



МАТЕРІАЛИ

ПРИЧОРНОМОРСЬКОЇ РЕГІОНАЛЬНОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ ПРОФЕСОРСЬКО – ВИКЛАДАЦЬКОГО СКЛАДУ

«РОЗВИТОК УКРАЇНСЬКОГО СЕЛА – ОСНОВА АГРАРНОЇ РЕФОРМИ В УКРАЇНІ»

20 - 22 квітня 2016 р.

Зареєстровано в УкрІНТЕІ,
посвідчення №672
від 16.12.2015 р.

Миколаїв - 2016

УДК 62-1:621:006.4
ББК 34.4+30ц+34.5
672

Рекомендовано до друку рішенням вченої ради інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету. Протокол № 8 від 28 ” квітня ” 2016 р.

Редакційна колегія:

Головний редактор: Д.В. Бабенко, к.т.н., професор

Заступники головного редактора:

В.І. Гавриш, д.е.н., професор
І.П. Атаманюк, д.т.н., доцент
Г.О. Іванов, к.т.н., доцент
О.А. Горбенко, к.т.н., доцент
Л.В. Вахоніна, к.ф.-м.н., доцент
К.М. Горбунова, к.пед.н., доцент
О.О. Плахтир, к.т.н., доцент

Відповідальний секретар: Д.Д. Марченко, к.т.н., доцент.

672

Матеріали причорноморської регіональної
науково-практичної конференції професорсько-
викладацького складу
«Розвиток українського села –
основа аграрної реформи України»
20 - 22 квітня 2016 р
/ Міністерство освіти і науки України;
Миколаївський національний аграрний університет. –
Миколаїв: МНАУ, 2016. – 221 с.

© Миколаївський національний
аграрний університет, 2016

CALCULATION METHOD OF THE GENERATION OF THE REALIZATIONS OF VECTOR RANDOM SEQUENCES

*Atamanyuk I.P., d.t.s., assistant professor
Mykolaiv national agrarian university*

Calculation method of the generation of the realizations of random sequences is introduced. Canonical expansion of vector random sequence is assumed as the basis of technology. As distinct from existing methods introduced information technology allows to take into consideration non-linear stochastic relations and doesn't impose any significant limitations on the qualities of random sequence (scalarity, Markovian property, monotony, stationarity etc.). Calculation method can be used for wide area of applied problems connected with modelling of different stochastic parameters.

Запропоновано обчислювальний метод генерації реалізацій випадкових послідовностей. В основу методу покладено канонічний розклад векторної випадкової послідовності. На відміну від існуючих методів, запропонований обчислювальний метод дозволяє враховувати нелінійні стохастичні зв'язки і не накладає жодних істотних обмежень на властивості випадкової послідовності (скалярність, марковість, монотонність, стаціонарність і т.д.). Обчислювальний метод може бути використаний для широкої області прикладних задач, пов'язаних з моделюванням різних стохастичних параметрів.

Introduction. As it is known generators of the realizations of random sequences are used widely in different spheres of science and technology in particular for: modelling of difficult physical phenomena [1]; imitation of different regimes of functioning of dispersed computer systems [2]; systems of energy and water supply with the purpose of study of their characteristics and capabilities [3]; generations of request flows and failure flows in the systems of mass service [4]; mathematical modelling of radio technical systems [5] during the forming of the signals and hindrances with required stochastic qualities etc.

Method of conditional distribution and Neumann's method [6] are the most general methods of modelling of random sequences with random density of distribution. But these methods are practically not used for great number of points of discretization in view of the complexity of the solution of the problem of estimation of the density of multidimensional distribution of high dimensionality according to statistical data. Specific limitations (stationarity, Markovian property, scalarity,

linearity etc.) are as a rule imposed on the properties of random sequence during the forming of the realizable in practice algorithms of the generation of realizations of random sequences that considerably restricts the accuracy of the solution of the problem of modelling of random sequence with the most general stochastic characteristics. Therefore, the problem of obtaining of information technology of the generation of the realizations of random sequence with non-linear relations for random quantity of points of discretization is topical.

Problem Statement. Vector random sequence $\{\bar{X}\} = X_h(i)$, $i=\overline{1, I}$, $h=\overline{1, H}$ in the investigated range of points t_i , $i=\overline{1, I}$ is completely determined by discretized moment functions $M[X_l^\nu(i)X_h^\mu(j)]$, $i, j=\overline{1, I}$; $l, h=\overline{1, H}$; $\nu, \mu=\overline{1, N}$ which are calculated by known formulae of mathematical statistics on the basis of the results of preliminary experimental investigations. It is necessary to work out information technology of the generation of realizations of a random sequence with specified stochastic qualities.

Solution. The most universal model of a random sequence is a canonical expansion [7-9]. But assumption about the presence of only linear stochastic relations is essential deficiency of existing canonical representations [7,8] of vector sequences. Therefore, informational technologies on the basis of known models have restricted accuracy characteristics. For removal of stated deficiency let's introduce into consideration the array of random values.

$$\begin{vmatrix} X_1(1) & X_1(2) & \dots & X_1(I) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_1^N(1) & X_1^N(2) & \dots & X_1^N(I) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_H(1) & X_H(2) & \dots & X_H(I) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_H^N(1) & X_H^N(2) & \dots & X_H^N(I) \end{vmatrix}.$$

Correlated moments of the elements of the array completely describe the probabilistic relations of a modelled vector random sequence in the investigated

range of points $t_i, i=\overline{1, I}$ that's why the application of a vector linear canonical expansion to the lines $X_h(i), i=\overline{1, I}; h=\overline{1, H}$ allows to obtain canonical expansion with a complete taking into account of a priori information for each component:

$$X_h(i) = M[X_h(i)] + \sum_{\nu=1}^{i-1} \sum_{l=1}^H \sum_{\lambda=1}^N W_{\nu l}^{(\lambda)} \beta_{l\lambda}^{(h,1)}(\nu, i) + \quad (1)$$

$$+ \sum_{l=1}^{h-1} \sum_{\lambda=1}^N W_{il}^{(\lambda)} \beta_{l\lambda}^{(h,1)}(i, i) + W_{ih}^{(1)}, \quad i=\overline{1, I},$$

$$W_{\nu l}^{(\lambda)} = X_l^\lambda(\nu) - M[X_l^\lambda(\nu)] - \quad (2)$$

$$- \sum_{\mu=1}^{\nu-1} \sum_{m=1}^H \sum_{j=1}^N W_{\mu m}^{(j)} \beta_{mj}^{(l,\lambda)}(\mu, \nu) - \sum_{m=1}^{l-1} \sum_{j=1}^N W_{\nu m}^{(j)} \beta_{mj}^{(l,\lambda)}(\nu, \nu) -$$

$$\sum_{j=1}^{\lambda-1} W_{\nu l}^{(j)} \beta_{lj}^{(l,\lambda)}(\nu, \nu), \quad \nu=\overline{1, I};$$

$$D_{l,\lambda}(\nu) = M\left[\left\{W_{\nu l}^{(\lambda)}\right\}^2\right] M[X_l^{2\lambda}(\nu)] - M^2[X_l^\lambda(\nu)] - \quad (3)$$

$$- \sum_{\mu=1}^{\nu-1} \sum_{m=1}^H \sum_{j=1}^N D_{mj}(\mu) \left\{\beta_{mj}^{(l,\lambda)}(\mu, \nu)\right\}^2 -$$

$$- \sum_{m=1}^{l-1} \sum_{j=1}^N D_{mj}(\nu) \left\{\beta_{mj}^{(l,\lambda)}(\nu, \nu)\right\}^2 - \sum_{j=1}^{\lambda-1} D_{lj}(\nu) \left\{\beta_{lj}^{(l,\lambda)}(\nu, \nu)\right\}^2;$$

$$\beta_{l\lambda}^{(h,s)}(\nu, i) = \frac{M\left[W_{\nu l}^{(\lambda)}(X_h^s(i) - M[X_h^s(i)])\right]}{M\left[\left\{W_{\nu l}^{(\lambda)}\right\}^2\right]} = \quad (4)$$

$$= \frac{1}{D_{l\lambda}(\nu)} (M[X_l^\lambda(\nu) X_h^s(i)] - M[X_l^\lambda(\nu)] M[X_h^s(i)] -$$

$$- \sum_{\mu=1}^{\nu-1} \sum_{m=1}^H \sum_{j=1}^N D_{mj}(\mu) \beta_{mj}^{(l,\lambda)}(\mu, \nu) \beta_{mj}^{(h,s)}(\mu, i) -$$

$$- \sum_{m=1}^{l-1} \sum_{j=1}^N D_{mj}(\nu) \beta_{mj}^{(l,\lambda)}(\nu, \nu) \beta_{mj}^{(h,s)}(\nu, i) -$$

$$- \sum_{j=1}^{\lambda-1} D_{lj}(\nu) \beta_{lj}^{(l,\lambda)}(\nu, \nu) \beta_{lj}^{(h,s)}(\nu, i), \quad \lambda=\overline{1, h}, \quad \nu=\overline{1, i}.$$

Random sequence $X_h(i), i = \overline{1, I}; h = \overline{1, H}$ is represented with the help of $H \times N$ arrays $\{W_l^{(\lambda)}\}, \lambda = \overline{1, N}; l = \overline{1, H}$ uncorrelated centered random coefficients $W_{\nu l}^{(\lambda)}, \nu = \overline{1, I}$. Each of these coefficients contains information about the corresponding values $X_l^{(\lambda)}(\nu)$ and coordinate functions $\beta_{l\lambda}^{(h,s)}(\nu, i)$ describe probabilistic relations of the order $\lambda + s$ between the components $X_l(\nu)$ and $X_h(i)$ in the sections t_ν and t_i .

Calculation method of the generation of the realizations of a vector random sequence on the basis of the model (1) consists of the following stages:

- accumulation of the realizations of the investigated random sequence;
- calculation of the discretized moment functions $M[X_l^\nu(i)X_h^\mu(j)]$, $i, j = \overline{1, I}; l, h = \overline{1, H}; \nu, \mu = \overline{1, N}$ on the basis of statistical information;
- forming of a canonical expansion (1) with the use of moment functions;
- estimation of the densities of distribution of the coefficients $W_{\nu l}^{(1)}, \nu = \overline{1, I}$ of a canonical expansion (1);
- generation of the values of the coefficients $W_{\nu l}^{(1)}, \nu = \overline{1, I}$ with a required law of distribution with further transformation of these values with the help of a canonical expansion (1) into the realization of random sequence.

Conclusion. Obtained model and worked out on its basis calculation method of the generation of the realizations of random sequences don't impose any significant limitations on the class of modelled random sequences (linearity, Markovian property, stationarity, monotony, scalarity etc.). The only restriction is finiteness of the moments $M[X_j^\lambda(\nu)]$ in the points of discretization that as a rule is fulfilled for actual random sequences.

REFERENCES

1. R.Y. Rubinstein, Simulation and the Monte Carlo Method. New York, John Wiley & Sons, 2007, - 317 p.

2. I.N. Alyanah, Modeling of Computer Systems. Leningrad, Mechanical Engineering, 1988, - 233 p.
3. A.V. Lykin, Mathematical modeling of electrical systems and their components. – Novosibirsk, NGTU, 2009, - 228 p.
4. E.S.Ventzel, Probability theory and its engineering applications. Moscow, Science, 1998, - 480 p.
5. V.D. Kudritsky, Predictive control of radioelectronic devices. Kiev, Technics, 1982, - 168 p.
6. A.V. Buslenko, Modeling of Complex Systems. Moscow, Nauka, 1978, 400 p.
7. V.S. Pugachev, The theory of random functions and its application. Moscow, Physmatgis, 1962, - 720 p.
8. V.D. Kudritsky, Filtering, extrapolation and recognition realizations of random functions. Kiev, FADA, LTD, 2001, - 176 p.
9. I.P. Atamanyuk, V.Y. Kondratenko and O.V. Kozlov, Kondratenko O.V. “The algorithm of optimal polynomial extrapolation of random processes” // Modeling and Simulation in Engineering, Economics and Management. New–York, Springer, LNBIP 115, 2012. - pp. 78-87.

УДК 624.014

АРКИ КРИВОЛІНІЙНОГО КОНТУРУ З ЛИСТОВОЇ ПРОСТОРОВОЇ РЕШІТКИ

***Богза В.Г.**, к.т.н., доцент, **Богданов С.І.**, старший викладач
Миколаївський національний аграрний університет*

В роботі пропонується при допомозі методу відкритої типізації виготовлення легких металевих арок сільськогосподарських споруд з листової просторової решітки. Таке конструктивне рішення приводить до підвищення жорсткості конструкції та до зниження металоємності.

В работе предложено при помощи метода открытой типизации изготовление лёгких арок сельскохозяйственных сооружений из листовой пространственной заготовки. Такое конструктивное решение приводит к повышению жесткости конструкции и снижению металлоемкости.

З будівельної практики відомо використання балочних, рамних, складчастих та арочних схем будівель.

Для розв'язання проблеми істотного зменшення числа варіантів конструкцій арок без перевищення витрати матеріалів при збереженні оптимальних об'ємно-планувальних габаритів пропонується шлях використання системи відкритої типізації. Відкрита система типізації базується не на розробці типових проектів будівель з уніфікованою габаритною схемою, а на використанні уніфікованих елементів, що забезпечують реалізацію різних габаритних схем. Стосовно несучих конструкцій будівель, рекомендуються варіанти уніфікованих елементів, які передбачають заводський рівень уніфікації, тобто є базовий елемент, а шляхом застосування збірно-розбірних монтажних з'єднань встановлюються необхідні проліт і контур каркасу. У цьому випадку замовник може, варіюючи числом елементів, реалізувати каркаси різного перетину і висоти.

У НДІ нових агропромислових об'єктів Миколаївського національного аграрного університету розробляються і досліджуються подібні будівлі з багатоваріантними схемами несучих конструкцій. Використання таких схем має переваги: потрібні менші витрати металу на несучі конструкції, оскільки висота перетину цих будівель близька до оптимального значення для арок; за рахунок більш раціональної аеродинамічної форми забезпечується зменшення інтенсивності атмосферних навантажень, що створює додатковий резерв економії конструкційних матеріалів; досягається однотипність конструкційних елементів, оскільки виключає загальноприйнятний розподіл їх на елементи стінові і покриття; при одному і тому ж перетині можна використати менший параметр захищаючих конструкцій. Питання ж наявності в будівлях „мертвих просторів“ вирішуються шляхом вибору раціональних перетинів несучих конструкцій.

В перетині таких арок (рис. 1) знаходиться трикутник, який утворений криволінійними поясами – верхнім 1 та нижнім 2. Ці трикутники в свою чергу об'єднані просторовою решіткою 3. Решітка може бути виконана з листової

заготовки (рис. 2) шляхом послідовного згину. При цьому кут згину φ_1 , тобто це двогранний кут, який утворений пластинами решітки, проти верхнього поясу решітки був більше кута згину проти нижнього поясу решітки φ_2 .

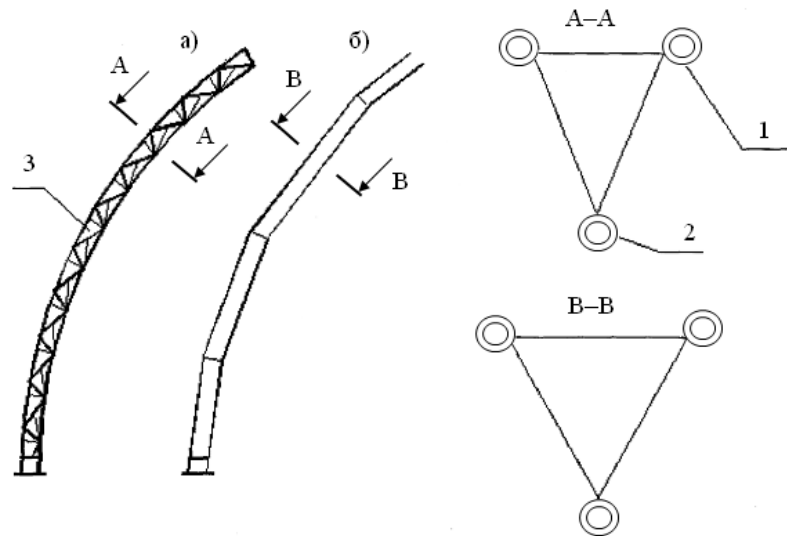


Рис. 1. Перетин несучих конструкцій (арок)

Таке конструктивне рішення дозволяє за рахунок зміни кутів згину збільшити висоту перетину в порівнянні з конструкцією, яка має контур, що складається з прямолінійних елементів. Таке рішення приводить до підвищення жорсткості конструкції та до зниження металоємності.

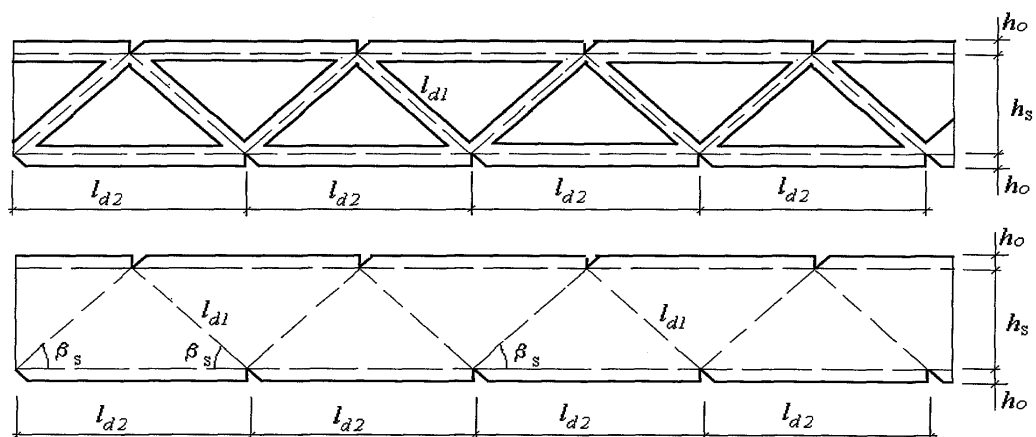


Рис. 2. Решітка з листової заготовки

Товщина решітки арки t_0 приймається рівною 3 мм. Довжина листової заготовки l_s визначається за формулою:

$$l_s = 3h_s \operatorname{ctg} \beta_s \frac{l_1}{l_2}, \quad (1)$$

де: h_s - ширина листової заготовки без врахування згинів; β_s - кут згину;
 $l_2 = \frac{2\pi r d_2}{360}$ - довжина дуги панелі нижнього поясу; $l_1 = \frac{2\pi r d_1}{360}$ - довжина дуги панелі нижнього поясу арки (рис. 3).

Наближено ці значення підраховуються:

$$l_1 \approx \sqrt{l_\alpha^2 + \frac{16h_1^2}{3}}; \quad l_2 \approx \sqrt{l_{ml}^2 + \frac{16h_2^2}{3}}, \quad (2)$$

де: α, α_2 - центральний кут; h_1, h_2 - стріла сегменту; l_α - проліт арки; l_{ml} - вільна довжина нижнього поясу; r - радіус згину.

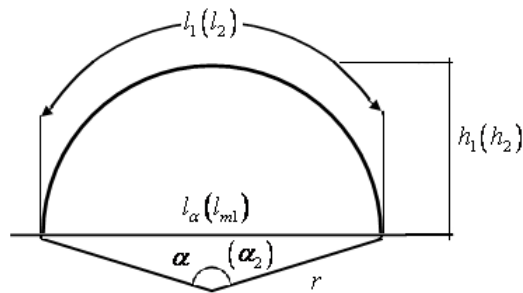


Рис. 3. Довжина дуги панелі нижнього поясу арки

Пояса виконуються з прокатних профілів різних видів товщиною $t = 6$ мм. З'єднання стінки з полками здійснюється автоматичним зварюванням.

Арки з легких просторових решіток можуть застосовуватись в безкранових сільськогосподарських приміщеннях, які можуть бути обладнані підвісними кранами вантажопідйомністю до 3 т.

В приміщеннях, які обладнані підвісними кранами, балки спираються на нижній пояс арки. Кранова підвіска має перетин у вигляді звареного двотавра і з'єднується з аркою за допомогою зварки.

В самій арці на місці кріплення підвіски на кранах вантажопідйомністю 3 т. решітка може бути посилена.

В разі великої різниці зусиль, які виникають в перетинах арок, можливо використання елементів з різним поперечним перетином з посиленою решіткою

в найбільш навантажених місцях або можлива зміна товщини листової заготовки елемента.

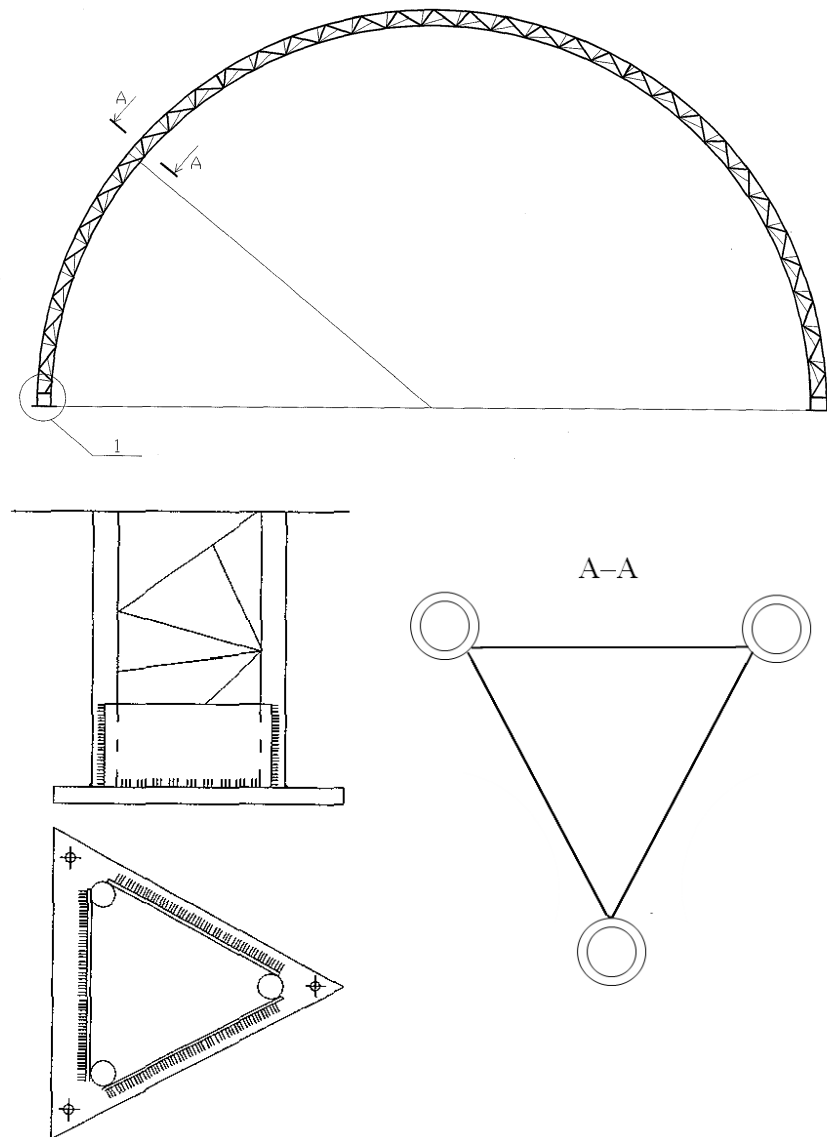


Рис. 4. Використання елементів з різним поперечним перетином з посиленою решіткою

Поява таких арок обумовлена необхідністю отримання високотехнологічної арочної конструкції, яка має всі переваги суцільностінчастих (невелика кількість арок, які збираються, можливість застосування листового прокату) та решітчастих конструкцій (раціональне використання металу, мала довжина зварних швів).

Застосування для решітки тонких листів, виготовлення арок на поточних автоматизованих лініях забезпечує економію металу та зниження вартості

конструкції на 15-20 % та визначає перспективність застосування таких конструкцій в будівлях і сільськогосподарських спорудах.

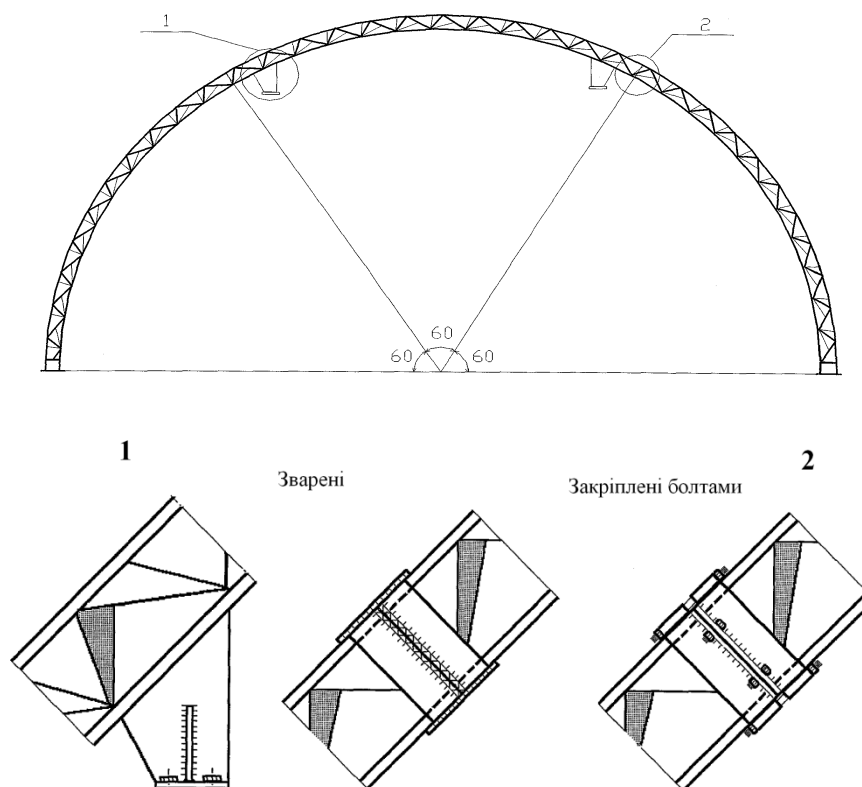


Рис. 5. Арки з легких просторових решіток

Арки з легких просторових решіток доцільно застосовувати в будівлях-модулях комплектної поставки з пролітом 15-24 м, що дозволяє знизити витрати металу на 1 м² будівлі та скоротити термін будівництва. Можливо застосування таких арок для приміщень які опалюються або не опалюються, будівель з неагресивним або слабо агресивним середовищем при відносній вологості повітря не більше 60%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бараненко В.О. Генетичні алгоритми в оптимальному проектуванні конструкцій. Огляд. / В.О. Бараненко. // Придніпровська ДАБІА Вісник академії, 2002. – №10. – С. 4-9.
2. Богза В.Г. Нові типи сільськогосподарських споруд / В.Г. Богза, С. І. Богданов. Современные строительные конструкции из металла и древесины:

Сборник науч. тр. – Одесса, ООО «Внешрекламасервис». – 4.2. – 2005. – С. 4-8.

3. Пермяков В.О. Стійкість рам із використанням двотаврів зі змінним перерізом / В.О. Пермяков, С.І. Білик Сб. докл. VIIIУкр. Научно-техн. конф. – 41. К.: «Сталь», 2004 - С. 498-503.
4. Зарипов И.Ф. Легкие металлические конструкции ангаров из гнутых профилей проката. / И.Ф. Зарипов Современные проблемы совершенствования и развития металлических, деревянных, пластмассовых конструкций в строительстве и на транспорте: Сборник научных трудов. – Самара: ООО «СамЛЮКС», 2005. – 370 с.
5. Набоков И.И. Расчет и особенности конструирования стволів двутавровых балок составного сечения с максимальными габаритами, осуществляемый в окрестности глобального минимума функции массы с учетом себестоимости И.И. Набоков, Е.П. Лукьяненко // Современные проблемы строительства. – Донецк: ООО «Лебедь», 2002 – С. 80-86.
6. Перельмутер А.В. Об оценке живучести несущих конструкций. Металлические конструкции. Работы школы профессора Н.С. Стрелецкого / А.В. Перельмутер. – М.: МГСУ, 1995.

УДК 37.014.5

МОДЕЛЮВАННЯ МАТЕМАТИЧНИХ РОЗРАХУНКІВ В АЛГОРИТМАХ КОМП'ЮТЕРНИХ ПРОГРАМ ПЕРЕВІРКИ ЯКОСТІ ЗНАНЬ

Євстрат'єв С. В., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті приведений аналіз використання методу комп'ютерної перевірки якості знань в якому числовий результат розв'язання задачі порівнюється з результатом загальної формули розв'язання, що залежить від варіативних початкових даних. Метод можна використовувати у випадку великої кількості однотипних розрахункових задач які формують у студента інженерні уявлення по технічним дисциплінам. Був наведений приклад розрахункової задачі.

В статье проведен анализ использования метода компьютерной проверки знаний в котором числовой результат решения задачи сравнивается с результатом общей формулы решения, который зависит от вариативных исходных данных. Метод можно использовать в случае большого количества однотипных расчетных задач формирующих у студента инженерные представления по техническим дисциплинам. Был приведен пример расчетной задачи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. Вагомий внесок у наукове обґрунтування теоретичних положень модульної системи організації навчання зробили А. Алексюк, О. Гуменюк, В. Кремень та ін. Проте аналіз наукових праць засвідчив, що поза увагою науковців залишилися питання методики викладання та перевірки якості засвоєних знань дисциплін математичного циклу та системи оцінювання знань.

Розробка методики проведення та оцінювання тестового контролю за допомогою комп'ютерних технологій з предметів математичного циклу студентів спеціальності механізація та електрифікація с/г.

Математика є універсальною наукою, що широко використовується в усіх сферах діяльності. На сучасному етапі її роль у розвитку суспільства суттєво зростає, а це вимагає посилення математичної підготовки, зокрема фахівців профілю «механізація с.г.».

Вивчення дисципліни «вища математика» включає лекційні, практичні заняття під керівництвом викладача, а також самостійну роботу студентів, що забезпечує закріплення теоретичних знань, сприяє набуванню практичних навиків і розвитку самостійного мислення. Згідно з аналізом освітньо-кваліфікаційної характеристики та освітньо-професійної програми підготовки бакалавра напряму підготовки «механізація та електрифікація сільського господарства» студенти-механіки повинні вміти: виконувати необхідні математичні розрахунки під час конструювання машин та обладнання. У процесі навчання вищої математики програмою передбачені наступні модулі:

- розв'язування рівнянь прямої лінії в просторі та на площині;

- похідна та її використання в технічних розрахунках;
- диференційованість і неперервність функцій;
- застосування диференціала в технічних обчисленнях;
- диференціювання функцій. Диференціювання рівняння;
- невизначений інтеграл і його властивості;
- інтегрування виразів у технічних задачах;
- визначений інтеграл і його застосування в фізичних і геометричних задачах.

Набуті знання та вміння мають забезпечити успішне вивчення загальнотехнічних і спеціальних дисциплін, написання курсових проектів. У процесі вивчення предмету студенти повинні набути фундаментальні математичні знання з відповідною професійною спрямованістю.

Головною метою вивчення математичних дисциплін в аграрному вищому навчальному закладі є формування математичної компетентності, тобто, щоб математику можна було застосовувати. Мається на увазі застосування в самому широкому плані: не тільки на виробництві, а і в інших дисциплінах, при читанні спеціальної та популярної літератури, у побуті; крім того, основні математичні поняття дозволяють глибше усвідомити різні факти, бачити їхні загальні риси; навички розумної точності можуть допомогти формулювати думки та т. і. Саме ця головна мета повинна визначити зміст і кількість матеріалу для вивчення та оптимальний час для якісного опрацювання.

У статті хотілось би зупинитися на перевірці якості засвоєних знань за допомогою сучасних комп'ютерних систем і технологій. Переважна більшість технічних дисциплін передбачають, у своїх навчальних планах, вміння розв'язувати практичні задачі. Тому розповсюджені типи завдань в яких задача поставлена, а початкові умови визначенні для розв'язання, передбаченні наборами даних для великої кількості варіантів. Так одна задача для групи студентів або навіть для цілого потоку буде мати різні відповіді. Традиційний комп'ютерний тест з вибором правильної відповіді з запропонованих варіантів не дає точної відповіді про якість засвоєного матеріалу, відповіді можна

вибрати навмання. А у випадку з інтелектуальними системами тестової оцінки тест має вміщати велику кількість питань. Альтернативою, у випадку з технічними дисциплінами, може бути комп'ютерна програма в якій буде запропонований набір практичних задач зі змінними початковими умовами, наприклад за випадковими параметрами α, β . Для перевірки якості знань треба ввести правильну відповідь, яка буде порівнянна з результатом визначеним формулою загального розв'язку.

Проте існує думка, що відповіді розраховані певною кількістю дій і розраховані формулою можуть відрізнятись і порівнюючи машина може не прийняти правильну відповідь. Спробуємо дослідити таке твердження.

Задача з теми аналітична геометрія на площині.

Точки $M_1(2;1)$, $M_2(5+(\alpha-50)\cdot 0,1; 3+(\alpha-50)\cdot 0,1)$, $M_3(3;-4)$, координати відповідно середин сторін AB , BC , AC трикутника ABC . Знайти координати точки A . У відповіді вказати суму координат т. A .

Для розрахунків візьмемо $\alpha = 25$.

Точки $M_1(2;1)$, $M_2(2,5;0,5)$, $M_3(3;-4)$, координати відповідно середин сторін AB , BC , AC трикутника ABC . Знайти координати точки A . У відповіді вказати суму координат т. A .

