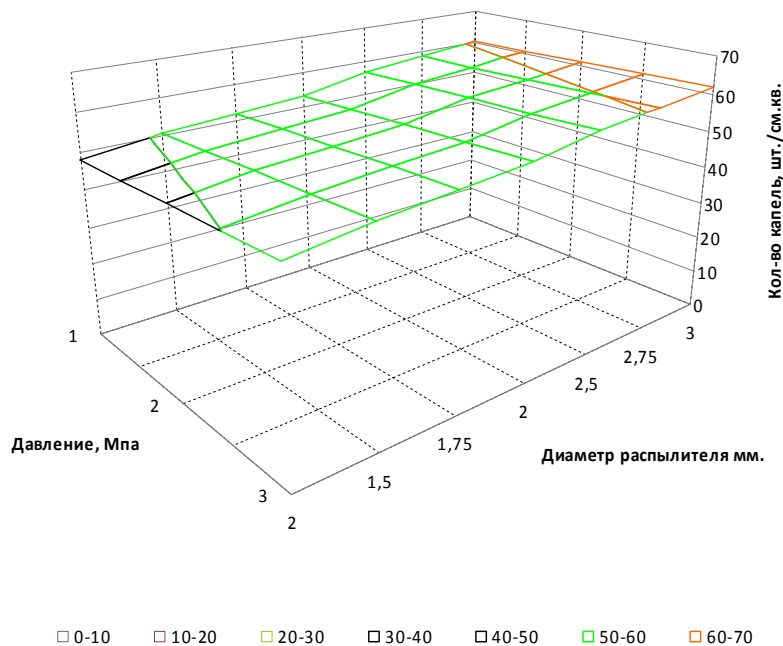


Рис. 5. Поверхность числа капель от диаметра распылителей и давления в системе.

Выводы. Данные полученные в ходе проведения лабораторно-полевых исследований гербицидного опрыскивателя, соответствуют оптимальным значениям показателей качества опрыскивания и эффективности использования химических средств защиты растений. Количество капель находился в пределах 40...70 шт./см², а размер осевших капель в пределах 100...250 мкм. При применение воздушного потока площадь обработки абаксиальной части сорного растения составила 40 %, в то время как при обычном опрыскивании, без воздушного потока этот показатель достиг лишь 5%. Такой диапазон полученных экспериментальным путём рациональных значений позволит сократить энергоёмкость процесса опрыскивания и улучшит его качество обработки.

Литература

1. Груздев Г.С. Химическая защита растений / Г.С. Груздев // М.: «Агропромиздат», 1987. – 415 с.
2. Догода П.А. Механизация химической защиты растений // П.А. Догода, С.С. Воложанинов, Н.П. Догода. - Симферополь.: «Таврия». - 2000. – 139 с.
3. Випробування сільськогосподарської техніки. Опрыскувачи тракторні та самохідні. Методи випробувань: СОУ 74.3-37-266:2005. –

- Чинний від 2006-01-01/ – Київ.: Мінагрополітики України, 2005. - 34 с.
4. *Мильченко, Н.Ю.* Обоснование параметров процесса смачивания сельскохозяйственных растений жидкими растворами и их распыление при механизированном внесении средств химизации: Дис. канд. техн. наук / *Н. Ю. Мильченко.* – Волгоград, 2003. - 146с.
5. *Детистов О.И.* Разработка технологии и обоснование средств механизации приготовления кормов в малообъемных хранилищах: Дис. канд. техн. наук / *О.И. Детистова.* – зерноград, 2003. - 130с.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЦЕСУ
ОБПРИСКУВАННЯ НАВІСНОГО ГЕРБІЦІДНОГО
ОБПРИСКУВАЧА**

Е.Ш. Османов

Анотація - наведені результати польових досліджень навісного гербіцидного оприскувача. Встановлені якісні показники їх роботи.

**STUDY QUALITATIVE INDICATORS OF SPRAY MOUNTED
SPRAYER OF GERBITSID**

E. Osmanov

Summary

The results of field studies gerbitsid mounted sprayer. Established quality indicators of their work.

УДК 635.64

АНАЛІЗ ЕЛЕКТРОФІЗИЧНИХ МЕТОДІВ ЗНЕШКОДЖЕННЯ СТОКІВ ТВАРИННИЦЬКИХ КОМПЛЕКСІВ

Чумак В.О., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-31-59

Анотація – Розглянуто методи дезінфекції стоків тваринницьких комплексів з використанням різних фізичних факторів. Проведений аналіз ефективності використання описаних методів у сільському господарстві.

Ключові слова – раціональне водокористування, забруднення, методи очищення, фізичні фактори, магнітне поле, електрогідравлічний ефект.

Постановка проблеми. У процесі розвитку та функціонування різноманітних галузей агропромислового комплексу значно збільшилося споживання води для задоволення різноманітних технологічних потреб аграрних підприємств. У таких умовах постійного збільшення водоспоживання і підвищення забруднення природних водойм великої актуальності набуло питання ефективного очищення стічних вод, а також їх повторного використання у сільському господарстві.

Природні запаси прісної води обмежені і не можуть повною мірою задовольняти всі потреби аграрних галузей. До того ж у воді поверхневих водойм разом з домішками природного походження є різні за складом забруднення (пестициди, феноли, нафтопродукти, солі важких металів та інше), що обумовлене скиданням у водойми недостатньо очищених виробничих і побутових стічних вод [1].

На сьогодні технології та устаткування, які застосовуються для обробки води, далеко не завжди забезпечують необхідний ступінь очищення та дезінфекції стоків. Тому дуже важливим є організація будівництва нових систем і споруджень водопостачання і водовідведення, розширення й реконструкція наявних. Ці заходи лише один із кроків до вирішення актуальних проблем очищення стоків, захисту навколишнього середовища й раціонального використання водних ресурсів [2].

Аналіз останніх досліджень. За останній час розроблена велика кількість технологій очищення стоків, які знаходять застосування в

багатьох сферах сільського господарства. Багато досліджень, що спрямовані на пошук найбільш ефективного очищення, засновані на різних методах. Основними з них є: механічні, біологічні, хімічні та фізичні. Вибір методу залежить від ступеня забрудненості стоків, наявності шкідливих речовин, необхідності дезінфекції і т.д.

В процесі очищення стічних вод виникає потреба у поєднанні кількох методів для підвищення ефективності очищення. Такі методи називаються комбінованими. Сутність комбінованого методу очищення стічних вод полягає в одночасному використанні двох або більше методів очищення для досягнення найкращого результату [3].

Проводилися дослідження зразків забруднених стічних вод тваринницьких комплексів. Для обробки використовувалися спеціальні пристрої, робота яких була заснована на фізичних методах очищення, таких як: ультразвукове випромінювання (пристрій «SONAR-B 11»); змінне магнітне поле (пристрій МС-92); низькочастотне поле (генератор імпульсів Г5-54); високочастотне випромінювання (пристрій «Ораторія 4М»); електрогідралічний ефект (установка з генератором імпульсних струмів на 100 кА та герметичною камерою). Кількість клітин у контрольних зразках складала $120 \cdot 10^5$ кл/мл. Вимірювання концентрації шкідливих мікроорганізмів проводилося на протязі 24 годин після дії.

Дослідами було встановлено, що використані електрофізичні методи очищення не дозволяють отримати 100 % загибель клітин в оброблюваних обсягах стічних вод, за винятком електрогідралічного ефекту. Були проведені дослідження впливу потужних імпульсів струму на виживання мікроорганізмів і встановлено, що значні рівні імпульсів струму сприяють повній загибелі клітин. Прямий вплив розряду згубно діє на мікроорганізми, і рідина, отримана після відповідної електрогідралічної обробки, здобуває наведену бактерицидність, що не знижується з часом. При цьому, як правило, повністю руйнуються бактеріальні клітини і навіть окремі їхні фрагменти. При відповідному режимі обробки може бути зруйнована кожна зі складових клітинної структури [4].

Формування цілей статті. На основі вивчених матеріалів, необхідно провести аналіз існуючих технологій обробки стоків. Розглянути та схарактеризувати електрофізичні методи очищення стоків, а також пристрої, робота яких заснована на використанні таких методів.

Основна частина. До фізичних методів очищення та дезінфекції стічних вод можна віднести: обробку магнітним та електромагнітним полем, кип'ятіння, озонування, радіаційне, іонізуюче та ультрафіолетове опромінення, ультразвук, обробку за допомогою електро- та світлогідралічного ефекту.

У технологічних системах очищення стоків використовуються різноманітні установки та пристрої. Як правило, найефективнішим виявляється використання апаратів або установок, які встановлені у певній послідовності з урахуванням ступеню забрудненості на тому чи іншому етапі очищення стоків. Кожен з пристроїв має свої особливості принципу дії, конструкції та споживання енергії [5].

Далі наведено коротку характеристику кожного з пристроїв, принцип дії яких заснований на фізичних явищах:

Система озонування включає: устаткування для підготовки повітря, генератор озону, контактор, прилади та елементи керування. Капітальні витрати на системи озонування – відносно високі. Експлуатація й технічне обслуговування є складними. Вартість електроенергії становить від 26 до 43 відсотків від капітальних і експлуатаційних (поточних) витрат для малих систем. Нижче наведений приклад установки виробництва Mitsubishi Electric.

Таблиця 1 – Загальне енергоспоживання системи озонування

| Найменування | Показник |
|---|----------|
| Питома енергетична продуктивність кожного з використовуваних генераторів озону, г/кВт·год | 60 |
| Загальна продуктивність чотирьох генераторів озону, г/год | 32400 |
| Добовий обсяг очищених стічних вод, м ³ /год | 8 |
| Необхідна електрична потужність для виробництва озону, кВт | 540 |
| Електрична потужність охолоджувача води (за умови, що ККД = 3,5 %), кВт | 150 |
| Електрична потужність повітроохолоджувача, кВт | 100 |
| Разом, кВт | 800 |
| У цілому питоме енергоспоживання, кВт·год/м ³ | 100 |

Пристрої ультрафіолетового випромінювання (УФ). Установки для знезараження води включають спеціальні лампи ультрафіолетового випромінювання з довжиною хвилі 254 нм з низьким або середнім тиском парів ртуті, які здійснюють випромінювання з довжиною хвилі від 200 нм до видимого та інфрачервоного випромінювання. Оптимальні довжини хвиль для дезінфекції близькі до 260 нм. ККД ламп із середнім тиском приблизно 12 %, у той час як ККД амальгамових ламп низького тиску може досягати 40 %. УФ-лампи ніколи не контактують із водою, вони або розміщені в посудині із кварцового скла, встановленого в трубі або зовні [5].

На рисунку 1 приведено пристрій для стерилізації стоків за допомогою ультрафіолетового випромінювання Aquael Sterilizer PS - 15. Відноситься до групи УФ стерилізаторів, які повністю занурюються в оброблюване середовище. Призначений для знешкодження стоків від небажаних мікроскопічних водоростей та паразитів.

Технічні параметри: Номінальна потужність: $P_n=15$ Вт; максимальна пропускна спроможність: 4000 л/год; Розміри 29×13×8,5 см.

Пристрої оснащені довгим потовщеним електрокабелем довжиною 7-10 м. Металевий корпус забезпечує підвищену міцність. Внутрішнє кварцове дзеркало підвищує ефективність стерилізації до 50 %. Універсальний наконечник дає можливість під'єднувати трубопроводи різноманітних діаметрів ($d=1''$, $d=3/4''$, $d=1/2''$).



Рис. 1. Пристрій стерилізації ультрафіолетовим опроміненням Aquael Sterilizer PS – 15.



Рис. 2. УФ лампа R-CAN "Sterilight" типу S8Q-PA/2 з окремим блоком живлення (продуктивність 1,8 м³/год).



а)



б)

Рис. 3. Лампи ультрафіолетового випромінювання:
а) типу LTC30T8 виробництва фірми «Lighttech»;
б) типу LER-123A ($P_n=10$ Вт).

Припускаючи, що ККД теплових електростанцій при виробництві електроенергії – 33 %, втрати в електричних мережах – 12 %, по-

тужність УФ лампи – 100 Вт, необхідна тривалість дії – 60 с., обсяг стоків за час опромінення – 5 кг, енергозатрати при УФ знезаражуванні становитимуть 1 кВт·год. Для порівняння, загальна теплова енергія палива для дезінфекції води шляхом кип'ятіння на плиті кухаря складає 920 кВт·год/м³. Таким чином, дезінфекція за допомогою ультрафіолету, з погляду споживання електроенергії, набагато ефективніше кип'ятіння.

Пристрої ультразвукової обробки стоків. Ультразвук (УЗ) – це звукові коливання в діапазоні частот 20 кГц – 10¹⁰ Гц, які не сприймає вухо людини. Дія ультразвуку на бактерії у воді супроводжується явищем кавітації – утворенням у рідині порожнин та бульбашок, миттєве «закривання» яких підвищує тиск до десятків тисяч атмосфер. Таким чином, виникає так звана акустична ударна хвиля, що згубно діє на мікроорганізми, які знаходяться у рідині. До сьогоднішнього часу дослідження ультразвукових хвиль з метою використання їх в практиці на вітчизняних водопроводах не вийшло із стадії експериментів. А за кордоном вже існує велика кількість промислових установок.

Робота пристроїв УЗ-обробки заснована на збудженні кавітації в тонкому шарі рідини. На рисунку нижче схематично зображено улаштування ультразвукового (акустичного) реактора.

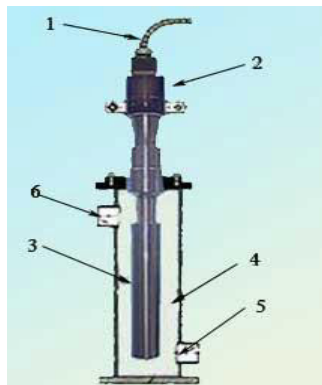


Рис. 4. Будова пристрою для ультразвукової обробки стоків:

1 – кабель; 2 – перетворювач; 3 – випромінювач; 4 – робоча камера 5 – вхідний патрубок; 6 – вихідний патрубок.

Пристрій складається з циліндричної робочої камери, в якій розміщений випромінювач продовгуватої форми, який механічно зв'язаний з п'єзоелектричним або магнітострикційним перетворювачем, з'єднаним з генератором високочастотної напруги ультразвукової частоти за допомогою кабелю. При цьому робоча камера має вхідний та вихідний патрубки для проточної УЗ-обробки рідкого середовища.

Пристрої для опромінення радіочастотами. Радіочастотний метод обробки (РЧМ) є фізичним методом електромагнітного опромінення (переносу енергії радіочастотами, що приводить до рівномірного по всьому обсягу нагрівання продукту, який опромінюється і не супроводжується хімічними реакціями). Процес здійснюється переносом електроенергії, яка генерується електричним полем між двома паралельними електродами, де знаходиться оброблюваний матеріал. Індуковані дипольні молекули в матеріалі постійно вибудовуються й переорієнтуються в узгодженні зі змінним електричним полем, викликаючи тертя, яке перетворюється в тепло. Таким чином, електрична потужність спочатку перетворюється в радіочастотну потужність, яка у свою чергу перетворюється в теплову енергію. Енергетична ефективність використання радіочастотних установок залежить від обох етапів перетворення енергії [5]. Пристрої для електрогідравлічної обробки. В основі електрогідравлічного ефекту (ЕГЕ) лежить явище різкого збільшення гідравлічного та гідродинамічного тиску в середині об'єму рідини при здійсненні імпульсного електричного розряду [6].

Апаратура для здійснення електрогідравлічного удару включає: контейнер із входом та виходом, через який протікають стічні води. В об'ємі рідини розміщена, принаймні, одна пара електродів; високовольтні електричні конденсатори або устаткування для підведення квазістаціонарної електричної напруги в діапазоні кіловольтів через установлені електроди. Градієнт напруги підбирається такий, щоб електрична дуга не виникала між електродами, і в той же час достатній, щоб викликати діелектричний пробій і руйнування клітинної мембрани в рідині [7]. Ударні хвилі є одним з основних факторів при бактеріальній дезінфекції стічних вод за допомогою потужних імпульсних електричних розрядів у воді. У випадку потужного імпульсного розряду на мікроорганізми впливають термомеханічні фактори, особливо ударна хвиля. Знищення мікроорганізмів можливе при впливі одного потужного розряду, що подібний до вибуху, на відміну від імпульсно-періодичного розряду малої потужності, коли ефект знезараження досягається за рахунок «нагромадження ушкоджень» у мікроорганізмах. При використанні потужного ЕГЕ суттєво підвищуються теплові й механічні навантаження на елементи конструкції системи. У цьому випадку можна зменшити величину енергії, яка вводиться за одиницю часу, разом з тим при потужному електрогідравлічному розряді збільшується питомий обсяг знезараженої води [7].

Пристрої світлогідравлічної обробки. Апарат для світлогідравлічної обробки стоків включає камеру, простір якої заповнюється рідиною, і в якій фокусується імпульс світла від лазерного джерела за допомогою системи лінз. Два гідрозатвори забезпечують подачу безперервного потоку рідини. Крім того, вони призначені для придушен-

ня ударною хвилею й усунення різниці тисків і ударних хвиль між внутрішнім обсягом світлогідравлічної камери та резервуару з оброблюваною та дезінфікованою рідиною. Відомо, що розчинені у воді гази можуть бути звільнені за допомогою світлогідравлічного ефекту, що приводить до загасання світлогідравлічних ударів і зниженню ефективності дії ударної хвилі в камері під час розряду. Тому до камери через гідрозатвор підключений газоприймач, установлений у верхній частині камери для безперервного виводу газів. Водогальмівний канал повністю забезпечує гасіння ударних хвиль з камери. Спускний кран резервуару дозволяє організувати періодичний спуск накопичених газів назовні.

На основі вищевказаних даних кожної установки для очищення та знезараження стоків приведемо таблицю порівняння приблизних затрат електроенергії для кожного з методів очищення.

Таблиця 2 – Питомі витрати електроенергії при використанні різних методів очищення стоків

| Метод очищення | Озонування | Ультрафіолет | Ультразвук (УЗ) | Радіочастоти (РЧ) | Електрогідравлічний ефект | Світлогідравлічний ефект |
|---|------------|--------------|-----------------|-------------------|---------------------------|--------------------------|
| Питомі витрати електроенергії, кВт·год/м ³ | 100 | 1-10 | 5-15 | 180-600 | 0,1-10 | 0,03-0,1 |

Висновки. На основі літературних джерел можна зробити висновок, що кожен з розглянутих фізичних методів очищення стоків має свої переваги та недоліки. Використання того чи іншого методу базується на конкретних умовах, а ефективність залежить від режиму роботи та вимог, які висуваються в процесі очищення стоків.

Методи нетеплової дії, такі як ультразвук, змінне магнітне поле, низько- та високочастотне поле, дозволяють суттєво знизити витрати електроенергії, але при цьому знижується ефективність очищення (60 – 80 %). В свою чергу озонування є ефективним, але достатньо складним процесом обробки. Якість очищення стоків за допомогою ультрафіолетового та іонізуючого опромінення залежить від ступеня прозорості води, яка обробляється. Метод обробки стоків за допомогою електрогідравлічного ефекту має високу ефективність та передбачає малі затрати електричної енергії, але для здійснення очищення води необхідно передбачити використання надійних конструкцій ємностей, в яких буде здійснюватися очищення. Серед розглянутих методів об-

робки стоків метод електрогідравлічної обробки є найефективнішим. Його використання дозволить вирішити питання ефективної обробки та дезінфекції стоків тваринницьких комплексів з мінімальними витратами електроенергії без шкоди навколишньому середовищу.

Література

1. *Запольський А.К.* Водопостачання, водовідведення та якість води: Підручник/*А.К. Запольський* – К.: Вища шк., 2005. – 671 с.: іл.
2. *Воронов Ю.В.* Водоотведение и очистка сточных вод: учебник для вузов/*Ю.В. Воронов, С.В. Яковлев* – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2006. – 704 с.
3. *Клячко В.А.* Очистка природных вод/*В.А. Клячко, И.Э.Апельцин* – М.: Стройиздат, 1971. – 580 с.
4. *Лошицкий П.П., Тодосийчук Т.С., Шинкаренко Л.Н.* Влияние нетеплового электромагнитного излучения на биосинтез молочнокислых бактерий // *Электроника и связь*. – 1997 г. – Ч.1, № 2. – С. 120-126.
5. *Грановский М.Г.* Электрообработка жидкостей / *М.Г. Грановский, И.С. Лавров, О.В. Смирнов* – Л.: Химия, 1976. – 216 с.
6. *Юткин Л.А.* Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности / *Л.А. Юткин* – Л.: Машиностроение, 1986. – 253 с., ил.
7. *Пичугина М.Т.* Мощная импульсная энергетика / *М.Т. Пичугина* – Томск: Изд-во ТПУ, 2005. – 98 с.

АНАЛИЗ ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ОБЕЗВРЕЖИВАНИЯ СТОКОВ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

В.А. Чумак

Аннотация – рассмотрены методы дезинфекции стоков животноводческих комплексов с использованием разных физических факторов. Был проведен анализ эффективности применения данных методов в сельском хозяйстве.

ANALYSIS ELECTROPHYSICAL METHODS OF DISINFECTION DRAINAGES OF CATTLE-BREEDING COMPLEXES

V. Chumak

Summary

It was considered methods of disinfection drainages of cattle-breeding complexes with using different physical agents. Get through analysis of effectiveness using these methods in agriculture.

УДК 001.891.003.13

ВИКОРИСТАННЯ БАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОЇ РОБОТИ

Бондар А.М., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (806192)-54017,8-093-6907775.

Анотація – у статті розглянутий спосіб оцінки економічної ефективності результатів наукової роботи.

Ключові слова: економічна ефективність, науково-технічний ефект, економічний ефект, соціальний ефект, індекс науково-технічного ефекту, чистий дисконтований дохід, чистий грошовий потік, коефіцієнт ефективності інвестицій, термін окупності.

Постановка проблеми. Визначення ефективності витрат на наукове дослідження, розробку та впровадження, а також для об'єктивної та достовірної оцінки прикладної науково-технічної розробки, як потенційної інновації на всіх стадіях життєвого циклу.

Аналіз останніх досліджень. Результати визначення ефективності науково-дослідних і науково-конструкторських робіт (далі НДДКР) використовуються для визначення фактичної економічної ефективності у тому числі їх впливу на соціально-економічний стан сільськогосподарських суб'єктів та економіку країни. В умовах ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які можуть бути визначені з метою цієї оцінки. До них належать:

науково-технічний ефект. Стосовно технологічних розробок – це підвищення науково-технічного рівня, поліпшення параметрів техніки і технологій, що виливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

економічний ефект полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як для народного господарства загалом, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність проектів науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати інтереси економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у

реалізації технологічних нововведень;

соціальний ефект, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищення життєвого рівня населення, поліпшення його побутових умов, розширення можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля.

Основні результати досліджень. Науково-технічна ефективність визначається в комплексі з оцінкою їх економічної та соціальної ефективності за допомогою показників науково-технічного рівня.

Науково-технічний рівень результатів наукових досліджень визначають за ознаками, які порівнюють, у тому числі і з вітчизняними аналогами, що дозволяє виявити, наскільки ці результати: перевищують кращі світові аналоги; відповідають світовому рівню; є нижчими за кращі світові аналоги. Оцінки науково-технічного рівня системи рульового керування транспортного засобу з постійною чутливістю наведена в таблиці 1.

Таблиця 1 – Технічні параметри науково-технічного рівня результатів НДДКР

| № | Показники НТЕ | Ознаки показників | Кількість балів | Обрана категорія | Коефіцієнт важливості |
|---|---|-------------------------------|-----------------|------------------|-----------------------|
| 1 | Науково-технічний рівень | Перевищує світові аналоги | 10 | - | 0,3- |
| | | Відповідає світовому рівню | 7-9 | - | |
| | | Нижче світових аналогів | 5-6 | - | |
| | | Перевищує вітчизняні аналоги | 3-4 | 4 | |
| | | Відповідає вітчизняному рівню | 1-2 | - | |
| | | Нижче вітчизняного рівня | 0 | - | |
| 2 | Перспективність | Першочергова важливість | 10 | - | 0,35 |
| | | Важливі | 5-7 | 6 | -0,4 |
| | | Корисні | 1-3 | - | |
| 3 | Потенційні масштаби практичного використання | Світовий ринок | 10 | - | 0,2 |
| | | Галузі національної економіки | 7-8 | - | |
| | | Галузь (регіон) | 3-5 | - | |
| | | Окреме підприємство | 1-2 | 2 | |
| 4 | Ступінь ймовірності досягнення позитивних результатів НДДКР | Великий (значний) | 10 | 10 | 0,1 |
| | | Помірний (середній) | 5-6 | - | |
| | | Малий (слабкий) | 1-3 | - | |

Індекс науково-технічного ефекту результатів НДДКР визначається за формулою:

$$I_{НТЕ} = \sum_{j=1}^4 ОП \cdot K_B, \quad (1)$$

де: $I_{НТЕ}$ – індекс науково-технічного ефекту;
 $ОП$ – рівень ознаки показника науково-технічного ефекту, бал;
 K_B – коефіцієнт важливості j -го показника НТЕ;
 j – кількість показників НТЕ.

Виходячи з даних таблиці 1 можемо сказати, що індекс НТЕ знаходиться в наступних межах:

$$I_{НТЕ\ min} \leq I_{НТЕ} \leq I_{НТЕ\ max} \quad (2)$$

де: $I_{НТЕ\ min}$ – мінімальне значення індексу науково-технічного ефекту,
 $I_{НТЕ\ min} = 1,9$;
 $I_{НТЕ\ max}$ – максимальне значення індексу науково-технічного ефекту,
 $I_{НТЕ\ max} = 10$.