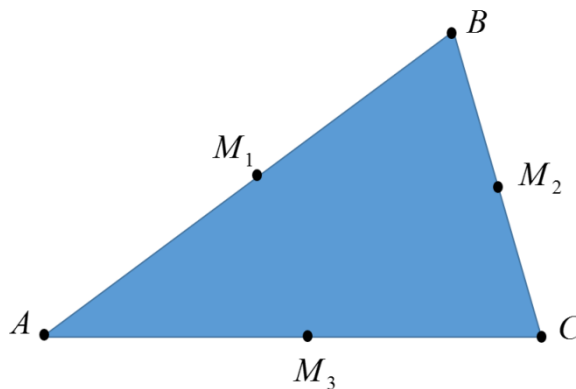


Рис. 1. Координати трикутника

Розв'язання: Знайдемо кутові коефіцієнти прямих M_2M_3 і M_1M_2 за формулою:

$$k_{M_1M_2} = \frac{y_{M_2} - y_{M_1}}{x_{M_2} - x_{M_1}} = \frac{0,5 - 1}{2,5 - 2} = -1;$$

$$k_{M_2M_3} = \frac{y_{M_3} - y_{M_2}}{x_{M_3} - x_{M_2}} = \frac{-4 - 0,5}{3 - 2,5} = -9.$$

Кутові коефіцієнти прямих M_2M_3 і M_1M_2 відповідно дорівнюють кутовим коефіцієнтам прямих AB і AC , оскільки M_2M_3 і M_1M_2 – середні лінії трикутника ABC , і вони паралельні сторонам AB і AC відповідно. Тоді:

$$k_{AC} = k_{M_1M_2} = -1;$$

$$k_{AB} = k_{M_2M_3} = -9.$$

Рівняння сторін AB і AC знаходимо за формулою:

$$AC : y - y_{M_3} = k_{AC}(x - x_{M_3});$$

$$y + 4 = -1 \cdot (x - 3);$$

$$x + y + 1 = 0.$$

$$AB : y - y_{M_1} = k_{AB}(x - x_{M_1});$$

$$y - 1 = -9 \cdot (x - 2);$$

$$9x + y - 19 = 0.$$

Координати точки A знайдемо, розв'язавши систему рівнянь прямих AB і AC :

$$\begin{cases} 9x + y - 19 = 0 \\ x + y + 1 = 0 \end{cases};$$

$$x = \frac{5}{2}; \quad y = -\frac{7}{2};$$

таким чином, координати точки:

$$A\left(\frac{5}{2}; -\frac{7}{2}\right).$$

$$z = x + y = \frac{5}{2} - \frac{7}{2} = -1.$$

Відповідь: $z = -1$.

Формула загального розв'язку при початкових умовах, які залежать від α : $z = 4 - 0.2\alpha$. $z = 4 - 0.2 \cdot 25 = -1$. Різниці в розрахунках немає, але вести розрахунки в простих дробах не завжди можливо, тому на цей випадок можна означити правила ведення розрахунків з округленням до певного знака після коми.

Використовуючи запропонований метод можна автоматизувати процес перевірки роботи студентів. Значно скоротити час перевірки роботи адже система дає відповідь про правильний результат миттєво. Зменшити або взагалі уникнути паперової роботи. Також наведений підхід стимулює самостійну роботу студента, що підвищує якість його роботи і якість набутих, в процесі роботи, знань. Застосування мережевих технологій збереження результатів дасть можливість виконувати роботу дистанційно.

ЛІТЕРАТУРА

1. Технологія навчання : 75-річчю від дня заснування УДАВГ присвячується / А. М. Алексюк, В. І. Бабич, Б. В. Білецький, В. О. Гнеушев, С. М. Гончаров, Ю. П. Євреєнко, Е. А. Зінь, Р. А. Кизима, С. М. Ковальов, В. Кривцов; ред.: Е. О. Сухарєв. - Рівне, 1997. - 82 с.
2. Григор'єв С.Г., Гріншкун В.В. Підручник - крок на шляху до системи навчання "Інформатизації освіти" // У збірнику наукових праць "Проблеми шкільного підручника" / Науково-методичне видання. - М.: Ісмоїла РАВ, - 2005. - С. 219-222.
3. Дергачова Л.М. Активізація навчальної діяльності школярів при вивченні інформатики на основі використання дидактичних ігор // Автореф. дис. канд. пед. наук. - М., - 2006.
4. Телегін А.А. Удосконалення методичної системи навчання вчителів розробці освітніх електронних ресурсів з інформатики // Дисертація канд. пед. наук. - М. - 2006. - 172 с.

5. Тихонов О.М. Інформаційні технології та телекомунікації в освіті і науці (IT & T ES'2007): Матеріали міжнародної наукової конференції, ФДМ ДНДІ ІТТ "Інформіка". - М.: ЕГРІ, 2007. - 222 с.
6. Зайцева С. А., Іванов В. В. «Інформаційні технології в освіті».

УДК 624.072.014

**ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ
МІЦНОСТІ СТАЛЕВИХ І БІСТАЛЕВИХ СТЕРЖНІВ В
ОБЛАСТІ ОБМЕЖЕНИХ ПЛАСТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЙ**

Цепурін О.В., старший викладач

Миколаївський національний аграрний університет

Розглянуто методику розрахунку прогинів стержневих елементів моно- и бісталевих конструкцій в області пластичних деформацій при дії різних комбінацій зовнішніх зусиль, зокрема, при дії повторно-змінного навантаження.

Рассмотрена методика расчета прогибов стержневых элементов моно- и бисталевых конструкций в области пластических деформаций при воздействии различных комбинаций внешних усилий, в частности, при действии повторно-переменной нагрузки.

Проводився розрахунок міцності бісталевих стержнів різної довжини при навантаженні зосередженою силою при стискувальній або розтягувальній поздовжній силі N для різних величин граничної пластичної деформації $\varepsilon_{ip,lim}$ та різним ступенем асиметрії перерізу A_3 / A_1 - від 0,5 до 1.

Проводився розрахунок бісталевого стержня з прольотом $l = 1200$ см. Асиметричний переріз прийнято з наступними вихідними даними:

$$A_1 = 100 \text{ см}^2, A_2 = 120 \text{ см}^2, A_3 = 50 \text{ см}^2, h = 100 \text{ см}, E = 21000000 \text{ кГ} / \text{см}^2,$$

$$R_w = 2350 \text{ кГ} / \text{см}^2, R_f = 4350 \text{ кГ} / \text{см}^2.$$

Порівнюючи напружено-деформований стан бісталевого стержня з моносталевим, можна відмітити, що характер епюр згинальних моментів і деформацій є подібним. Відмінність полягає у тому, що для моносталевих перерізів обмежені пластичні деформації виникають у верхній частині стінки та

у верхній полці, для бісталевих утворюється ділянка пластичної роботи верхньої частини стінки, причому верхня полка працює пружно.

При розрахунку за деформованою схемою величина прогинів на першому етапі навантаження склала $y_{\max} = 4,54 \text{ см}$, пружна його частина $y = 3,22 \text{ см}$, залишковий прогин набув значення $y_{\text{зал}} = 1,32 \text{ см}$.

На другому етапі навантаження аналогічною комбінацією зусиль прогин у найбільш навантаженому перерізі досяг значення $y_{\max} = 4,58 \text{ см}$, залишковий прогин $y_{\text{зал}} = 1,36 \text{ см}$. На третьому етапі навантаження максимальне значення прогину досягло $y_{\max} = 4,60 \text{ см}$, залишковий прогин склав $y_{\text{зал}} = 1,38 \text{ см}$. На четвертому та наступних етапах навантаження істотного росту прогинів за рахунок використання деформованої схеми не спостерігається, тобто процес накопичення прогинів має затухаючий характер.

Виходячи з вищенаведеного аналізу, видно, що особливістю розрахунку міцності складених перерізів бісталевих балок, на відміну від моносталевих, є те, що при цьому розвиток пластичних деформацій можна враховувати двома способами:

1) пластичні деформації враховуються тільки в стінках балок за рахунок різниці границь текучості матеріалів стінок і полок при збереженні роботи матеріалу полок в пружній стадії, що відповідає нормам граничних величин інтенсивностей пластичних деформацій;

2) розвиток пластичних деформацій дозволяється не тільки в стінках, але і в полках, які виконані при цьому із сталі більш високої міцності в порівнянні із стінкою, що відповідає, згідно рекомендацій.

Другою особливістю використання викладеної методики розрахунку складених перерізів бісталевих стержнів, не зважаючи на аналогічність умов і методики компонування із моносталевими, є те, що вона дозволяє розв'язати проблему вибору марок сталей, або співвідношень розрахункових міцностей матеріалу стінки і полок. Виходячи із доцільності врахування розвитку пластичних деформацій, який забезпечує виконання умови максимально

повного використання несучої здатності сталі полок і стінки, та зважаючи на спільність деформацій в місці з'єднання полки із стінкою, гранична величина пружної деформації полки повинна бути меншою або рівною граничного значення повної деформації стінки, тобто до досягнення у верхній і нижній частинах стінки граничних інтенсивностей пластичних деформацій, полки повинні увійти в пластичну стадію роботи. Вище приведену умову можна записати в такому виді:

$$\frac{R_f}{E} \leq \frac{R_w}{E} + \varepsilon_{ip,lim}.$$

Ця залежність дає можливість визначити максимально допустиме значення розрахункової міцності полки R_f , при якому можливий перехід в пластичну стадію роботи, при відомому значенні R_w і $\varepsilon_{ip,lim}$. Теоретичні розрахунки показали, що при складному опорі з ростом розрахункового опору R_f сталі полок граничний згинаючий момент M_{lim} , що витримує двотавровий переріз бісталевого стержня, монотонно зростає на всьому проміжку зростання R_f , при цьому значення поздовжньої сили має більший вплив на величину згинаючого моменту в порівнянні із моносталевими.

Для перевірки та удосконалення методики розрахунку міцності стержневих елементів металевих конструкцій при повторно-змінних навантаженнях у області обмежених пластичних деформацій з урахуванням деформованої схеми виконано експериментальні дослідження дійсної роботи стержнів за межею пружності з метою з'ясування можливості підвищення навантажень, які сприймаються і зниження витрати сталі при використанні методики, яка пропонується.

З урахуванням теореми про пружній характер розвантаження розглянуто характерні випадки залишкового напружено-деформованого стану перерізу при дії різних комбінацій зовнішніх зусиль та наступному розвантаженні.

Для дослідження міцності стержневих елементів використовувалась методика врахування фізичної та геометричної нелінійності та побудова

матриць жорсткості моно-і бісталевих стержнів з використанням метода змінних параметрів, а також методи апроксимації при знаходженні аналітичних залежностей, які характеризують величину прогинів відповідно до точки прикладення зосередженої сили. Як відомо, для практичного розрахунку стержнів, які працюють з поздовжньою силою та згинальним моментом, потрібно виконання перевірки міцності та стійкості.

Перша умова перевірялась згідно нерівності:

$$\frac{N}{A} \pm \frac{M v}{C_N I} \leq R_y \gamma_c,$$

де: C_N - коефіцієнт врахування обмеженого розвитку пластичних деформацій, γ_c - коефіцієнт умов роботи стержня.

$$v = \frac{M_{d \lim}}{M_{\max}},$$

де: $M_{d \lim}$ - максимальне значення моменту, знайдене за деформованою схемою, $M_{\max}$ - максимальне значення моменту, знайдене без урахування деформованої схеми.

Для виконання ітераційним методом розрахунку значень прогинів у стержні при дії заданої поздовжньої сили N та граничного згинального моменту $M_{\lim}$ за вихідні дані взято:

- довжину стержня l та число $m = 2n$ розбиття вісі стержня на відрізки;
- висоту стінки стержня h ;
- площини стінки A_2 , більшої (верхньої) полки A_1 і меншої (нижньої) полки A_3 ;
- розрахунковий опір матеріалу стінки і полк;
- схему навантаження з визначенням величини навантаження N і F ;
- величину обмеженої пластичної деформації $\varepsilon_{ip, \lim}$.

Для побудови вихідної епюри згинальних моментів з пружно-пластичного розрахунку перерізу стержня при заданій поздовжній силі N

визначається максимальний згинальний момент $M_{\lim}$ у найбільш навантаженому перерізі стержня, у якому величина пластичних деформацій набуває значення $\varepsilon_{ip,\lim}$. На першому кроці епюра згинальних моментів за деформованою схемою M_d приймається рівною граничній епюрі моментів M , яку одержано за недеформованою схемою за умовою, що $M_{\max} = M_{\lim}$, та виконуються наступні дії. Визначаються перерізи, у яких величина згинального моменту перевищує значення найбільшого моменту M_s , який відповідає пружній роботі матеріалу за умовою $M_s < M_{di} < M_{\lim}$, де: i - номер перерізу стержня. За одержаними епюрами нормальних напружень у кожному з перерізів знаходяться повні кривини $\chi_i = (\varepsilon_{Bi} - \varepsilon_{Hi})$, де: ε_{Bi} і ε_{Hi} - крайові відносні здовження відповідно у верхній та у нижній частинах перерізу, які беруться зі своїми знаками. При роботі матеріалу стержня у межах пружності, тобто при $M_{di} \leq M_s$, повна кривизна у перерізі $\chi_i = M_{di} / (EI)$. За формулою Мора обчислюються величини прогинів $y_i = \int_0^l \overline{M}_i \chi dl$, $i = 1, 2, \dots, m-1$, де: $\overline{M}_i$ - згинаючий момент від одиничного навантаження, яке прикладене у i -му перерізі стержня у напрямку прогину, причому ці інтеграли можуть бути обчисленими за відомими наближеними методами, наприклад за формулою Симпсона, яка з урахуванням того, що $\overline{M}_{i,0} = \overline{M}_{i,m} = 0$ надає наступні вирази для обчислення повних прогинів:

$$y_i = \frac{2\Delta l}{3} \left(\sum_{k=1}^{n-1} \overline{M}_{i,2k} \chi_{2k} + 2 \sum_{k=1}^n \overline{M}_{i,2k} \chi_{2k-1} \right),$$

де: $\Delta l = l / m$ ($m = 2n$), $i = 1, 2, \dots, m-1$, $y_0 = y_m = 0$.

За приведеним алгоритмом було виконано розрахунки для випадків прикладення зосередженої сили з переміщенням вздовж стержня та поздовжньої сили:

$$N = 0; \pm 0,1; \pm 0,2; \dots; \pm 0,9 N_{\lim},$$

$$N_{\lim} = (A_1 + A_2 + A_3) R_w,$$

та одержано значення прогинів y_i у кожній точці розбиття стержня за умовою досягнення у найбільш навантаженому перерізі граничної пластичної деформації $\varepsilon_{ip,lim}$.

При використанні різних форм кривих, рівняння яких було одержано із застосуванням метода найменших квадратів та інших чисельних методів, було виявлено, що найбільш точну математичну модель стержня надає крива, яка має аналітичне відображення у виді:

$$y = \begin{cases} y_{\max} \sin \frac{\pi x}{2x_m}, & \text{при } x \leq x_m \\ y_{\max} \sin \frac{\pi(l-x)}{2(l-x_m)}, & \text{при } x \geq x_m \end{cases},$$

де: $y_{\max}$ - максимальне значення прогину у стержні, x_m - відстань від лівого кінця стержня до точки, у якій досягнуто найбільший прогин. Встановлено, що значення $k_m = \frac{x_m}{l}$ не залежить від довжини стержня та набуває значення відповідно точці $k_p = \frac{x_p}{l}$ прикладення зосередженої сили. Для визначення відповідної аналітичної залежності $k_m = f(k_p)$ проводилось умовне розбиття стержня з кроком, рівним 0,05 довжини стержня та розрахунок прогинів у перерізах, викликаних прикладенням зосередженої сили у цих точках у сполученні з поздовжньою силою $N = 0; \pm 0,1; \pm 0,2; \dots; \pm 0,9N_{lim}$. Одержані чисельні значення з'явилися вихідним матеріалом для знаходження рівняння вказаної функціональної залежності.

Для визначення величини максимального прогину, наданої у рівнянні, застосовувались відомі залежності для визначення максимальних прогинів при пружній роботі елементів конструкцій.

При цьому використовувався корегуючий коефіцієнт, для визначення якого було проведено аналіз характеру зміни величини відношення:

$$\mu_i = \frac{y_{pi}}{y_{di}},$$

де: y_{pi} - прогин у i -му перерізі, який обчислено при умові пружно-пластичної роботи матеріалу при прикладенні зовнішніх зусиль за вказаною схемою, y_{di} - прогин у i -му перерізі, який обчислено за умовою необмежено пружної роботи матеріалу.

Основна відмінність розрахунку міцності бісталевих стержнів від моносталевих полягає у визначенні напружено-деформованого стану перерізів:

- для бісталевих стержнів можливі п'ять випадків напружено - деформованого стану перерізів, для моносталевих - три;
- розвиток граничної пластичної деформації для бісталевих стержнів досягається у верхній та нижній частинах стінки, для моносталевих - у нижній або верхній полці;
- при обчисленні значень прогинів у бісталевому стержні враховуються початкові напруження σ_H^0 і σ_B^0 .

ЛИТЕРАТУРА

1. Бурковский И.Д., Веремеенко Н.А., Лутченко С.А., Чернов Н.Л., Шебанин В.С. Методика расчета прочности стальных стержней с учетом деформированной схемы // Информационный листок о научно техническом достижении №87 - 1256. - М.: ВИМИ, 1987.
2. Чернов Н.Л., Шебанин В.С, Бурковский И.Д. Расчет бистальных элементов стержневых конструкций при учете ограниченных пластических деформаций и деформированной схемы // Строительная механика корабля.Сб. научных трудов / Николаевский кораблестроительный институт. - Николаев, 1987. - С. 91-98.
3. Рекомендации по расчету стальных конструкций на прочность по критериям ограниченных пластических деформаций. - 2-е изд. -М.: ЦНИИПроектстальконструкция им. Н.П. Мельникова, 1985. - 48 с.
4. СНИП П-23-81*. Строительные конструкции. Нормы проектирования. - М.: Стройиздат, 1982. - 93 с.

5. СНиП П-А. 10-71. Строительные конструкции и основания. Основные положения проектирования. -М.: Стройиздат, 1975. - С. 4-9.

УДК 534.121

ДИНАМІКА РАДІАЛЬНИХ ПУЛЬСАЦІЙ СФЕРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ З РІДИНОЮ

Шептилевський О.В., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

Розроблено математичну модель динамічної системи, що складається з сферичної оболонки постійної товщини, що заповнена рідиною з бульбашкою газу в центрі. Математична модель враховує можливість відсутності центральної симетрії.

Разработана математическая модель динамической системы, которая состоит из сферической оболочки постоянной толщины, заполненная жидкостью с газовой полостью в центре. Математическая модель учитывает возможность отсутствия центральной симметрии.

Розглянута система часто зустрічається в різних галузях науки і техніки, зокрема при зберіганні скрапленого газу під тиском і легко займистих речовин, застосовують сферичні резервуари. Сферичні ємності входять до складу устаткування технологічних ліній в хімічній промисловості. В атомній енергетиці широко застосовуються сферичні оболонки атомних реакторів.

Метою даної роботи є побудова математичної моделі для дослідження процесів, що виникають у динамічній системі, що з сферичної оболонки, заповненої рідиною, з бульбашкою газу в центрі за умови відсутності центральної та осьової симетрії.

При побудові математичної моделі використовували гіпотези Кірхгофа-Лява. Ці припущення дозволили розглядати переміщення в кожній точці оболонки, а також визначити напруги (σ_{ij}) через переміщення серединної поверхні. Вважали оболонку тонкої, однак, у зв'язку з тим, що вона закріплена в полюсах, в моделі враховували моментні складові. Матеріал оболонки абсолютно пружний.

Рідина передбачається ідеальної стисливої. Форма бульбашки залишається сферичної в процесі його пульсацій. Для побудови математичної моделі використовували сферичну систему координат з початком у центрі сфери. Тоді будь-яка точка системи буде мати координати $M(\theta; \varphi; r)$. Так як розглядаємо серединну поверхню оболонки, то для завдання точок на ній достатньо знати координатні кути. Математична модель системи складається з трьох підсистем рівнянь: динаміки оболонки, динаміки рідини і пульсацій бульбашки. Для визначення переміщень оболонки і кутів повороту використовуємо рівняння руху оболонки в сферичній системі координат [1]:

$$\frac{\partial T_{11}}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial T_{12}}{\partial \varphi} + (T_{11} - T_{22}) \operatorname{ctg} \theta + Q_1 + Rq_1 = \rho R h \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_{12}}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial T_{22}}{\partial \varphi} + 2T_{12} \operatorname{ctg} \theta + Q_2 + Rq_2 = \rho R h \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial Q_1}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial Q_2}{\partial \varphi} + Q_1 \operatorname{ctg} \theta - T_{11} - T_{22} + Rq_3 = \rho R h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial M_{11}}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial M_{12}}{\partial \varphi} + (M_{11} - M_{22}) \operatorname{ctg} \theta = Q_1 R + \frac{\rho h^3 R}{12} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial t^2}; \quad (4)$$

$$\frac{\partial M_{12}}{\partial \theta} + \frac{1}{\sin \theta} \frac{\partial M_{22}}{\partial \varphi} + 2M_{12} \operatorname{ctg} \theta = Q_2 R + \frac{\rho h^3 R}{12} \frac{\partial^2 \varphi^*}{\partial t^2}, \quad (5)$$

де: R - радіус серединної поверхні оболонки, q_i - складові сумарного тиску на поверхню оболонки, ρ - щільність оболонки, h - товщина оболонки, u, v, w - компоненти переміщення серединної поверхні, θ^*, φ^* - кути повороту серединної поверхні вздовж відповідних координатних ліній, $T_{11}, T_{22}, T_{12} = T_{21}$ - сили, що діють на одиницю довжини відповідної майданчика, $M_{11}, M_{22}, M_{12} = M_{21}$ - моменти серединної поверхні, Q_1, Q_2 - перерізуючим сили.

Система доповнена фізичними та геометричними співвідношеннями, які визначені через переміщення і повороти оболонки.

Для контролю виконання гіпотези про малих пружних деформаціях оболонки використовували умова Губера-Мізеса.

При дослідженні процесів, що відбуваються в рідині, використовували хвильове рівняння в сферичних координатах [2]:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} = c^2 \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial f}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial f}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 f}{\partial \varphi^2} \right], \quad (6)$$

де: f - потенціал швидкості рідини і швидкість звуку в не збудженій рідині рідини.

Для дослідження пульсацій бульбашки і тиску в ньому мали рівнянням балансу енергії в газовій порожнині [3]:

$$\frac{1}{\gamma - 1} \frac{d}{dt} (P_p \cdot V_p) + P_p \frac{dV_p}{dt} = N(t), \quad (7)$$

де: R_p - радіус бульбашки, P_p - тиск в бульбашці, γ - показник адіабати газу в бульбашці.

Для опису пульсації бульбашки використовували двошаровий за часом метод Ейлера-Коші. Для вирішення хвильового рівняння та системи, яка описує рух оболонки, застосовували тришарову схему «хрест», яка володіє хорошими дифузійними і дисперсійними властивостями.

Зв'язок між блоками математичної моделі здійснювалася за допомогою граничних умов на контактному розриві.

У початковий момент часу система знаходилася в стані статичної рівноваги. Зі стану рівноваги система виводилася шляхом введення енергії в пухирець, або шляхом зміни навантаження на оболонку в локальній області її поверхні.

Тестування моделі виконували на основі фундаментальних фізичних принципів, які включають перевірку збереження рівноваги системи у відсутності збурень, швидкості поширення поздовжніх і поперечних хвиль в

оболонці, хвиль в рідині і власних частот коливань бульбашки і оболонки, що збігаються з відомими результатами.

Результати тестування показують, що розроблена математична модель адекватно описує трикомпонентну динамічну систему.

ЛИТЕРАТУРА

1. Григолюк Э.И., Селезов И.Т. Итоги науки и техники: Механика твёрдых деформируемых тел., Т.5, М.: 1973. – 272с.
2. Сташкевич А.П. Акустика моря. Ленинград: Судостроение, 1966 – 350.
3. Наугольный К.А., Рой Н.А. Электрические разряды в воде. М.: Наука, 1977. – 151.

УДК 621.3.042(088.8)

НАПРЯМ УДОСКОНАЛЕННЯ СТАТИЧНИХ ІНДУКЦІЙНИХ ПРИБОРІВ НА ОСНОВІ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ СИСТЕМ З БАГАТОПЛОЩИННИМИ ТВІРНИМИ ПОВЕРХНЯМИ І МЕТОД ЇХ СТРУКТУРНОЇ ОПТИМІЗАЦІЇ

Плахтир О.О., к.т.н., доцент

Миколаївський національний аграрний університет

Розглянуто особливості, засоби удосконалення та показники порівняльного аналізу варіантів конструкторсько-технологічних рішень електромагнітних систем з багатоплощинними твірними поверхнями статичних індукційних пристроїв.

Рассмотрены особенности, способы усовершенствования и показатели сопоставительного анализа вариантов конструкторско-технологических решений электромагнитных систем с многоплоскостными образующим поверхностями статических индукционных устройств.

Основним типом електромагнітної системи (ЕМС) трифазних статичних індукційних пристроїв (СПІ) є асиметрична планарна з шихтованими магнітопроводами [1,2]. Такі магнітопроводи містять стрижні і ярма прямокутного перерізу (ЕМС малої потужності і початкових габаритів

середньої потужності) або вписаного в коло ступінчастого перерізу з пакетів електротехнічної сталі (ЕТС) різної ширини (ЕМС середньої і великої потужності). Названі ЕМС і магнітопроводи по показникам питомої матеріаломісткості, а також трудомісткості виробництва не задовольняють сучасним вимогам. Подальше удосконалення трифазних трансформаторів, реакторів і дроселів можливо на основі просторових магнітних симетричних ЕМС (СЕМС) [2-5]. Також, згідно [1-6], зниження технологічної матеріаломісткості і трудомісткості виробництва досягається виготовленням магнітопроводів способом навивки із стрічки або рулону ЕТС.

Просторові ЕМС відрізняються, згідно класифікації [5], типом конструкції і технології виготовлення магнітопроводів. Тип конструкції визначається напрямом магнітного потоку (радіальне, аксіальне) і формою перерізу (прямокутник, коло) стрижнів, наявністю і кількістю технологічних стиків, а також способом з'єднання стрижнів (трикутник, зірка). За типом технології СЕМС підрозділяються на шихтовані, шихтовано-пресовані, виті і комбіновані.

Представляється, що зіставлення СЕМС може бути виконане на основі двох груп показників і ознак (основних і допоміжних). Перша група може складатися з кількісних величин, що визначають технічні характеристики [4]. Другій групі повинні відповідати характерні особливості і ознаки технічного рівня, які визначають трудомісткість виготовлення, струм холостого ходу, додаткові втрати, а також функціональні можливості [3].

Величини першої групи можна визначити, керуючись [4], на основі комплексного показника якості:

$$Q = \sum_{i=1}^n q_i m_i, \quad (1)$$

де: q_i - відносний показник, який визначається відношенням однотипних i -х параметрів з номенклатури n основних показників функціональної і технічної ефективності нової розробки і умовно базового аналога порівнюваних

пристроїв електромеханіки; m_i - коефіцієнт вагомості i -го параметра, встановлений експертним методом, причому для n показників якості $\sum_{i=1}^n m_i = 1$.

Відповідно до [4], основними для СЕМС є показники об'єму і габаритних розмірів, питомої матеріаломісткості і вартості, коефіцієнта корисної дії (ККД), а також рівня відходів ЕТС.

Перший показник q_1 порівняння базового і порівнюваного варіантів можна визначити на основі коефіцієнта $K_{ко}$ використання геометричного об'єму [5] вказаних варіантів:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= K_{коб} / K_{ко} \\ K_{ко} &= \Pi_{ac} / \Pi_{ко} \\ K'_{ко} &= \Pi_{ac} / \Pi_{гр} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де: Π_{ac} - площа активних перерізів; $\Pi_{ко}$ - площа, обмежена контурним колом діаметром D_k ; $\Pi_{гр}$ - площа контуру габаритних розмірів b_r і l_r .

Варіант коефіцієнта (2) визначається особливостями об'єкту установки ($K_{ко}$ - в циліндричному корпусі; $K'_{ко}$ - у прямокутному блоці системи електроустаткування).

Загальним недоліком усіх варіантів СЕМС з прямокутним перерізом стрижнів, що наближається до кола, є невисоке значення коефіцієнта $K_{ко}$ ($K'_{ко}$).

Величина $K_{ко}$ ($K'_{ко}$) і компактність СЕМС можуть бути підвищені способом зменшення міжосьової відстані b_{oc} геометричних центрів перерізів стрижнів на основі нетрадиційних конфігурацій стрижнів, ярем і котушок обмотки, стінок обмотувальних вікон, що забезпечують паралельність [5].

Стрижні можуть бути виконані з витої розрізної заготівлі з тригранною утворювальною, а також з розрізних або сплюснутих витих концентричних заготівель.

Також відомі схеми, що характеризують СЕМС для СІП потужністю до 10000 кВА з тригранними внутрішніми контурами витих ярем і стрижнями з

витих елементів тригранної форми, а також з ідентичних прямокутних пластин (листів) ЕТС утворених поперечним розділенням стрічки (рулону) ЕТС.

Другий, третій і четвертий показники (q_2, q_3, q_4) можна визначити на основі окремих критеріїв оптимізації СП (відповідно мінімумів маси, вартості і втрат) за наявності математичних моделей з ідентичними для усіх варіантів СЕМС керованими змінними. Вказані критерії, як правило, визначаються при проектних обмеженнях, що відповідають конкретним вимогам (наприклад, напруга короткого замикання U_k чи струм холостого ходу відповідно силового або вимірювального трансформатора).

Оскільки кожна з можливих принципових схем СЕМС може бути реалізована з різним числом стиків на фазу, величина струму холостого ходу при визначенні кількісних показників структурної оптимізації може не враховуватися. Наявність стиків повинна братися до уваги при виборі базового варіанту на стадії параметричної оптимізації конкретного СП. Згідно, наприклад [1], активна і реактивна складові U_k залежать від електромагнітної потужності трансформатора S , частоти мережі f і співвідношення електромагнітних навантажень (щільності струму обмоток Δ і індукції стрижня B_c):

$$\left. \begin{aligned} U_{ка} &\equiv \sqrt[4]{\Delta^3} / \left(\sqrt[4]{S} \sqrt[4]{f^3 B_c^3} \right) ; \\ U_{кр} &\equiv b'_0 \Delta / B_c ; \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де: b'_0 - складова, що визначається розмірами котушок і ізоляційного проміжку в межах половини ширини b_0 обмотувального вікна.

Із співвідношень (3) витікає, що залежні від керованих змінних і визначальні цільові функції q_2, q_3, q_4 математичних моделей СП не повинні містити початкових даних, технічних вимог і електромагнітних навантажень.

Слід також відмітити, що порівняльний аналіз різних за конструкцією і просторовою формою елементів активної частини порівнюваних пристроїв електромеханіки однакового призначення, прийнято виконувати при дотриманні принципу електромагнітної еквівалентності [6]. Цьому принципу

відповідають ідентичність потужностей, електромагнітних навантажень, коефіцієнтів заповнення і вживаних матеріалів порівнюваних пристроїв. Позначеним вище вимогам до початкових даних, керованим змінним і цільовим функціям задовольняють математичні моделі трансформаторів [5, 6].

У вказаних моделях цільовими функціями оптимізації СЕМС є відносні коефіцієнти зміни маси K_m , вартості K_c і сумарних втрат K_n активної частини. У якості керованих змінних прийняті: відношення λ_o висоти h_o і ширина b_o обмотувального вікна, відношення «а» діаметрів розрахункових контурних кіл з діаметрами D_n і D_b , а також центральний кут стрижня α_c :

$$\lambda_o = h_o / b_o \quad a = D_n / D_b .$$

При цьому реальні цільові функції (маси m_A , вартості c_A і суми втрат P_Σ) пов'язані з відповідними відносними коефіцієнтами залежностями, що містять характеристики матеріалів і коефіцієнт початкових даних і електромагнітних навантажень K_n .

Для усіх вказаних аксіальних СЕМС залежності m_A , c_A і P_Σ від λ_o і a є унімодальними функціями, а α_c обмежується конструктивно і технологічно [5,6]. Тому показники q_i визначаються значеннями екстремумів K_m , K_c і K_n базового і досліджуваних варіантів при умовно і практично ідентичних в зонах екстремумів (мінімумів) вказаних функцій заздалегідь прийнятих енергетичних показників η і $\cos \phi_1$:

$$q_2 = \frac{K_{мэб}}{K_{мэ}} ; q_3 = \frac{K_{сэб}}{K_{сэ}} ; q_4 = \frac{K_{пэб}}{K_{пэ}} .$$

Рівень відходів ЕТС визначається коефіцієнтом:

$$q_5 = K_{этсб} / K_{этс} ,$$

де: $K_{этсб}$ і $K_{этс}$ - коефіцієнти відношення маси використаної сталі і маси непросоченого магнітопроводу базового і порівнюваного варіантів.

У другу допоміжну групу особливостей і ознак слід включити: число стиків на фазу; особливості розташування (наявність збігу) шарів стали

стрижнів і ярем в площинах стиків; наявність і число пересічних площин стиків різних фаз; кількість складових елементів магнітопроводу і наявність серед них ідентичних, кількість одиниць технологічного оснащення, а також необхідність використання складного технологічного устаткування.

Відносні цільові функції також можуть бути використані для двохетапної параметричної оптимізації СІП. На першому етапі визначаються екстремальні значення і ті, які відповідають оптимальним співвідношенням розмірів при заданому критерію оптимізації. На другому етапі при фіксованих λ_{03} , a_3 , і α_c оптимізуються електромагнітні навантаження при заданих проектних обмеженнях.

Порівняльний аналіз варіантів СЕМС може бути виконаний на основі п'яти кількісних відносних показників СІП $q_{(i=1...5)}$ і щонайменше шести ознак технічного рівня конструкції і технології виробництва магнітопроводів. Універсальними, тобто незалежними від конкретних співвідношень електромагнітних навантажень і придатними для визначення показників q_i виходячи з оптимальних геометричних співвідношень кожної з існуючих СЕМС СІП, є відносні цільові функції у вигляді коефіцієнтів зміни маси, вартості і суми втрат, а також керовані змінні геометричної оптимізації: λ_0 , a , α_c .

ЛИТЕРАТУРА

1. Бальян Р.Х. Трансформаторы малой мощности / Р.Х. Бальян. — Л.: Судпромгиз, 1961. — 368 с.
2. Тихомиров П.М. Расчет трансформаторов: Учеб. пособие для вузов. / П.М. Тихомиров. — 4-е изд. перераб. и доп. — М.: Энергия, 1976. — 544 с.
3. Плахтырь О.О. Варианты конструкций и классификация пространственных магнитопроводов трехфазных трансформаторов и реакторов // О.О. Плахтырь. — Електротехніка і електромеханіка. — 2002. — №3. — С.64-65.
4. Пентегов И.В. Новые конструкции трехфазных трансформаторов с ленточными магнитопроводами / И.В. Пентегов, С.В. Рымар,

А.В. Лавренюк и др. — вісник НТУ “ХП”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика. — Харків: НТУ “ХП”. — 2002. — №14. — С. 86-87.

5. Ставинский А.А. Зависимости массо-стоимостных показателей трехфазных пространственных трансформаторов с ромбическими катушками обмоток от геометрических соотношений активной части // А.А. Ставинский, О.О. Плахтырь, Р.А. Ставинский. — Электромашинобудування та електрообладнання. Міжвід. наук.-техн. зб. — 2002. Вип..58. — С.85-91.
6. Ставинский А.А. Сравнительный анализ материалоемкости вариантов трехфазных пространственных электромагнитных систем // А.А. Ставинский, О.О. Плахтырь. — Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ. — Кременчук: КДПУ, 2003. — №2(19), том 1. — С.53-56.

УДК 621.314:536.74

ОСОБЛИВОСТІ АВТОМАТИЗОВАНОГО УПРАВЛІННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИМИ ПРОЦЕСАМИ В УМОВАХ ЕЛЕВАТОРА

Хвоцан О.В., к.т.н., старший викладач

Миколаївський національний аграрний університет

Розглянуто схеми простого управління, диспетчерського управління, дистанційного автоматизованого диспетчерського керування елеваторами з датчиками рівня зерна та температури.

Рассмотрены схемы простого управления, диспетчерского управления, дистанционного автоматизированного диспетчерского управления элеваторами с датчиками уровня зерна и температуры.

Залежно від виду зв'язку і досконалості устаткування диспетчерське управління елеваторів влаштовують за різними схемами: просте управління, диспетчерське управління, дистанційне автоматизоване диспетчерське

керування. Диспетчерське управління (ДУ) передбачає виконання наступних операцій:

- дистанційний (з пульта управління, встановленого в диспетчерській) пуск і зупинку електродвигунів приводів транспортного, технологічного і аспіраційного устаткування з автоматичною світловою сигналізацією про роботу електродвигунів;
- сигналізація на встановленому щиті про положення розподільних пристроїв і міру заповнення бункерів;
- автоматичне блокування, що забезпечує задану послідовність запуску і зупинки машин;
- ручне управління усіма розподільними пристроями і засувками.

Система дистанційного автоматизованого управління (ДАУ) також передбачає дистанційний контроль міри завантаження норій за допомогою амперметра, включеного в мережу електродвигуна. Амперметри встановлюються на щиті сигналізації. У черевиків норій (для захисту їх від завалів) встановлюють засувки, які закриваються у разі отримання сигналів про заповнення бункера. Заповнення бункерів контролюють встановленими в них датчиками рівня зерна.

Система ДАУ передбачає автоматичне блокування, що забезпечує послідовність маршруту і пуску устаткування і виключає змішування різних партій зерна, запобігає завалам устаткування зерном.

Для зручності наладки і забезпечення надійних умов експлуатації схемні рішення ДАУ повинні передбачати два режими роботи: централізоване автоматизоване управління і місцеве управління без збереження автоблокування за допомогою відключення ланцюгів для зняття потенціалу на усіх ділянках системи. Переклад на місцеве управління має бути здійснений з розподільних панелей або при необхідності з пульта управління.

Псуванню зерна в процесі його зберігання передують підвищення температури, тому важливо контролювати її зміну. У силосах елеваторів температуру зерна контролюють за допомогою електротермічних установок.

Електротермометри полегшують спостереження і контроль за зерном і дозволяють по зміні температури виявляти гнізда саморозігрівання і вживати відповідні заходи. Установки забезпечують контроль, реєструють температуру, перевіряють контрольовані параметри в діапазоні 15-35⁰С, реєструють вихід параметрів за межі норми звуковою і світловою сигналізацією у разі перевищення температури в будь-якій точці понад критичного значення (35⁰С).

Система може включатися в роботу автоматично від контакту годинника, встановленого на пульті, або оператором. При перевищенні температури в зонах виміру вище 35⁰С включається аварійна звукова і світлова сигналізація.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трисвятский Л.А. Хранение зерна. - М.: Колос, 1975. - 250 с.
2. Джанкуразов Б.О. Научные основы хранения зерна / Б.О.Джанкуразов, А.И.Издаев, К.С.Кулажанов. - Алматы: Алейрон, 2002. - 232 с.
3. Гудилин А.В. Технология обработки зерна на элеваторах / А.В.Гудилин, С.М.Савченко. – М.: Колос, 1982. – 124 с.

УДК 621.314

ЗАВИСИМОСТИ СТАТИЧЕСКИХ ИНДУКЦИОННЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ С ВИТЫМ МАГНИТОПРОВОДОМ

*Садовый А.С., ассистент, Цыганов А.М., ассистент
Николаевский национальный аграрный университет*

В данной статье получены основные аналитические зависимости в виде целевых функций, необходимых для оптимизации главных размеров и геометрических соотношений активной части трехфазных трансформаторов с витым «безотходным» разрезным стыковым пространственным магнитопроводом.

У даній статті отримані основні аналітичні залежності у вигляді цільових функцій, необхідних для оптимізації головних розмірів і геометричних співвідношень активної частини трифазних трансформаторів з крученим «безвідходним» розрізним стиковим просторовим магнітопроводом.

Согласно классификации пространственных электромагнитных систем (ПЭМС) современных трехфазных трансформаторов (ТТ) [1-4] они бывают с аксиальным и радиальным направлением магнитных линий. Принципиальная конструкция ПЭМС с аксиальным малоотходным штампо-прессованным или витым «безотходным» разрезным стыковым пространственным магнитопроводом (СПМ) рис. 1.

В СПМ системы в качестве расчетных принимаются диаметры окружностей, полуразность которых соответствует радиальной высоте стержня. При этом ширина стержня связана с D_B соотношением [4-6]:

$$b_c = D_B k_{\alpha 1}; \quad (1)$$

где: $k_{\alpha 1}$ – коэффициент центрального угла стержня,

$$k_{\alpha 1} = \operatorname{tg}(\alpha_c/2).$$

Радиальная высота стержня определяется согласно [1] соотношением:

$$h_c = (D_H - D_B)/2 = D_B (a_m - 1)/2. \quad (2)$$

Гипотенуза oc треугольника odc (рис. 1, в) определяется через D_B посредством соотношения:

$$oc = D_B / [2 \cos(\alpha_c/2)]. \quad (3)$$

Ширина обмоточного окна СПМ (рис. 1, а и в) определяется посредством (3):

$$b_o = 2oc \sin(\alpha_o/2) = 2oc \sin[(\pi/3) - (\alpha_c/2)] = D_B k_{\alpha 2}, \quad (4)$$

где: $k_{\alpha 2}$ – коэффициент центральных углов стержня и обмоточного окна,

$$k_{\alpha 2} = \sin[(\pi/3) - (\alpha_c/2)] / \cos(\alpha_c/2).$$

Площадь сечения стали стержня СПМ системы (рис. 1) определяется, с учетом (1) и (2):

$$P_c = k_{zc} b_c h_c = k_{zc} k_{\alpha 1} D_B D_B (a_m - 1)/2 = k_{zc} k_{\alpha 1} D_B^2 (a_m - 1)/2. \quad (5)$$

Сторона ac прямоугольника $aa'cc'$ (рис. 1, б) может быть определена, с учетом (4):

$$b_o/2 = ac \sin(\pi/3) = ac \sqrt{3}/2; \quad ac = b_o / \sqrt{3} = k_{\alpha 2} D_B / \sqrt{3}. \quad (6)$$

Площадь прямоугольника $aa'sc'$ определяется исходя из (1) и (6):

$$\Pi_{aa'sc'} = b_c ac = D_B k_{a1} k_{a2} D_B / \sqrt{3} = k_{a1} k_{a2} D_B^2 / \sqrt{3} . \quad (7)$$

Площадь треугольной поверхности $aa'f$ ярма определяется, с учетом (1):

$$\Pi_{aa'f} = b_c^2 \sqrt{3} / 4 = \sqrt{3} k_{a1}^2 D_B^2 / 4 . \quad (8)$$

Сторона ac прямоугольника $aa'sc'$ (рис. 1, б) может быть определена, с учетом (4):

$$b_o / 2 = ac \sin(\pi/3) = ac \sqrt{3} / 2 ;$$

$$ac = b_o / \sqrt{3} = k_{a2} D_B / \sqrt{3} . \quad (9)$$

Площадь прямоугольника $aa'sc'$ определяется исходя из (1) и (6):

$$\Pi_{aa'sc'} = b_c ac = D_B k_{a1} k_{a2} D_B / \sqrt{3} = k_{a1} k_{a2} D_B^2 / \sqrt{3} . \quad (10)$$

Площадь треугольной поверхности $aa'f$ ярма определяется, с учетом (1):

$$\Pi_{aa'f} = b_c^2 \sqrt{3} / 4 = \sqrt{3} k_{a1}^2 D_B^2 / 4 . \quad (11)$$

Масса СПМ системы (рис. 1) определяется на основе (1), (2), (4), (5), (7) и (8):

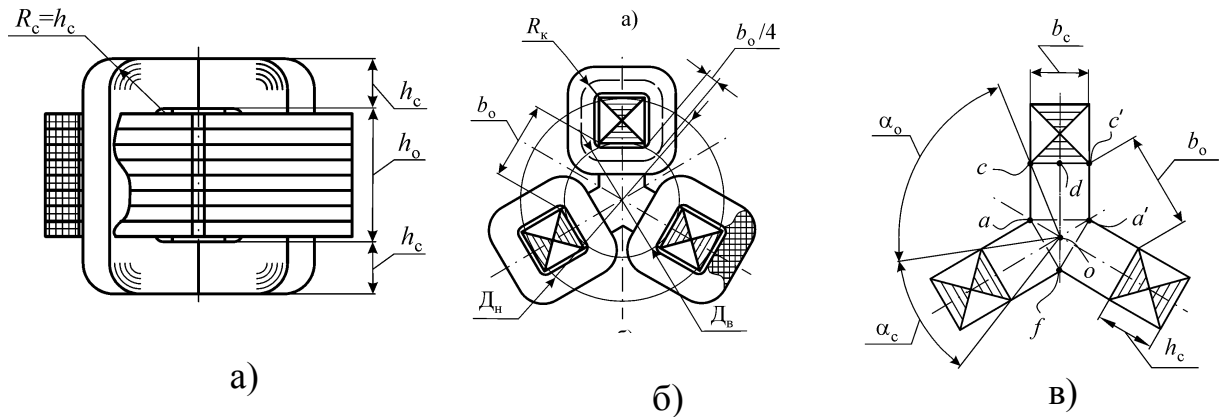


Рис. 1. Схема аксиальной ПЭМС с плоскими пересекающимися образующими плоскостями и соединением стержней по схеме «звезда»:

а – вид сбоку; б – вид сверху в разрезе;

в – элементы геометрии магнитопровода

$$m_{\text{мYап}} = \gamma_c \left[\begin{aligned} &3h_o \Pi_c + 3\pi k_{3c} b_c h_c^2 / 2 + \\ &+ 6k_{3c} h_c \Pi_{aa'c'c} + 2k_{3c} h_c \Pi_{aa'f} \end{aligned} \right] = \gamma_c \left[\begin{aligned} &3\lambda_o D_B k_{\alpha 2} k_{3c} k_{\alpha 1} D_B^2 (a_m - 1) / 2 + \\ &+ 3\pi k_{3c} D_B k_{\alpha 1} D_B^2 (a_m - 1)^2 / 8 + \\ &+ \frac{6k_{3c} D_B (a_m - 1) k_{\alpha 1} k_{\alpha 2} D_B^2}{2\sqrt{3}} + \\ &+ 2k_{3c} D_B (a_m - 1) \sqrt{3} k_{\alpha 1}^2 D_B^2 / 8 \end{aligned} \right] = 1,5k_{3c} \gamma_c k_{\alpha 1} D_B^3 (a_m - 1) \times \\ \times \left[\begin{aligned} &k_{\alpha 2} (1,155 + \lambda_o) + \\ &+ 0,7854(a_m - 1) + 0,289k_{\alpha 1} \end{aligned} \right]. \quad (12)$$

Согласно [2-6] для СПМ (рис. 1, в) при подстановке (4) преобразуется:

$$\Pi_c = k_{\text{ид}} / (k_{3o} \lambda_o D_B^2 k_{\alpha 2}^2). \quad (13)$$

Из равенства левых частей (5) и (10) следует:

$$k_{3c} k_{\alpha 1} D_B^2 (a_m - 1) / 2 = k_{\text{ид}} / (k_{3o} \lambda_o D_B^2 k_{\alpha 2}^2); \\ D_B = \sqrt[4]{2k_{\text{ид}} / [k_{3c} k_{3o} k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_m - 1)]}. \quad (14)$$

На основе (11) выражение массы (9) представляется в виде:

$$m_{\text{мYап}} = 1,5k_{3c} \gamma_c k_{\alpha 1} \times \\ \times \left(\sqrt[4]{2k_{\text{ид}} / [k_{3c} k_{3o} k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_m - 1)]} \right)^3 (a_m - 1) \times \left[\begin{aligned} &k_{\alpha 2} (1,155 + \lambda_o) + 0,7854(a_m - 1) + \\ &+ 0,289k_{\alpha 1} \end{aligned} \right] = . \quad (15) \\ = \gamma_c \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{3o})} \right)^3 k_{\text{мYап}}$$

где: $k_{\text{мYап}}$ – коэффициент изменения массы СПМ системы (рис. 1),

$$k_{\text{мYап}} = 1,5k_{3c} k_{\alpha 1} \left(\sqrt[4]{2 / [k_{\alpha 1} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_m - 1)]} \right) \times (a_m - 1) \left[\begin{aligned} &k_{\alpha 2} (\lambda_o + 1,155) + 0,7854 \times \\ &\times (a_m - 1) + 0,289k_{\alpha 1} \end{aligned} \right]. \quad (16)$$

Функциональные зависимости (13) при $\alpha_c = 60^\circ$ представлены на рис. 2.

Средняя длина витка катушки ПЭМС (рис. 1, а и б) определяется с учетом (1), (2) и (4):

$$l_{\text{wYап}} = 2k_w (b_c + h_c + \pi b_o / 4) = 2 \left[\begin{aligned} &D_B k_{\alpha 1} + D_B (a_m - 1) / 2 + \\ &+ \pi D_B k_{\alpha 2} / 4 \end{aligned} \right] = k_w D_B (2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_m - 1). \quad (17)$$

На основе (4) и (14), а также общего выражения из [3-5,6], масса АМО обмотки ПЭМС (рис. 1) определяется:

$$m_{\text{oYап}} = 1,5k_w \gamma_o k_{3o} \lambda_o D_B \times \left(\frac{2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2}}{a_m - 1} \right) k_{\alpha 2}^2 D_B^2 = 1,5k_w \gamma_o k_{3o} \lambda_o k_{\alpha 2}^2 D_B^3 \times (2k_{\alpha 1} + 1,571k_{\alpha 2} + a_m - 1) \quad (18)$$

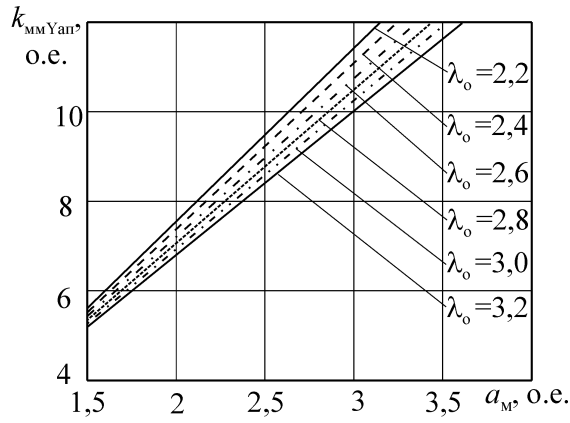


Рис. 2. Зависимости коэффициента массы аксиального СМП с прямоугольным сечением и соединением стержней по схеме «звезда» от геометрических управляемых переменных λ_o и a_m

На основе (11) выражение (19) преобразуется к виду:

$$m_{oYап} = 1,5k_w \gamma_o k_{zo} \lambda_o k_{a2}^2 \times \left(\sqrt[4]{2k_{ид} / [k_{zc} k_{zo} k_{a1} k_{a2}^2 \lambda_o (a_m - 1)]} \right)^3 \times (2k_{a1} + 1,571k_{a2} + a_m - 1) = \gamma_o \left(\sqrt[4]{k_{ид} / (k_{zc} k_{zo})} \right)^3 k_{moYап}, \quad (20)$$

где: $k_{moYап}$ – коэффициент изменения массы обмотки ПЭМС (рис. 1),

$$k_{moYап} = 1,5k_w k_{zo} \lambda_o k_{a2}^2 \times \left(\sqrt[4]{2 / [k_{a1} k_{a2}^2 \lambda_o (a_m - 1)]} \right)^3 \times (2k_{a1} + 1,571k_{a2} + a_m - 1). \quad (21)$$

Функциональные зависимости (20) при $k_{zo} = 0,34$, $\alpha_c = 60^\circ$ и двух значениях k_w представлены на рис. 3.

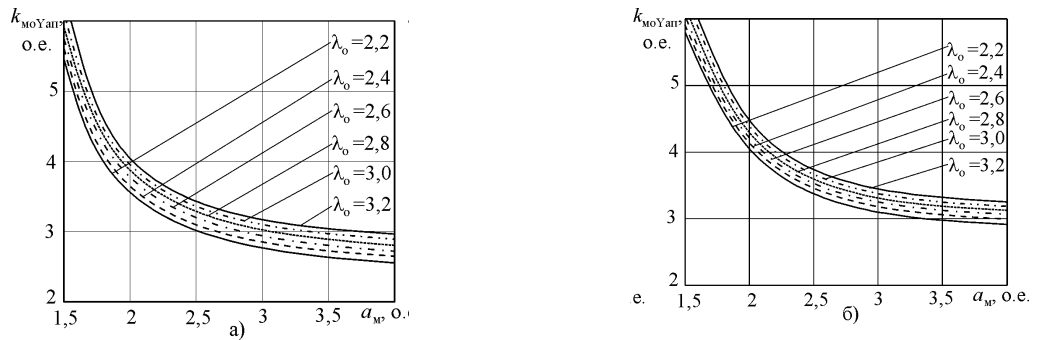


Рис. 3. Зависимости коэффициента массы обмотки от геометрических управляемых переменных λ_o и a_m при значениях коэффициента средней длины витка $k_w = 1,0$ (а) и $k_w = 1,1$ (б)

Масса активных материалов ТТ с ПЭМС (рис. 1) определяется на основе (12), (13) и (16), (17) функциональной зависимостью:

$$m_{Y_{\text{ап}}} = m_{MY_{\text{ап}}} + m_{OY_{\text{ап}}} = \gamma_c \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{30})} \right)^3 k_{MY_{\text{ап}}} = \gamma_o \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{30})} \right)^3 k_{MOY_{\text{ап}}} = \gamma_c \left(\sqrt[4]{k_{\text{ид}} / (k_{3c} k_{30})} \right)^3 k_{MY_{\text{ап}}}, \quad (22)$$

где: $k_{MY_{\text{ап}}}$ – коэффициент изменения массы активных материалов ПЭМС (рис. 1),

$$k_{MY_{\text{ап}}} = k_{MY_{\text{ап}}} + \gamma_o k_{MOY_{\text{ап}}} / \gamma_c = 1,5 \left(\sqrt[4]{2 / [k_{\text{ид}} k_{\alpha 2}^2 \lambda_o (a_M - 1)]} \right)^3 \times \left\{ k_{3c} k_{\text{ид}} (a_M - 1) \left[\begin{aligned} &k_{\alpha 2} (\lambda_o + 1,155) + \\ &+ 0,7854(a_M - 1) + \\ &+ 0,289k_{\text{ид}} \end{aligned} \right] + \right. \\ \left. + k_{30} k_w k_{\alpha 2}^2 \lambda_o \left(\begin{aligned} &2k_{\alpha 1} + \\ &+ 1,571k_{\alpha 2} + \\ &+ a_M - 1 \end{aligned} \right) \gamma_o / \gamma_c \right\}. \quad (23)$$

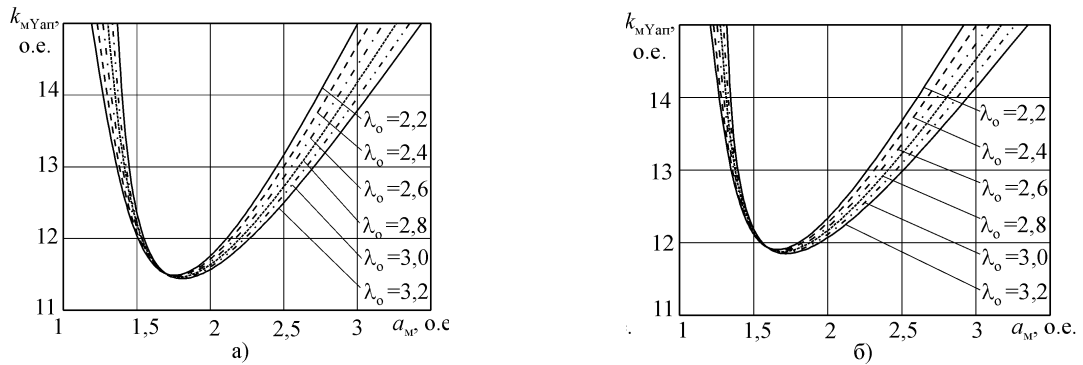


Рис. 4. Зависимости коэффициента массы активной части от геометрических управляемых переменных λ_o и a_M при значениях коэффициента средней длины витка $k_w = 1,0$ (а) и $k_w = 1,1$ (б)

Функциональные зависимости (23) представлены на рис. 4 при двух значениях k_w и $k_{30} = 0,34$, а также значении $\alpha_c = 60^\circ$, соответствующем минимуму ЦФ $m_{Y_{\text{ап}}}$ (получено на основе расчета значений функций $k_{MY_{\text{ап}}} = f(\lambda_o, a_M)$ при фиксированных α_c в диапазоне изменения $\alpha_c = 30 \dots 90^\circ$).

Из полученных аналитических зависимостей следует, что с увеличением контурного угла $\alpha_c = 20 \dots 60^\circ$ массы ПЭМС (рис. 1, а и б) снижаются, а масса ПЭМС (рис. 1, в) с увеличением угла $\alpha_c = 20 \dots 60^\circ$ возрастает.

Наилучшие технико-экономические показатели обеспечивает ПЭМС (рис. 1, в) с минимальной массой, технологической материалоемкостью и габаритными размерами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов-Смоленский А.В. 2001. Перспективы развития электромеханики в XXI веке./ А.В. Иванов-Смоленский, И.П. Копылов, Е.М. Лопухина и др.// Электропанорама. № 1. 14 – 15.
2. Тихомиров П.М. 1986. Расчет трансформаторов.- М.: Энергоатомиздат, 528.
3. Плахтырь О.О. 2002. Варианты конструкций и классификация пространственных магнитопроводов трехфазных трансформаторов и реакторов// Електротехніка і Електромеханіка. № 3. 64-65.
4. Пентегов И.В. 2002. Новые конструкции трехфазных трансформаторов с ленточными магнитопроводами./ Пентегов И.В., Рымар С.В., Лавренюк А.В. и др.- Вісник НТУ “ХПІ”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. Теорія і практика.- Харків: НТУ “ХПІ”. № 14. 86- 97.
5. Плахтир О.О. 2004 Удосконалення трифазних трансформаторів з просторовими магнітопроводами: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.09.01/ Одеський нац. політехн. ун-т. – Одеса,. – 24 с
6. Ставинський А.А., Плахтир О.О. 2003. Сравнительный анализ материалоемкости вариантов трехфазных пространственных электромагнитных систем // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ. – Кременчук: КДПУ. – 2003. – Вип. 2 (19), том 1. – С. 53–56.

УДК 621.3

МОДЕЛЮВАННЯ АСИНХРОННОГО ЕЛЕКТРОДВИГУНА З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОГРАМНОГО МОДУЛЯ ANSYS MAXWELL RMXprt

Кириченко О.С., к.т.н., доцент

Миколаївський національний аграрний університет

В роботі викладено результати дослідження в області проектування і моделювання електричних машин для електротехнологій з використанням програмного модуля Ansys Maxwell RMXprt. В результаті отримано основні робочі параметри змодельованого асинхронного електродвигуна.

Проаналізовано переваги використання інтерактивних моделей програмного модуля Ansys Maxwell RMxprt.

В работе изложены результаты исследования в области проектирования и моделирования электрических машин для электротехнологий с использованием программного модуля Ansys Maxwell RMxprt. В результате получены основные рабочие параметры смоделированного асинхронного электродвигателями. Проанализированы преимущества использования интерактивных моделей программного модуля Ansys Maxwell RMxprt.

В роботі викладено результати дослідження в області проектування і моделювання електричних машин для електротехнологій з використанням програмного модуля Ansys Maxwell RMxprt. Даний програмний модуль базується на аналітичній теорії електричних машин [1]. У зв'язку з цим, розглянуто математичні моделі узагальненої асинхронної машини і асинхронної машини з короткозамкнутим ротором, що засновані на класичній аналітичній теорії асинхронних машин. З використанням інтерактивної параметризованої моделі трифазного індукційного двигуна виконано моделювання асинхронного двигуна для електротехнологій [2-5].

Розрахунок асинхронного електродвигуна для електротехнологій проводився при наступних вихідних даних: вихідна потужність – 15 кВт, номінальна напруга – 380 В, частота – 50 Гц, номінальна частота обертання – 970 об/хв, втрати потужності на тертя – 150 Вт, паразитні втрати – 750 Вт, робоча температура – 75 °С.

Вихідні розрахункові параметри статора: число пазів – 60, зовнішній і внутрішній діаметри відповідно – 340 і 205 мм, довжина статора – 310 мм, тип сталі М19_24G. Форма пазів обрана І-го типу з наступними геометричними розмірами: $h_{s0} = 0,8$ мм; $h_{s2} = 39,48$ мм; $b_{s0} = 3$ мм; $b_{s1} = 4,8$ мм; $b_{s2} = 8,2$ мм.

Вихідні розрахункові параметри ротора: число пазів – 36, внутрішній діаметр – 80 мм, довжина ротора – 310 мм, тип сталі М19_24G. Форма пазів, також, обрана І-го типу з наступними геометричними розмірами: $h_{s0} = 0,5$ мм; $h_{s2} = 14,34$ мм; $b_{s0} = 1$ мм; $b_{s1} = 3,3$ мм; $b_{s2} = 3,3$ мм.

В результаті отримано робочі характеристики змодельованого асинхронного електродвигуна для електротехнологій. Встановлено основні робочі параметри спроектованого електродвигуна: момент на валу $M = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, ККД $\eta = 85 \%$, фазний струм $I = 45 \text{ А}$, коефіцієнт потужності $\cos(\varphi) = 0,8$.

Проаналізовані переваги використання інтерактивних моделей програмного модуля Ansys Maxwell RMxprt для проектування електричних машин і аналізу їх робочих характеристик.

ЛІТЕРАТУРА

1. Алиев И.И. 2004. Асинхронные двигатели в трехфазном и однофазном режимах. М.: ИП Радио Софт, 128.
2. Басов К.А. 2002. Ansys в примерах и задачах. М.: Компьютер Пресс, 224.
3. Басов К.А. 2005. Ansys: справочник пользователя. М.: ДКМ Пресс, 640.
4. Кириченко О. С. 2014. Дослідження робочих характеристик асинхронного двигуна електронасосного агрегату для електротехнологій з використанням програмного модуля Ansys Maxwell RMxprt. Наукові праці: науково-методичний журнал. Миколаїв: Вид-во ЧДУ ім. Петра Могили. Вип. 225. Т. 237. Комп'ютерні технології, 25-30.
5. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. 2004. Ansys для инженеров. М.: Машиностроение, 512.

УДК 40.7

ТЕОРЕТИЧНІ ПІДХОДИ ДО ВИЗНАЧЕННЯ КОНЦЕНТРАЦІЇ ОЗОНУ ГЕНЕРОВАНОГО В КОРОННОМУ РОЗРЯДІ

Захаров Д.О., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

В роботі проаналізовано основні підходи у визначенні концентрації озону генерованого в коронному розряді. Складено систему кінетичних рівнянь, що описує процес утворення озону в плазмі O_2 під дією коронних розрядів.

В работе проанализированы основные подходы в определенные концентрации озона генерируемого в коронном разряде. Составлено систему кинетических уравнений, описывающей процесс образования озона в плазме O₂ под действием коронных разрядов.

Слід зазначити, що визначення кількості утвореного озону коронним розрядом в повітрі є досить пріоритетним напрямком в розробці генераторів озону. Особливо гостро дане питання постає коли озон генерується коронними розрядами безпосередньо в продукції, що підлягає обробці [1], так як вимірювання його концентрації вимагає транспортування озон-повітряної суміші з оброблюваного середовища до пристрою реєстрації, що в свою чергу значно зменшує точність вимірювання.

Враховуючи вищесказане, для оцінки концентрації озону слід використати числений розв'язок системи кінетичних рівнянь, що описують процеси в плазмі коронного розряду. Для спрощення розрахунків та попередньої оцінки результатів запропоновано використання механізму, детально описаного в [2], який враховує 14 реакцій в плазмі O₂. Для даних реакцій складено систему з 11 кінетичних рівнянь виду:

$$\frac{dC_i}{dt} = \pm k_1 \cdot C_1 \cdot C_i \pm k_2 \cdot C_2 \cdot C_i \pm \dots \pm k_n \cdot C_n \cdot C_i,$$

де: k_i - константа швидкості відповідної елементарної реакції, C – концентрація молекул i -ї компоненти.

Дана система враховує константи швидкості елементарних реакцій та початкові концентрації всіх елементів, вплив параметрів коронного розряду в даній системі описується через початкову концентрацію електронів.

Для розв'язку подібних систем доцільним є використання методу Рунге-Кутти четвертого порядку. Розв'язок даної системи диференціальних рівнянь виконано за допомогою програмного забезпечення Mathcad та спеціалізованої програми Kinet.

В даній роботі проаналізовано методику визначення концентрації озону в плазмі коронного розряду, та проведено апробацію даної методики шляхом розрахунку процесів в плазмі O₂.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дубовенко К.В. Захаров Д.О. Знезараження зернової продукції імпульсним коронним розрядом / Дубовенко К.В., Захаров Д.О. // Вісник національного технічного університету «ХПІ» №61 (967). – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – С. 139 – 149.
2. Pekárek S. Non-Thermal Plasma Ozone Generation / S. Pekárek // Acta Polytechnica Vol. 43 No. 6/2003 p. 47-51.

УДК 40.7

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОТЕХНОЛОГІЧНОГО УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ФАРБУВАННЯ В ЕЛЕКТРИЧНОМУ ПОЛІ

Бясова О.В., викладач

*Новобузький коледж Миколаївського національного аграрного
університету*

В роботі проведено аналіз сучасного електротехнологічного обладнання для нанесення фарби в електричному полі. Проведено аналіз характеристик електричного поля між заготовкою та коронуючим електродом.

В работе проведен анализ современного электротехнологического оборудования для нанесения краски в электрическом поле. Проведен анализ характеристик электрического поля между заготовкой и коронирующим электродом.

Перед сільськогосподарськими виробниками досить гостро постає проблема зменшення вартості робіт та зменшення витрат фарби під час проведення ремонтних робіт. При цьому слід зауважити, що ремонтні майстерні сільськогосподарського обладнання в сучасних умовах повинні бути мобільними та компактними.

Для фарбування в електричному полі заготовку на яку необхідно нанести фарбу заземлюють, а інший електрод має негативний потенціал, що зумовлює утворення негативного коронного розряду. Частинки розпиленої фарби

проходячи між цими електродами заряджаються, що власне і зумовлює рівномірність нанесення фарби на виріб.

Аналіз існуючого обладнання показав, що для електрофарбування розроблено достатню кількість устаткування. Проте відкритим залишається питання зменшення вартості подібного устаткування та знаходження шляхів підвищення ефективності нанесення фарби на складні поверхні.

В роботі проведено аналіз сучасного обладнання для нанесення фарби на металеві поверхні в електричному полі. За допомогою програмного забезпечення FEMM 4.2 проведено математичне моделювання розподілу характеристик електричного поля між заготовкою та коронуючим електродом.

ЛІТЕРАТУРА

1. И.П. Верещагин Коронный разряд в аппаратах электронно-ионной технологи / Верещагин И.П. - М.: Энергоатомиздат, 1985.
2. А.А. Щерба, К.В. Дубовенко Высоковольтные электроразрядные компактные системы / – К.: Наукова думка, 2008. – 264 с.

УДК 631.363.285

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ЕЛЕКТРОСЕПАРАТОРА ДЛЯ СЕПАРАЦІЇ РИЦИНИ

Бясов С.Є., викладач

*Новобузький коледж Миколаївського національного аграрного
ніверситету*

*Розглянуто особливості обробки насіння рицини із застосуванням
електросепаратора. Розроблено конструкцію електросепаратора для
очищення рушанки рицини від лушпиння.*

*Рассмотрены особенности обработки семян клещевины с применением
электросепараторов. Разработанная конструкция электросепаратора для
очищения рушанки клещевины от шелухи.*

Насіння рицини має дуже тендітну оболонку й високоолійне ядро з дуже малою механічною міцністю. Збільшення вмісту оболонки в ядрі, що йде на

переробку, підвищує кислотне число олії. Присутність оболонки в ядрі впливає й на ряд показників роботи устаткування: зменшується відсоток використання корисної місткості устаткування, його продуктивність, викликає швидке зношування пресів і вальців. Заоліювання оболонки призводить до зниження виходу олії. Ці особливості обумовлюють специфічні умови їхнього обрушення й сепарування отриманої рушанки. Для одержання касторової олії високої якості, у тому числі й медичної необхідно максимальне відділення оболонки від ядра. Застосування електросепаратора дає змогу мінімізувати вміст оболонки в ядрі. В електричному полі тонкодисперсним частинкам надається електричний заряд під дією якого відбувається їх осадження.

Рушанка рицини із бункера 1 проходить через зону іонізації в якій знаходяться коронуючі електроди 2.

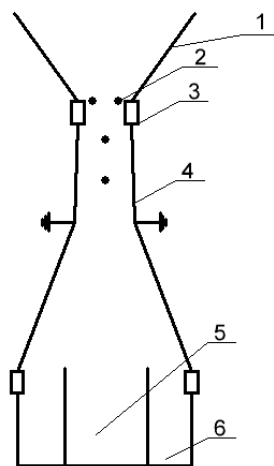


Рис. 1. Конструкція електросепаратора для сепарації насіння рицини:
1 – бункер; 2 – коронуючі електроди; 3 – ізолятори; 4 – осаджувальні електроди; 5 – бункер для очищеного насіння; 6 – бункер для лушпиння

Коронний розряд забезпечує електричний заряд рушанки яка рухається в між електродному просторі. Нижче бункера знаходяться осаджувальні електроди 4 які ізольовані від нього ізоляторами 3. Ядра порівняно з лушпинням має значну вагу і під її дією падають в приймальний бункер 5. Лушпиння завдяки меншій вазі і добрим аеродинамічним властивостям орієнтуються в сторону заземлених електродів та попадають в ємність 6.

ЛІТЕРАТУРА

1. Басов А.М., Лукиенко Т.Н. Очистка и сортировка мелких семян в поле коронного разряда// Техника в сел. х-ве.-1963.-№3.
2. Бородин И., Шмигель В. Электричество на очистке и сепарации семян// Сел. механизатор.-1997.-№10.-
3. Дідур В.А. Ткаченко В.О. Маркелова С. М. Технологія безвідходної (глибокої) переробки насіння рицини // Праці / Таврійська державна агротехнічна академія – Вип.15, Мелітополь: ТДАТА, 2003. – 164с.