Тоді можемо записати рівняння індексу НТЕ в числових значеннях:

$$1,9 \leq I_{НТЕ} \leq 10$$

Порівнюючи розрахунковий індекс науково-технічного ефекту з гранично можливими значеннями можемо константувати його рівень відповідності.

Чистий грошовий потік – складається з щорічних значень касової готівки, що є різницею між сумою притоку та відтоку грошей. В загальному вигляді формула має вид:

$$P_{it} = Pt_i - Qt_i, \quad (3)$$

де: P_{it} – чистий грошовий потік у t_i – періоді реалізації проекту;
 Pt_i – приплив грошей у цьому періоді;
 Qt_i – відтік грошей у цьому періоді.

Інтегральний чистий грошовий потік є сумою потоків за весь період життєвого циклу проекту, тобто:

$$P_T = \sum_{t=0}^T (Pt - Qt), \quad (4)$$

де: P_T - інтегральний чистий грошовий потік, грн.
Коефіцієнт ефективності інвестицій:

$$K_{\text{еф.інв.}} = \frac{Pt_i}{K_{\text{доод.}}}, \quad (5)$$

де: $K_{\text{еф.інв.}}$ - коефіцієнт ефективності інвестицій;

$K_{\text{доод.}}$ - додаткові капітальні вкладення, грн.

Якщо $K_{\text{еф.інв.}}$ буде більше 1, це свідчить про високу ефективність впровадження запропонованих рішень.

Термін окупності додаткових капітальних вкладень

$$T_{\text{ок}} = \frac{K_{\text{доод.}}}{Pt_i}, \quad (8)$$

де: $T_{\text{ок}}$ – термін окупності додаткових капітальних вкладень, рік;

Висновки:

1. Проаналізовані останні роботи, які пов'язані із визначенням ефективності впровадження науково-технічних рішень та обрані найбільш сучасні.
2. Оцінка ефективності науково-технічних розробок розглядається з точки зору ринкової економіки, а саме: науково-технічний ефект, економічний ефект, соціальний ефект.
3. Технічні параметри науково-технічного рівня результатів НДДКР розглянуті по чотирьом напрямкам, а саме: науково-технічний рівень, перспективність, потенційні масштаби практичного використання, ступінь ймовірності досягнення позитивних результатів НДДКР.

Література

1. Закон України «Про наукову і науково-технічну діяльність»// Голос України. – 1995. – 10 лютого. – С. 6 – 9 с.
2. Закон України «Про затвердження Кодексу законів про працю України» / Кодекси України. – Том 1. – 1997. – С. 149 – 224.
3. Закон України «Про інвестиційну діяльність»/ Закони України. – Том 2. – 1997. – С. 173 – 181.
4. Инновационный менеджмент: Справ.особие. – С.-Пб.: Наука, 1997.- 560 с.
5. *Дерзский В.Г.* Методические рекомендации по прогнозированию технико-экономических показателей новой техники. /В.Г. Дерзский, Б.И. Гинзбург, Ю.Ф. Шкворец – К.: ИЭ АН УССР, 1982. – 40 с.
6. *Добров Г.М.* Повышение эффективности внедрения научно-технических программ./ Г.М. Добров, М.И. Молдованов– К.: Техніка, 1987. – 200 с.

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ДЛЯ
ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
РЕЗУЛЬТАТОВ НАУЧНОЙ РАБОТЫ**

А.Н. Бондарь

Аннотация – в статье рассмотрен способ оценки экономической эффективности результатов научной работы.

**USE OF THE BALL ESTIMATION FOR DEFINITION OF
ECONOMIC EFFICIENCY OF RESULTS OF SCIENTIFIC WORK**

A. Bondar

Summary

In article the way of an estimation of economic efficiency of results of scientific work is considered.

УДК 633.853.55

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ МАШИНИ ДЛЯ ЗБИРАННЯ РИЦИНИ МЕТОДОМ ОЧІСУВАННЯ НА КОРЕНІ

Дмитрієв О.В. – асп.*

Таверійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619)-42-25-85

Анотація – робота присвячена визначенню раціонального способу збирання рицини і транспортування її вороху, шляхом аналізу існуючих способів, і на цій основі обґрунтувати технологічну схему та конструкцію роботи експериментального модулю для збирання рицини методом очісування на корені.

Ключові слова – рицина, пневмотранспортер, ворох, модуль, очісувачий барабан, пружинні пальці, шнек, повітряпроводи.

Постановка проблеми. Збирання, є однією з найважливіших операцій технологічного процесу збирання масляничних культур. Зернозбиральні комбайни, та існуючі машини для збирання рицини здійснюють пропуск всієї надземної маси рослин через молотарку й пристрій що сепарує, що викликає зайві витрати енергії на деформацію стебел і інших вегетативних частинок рослин, в результаті виникає велике травмування насіння, погіршується його зберігання, якість і схожість, із – за нераціональної переробки зайвого вороху, розтягуються агротехнічні строки. До того ж подальша обробка насіння рицини при збиранні, не завжди можлива, так як коробочки дозрівають неодноразово, і для їх очищення потрібні спеціальні обладнання. Тому найбільш раціональне збирання рицини полягає в очісуванні коробочок на корені.

Аналіз останніх досліджень. Для забезпечення технологічного процесу створеного в ТДАТУ очісувачого модуля, реалізуючого новий спосіб збирання, потрібно розробити транспортуючий пристрій, з ефективним процесом транспортування вороху рицини.

Не дивлячись на значну оснащеність сільського господарства різними машинами, транспортуючи операції для вороха рицини залишаються відкритими. Затрати праці на проведення цих операцій можуть бути значно знижені за рахунок застосування пневматичних пристроїв у

* Науковий керівник – д.т.н., проф. Дідур В.А.

© асп. Дмитрієв О.В.

якості транспортера. Пневматичні транспортери мають цілий ряд позитивних якостей, які полягають у простоті конструкції, надійності при експлуатації, зручності в обслуговування, та інші. Такий транспортер може забезпечити передачу вороха рицини від жнивarki до причепу.

Формулювання цілей статті. Підвищити ефективність збирання рицини, та знизити її собівартість, за рахунок удосконалення технологічної схеми машини для збирання рицини методом очісування на корені.

Основна частина. Пропонується удосконалити технологічну схему експериментального очісуючого модулю створеного в ТДАТУ. Модуль складається з корпусу 1, яка начіпляється на задню навіску трактора 2 за допомогою трикутника 3 і тяг 4. На валу 5, на шпонках встановлений очісуючий барабан 6, з пружинними пальцями 7, з можливість обертання в підшипникових вузлах. Привід отримує від валу відбору потужності трактора, крутний момент передається через гнучкий карданний вал 8 на конічний редуктор 9 (який має два виходи), потім на редуктор з ланцюговими передачами 10, і за допомогою ремінної передачі яка складається з механічного варіатора 11, шківів 12, з'єднаних між собою ременем 13, вал 5, отримує крутний момент і передає його на шнек 14 (додатково вмонтований в нижній частині експериментального модуля, в шнековій камері 15), ремінною передачею що складається зі шківів 16, механічного варіатора 17, з'єднаних між собою ременем 18.

На передній частині модуля розташований піддон 20, центр щілини якого точно співпадають з центром рядка культури, з правого боку модуль підтримує опорна лижа 21, вона ж задає необхідну висоту відриву коробочок рицини, перед збиранням регулюється по висоті.

Транспортуючим пристроєм виступає вентиляторна установка 22, з пневмомагістралями, навішується на задню частин модуля, всмоктувальний повітря-провід 23, з'єднаний зі шнековою камерою, а вивантажувальна труба 24, направлена в причеп 25, причеплений до рами очісуючого модуля. Привід вентиляторна установка отримує від конічного редуктора, за допомогою ремінної передачі, яка складається зі шківів 26, механічного варіатора 27, з'єднаних між собою ременем 28.

Принцип роботи: при русі МТА рослини поступають в направляючу щілину піддона, коробочки рицини захоплюють секції пружинних пальців барабана, відривають їх і направляють у шнекову камеру.

Шнек направляє коробочки в лівий бік модуля, де знаходиться всмоктувальний повітря-провід, проходячи через цей повітря-провід, коробочки потрапляють у вивантажувальну трубу і вилітають в причеп.

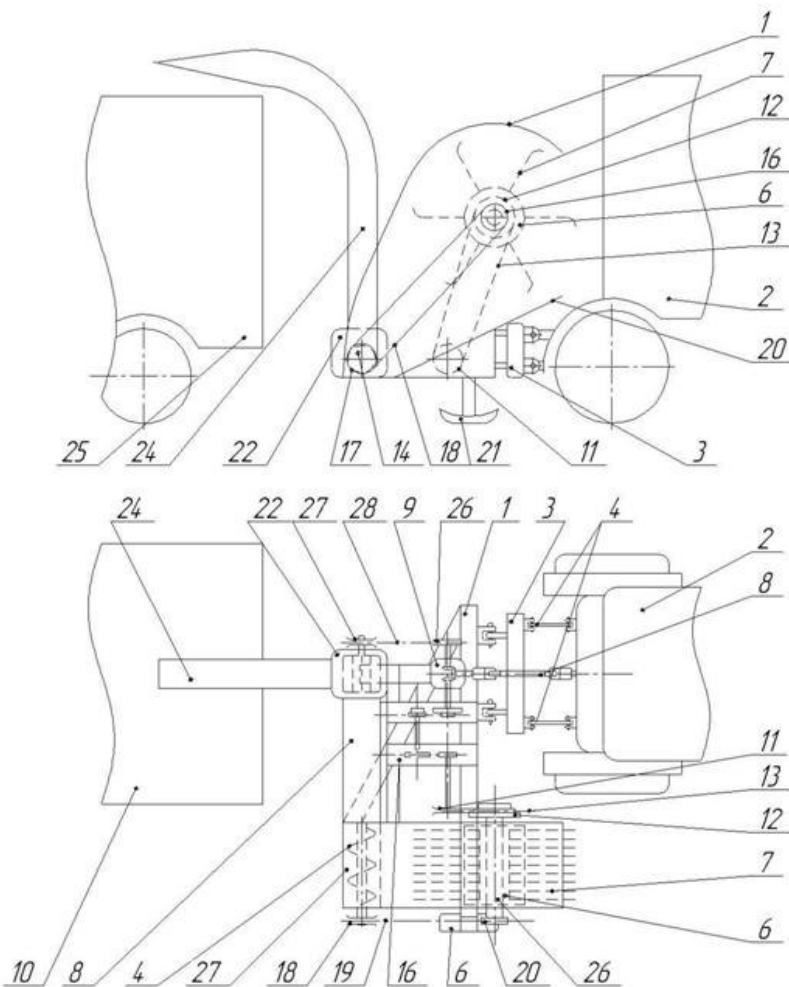


Рис.1. Загальна технологічна схема машини для збирання рицини методом очісування на корені:

1 – корпус, 2 – трактор, 3 – трикутник, 4 – тяги, 5 – вал, 6 – очісуючий барабан, 7 – пружинні пальці, 8 – гнучкий карданний вал, 9 – конічний редуктор, 10 – редуктор з ланцюговими передачами, 11, 17, 27 – механічний варіатор, 12, 16, 26 – шків, 13, 18, 28 – ремінь, 14 – шнек, 15 – шнекова камера, 20 – піддон, 21 – опорна лижа, 22 – вентиляторна установка, 23 – всмоктувальний повітря-провід, 24 – вивантажувальна труба, 25 – причеп.

Висновки. Переваги запропонованого удосконалення технологічної схеми очісуючого модуля, полягають у транспортуванні вороху без одночасного обмолоту насіння, що супроводжуватиметься значно меншим його травмуванням, без затрати енергії на переробку інших вегетативних частин рослини. Що дозволяє знизити собівартість продукції, зменшити строки збирання культури.

Література

1. Розробка технологій і технологічного обладнання для глибокої переробки насіння рицини: звіт про НДР (проміжний) ТДАТА; кер. В.А. Дідур; виконавець С.В. Головін. Тема 1.16; №ДР0104У003927Ш006 – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – 39с.

2. Головін С.В. Розробка конструкції машини для збирання рицини методом очісування на корені / С.В. Головін // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип.9. – С. 208 – 213.

3. Головін С.В. Результати досліджень фізико-механічних властивостей рицини / С.В. Головін // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2008. – Вип.8. – С. 45 – 51.

4. Леженкин А.Н. Методология моделирования стационарной технологии уборки зерновых культур методом их очесывания на корню / А.Н. Леженкин // Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2010. – Вип.10. - С.136 - 150.

5. Чуксин П.И. Использование метода ФСА+ТРИЗ для совершенствования очесывающего зерноуборочного устройства [Электронный ресурс] / П.И. Чуксин, А.И. Скуратович, Н.А. Упаковский. – Режим доступа к публикации: [http:// www.trizmensk.org/e/248013.htm](http://www.trizmensk.org/e/248013.htm)

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ МАШИНЫ ДЛЯ УБОРКИ КЛЕЩЕВИНЫ МЕТОДОМ ОЧЕСЫВАНИЯ НА КОРНЮ

О.В. Дмитриев

Аннотация - работа посвящена определению рационального способа уборки клещевины и транспортировки ее вороха, путем анализа существующих способов, и на этой основе обосновать технологическую схему и конструкцию работы экспериментального модуля для уборки клещевины методом очесывания на корню.

TECHNOLOGICAL SCHEME IMPROVEMENT FOR CASTOR- OIL PLANT HARVESTING BY COMBING MACHINE

O. Dmitriev

Summary

The paper is devoted to rational method defining for castor-oil plant harvesting and its transporting in piles by analyzing existing methods and substantiating on this basis technological operations scheme for experimental module for castor-oil plant harvesting by means of combing.

УДК 621.313.333.2

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСХОДА РЕСУРСА ИЗОЛЯЦИИ В АСИНХРОННОМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕ

Островский А.В., асп.*

Таврический государственный агротехнологический университет
тел. (0619) 42-32-63

Аннотация – предложена методика исследования расхода ресурса изоляции в асинхронном двигателе в функции загрузки на валу и температуры окружающей среды.

Ключевые слова – расход ресурса изоляции, температура окружающей среды, коэффициент расхода ресурса изоляции.

Постановка проблемы. Известно, что в электродвигателе наблюдается расход ресурса изоляции в обмотках статора, который зависит от активной мощности на валу. Исследуя эту зависимость, возможно функциональное диагностирование асинхронных электродвигателей, что является важным фактором в бесперебойной их работе.

Анализ последних исследований. Вопросам исследования расхода ресурса изоляции в электродвигателе посвящено ряд работ [1,2,3], в которых найдены зависимости в функции коэффициента загрузки на валу. Однако, в них не учитывается влияние температуры окружающей среды на расход ресурса изоляции.

Формулирование цели статьи. Поэтому целью статьи является исследование расхода ресурса изоляции в асинхронном электродвигателе в функции загрузки на валу и температуры окружающей среды.

Основная часть. Расход ресурса изоляции асинхронного электродвигателя связан с режимом работы последнего и определяется тепловым износом изоляции.

Известно, что скорость теплового износа изоляции показывает, сколько базовых (из 20000) часов расходуется за один час работы электродвигателя и рассчитывается по выражению:

$$\varepsilon = \varepsilon_n e^{B \left(\frac{1}{\theta_n} - \frac{1}{\theta_y} \right)}, \quad (1)$$

где ε - скорость теплового износа изоляции, бч/ч;

ε_n - номинальная скорость теплового износа изоляции, бч/ч;

* Научный руководитель – д.т.н., проф. Овчаров В.В.

© асп. Островский А.В.

θ_n - абсолютная номинальная температура изоляции данного класса, K ;

θ_y - фактическая абсолютная установившаяся температура изоляции, K ;

B – показатель, характеризующий изоляцию данного класса, K .

В свою очередь:

$$\theta_y = \tau_y + \vartheta_{cp} + 273, \quad (2)$$

где ϑ_{cp} - температура окружающей среды, $^{\circ}C$.

Введем понятие - коэффициент расхода ресурса изоляции, который представляет собой отношение скорости теплового износа изоляции ε к номинальному значению ε_n , то есть:

$$k_{p.p} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_n}. \quad (3)$$

Преобразуем данное выражение:

$$k_{p.p} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_n} = \frac{\varepsilon_n e^{B\left(\frac{1}{\theta_n} - \frac{1}{\theta_y}\right)}}{\varepsilon_n} = e^{B\left(\frac{1}{\theta_n} - \frac{1}{\theta_y}\right)}.$$

И получим:

$$k_{p.p} = e^{B\left(\frac{1}{\theta_n} - \frac{1}{\theta_y}\right)}. \quad (4)$$

Для нахождения установившегося превышения температуры обмотки статора асинхронного электродвигателя воспользуемся уравнением теплового баланса. Уравнение теплового баланса асинхронного электродвигателя, рассматривая последний как гомогенное тело, имеет следующий вид:

$$\frac{C}{L} \frac{d\tau}{dt} + \tau = \frac{\Delta P}{L}, \quad (5)$$

где C - теплоемкость двигателя, $\frac{Дж}{^{\circ}C}$;

τ - превышение температуры обмотки над температурой окружающей среды, $^{\circ}C$;

L - теплоотдача электродвигателя в окружающую среду, $\frac{Дж}{с \cdot ^{\circ}C}$;

ΔP - потери активной мощности в электродвигателе, $Вт$;

t - текущее время, $с$.

В установившемся режиме уравнение (5) принимает вид:

$$\tau_y = \frac{\Delta P_y}{L}, \quad (6)$$

где τ_y - установившееся превышение температуры обмотки статора асинхронного электродвигателя, °C;

ΔP_y - потери активной мощности в электродвигателе в установившемся режиме, Вт.

Последние запишутся следующим образом:

$$\Delta P_y = \Delta P_{с.н} + \kappa^2 \Delta P_{м.н} (1 + \alpha(\tau_y + \vartheta_{cp} - 75)). \quad (7)$$

Подставляем (7) в (8) и получаем:

$$\tau_y = \frac{\Delta P_{с.н} + \kappa^2 \Delta P_{м.н} (1 + \alpha(\tau_y + \vartheta_{cp} - 75))}{L}. \quad (8)$$

Преобразуем (8) и получим:

$$\tau_y = \frac{\Delta P_{с.н} + \kappa^2 \Delta P_{м.н} (1 + \alpha(\vartheta_{cp} - 75))}{L - \alpha \kappa^2 \Delta P_{м.н}}. \quad (9)$$

Выражение (9) в номинальном режиме работы асинхронного электродвигателя принимает вид:

$$\tau_n = \frac{\Delta P_{с.н} + \Delta P_{м.н} (1 + \alpha(\vartheta_{cp} - 75))}{L - \alpha \Delta P_{м.н}}, \quad (10)$$

откуда

$$L = \frac{\Delta P_{с.н} + \Delta P_{м.н} (1 + \alpha(\vartheta_{cp} - 75)) + \alpha \tau_n \Delta P_{м.н}}{\tau_n}. \quad (11)$$

Подставляем (11) в (10) и получаем:

$$\tau_y = \tau_n \frac{\Delta P_{с.н} + \kappa^2 \Delta P_{м.н} (1 + \alpha(\vartheta_{cp} - 75))}{\Delta P_{с.н} + \Delta P_{м.н} (1 + \alpha(\vartheta_{cp} - 75)) - \alpha \tau_n \kappa^2 \Delta P_{м.н} (\kappa^2 - 1)}. \quad (12)$$

Уравнение (12) в другом виде запишется следующим образом:

$$\tau_y = \tau_n \frac{a + \kappa^2 (1 + \alpha(\vartheta_{cp} - 75))}{a + 1 + \alpha(\vartheta_{cp} - 75) - \alpha \tau_n (\kappa^2 - 1)}. \quad (13)$$

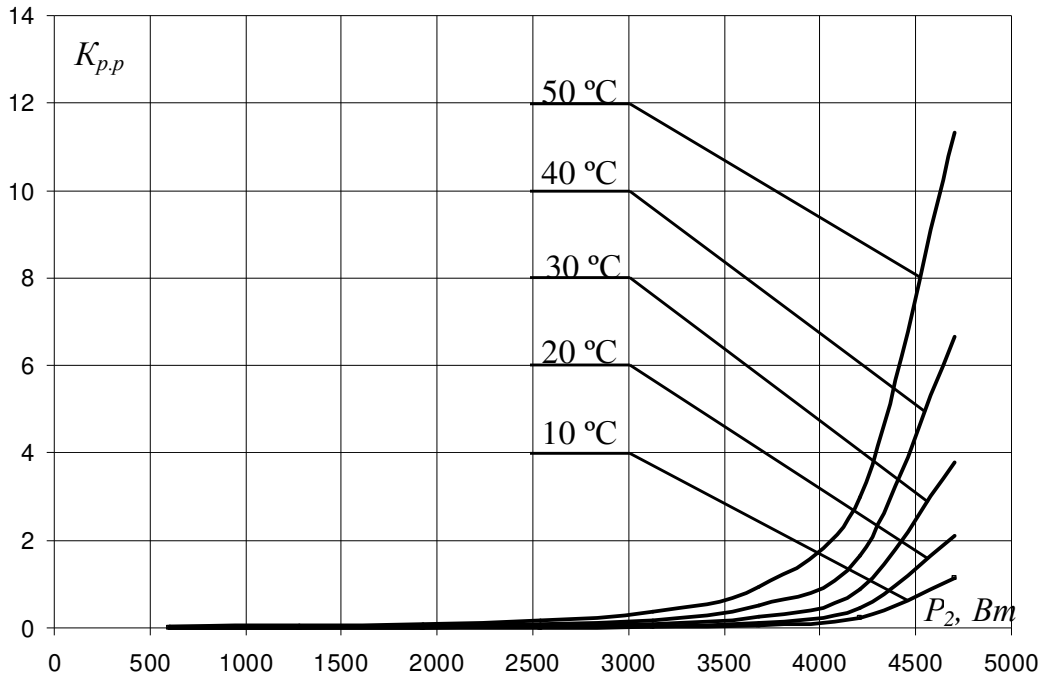


Рис. 1. Зависимости коэффициента расхода ресурса изоляции $K_{p,p}$ в функции активной мощности на валу P_2 при температуре окружающей среды $\vartheta_{\text{нд}}=10\text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{нд}}=20\text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{нд}}=30\text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{нд}}=40\text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{нд}}=50\text{ }^\circ\text{C}$.

Рассчитаем коэффициент расхода ресурса изоляции $\kappa_{p,p}$ в асинхронном электродвигателе типоразмера 4A100S2Y3 с учетом температуры окружающей среды ϑ_{cp} . Зависимость коэффициента расхода ресурса изоляции $\kappa_{p,p}$ в функции активной мощности на валу P_2 при температуре окружающей среды $\vartheta_{cp}=10\text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{cp}=20\text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{cp}=30\text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{cp}=40\text{ }^\circ\text{C}$, $\vartheta_{cp}=50\text{ }^\circ\text{C}$ показана на рисунке 1.

Из графиков видно, что при увеличении температуры окружающей среды ϑ_{cp} и механической мощности, передаваемой на вал рабочей машины P_2 , коэффициент расхода ресурса изоляции $\kappa_{p,p}$ возрастает.

Выводы: Предложена методика и получены зависимости расхода ресурса изоляции в асинхронном электродвигателе в функции активной мощности на валу и температуры окружающей среды.

Литература.

1. Овчаров С.В. Исследование потерь мощности в асинхронном электродвигателе / С.В. Овчаров, Р.В. Телюта // Проблемы энергозбереження та енергозбереження в АПК України: Збірник наукових праць. – 2009. – с. 53 – 57.

2. Овчаров В. В. Эксплуатационные режимы работы и непрерывная диагностика электрических машин в сельскохозяйственном производстве. – К.: УСХА, 1990. – 168 с.

3. Островский А.В. Диагностирование преобразования электрической энергии в погружном электродвигателе/ Овчаров С.В., Островский А.В., Курашкин С.Ф. // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наукове фахове видання / ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, т. 4

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТРАТ РЕСУРСУ ІЗОЛЯЦІЇ У АСИНХРОНОМУ ЕЛЕКТРОДВИГУНІ

А.В. Островський

Анотація - запропоновано методику дослідження витрат ресурсу ізоляції в асинхронному двигуні у функції завантаження валу та температури навколишнього середовища.

RESEARCH OF THE EXPENDITURE RESOURCE OF ISOLATION IN THE INDUCTION MOTOR

A. Ostrovsky

Summary

The method research of the expenditure resource of isolation is offered in the induction motor in the function of load on a billow and ambient temperature.

УДК 539.432.620

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ДЛЯ ВУГЛЕЦЕВИХ СТАЛЕЙ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Черниш О.М., к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 527-82-33

Анотація - для вуглецевих сталей розроблено метод визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні із застосуванням діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії R – максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_R$.

Ключові слова – навантаження сталей, запас міцності, циклічне навантаження.

Постановка проблеми. В залежності від призначення машин і споруд їх деталі можуть працювати при різних режимах пружного стану під дією змінних навантажень певного закону, інтенсивності, частоти і асиметрії циклу. Умови експлуатації суттєво впливають на характеристики опору втомлюваного руйнування і це необхідно враховувати як при розробці матеріалів, так і при розрахунках на міцність.

Аналіз останніх досліджень. Вплив асиметрії циклу навантаження на границю витривалості як правило описують діаграмою граничних напружень циклу (діаграмою Сміта) або діаграмою граничних амплітуд циклу (діаграмою Хейя).

У першому випадку діаграма будується в координатах середнє напруження σ_m – максимальне напруження циклу σ_{max} , у другому – в координатах середнє напруження σ_m – амплітуда циклу σ_a за відомими коефіцієнтами асиметрії циклу і експериментально отриманими відповідними значеннями границі витривалості. Визначення коефіцієнта запасу міцності в таких випадках базується на апроксимації даних діаграм, вимагає значної втрати часу і відносно складно. При цьому складність пов'язана не з самим виводом формули коефіцієнта запасу міцності, а із аналізом зон діаграми та її схематизацією.

Формулювання цілей статті. Метою дослідження було визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні для вуглецевих сталей.

Основна частина. Якщо відмовитись від традиційного використання діаграми граничних напружень або амплітуд і перейти до діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії R – максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_R$, можна отримати аналогічний результат, але простішим і наглядним способом.

Після випробувань серії зразків при різних значеннях коефіцієнта асиметрії циклу R згідно отриманих кривих Веллера і відповідних значень границь витривалості σ_{-1} , $\sigma_{-0,5}$, σ_0 ... (рис. 1, а) побудуємо криву $\sigma_R = f(R)$, вид якої показаний на рис. 1, б. Практично для вуглецевих сталей ця крива при нормальних умовах середовища майже не відрізняється від прямої. Тому в подальших розрахунках діаграму будемо вважати прямолінійною. Для легованих сталей кривизна діаграми значно відчутніша, але в першому наближенні її також можна рахувати прямолінійною.

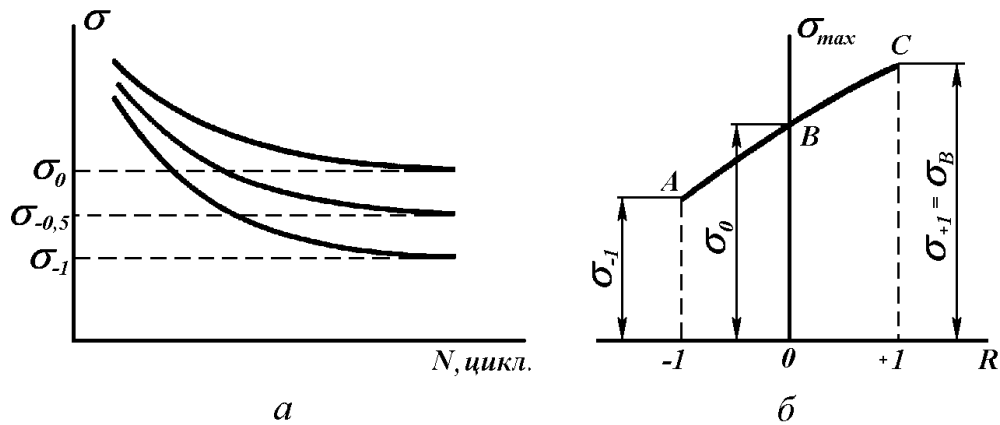


Рис. 1. Побудова діаграми $\sigma_R = f(R)$.

Треба відмітити, що значення точки C на цій діаграмі відповідає границі міцності, отриманої при статичних випробуваннях. При деяких значеннях коефіцієнта асиметрії циклу навантаження границя витривалості може бути більша границі текучості. Для таких циклів відповідно коефіцієнт запасу опору малим пластичним деформаціям n_T (по відношенню до границі текучості σ_T) буде меншим, ніж коефіцієнт запасу втомлювальної міцності n (по відношенню до границі витривалості σ_R).

Обмежимо цикли із $\sigma_R > \sigma_T$ горизонтальною прямою. Для вуглецевих сталей із $\sigma_0 > \sigma_T$ діаграма має вигляд на рис.2.

За даними [4, 5] можна рахувати, що перетин лінії граничних напружень і лінії границі текучості тут спостерігається при $R = -0,4$.

При цьому коефіцієнт запасу міцності являє собою відношення максимального напруження граничного циклу, тобто границі витривалості до максимального напруження робочого циклу:

$$n = \frac{\sigma_{max}^{zp}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_R}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (1)$$

де вплив експлуатаційних факторів поки не враховані.

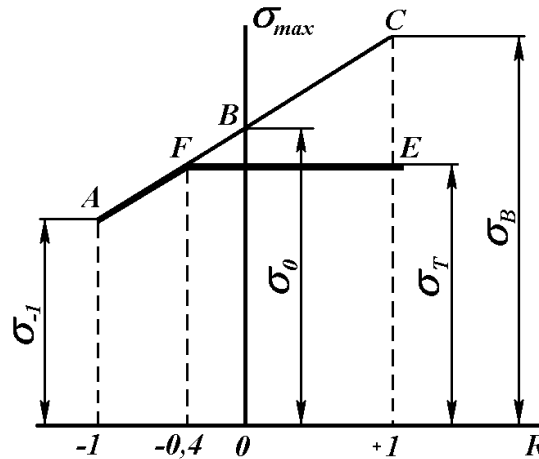


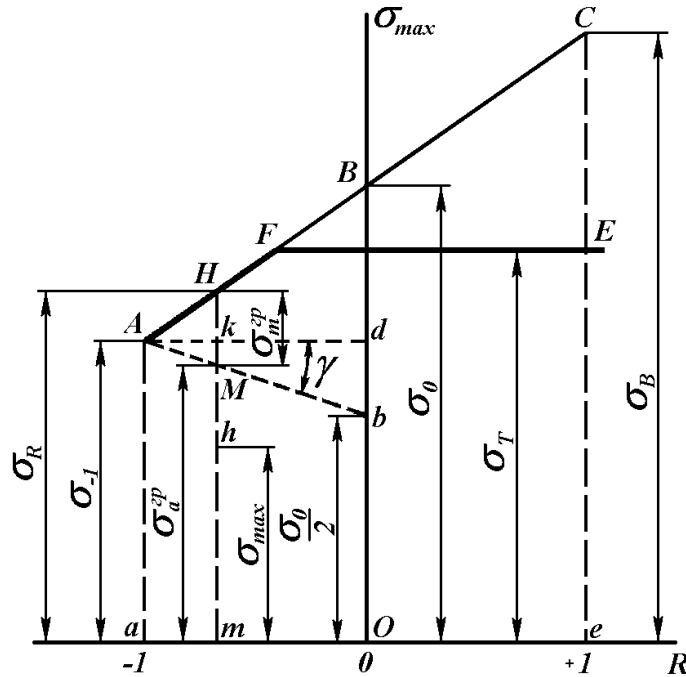
Рис. 2. Діаграма $\sigma_R = f(R)$ для вуглецевих сталей.

Позначимо на діаграмі точкою h робочий цикл, для якого визначається коефіцієнт запасу міцності, а точкою H - відповідний граничний цикл (рис. 3). Як правило розрахунок проводиться із умови подібності робочого і граничного циклів (при однакових значеннях коефіцієнта циклу навантаження R).

Тоді коефіцієнт запасу міцності буде дорівнювати відношенню відрізків даної діаграми:

$$n = \frac{mH}{mh}. \quad (2)$$

Для отримання формули Серенсена – Кінасошвілі, що визначає коефіцієнт запасу міцності в загальновідомій формі, зробимо наступні перетворення. Для зручності розрахунків прийемо, що відрізок ae осі абсцис діаграми дорівнює відрізку OB осі ординат і, відповідно, відрізки $Oa = Ob = \frac{\sigma_0}{2}$.

Рис. 3. Робочий і граничний цикл на діаграмі $\sigma_R = f(R)$.

Проведемо допоміжну пряму Ab , що відсікає на осі ординат відрізок Ob , який дорівнює $\frac{\sigma_0}{2}$.

Тоді

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{bd}{Ad} = \frac{\sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}}{\frac{\sigma_0}{2}} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (3)$$

Вираз (3) позначимо через ψ_σ , тобто

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}. \quad (4)$$

Необхідність у перетворенні залежності (1) пов'язана з тим, що експериментальні данні величини σ_R не завжди відомі, але відомі величини σ_{-1} і σ_B . При цьому при лінійній залежності $\sigma_R = f(R)$ величина σ_0 дорівнює

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2}. \quad (5)$$

Пряма Ab ділить любую ординату, в тому числі і mH , на відрізки, які дорівнюють амплітуді і середньому напруженню граничного циклу (рис.3).

Тоді

$$n = \frac{\sigma_{max}^{zp}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_m^{zp} + \sigma_a^{zp}}{\sigma_m + \sigma_a}. \quad (6)$$

При подібності робочого і граничного циклів

$$n = \frac{\sigma_m^{zp}}{\sigma_m} = \frac{\sigma_a^{zp}}{\sigma_a}. \quad (7)$$

Із діаграми (рис.3) $Ak = HM$, тобто

$$\sigma_a^{zp} = \sigma_{-1} - \sigma_m^{zp} \psi_\sigma = \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_\sigma. \quad (8)$$

Відповідно цьому

$$n = \frac{\sigma_m n + \sigma_{-1} - \sigma_m n \psi_\sigma}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (9)$$

звідки після елементарних перетворень

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi_a \sigma_m}, \quad (10)$$

Із врахуванням впливу концентрації напружень, масштабного ефекту і якості обробки поверхні вираз (10) має вигляд

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma_D} \sigma_a + \psi_a \sigma_m}, \quad (11)$$

де K_{σ_D} – загальний коефіцієнт зниження границі витривалості при симетричному циклі.

Для вуглецевих сталей $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B$ і в даному випадку

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{-1} + \sigma_B}{2} \approx 0,715 \sigma_B = 0,715 \frac{\sigma_{-1}}{0,43} \approx 1,66 \sigma_{-1}, \quad (12)$$

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - 1,66 \sigma_{-1}}{1,66 \sigma_{-1}} \approx 0,2. \quad (13)$$

Більш точні значення ψ_σ містяться в довідковій літературі.

Висновки. Використання діаграми граничних напружень в координатах коефіцієнт асиметрії R – максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_R$ замість діаграми граничних напружень циклу (діаграми Сміта) або діаграми граничних амплітуд циклу (діаграми Хейя) дає наглядне і просте рішення задачі визначення коефіцієнта запасу міцності при циклічному навантаженні порівняно з традиційним способом. Даний метод найбільш придатний для дослідження вуглецевих сталей.

Література

1. *Биргер И.А.* Сопротивление материалов./ *И.А.Биргер, Р.Р. Мавлютов* – М.: Наука, 1986. – 560 с.
2. *Ицкович Г.М.* Сопротивление материалов./ *Г.М. Ицкович* – М.: Высшая школа, 1970. – 520 с.
3. *Коцаньда С.* Усталостное разрушение металлов./ *С. Коцаньда* – М.: Metallurgiya, 1976. – 453 с.
4. *Серенсен С.В.* Несущая способность и расчет деталей машин на прочность./ *С.В.Серенсен, В.П. Козаев, Р.М. Шнейдерович* – М.: Машгиз, 1976.– 286 с.
5. *Троценко В.Т.* Сопротивление усталости металлов и сплавов. / *В.Т.Троценко, Л.А. Сосновский* – К.: Наукова думка, 1987, т.1. – 510 с.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ДЛЯ
УГЛЕРОДИСТЫХ СТАЛЕЙ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ
НАГРУЖЕНИИ**

О.Н. Черныш

Аннотация - для углеродистых сталей разработан метод определения коэффициента запаса прочности при циклическом нагружении с применением диаграммы предельных напряжений в координатах коэффициент асимметрии R – максимальное напряжение цикла $\sigma_{max} = \sigma_R$.

**MARGIN SAFETY COEFFICIENT DETERMINATION AT
CYCLIC LOADING**

O. Chernysh

Summary

Margin safety coefficient determination method is resulted at cyclic loading using maximum tensions diagram in the frame asymmetry coefficient R – cycle maximal tension $\sigma_{max} = \sigma_R$.

УДК 633.63:631.35

ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ЦУКРОНОСНОЇ МАСИ ТА ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ ПРИ ЇЇ БЕЗКОПІРНОМУ ЗРІЗІ

Борис А.М., інж.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 527-82-33

Анотація - визначено експериментальним і теоретичним шляхом втрати цукроносної маси та залишки гички цукрового буряку при безкопірному зрізі. В інтервалі робочих висот зрізу 20...60 мм відхилення теоретичних розрахунків від експериментальних не перевищує 1%.

Ключові слова - коренеплід, головка коренеплоду, гичка, математична модель, безкопірний зріз.

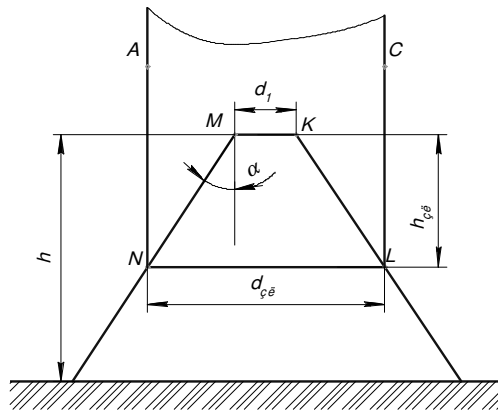
Постановка проблеми. Проведеними чисельними випробуваннями встановлено, що однією з проблем технологічного процесу збирання цукрових буряків є технологічна несумісність між викопувальними та гичкозрізальними робочими органами за швидкостями поступального руху. Так, копірні гичкозрізальні робочі органи задовільно працюють на швидкості до 1,5 м/с, а дискові викопувальні органи можуть працювати на швидкості до 2,5 м/с. Роторні робочі органи якісно виконують зріз гички при робочих швидкостях більше 2,5 м/с. Але на даний час відсутні методи визначення раціональної висоти безкопірного зрізу гички за відходами цукроносної маси та залишками гички на коренеплодах, що відповідають вимогам стандарту. Це є важливою проблемою, тому що зменшення відходу цукроносної маси при зрізі безпосередньо зменшує втрати врожаю, а великий вміст гички у воросі коренеплодів зменшує вихід цукру при переробці.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Фундаментальні дослідження способів зрізу гички цукрового буряку наведені в [1, 2]. Тут ґрунтовно визначалася висота безкопірного зрізу гички, при якій можна оптимізувати відходи цукроносної маси в гичку для діючих закупівельних цін. Розподілення висот виступання головок коренеплодів моделювалося нормальним законом, а форма головки коренеплода - конусом, зрізаним конусом та сферою. Але дані дослідження носять досить наближений характер і їх важко використати для моделювання процесу безкопірного зрізу.

Формулювання цілей статті. З метою зменшення втрат цукроносної маси і відповідно підвищення продуктивності машин для відокремлення гички необхідно розробити методику визначення раціональної висоти безкопінного зрізу. Для цього необхідно: розробити математичну модель технологічного процесу безкопінного зрізу. Теоретичним шляхом визначити залежності втрат цукроносної маси та залишків гички на коренеплодах від висоти безкопінного зрізу для різних агрофізичних характеристик посівів і коренеплодів цукрових буряків. Провести експериментальну перевірку математичної моделі технологічного процесу і визначити межі її практичного застосування.

Основна частина. Дослідженнями А.О. Василенка, П.Ф. Вовка, М.М. Зуєва, Л.В. Погорілого, М.В. Татянка доведено, що між висотою виступання головки і розмірними параметрами коренеплоду існують в основному лінійні залежності. Основна частина головок коренеплодів має форму зрізаного конуса. Максимальний діаметр понад 80% коренеплодів знаходиться нижче рівня ґрунту. Біля головки гичка розміщена настільки щільно, що її можна моделювати однорідним циліндричним тілом. При відомій відстані від вершини до основи зелених листків можна визначити діаметр циліндра гички. За відомим законом розподілу висоти виступання головок коренеплодів над рівнем ґрунту та функціональними залежностями параметрів головки і гички від висоти виступання головки коренеплоду можна описати закономірності розподілення їх мас відносно поверхні ґрунту. Це уможливило побудову математичної моделі технологічного процесу безкопінного зрізу гички з подальшим обґрунтуванням оптимальної висоти зрізу. Модель головки наведено на рис. 1.

Залежності параметрів головки коренеплоду та гички мають наступний вигляд:



$$\left. \begin{aligned} h_{3l} &= a \cdot h + b; \\ d_1 &= m \cdot h + n; \\ d_{3l} &= d_1 + 2 \cdot h_{3l} \cdot \operatorname{tg} \alpha \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де h_{3l} – відстань від вершини головки до основи зелених листків; h – висота виступання головки; d_1 – діаметр вершини головки коренеплоду; d_{3l} – діаметр пучка гички; α – половина кута конусності головки; a , b , m , n – постійні величини.

Рис. 1. Модель головки коренеплоду.

Аналізуючи розміщення коренеплодів відносно поверхні

ґрунту, виділено шість груп характерного розташування гички та головок коренеплодів (рис. 2).

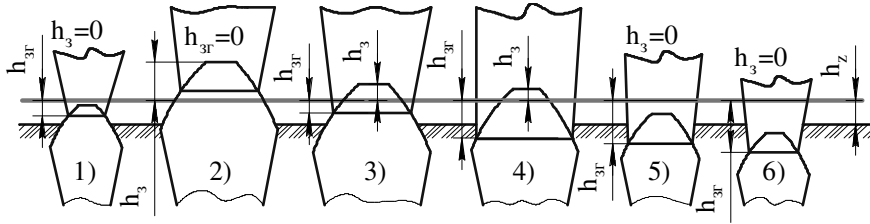


Рис. 2. Характерні випадки розташування коренеплодів та гички h_3 , $h_{3Г}$ – відповідно висота зрізу гички та головки коренеплоду.

Аналітичні залежності для визначення розташування коренеплоду і гички відносно поверхні ґрунту, проходження площини зрізу відносно вершини головки та основи зелених листків, висот зрізу головки і гички, об'ємів втрат цукроносної маси та залишків гички, зведено у табл. 1.

Таблиця 1- Математична модель зрізу гички та головки коренеплоду

| Розташування коренеплоду | Математичні аналоги | | | |
|--------------------------|---|---------|---------------------------------|--|
| | розташування коренеплоду | Випадок | проходження площини зрізу | висоти зрізу головки та гички |
| | $h_i > 0$ $h_i \geq h_{xi}$ | 1 | $h_z \geq h_i$ | $h_3 = 0$ $h_{3Г} = h_{xi} - h_3 + h_z$ |
| | | 2 | $h_i > h_z \geq (h_i - h_{xi})$ | $h_3 = h_i - h_z$ $h_{3Г} = h_{xi} - h_i + h_z$ |
| | | 3 | $h_i > h_z < (h_i - h_{xi})$ | $h_3 = h_i - h_z$ $h_{3Г} = 0$ |
| | $h_i \leq h_{xi}$ | 4 | $h_z \geq h_i$ | $h_3 = 0$ $h_{3Г} = h_{xi} - h_3 + h_z$ |
| | | 5 | $h_z < h_i$ | $h_3 = h_i - h_z$ $h_{3Г} = h_{xi} - h_i + h_z$ |
| | $h_i \leq 0$ | 6 | $h_3 = 0$ | $h_{3Г} = h_{xi} - h_i + h_z$ |
| Випадок | Розрахункові формули | | | |
| 1 | $V_K = 0; V_z = \frac{\pi \cdot h_z \cdot d_{3Г}^2}{4} - \frac{3,14 h_{xi} (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3Г} + d_{3Г}^2)}{12}$ | | | |
| 2 | $V_K = \frac{\pi (h_i)(d_1^2 + d_1 \cdot d_{3Г} + d_{3Г}^2)}{12}; V_z = \frac{3,14 \cdot h_z \cdot d_{3Г}^2}{4} - \frac{3,14 (h_{xi} - h_i)(d_1^2 + d_1 \cdot d_{3Г} + d_{3Г}^2)}{12}$ | | | |
| 3 | $V_C = 0; V_K = \frac{3,14 (h_i)(d_1^2 + d_1 \cdot d_{3Г} + d_{3Г}^2)}{12}$ | | | |
| 4 | $V_K = 0; V_z = \frac{3,14 \cdot h_z \cdot d_{3Г}^2}{4} - \frac{3,14 h_{xi} (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3Г} + d_{3Г}^2)}{12}$ | | | |
| 5 | $V_K = \frac{3,14 (h_i)(d_1^2 + d_1 \cdot d_{3Г} + d_{3Г}^2)}{12}; V_z = \frac{3,14 \cdot h_z \cdot d_{3Г}^2}{4} - \frac{3,14 (h_{xi} - h_i)(d_1^2 + d_1 \cdot d_{3Г} + d_{3Г}^2)}{12}$ | | | |
| 6 | $V_K = 0; V_z = \frac{3,14 \cdot h_z \cdot d_{3Г}^2}{4} - \frac{3,14 h_{xi} (d_1^2 + d_1 \cdot d_{3Г} + d_{3Г}^2)}{12}$ | | | |

Втрати цукроносної маси та залишки гички для коренеплодів заданого інтервалу висот виступання визначаємо за формулою:

$$M_i = F(h_i; h_3) \cdot P(h_i; h_{i+1}) \cdot N_i, \quad (2)$$

де $F(h_i; h_3)$ – втрати цукроносної маси або залишки гички для коренеплоду

$F(h_i; h_3) = V_k \cdot \rho$, для гички $F_c(h_i; h_{3c}) = V_c \cdot \rho_c$, де V_k, ρ і V_c, ρ_c – відповідно об'єм і густина коренеплоду та гички; N_i – кількість коренеплодів заданого інтервалу на одиниці площі; $P(h_i; h_{i+1})$ – ймовірність появи даного інтервалу висот виступання головок коренеплодів, що визначається за формулою:

$$P(h_i; h_{i+1}) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{h_i}^{h_{i+1}} \exp\left(-\frac{(h-m)^2}{2\sigma^2}\right) dh. \quad (3)$$

Інтеграл у виразі 3 не визначається в квадратурах, тому ймовірність появи коренеплодів заданого інтервалу висот виступання визначимо чисельним інтегруванням за формулою Сімпсона. Просумувавши залишки гички та втрати цукроносної маси для всіх інтервалів висот виступання, отримуємо сумарні залишки гички та втрати цукроносної маси на одиниці площі:

$$BM = \sum_{i=a}^b \left[N \cdot F\left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2}; h_\xi\right) \cdot \left(\frac{h_{i+1} - h_i}{3m} \sum_{j=0}^m c_j \cdot f(h)\right) \right], \quad (4)$$

$$GM = \sum_{i=a}^b \left[N \cdot F_c\left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2}; h_\xi\right) \cdot \left(\frac{h_{i+1} - h_i}{3m} \sum_{j=0}^m c_j \cdot f(h)\right) \right], \quad (5)$$

де m – кількість інтервалів: $m = 2U$; $U=1,2,3,4,\dots$; c_j – коефіцієнт при значеннях підінтегральної функції у відповідних точках, $c_j = 1,2,3,4,2,4,\dots,2,4,1$.

На підставі вищенаведених залежностей складено алгоритм та програму розрахунку для ПК (рис. 3). Варіант розрахунку втрат цукроносної маси та залишків гички в залежності від висоти безкопінного зрізу при відповідних агрофізичних характеристиках посіву та коренеплодів наведено на рис. 4.

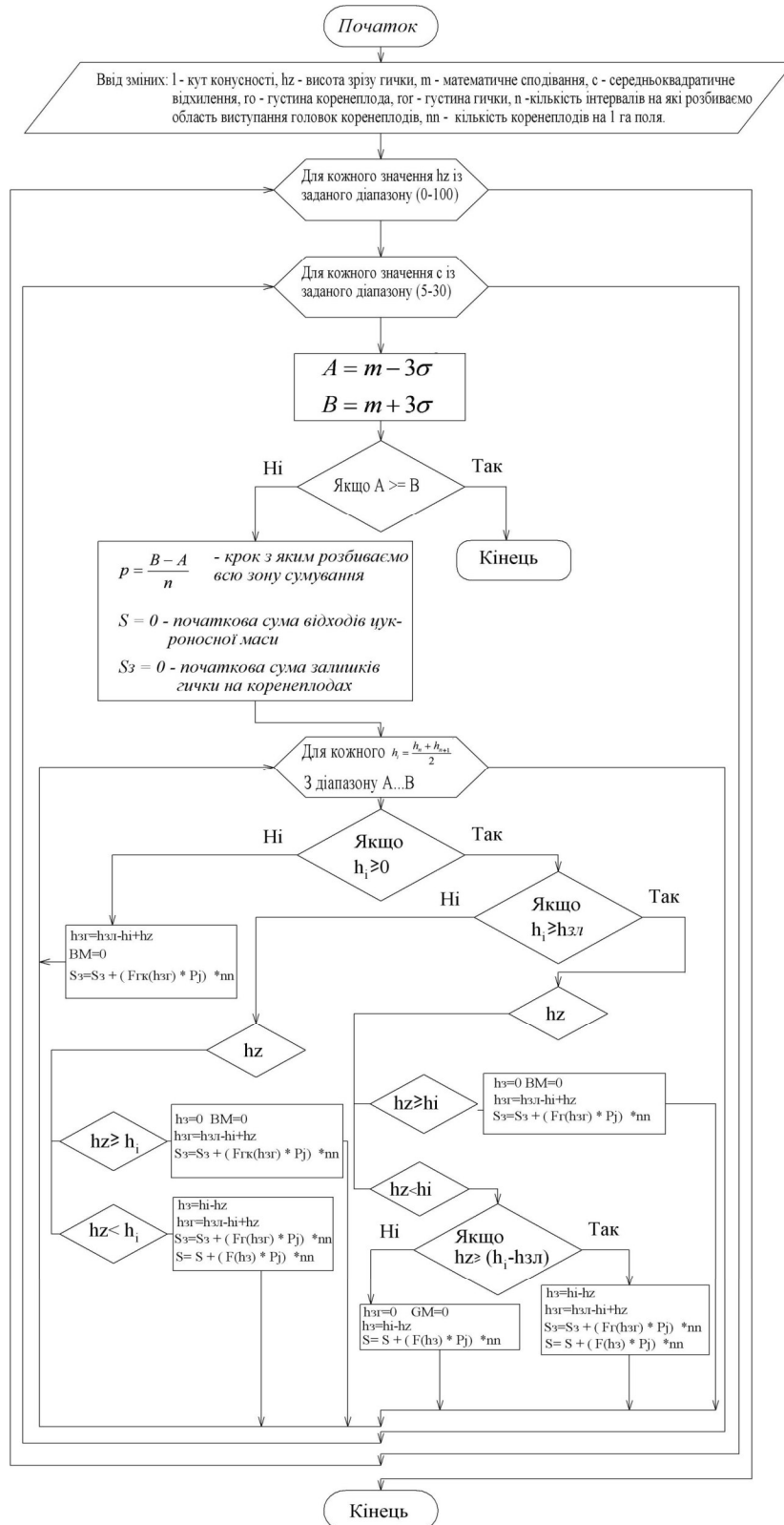


Рис. 3. Алгоритм безкопінного зрізу.