УДК 621.314

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОСТОРОВО- ЧАСОВИХ ПРОЦЕСІВ ЕЛЕКТРИЧНИХ РОЗРЯДІВ В РІДИННИХ СЕРЕДОВИЩАХ

Дубовенко К.В., д.т.н., доцент

Миколаївський національний аграрний університет

В роботі виконано аналіз сучасного стану моделювання процесів електричного розряду в рідинних середовищах. Наведено дані, що свідчать про нерівномірність розподілу характеристик розряду по радіусу плазмового каналу. Для урахування реальних електророзрядних процесів в математичну модель разом з рівняннями електродинаміки, гідродинаміки і термодинаміки введено широкодіапазонні рівняння стану рідин, в яких відбувається електричний розряд. Рівняння стану описують характеристики рідин в широкій термодинамічній області від конденсованого стану до плазмового. Наведено результати чисельного моделювання для таких технологічно важливих рідин, як вода і скраплений азот.

В работе выполнен анализ современного состояния моделирования процессов электрического разряда в жидких средах. Приведены данные, свидетельствующие о неравномерности распределения характеристик разряда по радиусу плазменного канала. Для учета реальных электроразрядных процессов в математическую модель вместе с уравнениями электродинамики, гидродинамики и термодинамики введены широкодиапазонные уравнения состояния жидкостей, в которых происходит электрический разряд. Уравнения состояния описывают характеристики жидкостей в широкой термодинамической области от конденсированного состояния до плазменного.

Приведены результаты численного моделирования для таких технологически важных жидкостей, как вода и сжиженный азот.

Одним з найважливіших завдань вивчення процесів електричного розряду в рідині, є дослідження взаємозв'язку просторово-часових електродинамічних, теплових і гідродинамічних процесів, що в кінцевому підсумку визначає ефективність практичного використання цього явища в ряді разрядно-імпульсних технологій [1].

При пробі міжелектродного проміжку в воді утворюється плазмовий канал, в який вводиться енергія накопичувача. Вона витрачається на підвищення внутрішньої енергії плазми і перетворюється в енергію світлового випромінювання, механічну роботу ударної хвилі і рух середовища. Зростаючи в рідині, плазмовий канал після закінчення виділення в ньому електричної енергії трансформується в пульсуючу парогазову порожнину. Тривалість часу введення електричної енергії в плазму для характерних режимів розряду становить приблизно 1...100 мкс.

Слід зазначити, що характеристики каналу розряду у воді розподілені в просторі нерівномірно. В публікаціях минулих років [2] зазначається, що питома електропровідність плазми, осереднена за перерізом каналу електричного розряду у воді, є істотно вищою, ніж розрахована за значеннями вимірюваної температури поверхні каналу. При цьому спроби обґрунтувати нерівномірність розподілу температури і питомої електропровідності в плазмі розряду [3, 4] на ранніх стадіях дослідження не були обґрунтованими, оскільки не враховували весь комплекс нестационарної взаємодії електродинамічних, гідродинамічних і теплофізичних процесів, що відбуваються в ній.

Тому метою цієї роботи є вдосконалення математичної моделі [1] для розрахунку просторово-часових процесів у всій області міжелектродного проміжку з належним урахуванням такої взаємодії.

З огляду на зареєстровану експериментально суттєву нерівномірність розподілу характеристик електричних розрядів (питомої електропровідності плазми, густини струму, температури, напруженості електричного і магнітного

полів, тиску і т.д.) в плазмі каналу і за її межами можливості кількісного аналізу характеристик розряду в наближеннях, що припускають однорідність каналу, є обмеженими. В цьому випадку для аналізу просторово-часових процесів електричного розряду є необхідним застосування математичного апарату теорії поля, зокрема магнітогідродинамічного наближення. Згідно з ним математична модель повинна включати три групи рівнянь: рівняння електромагнітного поля, рівняння гідродинаміки - нерозривності і кількості руху і рівняння термодинаміки, що включають рівняння енергії і теплового потоку. Такий підхід дозволяє коректно врахувати взаємодію електромагнітних, газодинамічних і термодинамічних процесів, що супроводжують перетворення електричного розряду в плазмі каналу розряду. У роботі розглянуто важливий з практичної точки зору випадок електричного розряду в розрядному контурі з ємнісним накопичувачем енергії в камері осьової симетрії в різних рідинах: скрапленому азоті і воді. Правильність відтворення розробленим чисельним кодом рівнянь стану різних рідин (скраплений азот, вода) в широкому діапазоні термодинамічних параметрів при зміні стану речовини від конденсованого до плазмового впливає з діаграм, зображених на рис. 1.

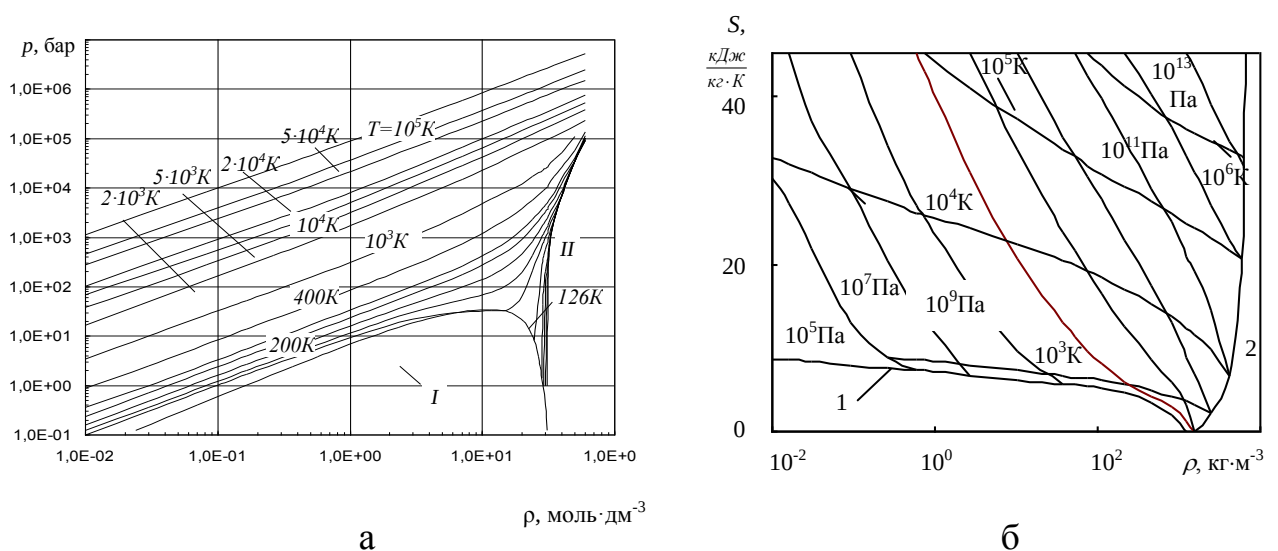


Рис. 1. Результати тестування математичної моделі.

Широкодіапазонні рівняння стану:

а - скрапленого азота; б - води;

I - фазова межа рідина-пар; *II* - ударна адіабата

Для перевірки відповідності моделі процесам на активній стадії електричного розряду у воді результати розрахунків зіставлялися з даними оптичних і електричних вимірювань характеристик каналу розряду [2].

Виконано моделювання інтегральних характеристик електричного розряду - напруги, струму міжелектродного проміжку, опору каналу розряду, енергії, що виділилася в розрядній камері. При заданих параметрах розрядного контуру розрахункова амплітуда струму становить 34,2 кА. Тривалість першого періоду розряду дорівнює 18 мкс. Енергія, що виділилася в міжелектродному проміжку протягом періоду розряду має значення 900 Дж, що становить 75 відсотків від енергії, запасеної в конденсаторній батареї. В результаті імпульсного виділення енергії в каналі розряду температура плазми підвищується до 60 тисяч градусів на осі каналу, що в свою чергу призводить до збільшення тиску плазми, формуванню і поширенню в навколишній простір ударної хвилі.

За результатами розрахунку наведено часові залежності температури і тиску на осі каналу розряду.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щерба А.А. Высоковольтные электроразрядные компактные системы /А.А. Щерба, К.В. Дубовенко. – Киев: Наукова думка, 2008. – 270 с.
2. Шве́ц И.С. К определению удельной электропроводности плазмы подводного искрового разряда / И.С. Шве́ц // Теплофизика высок. температур. – 1980. – Т. 18, № 1. – С. 1 – 8.
3. Robinson I.W. Finite-Difference Simulation of Electrical Discharge in Water/ I.W. Robinson // Journal of Applied Physics. – 1973. - Vol. 44, № 1. – P. 76 – 81.
4. Сенкевич О.А. Динамика электрического разряда в жидкости: Препр. /О.А. Сенкевич, А.Л. Шевченко/ Ин-т высоких температур АН СССР; 2-094. – М.: 1982. – 24 с.

5. Дубовенко К.В. Взаимодействие ударных волн с плазмой канала сильноточного разряда в камере высокого давления/К.В. Дубовенко // Журн. техн. физики. – 1992. – Т. 62, № 6. – С. 83 – 93.

УДК 621.891

**ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ
І КОНСТРУЮВАННЯ ОПОРНО-УПОРНИХ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ
ЕЛЕКТРОНАСОСНИХ АГРЕГАТІВ**

Кириченко О.С., к.т.н., доцент

Миколаївський національний аграрний університет

В роботі вперше отримано теоретичні залежності, які дозволяють моделювати вантажопідйомність, втрати потужності на тертя і температурний стан опорно-упорних вузлів тертя електронасосних агрегатів з основними типами нарізок на боковій поверхні рухомих частин цих вузлів. Виконано моделювання статичних характеристик опорно-упорних вузлів тертя електронасосних агрегатів.

В работе впервые получены теоретические зависимости, позволяющие моделировать грузоподъемность, потери мощности на трение и температурное состояние опорно-упорных узлов трения электронасосных агрегатов с основными типами нарезок на боковой поверхности подвижных частей этих узлов. Выполнено моделирование статических характеристик опорно-упорных узлов трения электронасосных агрегатов.

В сучасних гвинтових насосах електронасосних агрегатів для розвантаження гвинтів від осьових зусиль використовуються опорно-упорні вузли тертя з гладкими поверхнями тертя. Вони мають невелику вантажопідйомність, тому при експлуатації можуть виходити з ладу внаслідок відмов тертьових тіл. Головною причиною цих відмов є пошкодження тертьових тіл внаслідок підвищеного зношування поверхонь тертя. Для вирішення цієї задачі в попередніх дослідженнях було запропоновано метод розрахунку і конструювання подібних вузлів тертя [1-4]. Проте, зазначений метод розрахунку і конструювання не містив точних аналітичних залежностей, які б враховували використання будь-якого основного типу нарізки на боковій рухомій поверхні опорно-упорних вузлів тертя електронасосних агрегатів.

В роботі представлено відомі рівняння Рейнольдса, переносу енергії і балансу об'ємних витрат для стаціонарної неізов'язкісної течії мастильної рідини в опорно-упорних вузлах тертя електронасосних агрегатів і запропоновано вдосконалений аналітичний метод їх розв'язку, що зводить статичну задачу до трансцендентного рівняння, яке розв'язується ітераційним методом за запропонованим алгоритмом і враховує використання будь-якого основного типу нарізки на боковій поверхні рухомої частини вузла тертя, завдяки чому розраховуються статичні характеристики вузла тертя.

На конкретному прикладі виконано розрахунок статичних характеристик опорно-упорного вузла тертя електронасосного агрегату. Залежності для вантажопідйомності T і втрат потужності на тертя P від кута трапеції ψ трапецеїдальної нарізки представлено на рис. 1.

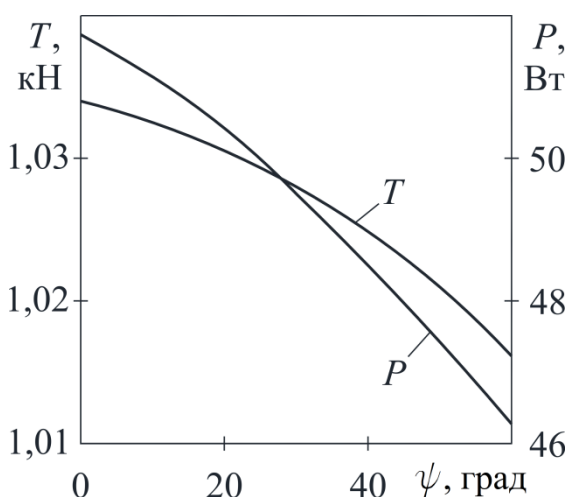


Рис. 1. Залежності вантажопідйомності T і втрат потужності на тертя P від кута трапеції ψ трапецеїдальної нарізки

Аналіз отриманих характеристик свідчить про те, що зі збільшенням кута трапеції ψ трапецеїдальної нарізки в діапазоні від 0 до 60 градусів втрати потужності на тертя в опорно-упорному вузлі електронасосного агрегату зменшились приблизно на 10 % і при куті 60 градусів становлять 46,5 Вт, при цьому вантажопідйомність зменшилась лише на 2 % і при куті 60 градусів становить приблизно 1015 Н.

Вперше отримано теоретичні залежності, які дозволяють аналітично моделювати вантажопідйомність, втрати потужності на тертя і температурний стан опорно-упорних вузлів тертя електронасосних агрегатів з основними типами нарізок на боковій поверхні рухомих частин цих вузлів.

Збільшення кута трапеції трапецеїдальної нарізки призводить до значного зниження втрат потужності на тертя, при цьому вантажопідйомність зменшується менш стрімко.

Подальший розвиток отримав метод розрахунку і конструювання опорно-упорних вузлів тертя електронасосних агрегатів, який на відміну від відомих враховує конусність рухомих поверхонь, температурний стан мащення, а також тип нарізки на боковій поверхні рухомих частин цих вузлів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Хлопенко Н.Я. Статические характеристики винтоканавочного подпятника / Н.Я. Хлопенко, А.С. Кириченко // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 26. – Одесса: ОНМА, 2010. – С. 20-29.
2. Кириченко О. С. Підвищення енергоефективності роботи електронасосних агрегатів / О. С. Кириченко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Проблеми удосконалення електричних машин і агрегатів. Теорія і практика. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 51 (1024). – С. 28-35.
3. Oleksandr Kyrychenko Анализ коэффициента полезного действия электронасосных агрегатов для электротехнологий при использовании винтоканавочных узлов трения / Oleksandr Kyrychenko // Motrol Motorization and power industry in agriculture. – Volume 16. No 2. – Lublin, 2014. – С. 67-73.
4. Кириченко О.С. Статичні характеристики гвинтоканавочних вузлів тертя електронасосних агрегатів для електротехнологій / О.С. Кириченко // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного

УДК 658.62.018.012

**ОСОБЛИВОСТІ КЛАСИФІКАЦІЇ СИСТЕМИ
УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ПІДПРИЄМСТВ З УРАХУВАННЯМ
ВИМОГ МІЖНАРОДНИХ СТАНДАРТІВ**

Доценко Н.А., к.т.н., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

Стаття присвячена питанню оцінки системи управління якістю. У даній статті розглянуто класифікацію систем. Проведено аналіз вимог до системи менеджменту якості з точки зору системного та процесного підходів і визначено, до якого типу систем належить система управління якістю.

Статья посвящена вопросу оценки системы менеджмента качества. В данной статье рассмотрена классификация систем. Проведен анализ требований к системе менеджмента качества с точки зрения системного и процессного подходов и определено, к какому типу систем относится система управления качеством.

Процеси інтеграції України до світового співтовариства диктують нові вимоги до діяльності вітчизняних підприємств із забезпечення якісних характеристик продукції. Це знайшло своє відображення у гармонізації та запровадженні в Україні міжнародних стандартів ISO серії 9000, які спрямовані на побудову системи управління якістю (СУЯ), як сукупності процесів, і управління ними, що у результаті забезпечить належний рівень якості продукції.

Системне дослідження структури СУЯ підтверджує, що для забезпечення управління необхідно здійснювати оцінювання системи та процесів в цілому. Для оцінки процесів і системи, як об'єкта кваліметрії, необхідно знати детальну інформацію про сам об'єкт. Щодо системи управління якістю, то необхідно знати, до якого виду систем управління вона належить. Для цього необхідно визначити приналежність СУЯ за різними ознаками до класифікації систем.

У загальному вигляді системи є різних видів, вони відрізняються своєю структурою, видами зв'язків, рівнем управління тощо. У науковій літературі зустрічається чимало робіт, присвячених обґрунтуванню видів систем за різними ознаками. Для аналізу СУЯ та її складових елементів розглянемо класифікацію систем з метою визначення, до якого класу вона належить за ознаками, що є найбільш характерним для соціальних систем [1-8].

За кількістю елементів системи бувають: малі та великі. Розглянемо СУЯ підприємств за зазначеною вище ознакою класифікації і визначимо, до якого із класів вона належить. Одним із принципів сучасного управління якістю, який покладено в основу розробки СУЯ, є процесний підхід, згідно з яким «...будь-яка діяльність на підприємстві, для якої використовуються ресурси, щоб перетворити вхідні дані на вихідні, розглядається як процес» [9].

Згідно з вимогами до СУЯ [10], процеси об'єднано в чотири групи: управлінської діяльності; забезпечення ресурсами; виготовлення продукції (надання послуг); вимірювання; аналізування та поліпшення. Взаємозв'язок процесів у даних групах утворює підсистеми у складі загальної СУЯ. Залежно від масштабності підприємства, складності продукції, вимогливості споживачів, такі підсистеми можуть налічувати у своїй структурі системи ще нижчого порядку. Послідовність та взаємодія між підсистемами та елементами СУЯ встановлюється за рахунок вхідних та вихідних даних. Згідно з [10], входом та виходом процесу є як матеріальний об'єкт, так і інформація. Кожен процес має значну кількість на вході та виході матеріальних та інформаційних потоків, що ускладнює структуру СУЯ. Окрім внутрішніх зв'язків, СУЯ тісно взаємодіє з навколишнім середовищем, зокрема: замовниками, постачальниками, міністерствами чи відомствами, зацікавленими організаціями тощо. Ці зв'язки можуть мати вигляд документації, наданих послуг, продукції, сировини, фінансових ресурсів та ін.

На підставі збирання та аналізу інформаційних потоків про стан функціонування окремих елементів та системи в цілому як в середині системи, так і за її межами, здійснюється управління СУЯ. Відповідно до вимог розділу

8.2.2. ДСТУ ISO 9001:2009 [10], методом отримання такої інформації є внутрішній аудит, на результат якого впливає суб'єктивна думка експертів. Це потребує пошуку додаткових методів отримання інформації та перевірки її достовірності, що ускладнює управління СУЯ.

Таким чином, на підставі аналізу вимог стандартів серії ISO 9000, можна відзначити, що за ознакою кількості елементів, СУЯ повністю відповідає характеристикам великих систем: вона налічує у своїй структурі значну кількість підсистем, процесів та окремих операцій, має значну кількість зв'язків усередині системи та за її межами, складна в управлінні та здійснює цілеспрямований вибір своєї поведінки.

Дане дослідження присвячено питанню оцінки системи управління якістю та відношення її до певного класу систем. В ході даного аналізу необхідно розглянути вимоги до системи менеджменту якості з точки зору системного та процесного підходів і визначити, до якого типу систем належить система управління якістю.

За складністю зв'язків у структурі системи бувають: прості, складні. У результаті зазначеного вище аналізу стосовно визначення класу СУЯ за ознакою кількості елементів було виявлено, що дана система має складну будову, оскільки налічує у своїй структурі підсистеми, процеси, під процеси, операції та розгалужені зв'язки між ними. Зв'язки у структурі СУЯ відіграють важливу роль, оскільки забезпечують її функціонування як єдиного цілого. Зв'язки між процесами характеризуються призначенням (матеріальні та інформаційні), силою (суттєві та слабкі), спрямованістю (прямі та зворотні).

Розглянемо детальніше види зв'язків між процесами:

- послідовний зв'язок – вихід одного процесу є входом до наступного (рис. 1, а). Наприклад, результат процесу «оцінювання постачальників», а саме визначене підприємство-постачальник сировини, буде входом для реалізації процесу «закупівля»;

- збіжний зв'язок – виходи декількох процесів є входом до одного (рис.1.б). Наприклад, процес «внутрішній аудит» потребує отримання даних про функціонування усіх інших процесів, що входять до складу СУЯ;

- розбіжний зв'язок – вихід одного процесу є входом до декількох (рис. 1, в). У якості прикладу виступають процеси «управління персоналом», «аналізування з боку керівництва», тощо;

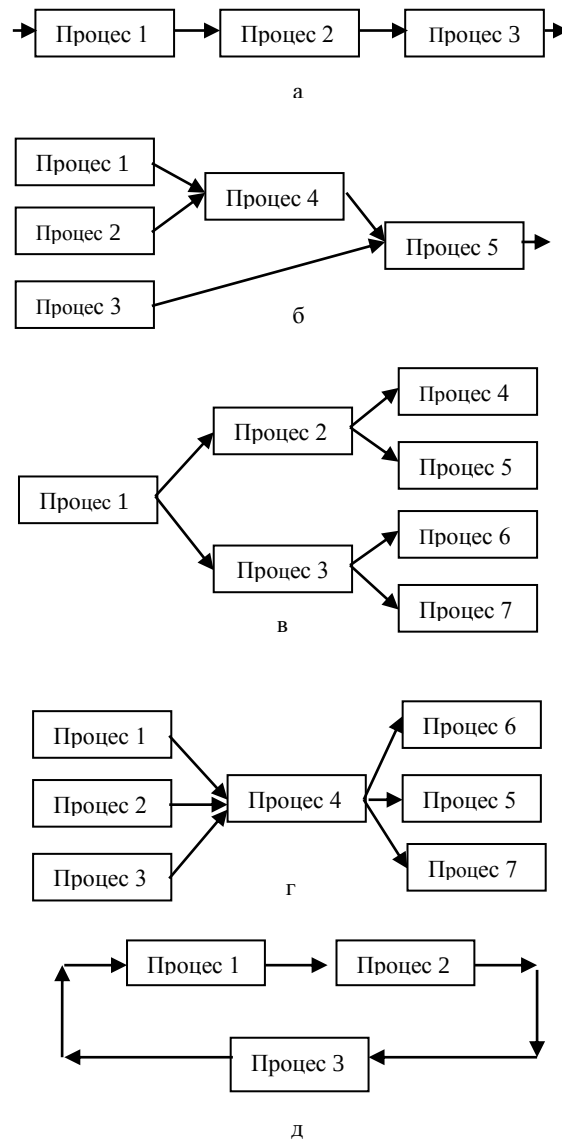


Рис. 1. Види зв'язків між процесами СУЯ:

а – послідовний зв'язок; б – збіжний зв'язок; в – розбіжний зв'язок;

г – збіжно-розбіжний зв'язок; д – реверсивний зв'язок

- збіжно-розбіжний зв'язок – (рис. 1, г), виходи багатьох процесів можуть бути входом одного і, навпаки, виходи одного процесу можуть бути входами багатьох;

- реверсивний зв'язок – вихід наступного процесу є входом попереднього (рис.1, д). Процес «управління невідповідною продукцією» і його місце в системі є прикладом реверсивної структури зв'язків.

Складові СУЯ, її підсистеми, процеси можуть мати один із зазначених видів зв'язків, а можуть налічувати у своїй структурі їх сукупність.

За походженням системи бувають: природні, штучні. Вимоги до діяльності, що описано у розділах 4-8 ДСТУ ISO 9001:2009 [10], стосуються діяльності найвищого керівництва, представника у сфері управління якістю, відповідальних за процеси тощо, тому СУЯ підприємства – це створена людиною система, що забезпечує досягнення цілей у сфері якості.

За способом управління системи бувають ручні, автоматизовані та автоматичні. Залежно від специфіки підприємства та наукоємності технологічних процесів, що забезпечують випуск продукції, СУЯ підприємства може мати один з трьох способів управління, але, в рамках нашої наукової роботи, будемо розглядати підприємства з автоматизованим способом управління. Це пояснюється тим, що є процеси з ручним керуванням (управління персоналом, зв'язок із споживачами, тощо), а є процеси з автоматичним управлінням (процеси автоматичного контролю якості, процеси механічної обробки, складання тощо). Однак, для реалізації кожного процесу СУЯ потрібна участь людини і можуть бути присутні елементи автоматизації.

За характером зв'язків системи з зовнішнім середовищем системи бувають відкриті та закриті.

На відкритість СУЯ підприємств вказують принципи управління якістю, а саме: «орієнтація на споживача» та «взаємовигідні відносини з постачальниками, реалізація яких передбачає встановлення прямого [10, п.7.2.1, п.7.4] та зворотного [10, п.7.2.3] зв'язків для визначення ступеню задоволеності [3, 4]. За результатами цієї інформації здійснюється планування СУЯ [10, п.5.4.1], аналізування з боку керівництва [10, п.5.6], планування даних [10, п.8.4], постійне поліпшення [10, п.8.5] та ін.

На підприємстві окрім СУЯ можуть існувати системи пов'язані з управлінням довкілля, охороною праці та професійною безпекою, фінансовою діяльністю, безпекою харчових продуктів тощо. Між цими системами повинен бути встановлений зв'язок та взаємодія для досягнення поставлених цілей.

Таким чином, СУЯ на підприємстві – це відкрита система, функціонування якої залежить від: вимог і потреб замовників і зацікавлених сторін; енергії, обладнання, сировини, що надаються постачальниками; норм, що ставляться законодавчими органами; меж, що задаються іншими системами управління на підприємстві тощо.

Відкриті системи бувають неадаптивні та адаптивні. У першому випадку навколишнє середовище має пасивний вплив на систему, а у другому, остання реагує та пристосовується до заданих умов. З зазначеного вище аналізу видно, що СУЯ за ознакою зв'язку з навколишнім середовищем є відкритою адаптивною системою.

За поведінкою в часі системи бувають статичні і динамічні. Науково-технічний прогрес, розвиток суспільного виробництва, моральне та фізичне старіння матеріалів, обладнання продукції, їх сезонне призначення тощо, надають СУЯ підприємств характеристик динамічних систем. На стан її функціонування з часом впливає низка факторів, це – специфіка підприємства та продукції, компетентність персоналу, фінансове забезпечення, досвід найвищого керівництва і т.п., тому на даний момент питання дослідження закономірності функціонування СУЯ є відкритим.

За ступенем визначеності системи бувають детерміновані та імовірнісні. Характеристики імовірнісних систем відповідають СУЯ підприємств, оскільки, як було зазначено вище, їх функціонування залежить від багатьох внутрішніх і зовнішніх факторів, передбачити вплив яких є часто неможливим. Встановлені цілі у сфері якості, розроблені стратегічні напрями розвитку підприємства, планування продукції, і на їх підставі встановлена взаємодія між процесами, забезпечують тільки знання імовірної поведінки системи. Це неповна класифікація систем, але зазначені ознаки найбільш повно характеризують СУЯ на відповідність вимогам міжнародних стандартів ISO серії 9000 (рис. 2).



Рис. 2. Результати аналізу СУЯ за ознаками класифікації систем

Досліджено питання оцінки системи управління якістю. В ході цього дослідження розглянуто класифікацію систем. Проведено аналіз вимог до СУЯ щодо процесного та системного підходів. У результаті здійсненого аналізу встановлено, що СУЯ підприємства – це велика, складна, створена людиною, з автоматизованим управлінням, тісно взаємодіюча з навколишнім середовищем, змінна з часом та імовірна система взаємопов'язаних процесів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Коваленко И. Н. О некоторых классах сложных систем / И. Н. Коваленко. – Техническая кибернетика. – 1965. – №6.
2. Методологія системного аналізу технічних систем / В. А. Краснобаєв, І. О. Фурман, В. П. Поляков та ін. – Х. : Факт, 2009. – 297 с.
3. Воскобоев В. Ф. К вопросу распознавания технического состояния сложных систем / В. Ф. Воскобоев, В. Б. Алексеева, Ю. А. Юрков // Основные вопросы теории и практики надежности. – М., 1980. – 428 с.
4. Рогов Е. И. Классы математических моделей больших систем / Е. И. Рогов // Труды Института горного дела. – М., 1968. – С. 32.
5. Теория систем и методы системного анализа в управлении и связи / В. Н. Волкова, В. А. Воронков, А. А. Денисов и др. – М. : Радио и связь, 1983. – 248 с.
6. Ушаков И. А. Эффективность функционирования сложных систем / И. А. Ушаков // О надежности сложных технических систем. – М., 1966.
7. Шкурба В. В. Некоторые вопросы автоматизированного управления предприятиями / В. В. Шкурба // Кибернетика. – 1967. – №5.
8. Трапезников В. А. Автоматическое управление и экономика / В. А. Трапезников // Автоматика и телемеханика. – 1966. – №1.
9. ДСТУ ISO 9000:2007. Системи управління якістю. Основні положення та словник / Національний стандарт України. – Чинний від 2008-01-01. – К. : Держспоживстандарт України, 2008. – 72 с.

10. ДСТУ ISO 9000:2007. Системи управління якістю. Вимоги / Національний стандарт України. — Чинний від 2009-09-01. — К. : Держспоживстандарт України, 2009. — 72 с.

УДК 621.01

КІНЕМАТИЧНА ГЕОМЕТРІЯ ФОРМОУТВОРЮЮЧИХ ЦЕНТРОЇДНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ПРИСТРОЇВ

Степанов С.М., старший викладач

Миколаївський національний аграрний університет

Напрямні механізми знаходять застосування при виконанні креслярських і розмічувальних робіт, в лічильно-обчислювальних приладах, а також в якості вузлів різних машин-автоматів, в маніпуляторах промислових роботів і ін.

Направляющие механизмы находят применение при выполнении чертежных и разметочных работ, в счетно-решающих устройствах, а также в качестве узлов различных машин-автоматов, в манипуляторах промышленных роботов и др.

В сучасному машинобудуванні все більше застосування і вдосконалювання отримують технологічні процеси, пов'язані з обробкою деталей, що мають складні криволінійні профілі і поверхні. До таких деталей відносяться лопаті і ротори турбін, коноїди і кулачки, прес-форми, моделі для відливання, пуансони і матриці штампів, гребні гвинти, шаблони, патрубки, кришки і т.п.

Обробка фасонних поверхонь цих деталей викликає необхідність проектування та впровадження верстатів і пристосувань, що забезпечують необхідне відносне переміщення заготовки та інструменту. В даний час застосовується копірний і кінематичний (безкопірний) методи обробки, а також верстати з числовим програмним управлінням.

Недоліками копірного методу є трудомісткість виготовлення копіїв (точність яких повинна бути значно вище точності виготовлених деталей) і низька частота обертання робочих органів верстата, тому що при великих швидкостях виникають інерційні навантаження, що призводять до деформації

щупа або до розмикання кінематичної схеми верстата. Низькі швидкості знижують продуктивність верстатів і збільшують шорсткість оброблених поверхонь.

При системі числового програмного керування збіг профілю виробу із заданою кривою відбувається тільки в окремих точках, що не завжди задовольняє вимогам точності. Крім того, при великосерійному і масовому виробництві застосування верстатів з ЧПУ економічно недоцільно.

Таким чином, за техніко-економічними показниками безперечною перевагою володіє кінематичний (безкопірний) метод, що дозволяє отримувати профіль, який повністю співпадає із заданою кривою, за допомогою простих і недорогих пристосувань до нинішніх верстатів. В якості цих пристосувань використовуються направляючі механізми або "механізми-побудувачі". Вони органічно включаються в кінематичну схему верстата, тобто входять в комплекс його вузлів і є формоутворюючим пристроєм цього верстата.

При виборі конструкції механізму-побудувача краще використовувати механізми з найбільш коротким кінематичним ланцюгом, що зв'язує переміщення деталі й інструмента, і, отже, з найменшим числом ланок. В цьому випадку похибки виготовлення та складання механізму мають найменший вплив на точність обробки. Крім того, технологічні можливості пристроїв значно розширюються, якщо механізми-побудувачі забезпечують відтворення сімейств кривих. Перехід з однієї кривої на іншу дозволяє отримувати широкий діапазон форм оброблюваних фасонних поверхонь.

Центроїдні механізми є маловідомими і в той же час універсальними: вони дозволяють відтворювати широкий діапазон форм утворюючих сімейств кривих. Таким чином, центроїдні механізми найбільшою мірою відповідають зазначеним вимогам і повинні знаходити все більше застосування в пристроях для обробки фасонних поверхонь деталей.

На практиці застосовують безліч різних схем обробки фасонних ділянок деталей - профілів, пазів, поверхонь і т.п. Ці схеми різняться за характером переміщення виробу (заготовки) та інструменту.

Одна зі схем наведена на рис. 1, а, б. Тут виріб встановлюється на нерухомому столі (стійці), а оброблюючий інструмент разом з його приводом зв'язаний з рухомою ланкою (важілем) центроїдного механізму і здійснює складний плоскопаралельний рух. При цьому, якщо заготовка нерухома (жорстко закріплена) отримують циліндричні криволінійні поверхні або пази (рис.-1, а), якщо ж деталь закріплена в обертаючому патроні, встановленому на стійці, то отримують криволінійні поверхні обертання (рис. 1, б).

За другою схемою (рис. 1, в) виріб (заготовка) зв'язується з рухомою ланкою центроїдного механізму і здійснює складний рух, а інструмент з приводом встановлюється на стійці, тобто вісь інструмента нерухома. Інструмент здійснює обертальний (фрезерування) або зворотно-поступальний (стругання, довбання) рух відносно нерухомої осі. При цьому здійснюється обробка криволінійних профілів і пазів на рухомій заготівці.

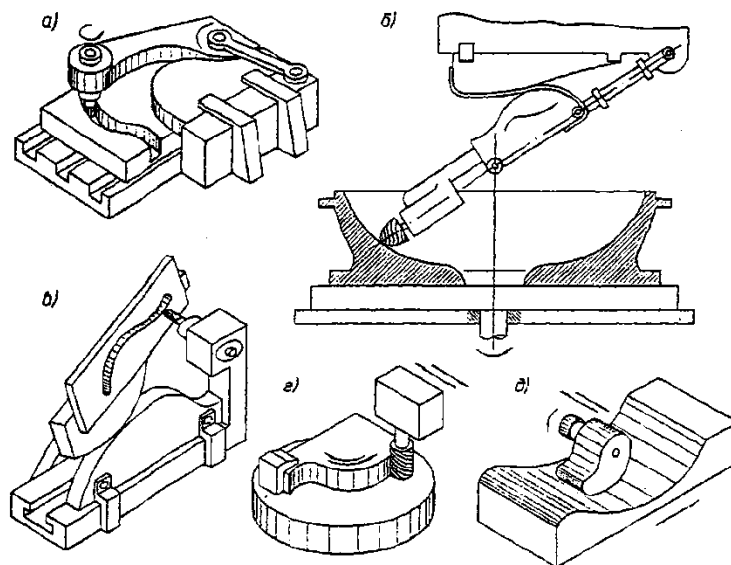


Рис. 1. Схеми обробки при роботі деталі і інструменту

При цьому їх відносне переміщення забезпечується центроїдним передавальним механізмом

В даний час широко впроваджується найбільш прогресивна по продуктивності обробка криволінійних поверхонь методом обкатки. При цьому інструмент і виріб є взаємообвідними профілями. Найбільш сприятливі умови

обробки створюються у випадках, коли поверхні виробу і інструменту є центроїди заданого відносного їх переміщення - (рис. 1, д).

Наведені описи та приклади показують, що діапазон областей застосування центроїдних механізмів достатньо широкий; в перспективі розвиток технологій обробки складно-профільних деталей буде викликати подальше його розширення.

У зв'язку з цим останнім часом велика увага приділяється дослідженню цих механізмів і питань їх синтезу, конструювання і практичного застосування.

У верстатах і пристосуваннях для обробки фасонних поверхонь деталей робочим органом є оброблюючий інструмент (газовий різак, різець, фреза, шліфувальна головка і т.п.), а центроїдний механізм – побудувач, що входить у пристрій служить для забезпечення необхідного відносного переміщення інструмента і заготовки. На рис. 1. були показані деякі варіанти використання в цих цілях центроїдних напрямних механізмів. Покажемо, що в якості формоутворюючого пристрою може застосовуватися також і центроїдне прямило.

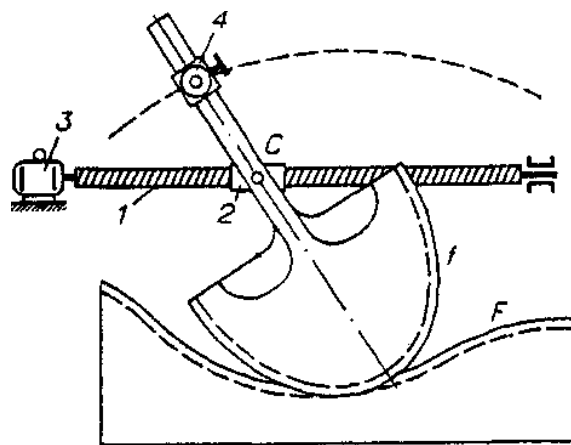


Рис. 2. Пристрій для обробки криволінійних профілів і пазів

Наприклад, на рис. 2 показано пристрій для обробки криволінійних профілів і пазів. В основі конструкції використано центроїдне прямило, по рис. 2 прямолінійне переміщення точки C дозволяє здійснити кінематичне замикання пари $f - F$ і забезпечити рух центроїди f за допомогою ходового

гвинта 1 з гайкою 2 і приводом 3. Обробляючий інструмент - пальцева фреза з власним приводом 4 встановлена на рухомій ланці f.

Установка обробляючого інструменту разом з його приводом на ланці, що здійснює складне плоске переміщення, пов'язана з конструктивними ускладненнями, знижує жорсткість конструкції і, отже, зменшує точність обробки.

Ці недоліки в ряді випадків можна усунути, якщо ріжучий інструмент і його привід закріплювати на нерухомій площині стійки.

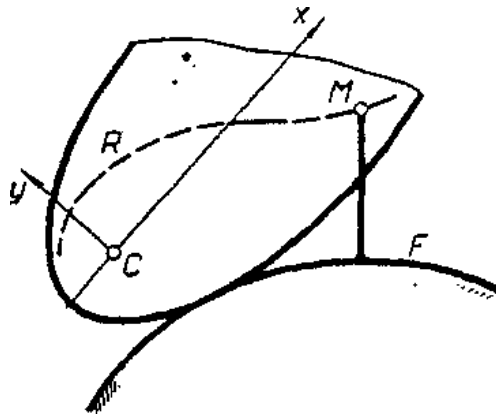


Рис. 3. Метод кінематичного обернення руху (інверсії)

При цьому потрібно застосовувати метод кінематичного обернення руху (інверсії) і досліджувати криві, що відтворюються на рухомій площині xSy нерухомими точками M , пов'язаними з нерухомою центроїдою F (рис. 3) - ці криві R_0 можна назвати оберненими рулетами. При оберненні руху рулети і обернені рулети міняються ролями. Тобто обернена рулета даного механізму тотожна рулеті оберненого механізму.

Суть цього прийому пояснимо на наступному прикладі. Відомо, що при обкочуванні круглого колеса точки, які зв'язані з рейкою, описують на нерухомій площині евольвенти кола і спіраль Архімеда (див. рис. 4). Обернемо цей рух, закріпивши рейку і розкріпивши колесо. При цьому нерухомі точки, зв'язані з рейкою, будуть описувати на рухомій площині колеса ті ж криві. Отриманий при цьому механізм показаний на рис. 4. Рейка 1 з важілем 2, який несе пишучий штифт (інструмент) M , нерухомий, а колесо 3 обкатується по

рейці 1. Кінематичне замикання забезпечується важілем і повзуном 4. (Бергер З.Г., Табацков В.П. Прибор для креслення евольвент, авт. Св. № 461005, 1975 р.).

Вельми ефективною є також схема обробки, при якій деталь – заготовка закріплюється на поворотній площині xOy (рис. 5), а ріжучий інструмент зі своїм приводом встановлюється на площині XOY , що рухається прямолінійно.

Для синтезу таких пристроїв розглянемо попередньо схему утворення кривих ліній на обертальній площині xOy як траєкторій деяких точок M , пов'язаних з площиною XOY (рис. 5) Нехай центроїдне пряило (пара $f - F$) перетворено в передавальний механізм шляхом шарнірного закріплення точки C . Тоді при повороті площини xOy на деякий кут φ площина XOY , зв'язана з F , переміщається прямолінійно на величину $S = S(\varphi)$.

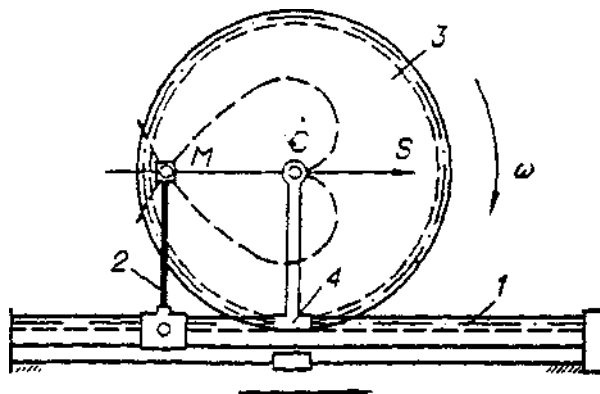


Рис. 4. Обкочування круглого колеса точки на нерухомій площині евольвенти кола і спіраль Архімеда

При цьому деяка точка M площини XOY , що має координати X_m, Y_m , описує на обертальній площині xOy певну криву R . Як видно з рис. 5 параметричні рівняння цієї кривої мають вигляд:

$$\begin{aligned} x_m &= Y_m \sin \varphi + [X_m + S(\varphi)] \cos \varphi; \\ y_m &= Y_m \cos \varphi - [X_m + S(\varphi)] \sin \varphi. \end{aligned} \quad (1)$$

(Бергер Э.Г. Метод инверсии в синтезе механизмов для образования кривых Сб. ТММ, вып. 17, Харьков, ХГУ, 1974 г).

(Бергер Э.Г., Табацков В.П. К синтезу направляющих центроидных механизмов методом инверсии. Сб. Прикладная геометрия. Вып. 43, Киев, "Будівельник", 1987 г).

Переміщення S у функції кута повороту φ може бути задано довільно у вигляді $S = S(\varphi)$. Тоді відповідні профілі f і F , що забезпечують цей закон переміщення, визначаються рівняннями:

$$S = S(\varphi); \quad \rho = ds(\varphi) / d\varphi; \quad x = S(\varphi); \quad y = -ds(\varphi) / d\varphi.$$

Якщо ж в якості вихідних даних для проектування прийнятий певний профіль F у вигляді $\rho = \rho(\varphi)$, то відповідний йому профіль f і закон переміщення S визначаються з системи:

$$x(\varphi) = \int \rho(\varphi) d\varphi; \quad y = -\rho(\varphi).$$

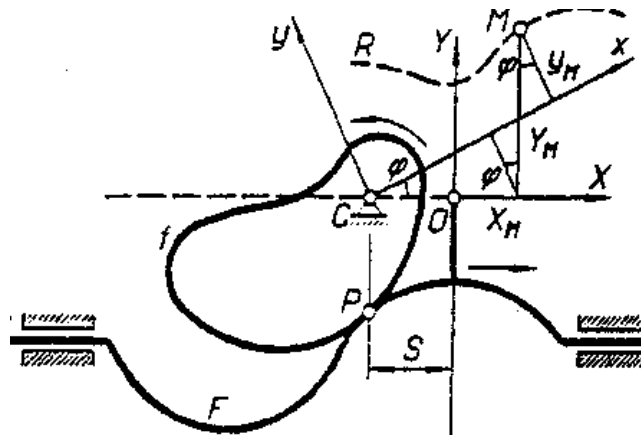


Рис. 5. Синтез пристроїв при схемі утворення кривих ліній на обертальній площині

Таким чином, зв'язуючи оброблювану деталь з поворотною площиною xOy , а інструмент з рухомою прямолінійною площиною XOY , будемо отримувати пристрої для обробки профілів або пазів, окреслених по кривих (1). Вид і форма цих кривих залежить від функції $S(\varphi)$, яка визначає відповідні профілі f і F , а також від положення осі інструменту на площині XOY , тобто від установки параметрів X_M, Y_M - координат точки M .

Як приклади таких пристроїв на рис. 6 і 7 наведені розроблені авторами конструкції верстатів для фрезерування криволінійних профілів і пазів.

Вони містять основу 1 з ходовим гвинтом 2, що забезпечує прямолінійний рух каретки – супорта 3, що несе колону 4 з важілем 5, на якому встановлений привід фрези 6. Деталь-заготовка 7 закріплена в патроні поворотного столу 8. Необхідний відносний рух супорта з інструментом (прямолінійне переміщення) і столу із заготовкою (поворот) забезпечується центроїдною парою, яка виконана у вигляді зубчастих секторів 9 і 10, окреслених за профілями F і F : Рис. 6. б. Профілі F і f -конгруентні параболи (Бергер Э.Г., Табацков В.П. Авт. св. № 677829, 1979 г.); рис. 7, а. F - ціпова лінія, f - пряма Бергер Э.Г., Табацков В.П. Авт. св. № 904921, 1982 г.).

Налаштування верстатів на обробку профілів різних форм здійснюється зміною положення інструмента (пищучої точки M) на площині, зв'язаної з F (каретка 3). Це виконується регулюванням положення важіля 9 (установка кута α) і його довжини l (ОМ - І).

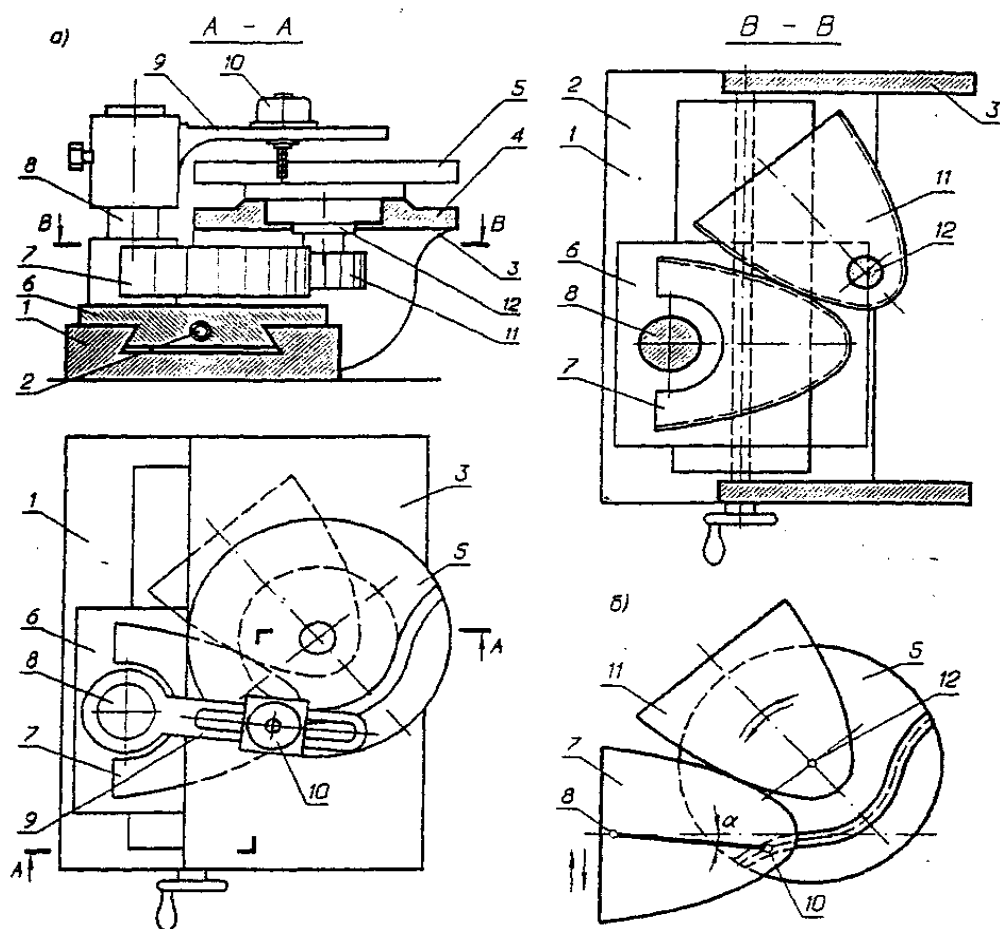


Рис. 6. Конструкція верстатів для фрезерування криволінійних пазів

Рис. 7, б. F - парабола, f – сирена (Бергер Э.Г., Табацков В.П. Авт. св. № 1021525, 1983 г.).

Центроїдні прямила, перетворені за схемою рис. 5, можуть застосовуватися також для обробки складних криволінійних профілів методом обкатки. В цьому випадку один зі спряжених профілів (f або F) виконується у вигляді інструменту, який здійснює обертальний (рис. 8, а) або поступальний (рис. 8, б) рух.

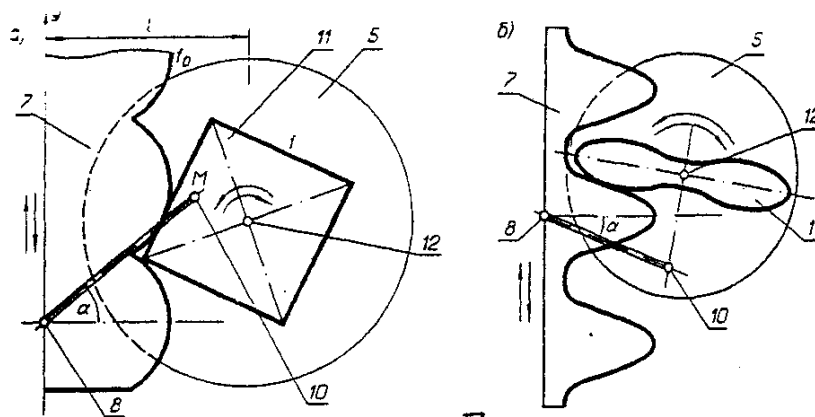


Рис. 7. Конструкція верстатів для фрезерування криволінійних профілів

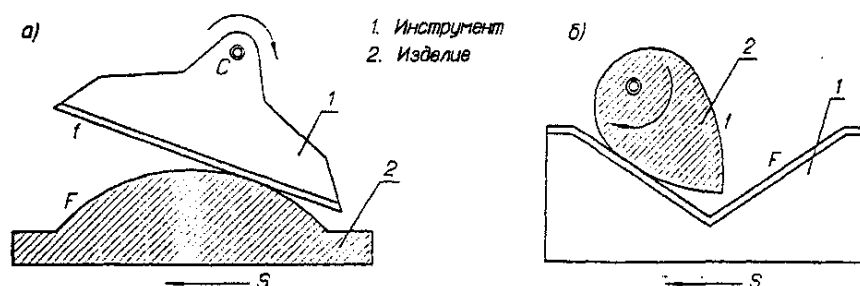


Рис. 8. Центроїдні прямила

При цьому на поверхні заготовки цей інструмент буде обробляти спряжений йому профіль методом обкатки.

Зауважимо, що метод обкатки в даний час є одним з найбільш ефективних і продуктивних. Він дозволяє усунути ручну доводку, що виконується висококваліфікованими робітниками, підвищити продуктивність і точність обробки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев Н.И.. "О прямолинейно-направляющем механизме Гарта". Науч. записки Моск. гидромет. ин-та. Вып. 6, 1939.
2. Артоболевский И.И. "Теория механизмов для воспроизведения плоских кривых". М. Наука. 1959. б) Артоболевский ИЛ. "Механизмы в современной технике". М. Наука. т. 1-5. 1970-1975.
3. Артоболевский, ИЛ., Левитский И.И., Черкудинов С А. "Синтез плоских механизмов". М. Физматгиз. 1959.
4. Баранов Г.Г. "Курс теории механизмов и машин" Изд. 4-е. М. Машиностроение. 1967.
5. Бейер Р. "Кинематический синтез механизмов". М. Машгиз. 1959.
6. Бергер ЭХ. "Новые методы синтеза механизмов для воспроизведения и огибания кривых". АН СССР. Наука. М. 1970. б)Бергер ЭХ. "Теория механизмов для воспроизведения и огибания плоских кривых". Канд. дисс. Дн-ск. 1969. в) Бергер ЭХ." К вопросу профилирования инструментальных поверхностей". Материалы межзон. конфер. по прикладной геометрии. Омск.1975. г) Бергер ЭХ., Табацков В.П.. "Образование прямолинейных рулетт". Респ. сб. "Прикладная геометрия". Киев. Будхвельник. Вып. 26. 1978.
7. Блох З.Ш. "К синтезу кривошипно-шатунных прямолинейно-направляющих механизмов". Изв. ОТН АН СССР. № 5. 1941.
8. Бооль В.Г.. фон. "Инструменты и приборы для геометрического черчения с изложением их теории". М. 1893.
9. Боренштейн ЮЛ. "Механизмы для воспроизведения сложного профиля". Л. Машиностроение. 1978.
10. Вальц Г. В., Ушаков ТА. "Механизмы для черчения и преобразования проекций". Харьков. Изд-во ХГУ. 1960.
11. Басманов В.В. "Приборы для математической обработки и построения кривых". М. Машиностроение. 1973.

12. Вяткин Г.М. "Механизмы для вычерчивания плоских кривых аксонометрических изображений". Канд. дисс. М. 1949.
13. Геронимус Я.Л. "Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов". М. Физматгиз. 1962.

УДК 621.01

МЕТОДИ ГРАФОАНАЛІТИЧНОГО СИНТЕЗУ НАПРАВЛЯЮЧОЇ ЛАНКИ МАНІПУЛЯТОРА

Балицький І.В., старший викладач

Миколаївський національний аграрний університет

В статті досліджені методи графоаналітичного синтезу направляючої ланки маніпулятора.

В статье исследованы методы графоаналитического синтеза направляющей планки манипулятора.

Механізація і автоматизація виробничих процесів потребують створення і впровадження роботів та маніпуляторів, які здійснюють заданий наперед рух виконавчих ланок. Основу таких пристроїв складають направляючі механізми. Направляючі механізми знаходять широке застосування в якості приладів для креслення, розмітки та розкрою металу, безкопійного переміщення інструмента (різця, фрези, газового різака, шліфувального круга і ін.) Вони здійснюють передумови для переходу до автоматичних виробничих систем, які працюють з мінімальною участю людини. Цими питаннями займались, в свій час, І.Ньютон, В.Г.фон Бооль, Н.В.Делоне, П.Л.Чебишев, П.О.Сомов і які знайшли продовження в роботах Н.І.Мерцалова, І.І.Артоболевського, В.В.Добровольського і багатьох інших вчених-механіків та геометрів. Направляючі механізми дають можливість автоматизувати не тільки основні, але і допоміжні операції в сільському господарстві(очистка кукурудзи, сортування насіння, подрібнення кормів і ін.) чим і пояснюється постійна цікавість до них.

При складанні керуючих програм промислових роботів (ПР), маємо справу з двома типами задач:

1. За заданим законом руху ланок ПР визначаємо траєкторію руху направляючого органу.
2. По відомих координатах заданої траєкторії визначаємо необхідні закони руху ланок ПР.

При рішенні першої задачі розраховується положення робочого органу за заданим відносним переміщенням в кінематичних парах. Як правило, на практиці рішення прямої задачі пов'язане із створенням керуючих програм, для ПР допоміжного типу (типу встановити - перезавантажити - зняти деталь). Направляючий механізм, як робочий орган ПР, має бути виконаний у вигляді висувної руки, яка здійснює потрібний складний рух і несе робочий інструмент. Наприклад, схват, зварювальний або фарбувальний агрегат, газовий різак і т. п.

Пропонується розглянути ряд методів кінематичного синтезу направляючої ланки маніпулятора:

1. Згідно з принциповою схемою маніпулятора уздовж осей координат в прямокутних напрямних рухаються рухомі каретки А і В (рис. 1, а).
2. Рука маніпулятора певної довжини І (довжина вибирається з конструктивних міркувань) шарнірно закріплена в каретці А і входить в поступальну пару з кареткою В.

Нехай каретки А і В переміщаються за граничним законом, наприклад $OA = f_1(\varphi)$; $OB = f_2(\varphi)$. При цьому схват маніпулятора описує траєкторію згідно із заданим законом руху.

Для виводу рівнянь відтворюваної траєкторії досить виключити змінні параметри φ і α з системи рівнянь :

$$\begin{cases} x = l \cos \alpha - f_1(\varphi), \\ y = l \sin \alpha, \\ \operatorname{tg} \alpha = \frac{f_1(\varphi)}{f_2(\varphi)}. \end{cases}$$

Звільнившись від α , отримуємо систему рівнянь відтворюваної траєкторії руки маніпулятора виду:

$$\begin{cases} x = lf_1(\varphi) / \sqrt{f_1^2(\varphi) + f_2^2(\varphi)} \\ y = lf_2(\varphi) / \sqrt{f_1^2(\varphi) + f_2^2(\varphi)} \end{cases}.$$

Таким чином, використовуючи різні направляючі механізми для переміщення кареток А і В, можна отримувати безліч конструкцій маніпуляторів, що забезпечують переміщення робочого органу по потрібній траєкторії. Вид траєкторії залежить від виду функцій $f_1(\varphi)$, $f_2(\varphi)$, що визначає закон переміщення кареток.

На основі приведених вище міркувань була запропонована авторами кінематична схема промислового робота [1]. В данному випадку одна з функцій f_1 або f_2 не є періодичною, що визначає незамкнуту траєкторію. Повернення схвата на вихідну точку відбувається реверсуванням приводу. В якості приводу каретки використовується кривошипно-повзунний механізм (колінчастий вал), а приводом каретки А є ходовий гвинт.

Розглянемо проектування маніпулятора по наперед заданій траєкторії руху схвата.

Нехай необхідна траєкторія руху робочого органу, наприклад, схвата задана графічно.

Розділимо цю криву від деякої початкової точки на ділянки 0-1, 1-2, 2-3 і т.д. Ці ділянки можуть бути вибрані різними по довжині залежно від необхідних швидкостей схвата на ділянках. З точок 0, 1, 2, на осі ОХ. Потім сполучаючи точки 0-1, 1-1, 2-2, на кривій і осі ОХ, отримаємо відповідно точки 0, 1, 2, на осі ОУ. Отримані точки визначають необхідний рух кареток А і В на прямолінійних напрямних. Подальшим завданням проектувальника є підбір механізмів, що забезпечують цей рух кареток (точно або приблизно).

Зокрема для точного відтворення можуть бути обрані кулачкові механізми, профілі яких побудовані по встановлених положенням кареток (методи побудови профілів достатньо повністю розглянуті в курсі ТММ).

Використовуючи описаний метод, авторами розроблена конструкція маніпулятора, що забезпечує переміщення виробу по заданій траєкторії. Кінематична схема маніпулятора наводиться в авт. св. № 1115924.

Якщо відомий геометричний алгоритм побудови заданої траєкторії, то в цьому випадку, використовується метод, суть якого полягає в тому, що всяка побудова може бути реалізована механічним шляхом, якщо в цій схемі геометричні образи замінити механічними представниками. При цьому рівняння траєкторії може бути виведене на основі алгоритму її втілення. Нехай геометричний закон переміщення кареток один відносно одного буде виражений формулою: $x = (c - k \cos \varphi) \sin \varphi$, де k - відстань по вертикалі між осями шарнірів; c - довжина тяги; φ - змінний кут повороту механічної руки. Знаючи геометричний алгоритм побудови закону переміщення, замінюємо геометричні образи механічними представниками (пряма - куліса, точка - нерухомий шарнір і т. п.) і як результат отримуємо кінематичну схему промислового робота [2].

Розглянемо метод, який дозволяє механічно реалізувати добуток двох перетворень - подібності і повороту. Нехай на прямій ОУ на змінному відрізку ОС як на основі побудований рівнобедрений $\triangle AOC$. Продовжимо сторону АС на не довільний відрізок СЕ і з отриманої точки Е проведемо пряму ЕМ, паралельно стороні ОА. Якщо на цій прямій вибрати точки F ($EF = OA$) і M ($FM = AE$) то ці точки при будь-якій змінній величині ОС будуть переміщуватись відповідно по колу з центром О і по прямій, перпендикулярній ОУ. Доведення витікає з $\triangle OFM$, в якому при будь-якому значенні ОС зберігаються постійні величини $OF = FM$. Звідси $\triangle OFM$ також є рівнобедреним і подібним $\triangle OAC$. Паралельність відрізків FM і ОА можна забезпечити за допомогою механізму шарнірного паралелограма АВОЕ. В результаті отримуємо механізм маніпулятора [3], у якого точка А переміщається по колу, точка F - по прямій, а

довільні точки ланки ОМ (руки маніпулятора) описують еліпси. Виходить, що при вказаному русі веденої ланки (шатуна FM) будь-яка точка на колі (центр F, радіус FM) рухається по прямій, що проходить через т. О. У зв'язку з цим, рука FM маніпулятора виконана переставною (із затискним регулювальним шарніром F), що дозволяє переналагоджувати маніпулятор. Усі розглянуті вище методи синтезу направляючої ланки маніпулятора відносяться до 1-го типу завдань. При проектуванні технологічних ПР (нанесення покриттів, розмітка і різання металу, зміцнення поверхневих шарів виробу лазерним променем і т. д.) потрібне рішення оберненої задачі (2-й тип завдань). Для вирішення таких завдань потрібен ПР що має не менше шести ступенів вільності, т. я. вимагається забезпечити постійне переміщення робочого органу по нормалі до оброблюваної поверхні. У роботах [4, 5] розглянуті рішення як першого так і зворотного йому завдання. Проте методи рішення містять в собі великий об'єм розрахунків. Це відбувається тому, що з кожною кінематичною парою пов'язується місцева система координат, потім визначаються матриці переходу між цими системами координат і з приєднанням кожної нової кінематичної пари об'єм обчислень різко зростає. Тому авторами пропонується простіший шлях рішення оберненої задачі у базовій системі координат. Для прикладу розглянемо типовий представник технологічних ПР - фірми "Mitsubishi PAINTING ROBOT" з контурною системою керування. Зпрощена конструктивна схема даного ПР показана на рис.. Точки 0 і 1 означають плоскі шарніри, а точка 2 (умовно) – сферичний шарнір за допомогою якого схват з робочим органом з'єднується з рукою. Нехай вимагається забезпечити переміщення робочого органу (наприклад сопло для нанесення покриттів) по нормалі до просторової кривої лінії. Вважаємо що відомі довжини ланок ПР 01 - l_1 і 02 - l_2 і довжина робочого органу. Необхідно визначити аналітичні залежності між координатами точки М (X, Y, Z), що належить заданій кривій і кутами : φ - кутом повороту ПР відносно колони; α_1 - кутом нахилу ланки 01 до площини XOY; α_2 - кутом нахилу ланки 12 до площини XOY. Розглянемо проекції ПР відповідно на площині XOY і XOZ. У загальному випадку вони

мають вигляд, вказаний на рис.. Відрізок 2М відповідає проекції робочого органу. Знаючи координати т. М, довжину робочого органу, кути його нахилу до осей, можна легко знайти координати точки 2 (сферичний шарнір). Далі, для знаходження трьох невідомих узагальнених координат α_1 , α_2 , φ складемо систему трьох рівнянь з трьома невідомими:

$$\begin{cases} x = (l_1 \cos \alpha_1 + l_2 \cos \alpha_2) \cos \varphi; \\ y = (l_1 \cos \alpha_1 + l_2 \cos \alpha_2) \sin \varphi; \\ z = l_1 \sin \alpha_1 - l_2 \sin \alpha_2; \end{cases}$$

З системи знаходимо параметри α_1 , α_2 і φ .

Таким чином, запропонований алгоритм дозволяє вирішувати обернену задачу положення маніпулятора - по відомих координатах заданої траєкторії визначити відповідно необхідні закони руху ланок ПР.

Застосування запропонованого методу дозволяє значно зменшити і спростити об'єм обчислень і прискорити розробку програм, що управляють, для ПР, де потрібно переміщувати схват по складних криволінійних траєкторіях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Промышленный робот. Авт. свид. № 1129069, бюлл. 46,1984.
2. Промышленный робот. Авт. свид. № 1430260, бюлл. 38,1988.
3. Манипулятор. Авт. свид. № 1514601, бюлл. 38,1989.
4. Велянин Н. П. Промышленные роботы и их применение. М., Машиностроение, 1983.
5. Козырев Ю. Г. Промышленные роботы. М., Машиностроение 1988.

УДК 620.17

ЦИКЛИ НАВАНТАЖЕННЯ І РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПО ДОПУСТИМИМ НАПРУЖЕННЯМ

*Іванов Г.О., к.т.н., доцент, Полянський П.М., к.е.н., доцент
Миколаївський національний аграрний університет*

Після того, як конструкція машини і механізму обрана, матеріал призначений, встає питання о розрахунку деталей на міцність.

После того, как конструкция машины и механизма выбрана, материал предназначен, встает вопрос о расчете деталей на прочность.

Найбільш розповсюдженим в даний час методом оцінки міцності деталей машин є порівняння діючих максимальних напружень в деталях з безпечними, тобто допустимими $[\sigma]$, $[\tau]$ і умова міцності запишеться у такому вигляді:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma], \tau \leq [\tau].$$

Розглянемо цикли роботи деталей машин.

В деталях машин під навантаженням виникають змінні за часом і постійні напруження.

Постійний цикл. Постійні напруження можна надати графіком (рис. 1).

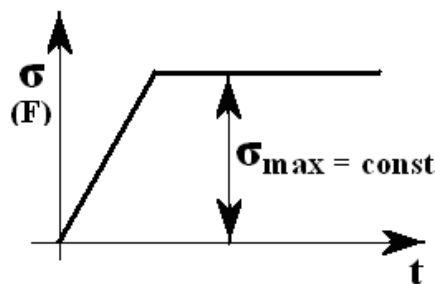


Рис. 1. Графік постійного циклу

По постійному циклу розраховуються інженерні конструкції (будинки, споруди і т.п.) і деталі машин, у яких число змін напружень не більше ніж 10^3 циклів за вісь строк служби (болти, вали турбін і т.п.).

Симетричний цикл. Навантаження або напруження змінюються від $\sigma_{\max}$ до $\sigma_{\min}$ причому $|\sigma_{\max}| = |\sigma_{\min}|$ (рис. 2).

Середнє напруження циклу:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = 0.$$

Амплітуда циклу:

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}.$$

Крім того, цикли характеризуються коефіцієнтом асиметрії:

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}.$$

Для асиметричного циклу $r = |-\sigma_{\min}| / |\sigma_{\max}| = -1$.

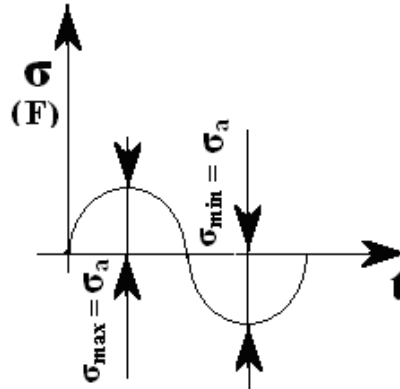


Рис. 2. Графік симетричного циклу

За таким циклом працюють вали і осі від нормальних напружень, реверсивні зубчасті передачі.

Пульсуючий цикл. Напруження або навантаження змінюється від нуля до $F_{\max}$ (рис. 3).

Середнє напруження циклу:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}/2.$$

Амплітуда циклу:

$$\sigma_0 = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = \sigma_{\max}/2.$$

Коефіцієнт асиметрії циклу:

$$r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0 / \sigma_{\max} = 0.$$

По пульсуючому циклу працюють нереверсивні зубчасті передачі, крюки вантажопідйомних машин і всі деталі поліспастів.

Асиметричний цикл.

Напруження змінюється від $+\sigma_{\max}$ до $-\sigma_{\max}$ причому за абсолютною величиною вони не рівні (рис. 4).

Тут коефіцієнт асиметрії дорівнює величині, що відрізняється від нуля і ± 1 .

За асиметричним циклом працюють більшість деталей машин, наприклад, пальці поршнів ДВЗ і компресорів і т.п.

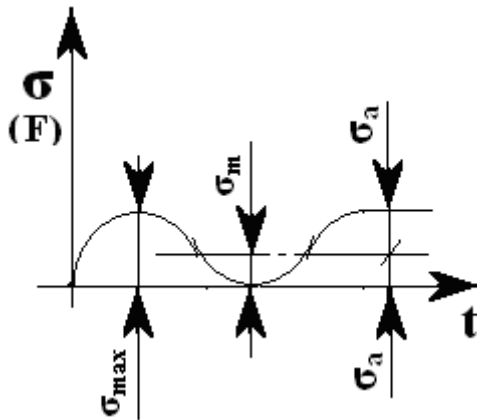


Рис. 3. Графік пульсуючого циклу

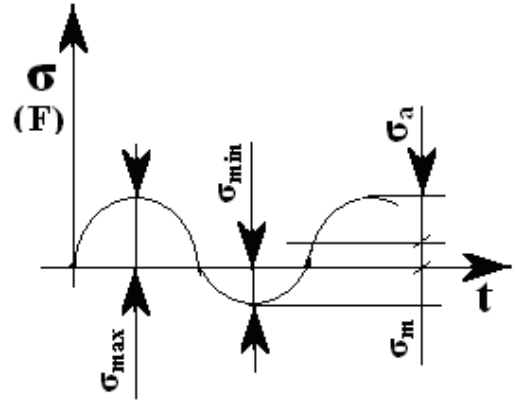


Рис. 4. Графік асиметричного циклу

Допустимими напруженнями є:

$$[\sigma] = \sigma_{\text{гран}}/K; [\tau] = \tau_{\text{гран}}/K,$$

де: K – коефіцієнт зменшення граничного напруження.

Тут необхідно дати відповідь на запитання, що брати за $\sigma_{\text{гран}}$ і $\tau_{\text{гран}}$ і в яких межах призначати коефіцієнт K залежно від тих чи інших умов?