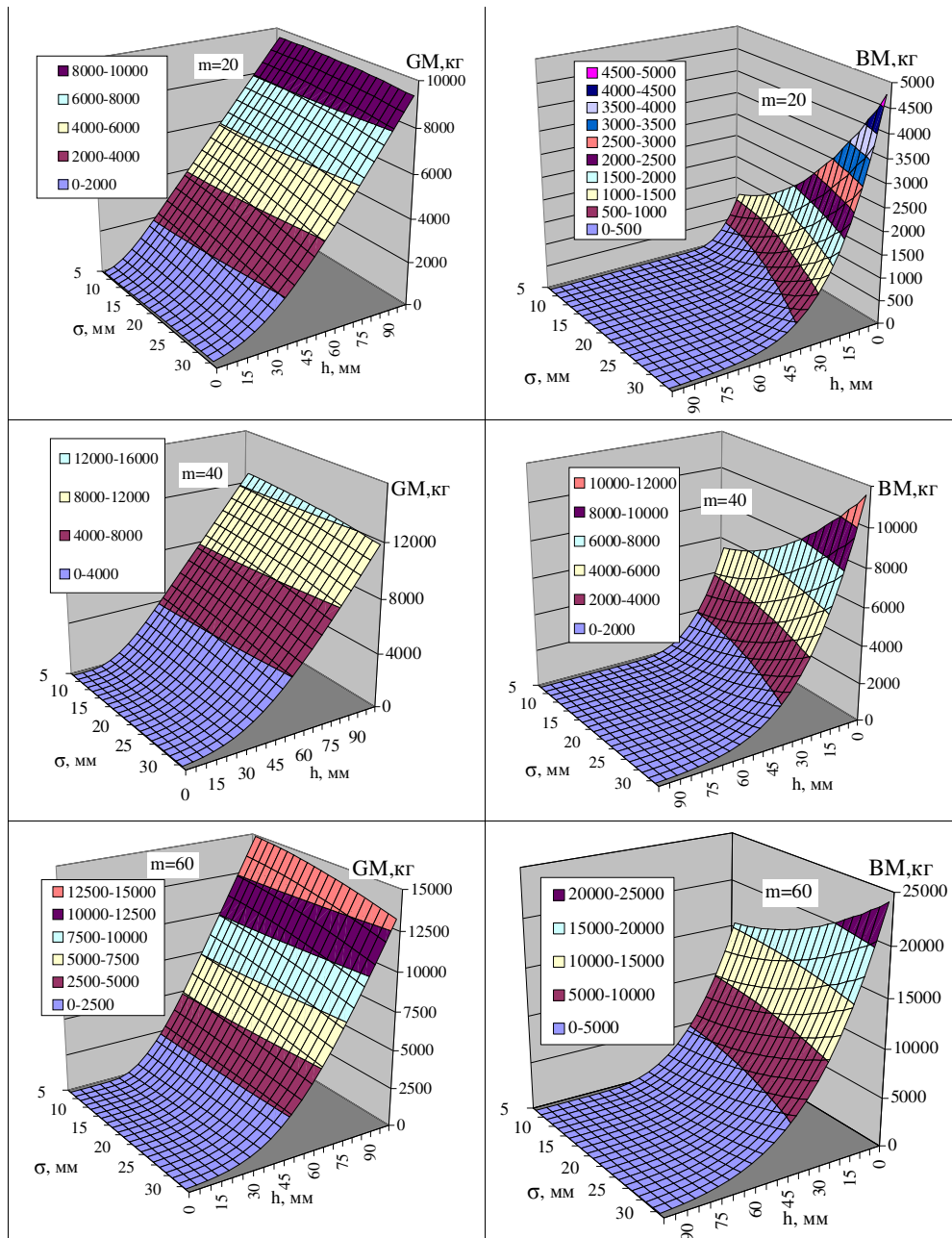
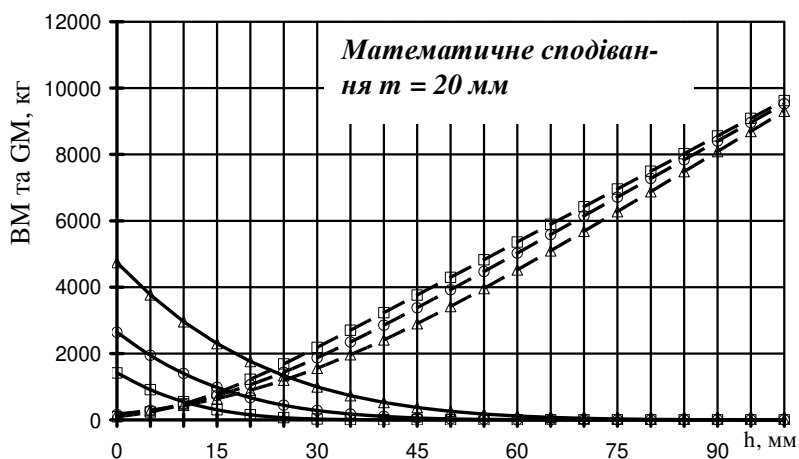
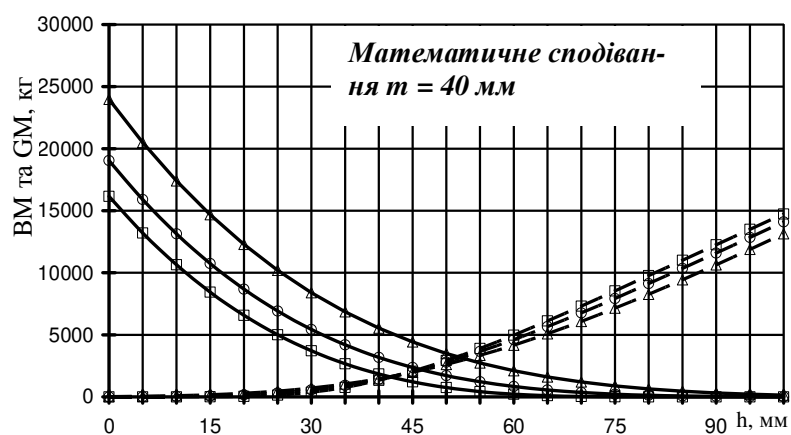
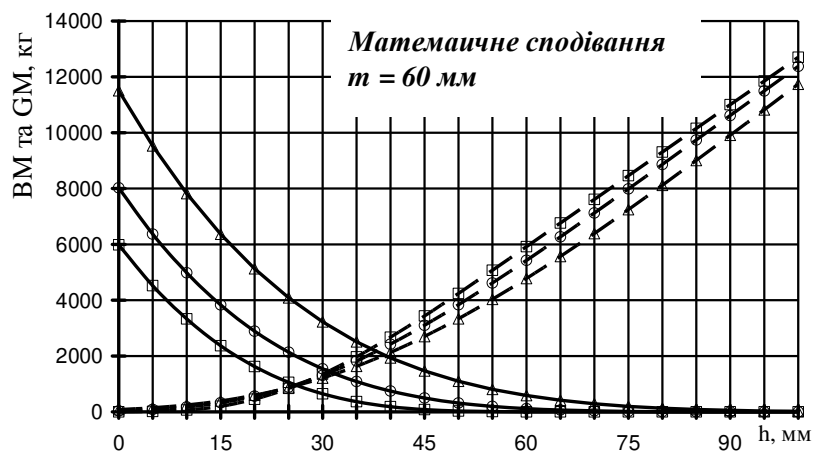


Рис. 4. Результати моделювання втрат цукроносної маси та залишків гички при безкопірному зрізі.



середньоквадратичне відхилення
 □ $\sigma = 10$ мм △ $\sigma = 20$ мм
 ○ $\sigma = 30$ мм
 — - втрати цукронової маси
 - - - залишки гички на коренеплодах

Рис. 5. Залежності для визначення висоти безкопійного зрізу.

Процес безкопінного зрізу експериментально спільно досліджували Зуєв М.М. і Топоровський С.А. Результати досліджень опубліковано в роботі [1]. У проведених експериментальних дослідженнях визначено розподіл висот виступання головок коренеплодів відносно поверхні ґрунту, відходи цукронової маси та залишки гички на коренеплоді при встановленні ножа ріжучого апарату відносно поверхні ґрунту на висоті 10 – 50 мм з інтервалом 10 мм. Також визначено урожайність коренеплодів. За даними дослідів, можна провести математичне моделювання безкопінного зрізу на ПК за допомогою складеної програми. Використовуючи розподіл висот виступання головок коренеплодів, нами визначено математичне очікування m середньоквадратичне відхилення σ . Визначивши за середньостатистичними даними залежності діаметра вершини головки та висоти зони зелених листків від висоти виступання, а також кут конусності головки, отримали результати моделювання і порівняли з експериментальними даними. Порівняння теоретичних і експериментальних досліджень процесу безкопінного зрізу наведено на рис. 5.

Таблиця 2 - Вихідні дані для визначення відходів цукронової маси та залишків гички

| Назва показників | Значення показників або функціональна залежність |
|---|--|
| Урожайність, т/га | 50,5 |
| Характеристики закону розподілення висот виступання головок коренеплодів над рівнем ґрунту: математичне сподівання, мм середньоквадратичне відхилення, мм | 55,4 16,9 |
| Середнє значення кута конусності головки коренеплоду, градус | 78 |
| Діаметр вершини головки, d_1 | $d_1=0,58h+14,2$ |
| Висота зони зелених листків, $h_{3л}$ | $h_{3л}=1,02h+11$ |

Порівнюючи результати експериментальних і теоретичних досліджень можна зробити висновок, що теоретична модель в цілому відображає тенденції залежностей відходу цукронової маси та залишків гички від висоти безкопінного зрізу, отриманих експериментальним шляхом.

Для перевірки математичної моделі повторено дослід. При цьому визначені вихідні характеристики коренеплодів та поля, на якому проводились дослідження (табл. 2).

Результати порівняння теоретичних та експериментальних досліджень приведені на рис 6.

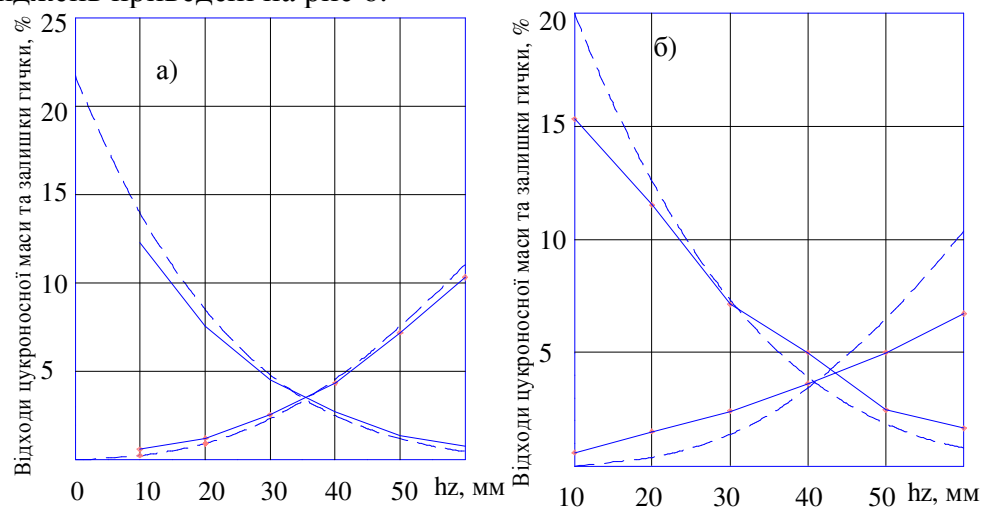


Рис. 6. Залежність відходу цукронової маси та залишків гички від висоти безкопінного зрізу.

Визначення показників якості проводилось за методикою Інституту біоенергетичних культур та цукрових буряків НААН, що є достатньо точною, але характеризується великою трудомісткістю чим обмежується проведення необхідної кількості дослідів. Нами визначено відхилення теоретичних даних від експериментальних (табл. 3).

Теоретичні розрахунки у порівнянні з експериментальними дослідженнями відхиляються наступним чином:

– відходи цукронової маси за дослідженнями Зуєва, Топоровського від $-1,4\%$ до $+4,7\%$, за власними дослідженнями – від $-0,3\%$ до $+1,8\%$;

– залишки гички за дослідженнями Зуєва, Топоровського від $-1,2\%$ до $3,6\%$, за власними дослідженнями від $-0,3\%$ до $0,7\%$.

Таблиця 3 - Абсолютне відхилення результатів теоретичних обчислень від експериментальних даних

| h_z , мм | 110 | 220 | 330 | 440 | 550 | 660 | 110 | 220 | 330 | 440 | 550 | 660 |
|------------------|--------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | За даними Зуєва, Топоровського | | | | | | | | | | | |
| Відходи маси, % | 11,8 | 00,9 | 00,3 | -0,2 | -0,2 | -0,3 | 44,7 | 11,1 | 00,2 | -1,4 | -0,6 | -0,9 |
| Залишки гички, % | -0,3 | -0,2 | -0,2 | 00,3 | 00,4 | 00,7 | -0,6 | -1,2 | -1,0 | -0,2 | 11,4 | 33,6 |

Однією з причин відхилення результатів теоретичних та експериментальних досліджень є неврахування у математичній моделі додаткового очищення гички та пошкодження коренеплодів у коренезбиральній машині.

При відходах цукроносної маси від 1% до 5%, що є близькими до агротехнічних вимог, відхилення результатів теоретичних досліджень від експериментальних не перевищує 0,7% для залишків гички і 0,5% для відходів цукроносної маси. Тому дану математичну модель можна використовувати для прогнозування відходів цукроносної маси та залишків гички різних сортів цукрових буряків.

Побудувавши на основі характеристик залежності приведені на рис. 6 можна визначити висоту безкопирного зрізу з прогнозованими відходами цукроносної маси та залишками гички.

Висновки. Розроблено математичну модель процесу відокремлення основної маси гички шляхом безкопирного зрізу та алгоритм, що дозволяє визначити оптимальну висоту встановлення гичкорізального апарату над рівнем ґрунту відповідно до мінімально допустимих втрат цукроносної маси та агрофізичних характеристик посівів і коренеплодів. В результаті досліджень виявлено, що для існуючих агрофонів ($\sigma = 10...30$ мм, $m = 40...60$ мм) площина зрізу повинна проходити не вище 60 мм над рівнем ґрунту.

Визначено експериментальним шляхом залежність втрат цукроносної маси та залишків гички від висоти безкопирного зрізу. При порівнянні з теоретичними розрахунками встановлено, що в інтервалі висот зрізу 20-60 мм над рівнем ґрунту відхилення результатів теоретичних досліджень від експериментальних даних не перевищує 0,7% для залишків гички і 0,9% – для втрат цукроносної маси. Тому, запропоновану математичну модель можна використовувати для обґрунтування висоти зрізу.

Література

1. *Зуев Н.М.* Бескопирный срез головок коренеплодов. / *Н.М.Зуев, С.А. Топоровский* // Сахарная свекла. - 1988.-№6. - С. 42 – 45.
2. *Топоровський С.А.* Обґрунтування технологічного процесу і основних параметрів робочого органу для збирання гички цукрових буряків без копіювання голівок коренеплодів. Автореферат на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук./ *С.А. Топоровський* – Київ. – 1988. – 19 с.
3. *Борис М.М.* Моделювання процесу зрізу гички коренеплодів цукрових буряків. /*М.М. Борис* // Збірник Наукових праць Національного аграрного університету. Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків. – Том 2, Київ – НАУ, 1997. – с. 77 – 80.
4. *Фильчаков П.Ф.* Справочник по высшей математике. //*П.Ф.*

Фильчаков – К.: Наукова думка, 1974. – 743 с.

5. Вентцель Е.С. Теория вероятностей./ Е.С. Вентцель – М.: Наука, 1964. – 576 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ САХАРОНОСНОЙ МАССЫ И ОСТАТКОВ БОТВЫ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ ПРИ ЕЕ БЕЗКОПИРНОМ СРЕЗЕ

А.Н. Борис

Аннотация - определены экспериментальным и теоретическим путем потери сахароносной массы и остатки ботвы сахарной свеклы при бескопирном срезе. В интервале рабочих высот среза 20...60 мм отклонение теоретических расчетов от экспериментальных не превышает 1%.

DEFINITION OF LOSSES OF SUGAR-BEARING WEIGHT AND THE RESTS OF A TOPS OF VEGETABLE OF A SUGAR BEET AT ITS CUT WITHOUT COPYING

A. Borys

Summary

The mathematical model of process of without copying the head of root crops is developed. Certainly losses of sugar-bearing mass and tailings of tops by an experimental and theoretical way. In the interval of workings heights of cut 20...60 mm deviation of theoretical calculations from experimental does not exceed 1 %. **Keywords:** root crop, head of root crop, tops, mathematical model, cut without copying the head of root crops.

УДК 631.372:617-07

ВДОСКОНАЛЕННЯ СПОСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДУ КОМБАЙНІВ

Яременко В.В., інж.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Тел. (044) 527-82-33

Анотація - обґрунтовано способи діагностування гідравлічних приводів комбайнів для підвищення їх технічної готовності. Приведено методичний підхід та результати дослідження по створенню вдосконаленої системи технічного діагностування гідравлічного приводу рульового керування комбайнів.

Ключові слова – гідравлічний привод, діагностування приводів комбайнів, обслуговування, ремонт гідравлічних приводів.

Постановка проблеми. Попередніми дослідженнями [1] встановлено, що оптимальна тривалість збирання зернових культур, при якій втрати зерна колосових культур не повинні перевищувати 2,5% від вирощеного врожаю, повинна складати не більше ніж 7-10 днів. Таким чином, збільшення тривалості збирання може призвести до значних втрат, які можуть досягати іноді 20–30% від вирощеного врожаю [2].

Аналіз останніх досліджень. Роботи по заготівлі кормів та збиранню коренеплодів також мають проводитись в оптимальні строки, щоб не допустити погіршення якості зібраної продукції та втрат. Однією з причин збільшення тривалості збиральних робіт є недостатньо висока надійність комбайнів, що призводить до їх простоїв по причині усунення несправностей. Тривалість простоїв комбайнів на проведення робіт по технічному обслуговуванню та усуненню несправностей досягає у середньому 0,5 – 0,6 годин на кожну годину чистої роботи комбайна [3]. Значна частина тривалості простоїв пов'язана з усуненням несправностей гідравлічних приводів комбайнів. Близько 24% відказів, від загальної кількості відказів по комбайну, припадає на гідравлічні приводи [4]. Надійність роботи комбайнів в значній мірі залежить від рівня технічного сервісу [5].

Формулювання цілей статті. Підвищити технічну готовність комбайнів та зменшити затрати на їх технічне обслуговування і ремонт шляхом зменшення трудомісткості пошуку та усунення відмов.

Основна частина. Суттєвому підвищенню надійності роботи гі-

гидравлічних приводів комбайнів сприяє своєчасне виявлення на ранніх стадіях розвитку та усунення несправностей. Це досягається шляхом створення та реалізації системи технічного діагностування гідравлічних приводів, в якій забезпечується взаємодія об'єкта та засобів діагностування з вирішенням наступних питань: обґрунтуванням виду та призначення систем діагностування; аналізу фізичних процесів, які проходять в об'єкті діагностування з метою встановлення механізмів виникнення та ознак проявлення пошкоджень і дефектів; встановлення переліку та нормативних значень діагностичних параметрів, які характеризують технічний стан гідроагрегатів; розробка засобів діагностування та алгоритмів пошуку несправностей.

Такий методичний підхід реалізовано при створенні системи діагностування гідравлічного приводу рульового керування комбайнів. Найбільш доцільним, на даному етапі, для гідравлічного приводу рульового керування є використання функціонального виду діагностування з визначенням як загального технічного стану так і локально окремих агрегатів, використовуючи переносний комплект механічних зовнішніх засобів діагностування. Основним призначенням системи діагностування є пошук несправностей та визначення технічного стану гідроагрегатів і прогнозування терміну подальшої їх експлуатації. Аналіз фізичних процесів, які відбуваються при функціонуванні гідроприводу проведено з використанням діагностичної моделі (рис. 1).

Для цього конкретний гідравлічний привод рульового керування умовно розбивається на структурні блоки, якими можуть бути: бак робочої рідини (Б); насос живлення (Н); насос-дозатор (НД); гідроциліндри (Ц); керовані колеса (КК). Структурно-функціональна модель будується для таких режимів роботи рульового керування: рух комбайна прямолінійно або криволінійно з фіксованим радіусом повороту; поворот керованих коліс з різною швидкістю при рухомому і нерухомому комбайні; поворот комбайна при працюючому і непрацюючому насосі живлення.

Кожний блок структурно-функціональної моделі характеризується дією зовнішніх і внутрішніх вхідних та вихідних параметрів. Кожний з представлених в діагностичній моделі параметрів для конкретного режиму функціонування гідроприводу відповідає кількісному значенню згідно з технічними вимогами на виготовлення гідроагрегатів та їх елементів. Зміна цих параметрів в процесі експлуатації гідроприводу призводить до порушення робочого процесу, що характеризується різними видами несправностей.

Для встановлення характеру зміни структурних параметрів гідроагрегатів та їх вплив на експлуатаційні показники працездатності рульового керування комбайнів проведено експериментальні дослідження. Було відібрано комплекти гідроагрегатів рульового керування

з різною ступінню спрацювання. З комплектними гідроагрегатами проведено випробування по параметрах згідно з технічними вимогами на виготовлення. Після випробувань гідроагрегати розбирались і проводилось визначення зміни структурних параметрів (розмірів) поверхонь деталей, які спрацьовувались в процесі експлуатації. Результати вимірювань (мікрометражу) оброблялись згідно з існуючими методами.

На рис. 2 представлено залежність об'ємного коефіцієнта корисної дії (η) насоса НШ-10 від загального зазору (δ_3) в спряженнях корпус–головки зубців шестерень, підшипник-торці зубців шестерень, підшипник–вал шестерні, корпус–підшипник та наробітку комбайна. Спрацювання поверхонь деталей призводить до збільшення зазорів в спряженнях, що спричиняє ріст втрат робочої рідини в насосі.

Об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса НШ-10 визначався в результаті ділення фактичної подачі робочої рідини на теоретичну подачу при відповідній частоті обертання приводного вала, номінальних значеннях тиску та температури. Спрацювання поверхонь деталей призводить до збільшення зазорів в спряженнях, що і обумовлює зниження ОККД насоса.

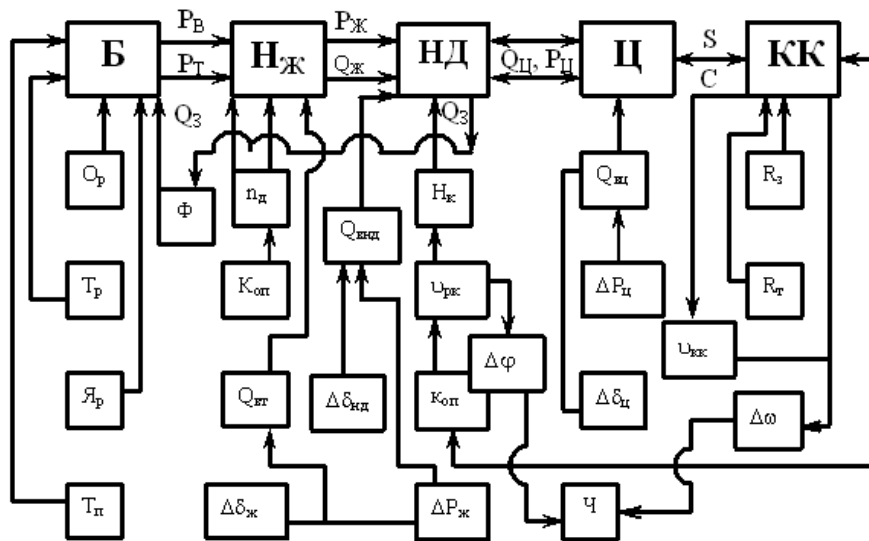


Рис. 1. Діагностична модель гідравлічного привода рульового керування комбайна: Б – бак; НЖ – насос підживлення; НД – насос-дозатор; Ц – гідроциліндри; КК – керовані колеса; Тп – температура повітря; Тр – температура робочої рідини; Ор – рівень робочої рідини в баку; Яр – якість робочої рідини; Ф – фільтр; Qз – злив робочої рідини в бак; Рв, Рт – тиск або вакуум в усмоктувальній магістралі; Qж, Рж – подача і тиск робочої рідини на виході насоса живлення; nd – частота обертання колінчастого вала двигуна; Коп – команда оператора;

$Q_{вт}$, $Q_{внд}$, $Q_{вц}$ – втрата робочої рідини в насосі живлення, насос-дозаторі та гідроциліндрах; $\Delta\delta_{ж}$, $\Delta\delta_{нд}$, $\Delta\delta_{ц}$ – зазори в спряженнях деталей насоса живлення, насос-дозаторі та гідроциліндрах; $\Delta P_{ж}$, $\Delta P_{ц}$ – перепад тиску робочої рідини в спряженнях насоса живлення та гідроциліндрах; $N_{к}$ – насос-мотор керування; $v_{рк}$ – швидкість повороту рульового колеса; $\Delta\varphi$ – приріст кута повороту рульового колеса; \mathcal{C} – чутливість рульового керування; $\Delta\psi$ – приріст кута повороту керованих коліс; $Q_{ц}$, $P_{ц}$ – подача та тиск робочої рідини в порожнинах гідроциліндрів; S , C – переміщення та зусилля штоків гідроциліндрів; $v_{кк}$ – швидкість повороту керованих коліс; P_3 – зовнішній опір повертання коліс; P_T – опір тертя в механізмах.