При роботі деталей, що мають постійне навантаження, руйнування настає при досягненні границі текучості σ_T (для пластичних матеріалів) або границі міцності σ_B (для хрупких матеріалів). Тобто, у першому випадку ми будемо брати за $\sigma_{\text{гран}}$ границю текучості, то у другому - границю міцності.

Коли деталі працюють по якимось змінним циклам, то руйнування настає після того, як деталь зробила велике число циклів. Характер руйнування зв'язаний з утворенням і розвитком тріщин.

О такому руйнуванні говорять, що настає границя втоми. В такому випадку за граничне напруження слід брати границю втоми.

Що таке втома і границя втоми?

Втома є видом руйнування матеріалу, яке відбувається протягом довготривалого часу під дією циклічно змінних навантажень пари рівні напружень, які не приводять до руйнування при статичному навантаженні.

Загальний механізм руйнування від втоми ще повністю не встановлений, хоча відомо, що при циклічній дії напружень в металі діються необратимі фізичні процеси, що приводять вже з перших циклів навантаження до послаблення зв'язків кристалічної решітки. Це підтверджується зниженням модуля пружності E на різних стадіях деформації.

Руйнування від дії циклічно навантажень, що змінюються, (втоми) було відмічено на початку 19 століття.

Явищем руйнування металів від циклічних навантажень розпочинають займатися з середини 19 століття. Так, французький інженер А. Велер з 1852 року протягом 17 років займався явищем втоми. Він займався дослідженням роботи вагонних осей в лабораторних умовах у зв'язку з їх частими виходами із ладу на Баварській залізниці.

В результаті систематичних досліджень А. Велер отримав залежність напруження згину при симетричному навантаженні вагонних осей від числа циклів N , причому, зменшую напруження, він встановив, що осі витримували $6 \cdot 10^6$ циклів і подальше збільшення їх числа не визивало руйнування деталі.

Напруження, при якому деталь витримує, не руйнуючись, приблизно 10^7 циклів, називається подовженою межею втоми (рис. 5) або просто границею втоми.

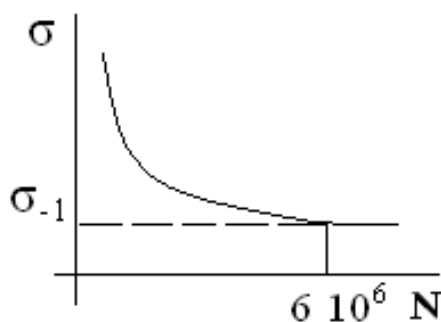


Рис. 5. До поняття границі втоми

Межу втоми прийнято позначати σ_{-1} , так як Велер досліджував руйнування при симетричному циклі.

Втомне руйнування зв'язане з утворенням тріщин і розрихлення кристалічної решітки.

Таким чином, повертайсь до граничних напружень, в якості граничного напруження симетричного циклу приймаємо границю втоми σ_{-1} .

Для пульсуючого циклу границя втоми позначається σ_0 . Тут 0 вказує, що коефіцієнт асиметрії цього циклу $r = 0$ і границя втоми визначається за експериментально встановленої залежності:

$$\sigma_0 = (1,4 - 1,7) \sigma_{-1}.$$

Границя втоми асиметричного циклу σ_r визначається для конкретного матеріалу і встановлюється із будови діаграми граничних напружень Сміта.

Тепер, коли ми встановили, що брати (яку механічну характеристику матеріалу) за $\sigma_{\text{гран}}$, подивимося, як визначити величину коефіцієнта зменшення граничного напруження K , що включає в собі цей коефіцієнт.

Коефіцієнт K враховує конкретні умови роботи деталі і включає в себе ряд факторів, що впливають на величину допустимого напруження, а саме:

1. Фактор, що враховує стан поверхні деталі – коефіцієнт β :
для полірованих деталей $\beta = 1,0$; для деталі, грубо обробленої різцем $\beta = 0,95$;
для цементованої поверхні або обкатаної роликми $\beta = 1,2 - 1,3$.

2. Фактор, що враховує розміри деталі – масштабний фактор ε_σ і ε_τ .

Досвідом встановлено, що зі збільшенням абсолютних розмірів деталі межа втоми знижається.

Ця обставина була встановлена ще у 1920 році. Однак, на сьогоднішній час повністю причина збільшення напружень при збільшенні розмірів деталі ще не з'ясована.

3. Фактор точності розрахунку s_1 , тобто наскільки точно визначені діючі сили, і наскільки вірні розрахункові залежності.

Значення коефіцієнта S_1 коливається в межах від 1,0 до 1,5.

4. Фактор, що враховує якість матеріалу і, в частості, його пластичність s_2 : $s_2 = 1,4$ при $\sigma_m/\sigma_s = 0,5$; $s_2 = 1,8$ при $\sigma_m/\sigma_s = 0,9$.

5. Фактор, що враховує форму деталі – ефективний коефіцієнт концентрації місцевих напружень K_σ і K_τ .

У місцях різкого змінення перерізу (форми деталі) розподілення напружень по перерізу приймає своєрідний характер, причому з'являються нові додаткові напруження. Внаслідок чого звичайні розрахункові формули становляться невірними.

Для розрахунку K_σ і K_τ використовують емпіричні залежності.

Найвища концентрація місцевих напружень спостерігається в болтових з'єднаннях.

Наприклад, для болта з $\sigma_a = 1000$ МПа $K_\sigma = 6,2$;

при $\sigma_a = 800$ МПа $K_\sigma = 4,8$; при $\sigma_a = 400$ МПа $K_\sigma = 3,0$.

Машинобудівники накопичили відомий досвід боротьби з концентрацією місцевих напружень. Так, подовження перехідної кривої зменшує K_σ і K_τ . Галтель потрібно окреслювати не дугою кола, а по еліпсу. Поверхневий шар слід зміцнювати, робити розвантажувальні надрізи і т.п.

6. Відповідальність деталі враховується коефіцієнтом безпеки, котрий призначається в межах $s_3 = 1,0 - 1,5$.

Тепер ми можемо скласти розрахункові формули.

Постійне навантаження:

$$[\sigma] = \sigma_T / (s K_\sigma); \quad [\tau] = \sigma_B / (s K_\sigma),$$

де: $s = s_1 s_2 s_3$.

Симетричне навантаження:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_{-1}] = \frac{\tau_{-1} \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}.$$

Пульсуюче навантаження:

$$[\sigma_0] = \frac{\sigma_0 \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_0] = \frac{\tau_0 \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}.$$

Асиметричне навантаження:

$$[\sigma_r] = \frac{\sigma_r \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta}{s \cdot K_\sigma}; \quad [\tau_r] = \frac{\tau_r \cdot \varepsilon_\tau \cdot \beta}{s \cdot K_\tau}.$$

Коефіцієнт запасу міцності.

При розрахунку деталей машин на міцність дуже важливо знати запас міцності во всіх характерних перерізах вала, осі, тяги і т.п.

Під коефіцієнтом запасу міцності розуміють відношення граничних напружень до амплітуди циклу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_0}{\sigma_a} = \frac{\sigma_\tau}{\sigma_a}; s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a} = \frac{\tau_0}{\tau_a} = \frac{\tau_\tau}{\tau_a}.$$

При складному напруженні для пластичних матеріалів краще всього підходить гіпотеза найбільших дотичних напружень, тоді:

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2};$$

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + \frac{(\sigma_{-1})^2}{(\tau_{-1})^2} \tau_a^2}.$$

Після перетворень маємо:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{(s_\sigma)^2 + (s_\tau)^2}}.$$

Для асиметричного циклу:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D \cdot \sigma_a + \phi_\sigma \cdot \sigma_m}.$$

При дії дотичних напружень відповідне рівняння має вигляд:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D \cdot \tau_a + \phi_\sigma \cdot \tau_m}.$$

Кожний із запасів міцності співставляється з відповідними мінімально допустимими значеннями, що визначаються на основі практики розрахунків і спостережень за машинами при експлуатації.

Величини необхідних запасів міцності приймаються:

– при підвищеної точності розрахунку, при достатньої однорідності матеріалу і якості технологічних процесів $s = 1,3 - 1,7$;

– для звичайної точності розрахунку і помірної однорідності матеріалу $s = 1,7 - 2,0$;

– при зниженої точності розрахунку і помірної однорідності матеріалу, особливо для литих деталей і значних розмірах $s = 2,0 - 3,0$.

Значення коефіцієнтів чутності матеріалу ϕ_σ і ϕ_τ визначають за встановленою залежністю $\phi_\sigma = 0,06 - 0,12$.

При відсутності точних значень коефіцієнт рекомендується приймати:

$$\phi_\sigma = \phi_\tau.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Н.М.Беляев. 15-е изд. – М.: Наука, 1976. – 607с.
2. Дарков А.В. Сопротивление материалов / Дарков А.В., Шпиро Г.С. – М.: Высшая школа, 1975. – 654с.
3. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов / Писаренко Г.С. 5-е изд., перераб. и доп. – К.:Вища школа, Головне видавництво, 1986. – 775с.
4. Посацький С.Л. Опір матеріалів / Посацький С.Л. – Львів: Видавництво Львівського університету, 1973. – 403с.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов / Феодосьев В.И. – М.: Наука, 1979. – 559с.
6. Боголюбов А.Н. Математики механики. Биографический справочник / Боголюбов А.Н. – К.:Наукова думка, 1983. – 639с.

7. Мильніков О.В. Опір матеріалів / Мильніков О.В. –Тернопіль: Видавництво ТДТУ імені Івана Пулюя, 2005.– 212с.
8. Практикум з дисципліни “Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. освіти / Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д.В. Бабенко та ін.; за ред. Г. О. Іванова і В. С. Шебаніна. – К. : Видавництво „Аграрна освіта”, 2008. – 648 с.

УДК 629

РОЗРАХУНОК ДОПУСКІВ ФОРМИ І РОЗТАШУВАННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

*Іванов Г.О., к.т.н., доцент, Полянський П.М., к.е.н., доцент,
Некрасов В.С., майстер виробничого навчання
Миколаївський національний аграрний університет*

Якісні показники сучасних виробів машинобудування (точність, довговічність, надійність та ін.) значною мірою залежать від правильності вибору посадок, тобто характеру сполучення деталей і правильності вибору допусків форми і розташування поверхонь.

Качественные показатели современных изделий машиностроения (точность, долговечность, надежность и др.) В значительной степени зависят от правильности выбора посадок, то есть характер сопряжения деталей и правильности выбора допусков формы и расположения поверхностей.

Робота машини в сучасних умовах характеризується значним підвищенням навантажень і швидкостей. У зв'язку з цим все більш актуального значення набувають питання динаміки роботи машин. Відомо, що більшість аварій машин і випадків їх непрацездатності пов'язано з вібраціями і динамічними навантаженнями. Тому нині ставлять підвищені вимоги до точності й безшумності роботи машин.

Однією із найголовніших причин вібрацій, шуму і динамічних навантажень є невисока точність деталей машин, особливо точність форми і розташування поверхонь. Тому дуже важливо, щоб на кресленнях деталей, крім допусків розмірів, були задані також допуски форми і розташування поверхонь,

що гарантують високі показники роботи виробів вітчизняного машинобудування.

Нижче наведено обґрунтування допусків розташування деталей, що пов'язані з установкою підшипників кочення, а також зубчастих і черв'ячних коліс.

Базові поверхні вала і корпуса для вальниць кочення. Одним із джерел вібрацій, динамічних навантажень, шуму і зниження довговічності виробів машинобудування є вальниці кочення. Складальні одиниці вальниць, крім власне вальниці кочення, мають корпуси з кришками, пристрої для кріплення кілець вальниць, захисні, мастильні й регулювальні пристрої. В наш час вальниці кочення є основними видами опор у машинах.

Вимоги точності, що ставляться стандартами до посадочних поверхонь валів і корпусів, мають на меті обмежити пошкодження доріжок кочення і перекіс кілець вальниць.

Особливого значення набувають допуски розташування поверхонь, що призначені для установки вальниць кочення на валах і в корпусах.

Відносно перекошення внутрішнього і зовнішнього кілець вальниць викликає додатковий опір обертанню валів. Чим більше перекошення, тим більші втрати енергії, нижче ККД вальниць та їх довговічність.

Перекуси кілець вальниць кочення бувають з таких причин: відхили від співвісності ΔS_v відносно загальної осі посадочних поверхонь вала (рис. 1); відхили від перпендикулярності Δq_v базових торців вала або деталей, що встановлені на ньому (рис. 2), відносно загальної вісі посадочних поверхонь вала: відхиленням від співвісності ΔS_k відносно загальної осі посадочних отворів корпуса (рис. 3); відхилення від перпендикулярності Δq_k (рис. 4) базових торців деталей корпуса до осі отвору; нахил θ пружної лінії вала в опорі під дією навантаження (рис. 5).

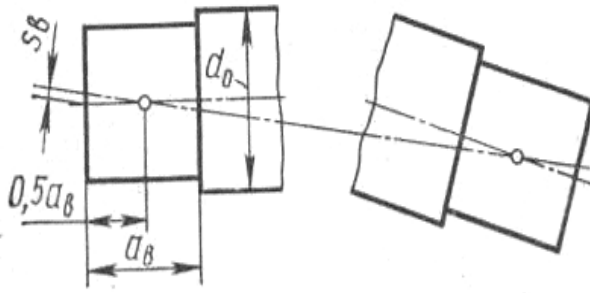


Рис. 1. Відхил від співвісності для вала

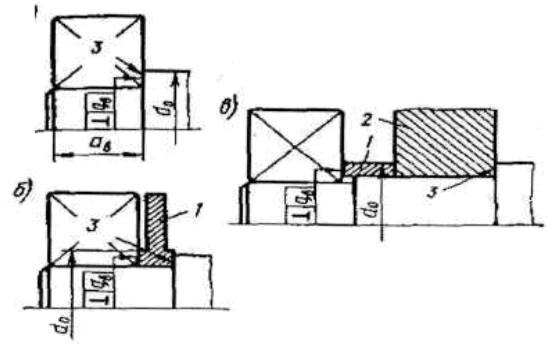


Рис. 2. Відхил від перпендикулярності

Відхили від перпендикулярності Δq_e і Δq_k в загальному випадку величини комплексні. Так, наприклад, Δq_e за рис. 2 а відноситься тільки до торця 3 заплечика вала, за рис. 2, б – до торця мазеутримуючого кільця 1. Тут значення Δq_e містить суму похибок двох деталей: кільця 1 і кільця 3 заплечика вала.

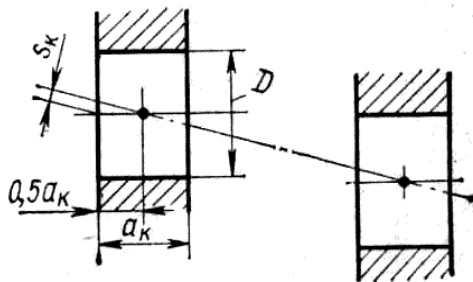


Рис. 3. Відхил від співвісності
отворів

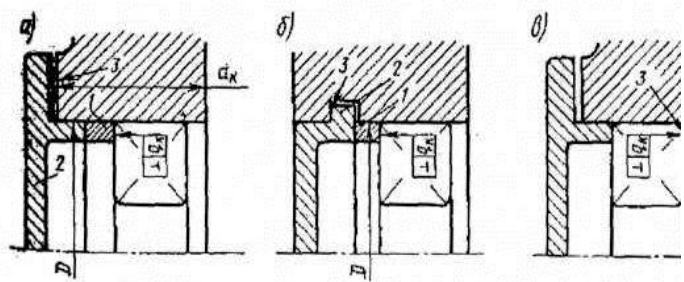


Рис. 4. Відхил від перпендикулярності базових
поверхонь

Відхили від перпендикулярності Δq_e за рис. 2, в містить уже суму похибок трьох деталей – втулки 1, деталі 2 і торця 3 заплечика вала.

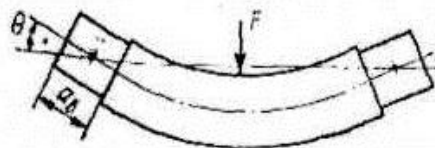


Рис. 5. Схема нахилу пружної лінії вала

Відхили від перпендикулярності: Δq_e за рис. 4, а і б містять суму похибок деталей 1, 2 і торця 3 корпусу).

Відхил від перпендикулярності Δq_e за рис. 1, в відноситься лише до торця 3 отвору корпусу.

Як розрахункові значення граничних перекосів приймають для вальниць: кулькових радіальних і радіально-упорних – 8'; радіальних з короткими циліндр-ричними роликами – 3'; конічних роликових – 2'.

У подальшому для скорочення запису вальниці розподіляють на такі групи: група I – кулькові радіальні, радіально-упорні і роликові з бобиною; група II – радіальні з короткими циліндричними роликами; група III – конічні роликові.

За результатами серії розрахунків для вальниць класу точності 0 з діаметрами отворів $d = 20 - 80$ мм складено табл. 1. Менші значення $[\theta]$ відносяться до вальниць легкої, а більші – до вальниць середньої серії. Для вальниць 6-го класу точності значення допусків необхідно приймати на один квалітет точніше наведених в табл. 1.

Таблиця 1

Значення допусків для обмеження перекосу кілець і граничних кутів нахилу пружної лінії вала в опорі (у хвилинах)

Група вальниць	T_{SB}	T_{SK}	T_{qB}	T_{qK}	$[\theta]$
I	JT7	JT8	JT7	JT8	5,6-6,3
II	JT6	JT7	JT6	JT7	1,6-1,9
III	JT5	JT6	JT5	JT6	1,0-1,3

Допуски співвісності посадочних поверхонь вала T_{SB} і корпусу T_{SK} задають у діаметральному виразі й відносять до номінального діаметра d і D в місці установки вальниці. Допуски перпендикулярності базових торців вала T_{qB} і корпусу T_{qK} відносять відповідно до діаметра d_o заплечика вала і діаметра D_j отвору.

Зубчасті й черв'ячні передачі. Для обмеження концентрації тиску по поверхні отвору від натягу в з'єднанні зубчастих коліс із валом задають допуск циліндричності посадочного отвору (рис. 6), що визначають співвідношенням:

$$T_{\text{цил}} \approx 0,3TD,$$

де: TD – допуск розміру отвору. Щоб обмежити можливий дисбаланс повністю механічно оброблених коліс, задають допуск співвісності (2, рис. 6, а) при частоті обертання $n > 1000$ об/хв.; $T = 46/n$.

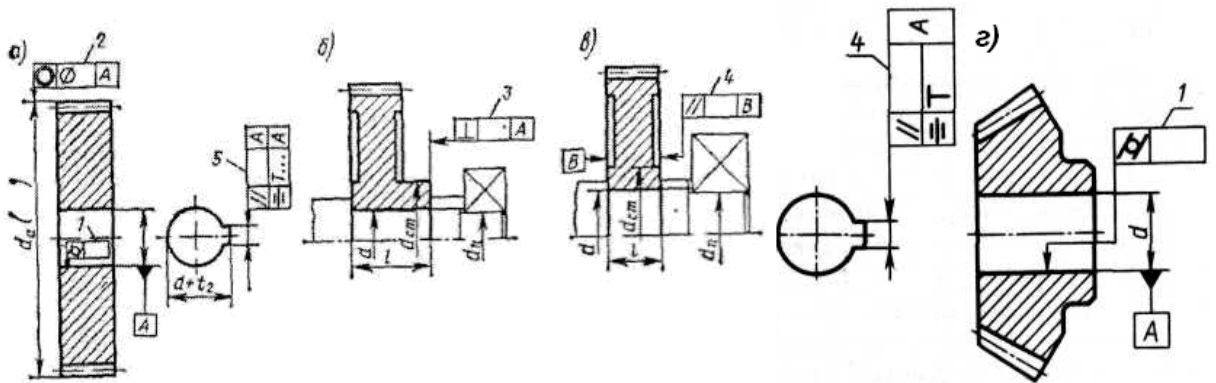


Рис. 6. Допуски циліндричності посадочних поверхонь шестірні

Для коліс не повністю механічно оброблених, за частоти обертання $n > 500$ об/хв., задають допуск дисбалансу, г·мм:

$$T = 623 \cdot m/n, \quad (1)$$

тут: m – маса колеса, г.

У технічних вимогах креслення роблять запис типу: “Допустимий дисбаланс не більше ... г·мм”.

Торець маточини колеса часто використовують як базу для установки підшипника. За відносної довжини посадочного отвору до його діаметра $l/d \geq 0,8$ на торець маточини колеса задають допуск перпендикулярності (3, рис. 6, б). Квалітет для визначення допуску на діаметр маточини визначають за табл. 2.

За відношення $l/d < 0,8$ задають допуск паралельності торців маточини (4, рис. 6, в), що відносять до діаметра маточини d_M . Квалітет визначають за табл. 2.

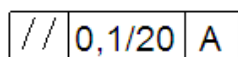
Квалітет точності маточини

Група вальниці	Квалітет	
	допуск перпендикулярності	допуск паралельності
I	7	6
II	6	5
III	5	4

Якщо колесо без виточок і не має явно вираженої маточини, допуск паралельності задають на умовному діаметрі вимірювання d' , залежно від розміру колеса:

$$d' = (1,5 - 2,0)d,$$

де: d – діаметр посадочного отвору колеса. В рамці умовного позначення записують числове значення допуску і діаметр вимірювання, наприклад,



. Тут $d = 20$ мм.

Для обмеження концентрації контактного тиску, шпонковий паз повинен бути паралельний і симетричний осі посадочного отвору. Допуски паралельності й симетричності приймаються:

$$T_{//} = 0,6 \cdot t_{шп}; T_{сим} = 0,6 \cdot t_{шп},$$

тут: $t_{шп}$ – допуск розміру ширини шпонкового паза.

Рекомендації з вибору допусків наведено в табл. 3.

Вали. Допуски форми і розташування поверхонь валів приймають відповідно до посадок вальниць кочення, зубчастих і черв'ячних коліс, втулок і кілець, муфт, шківів, зірочок.

Кільця вальниць кочення дуже податливі. Вони облягають посадочні поверхні валів і набувають форму цих поверхонь. Тому, щоб в найменшій мірі пошкоджувати доріжку кочення внутрішніх кілець, задають допуски циліндричності посадочних поверхонь валів для підшипників (1, рис. 7):

$$T_{цил} \approx 0,3Td, \quad (2)$$

де: Td – допуск розміру посадочної поверхні вала.

Таблиця 3

Точність посадочних поверхонь зубчастих і черв'ячних передач

Номер позиції за рис. 6	Зміст	Рекомендована точність
1	Циліндричність отвору	$T_{\text{цил}} \approx 0,3TD$
2	Співвісність зовнішньої поверхні повністю обробленого колеса	$T = 46/n$
3	Перпендикулярність торця маточини до отвору $l/d \geq 0,8$	За $n > 1000$ об/хв. Квалітет за табл. 2.300
4	Паралельність торців маточини $l/d < 0,8$	Квалітет за табл. 2.300
5	Паралельність шпонкового паза	$T_{//} = 0,6t_{\text{шп}}$
6	Симетричність шпонкового паза	$T_{\text{сим}} = 0,6 \cdot t_{\text{шп}}$

Зубчасті й черв'ячні колеса, муфти, шківів, зірочки насаджують на вали за посадками з натягом. Щоб обмежити концентрацію тиску, на посадочні поверхні валів також задають допуски циліндричності, які визначають за співвідношенням (3), рис. 7 (поз. 2 і 3).

Таблиця 4

Точність посадочних поверхонь вала

Група підшипників	Квалітет	
	співвісності	паралельності
I	7	7
II	6	6
III	5	5

Для забезпечення норм кінематичної точності і норм контакту зубчастих і черв'ячних передач задають допуски співвісності посадочних поверхонь валів для деталей цього типу відносно загальної осі посадочних поверхонь для вальниць (рис. 7, поз. 5). Допуски співвісності задають у діаметральному вираженні на діаметрі посадочної поверхні. Квалітет

визначають за табл. 5. Щоб обмежити перекіс кілець вальниць, задають допуски співвісності посадочних поверхонь для вальниць відносно їх загальної осі (рис. 7, поз. 4). Допуск співвісності задають у діаметральному вираженні на діаметрі посадочної поверхні (знак $\varnothing$ у рамці). Квалітет визначають за табл. 4.

Щоб обмежити можливий дисбаланс вала і деталей, що посаджені на вал, задають допуск співвісності посадочних поверхонь вала для муфт, шківів, зірочок відносно загальної осі посадочних поверхонь для підшипників.

Допуск співвісності в діаметральному вираженні (6, рис. 7) визначають за співвідношенням, в мкм:

$$T = 46/n, \quad (3)$$

де: n – частота обертання вала, об/хв.

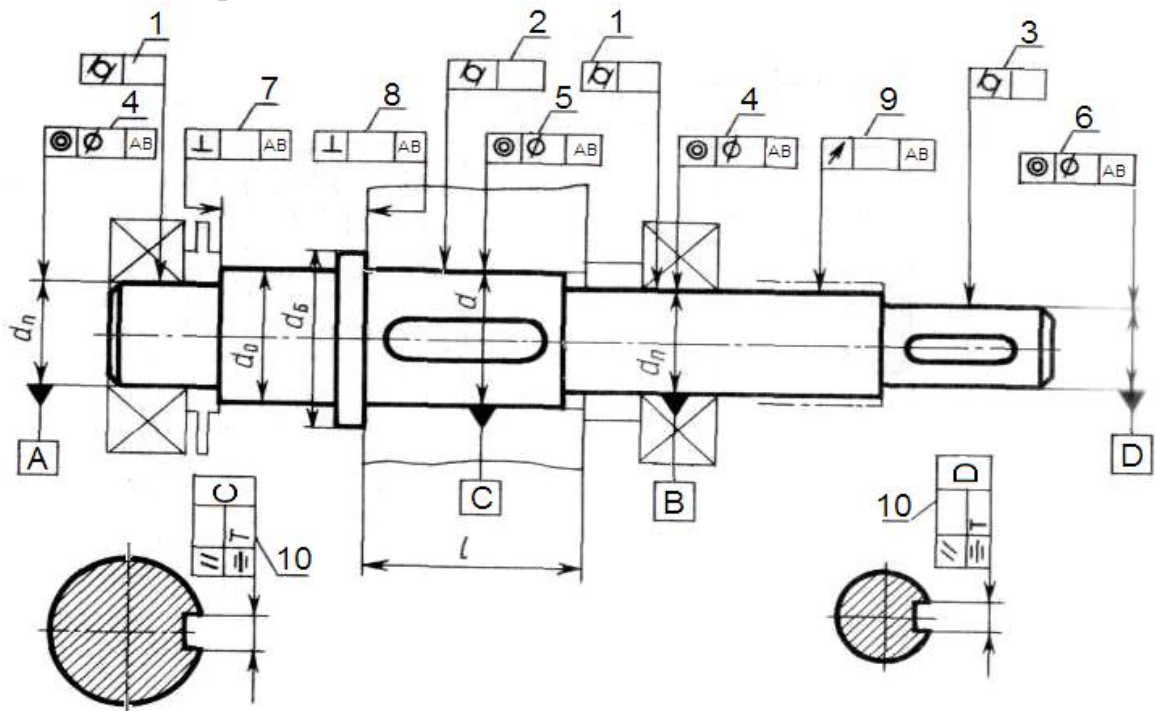


Рис. 7. Позначення допусків форми і розташування поверхонь вала на кресленнях

На поверхні валів для манжетних ущільнень задають допуск радіального биття відносно загальної осі посадочних поверхонь для вальниць.

Допуски співвісності

Вид передачі	Квалітет для ступенів точності (допуск співвісності)					
	кінематичної			за нормами контакту (допуск перпендикулярності)		
	6	7, 8	9	6	7,8	9
Зубчаста	5	6	7	3	4	5
Черв'ячна	6	7	8	4	5	6

Тут коливання робочої кромки манжети визиває не тільки відхил розташування, але й відхил форми поверхні вала. Тому для зменшення амплітуди коливання цієї поверхні задають допуск радіального биття, що включає в себе відхил від співвісності і відхил від круглості поверхні вала. Допуск радіального биття визначають за співвідношенням (2.55). Цей допуск (рис. 7, поз. 9) задають за частоті обертання вала $n = 1000$ об/хв.

Деякі торцеві поверхні вала служать базою для установки внутрішніх кілець вальниць і вузьких коліс, у яких відношення $l/d < 0,2$. На такі поверхні на кресленнях валів задають допуски перпендикулярності відносно загальної осі поверхонь для вальниць. Допуски перпендикулярності торців для вальниць задають на зовнішньому діаметрів d_o (рис. 7, поз. 7). Квалітет визначають за табл. 5.

Допуск перпендикулярності торців для базування вузьких коліс задають на діаметрі буртика d_6 (рис. 7, поз. 8). Квалітет приймають за табл. 5.

Щоб обмежити концентрацію контактних тисків, шпонкові пази на валах повинні бути паралельні й симетричні осі посадочної поверхні валів. Допуски паралельності і симетричності приймають: $T_{//} = 0,6 \cdot t_{шп}$; $T_{сим} = 0,4 \cdot t_{шп}$.

Рекомендації з вибору допусків подано в табл. 6 у відповідності до номерів позицій на рис. 6.

Таблиця 6

Допуски форми і розташування поверхонь валів

Номер позиції рис. 7	Зміст	Рекомендована точність
1, 2, 3	Циліндричність поверхонь для вальниць, коліс, шківів, муфт, зірочок	$T = 0,3t$
4	Співвісність поверхонь для вальниць	Квалітет за табл. 4
5	Співвісність поверхонь для коліс	Квалітет за табл. 5
6	Співвісність поверхонь для муфт, шківів, зірочок, мм	$T = 46/n$; $n \geq 1000$ об/хв.
7	Перпендикулярність торців для вальниць	Квалітет за табл. 4
8	Перпендикулярність торців для вузьких коліс	Квалітет за табл. 5
9	Радіальне биття поверхні під манжетне ущільнення	$T = 46/n$; $n \geq 1000$ об/хв.
10	Розташування шпонкових пазів	$T_{//} = 0,6 \cdot t_{шп}$; $T_{сим} = 0,4 \cdot t_{шп}$

Втулки і кільця. Втулкою називають деталь, у якої відношення $l/d \geq 0,8$, а кільцем – якщо це відношення $l/d \leq 0,8$.

Базовими поверхнями втулок і кілець є посадочні поверхні, а також торці. Одним із торців (торець *a* на рис. 8) ці деталі самі базуються за торцями суміжних деталей. Другий торець (торець *b*) є базою для другої суміжної деталі.

Розмір ширини кільця і довжини втулок частіше є складовим розміром складального розмірного ланцюга. Граничні відхили цього розміру визначають за результатами розрахунку відповідного розмірного ланцюга або за рекомендаціями, що приведені в табл. 7.

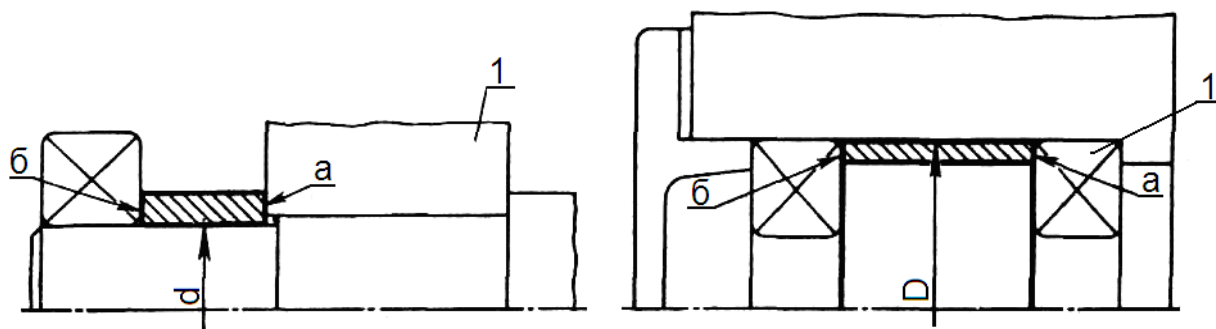


Рис. 8. Торці деталей

Таблиця 7

Допуски складових ланок

Вид компенсатора	Допуск складового розміру для поверхонь		
	охоплюючих	охоплювальних	решта
Деталь, що оброблюється складанні	H11	h11	$\pm IT14/2$
Набір прокладок	H12	h12	$\pm IT12/2$
Зазор; гвинт – гайка	H14	h14	$\pm IT14/2$

Відомо, що положення втулки на валу або в отворі корпусу визначається сполученням по циліндричній поверхні.

Посадки втулок повинні мати мінімальний зазор або мінімальний натяг. За великого зазору втулка за своїми показниками перетворюється на кільце. За великого натягу ускладнюється збір деталей і ніяких експлуатаційних переваг така посадка не має.

Коли вибір полів допусків отвору і вала нічим не зумовлений, то найбільш придатними посадками втулок на вал та в корпус є H7/js6; H7/k6; H7/m6/.

Коли ж поля допусків валів або отворів задано в зв'язку з установкою сусідніх деталей, наприклад, вольниць кочення, зубчастих і черв'ячних коліс, необхідно підбирати такі поля допусків отворів або зовнішніх діаметрів втулок, щоб зазори або натяги були мінімальними.

Відомо, що положення кільця на вала або у отворі корпусу за будь-якої посадки, з натягом або зазором, визначається його торцями. При підтисненні кільця до торця сусідньої деталі, наприклад, до торця деталі 1 на рис. 8, відбувається поворот кільця до повного прилягання торців. За посадки з зазором поворот таких деталей відбувається без перешкод. За посадки з натягом поворот деталі спричиняє зібгання кромки і пружні деформації поверхонь вала і отвору кільця. Тому нема необхідності використовувати для кілець посадки з натягом. Для зручності установки доцільно для них застосовувати тільки посадки з зазором.

За складання кільце обов'язково зміщується радіально в границях посадкового зазору. Радіальне зміщення кілець в отворі нерухомого корпусу не має небажаних наслідків. Зміщення ж кілець на обертальних валах може бути причиною незрівноваженості деталей комплексу вала. Така незрівноваженість спричиняє вібрації і динамічні навантаження, які зростають зі збільшенням частоти обертання вала.

Коли вибір полів допусків отвору і вала нічим не зумовлений, рекомендується приймати посадки кілець на вал H11/d11; H10/d10 або H9/d9. За високої частоти обертання вала ($n > 1000$ об/хв.) з метою зниження можливого дисбалансу посадки кілець на вал слід приймати H8/h8; H8/h7; H7/h6.

Коли поля допусків валів задано в зв'язку з установкою сусідніх деталей, слід застосовувати для гарантії зазору поля допусків отворів кілець D11, d10 або D9.

Поле допуску зовнішнього діаметра кілець, що вставляються в отвори корпусів, у всіх випадках слід приймати d11.

Наведемо дельта прикладів вибору полів допусків кілець. На рис. 9, а показано кінцеву ділянку вала черв'ячного колеса, що обертається з частотою 100 об/хв. На цій ділянці встановлено вальниця і мастилозатримуюче кільце. Поле допуску вала прийнято k6 із умови посадки вальниця кріплення. Цапфу вала доцільно виконувати по всій довжині за полем допуску k6. Поле допуску отвору кільця D11, а посадка D11/k6. Поле допуску посадкової поверхні вала

для вальниці може бути не тільки k6, але і іншим, з числа рекомендованих. Тоді і позначення посадки буде інше, але поле допуску його отвору залишиться D11.

На рис. 9, б показано на валу зубчасте колесо, дистанційне кільце і вальниця кочення, які затягуються гайкою до упору в торець буртика вала. Частота обертання вала 700 об/хв. За установлення дуже вузького кільця ($l/d \leq 0,5$) по всій довжині посадки вала зберігається поле допуску r6, тому, що це потрібно для установки зубчастого колеса. Це спрощує шліфування поверхні вала і не збільшує номенклатуру різального і вимірювального інструмента. Тоді поле допуску кільця призначають D11. При довжині кільця ($0,5 < l/d < 0,8$) для нього задають посадку з зазором H9/d9. Така посадка полегшує також і установки колеса на вал.

Часто кільце розташовують на посадковій поверхні для підшипника кочення (рис. 9, в). Поле допуску на отвір кільця призначають залежно від частоти обертання вала. Так, за частоти обертання вала менше 1500 об/хв. поле допуску на отвір кільця D9, D10 або D11. За частоти обертання вала більше 1500 об/хв. приймають поля допусків H9, H10, H11.

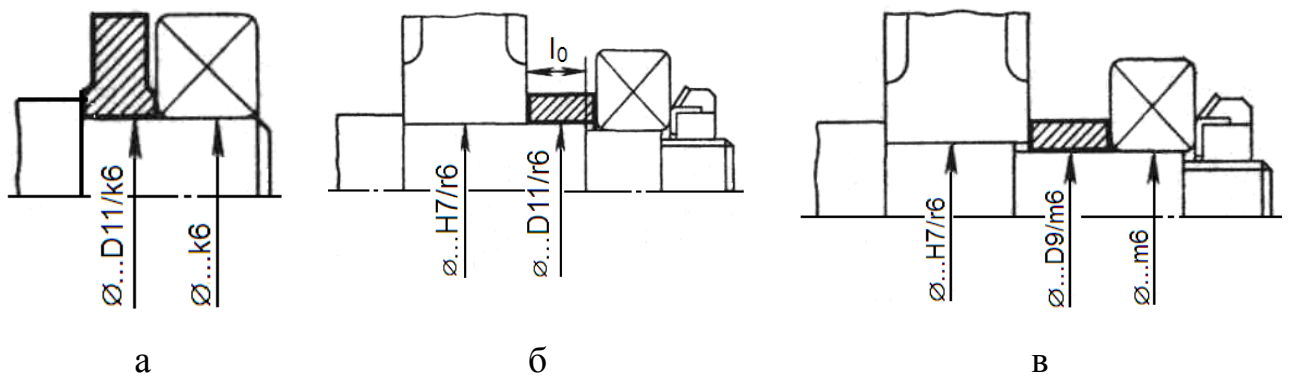


Рис. 9. Приклади вибору полів допусків кілець

У прикладах конструкцій, показаних на рис. 10, поле допуску отвору прийнято H7 із умови посадки вальниці кочення. В зв'язку з цим посадка кілець H7/d11.

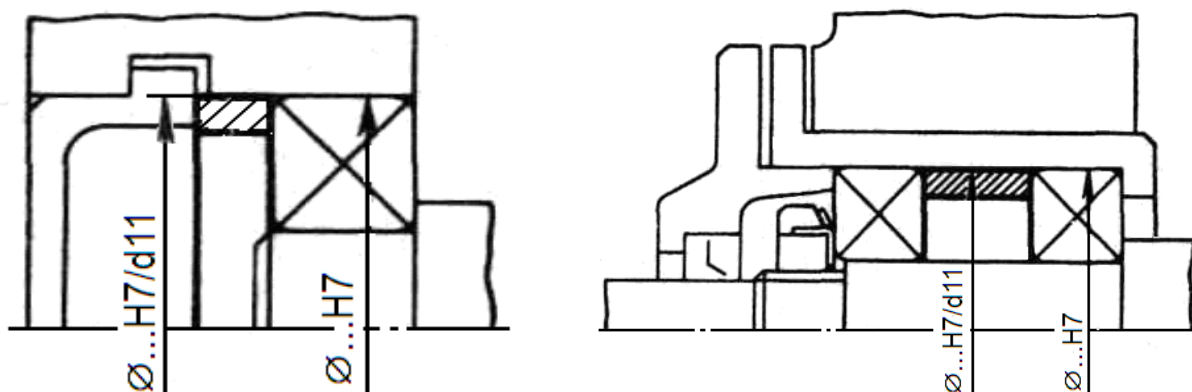


Рис. 10. Приклади вибору полів допусків кілець

Викладені вище рекомендації щодо вибору посадок втулок і кілець для зручності зведено в табл. 8 і 9.

Таблиця 8

Рекомендації щодо вибору посадок втулок

Область застосування	Позначення посадок і полів допусків	
Посадки втулок на вал незалежні	H7/js6; H7/k6; H7/m6	
	Вал	Отвір втулки
Посадки втулок на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	js6; k6; m6	H7
	js7; k7; m7	H8
	js8; m7; n7	H9
	p6; r7; s7	F8
	s7; t6	E9
	u7; u8	D9; D10; D11
Посадки втулок у корпус незалежні	H7/js6; H7/k6	H7/m6
Посадки втулок на вал, що залежать від посадок сусідніх деталей	Отвір корпуса	Втулка
	H7	js6; k6; m6
	H8	js7; k7; m7
	H9	js8; m7; n7
	JS7	js6
	JS8	js7

Найчастіше торці деталей типу втулок і кілець є базовими для вальниць кочення. Тому на торці цих деталей необхідно призначати допуски розташування. Якщо між вальницею і торцем заплечика вала, торцем деталі, що міститься на валу з відношенням $l/d \geq 0,8$, або між вальницею і корпусом розташоване кільце чи втулка (рис. 11), то квалітет для визначення допусків паралельності торців кільця (рис. 11 а, б) і перпендикулярності торців втулок (рис. 11 в, г) приймають за даними табл. 10.

Таблиця 9

Рекомендації щодо вибору посадок кілець

Область застосування	Позначення посадок і полів допусків	
Посадки кілець на вал незалежні	Частота обертання вала, n , об/хв.	
	< 1500	>1500
	H11/d11; H10/d10; H9/d9	H8/h8; H8/h7; H7/h6
Посадки кілець на вал, залежать від посадок сусідніх деталей	Поля допусків отворів кілець	
	D9; D10; D11	H11; H10; H9
Посадки кілець у корпус	Поле допуску зовнішнього діаметра кілець $d11$	

Позначення груп підшипників те ж саме, що і в табл. 10. Тому, що втулки – деталі симетричні, допуски перпендикулярності задають на два торця.

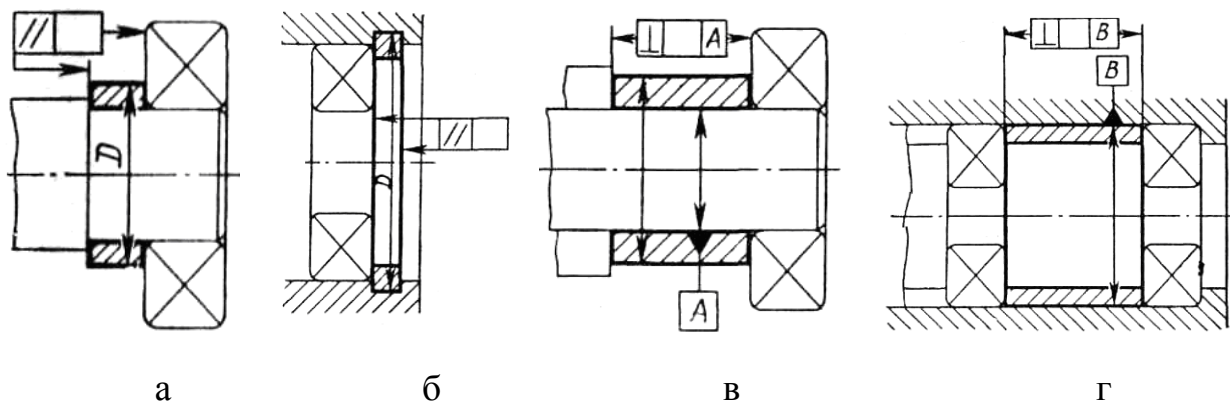


Рис. 11. Допуски розташування втулок і кілець

Допуски розташування кілець і втулок

Вид допуску	Область застосування	Квалітет		
		Група вальниць		
		I	II	III
Паралельність торців кілець на діаметрі D	Посадка кілець на валу (рис. 9, а)	6	5	4
	Посадка кілець у корпусі (рис. 9, б)	7	6	5
Перпендикулярність торців кілець на діаметрі D	Посадка втулок на валу (рис. 9, б)	7	6	5
	Посадка втулок у корпусі (рис.9, г)	8	7	6

ЛІТЕРАТУРА

1. Пастушенко С.І., Гольдшмідт О.В., Ярошенко В.Ф. «Курсове проектування деталей машин». К.: Аграрна освіта, 2003.
2. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
3. Іванов М.Н., Іванов В.Н. «Детали машин: Курсовое проектирование». М., 1975.
4. Решетов Д.Н. «Детали машин». М.: Машиностроение, 1989.
5. Заблонський К.І. «Деталі машин». О.:АстроПринт, 1999.

УДК 631.356

ВИКОРИСТАННЯ АНТИФРИКЦІЙНИХ ПОРОШКОВИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННІ КОНСТРУКЦІЙ ДЕТАЛЕЙ

Полянський П.М., к.е.н., доцент

Миколаївський національний аграрний університет

Розглянуто основні класифікації антифрикційних порошкових матеріалів, та їх властивості при зміні середовищ використання, шляхи використання.

Рассмотрены основные классификации антифрикционных порошковых материалов и их свойства при изменении сред использования, пути использования.

Сучасний етап розвитку машинобудування використовує різноманітний перелік матеріалів для виготовлення деталей машин і приладів, не винятком є і порошкоподібні матеріали з вуглецевої, легованої і стійкої до корозії сталі, бронзи, латуні, міді та інших металів або сплавів (рис. 1.).

Підвищення механічних властивостей (міцності, твердості, пластичності) деталей із порошкових матеріалів досягають застосуванням легованих порошків, термічною або хіміко-термічною обробкою.

Більшість деталей машин виготовляють із матеріалів на залізній і залізо-мідній основі. Залізо-мідні сплави — високоміцні, стійкі до спрацювання, мають високу в'язкість. Із порошкових сплавів на основі міді широко застосовують латунні порошки для виготовлення безпористих підшипників, а також сплави на алюмінієвій основі типу САП і САС.

До порошкових матеріалів зі спеціальними властивостями належать антифрикційні, фрикційні, пористі, магнітні, вакуумні, контактні та ін.

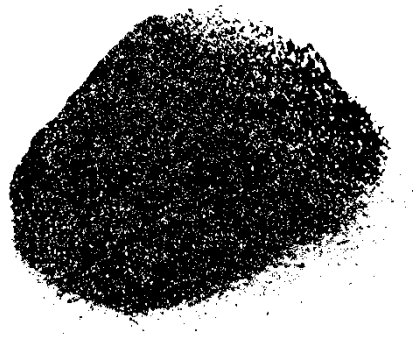


Рис. 1. Порошкоподібний матеріал

Порошкові антифрикційні матеріали можуть експлуатуватися як у легконавантажених вузлах, так і у вузлах, що несуть великі навантаження, в агресивних середовищах, в умовах підвищених і знижених температур, при високому тиску і в глибокому вакуумі. Крім того, антифрикційні порошкові матеріали можуть працювати в умовах сухого тертя, а також за наявності

рідкого змащування, що подається ззовні або за рахунок самозмащування. У свою чергу, умови роботи матеріалів визначаються галузями їх застосування.

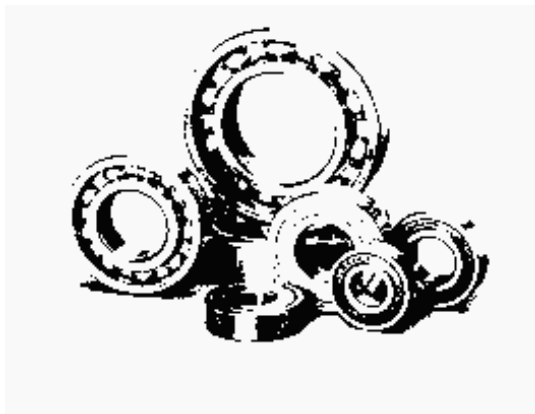


Рис. 2. Підшипники сухого тертя та тертя з маст

Залежно від застосування та умов роботи до антифрикційних матеріалів ставляться наступні вимоги: низький коефіцієнт тертя, висока зносостійкість, здатність утворювати шари вторинних структур, запобігати захопленню, володіти об'ємною та поверхневою міцністю, мати високу несучу здатність, високу теплопровідність та ін.

Коефіцієнт тертя антифрикційних матеріалів для умов сухого тертя повинен складати 0,12-0,30, а для умов тертя з мастилом – 0,04-0,10 (рис. 2). Його величина залежить від складу матеріалу, його структури, пористості та умов роботи. Зменшення коефіцієнта тертя сприяє зниженню тепловиділення та зношуванню пар тертя, що сприяє підвищенню довговічності деталей. У порошкових матеріалах низький коефіцієнт тертя і його стабільність багато в чому забезпечуються за рахунок ефекту самозмащування і введення твердих мастил, таких як графіт, сульфід металів та ін. Істотно знижується коефіцієнт тертя через окислювальні процеси та утворення оксидних плівок на межі розділу робочих поверхонь.

Зносостійкість поряд з іншими властивостями визначає довговічність вузла тертя. На неї впливає міцність матеріалу, його структура та твердість антифрикційного матеріалу. При цьому зносостійкість визначається, головним

чином, властивостями вторинних структур, що утворюються на поверхнях тертя.

Вторинні структури утворюються в початковий період роботи за рахунок диспергування матеріалу поверхонь тертя і його змішування з частками оксидів, графіту та інших речовин, що входять в матеріал у вигляді присадок. При цьому під дією локального виділення теплоти і тиску відбувається спікання суміші частинок з отриманням на поверхні антифрикційного матеріалу шару речовини зі структурою, характерною для дисперсно-зміцнених матеріалів. Якщо не утворюється досить міцний і зносостійкий шар вторинних структур, що захищає основний матеріал пари тертя від безпосередньої взаємодії, виникає захоплювання, мікрорізання, шаржування, що викликає зниження працездатності вузла тертя в цілому.

Припрацьовуваність матеріалу також відіграє важливу роль у процесі його експлуатації і залежить від здатності генерувати шари вторинних структур в результаті комплексу фізичних, фізико-хімічних і механічних процесів, що протікають при терті. Вона залежить від властивостей матеріалу, його складу та умов роботи. Так, наприклад, наявність пористості й змащення покращує припрацьовуваність матеріалів.

Об'ємна та поверхнева міцність залежить від виду матеріалу основи, легуючих добавок, структури і виду додаткової термічної або хіміко-термічної обробки. Від фізико-механічних властивостей матеріалу, зокрема від міцності, залежить несуча здатність антифрикційного матеріалу, яка характеризується добутком питомого навантаження P на швидкість ковзання V в метрах за секунду. Для кожного матеріалу PV має цілком певне значення і визначає умови його роботи. При конструюванні підшипників необхідно враховувати несучу здатність матеріалу і встановлювати для нього значення питомих навантажень і швидкостей тертя в допустимих межах. При високих значеннях питомих навантажень для збереження працездатності матеріалу знижують швидкість тертя, і навпаки. Несуча здатність, крім властивостей самих матеріалів, залежить також від температури навколишнього середовища,

характеру мастильних матеріалів і способу їх подачі, стану поверхні тертя та інше.

Важливою умовою стабільної роботи вузла тертя є сталість його температури в межах допустимих значень. Температура вузла тертя багато в чому визначається теплопровідністю антифрикційного матеріалу, яка в основному залежить від природи матеріалу основи і збільшується із зростанням щільності матеріалу і з введенням добавок, що володіють високою теплопровідністю.

Самозмащування є однією з головних переваг антифрикційних порошкових матеріалів. Даний ефект може бути досягнутий або за рахунок масла, що знаходиться в порах матеріалу підшипника, або за рахунок наявності в складі матеріалу речовин, що виконують роль твердого мастила. До таких речовин відносяться графіт, деякі сульфідні (особливо сульфідні молибдену і вольфраму), нітрид бору, деякі оксиди, м'які і легкоплавкі метали, галогеніди, фторопласт, капрон, нейлон та ін. Ці речовини в процесі тертя сприяють утворенню розділових плівок на їх поверхнях.

Ефект самозмащування пористих виробів, просочених маслом, полягає в тому, що при нагріванні пари тертя, об'єм масла в антифрикційному матеріалі збільшується в більшій мірі, ніж об'єм металевих каркасів. У результаті цього масло витікає з пор на поверхню і змащує її. При охолодженні вузла тертя, під дією капілярних сил, масло вбирається в пори.

Термін служби підшипника подовжується при збільшенні кількості мастила в матеріалі. Це може бути забезпечено за рахунок потовщення стінок підшипника, збільшення кількості та розмірів пор шляхом застосування порошків з максимально допустимим розміром часток.

Антифрикційні порошкові матеріали, що використовуються для виготовлення деталей вузлів тертя (підшипники ковзання, втулки, поршневі кільця, торцеві ущільнення, шайби, підп'ятники, вкладиші тощо), можна класифікувати за складом і за призначенням.

За складом матеріали поділяються на:

- 1) матеріали на основі міді, заліза, нікелю, кобальту, алюмінію та інших сплавів;
- 2) матеріали на основі тугоплавких металів і сполук;
- 3) металографітові матеріали;
- 4) металеві двошарові матеріали на сталевій підкладці;
- 5) матеріали на основі пористих металевих каркасів, насичених фторопластом;
- 6) металоскляні матеріали.

За призначенням антифрикційні порошкові матеріали підрозділяються на матеріали, що експлуатуються:

- 1) при наявності рідкого змащування;
- 2) в умовах обмеженого змащення;
- 3) в режимі самозмащування;
- 4) без мастила в повітряному середовищі;
- 5) у вакуумі та в середовищі інертних газів;
- 6) при підвищених температурах;
- 7) при високих швидкостях ковзання;
- 8) у воді і в корозійних середовищах;
- 9) в якості торцевих і радіальних ущільнень;
- 10) у якості контактів ковзання і порошкових кілець.

Коефіцієнт тертя антифрикційних матеріалів для умов сухого тертя повинен складати 0,12-0,30, а для умов тертя з мастилом – 0,04-0,10. Його величина залежить від складу матеріалу, його структури, пористості та умов роботи. Зменшення коефіцієнта тертя сприяє зниженню тепловиділення та зношуванню пар тертя, що сприяє підвищенню довговічності деталей. У порошкових матеріалах низький коефіцієнт тертя і його стабільність багато в чому забезпечуються за рахунок ефекту самозмащування і введення твердих мастил, таких як графіт, сульфід металів та ін. Істотно знижується коефіцієнт тертя через окислювальні процеси та утворення оксидних плівок на межі розділу робочих поверхонь.

Зносостійкість поряд з іншими властивостями визначає довговічність вузла тертя. На неї впливає міцність матеріалу, його структура та твердість антифрикційного матеріалу. При цьому зносостійкість визначається, головним чином, властивостями вторинних структур, що утворюються на поверхнях тертя.

Вторинні структури утворюються в початковий період роботи за рахунок диспергування матеріалу поверхонь тертя і його змішування з частками оксидів, графіту та інших речовин, що входять в матеріал у вигляді присадок. При цьому під дією локального виділення теплоти і тиску відбувається спікання суміші частинок з отриманням на поверхні антифрикційного матеріалу шару речовини зі структурою, характерною для дисперсно-зміцнених матеріалів. Якщо не утворюється досить міцний і зносостійкий шар вторинних структур, що захищає основний матеріал пари тертя від безпосередньої взаємодії, виникає захоплювання, мікрорізання, шаржування, що викликає зниження працездатності вузла тертя в цілому.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гуляев А.П. Металловедение. - М.: «Металлургия», 1982.
2. Лахтин Ю.М. Металловедение и термическая обработка металлов. - М: - "Металлургия", 1986.
3. Некрасов С.С. и др. Практикум по технологии конструкционных материалов и материаловедению. - М., "Колос", 1992.
4. Глазов Г.А. и др. Технология металлов и других конструкционных материалов. - М., 'Машиностроение', 1972.
3. Жадан В.Т. и др. "Технология металлов" - М., "Высшая школа", 1970.
4. Дубинин Н.П. и др. Технология металлов и других конструкционных материалов. - М., 'Высшая школа', 1979.
5. Архипов В.В. и др. Технология металлов - М., "Высшая школа" 1978.
6. Кнорозов В.В. и др. Технология металлов - М.:, Машиностроение", 1979.

7. Дальский А.М. и др. Технология конструкционных материалов. -М., "Машиностроение", 1985.
8. Прейс Г.А. и др. Технология конструкционных материалов. - К,: "Вища школа", 1991.

УДК 361.331.93:631.53.01

**ВИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ МАШИНИ ДАВИЛЬНОГО ТИПУ НАСІННЄВИХ
ПЛОДІВ ОВОЧЕ-БАШТАНИХ КУЛЬТУР**

Пастушенко А.С., старший викладач

Миколаївський національний аграрний університет

Приведені результати експериментальних досліджень машини давильного типу для виділення насіння овоче-баштанних культур. Отримані математичні моделі, що характеризують основні якісні показники технологічного процесу. Одержані раціональні конструктивно-технологічні параметри, що дозволяють мінімізувати втрати і засміченість виробленого насіння.

Приведены результаты экспериментальных исследований машины давильного типа для выделения семян овоще-бахчевых культур. Полученные математические модели, характеризующие основные качественные показатели технологического процесса. Полученные рациональные конструктивно-технологические параметры, позволяющие минимизировать потери и засоренность производимого семян.

Виробництво насіння овоче-баштанних культур (кавуни, дині, огірки) є однією з важливих проблем, що існує в галузі переробки сільськогосподарської продукції Півдня України. Про це говорить те, що основна маса насіння овоче-баштанних (60 ... 80%), є імпортованою з країн ближнього зарубіжжя (Росія, Угорщина, Румунія та інші). Решту потреби в насіннєвому матеріалі дрібні господарства забезпечують власноруч, витрачаючи на отримання 1 кг насіння 16...20 люд.год. Забезпечити потребу у насінні власного виробництва чотирьом основним областям (Одеська, Миколаївська, Херсонська та АР Крим), які займаються вирощуванням огірка неможливо витрачаючи таку кількість

людської праці, якщо врахувати те, що за середніми статистичними показниками у 2007 році площа посівів огірка складала по Україні понад 52720 га., а для забезпечення потреби України кількості необхідного насіння складала майже 159 тонн.

Добитися суттєвого збільшення обсягів власного виробництва якісного насіння овочевих культур, які на сьогоднішній день не задовольняють потребам сільськогосподарських виробників України, неможливо без створення сучасних засобів механізації. Обладнання що існує в цієї галузі у переважній більшості призначене для використання у великих спеціалізованих сільськогосподарських підприємствах.

Відповідно виникає необхідність у створенні нового обладнання для виробництва насіння огірка, що є актуальним питанням і має важливе народногосподарське значення, оскільки якісний насіннєвий матеріал – це одна з умов, що дозволить підвищити врожайність та знизити собівартість вирощуваної продукції.

Останні публікації присвячені проблемам експериментальних досліджень отримання насіння огірка та дині зустрічаються в науковій літературі, що опублікована у 80–90-х роках минулого століття [1,2]. Це в основі своїй публікації, що присвячені досить застарілим технологіям, які не використовуються зараз, оскільки не задовольняють сучасні агротехнічні вимоги щодо якості отриманого насіння (втрати насіння і його засміченість досягає 14%) та використовують занадто велику кількість енергії та води на одиницю виробленої продукції.

Аналіз літературних джерел довів відсутність даних щодо узагальнення теоретичних і експериментальних досліджень процесів виділення насіння овоче-баштанних культур.

Все це обумовлює актуальність досліджень направлених на поліпшення показників якості виконання технологічних операцій роздавлювання насіннєвих плодів і сепарації технологічної насіннєвої маси з метою виділення насіння, як найбільш важливих у процесі його отримання, з погляду на

комплексність структури виконання та вплив на кінцеві результати ефективності виробництва.

Для вирішення поставлених проблем на факультеті механізації сільського господарства Миколаївського державного аграрного університету було виготовлено експериментальну установку для отримання насіння овоче-баштанних культур [3]. Для даної установки необхідно було провести теоретичні та експериментальні дослідження, в результаті чого повинні бути отримані основні обґрунтовані конструктивні і технологічні параметри, при яких якісні показники виконання технологічного процесу - втрати насіння (ВН) і чистота насіння (ЧН) мають оптимальні значення та задовольняють агротехнічні вимогам. Матеріалом виступили насіннєві плоди огірка.

Метою досліджень було експериментальне обґрунтування основних факторів [4], що мають найбільший вплив на хід і якість технологічного процесу, а саме: частоти обертання барабана (X_1), рівня подачі технологічної маси (X_2), величини зазору “барабан-решето” (X_3), розмірів отворів решета (X_4), і кута обхвату барабана подовжувачем деки (X_5) при яких досягаються мінімальні втрати і засміченість насіння.

Після статистичної обробки експериментальних даних на ПЕОМ були складені математичні моделі (1) – (2), що описують технологічний процес виділення насіння огірка при проведенні лабораторних випробувань нової машини для отримання насіння овоче-баштанних культур, які мають вигляд:

– для втрат насіння

$$\begin{aligned} BH = & 5,132 + (2,855) \cdot X_1 + (3,376) \cdot X_2 + (0,958) \cdot X_3 + (0,522) \cdot X_4 + (-1,849) \cdot X_5 + \\ & + (1,452) \cdot X_1 \cdot X_2 + (0,739) \cdot X_1 \cdot X_3 + (-0,589) \cdot X_1 \cdot X_4 + (-0,285) \cdot X_1 \cdot X_5 + \\ & + (0,214) \cdot X_2 \cdot X_3 + (-0,089) \cdot X_2 \cdot X_4 + (-1,368) \cdot X_2 \cdot X_5 + (-0,485) \cdot X_3 \cdot X_4 + \\ & + (0,018) \cdot X_3 \cdot X_5 + (0,722) \cdot X_4 \cdot X_5 + (0,973) \cdot X_1^2 + (0,956) \cdot X_2^2 + (0,406) \cdot X_3^2 + \\ & + (0,423) \cdot X_4^2 + (2,023) \cdot X_5^2; \end{aligned} \quad (1)$$

– для чистоти насіння

$$\begin{aligned} CH = & 3,609 + (1,032) \cdot X_1 + (-0,064) \cdot X_2 + (-0,240) \cdot X_3 + (-0,216) \cdot X_4 + (0,778) \cdot X_5 + \\ & + (-0,262) \cdot X_1 \cdot X_2 + (-0,116) \cdot X_1 \cdot X_3 + (0,012) \cdot X_1 \cdot X_4 + (0,804) \cdot X_1 \cdot X_5 + \\ & + (0,125) \cdot X_2 \cdot X_3 + (0,320) \cdot X_2 \cdot X_4 + (-0,187) \cdot X_2 \cdot X_5 + (-0,083) \cdot X_3 \cdot X_4 + \\ & + (0,116) \cdot X_3 \cdot X_5 + (-0,295) \cdot X_4 \cdot X_5 + (0,452) \cdot X_1^2 + (-0,614) \cdot X_2^2 + (0,102) \cdot X_3^2 + \\ & + (0,118) \cdot X_4^2 + (-0,331) \cdot X_5^2. \end{aligned} \quad (2)$$

Аналіз отриманих після статистичної обробки рівнянь регресії проводився із закодованими величинами визначених чинників. Дослідження поведінки критеріїв оптимізації в залежності від зміни незалежних чинників було проведено з використанням методу двомірних перетинів [5].

Почергово прирівнюючи три з п'ятих обраних факторів до нуля, лишаючи нерівними нульовому значенню будь-які два інші, отримані рівняння регресії для чистоти насіння та втрат насіння.

Так для випадку поєднання факторів частоти обертання барабану X_1 і величини зазору «барабан-решето» X_3 при $X_2=0$, $X_4=0$, $X_5=0$ рівняння регресії (3) – (4) мають наступний вигляд:

$$BH = 5,132 + 2,855 \cdot X_1 + 0,958 \cdot X_3 + 0,739 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,973 \cdot X_1^2 + 0,406 \cdot X_3^2, \quad (3)$$

$$CH = 3,609 + 1,032 \cdot X_1 - 0,240 \cdot X_3 - 0,116 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,452 \cdot X_1^2 + 0,102 \cdot X_3^2. \quad (4)$$

При випробуваннях розробленого пристрою [6] необхідно вирішувати задачу мінімізації втрат та засміченості насіння. Зменшення цих показників забезпечить зниження навантаження на сепаруючий пристрій, що дозволить спростити його конструкцію, а зниження засміченості насіння підвищить чистоту насіннєвої маси. Показники значень основних конструктивно-технологічних параметрів для випробування машини по виділенню насіння овоче-баштанних культур наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Інтервали та рівні варіювання основних чинників процесу виділення насіння

Найменування рівня	Рівні варіювання	Чинники				
		X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Нижній	-1,00	36	8	10	5x32	0
35	0,00	48	10	15	9,5	
Верхній	1,00	87	12	20	7x40	70

Розв'язок системи рівнянь дав координати центрів поверхонь відгуку X_1 і X_3 , а також значення цільової функції Y_S в знайденому центрі і α - кут повороту осей в центрі координат математичної моделі у канонічній формі, які дорівнюють:

для чистоти насіння $X_1 = -1,06$; $X_3 = 0,56$; $\alpha = -9,21^0$; $Y_S = 97,02$;

для втрат насіння $X_1 = -1,55$; $X_3 = 0,23$; $\alpha = 26,27^0$; $Y_S = 3,02$.

Графічне зображення поєднання факторів за допомогою двовірних перетинів поверхонь відгуку наведено на рис. 1, із якого видно, що зони оптимального поєднання факторів при виділенні насіння огірка, обмежені кривими ЧН і ВН в точках А і В. При цьому значення цільової функції Y_S , наведено у відображенні, з погляду на те що чистота насіння дорівнює $ЧН = 100\% - ЗН$ (засміченість насіння), та отримано із рівняння регресії (4). Аналіз рис. 1 дозволяє зробити висновок про те що наведене поєднання факторів забезпечує значення основних критеріїв оптимізації на рівні, коли чистота отриманого насіння складає не менше 96,98%, а його втрати не перевищують 3,1%. Такі значення основних критеріїв оптимізації відповідають частоті обертання барабану – 45...47 об/хв., та величині зазору «барабан-решето», що становить 15...17 мм.

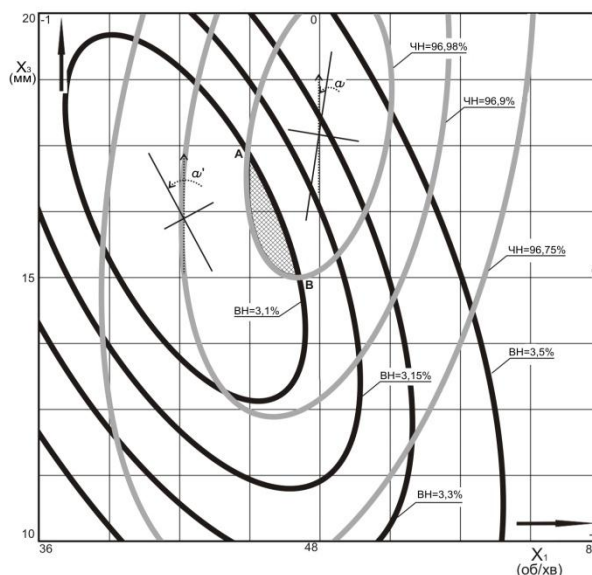


Рис. 1. Двомірний перетини поверхонь відгуку при поєднанні факторів X_1 і X_3
 $X_2, X_4, X_5=0$

При поєднанні факторів частоти обертання барабана X_1 і кута обхвату барабана подовжувачем деки X_5 при $X_2 = 0$, $X_3 = 0$, і $X_4 = 0$ отримані рівняння регресії (5) – (6):

$$ЧН = 3,609 \cdot 1,032 \cdot X_1 + 0,778 \cdot X_5 + 0,804 \cdot X_1 \cdot X_5 + 0,452 \cdot X_1^2 - 0,331 \cdot X_5^2, \quad (5)$$

$$ВН = 5,132 + 2,855 \cdot X_1 - 1,849 \cdot X_5 - 0,285 \cdot X_1 \cdot X_5 + 0,973 \cdot X_1^2 + 2,023 \cdot X_5^2. \quad (6)$$

Розв'язок системи рівнянь (5) – (6) дав координати центрів поверхонь відгуку X_1 і X_5 , а також значення цільової функції Y_5 в знайденому центрі і α - кут повороту осей в центрі координат математичної моделі у канонічній формі, які для випадку що розглядається мають наступні значення:

- для чистоти насіння $X_1 = -1,05$; $X_5 = -0,10$; $\alpha = 22,87^\circ$; $Y_5 = 96,98$;
- для втрат насіння $X_1 = -1,41$; $X_5 = 0,35$; $\alpha = 7,60^\circ$; $Y_5 = 2,78$.

Графічне зображення поєднання вказаних факторів за допомогою двомірних перетинів поверхонь відгуку наведено на рис. 2, із якого видно, що зони оптимального поєднання факторів при виділенні насіння огірка, обмежені кривими ЧН і ВН в точках А, В, С, D. При цьому чистота насіння знаходиться в межах $97,03\% < ЧН < 97,1\%$, а втрати насіння не перевищують 2,98%. Отримані

показники відповідають частоті обертання барабану 40...47 об/хв., та куту обхвату барабану подовжувачем деки 42...50 град.