За даними експериментальних досліджень втрати робочої рідини в спряженні “корпус – золотник” розподільника насоса-дозатора складають близько 90% від загальних втрат робочої рідини в насосі-дозаторі і можуть досягати 18 л/хв.

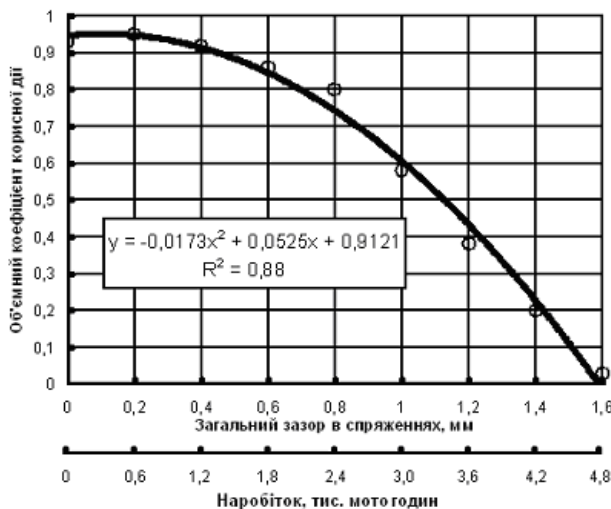


Рис. 2. Залежність об'ємного коефіцієнта корисної дії (η) насоса НШ-10 від загального зазору (δ_3) в спряженнях корпус-головки зубців шестерень, підшипник-торці зубців шестерень, підшипник-вал шестерні, корпус-підшипник та наробітку комбайна: $y(x)$ – рівняння регресії; R^2 – імовірність апроксимації; $\Delta P = 10$ МПа – перепад тиску робочої рідини в спряженнях.

Втрати робочої рідини в спряженнях деталей підсилювача потоку, запобіжного та запірних клапанів, силових гідроциліндрів змінюються в процесі експлуатації в незначних межах (0,05 – 0,06 л/хв) і при проведенні технічного обслуговування можуть приводитись майже до номінальних значень шляхом виконання регулювальних та очисних операцій, а також заміною ущільнення.

Для встановлення впливу зміни структурних параметрів на основні експлуатаційні показники працездатності рульового керування комбайнів, які регламентуються відповідними стандартами [6], прове-

дено експериментальні дослідження. Повні комплекти гідроагрегатів рульового керування комбайна з різною ступінню спрацювання поверхонь деталей встановлювались на експериментальну установку, на якій створювались та контролювались такі параметри: частота обертання приводного вала шестеренного насоса живлення; подача насоса живлення та насоса-дозатора; тиск та температура робочої рідини; швидкість обертання рульового колеса; тривалість повного переміщення поршнів гідроциліндрів, яка відповідає повному повороту керування коліс з одного крайнього положення в інше; швидкість скочування рульового колеса; швидкість переміщення поршнів гідроциліндрів; навантаження на штоки гідроциліндрів; втрата робочої рідини в гідроагрегатах та їх спряженнях. Випробування проводились на робочій рідині, яка передбачена заводом-виготовлювачем для конкретного комбайна. Режими навантаження та температура робочої рідини створювались в межах передбачених нормативною документацією на гідроагрегати та комбайни. В процесі проведення експериментальних досліджень давалась оцінка обґрунтованих діагностичних параметрів, які характеризують загальний технічний стан гідравлічного приводу рульового керування та окремо гідроагрегатів і їх елементів. При визначенні доцільності застосування того чи іншого діагностичного параметра використовувались такі критерії: достовірність технічного діагностування; трудомісткість (тривалість) діагностування; пристосованість об'єкта до діагностування; універсальність та вартість засобів технічного діагностування; повнота та глибина діагностування.

За результатами досліджень встановлено перелік та нормативні значення діагностичних параметрів (номінальні, допустимі, граничні).

Номінальні значення діагностичних параметрів відповідають номінальним значенням параметрів технічного стану нових гідроагрегатів згідно технічним вимогам заводів-виготовлювачів. Граничні значення діагностичних параметрів відповідають такому технічному стану гідроагрегатів, при якому подальша експлуатація комбайнів неможлива виходячи з вимог безпеки руху та економічної ефективності. Допустимі значення діагностичних параметрів визначалися за існуючими методиками [7] виходячи з того, що вони відповідають такому технічному стану гідроагрегата, при якому даний агрегат має можливість безвідмовно працювати встановлений термін часу до наступного діагностування:

$$P_d = P_o - \frac{P_r - P_o}{\left(1 + \frac{T_2}{T_1}\right)^\alpha}, \quad (1)$$

де P_d – допустиме значення відхилення діагностичного параметра;

P_o – максимальне (номінальне) значення діагностичного параметра для

нового агрегату;

P_r – граничне значення діагностичного параметра;

T_2 – нормативне значення доремонтного ресурсу агрегату;

T_1 – нормативне значення періодичності діагностування;

α – показник динаміки спрацювання агрегату.

Для вимірювання обґрунтованих діагностичних параметрів розроблено комплекти засобів їх застосування [9].

Пошук несправностей здійснюється за розробленими алгоритмами. Розроблено комплекс взаємоузгоджених правил, способів і засобів експрес, оперативного та періодичного діагностування гідروприводів комбайнів, ефективність яких підтверджено лабораторними та виробничими випробуваннями.

Висновки:

1. Застосування розробленої системи технічного діагностування гідравлічних приводів рульового керування комбайнів забезпечує доведення коефіцієнта готовності гідроагрегатів до 0,85 – 0,90, а також на 20 – 25% збільшення використання їх ресурсу.

2. Тривалість експрес-діагностування гідравлічного приводу рульового керування складає в середньому біля 5 хвилин, а повне діагностування з використанням зовнішніх засобів технічного діагностування складає близько 30 хв.

3. Достовірність технічного діагностування гідравлічного приводу рульового керування при заданій глибині пошуку місця несправності знаходиться в межах 90 – 95%.

Література

1. Наукові основи ведення зернового господарства / В.Ф. Сайко, М.Г. Лобас, Г.В. Яшовський та інші: За ред. В.Ф. Сайка; Упоряд.: Г.В. Яшовський. – К.: Урожай, 1994. – 336 с.

2. Войтюк Д.Г. Парк зернозбиральних комбайнів України до жнив 2001 року. / Д.Г. Войтюк, А.А. Демко, С.А. Демко // Техніка АПК. - 2000. -№ 10. – С. 9-10.

3. Каплін І.М. Комплексна механізація виробництва зерна / І.М. Каплін, М.П. Романенко, М.Н. Нагорний, О.П. Бабик. За ред. І.М. Капліна, – К.: Урожай, 1985. – 160 с.

4. Храмов Л.Д. Оценка надежности комбайнов “Дон-1500” в эксплуатационных условиях. / Л.Д. Храмов, П.И. Гараев, В.Д. Карпе-

нко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1991. - № 2. – С. 44-46.

5. Варнаков В.В. Надежность комбайнов “Дон-1500”, находящиеся в лизинге, при различном качестве их технического сервиса. / В.В. Варнаков, М.Е. Денсаткин, К.В. Шленкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1997. - № 9. – С. 21-25.

6. ГОСТ 28174-89 (СТ СЭВ 6266-88). Тракторы и сельскохозяйственные машины. Объемный гидропривод рулевого управления. Общие технические требования. – М.: Госстандарт, 1990. – 12 с.

7. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1984. – 335 с.

8. СОУ 29.3 -37-438: 2006. Техніка сільськогосподарська. Діагностичне забезпечення гідравлічних приводів. Загальні технічні вимоги. – 2006. – 14 с.

9. Яременко В.В. Удосконалення способів та засобів діагностування гідравлічних приводів комбайнів. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11/ В.В. Яременко / “ННЦ ІМЕСГ” НААН. – Глеваха, 2011. – 23 с.

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБОВ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА КОМБАЙНОВ

В.В. Яременко

Аннотация - обоснованы способы диагностирования гидравлических приводов комбайнов для повышения их технической готовности и сокращения затрат на техническое обслуживание и ремонт. Приведен методический подход и результаты исследований по созданию системы диагностирования гидравлического привода рулевого управления комбайнов.

TECHNICAL DIAGNOSING OF A HYDRAULIC DRIVE OF COMBINES

V. Yaremenko

Summary

It is proved importance of diagnosing of hydraulic drives for increase of technical readiness of combines and reductions of expenses for technical service. The methodical approach and results of researches on creation of system of diagnosing of a hydraulic drive of steering management of combines is resulted.

УДК 633.8

ОЦІНКА РЕОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАСІННЯ РИЦИНИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СПОСОБУ ОБРУШЕННЯ

Дідур В.А., д.т.н.

Зубкова К.В., інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел/факс (06192) 42-25-85

Анотація – робота присвячена оцінці реологічних властивостей насіння рицини з метою подальшого дослідження процесу обрушення насінневої оболонки при глибокій переробці рицини.

Ключові слова – рицина, обрушення, зазор, деформація, структурно – механічні характеристики, тиск, пружність, пластичність, еластичність, в'язкість, граничне напруження.

Постановка проблеми. Для проектування машин і удосконалення процесів одержання рицинової олії необхідне знання фізико - механічних характеристик насіння рицини. Вивченням фізико-механічних властивостей насіння олійних культур займалися багато дослідників [1,2,3]. По інших олійних культурах, зокрема по соняшнику, у багатьох роботах показаний вплив фізико-механічних характеристик на якість процесу обрушення [2,3].

Визначені в літературі дані по фізико – механічним та технологічним властивостям насіння рицини дають загальну характеристику насіння та не вивченими залишаються не тільки теоретичні питання руйнування оболонок сільськогосподарських культур, а також технології, режими, та їх залежність від властивостей оболонок. Значний інтерес представляють використання енергетичних технологій та теплотехнічні процеси які при цьому відбуваються.

Аналіз останніх досліджень. Однією з основних машин у технологічному процесі обробки насіння рицини є машина для обрушення насіння, у між вальцьовому зазорі якої, в умовах складного навантаження, здійснюється руйнування оболонки.

З огляду на складність будови насіння, припускають, що моделююче насіння тіло складається із середовища деякого умовного матеріалу (оболонка) і включення суцільного пружного матеріалу (ендосперм) [2].

Тіла рослинного походження, як правило, володіють комплек-

сом властивостей. Для вивчення їх необхідне застосування методів реології [3,4].

Формулювання цілей статті. Ціль даної роботи – оцінка фізико – механічних властивостей насіння рицини як складного композиційного тіла.

Основна частина. Структурно – механічні властивості та механічні характеристики тіла визначаються шляхом аналізу кривих повзучості, що приведені на рис.1 [3].

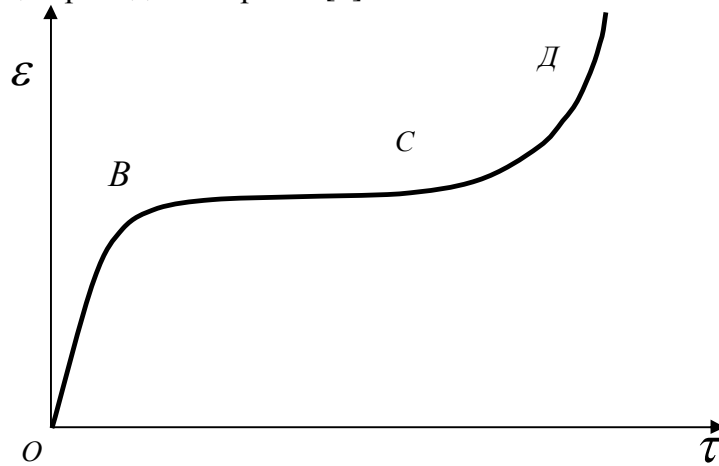


Рис. 1. Крива повзучості при $\sigma = const$.

На кривій повзучості можна виділити три періоди.

Перший період (відрізок OB) – період невстановленої повзучості – характеризується зменшенням швидкості деформації. Другий період (відрізок BC) – період встановленої повзучості характеризується пропорційним ростом деформації та визначає пластичні властивості матеріалу. Другий період повзучості більш тривалий в порівнянні з першим та для різних тіл складає різні відрізки часу. Третій період (відрізок CD) - швидкість деформації починає зростати та в кінці призводить до руйнування.

Якщо взяти любую реологічну криву (рис.2), то на ній можна встановити послідовність з'явлення видів деформації при одновісному стискуванні тіла та визначити умовні показники пружності та пластичності, запропоновані П. А. Ребиндером та Н.В. Михайловим [3].

Так, при прикладенні навантаження в момент часу τ_1 , рис 2 тіло моментально приймає деформацію (відрізок OH), а при знятті її, що відповідає періоду часу τ_2 , ця деформація не відновлюється. Така деформація, виникає за рахунок стискування капілярів, часткового стискування порожнини між ядром та оболонкою, та є миттєво – незворотною деформацією $\varepsilon_{M.H}$.

Проводячи з точки С пряму паралельну вісі абсцис до перетину з віссю τ_1 отримаємо точку М. Відрізок ОМ буде представляти величину загальної деформації тіла $\varepsilon_{\text{ОБЩ}}$ за відрізок часу від τ_1 до τ_2 .

$$\varepsilon_{\text{М.Н}} = \frac{OH}{OM} \quad (1)$$

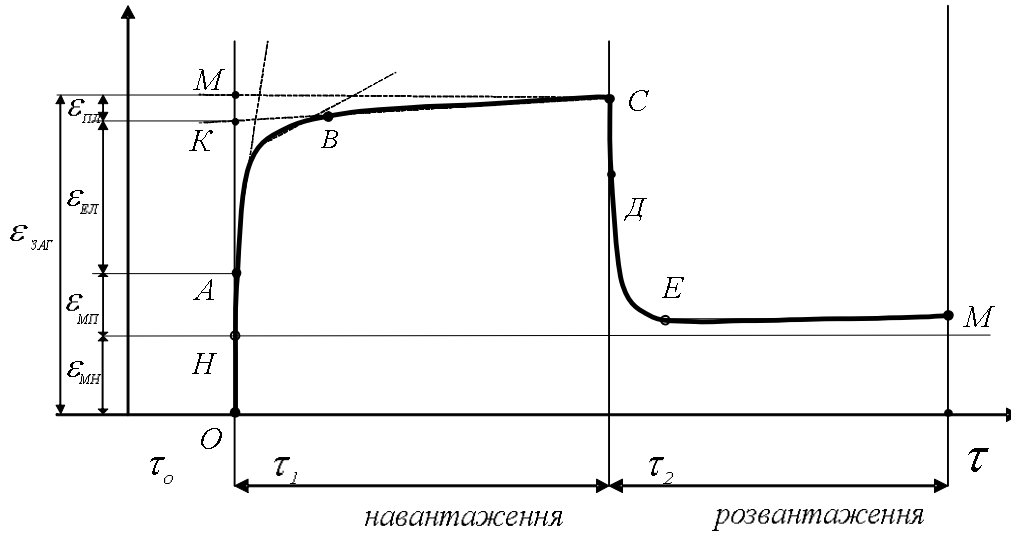


Рис. 2. Реологічна крива насіння рицини.

Величина миттєвопружної деформації визначиться відношенням:

$$\varepsilon_{\text{М.П}} = \frac{HA}{OM} \quad (2)$$

При подальшому часу дії навантаження деформація тіла протікає по кривій АВ. Ця ділянка є еластичною деформацією.

Продовжуючи лінію пластичної деформації ВС до перетину з віссю τ_1 отримуємо точку К. Відрізок АК є кількісною величиною пружної частини еластичної деформації $\varepsilon_{\text{ел}}$ по відношенню до загальної деформації тіла и складає:

$$\varepsilon_{\text{ел}} = \frac{AK}{OM} \quad (3)$$

Відрізок КМ уявляє собою пластичну деформацію, величина якої буде:

$$\varepsilon_{\text{пл}} = \frac{KM}{OM} \quad (4)$$

Аналогічна послідовність проходження деформації спостерігається на розвантажувальній частині кривої. Спочатку виявляється

миттєво пружна деформація (відрізок СД), потім еластична (відрізок ДЕ) та після точки Е – пластична.

При наявності лінійної в'язко пружності тіла на основі принципу суперпозиції Больцмана [3] його загальна деформація буде:

$$\varepsilon_{\text{ОБЩ}} = \varepsilon_{\text{М.Н}} + \varepsilon_{\text{М.П.}} + \varepsilon_{\text{ЕЛ}} + \varepsilon_{\text{ПЛ}} \quad (5)$$

А реологічне рівняння тіла при підстановці значення, що складає деформацію в праву частину формули (5) буде:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_{\text{М.Н}}} + \frac{\sigma}{E_{\text{М.П}}} + \frac{\sigma}{E_{\text{ЕЛ}}} \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T_p}} \right) + \frac{\sigma - \sigma_0}{\eta_{\text{ПЛ}}} \cdot \tau \quad (6)$$

де: σ - прикладене напруження, Па; $E_{\text{М.Н}}$ - модуль миттєвонезворотній, Па; $E_{\text{М.П}}$ - модуль пружності, Па; $E_{\text{ЕЛ}}$ - модуль еластичності, Па; e - основа натуральних логарифмів; $\eta_{\text{ЕЛ}}$ - еластична в'язкість, Па с; τ - час, с; $\eta_{\text{ПЛ}}$ - пластична в'язкість, Па с; σ_0 - граничне напруження зсуву, Па; T_p - період запазднання деформації насіння при відновленні.

Отримане рівняння реології показує, що деформація тіла залежить від 7 змінних, а саме: модулів пружності і еластичності, еластичної і пластичної в'язкості, напруги, що діє, часу напруги і граничної напруги зрушення.

Приведемо аналіз механічних характеристик сім'янки рицини. Із збільшенням навантаження при стисненні сім'янки модуль пружності $E_{\text{М.П}} = 45 \text{ МПа}$ і модуль еластичності $E_{\text{ЕЛ}} = 196 \text{ МПа}$ можна вважати постійними, а модуль миттєво беззворотної деформації $E_{\text{МН}}$ росте від 55 до 220 Мпа. Це можна пояснити тим, що із збільшенням навантаження при стискуванні відбувається інтенсивне змяття капілярів і міжклітинних порожнеч. Пластична в'язкість $\eta_{\text{ПЛ}}$ властива сім'янці, залишається величиною постійною в межах досліджуваних навантажень. Ефективна в'язкість сім'янки $\eta_{\text{ЕФ}}$ має гіперболічний характер і асимптотично наближається до значення дослідженого навантаження. Еластична в'язкість сім'янки $\eta_{\text{ЕЛ}}$ також має гіперболічний характер і змінюється від - до $\eta_{\text{ПЛ}}$ у дослідженому діапазоні напруги.

Для порівняння представлені реологічні криві насіння і ядра (рис. 3), на яких деформація представлена в абсолютних одиницях. Аналізуючи їх, відзначимо, що характер реологічних кривих для ядра такий же як і для насіння. Загальна деформація ядра складається з тих же складових, що і сім'янки з тією різницею, що частка миттєво пруж-

ної деформації ядра менше, а частка пластичної деформації більше по відношенню до загальної деформації ядра при одноосному стискуванні. Відзначимо, що реологічні криві представлені на графіках менші руйнуючого значення і відповідно отримані деформації менше руйнівних. Проте видно, що загальна деформація ядра набагато перевищує загальну деформацію сім'янки.

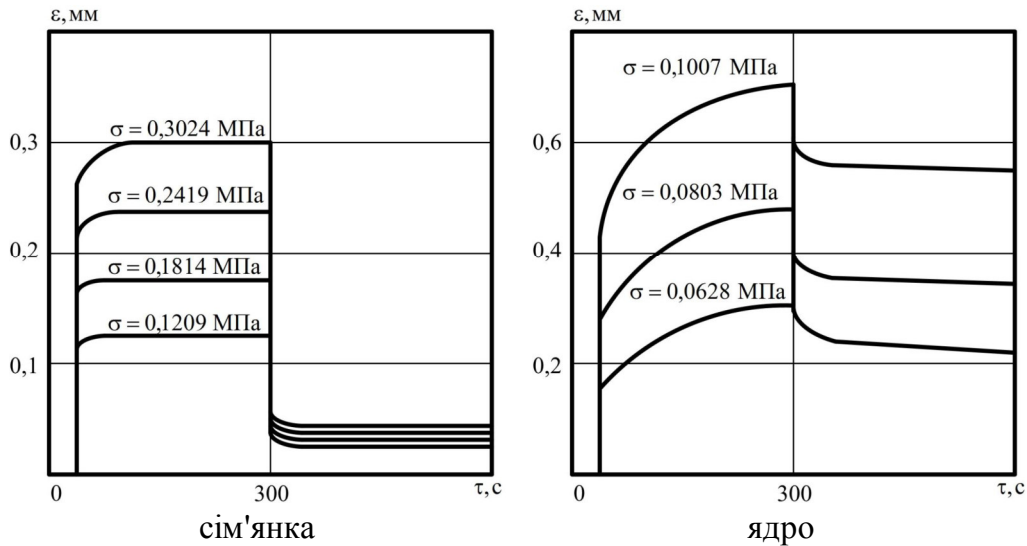


Рис. 3. Реологічні криві насіння і ядра ріцини при вологості 5%.

Найбільша величина критичної деформації складала при стискуванні по ширині 0,308 мм, величина зазору між лушпинням і ядром [3] коливається від 0,165 до 0,085 мм, що в середньому складає 0,125 мм по ширині. Найбільша деформація ядра з цього ж насіння за ідентичних умов складає 0,68 мм. Таким чином, аналізуючи цифрові результати, маємо: деформація ядра $\varepsilon_{\text{я}}$ рівна деформації насіння $\varepsilon_{\text{н}}$ мінус два односторонні зазори між лушпинням і ядром ($0,308 - 2 \cdot 0,125 = 0,058$ мм).

Враховуючи дослідження по фізичних характеристиках насіння ріцини, а саме по визначенню зазору між лузговою оболонкою і ядром, встановлено, що ядро отримує деформацію стиснення меншу, ніж насіння на величину повітряного зазору між ними.

Висновки. Оцінюючи отриману величину можна зробити вивід, що при деформації насіння близькою до руйнуючого, ядро знаходиться в умовах миттєвих деформацій. Звідси слідує вивід, що при створенні кожній сім'янці індивідуальної руйнуючої деформації ядро повинне залишатися цілим, що дозволить якісно виконати процес обрушення. Це стосується величини зазору між валками руйнуючими оболонку насіння, що подається між ними при його стискуванні.

Література

1. *Белобородов В.В.* Основные процессы производства растительных масел. - М.: Пищевая промышленность, 1966. – 478 с.
2. *Кошевой Е.П.* Оборудование для производства растительных масел. – М.: Агропромиздат, 1991. – 204с.
3. Технология производства растительных масел / [*Копейковский В.М., Данильчук С.И., Гарбузова Г.И. и др.*]; под ред. *В.М. Копейковского и С.И. Данильчук.* - М.: «Легкая и пищевая промышленность» 1982. – 416 с. – Библиогр.: с. 409.
4. *Иосифова Л.В.* Исследование структурно – механических характеристик и процесса обрушивания семян клещевины. / *Л.В. Иосифова* . -Краснодар. 1978. Афтореферат. – 20 с.

**ОЦЕНКА РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СЕМЯН
КЛЕЩЕВИНЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
СПОСОБА ОБРУШИВАНИЯ**

В.А. Дидур, К.В. Зубкова

Аннотация – работа посвящена оценке реологических свойств семян клещевины с целью последующего исследования процесса обрушивания семенной оболочки при глубокой ее переработке.

**ESTIMATION OF REOLOGICAL PROPERTIES OF CASTOR
SEEDS FOR DETERMINATION METHOD OF BRINGING DOWN**

V. Didur , K.Zubkova

Summary

Work is devoted the estimation of reological properties of castor seeds with the purpose of subsequent research of process of bringing down of episperm at its deep processing.

УДК 631.362.23

ПОСЛЕУБОРОЧНАЯ И ПРЕДПОСЕВНАЯ ОБРАБОТКА СЕМЯН ПОДСОЛНЕЧНИКА ВЫСШИХ РЕПРОДУКЦИЙ

Ткаченко А.В., к.т.н.

Физическое лицо предприниматель

Тел. (061) 233-29-25

Аннотация – работа посвящена экспериментальной обработке технологических процессов тонкой очистки, пневмосепарации и обеспыливанию поверхности семян подсолнечника перед протравливанием и инкрустацией семян. Даны результаты сушки семян подсолнечника высших репродукций в контейнерной сушилке и преимущества контейнерной технологии.

Ключевые слова – пневмосепарация, обеспыливание, сушка, контейнерная технология, семена высших репродукций.

Постановка проблемы. На Украине отсутствуют технология и технические средства для послеуборочной обработки небольших партий маточных, суперэлитных, элитных и первой репродукции семян масличных и зерновых культур. Оригинаторам сорта: научно-исследовательским, опытным зональным учреждениям и их элитно-семеноводческим хозяйствам приходится перерабатывать в сезон свыше трёхсот партий маточных, суперэлитных и элитных семян.

Важными требованиями технологии послеуборочной обработки являются исключение механического засорения родительских форм, повышение энергии прорастания, всхожести, и при посеве в поле – полевой всхожести и урожайности семян материнской формы. Для решения поставленной проблемы нами разработана контейнерная технология и экспериментальное оборудование послеуборочной обработки гибридов семян родительских форм и гибридов семян подсолнечника первой репродукции [1, 2, 3].

Анализ последних исследований. Согласно государственному стандарту, семена высших репродукций хранят и перевозят в затаренном виде [4]. В качестве тары используют обычные мешки, изготовленные из хлопчатобумажной, льняной или джутовой ткани. Это не позволяет в высокой степени механизировать все процессы послеуборочной обработки семян и требует большого количества мешкотары [5].

Для осуществления комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ требуется довольно сложный комплекс машин и оборудования: весовыбойный аппарат, мешкозашивочная машина, штабелеформирующая установка или пакетоукладчик, поддоны, электрокара или автопогрузчик. Однако и они полностью не решают проблемы комплексной механизации складских работ, поскольку остаются немеханизированными укладка мешков на поддоны, загрузка и разгрузка автотранспортных средств, выгрузка семян из мешков.

Протравливание семян не стало еще у нас обязательным агротехническим приёмом. В то время как в зарубежных странах выполнение протравливания неукоснительно контролируется государственной инспекцией. Отсутствие всякой подготовки поверхности семян перед покрытием приводит к осыпанию порошков и недобору урожая не менее чем на 10%.

Формирования целей статьи. Целью настоящих исследований является разработка технологии и комплекта оборудования для послеуборочной и предпосевной обработки семян высших репродукций, обеспечивающих исключение механического засорения родительских форм, подготовку поверхности семян к протравливанию и инкрустации, повышение посевных качеств семян. Достижение поставленной цели обеспечит повышение энергии прорастания, всхожести, а при посеве в поле – полевой всхожести и урожайности семян родительской формы.

Основная часть. Сущность контейнерной технологии заключается в следующем (рис.1). Семена после обмолота и очистки в комбайне поступают в транспортные контейнера. С поля, заполненные контейнера, доставляются к месту обработки автотранспортом или трактором. Далее погрузчиком они устанавливаются на подъёмник трёхступенчатой пневмосепарирующей колонки для первичной очистки. В качестве очистки применяется трёхступенчатая пневмосепарирующая колонка в сочетании с сепарирующими решетками. При первичной очистке исходный материал делится на пять фракций: основную – семенную, среднюю и мелкую – товарные, шуплую – кормовую, крупные и лёгкие примеси с мелкими отходами. После первичной очистки семена поступают в специальные контейнеры для сушки. Отсюда при влажности семян выше 10% погрузчиком устанавливаются на контейнерную сушилку с автоматизированным контролем и управлением процесса сушки активным вентилированием.

Контейнеры погрузчиком устанавливаются на общую раму сушилки и ловителем контейнеров подключаются к общей системе воздухопроводов. Система автоматического управления заданных режимов сушки обеспечивает высококачественную сушку и послеуборочное дозревание семян.

Вторичная очистка осуществляется на той же трёхступенчатой пневмосепарирующей колонке в комбинации с решётной очисткой. При вторичной очистке семенная фракция доводится по чистоте до норм посевных стандартов. После вторичной очистки семена в транспортных контейнерах направляются на постоянное хранение. Здесь контейнеры устанавливаются в штабеля высотой 4-6 контейнеров. При необходимости семена в период хранения могут из транспортного контейнера контейнерным опрокидывателем пересыпаться в сушильный контейнер и отправляться на активное вентилирование или окуливание против вредителей.

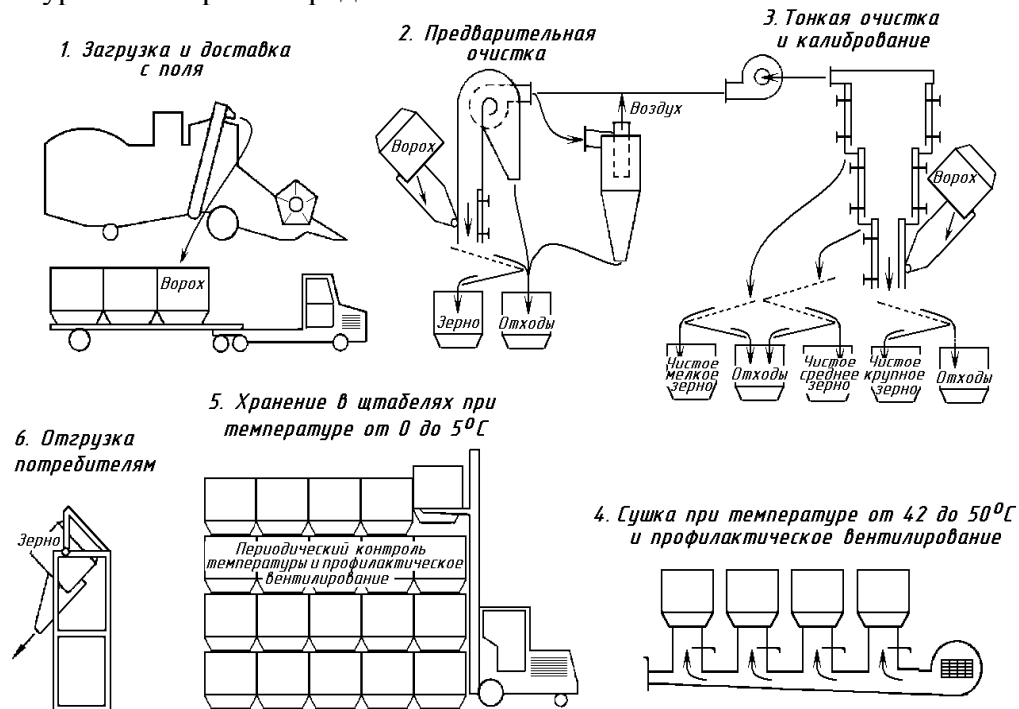


Рис. 1. Схема контейнерной технологии послеуборочной обработки семян.

Перед посевом семена в контейнерах поступают на тонкую очистку в трёхступенчатую пневмосепарирующую колонку, где они освобождаются от пыли, при необходимости досушиваются до влажности лузги 6 - 8%, а затем направляются на протравливание и инкрустацию.

Принципиальная технологическая схема вертикальный трёхступенчатой пневмосепарационной колонки дана на рис.2. Пневмосепарирующая колонка работает в режиме всасывания, выполняя в сочетании с решетной системой первичную, вторичную или тонкую очистку. Загрузка в бункер 1 установки производится из специального транспортного контейнера ёмкостью 1,6 м³ подъёмно-выгрузным

устройством. Из приёмного бункера 1, через регулируемую заслонку 2 семена самотёком поступают на вибралоток 3. В зависимости от аэродинамических свойств зернового вороха, первоначальной его засорённости и скорости воздушного потока в канале первой ступени 5 очистки выбирают скорость и угол подачи зернового вороха в воздушный поток. Скорость и характер подачи регулируется величиной радиуса и частотой вращения кривошипа 4, угол наклона – длиной подвесок.

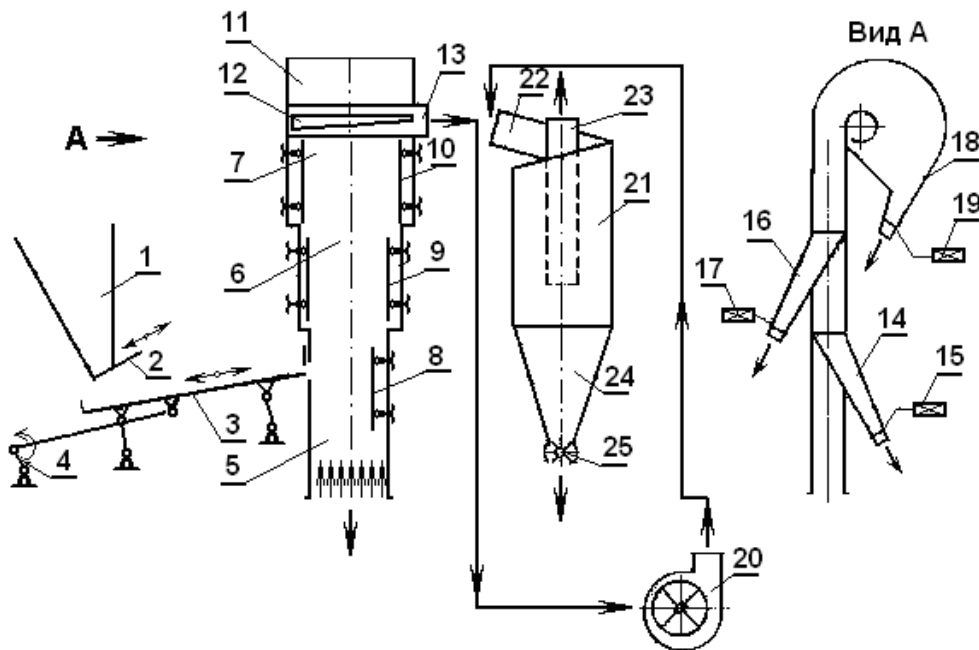


Рис. 2. Технологическая схема трёхступенчатой пневмосепарационной колонки:

1 – приёмный бункер; 2 – заслонка; 3 – вибралоток; 4 – шатунно- кривошипный механизм; 5, 6, 7 – I, II, III пневмосепарирующие каналы; 8, 9, 10 – подвижные стенки; 11 – осадочная камера; 12 – трапецидальное отверстие; 13 – цилиндр; 14, 16, 18 – лотки; 15, 17, 19 – грузовые клапана; 20 – центробежный вентилятор; 21 – цилиндр циклона; 22 – входной патрубок; 23 – внутренний цилиндр; 24 – конус; 25 – шлюзовой затвор.

Воздушный поток в сепарационных каналах создаётся центробежным вентилятором 20. Крупные полноценные семена, свободные от мелких примесей, и крупные примеси со скоростью витания выше скорости воздушного потока первой ступени 5 падают вниз в установленный контейнер. Мелкие семена, органические и минеральные примеси, скорость витания которых ниже скорости воздушного потока в канале 5, вводится во вторую ступень 6 пневмосепарационной очист-

ки. Здесь за счёт увеличения ширины канала вдвое, скорость воздушного потока снижается. Часть семян и примесей со скоростью витания ниже скорости воздушного потока второй ступени пневмосепарационной колонки падают, скатываются по лотку 14, проходят через грузовой клапан 15 и попадают в установленный внизу контейнер. Воздушная смесь с третьей мелкой фракцией семян и лёгкими примесями попадает на третью ступень 7 очистки. Здесь за счёт резкого расширения ширины канала падает скорость воздушного потока. Семена и примеси со скоростью витания ниже скорости воздушного потока падают на скатную поверхность лотка 16, проходят через грузовой клапан 17 и попадают в установленный контейнер.

Воздушная смесь с мелкими примесями отделяется сначала в осадочной камере 18, а затем в циклоне 21.

Сушку семян родительских форм производят на контейнерной сушилке. Общий вид сушильной установки представлен на рис.3 [6]. Контейнерная сушилка состоит из следующих основных узлов: нагревательно-дутьевого устройства 1, распределительного канала 2, рамы 4, эстакады 5, сушильных контейнеров 3, ловителей 6, механизмов автоматического включения и выключения 7 подачи теплоносителя, механизма для регулировки подачи количества теплоносителя 8, заслонки на конце распределительного канала 9. В нагревательно-дутьевого устройство, входят электрокалорифер, вентилятор и диффузор. К несущей раме 4 приварены направляющие уголки для установки съёмных сушильных контейнеров 3.

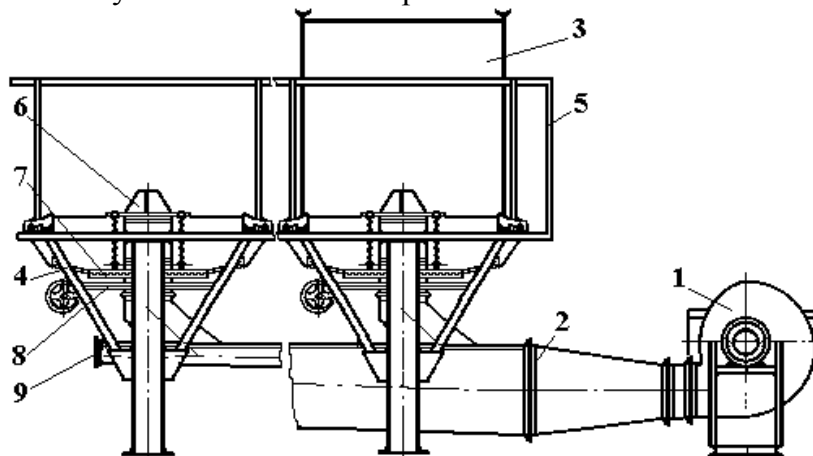


Рис. 3. Общий вид контейнерной сушилки:

1 – нагревательно-дутьевое устройство; 2 – распределительный канал; 3 – сушильный контейнер; 4 – рама; 5 – эстакада; 6 – ловители; 7 – механизмы автоматического включения и выключения теплоносителя; 8 – регулирующий механизм подачи теплоносителя; 9 – заслонка.

Сравнительные испытания шахтной и контейнерной сушилки при сушке гибрида Зустріч показал, что энергия прорастания и лабораторная всхожесть у семян после сушки на контейнерной сушилке значительно выше, чем на шахтной. Сушка семян подсолнечника родительских форм гибридов в толстом неподвижном слое контейнерной сушилки с установленными параметрами обеспечивает повышение энергии прорастания до 92 – 98%, лабораторную всхожесть до 90 – 98 %. Применение контейнерной сушилки позволяет повысить урожайность родительских форм и гибридов первого поколения семян подсолнечника на 8 – 10 %.

Для определения оптимальных параметров первого сепарационного канала колонки была разработана математическая модель и проведены численные исследования. Весь ворох семян условно был разделён на 10 групп: по скорости витания от 2 м/с до 18 м/с или по коэффициенту парусности от 2,45 до 0,03. Проведены три серии численных исследований. При скорости воздушного потока 9 м/с и угле броска относительно горизонта 12°. Скорость вбрасывания семян менялась от 0,8 до 2 м/с. При скорости воздушного потока 9 м/с и начальной скорости вбрасывания семян 1,6 м/с угол вбрасывания семян изменялся от 30° до –30°. При угле вбрасывания 12° и скорости вбрасывания

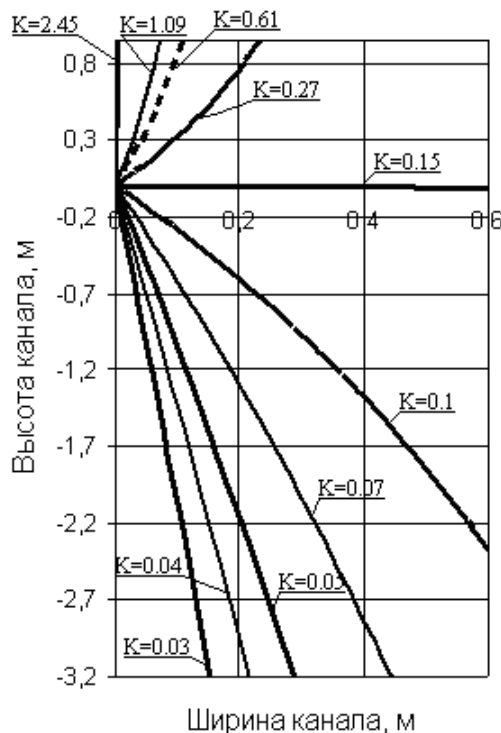


Рис. 4. Траектории семян подсолнечника и частиц примесей

1,6 м/с скорость воздушного потока менялась от 5 м/с до 9 м/с. На рис.3 приведены результаты численных исследований сепарации в вертикальном пневматическом канале I ступени трёхступенчатой пневмосепарационной очистки. Скорость воздушного потока 8,0 м/с, начальная скорость броска частиц вороха 1,6 м/с, угол броска 12° над горизонталью.

Исходя из выбранных технологических режимов, были определены рациональные параметры первого пневмосепарационного канала. Ширина канала первой ступени очистки 600 мм. Высота

канала первой ступени от входа воздушного потока до линии вбрасывания семян 3200 мм, высота верхней части канала первой ступени от линии вбрасывания семян до входа во II ступень канала 950 мм.

Проведены экспериментальные исследования качественных показателей трёхступенчатой пневмосепарирующей колонки в режиме тонкой очистки. В качестве исходного сырья выбраны семена подсолнечника I класса влажностью 6,5 %. Скорость воздушного потока на первой ступени составляла 8 м/с. Первая и третья ступени пневмосепарирующего канала имели полностью раздвинутые стенки 8, 10, т.е. ширина канала I ступени очистки составляла 600 мм, III ступени – 1800 мм. Ширина канала II ступени очистки в первом опыте была 1200мм, а во втором была уменьшена за счёт выдвигания стенок 9 и составила 900 мм. Сход III фракции и осадочной камеры были соединены.

Характеристика исходных семян приведена в табл. 1. Результаты двух опытов приведены в табл.2. Характеристика полученных фракций семян подсолнечника при проведении двух опытов приведена в табл. 3.

Таблица 1 – Характеристика исходных семян

| № опыта | Гибрид | Влажность, % | Чистота, % | Масса 1000 семян, г | Обрушенные, % |
|---------|--------------|--------------|------------|---------------------|---------------|
| I | Одесский 122 | 6,9 | 97,2 | 65,3 | 3,5 |
| 2 | Одесский 122 | 7,2 | 96,8 | 65,6 | 2,4 |

При производительности 3 т/ч (табл. 2) в первом опыте все семена были разделены на три фракции при следующих соотношениях: I фракция - 86,8%, II фракция - 12,3%, III фракция - 0,9%. Соответственно чистота этих фракций составили: I фракции - 99,94%, II фракции - 99,89% , III фракции - 95,56%. Каждая из фракций резко отличалась по массе семян, соответственно масса 1000 семян I фракции составил 67,0 г, II фракции - 54,6 г и III фракции - 44,0 г. По составу семян каждая из фракций не была однородной. В первой фракции (табл. 3) 65,1% составляли семечки с массой 1000 зёрен 73,6 г и выше, 29,97% с массой 1000 зёрен ниже 73,6 до 56,6 г. Щуплые семена составляли 1,6% и 3,2% обрушенные семена. Во второй фракции крупные семена массой 1000 зёрен 59,2 г составляли 65,6%, более мелкие массой 1000 зёрен 52,1 г, щуплые - 4,5%, обрушенные - 6,2%. Третья фракция состояла из 69,04% семян с массой 1000 шт. 45,8 г и 10,7% массой 1000 зёрен 36,8 г, щуплые - 4,1%, обрушенные 11,02%.

Во втором опыте семена несколько отличались по составу и размерам, кроме того, технологические режимы для проведения этого опыта, как видно по результатам, были более приемлемыми. Все семена были разделены на три фракции следующим образом: I фракция - 74,4%, II фракция - 21,8%, III фракция - 3,8%. Чистота семян этих фракций соответственно составила 99,94%, 99,37% и 96,95%. Масса 1000 зёрен составил соответственно 69,0 г, 57,8 г и 47,8 г.

Во втором опыте семена в каждой фракции были более однородны, чем в первом опыте. Так в I фракции крупные семена массой 1000 семян 70,04 г составили 89,07%, а мелкие семена массой 1000 зёрен 52,6 г всего 8,64%, щуплые семена практически отсутствовали, а дроблённые составили 1,7%. Во II фракции крупные семена массой 1000 зёрен 59,9 г составили 87,6%, мелкие массой 1000 семян 44,3 г – всего: 67%, щуплые семена отсутствовали, а дроблённые составили 4,7%. Третья фракция состояла из 78,8% семян с массой 1000 семян 47,8 г и 7,92% массой 1000 семян 36,2 г, щуплые семена составили 1,03%, а дроблённые 8,5%.

Таблица 2 – Результаты исследований процесса сепарации семян подсолнечника в режиме тонкой очистки

| № опыта | Производительность, кг/час | Влажность, % | № фракции | % фракции | Чистота фракции, % | Масса 1000 семян, г | Параметры колонки | | | |
|---------|----------------------------|--------------|-----------|-----------|--------------------|---------------------|-----------------------------|----------------------|-----------------------|------------------------|
| | | | | | | | Частота вентилятора, об/мин | Ширина I ступени, мм | Ширина II ступени, мм | Ширина III ступени, мм |
| 1 | 2962,5 | 6,35 | I | 86.8 | 99.94 | 67.0 | 1400 | 600 | 1200 | 1800 |
| | | | II | 12.3 | 99.89 | 54.6 | | | | |
| | | | III | 0.9 | 95.56 | 44.0 | | | | |
| 2 | 3010 | 6.65 | I | 74.4 | 99.94 | 69.0 | 1400 | 600 | 900 | 1800 |
| | | | II | 21.8 | 99.37 | 57.8 | | | | |
| | | | III | 3.8 | 96.96 | 47.8 | | | | |

Дробление семянки в исходной массе составили соответственно в первом опыте 3,5 во втором 2,4. Поэтому после сепарации в первом опыте дробление семян составило: в I фракции - 3,2%, во II фракции - 6,2% и в III фракции - 11,02%. Во втором опыте дробление семянки в I фракции составило 1,7%, во II фракции составляло 4,7%, в III фракции - 8,5%. Таким образом повышенное дробление в очищенных семенах

объясняется повышенным дроблением в исходной массе семян. Пневматическая сепарация позволяет снизить процент дробления в основной фракции.

Таблица 3 – Характеристика фракций семян подсолнечника, полученных при исследовании в режиме тонкой очистки

| № опыта | № фракции | % крупной фракции | Масса 1000 семян | % мелкой фракции | Масса 1000 семян | % пултых семян | % без плодовой оболочки | % обрубленных семян | % семян сорных растений | % минеральных примесей | % растительных примесей | Чистота семян, % |
|---------|-----------|-------------------|------------------|------------------|------------------|----------------|-------------------------|---------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|------------------|
| 1 | I | 65,11 | 73,6 | 29,97 | 56,6 | 1,6 | 0,07 | 3,2 | 0,01 | 0,03 | 0,02 | 99,94 |
| | II | 65,6 | 59,2 | 23,09 | 52,1 | 4,6 | 0,5 | 6,2 | - | 0,05 | 0,05 | 99,89 |
| | III | 69,0 | 45,8 | 10,7 | 36,8 | 4,1 | 0,7 | 11,02 | - | - | 4,4 | 95,56 |
| 2 | I | 89,0 | 70,04 | 8,64 | 52,6 | 0,03 | 0,5 | 1,7 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 99,94 |
| | II | 87,6 | 59,9 | 6,67 | 44,3 | - | 0,4 | 4,7 | 0,01 | 0,01 | 0,6 | 99,37 |
| | III | 78,8 | 47,8 | 7,92 | 36,2 | 1,03 | 0,7 | 8,5 | - | - | 3,03 | 96,96 |

Следует отметить, что чистота семян I и II фракциях были хорошими в обоих опытах. В III фракции в первом опыте растительные примеси составили 4,4%, во втором опыте 3,03%. Чистота семян III фракции может быть значительно выше, если разделить сход III фракции и осадительной камеры.

Перед протравливанием и инкрустацией семена в контейнерах поступают на тонкую очистку в трёхступенчатую пневмосепарационную колонку. Основная цель - ликвидация запылённости внутри семенного слоя и очистка поверхности лузги от пыли и отходов жизнедеятельности семян при хранении. Запылённость внутри семенного слоя является источником центров кристаллизации облака плёнообразующего состава в камере инкрустации семян. Наличие пылевой оболочки на плодовой оболочке резко снижает качество покрытия вследствие недостаточной адгезии плохо подготовленной поверхности лузги.

Расчёты показывают, что при скорости воздушного потока на первой ступени 8 м/с, скорость семянки первой фракции относительно воздушного потока достигает 20 – 22 м/с. Благодаря сочетанию выбранных параметров первого сепарационного канала и скоростного воздушного потока, крупные семена находятся в канале первой ступе-

ни 0,5 с, воздушный поток, обдувая их, полностью очищает поверхность семян от пыли.

Очистку запылённой поверхности семян проводят вертикальным воздушным потоком со скоростью не менее 8 – 10 м/с, обрабатываемые семена вбрасывают в воздушный поток со скоростью 1,6 – 2 м/с, под углом 0 – 20° ниже горизонта, при этом время воздействия воздушного потока составляет не менее 0,5 секунд.

Результаты обеспыливания поверхности семян подсолнечника при разных технологических режимах приведены в табл. 4.

Из приведенных примеров технологических режимов видно, что наилучшие результаты получены, когда скорость воздушного потока составляла 9 – 10 м/с, скорость вброса обрабатываемых семян в воздушный поток 1,6 – 2 м/с, под углом 0 – 20° ниже горизонта, а время воздействия воздушного потока не менее 0,5 с. Качество обеспыливания поверхности семян подсолнечника было хорошим, цвет поверхности семян изменялся от серого до черного.

Таблица 4 – Результаты обеспыливания поверхности семян подсолнечника

| Скорость воздушного потока, м/с | Время воздействия воздушного потока, с | Скорость вбрасывания семян, м/с | Угол вбрасывания семян ниже горизонта, град | Качество обеспыливания крупной фракции | Качество покрытия крупной фракции |
|---------------------------------|--|---------------------------------|---|--|-----------------------------------|
| 7 | 0,5 | 1,6 | 12 | плохое | плохое |
| 8 | 0,5 | 1,8 | 12 | удовл. | удовл. |
| 9 | 0,3 | 2,0 | 12 | плохое | плохое |
| 9 | 0,4 | 2,0 | 12 | удовл. | удовл. |
| 9 | 0,5 | 2,0 | 12 | хорошее | хорошее |
| 10 | 0,5 | 2,0 | 12 | отличное | отличное |
| 9 | 0,5 | 1,6 | 12 | хорошее | хорошее |
| 9 | 0,5 | 2,0 | 12 | хорошее | хорошее |
| 9 | 0,5 | 1,6 | 20 | хорошее | хорошее |
| 9 | 0,5 | 2,0 | 20 | хорошее | хорошее |

Протравливание и инкрустация семян производится на специальном комплекте стационарного оборудования КПС-10 производительностью 10 т/ч.

В качестве плёнкообразователей применялись наиболее апробированные полимеры - натриевую соль карбоксиметилцеллюлозы (Na КМЦ) и поливиниловый спирт (ПВС), а также готовые формы плёнкообразующих препаратов - Уныш А, Уныш Т, Уныш ПТ, Орлок, Ка-

раяр, ФЭС 10, Блистер, Кинол. Благодаря хорошей подготовке поверхности семян повышается прочность и надёжность покрытия. Это существенно (до 40%) сокращает потери препарата от осыпания при затаривании, перегрузке, хранении, транспортировке, высеве и от смыывания в почве.

Результаты различных типов хранения семян подсолнечника высших репродукций представлены в табл. 5. Хранение семян гибридов в контейнере обеспечивало лабораторную и полевую всхожесть несколько выше по сравнению с их хранением в мешках и буртах, не снижая полевой урожайности.

Таблица 5 – Посевные качества и урожайность семян гибрида подсолнечника в зависимости от способа хранения

| Способ хранения семян | Годы проведения испытаний | | | | | | | | | В среднем за три года испытаний | | |
|-----------------------|---------------------------|-------------------|------------|--------------------|-------------------|------------|--------------------|-------------------|------------|---------------------------------|-------------------|------------|
| | I год | | | II год | | | III год | | | | | |
| | Лаборат. всхож., % | Полевая всхож., % | Урож. ц/га | Лаборат. всхож., % | Полевая всхож., % | Урож. ц/га | Лаборат. всхож., % | Полевая всхож., % | Урож. ц/га | Лаборат. всхож., % | Полевая всхож., % | Урож. ц/га |
| Мешки (контроль) | 94 | 76 | 22,3 | 96 | 79 | 22,7 | 93 | 77 | 22,9 | 94 | 77 | 22,6 |
| Бурты | 95 | 79 | 22,4 | 98 | 80 | 22,9 | 93 | 79 | 23,1 | 96 | 79 | 22,8 |
| Контейнера | 97 | 80 | 22,8 | 96 | 81 | 22,5 | 94 | 80 | 23,1 | 96 | 80 | 22,8 |

Разработанные технология и комплект оборудования позволили исключить смешивание разных видов, сортов, гибридов и партий семян, обеспечить снижение дробления, повысить качество сушки, послеуборочного дозревания; произвести подготовку поверхности семян к покрытию и произвести качественное покрытие семян биологически обогащённой защитной плёнкой. Использование контейнерной технологии позволяет механизировать одну из самых трудоёмких отраслей семеноводства и по культуре производства приблизить её к условиям промышленности.

Одно из неоспоримых преимуществ применения контейнеров в семеноводческих хозяйствах, особенно производящих семена высоких репродукций и занимающихся первичным семеноводством, – возможность размещения семян различных культур, сортов и репродукций в одном складе. Сам контейнер служит микроскладом. Каждая контейнерная сушилка снабжена 10 ячейками, что позволяет проводить одновременную сушку семян нескольких культур, сортов и репродукций

без их смешивания. Установка и подключения каждого контейнера на эстакаду сушилки полуавтоматизированы. К тому же, металлические контейнера используются значительно дольше, а при условии их установления в четыре яруса освобождается площадь складских помещений. Металлические контейнеры просты в эксплуатации, не требуют очистки и ремонта, долговечны, дешевы. Диапазон применения их в семеноводстве весьма широк

Выводы. Анализ проведенной работы позволяет сделать следующие выводы.

1. Разработанные технология и комплект оборудования позволили исключить смешивание разных видов, сортов, гибридов и партий семян, обеспечить снижение дробления, повысить качество сушки, послеуборочного дозревания; произвести подготовку поверхности семян к покрытию обеспыливанием и произвести качественное покрытие семян биологически обогащённой защитной плёнкой.

Использование контейнерной технологии позволяет механизировать одну из самых трудоёмких отраслей семеноводства и по культуре производства приблизить её к условиям промышленности.

2. Наилучшие результаты обеспыливания поверхности семян подсолнечника получены при скорости воздушного потока 9 – 10 м/с, скорость вброса обрабатываемых семян в воздушный поток 1,6 – 2 м/с, под углом 0 – 20° ниже горизонта, а время воздействия воздушного потока не менее 0,5 с. Благодаря хорошей подготовке поверхности семян повышается прочность и надёжность покрытия. Это до 40% сокращает потери препарата от осыпания при затаривании, перегрузке, хранении, транспортировке, высева и от смывания в почве.

3. Сушка семян подсолнечника родительских форм гибридов в толстом неподвижном слое контейнерной сушилки с установленными параметрами обеспечивает энергию прорастания до 92 – 98%, лабораторную всхожесть до 90 – 98 %. Применение контейнерной сушилки позволяет повысить урожайность родительских форм и гибридов первого поколения семян подсолнечника на 8 – 10 %.

4. Хранение семян гибридов в контейнере обеспечивало лабораторную и полевую всхожесть несколько выше по сравнению с их хранением в мешках и буртах, не снижая полевой урожайности.

Литература

1. Дидур В.А. Контейнерная технология послеуборочной обработки семян подсолнечника высших репродукций /В.А. Дидур, А.В. Ткаченко //Східноєвропейський журнал передових технологій. Математика і кібернетика – фундаментальні і прикладні аспекти. – 2007. – №3/6 – С.62 – 72.

2. *Ткаченко О.В.* Дослідження процесу сушіння в контейнерній сушарці /*О.В. Ткаченко* //Праці ТДАТА. – Вип.. 15. Мелітополь: ТДАТА, 2003. – С. 66 – 75

3. *Дидур В.А.* Исследования математической модели сушки семян подсолнечника высших репродукций /*В.А. Дидур, А.В. Ткаченко* //Праці ТДАТУ – Мелітополь, 2010. – Випуск 10, том 4. – С. 3 – 17.

4. Государственный стандарт Украины СТУ 2240-93. Семена сельскохозяйственных культур: сортовые и посевные качества. Технические условия.

5. *Захарченко И.В.* Контейнерная система хранения, перевозки и сушки семян /*И.В.Захарченко* // Семеноводство зерновых культур: агроэкология, организация, технология. – М.: ВО «АГРОПРОМИЗДАТ», 1988. – с.152 – 161.

6. Патент на винахід №77294 Україна UA С2 МПК F26В 9/00, F26В 25/00, F25/06. Пристрій для контейнерного сушіння сипких матеріалів./ *Ю.О. Дурін, О.В. Ткаченко, Д.І. Нікітчин, А.В. Чехов.* Зареєстровано 15 листопада 2006 р.

ПІСЛЯЗБИРАЛЬНА Й ПЕРЕДПОСІВНА ОБРОБКА НАСІННЯ СОНЯШНИКА ВИЩИХ РЕПРОДУКЦІЙ

О.В. Ткаченко

Анотація

Робота присвячена експериментальному відпрацюванню технологічних процесів тонкому очищенню, пневмосепарації й обеспилуванню поверхні насіння соняшника перед протравлянням і інкрустацією насіння. Дано результати сушіння насіння соняшника вищих репродукцій у контейнерній сушарці й переваги контейнерної технології.

AFTER-HARVESTING TIME AND PRESEEDING PROCESSING SEEDS OF SUNFLOWER OF THE HIGHER REPRODUCTIONS

A. Tkachenko

Summary

The work is devoted experimental working off of technological processes to thin clearing, pneumoseparation and dust removal to a surface of seeds of sunflower before proetched and incrustation of seeds. Results of drying of seeds of sunflower of the higher reproductions in a container dryer and advantages of container technology are yielded.

УДК 620.179.15: 535.23 + 539.319

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ВЛАГОСОДЕРЖАЩИХ ОБРАЗЦОВ ПРИ ОТРИЦАТЕЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Кесарийский А.Г., к.т.н.

ООО «Лаборатория комплексных технологий», г. Павлоград

Постол Ю.А., к.т.н.

Таврический государственный агротехнологический университет

Тел/факс (06192) 42-25-85

Аннотации - приведены результаты исследования ползучести влагосодержащих образцов при отрицательной температуре. Показано, что при близких прочностных характеристиках материала и идентичных условиях испытания, характер формирования поля деформации может иметь существенные отличия, которые влияют на работоспособность конструкции.

Ключевые слова - ползучесть, отрицательная температура, голографическая интерферометрия, конструирование.

Постановка проблемы. При анализе работоспособности конструкций двигателестроения часто предполагается, что напряженное и деформированное состояние деталей остается неизменным во времени, при неизменности внешних воздействий. В действительности же, деформация деталей при действии внешних сил, формируется в течение определенного промежутка времени. По мере роста рабочих температур эти процессы активизируются. По этой причине накопление деформаций ползучести чаще всего учитывают при воздействии на детали высоких температур, например, в лопатках и дисках турбин, поскольку это может привести к изменению зазора между концами лопаток и корпусом, а, следовательно, к заклиниванию и поломке лопаток.

В силу того, что ползучесть в металлах обнаруживается в основном лишь при высоких температурах, эти процессы практически не учитываются в условиях обычных и низких температур. Предполагается, что низкотемпературная ползучесть более характерна для строительных материалов - грунтов и бетонов.

Формирование целей статьи. Экспериментальные исследования процессов ползучести в строительных материалах позволяют предпо-

ложить, что обнаруженные особенности их деформирования могут быть важными при разработке двигателей, где все чаще используются пластмассы и другие синтетические материалы.

Основная часть. Традиционные методы изучения реологических характеристик материалов основаны на использовании устройств, обеспечивающих стабильную нагрузку при постоянной температуре, например, шариковый пресс, в котором оценивается прочность материала по погружению шарика с течением времени. Такая методика достаточно проста, но позволяет получить только обобщенную характеристику реологического процесса.

Для выяснения особенностей пластической деформации было предложено провести исследование изменения деформации образцов с регистрацией поля перемещений. В наибольшей степени задачам такого исследования соответствовали возможности методов голографической интерферометрии, хорошо зарекомендовавшие себя при изучении деформационных характеристик деталей и узлов ДВС [1].

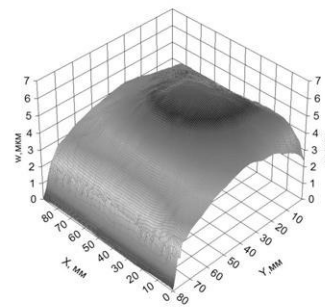
В силу того, что голографическая установка имеет значительные габариты и вес, размещение ее в термостатированном помещении весьма проблематично. Для реализации процесса измерений была разработана и изготовлена специальная камера с объемом около 1 м³. Внутри камеры размещен гидравлический пресс и устройство для крепления голографических пластин. Система термостабилизации обеспечивала стабильность температуры в диапазоне от -12 до +15 °С с точностью ± 0.1 °С. Для ввода в камеру когерентного оптического излучения использовался оптический шлюз с плоскими стеклянными окнами, установленными по отношению к световому потоку под углом Брюстера.

В процессе первого эксперимента в испытательной камере размещался образец из увлажненного песка с размерами 90x90x90 мм и относительной влажностью 19%. Температура в камере составляла - 2 °С, нагрузка на образец обеспечивала создание напряжений 0,4МПа. На рис.1 представлена интерферограмма и 3-D график поля перемещений, отображающие поле перемещений, полученное в процессе ползучести замороженного образца за интервал времени 90 с.

Анализ интерферограммы позволяет установить, что характер деформирования образца близок к характеру деформирования изотропного тела. Локальные аномалии поля деформирования практически не проявляются, а на общее формоизменение поверхности образца существенно влияет силы трения, реализуемые в зонах контакта с нагружающими плитами.



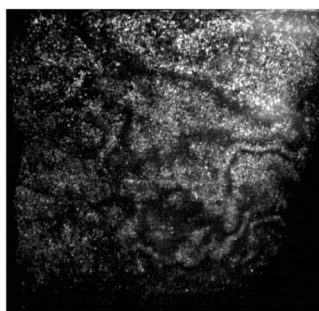
а)



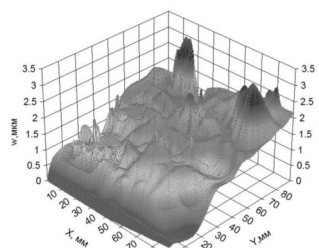
б)

Рис. 1. Интерферограмма деформирования образца из песка (а) и 3-D график поля перемещений.

Во втором эксперименте исследовался образец из монтмориллонитовой глины с теми же геометрическими размерами, но относительной влажностью 119%. Температура и нагрузка были аналогичны применявшимся в предыдущем эксперименте. На рис.2. результаты эксперимента за интервал времени 100с.



а)



б)

Рис. 2. Интерферограмма деформирования образца из монтмориллонита (а) и 3-D график поля перемещений.

Сравнение полученных данных с результатами предыдущего эксперимента позволяет установить, что при идентичных условиях

испытания, характер деформирования поверхности второго образца существенно отличается. Вместо равномерного поля деформирования наблюдаются локальные очаги деформации, при этом осевые деформации в обоих случаях практически одинаковы.

Выводы. Для обеспечения высокого уровня работоспособности конструкций содержащих пластики и синтетические материалы, способные адсорбировать влагу, необходимо учитывать не только общие прочностные характеристики материалов, но и характер их деформирования.

Литература

1. Кесарійський А.Г. Исследование деформирования резьбового соединения головки и блока цилиндров поршневого двигателя./ А.Г. Кесарійський, Ю.А. Постол, В.В. Сатокин // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. Харьков: НТУ «ХПИ» - 2010. - №1. - С.51 - 53.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕФОРМУВАННЯ ЗРАЗКІВ, ЩО УТРИМУЮТЬ ВОЛОГУ, ПРИ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

О.Г. Кесарійський, Ю.О.Постол

Анотація - наведено результати дослідження повзучості зразків, що утримують вологу, при дії низьких температур. Показано, що близьких рівнях міцності матеріалів та ідентичних умовах випробування, характер реалізації поля деформування може мати істотні відмінності, що впливають на працездатність конструкції.

STUDY OF DEFORMATION OF THE MOISTURE-STUFF AT NEGATIVE TEMPERATURES

A. Kesariiskiy, Yu. Postol

Summary

The results of investigation of creep water-containing samples at subzero temperatures. It is shown that at similar strength characteristics of the material and identical test conditions, the nature of the formation of the deformation field can have significant differences that may affect the efficiency of design.

УДК 629.3.014.2.001.5

МЕТОДИКА ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ КОЛІСНОЇ МАШИНИ

Дідур В.А., д.т.н.,

Бондар А.М., асп.*

*Таврійський державний агротехнологічний університет**Тел. (06192)-54017,093-6907775.*

Анотація – в статті розглянуто питання моделювання «людино-машинної» системи, наведені моделі рульових керувань, запропонована методика проведення імітаційного експерименту та визначені оціночні критерії керованості моделі з різними типами і конструкціями рульових керувань. Наведені попередні результати дослідження керованості моделі мобільних машин в режимі прямолінійного руху.

Ключові слова: керованість, «людино-машинна» система, математична модель, інтерактивний режим, МТА, рульовий механізм, оператор, параметри руху, аналогово-цифровий перетворювач.

Постановка проблеми. Відомо, що натурні дослідження керованості мобільних машин є дуже дорогими та тривалими. В останній час розробка складних систем, в склад яких входить людина оператор, не може бути виконана без застосування моделювання процесів в інтерактивному режимі. Метою моделювання є дослідження взаємозв'язку між керованістю мобільної машини з одного боку, умовами його руху, конструкцією і параметрами його рульового управління – з іншого.

Аналіз останніх досліджень. Відомі намагання математичного [4] описання поведінки людини, однак це пов'язано з невиправданими спрощеннями можливостей людини. Відомо, що в сучасній, складній техніці використовуються комп'ютерні моделюючі комплекси та симулятори.

З одного боку вони використовуються для тренування моторних навичок оператора, з іншого боку – широко використовуються для отримання оптимальних експлуатаційних показників систем керу-

Наук. керівник – д.т.н., проф. Дідур В.А.

© д.т.н., проф. Дідур В.А., асп. Бондар А.М.

вання та загальною оцінкою можливостей нових типів систем керування [1].

Такий підхід дозволяє отримати достовірні оцінки керованості складних систем управління, синтезувати таку систему керування, яка відповідає можливостям людини оператора та забезпечує високі показники керованості. І також можливо дослідити нетрадиційні рульові керування без виготовлення їх складних конструктивних моделей.

Формулювання цілей статті (постановка завдання).

1. Розробка математичної моделі процесу керування транспортного засобу на підвищених швидкісних режимах;

2. Розробка програмного забезпечення для імітаційного моделювання процесу керування ДТЗ.

Основна частина. Для побудови математичної моделі процесу керування МТА необхідно розглянути схему перетворювання координат для розрахунку параметрів дискретних моделей.

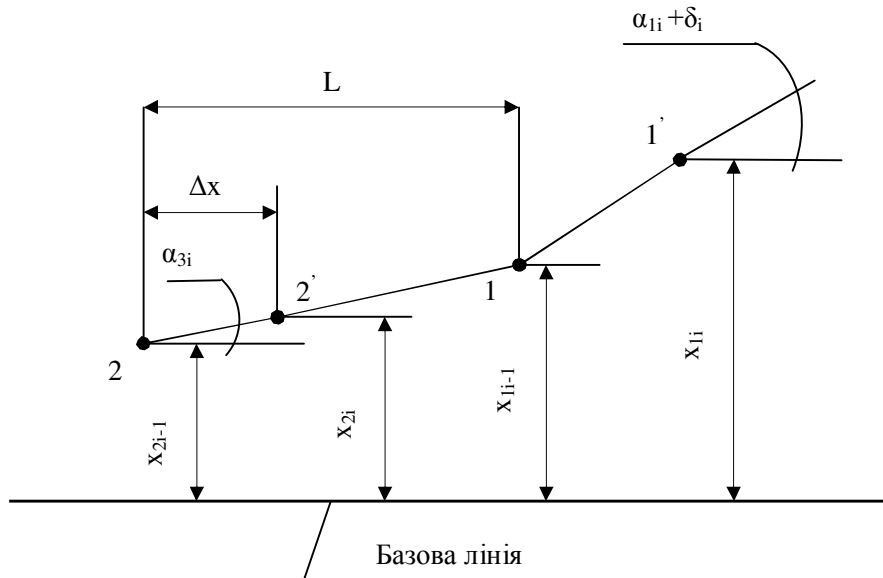


Рис. 1. Схема перетворювання координат для розрахунку параметрів дискретних моделей.

V – швидкість руху МТА; L – довжина колісної бази трактора; W – передатне відношення рульового механізму; α – кут повороту рульового колеса; α_1 – кут повороту передніх керуючих коліс; α_3 – поточне значення курсового кута; Δt – шаг квантування по часу (0.05 с); x_1 , x_2 – поточне значення відхилень від базової лінії переднього та заднього коліс трактора відповідно; Δx – шаг квантування моделі по переміщенню; δ – значення збурюючого кута уводу еластичних шин.

Невелике значення кутів α_1 , α_3 і δ дозволило уникнути застосування тригонометричних формул та визначило простоту математичних моделей, конкретний вид яких залежить від принципу дії особливостей рульових керувань моделюємих МТА.

Розглянемо деякі рульові керування:

1. Традиційне рульове керування.

Базовий варіант – рульове керування трактора з передніми управляючими колесами і з постійним передаточним відношенням рульового приводу.

Дискретна математична модель в даному випадку має вигляд:

$$\begin{cases} \alpha 1_i = \frac{\alpha_i}{W}; \Delta x = V_i \cdot \Delta t; \\ \alpha 3_i = \frac{(x 1_{i-1} - x 2)}{L}; \\ x 1_i = x 1_{i-1} + (\alpha 3_i + \alpha 1_i + \delta_i) \cdot \Delta x; \\ x 2 = x 2 + \alpha 3_i \cdot \Delta x \end{cases} \quad (1)$$

2. Рульове керування постійної чутливості:

Конструкція такого рульового керування відображена у роботах [1], [2] і забезпечує сумісність високої маневреності і стабільності руху МТА на підвищених швидкостях.

$$\begin{cases} \Delta x = V_i \cdot \Delta t; W_i = W \left(1 + \frac{V_i}{V_0} \right) \\ \alpha 1_i = \frac{\alpha_i}{W_i}; \\ \alpha 3_i = \frac{(x 1_{i-1} - x)}{L}; \\ x 1_i = x 1_{i-1} + (\alpha 3_i + \alpha 1_i + \delta_i) \cdot \Delta x; \\ x 2 = x 2 + \alpha 3_i \cdot \Delta x \end{cases} \quad (2)$$

Розроблене програмне забезпечення дає можливість безперервно проводити всі три етапи дослідження: введення вихідних даних, проведення моделювання та обробка результатів. Цикл дослідження займає не більш 10 хвилин.

Робота програми починається з налаштування симулятора:

- визначається тип моделі рульового керування;

- параметри машини та режими руху;
- встановлюється співвідношення між реальним та віртуальним рульом, шляхом визначення чутливості миші;
- встановлюється наявність збурюючих впливів;
- формування та фіксація файлів експериментальних даних.

Під час виконання пробного віртуального заїзду при натисканні на кнопку F1 починається рух віртуальної моделі, плавний розгін машини до заданої швидкості, двухсекундна пауза для стабілізації керування 30-ти секундна фаза фіксації визначаючих параметрів.

В процесі керування оператор намагається утримати модель машини вздовж базової лінії. Таким чином, аналізуючи динаміку процесу керування та його точність, є можливість отримати достовірні оцінки керованості даної моделі. Для цього використовуються стандартні математичні пакети дисперсійного і спектрального аналізу.

На рис. 2 відображена візуальна інформація про положення машини на дорозі в перспективі.

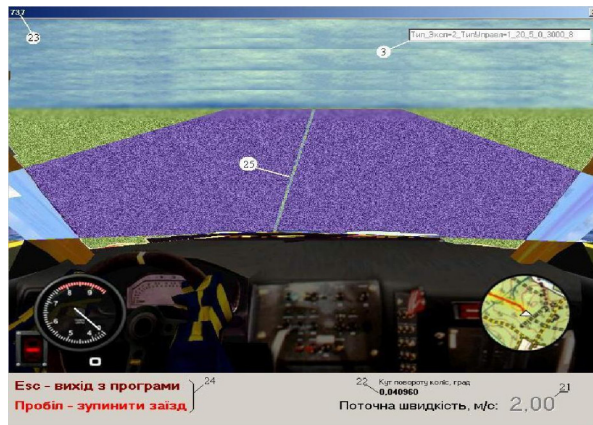


Рис. 2. Візуальне відображення дороги в перспективі на моніторі під час активної фази моделювання.

Обробка отриманої інформації, яка проводиться безпосередньо по закінченню експеримента на комп'ютері, дозволяє оперативно оцінювати керованість тієї чи іншої моделі МТА. Правомірність такого підходу полягає в наступному:

- крізь зоровий канал оператор отримує біля 90% інформації відносно зовнішньої обстановки;
- час реакції тракториста на відхилення контролюємого процесу складає мінімум 0.5 секунди, що більш ніж у два рази перевищує шаг квантування по часу при моделюванні.

У процесі інтерактивного моделювання керованого руху МТА особливе місце займає моделювання випадкових впливів сторонніх

сил, які, за визначенням, мають природне походження [3]. Працюючий МТА знаходиться під дією факторів, які впливають на нього та відхиляють від заданого руху, що викликає необхідність постійного корегування його руху і знижує стійкість спрямованого руху. До факторів що збурюють можна віднести:

- коливання величини і напрямку гакового зусилля;
- невідповідність подовжних тягових сил на правих і лівих колесах;
- сили інерції остову трактора, викликані не рівною опорною поверхнею.

Дія цих факторів полягає в непередбачуваних коливаннях бічних сил на осях МТА. Це в свою чергу викликає пропорційний увод еластичних шин машини.

Оцінки збурюючих впливів проведені під час польових іспитів технологічних МТА показали наступне:

- випадкові коливання величини кутів уводу коліс розподілені за нормальним законом;
- амплітуда цих коливань досягає $1-2^\circ$
- спектральна характеристика носить рівномірний характер до частот 50 Гц;

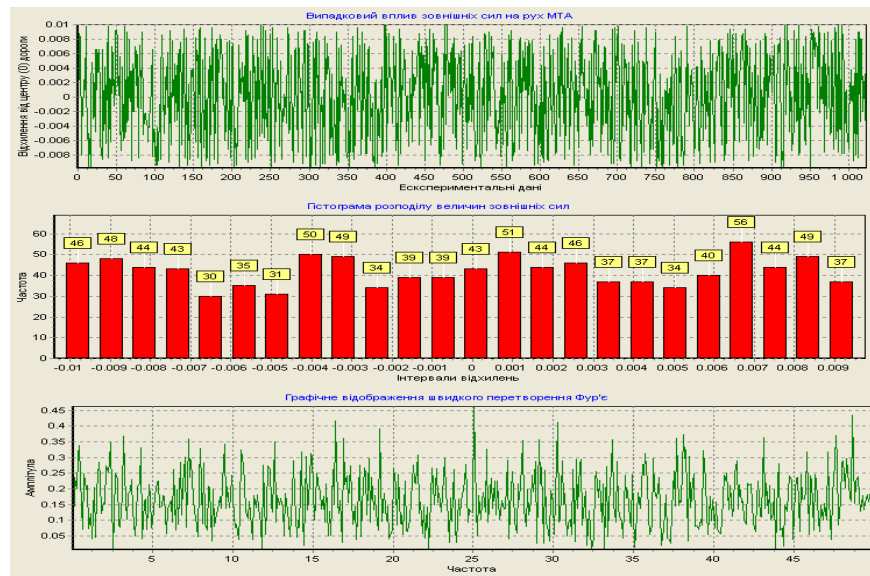


Рис. 3. Гістограма розподілу 1024 випадкових величин, отриманих програмним методом.

Для здійснення інтерактивного моделювання процесу керованого руху потрібно генерувати послідовність випадкової величини, яка

розподілена по нормальному закону, масштабована по амплітуді, має рівномірний спектр.

Моделювання випадкових величин із заданими законами розподілу досить складна задача. У даному контексті особливе значення відіграють випадкові числа, рівномірно розподілені в інтервалі (0, 1). Найважливіша їх властивість полягає в тому, що за їх допомогою можна отримати вибірккові значення, які мають будь-який інший розподіл, або промоделювати випадковий процес з різними статистичними властивостями.

Алгоритм способу такий [3]:

1. формування масиву r незалежних, рівномірно розподілених величин;
2. обчислення суми Z :

$$Z = \sum_{i=1}^{12} r_i - 6, \quad (3)$$

де: r_i – відповідні елементи масиву даних, які рівномірно розподілені;

3. перехід від випадкової величини з нульовим математичним сподіванням і одиничним середньоквадратичним відхиленням до випадкової величини X , яка дає змогу виконати лінійне перетворення:

$$X = \sigma_x \cdot Z + m_x, \quad (4)$$

де σ_x – середньоквадратичне відхилення;

m_x – математичне сподівання.

На даному етапі роботи ми можемо зробити припущення про можливість знехтувати фіксованою величиною математичного сподівання та середньоквадратичного відхилення. Дане припущення дозволить суттєво спростити код програми та збільшити швидкість обробки даних.

При одержанні експериментальних даних по даній функції ми одержуємо нормальний розподіл випадкової величини (рис.4), що доцільно використовувати при моделюванні дії зовнішніх сил на рух МТА.

Після закінчення обробки результатів моделювання необхідно їх зберегти, а потім можливо провести наступний віртуальний заїзд з іншими вихідними параметрами. Після цього формується база даних і за допомогою статистичних програм відбувається обробка отриманих результатів.

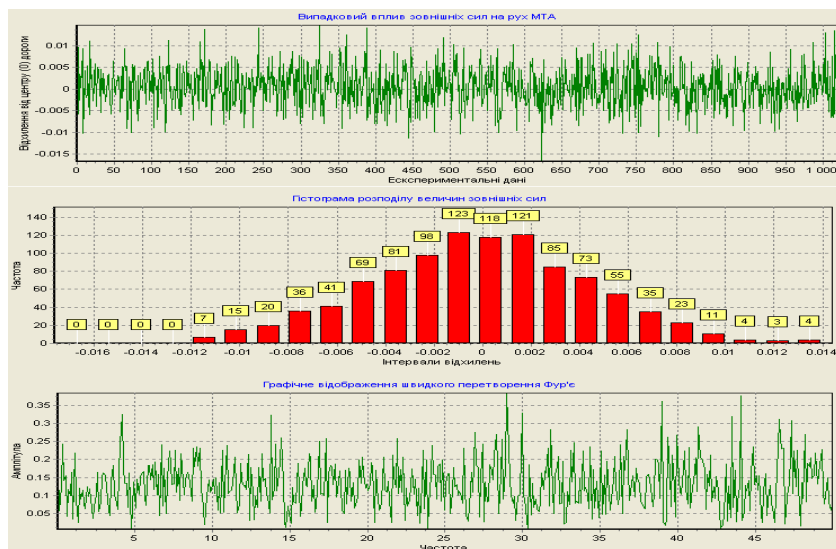


Рис. 4. Гістограма нормального розподілу 1024 випадкових величин, отриманих програмним методом.

Висновки:

1. Запропонована методика дає можливість досліджувати вплив збуджуючих факторів на стійкість руху та керованість МТА. Запропонований алгоритм генерації збуджуючих впливів дає змогу проводити імітаційне моделювання процесу керування МТА на комп'ютерному симуляторі з урахуванням швидкості руху МТА, кута повороту рульового колеса та типу рульового механізму.

2. Для реєстрації процесів на вході та виході для колісного трактора МТЗ-120, який працює в агрегаті з культиватором КРН-5,6 було розроблене програмне забезпечення, яке дозволяє зробити реєстрацію кута повороту рульового колеса, швидкості руху трактора та положення його рами відносно базової лінії.

3. Внаслідок проведення імітаційного моделювання з використанням розробленої апаратури отримані значення такого параметру, як приведена добротність, на різних швидкісних режимах. Ці значення складають від 87 с^{-1} до 154 с^{-1} для трактора МТЗ - 120 в агрегаті з культиватором КРН - 5,6 при міжрядному обробітку ґрунту.

Література

1. *Петров.В.О.* Постійна чутливість рульового керування мобільних машин у транспортному режимі. / *В.О. Петров., А.М. Бондар* // Праці Таврійської державної агротехнічної академії, Вип. 43. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – с.98.

2. Патент на корисну модель № 24161, В62D 1/18, від 25.06.2007 Рульова колонка транспортного засобу.

3. *Петров В.О.* Синтез ергономічних рульових управлінь для мобільних машин. / *В.О. Петров* // Праці таврійської державної агротехнічної академії, Вип. 1.- т. 17- Мелітополь: ТДАТА, 2000.- с. 60-64

4. *Бондар А.М.* До питання дослідження рульових керувань із перемінним передаточним числом/ *А.М. Бондар, М.С. Бондар, М.М. Луб'яний*// Праці Таврійської державної агротехнічної академії/ відп. за вип. В.Т. Надикто. – Мелітополь, 2005. - Вип. 26. - с.81-87

МЕТОДИКА ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

В.А. Дидур, А.Н. Бондарь

Аннотация – в статье рассмотрен вопрос моделирования «человеко-машинной» системы, приведены модели рулевых управлений, предложена методика проведения имитационного эксперимента и определены оценочные критерии управляемости модели с разными типами и конструкциями рулевых управлений. Приведены предварительные результаты исследования управляемости модели мобильных машин в режиме прямолинейного движения.

TECHNIQUE OF IMITATING MODELLING OF MANAGERIAL PROCESS OF THE WHEEL MACHINE

V. Didur, A. Bondar.

Summary

Issue of “combined human and machine” system modeling was considered, steering models were given, technique of imitating experiment conducting was proposed and evaluation criteria of model control with different types and constants of steering were defined in article. Previous results of studying of mobile machines controllability in straight-line motion regime were given.

УДК 621.928:633.8

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СПОСОБІВ ТА ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ ДЛЯ ПОПЕРЕДНЬОЇ СЕПАРАЦІЇ ОЧОСАНОВОГО ВОРОХУ РИЦИНИ

Герей Е.Е. асп.*

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 44-02-74

Анотація - робота присвячена визначенню раціонального способу сепарації обчесаного вороху рицини, шляхом аналізу існуючих способів очистки насіннєвого матеріалу.

Ключові слова - рицина, обчесаний ворох, коробочка, попередня сепарація, конвеєрне решето.

Постановка проблеми. Існуючі технології збирання насіння рицини мають ряд недоліків серед яких великі втрати врожаю, підвищений рівень енергетичних затрат при обмолоті, невелику продуктивність та значну кількість травмованого зерна. Підвищити ефективність збирання насіння рицини можна за рахунок використання методу зчісування рослин на корені та доробку вороху в стаціонарних умовах.

Післязбиральна обробка зерна є однією з самих трудомістких і енергоємних операцій при обробці зернових та олійних культур. Підвищення вимог до якості посівного і продовольчого зерна, зниження витрат на одиницю продукції нерозривно пов'язані з розробкою нових технологій і технічних засобів післяжнивної обробки зерна, з модернізацією існуючих потокових ліній і машин попереднього очищення зерна. При післязбиральній обробці зерна в цілях запобігання збільшення вологості зерна і його температури, зменшення мікробіологічного зараження потрібне його попереднє очищення. Без попереднього очищення важко отримати кондиційне насіння.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз існуючих технологій і машин показує, що багато уваги приділяється дослідженням, та розробці машин для попередньої сепарації вороху, отриманого методом очосу, в основному для насіння зернових культур та плодів ягід, а от дослідженням та розробкою машин попередньої сепарації зчесаного вороху рицини практично ніхто не займався. [1,2].

Формулювання мети. Визначити раціональний спосіб попередньої сепарації обчесаного вороху рицини, шляхом аналізу існуючих

* Науковий керівник д.т.н. проф. Дідур В.А.

© асп. Герей Е.Е.

машин та технологій, та на його основі побудувати технологічну схему роботи машини для попередньої сепарації очосаного вороху рицини.

Основна частина. Відомо досить багато різних сепаруючих пристроїв, що відрізняються принципом дії, технологічними схемами, конструктивними і функціональними особливостями. На практиці, на підприємствах післязбиральної обробки зерна, для його очищення використовують машини, що складаються або тільки з пневмосепаруючих, або тільки з решітних сепаруючих робочих органів, а також що мають конструкцію обох видів цих робочих органів.

Широкого застосування набули прості машини попередньої сепарації, оснащені робочими органами для виділення із зернового матеріалу грубих і легких домішок, що отримали назву скальператори. Основними робочими органами їх є пруткові, або з пробитими отворами, циліндри з горизонтальною віссю обертання, та сітчасті транспортери-сепаратори.

Розділення зерносоломистого вороху по розмірам компонентів забезпечується решітним сепаратором по а.с. СРСР № 212656 [3].

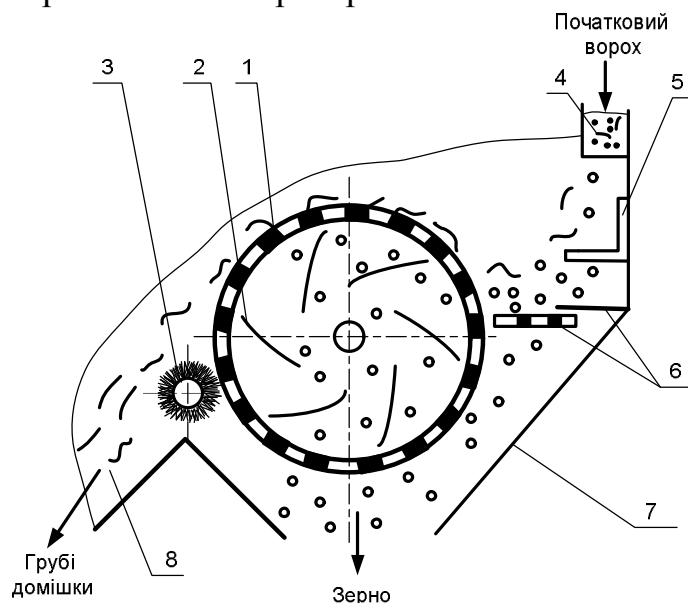


Рис.1. Технологічна схема скальператора (а.с. СРСР № 212656):
1 - циліндрове решето; 2 - лопаті; 3 - щітка; 4 - подаючий патрубок; 5 пальцева решітка; 6 - живлячий лоток; 7 - збірник прохідної фракції;
8 - збірник сходової фракції.

Сепаратор складається (рис. 1) з циліндричного горизонтального решета 1 зі встановленими усередині нього лопатями 2, щітки, що обертається, 3, завантажувального пристрою, який містить подаючий патрубок .4, що живить лоток 6, встановлені над ним пальцеві грати 5, Машина містить також збірники 7 і 8 виділених фракцій.

З живлячого лотка матеріал подається до зовнішньої поверхні циліндрового решета, що обертається. Частинки основного матеріалу,

двічі просіваючись крізь решітну поверхню, потрапляють у збірник 7. Лопасті 2, що обертаються разом з решетом, запобігають його забивання. Грубі домішки захоплюються поверхнею решета, рухаються разом з ним і скидаються в збірник 8. Для надійного їх видалення застосовується щітка 3.

Аналогічна машина для попереднього очищення зернових сумішей описана в а. с. СРСР № 327949 [4]. , але в ній вже застосовано аспіраційне очищення відсепарованого зерна. Машина складається (рис 2) з обертаючогося сітчастого барабана 1 з обмежувальним фартухом 2, двох аспіраційних каналів 3, живильного 4 і вивідного 5 пристроїв, а також розподільної заслінки 6.

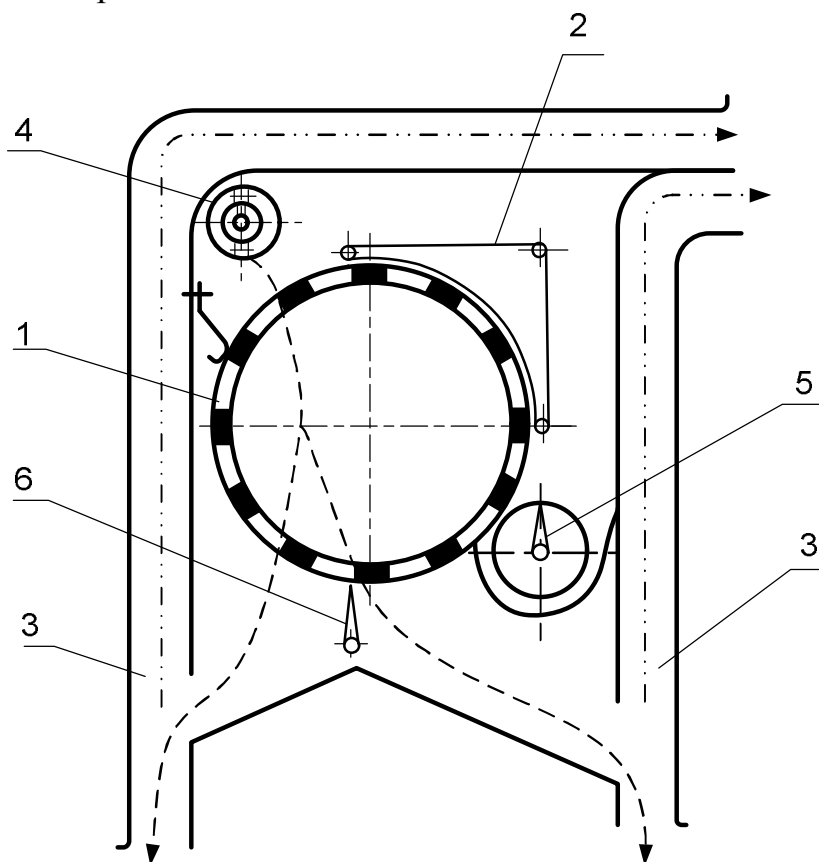


Рис. 2. Машина для попереднього очищення зернових сумішей (а.с. № 327949):

1 - сітчастий барабан; 2 - обмежувальний фартух; 3 - аспіраційний канал; 4 - живлячий пристрій; 5 - вивідний пристрій; 6- розподільна заслонка.

Початковий матеріал поступає в живлячий пристрій 4 і подається на зовнішню поверхню сітчастого барабана. Грубі і соломисті домішки, що виділяються сітчастим барабаном, утримуються обмежувальним фартухом і потрапляють у вивідний пристрій 5. Очищений матеріал ділиться розподільною заслінкою 6 на два потоки і направля-

ється в аспіраційні канали 3, звідки легкі домішки виносяться в осадковий пристрій.

У машинах для попереднього очищення зернового вороху застосовується розділювальна поверхня, виконана не тільки у вигляді циліндра, але і у вигляді нескінченного сітчастого полотна (рис. 3), як, наприклад, в а. с. СРСР № 504570 або № 865422 [5]. . Принцип роботи цих пристроїв не відрізняється від описаних раніше.

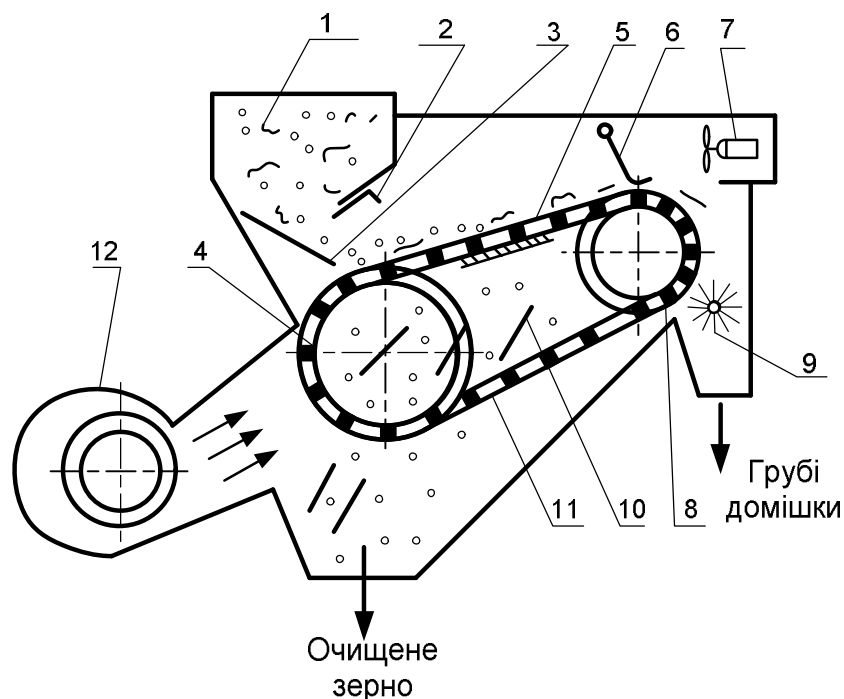


Рис. 3. Схема очищувача вороху з конвеєрно-роторним решето: 1 - бункер-живильник; 2 - регульована заслінка; 3 - лоток-живильник; 4 - барабан решета; 5 - підтрушувач решета; 6 - втратонизуючий пристрій; 7 - вентилятор; 8 - барабан решета; 9 - щітка очисна; 10 - направляючі; 11 - конвеєрно-роторне решето; 12 – вентилятор.

Застосування нескінченного сітчастого полотна дозволяє збільшити площу сепаруючої поверхні, не збільшуючи при цьому габаритних розмірів машини.

По своїм фізико-механічним властивостям обчесаний ворох ріцини має високу щільність та погану сипучість, через вміст домішок та біологічну особливість коробочок ріцини. В зв'язку з цим вище розглянуті основні схеми машин, для попередньої сепарації зернового вороху, не зовсім підходять для очистки очесаного вороху ріцини, а тому потребують часткової модернізації.

Висновок. Викладений вище аналіз основних схем машин, для попередньої сепарації зернового вороху, вказує на необхідність ство-

рення машини для попередньої сепарації вороху рицини, що врахуватиме його фізико-механічні та біологічні особливості.

Література

1. *Воронов И.Г.* и др. Очистка и сортирование семян. / *И.Г. Воронов* – М.: Сельхозгиз, 1959.
2. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / *Под ред. Е.С. Босого* – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1978 – 568с.
3. А.с. 212656 СССР, класс 4507/44, МПК. Скальператор /*Л.М.Суконкин*. №1119589/30-15; Заявл. 17.12.66; Опубл.29.02.68; Бюл.№9.
4. А.с 865422 СССР, МКИ 3 В 07 В 1/10. Решетный сепаратор /*М.В. Киреев, Л. И. Ерошенко* (СССР). Заявлено 20.11.78. Опубл. Открытия. Изобретения. 1981. - №35
5. А.с. 504570 СССР М.Кл2. В 07 В 1/10. Решетный сепаратор / *М.В. Киреев, Л.И. Ерошенко, Г.Е. Травина*.- №1875124/28-13; заявл. 26.01.73; опубл. 28.02.76, Бюл.№8.

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ СПОСОБОВ И СРЕДСТВ МЕХАНИЗАЦИИ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ СЕПАРАЦИИ ОЧЕСАНОГО ВОРОХА КЛЕЩЕВИНЫ

Э.Э. Герей

Аннотация - работа посвящена определению рационального способа сепарации обчесаного вороха клещевины, путем анализа существующих способов очистки семенного материала.

ANALYSIS OF EXISTENT METHODS AND MEAN OF MECHANIZATION FOR PRE-CLEANING OF GRAIN OF PALMCRIST

E. Gerey

Summary

Work is devoted determination of rational method of cleaning of the collected grain of palmcrist, by the analysis of existent methods of cleaning of seminal material.

ЗМІСТ

| | |
|---|-----|
| <i>Булгаков В.М., Головач І.В., Калетнік Г.М., Кравченко І.Є.</i> Основні принципи теорії ударної взаємодії при вібраційному викопуванні цукрових буряків | 3 |
| <i>Ткаченко А.В., Дидур В.В., Дидур В.А., Ткаченко В.А.</i> Математическая модель влаготепловой обработки мятки семян масличных культур в многочанной паровой жаровне | 23 |
| <i>Назаренко І.П.</i> Теоретичні дослідження взаємодії електричного поля з діелектричними суспензіями в багатоелектродних системах | 35 |
| <i>Ломейко О.П., Кулінченко В.Р.</i> Оцінка ефективності роботи теплових машин шляхом аналізу термодинамічних зразків | 46 |
| <i>Журавель Д.П., Юдовинский В.Б., Коломоец В.А.</i> Исследования видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде биоуглеводородных жидкостей | 62 |
| <i>Кушлик Р.В., Кушлик Р.Р.</i> Обґрунтування імпульсного методу контролю якісних показників моторного масла | 68 |
| <i>Морозов М. В., Мовчан С. І.</i> Методи лазерної доплерівської інтерферометрії вимірювання швидкості та діаметру частинок домішок стічних вод промислових підприємств | 75 |
| <i>Безменникова Л.Н., Квитка С.А.</i> Способы уменьшения образования накипи | 80 |
| <i>Попова І.О., Нестерчук Д.М.</i> Універсальне реле контролю трифазної напруги мережі живлення | 85 |
| <i>Шабанов Н. П., Овчаренко Ф.А.</i> Экспериментальное обоснование параметров устройства для уборки зернового сорго очесом на корню | 90 |
| <i>Орел О.М., Вороновський І.Б., Орел І.О.</i> Удосконалення конструктивних параметрів керованих по частоті кварцових генераторів | 96 |
| <i>Просвірнін В.І., Гулевський В.Б.</i> Визначення ефективної робочої зони магнітного відстійника для очищення мастильно- охолоджувальних рідин | 101 |
| <i>Луц П.М., Троїцька О.О.</i> Технологічні вимоги до процесу виробництва консервованого корму з пивної дробини (продовженого терміну зберігання) | 105 |
| <i>Головач І.В., Березовий М.Г., Пришляк В.М., Солтисюк В.І., Андрєєв Ю.М.</i> Математична модель агрегування причіпних бурякозбиральних машин | 109 |
| <i>Березовий М.Г., Литвинов О.І., Пришляк В.М., Андрєєв Ю.М.,</i> Моделювання руху гичко збиральної машини по нерівностях поверхні ґрунту | 116 |

| | |
|--|-----|
| <i>Виговський А.Ю., Бабенко О.М.</i> Оцінка можливості виникнення пожеж при зростанні перехідного опору контактних з'єднань електроустановок | 127 |
| <i>Диордиев В.Т., Фурман И.А.</i> Анализ динамики пространственно-временных параметров движения компонентов комбикорма | 132 |
| <i>Алієв Е.Б.</i> Оптимізація техніко-технологічних параметрів вакуумної системи доїльної установки | 138 |
| <i>Доруда С. О., Воронін Л. С.</i> Аналіз та вдосконалення мобільних технічних засобів для приготування та роздачі кормових сумішей великій рогатій худобі | 148 |
| <i>Османов Э.Ш.</i> Исследование качественных показателей процесса опрыскивания навесного гербицидного опрыскивателя | 155 |
| <i>Чумак В.О.</i> Аналіз електрофізичних методів знешкодження стоків тваринницьких комплексів | 164 |
| <i>Бондар А.М.</i> Використання бальної оцінки для визначення економічної ефективності результатів наукової роботи | 172 |
| <i>Дмитрієв О.В.</i> Удосконалення технологічної схеми машини для збирання рицини методом очісування на корені | 176 |
| <i>Островский А.В.</i> Исследование расхода ресурса изоляции в асинхронном электродвигателе | 180 |
| <i>Черниш О.М.</i> Визначення запасу міцності для вуглецевих сталей при циклічному навантаженні | 185 |
| <i>Борис А.М.</i> Визначення втрат цукроносної маси та залишків гички цукрового буряку при її безкопірному зрізі | 191 |
| <i>Яременко В.В.</i> Вдосконалення способів діагностування гідравлічного приводу комбайнів | 202 |
| <i>Дідур В.А., Зубкова К.В.</i> Оцінка реологічних властивостей насіння рицини для визначення способу обрушення | 209 |
| <i>Ткаченко А.В.</i> Послеуборочная и предпосевная обработка семян подсолнечника высших репродукций | 215 |
| <i>Кесарийский А.Г., Постол Ю.А.</i> Исследование деформирования влагосодержащих образцов при отрицательных температурах | 228 |
| <i>Дідур В.А., Бондар А.М.</i> Методика імітаційного моделювання процесу керування колісної машини | 232 |
| <i>Герей Е.Е.</i> Аналіз існуючих способів та засобів механізації для попередньої сепарації очосаного вороху рицини | 240 |

Наукове фахове видання

Праці Таврійського державного агротехнологічного
університету

Випуск 12. Том 1.

Свідоцтво про державну реєстрацію – Міністерство юстиції
13503-2387 ПР від 03.12.2007 р.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Дідур В.А.

Підписано до друку 08.02.2012 р. друк. Rizo. Друкарня «Люкс».
15,4 умов. друк. арк. тираж 100 прим.

73312 ПП Верескун.
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10
тел. (06192) 6-88-38