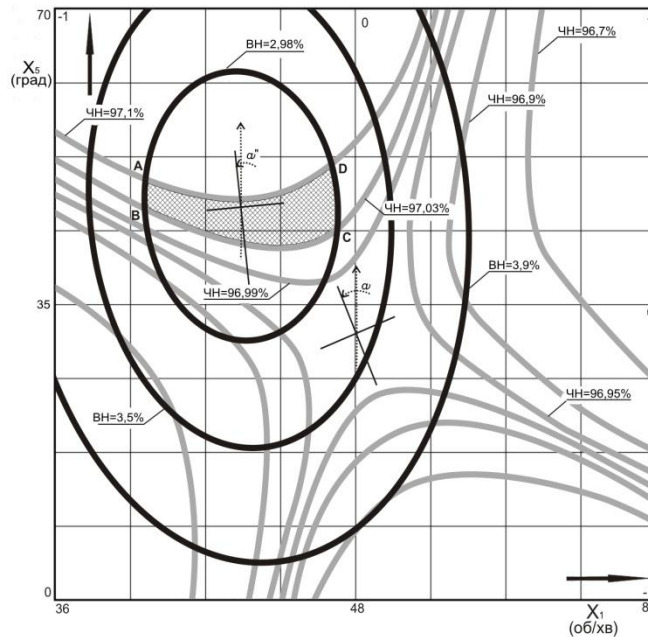


Рис. 2. Двомірний перетини поверхонь відгуку при поєднанні факторів X_1 і X_5
 $X_2, X_3, X_4=0$

В подальшому було визначено коефіцієнти (λ) рівнянь регресії в канонічній формі з характеристичних рівнянь (7) для кожного з критеріїв оптимізації:

$$f(\lambda) = \begin{vmatrix} B_{11} - \lambda & B_{12} / 2 \\ B_{21} / 2 & B_{22} - \lambda \end{vmatrix} = 0. \quad (7)$$

Після чого рівняння приведені до вигляду (8):

$$\lambda^2 - I \cdot \lambda + D = 0. \quad (8)$$

Корені цього рівняння є коефіцієнтами математичної моделі в канонічній формі. Після проведених обчислень рівняння регресії в канонічній формі для випробувань машини в разі виділення насіння огірка отримали наступний вигляд:

$$\text{- для чистоти насіння } ЧН - 3,027 = 0,621 \cdot X_1^2 - 0,5 \cdot X_5^2; \quad (9)$$

$$\text{- для втрат насіння } ВН - 2,781 = 2,042 \cdot X_1^2 + 0,954 \cdot X_5^2. \quad (10)$$

Експериментальні дослідження машини давильного типу для виділення насіння овоче-баштанних культур були проведенні також і для насінневих плодів дині та кавуна. Результати проведених випробувань для 3-х обраних культур дозволили визначити загальні, найбільш раціональні конструктивно-технологічні параметри пристрою, які задовольняють агротехнічним вимогам при виробництві насіннєвого матеріалу, щодо його втрат та засміченості.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анисимов И.Ф. Машини и поточные линии для производства семян оводе-бахчевых культур. –Кишинев: Штиинца, 1987. -292с.
2. Медведэв В.П., Дураков А.В. Механизация производства семян овощных и бахчевых культур. –М.:Агропромиздат, 1985. -320с.
3. Пастушенко С.І., Думенко К.М., Пастушенко А.С. Перспективи розробки обладнання для виділенні гарбузових культур на півдні України. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Вип. №58. Харків, 2007. С. 75-82.
4. Пастушенко А.С. Методика проведення випробувань машини для отримання насіння овоче-баштанних культур. Вип. №8. Мелітополь, 2008. С. 40-47.
5. Мельников С.В., Алешкин В.Р., Рощин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Издание второе. Ленинград, 1980. –166с.
6. Патент №29671; Україна, МПК (2006) А23N 15/00. Машина для виділення насіння дині та огірка. / Пастушенко С.І., Думенко К.М., Пастушенко А.С. – № u200709680; Заявл. 27.08.2007; Опубл. 25.01.2008, Бюл. №2. – 4с.

**РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ МЕХАНІКО - ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ НАСІННЯ БАШТАННИХ КУЛЬТУР**

Горбенко О.А., к.т.н., доцент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті наведено результати досліджень механіко-технологічних властивостей насіння баштанних культур. Одним з найважливіших напрямків розвитку насінництва є впровадження сучасних технологій, механізація та автоматизація виробництва, створення принципово нових робочих процесів, машин і технологічних ліній, що забезпечують значне скорочення витрат праці.

В статье приведены результаты исследований механико-технологических свойств семян бахчевых культур. Одним из важнейших направлений развития семеноводства является внедрение современных технологий, механизация и автоматизация производства, создание принципиально новых рабочих процессов, машин и технологических линий, обеспечивающих значительное сокращение затрат труда.

Одним з найважливіших напрямків розвитку насінництва є впровадження сучасних технологій, механізація та автоматизація виробництва, створення принципово нових робочих процесів, машин і технологічних ліній, що забезпечують значне скорочення витрат праці.

Рішення таких завдань можливе при наявності спеціалізованих господарств, які можуть застосовувати інтенсивні технології, розраховані на комплексну механізацію та автоматизацію процесів. Створення сучасних конструкцій машин для виділення насіння, обґрунтування конструктивних і режимних параметрів робочих органів вимагає глибокого вивчення такого об'єкта, як технологічна маса, що отримується в процесі подрібнення насінників і складається з шкірки, соку, м'якоті і насіння. При проведенні досліджень механіко-технологічних властивостей насінневих плодів і технологічної маси, основна увага приділялася баштанних культур - кавун і диня [1].

Від якості отриманого насіння залежить майбутній урожай, тому втрати і вплив робочих органів на насіння повинні бути мінімальними. Це в свою чергу, робить необхідним дослідження механіко-технологічних властивостей насіння.

Метою досліджень механіко-технологічних властивостей насіння є: вивчення розмірно-масових, фізико-механічних характеристик та характеристик міцності.

На процес сепарації впливають такі фізико-механічні властивості насіння як форма, розміри, абсолютна і об'ємна маса, опір оболонки до проколу [2-4].

Насіння кавуна «Вогник» плоскі, овальні з довгим носиком, окрас чорний. Насіння дині «Колгоспниця» за зовнішнім виглядом нагадують огіркові. За формою - плоскі, овальні. Забарвлення - кремова, носик насіння - витягнутий. При дослідженні розмірно-масових характеристик проводяться вимірювання довжини, ширини і товщини насіння кавуна і дині за допомогою штангенциркуля ШЦ-1 з ціною поділки 0.05. Узагальнені статистичні показники експериментальних даних зведені в табл. 1.

У процесі отримання насіння на стадії виділення важливо мати дані значень абсолютної маси свіжо виділеного насіння [5]. Посівні якості насіння і їх продуктивні властивості знаходяться в прямій залежності від абсолютної маси насіння [6, 7]. Нами визначається абсолютна маса 100 насінин в грамах при стандартній вологості після їх зневоднення та природної сушки протягом 0,5 годин. Зважування виконувалося на вагах ВНЦ-10. Узагальнені статистичні показники експериментальних даних з дослідження абсолютної маси насіння кавуна «Вогник», дині «Колгоспниця» зведені в табл. 1.

Таблиця 1

Розмірно-масові характеристики насіння баштанних культур

Культура	Значення досліджуваного параметра					
	Довжина, мм			Ширина, мм		
	min.	max.	ср.	min.	max.	ср.
Кавун	6,10	7,95	6,89	5,82	6,75	6,24
Диня	10,4	12,4	11,3	4,56	6,45	5,23

Культура	Значення досліджуваного параметра					
	Товщина, мм			Абс. маса, г		
	min.	max.	ср.	min.	max.	ср.
Кавун	0,82	1,75	1,28	5,4	8,8	6,7
Диня	1,10	2,05	1,56	4,2	6,8	5,5

Тертя ковзання свіжо виділених насіння вивчалось і раніше [8]. Однак останнім часом в сільськогосподарському машинобудуванні з'явилися нові матеріали, а в сільськогосподарському виробництві з'явилися нові сорти баштанних культур. Дослідження коефіцієнта тертя проводиться таким чином: попередньо визначається кут тертя ковзання, який потім перераховувався в коефіцієнт тертя. В якості поверхонь тертя також були обрані гумова пластина, оцинковане залізо і решето сепаратора. Для підвищення точності експерименту, насіння скріплювалися голкою по 4-5 штук. Такий прийом повністю виключає ймовірність кочення насіння. Узагальнені дані після статистичної обробки зведені в табл. 2.

Таблиця 2

Кути та коефіцієнти тертя ковзання насіння

Матеріал поверхні тертя	Сорт досліджуваних культур			
	Кавун		Диня	
	Кут тертя	Кут тертя	Кут тертя	Кут тертя
Металева пластина	10° 30'	0,18	9°	0,16
Гумова пластина	17° 30'	0,31	17°	0,30
Решітне полотно	14° 30'	0,26	14°	0,25

Аналізуючи отримані дані можна зробити висновок про значний вплив матеріалу поверхні на коефіцієнт тертя ковзання насіння. При ковзанні насіння досліджуваних культур по металевій поверхні коефіцієнт тертя ковзання знаходиться в межах від 0,16 до 0,18; по гумовій пластині - від 0,30 до 0,31; по решітчастому полотну - від 0,25 до 0,26.

В ході дослідження фізико-механічних і технологічних властивостей насіння нами вивчалася міцність оболонки свіжо виділеного насіння на прокол і залежність деформації насіння від прикладеного зусилля, які є характеристиками міцності насіння. Для проведення експериментів використовувався прилад аналогічний приладу Знаменського, конструктивна схема якого приведена на рис. 1. Зміна навантаження, що впливає на насіння, здійснювалося збільшенням числа важків, встановлених на тарілці або її переміщенням по довжині коромисла. Балансири слугували для врівноваження коромисла, при установці нульового значення стискаючого зусилля на початку навантаження. Фактичне діюче на насіння стискаюче навантаження $F_{ст}$ розраховувалася за виразом:

$$F_{cm} = g \cdot m \cdot \frac{L_1}{L_2}, \quad (1)$$

де: m - маса вантажів, встановлених на тарілці, L_1 - відстань від тарілки з вантажами до осі гойдання коромисла, L_2 - відстань від встановленого на платформі насіння до осі гойдання коромисла.

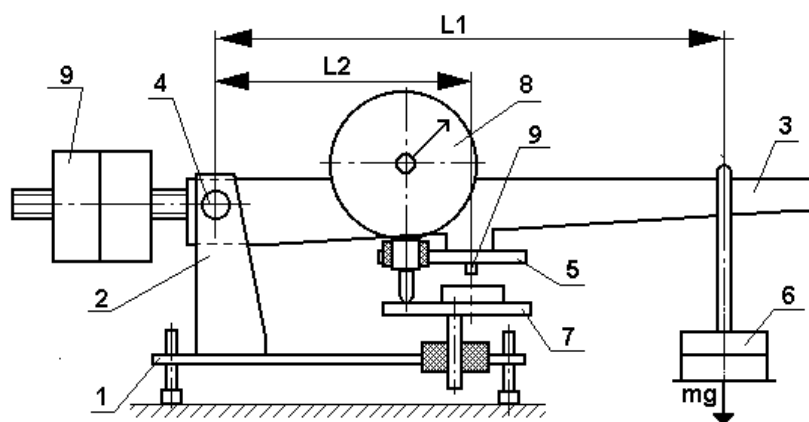


Рис. 1. Схема приладу для визначення характеристик міцності насіння

При проведенні експериментів по визначенню величини проколюючого зусилля, на стискаючу пластину 5, закріплювалася циліндрична голка 9 діаметром 2 мм. Насіння містилося між платформою і голкою після чого проводилося його навантаження шляхом переміщення тарілки з вантажами уздовж коромисла.

При переході від одного рівня навантаження до наступного проводився візуальний огляд насіння на наявність в ньому пошкоджень оболонки. Після визначення середнього значення проколюючого зусилля розраховувалася питома сила проколювання $P_{\text{пит}}$ за формулою:

$$P_{\text{пит}} = 4 \cdot F_{\text{ст}} / \pi \cdot d_{\text{гол}}^2, \quad (2)$$

де: $d_{\text{гол}}$ - діаметр голки, яка встановлена на стискаючій пластинці.

Середні значення проколюючого зусилля і сили проколювання наведені в табл. 3.

Таблиця 3

Значення проколюючого зусилля і питомої сили проколювання

Назва культури	Значення показників			
	Зусилля проколювання, (Н)			Питома сила
	min	max	ср.	
Кавун «Вогник»	36	60	46,95	14,95
Диня «Колгоспниця»	26	46	36,48	11,40

При вивченні залежності деформації від величини прикладеного зусилля, навантаження насіння проводилося шляхом стиснення його між платформою 7 і пластиною 5 без установки голок. В процесі навантаження об'єкта по індикатору 8 замірялася величина його деформації, відповідна прикладеному стискаючому зусиллю. Навантаження вводилося с кроком 2,5 Н в шести точках з п'ятикратною послідовністю, причому нульовому стискаючому зусиллю відповідала нульова деформація.

Опір насіння ударних навантажень визначався за відомою методикою при їх падінні на поверхню, що відбиває. В якості критеріїв травмування приймалися тріщини в розриви в оболонці насіння, проколи поверхні довжиною понад 1,5 мм, тобто ушкодження неприпустимі вихідним вимогам на розробку технологічного обладнання для отримання насіння.

Як матеріали для відбиваючої поверхні були обрані решітне полотно і сталева пластина. Критична швидкість зіткнення, при якій викликало травмування об'єкта досліджень, розраховувалася з урахуванням опору повітря за формулою:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot m_n}{\alpha}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{2 \cdot \alpha \cdot h}{m_n}}\right), \quad (3)$$

де: m_n - маса насіння, α - коефіцієнт пропорційності, h - висота падіння, при якій виникало травмування насіння.

Однак в ході проведення дослідів встановити діапазон висот, при падінні з яких спостерігалось травмування насіння, встановити не вдалося. Це свідчить про високу стійкості насіння до ударних навантажень і про значну парусність насіння, через яку швидкість падіння не досягаючи критичної величини, стабілізується на рівні швидкості витання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бабенко Д.В., Горбенко Е.А., Доценко Н.А, Ким Н.И. Методика и результаты исследований размерно-массовых характеристик семенных плодов бахчевых культур (арбуз, дыня) / Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2015. – Vol. 17, No. 2, 49 с.
2. Нетёсов В.П., Гольдшмидт О.А. Экспериментальные исследования физико – механических свойств семян бахчевых культур / Николаев: Вестник аграрной науки Причерноморья. 1998. – Вып. 5, С. 99-103.
3. Механико - технологические свойства сельскохозяйственных материалов / Г.А.Хайлис, А.Ю.Горбовський, З.О.Гошко, М.М.Ковалёв. – Луцк, 1998. – 267с. – (под ред. Г.А. Хайлиса).

4. Лудилев В.А. Семеноводство овощных и бахчевых культур / В.А. Лудилев. – М. : Агропромиздат, 1987. – 222 с.
5. Дьяченко В.К. Физико-химические свойства семян основных овощных культур. Республиканский межведомственный тематический научный сборник / В.К. Дьяченко. – К. : Урожай, 1972. – вып. 13. С. 18-24.
6. Голян В.П. Справочник по овощеводству и Бахчеводству / В.П. Голян. – Киев : Урожай, 1981. – 295 с.
7. Брызгалов В.А. Справочник по овощеводству / Под ред. В.А. Брызгалова. – Л. : Колос, 1971. – 472 с.
8. Заика П.М. Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств / П.М. Заика, Г.Е. Мазнев. – М. : Колос, 1978. – 270с.

УДК 631.361.8

**МЕТОДИКА І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ЯКІСНОГО
СКЛАДУ ПОДРІБНЕНОЇ МАСИ НАСІННИКІВ
ОВОЧЕ-БАШТАННИХ КУЛЬТУР**

Доценко Н.А., к.т.н., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті приведена методика і результати досліджень якісного складу подрібненої маси насінників овоче-баштанних культур: кавун, диня. В процесі впливу робочих органів здійснюється зміна в необхідному напрямку початкового стану насіннєвих плодів та досягнення максимального збереження якості насіння. Можливість досягнення такої мети визначається геометричними і режимними параметрами робочих органів, а також фізичними і технологічними якостями вихідного матеріалу.

В статье приведена методика и результаты исследований качественного состава измельченной массы семенников овоще-бахчевых культур: арбуз, дыня. В процессе воздействия рабочих органов осуществляется изменение в необходимом направлении начального состояния семенных плодов и достижения максимального сохранения качества семян. Возможность достижения такой цели определяется геометрическими и режимными параметрами рабочих органов, а также физическими и технологическими качествами исходного материала.

Оптимізація кінематичних режимів сепараторів для виділення насіння овоче-баштанних культур, таких як кавун, диня, вимагає вивчення впливу робочих органів на матеріал, що обробляється.

В процесі впливу робочих органів здійснюється зміна в необхідному напрямку початкового стану насінневих плодів та досягнення максимального збереження якості насіння.

Можливість досягнення такої мети визначається геометричними і режимними параметрами робочих органів, а також фізичними і технологічними якостями вихідного матеріалу.

В літературних джерелах відсутні такі важливі показники як розмірно-масові характеристики складових частин подрібненої маси, отриманої після подрібнення, коефіцієнти тертя мезги, кірки і свіжовиділеного насіння, не вивчена динаміка мінливості механіко-технологічних параметрів насіння в часі по мірі їх зневоднення [1-3].

Метою даного дослідження є оптимізація кінематичних режимів сепаратора насіння овоче-баштанних культур (кавун, диня), тому найбільшу увагу при вивченні необхідно приділити масі, що отримується після подрібнюючого пристрою. В загальному випадку вона складається з насіння, подрібненої кірки, мезги і соку. Тому в процесі експериментальних досліджень механіко-технологічних якостей нами приділялася увага якісного складу подрібненої маси насінників, що надходять на сепарацію [4-7].

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено методику, за якою визначення процентного вмісту компонентів подрібненої маси насінників здійснювалося шляхом зважування кожної фракції, що вивчалася, з наступним перерахунком за формулою:

$$C_{ui} = \left(m_i / \sum_{i=1}^n m_i \right) \cdot 100\% , \quad (1)$$

де: C_{ui} , m_i – процентне співвідношення і маса i -ої фракції.

При вивченні співвідношення між компонентами, що входять до складу будь-якої фракції використовувалася залежність:

$$C_{ui} = \left(m_j / \sum_{j=1}^k m_i \right) \cdot 100\% , \quad (2)$$

де: C_j , m_j – відповідно процентний вміст і маса i -го компонента.

Визначення якісного складу подрібненої маси досліджуваних культур, що надходять на сепарацію після подрібнення проводилося за допомогою установки, схема якої наведена на рис. 1.

Установка являє собою подрібнювач з штифтовим барабаном 1 і декою 2. Під декою встановлений вібруючий лоток 3 з решетою 4 і піддон 5 для збору компонентів подрібненої маси. Для зручності завантаження плодів установка обладнана приймальним бункером 6. Для додання лотку 3 коливального руху служить вібратор 7, встановлений на рамі.

Після подрібнення насінників подрібнена маса зважувалася і фільтрувалася через решето з розміром отворів 2,5 мм. Маса, що залишилася після фільтрації диференціювалася на групи: кірка, м'якоть і насіння. Причому шматки кірки і м'якоті оглядалися на наявність в них зв'язаного насіння. Рідка фракція фільтрувалася через сито з розміром отворів 1мм, для визначення наявності в ній дрібного і подрібненого насіння.

Таким чином, нами було виявлено наявність трьох фракцій, з яких складається подрібнена маса, що надходить на сепарацію:

- кірка і м'якоть насінника;
- насіння культури;
- рідка фракція, що складається з соку й мезги, яка представляє собою подрібнену протерту м'якоть.

Проводилося почергове зважування відібраного насіння і кірки з м'якоттю. Визначення процентного вмісту кожного з компонентів подрібненої маси проводилося за такими залежностями:

$$C = \left(\frac{m_c}{m} \right) \cdot 100\%; \quad C_k = \left(\frac{m_k}{m} \right) \cdot 100\%; \quad C_m = 100\% - (C_c + C_k), \quad (3)$$

де: C_c , C_k , C_m – відповідно процентний вміст насіння, кірки з м'якоттю і мезги в подрібненій масі;

m_c , m_k - відповідно маса насіння і маса кірки з м'якоттю в подрібненій масі;

m – повна маса подрібнених насінників.

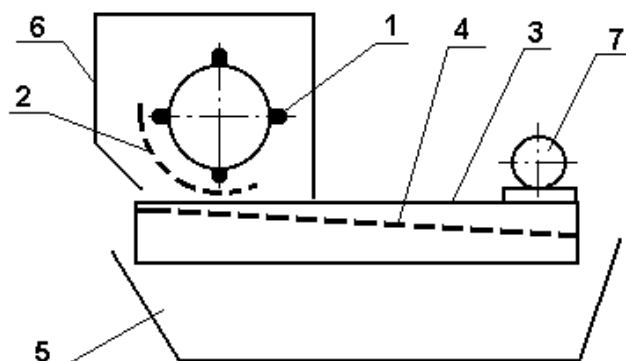


Рис. 1. Схема установки для вивчення компонентів подрібненої маси

На підставі отриманих результатів складена табл. 1.

Таблиця 1

Процентний вміст різних компонентів в подрібнених насінниках

Назва культури	Компонент подрібненої маси, %		
	кірка + м'якоть	насіння	мезга + сік
Кавун «Огонек»	35,0	2,3	62,7
Диня «Колхозница»	53,6	3,5	42,9

При проведенні експериментів також досліджувався ступінь подрібнення кірки насінників і якості насіння [8-9]. Визначався процентний вміст кірки в подрібненій масі за трьома розмірними групами: до 10мм, 10-50мм і більше 50мм. При цьому, процентний вміст кірки з м'якоттю в кожній з груп визначається залежністю:

$$C_{10} = \left(\frac{m_{10}}{m_k} \right) \cdot 100\% ; \quad (4)$$

$$C_{50} = \left(\frac{m_{50}}{m_k} \right) \cdot 100\% ; \quad (5)$$

$$C_{70} = \left(\frac{m_{70}}{m_k} \right) \cdot 100\% , \quad (6)$$

где: m_{10} , m_{50} , m_{70} – маса, яка міститься у вороху кірки з м'якоттю, кожної розмірної групи;

m_k - загальна маса подрібненої кірки.

При аналізі подрібненої маси насіння диференціювалося на дві групи: вільні насіння і насіння зв'язані з кіркою і м'якоттю. Насіння оглядали на наявність пошкоджень (дроблення, деформація, порушення покривної оболонки). При цьому встановлено, що насіння, які зв'язані з кіркою і м'якоттю практично не мали травм [10].

Результати вивчення компонентів кожної з фракцій подрібненої маси представлені в табл. 2.

Таблиця 2

Якісні показники подрібненої маси, що надходить на сепарацію

Культура	Подрібнена кірка, %			Насіння, що зв'язане з мезгою та кіркою	Травмоване насіння, %	Вільні насіння, %
	до 10 мм	10-70 мм	більше 70мм			
Кавун	11	53	36	2,4	0,35	97,25
Диня	11	57	32	6,6	0,4	93,0

Отримані експериментальні дані свідчать про те, що за своїм якісним складом по відношенню кінцевого продукту до вихідного вороху подрібнена маса насінників різко відрізняється від вороху інших сільськогосподарських культур, що піддаються сепарації.

В результаті аналізу експериментальних даних по визначенню складу компонентів подрібненої технологічної маси насінників можна зробити наступні висновки:

1. У подрібненій масі насінників, що надходить на сепарацію, містяться різні компоненти, процентний вміст яких коливається в широких межах і залежить як від культури і сорту, так і від кліматичних умов вегетації. Зміст насіння змінюється від 2,3% до 3,8%, кірки - від 35% до 53,6%, соку з мезгою від 42,9 до 55%.

2. Частинки подрібненої кірки неоднорідні за своїм складом. Вміст частинок розміром до 10мм складає 10% -12%; 10-70 мм - 37% -57%; частинки розміром більше 70мм - 21% -36%. Причому перша фракція кірки рівновелика з розмірами насіння і буде становити основну частину домішок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кленин Н.А. 1980. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / М.: Колос, 670 с..
2. Горячкин В.В. 1982. Собрания в 3-х томах / М.: Колос, 800 с.
3. Листопад Г.Е. 1986. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Под общ. редакцией Листопада Г.Е. М.: Агропромиздат, 561 с.
4. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Т.1,2,3,4. / М.: Колос, 1982.
5. Анисимов И. Ф. 1987. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / Кишинев: Штиинца, 292 с.
6. Горбенко Е., Норинский А., Ким Н. 2013. Анализ средств механизации получения семян бахчевых культур. / Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol.15, No.2, 191 с.
7. Горбенко Е., Норинский А., Ким Н. 2014. Анализ исследований процесса сепарации семян овощебахчевых культур. / Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol.16, No.2, 203 с.
8. Бабенко Д., Горбенко О., Горбенко Н., Ким Н. 2015. Методика и результаты исследований размерно-массовых характеристик семенных плодов бахчевых культур (арбуз, дыня). / Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. Vol.17, No.2, 49 с.

9. Махароблидзе Р.М. 1967. Исследование разрушения корнеплодов ударной нагрузкой / Минск, Урожай, 4 с.
10. Стасенко В.В. Физико-механические свойства сухих и намоченных семян овощных культур / В. Стасенко, В. Жукова. – Научные труды Омского СХИ им. С.М.Кирова, 1975.

УДК 631.361.8

МЕТОДИКА І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ РОЗМІРНО - МАСОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСІННЄВИХ ПЛОДІВ БАШТАННИХ КУЛЬТУР (КАВУН, ДИНЯ)

Кім Н.І., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті наведено методика та результати досліджень розмірно-масових характеристик насіннєвих плодів баштанних культур: кавун, диня. У процесі впливу робочих органів на матеріал, що обробляється, стосовно до технологічних операцій з виділення насіння, переслідуються дві мети: зміна в потрібному напрямку початкового стану насіннєвих плодів і максимальне збереження первісного стану насіння, що міститься в плодах, як основна умова отримання високоякісного насіннєвого матеріалу на даному етапі.

В статье приведена методика и результаты исследований размерно-массовых характеристик семенных плодов бахчевых культур: арбуз, дыня. В процессе воздействия рабочих органов на обрабатываемый материал, применительно к технологическим операциям выделения семян, преследуются две цели: изменение в нужном направлении первоначального состояния семенных плодов и максимальное сохранение первоначального состояния, содержащихся в плодах семян, как основное условие получения высококачественного семенного материала на данном этапе.

Дослідження розмірно-масових характеристик насінників баштанних культур кавуна (сорт «Вогник» покращений) і дині (сорт «Колгоспниця 593») дозволяє зробити висновок про те, що для них характерна куляста форма. Середній діаметр кавуна становить 18,7 мм., Середній діаметр дині - 20,5 мм. Маса плода кавуна знаходиться в межах від 5,6 до 1,6 кг, дині - від 1,3 до 0,5 кг.

Технологічний процес виділення і доробки насіння на сучасних машинах для виділення насіння складається з ряду послідовних операцій, в процесі яких робочі органи машин і установок впливають на насінневі плоди і саме насіння.

У процесі впливу робочих органів на опрацьований матеріал, стосовно до технологічних операцій виділення насіння, переслідуються дві мети: зміна в потрібному напрямку початкового стану насінневих плодів і максимальне збереження первісного стану, що містяться в плодах насіння, як основна умова отримання високоякісного насіннєвого матеріалу на даному етапі.

В обох випадках якісна сторона очікуваної зміни і збереження стану в повній мірі визначається геометричними і режимними параметрами робочих органів, а також фізичними та технологічними властивостями вихідного матеріалу, що переробляється [1-4].

Стосовно до машин і потокових ліній для виділення насіння, матеріалом, що обробляється служать насінневі плоди і свіжо виділене насіння.

На першому етапі проводилися дослідження розмірно-масових характеристик насінневих плодів баштанних культур: кавуна (сорт «Вогник» покращений) і дині (сорт «Колгоспниця 593»).

Ці сорти районовані в Україні, зокрема, в Миколаївській, Одеській та Херсонській областях.

Кавун сорту «Вогник» - сорт покращений, скоростиглий, великоплідний [5, 6]. Плоди кулясті, чорно-зелені з тонкою кіркою. Вага від 1.6 до 6 кг. М'якоть карміново-червона з вмістом цукру 7 - 11%. Насіння дрібне темно-коричнєве. Кількість насіння в плодах, найчастіше складає 400-500 штук.

Диня сорту «Колгоспниця 593» - середньостиглий плід кулястої форми, невеликого розміру (середня вага близько 0,75 кг), жовто-оранжевого, зеленого кольору [5, 6]. Кірка тверда, м'якоть біла, іноді зеленувата з вмістом цукру 11%. Насіння білого або кремового відтінку, яйцевидної форми, поверхня матова або блискуча. Насіння містить близько 27-30% масла.

Насінники овоче-баштанних культур відрізняються різноманітністю форм і розмірів, що має велике значення для процесу подрібнення і подальшої - сепарації [7, 8].

Нами досліджувалися розмірно-масові характеристики кавуна (сорт «Вогник» покращений, дині «Колгоспниця 593». Для насінників кавуна «Вогник» і дині «Колгоспниця» характерна куляста форма, тому в даному випадку проводилися виміри діаметра плодів. Заміри проводилися штангенциркулем ШЦ-1 з ціною поділки 0,05. Дані вимірів наведені в табл. 1, 2.

Таблиця 1

Розмірні характеристики насінневих плодів дині,
сорт «Колгоспниця 593», (Середній діаметр, см)

№ класу	Межі класів	Середнє значення класу, $X_{k.cр}$	Відносна частота, P_k	$X_{k.cр} \cdot P_k$	Дисперсія по класу, S_k
1	14,60-15,38	14,99	0,03	0,4497	0,420661
2	15,38-16,16	15,77	0,04	0,6308	0,351554
3	16,16-16,94	16,55	0,05	0,8275	0,238624
4	16,94-17,72	17,33	0,12	2,0796	0,236748
5	17,72-18,50	18,11	0,14	2,5354	0,054618
6	18,50-19,28	18,89	0,23	4,3447	0,005554
7	19,28-20,06	19,67	0,19	3,7373	0,166245
8	20,06-20,84	20,45	0,16	3,272	0,470816
9	20,84-21,62	21,25	0,03	0,6375	0,189817
10	21,62-22,40	22,01	0,01	0,2201	0,107282

$$\sum_{k=1}^N P_k = 1.00; \quad X_a = 18.7346; \quad S = 2.241919;$$

$$X_{\min} = 14.6\text{см}; \quad X_{\max} = 22.4\text{см}; \quad \sigma = 1.497304;$$

$$\nu = 7.992185\%; \quad \rho = 0.799218\%.$$

Розмірні характеристики насіннєвих плодів кавуна,
сорт «Вогник» покращений, (Середній діаметр, см)

№ класу	Межі класів	Середнє значення класу, $X_{k.cp}$	Відносна частота, P_k	$X_{k.cp} \cdot P_k$	Дисперсія класу, S_k
1	18,5-18,9	18,7	0,01	0,187	0,032544
2	18,9-19,3	19,1	0,04	0,764	0,078849
3	19,3-19,7	19,5	0,07	1,365	0,070561
4	19,7-20,1	19,9	0,13	2,587	0,047426
5	20,1-20,5	20,3	0,19	3,857	0,007907
6	20,5-20,9	20,7	0,28	5,796	0,010756
7	20,9-21,3	21,1	0,22	4,642	0,078148
8	21,3-21,7	21,5	0,03	0,645	0,02976
9	21,7-22,1	21,9	0,02	0,438	0,038976
10	22,1-22,5	22,3	0,01	0,223	0,032256

$$\sum_{k=1}^N P_k = 1.00; \quad X_a = 20.504; \quad S = 0.427184;$$

$$X_{\min} = 18.5 \text{ см}; \quad X_{\max} = 22.5 \text{ см}; \quad \sigma = 0.653593;$$

$$\nu = 3.187637\%; \quad \rho = 0.318764\%.$$

Маса плодів визначалася шляхом зважування їх на вагах ВНЦ-10.

Результати зважування після статистичної обробки представлені в табл. 3, 4.

$$\sum_{k=1}^N P_k = 1.00; \quad X_a = 0.8792; \quad S = 0.023311;$$

$$X_{\min} = 0.5 \text{ кг}; \quad X_{\max} = 1.3 \text{ кг}; \quad \sigma = 0.152681;$$

$$\nu = 17.36585\%; \quad \rho = 1.736585\%.$$

Таблиця 3

Маса насіннєвих плодів дині, сорт «Колгоспниця 593», кг

№ класу	Межі класів	Середнє значення класу, $X_{k.cр}$	Відносна частота, P_k	$X_{k.cр} \cdot P_k$	Дисперсія по класу, S_k
1	0,50-0,58	0.54	0.05	0.027	0.005753
2	0,58-0,66	0.62	0.03	0.0186	0.002016
3	0,66-0,74	0.70	0.1	0.07	0.003211
4	0,74-0,82	0.78	0.15	0.117	0.001476
5	0,82-0,90	0.86	0.19	0.1634	7E-05
6	0,90-0,98	0.94	0.23	0.2162	0.00085
7	0,98-1,06	1.02	0.14	0.1428	0.002775
8	1,06-1,14	1.10	0.08	0.088	0.0039
9	1,14-1,22	1.18	0.02	0.0236	0.00181
10	1,22-1,30	1.26	0.01	0.0126	0.00145

Таблиця 4

Маса насіннєвих плодів кавуна, сорт «Вогник» покращений, кг

№ класу	Межі класів	Середнє значення по класу, $X_{k.cр}$	Відносна частота, P_k	$X_{k.cр} \cdot P_k$	Дисперсія по класу, S_k
1	1,6-2,0	1.8	0.04	0.072	0.116145
2	2,0-2,4	2.2	0.05	0.11	0.085021
3	2,4-2,8	2.6	0.07	0.182	0.057205
4	2,8-3,2	3.0	0.14	0.42	0.035562
5	3,2-3,6	3.4	0.28	0.952	0.003028
6	3,6-4,0	3.8	0.17	0.646	0.014895
7	4,0-4,4	4.2	0.12	0.504	0.05813
8	4,4-4,8	4.6	0.09	0.414	0.108109
9	4,8-5,2	5.0	0.03	0.15	0.06714
10	5,2-5,6	5.4	0.01	0.054	0.035948

$$\sum_{k=1}^N P_k = 1.00; \quad X_a = 3.504; \quad S = 0.581184;$$

$$X_{\min} = 1.6\text{кг}; \quad X_{\max} = 5.6\text{кг}; \quad \sigma = 0.762354;$$

$$\nu = 21.75669\%; \quad \rho = 2.175669\%.$$

Узагальнені статистичні показники експериментальних даних по визначенню розмірно-масових характеристик плодів зведені в табл. 5.

Таблиця 5

Розмірно-масові характеристики насінневих плодів баштанних культур

Культура	Значення розмірно-масового параметра плоду					
	Середній діаметр, мм			Маса плоду, кг		
	min	max	ср	min	max	ср
Кавун	18,5	22,5	18,7	1,6	5,6	3,5
Диня	14,6	22,4	20,5	0,5	1,3	0,88

Характеризуючи результати, отримані при дослідженні розмірно-масових характеристик насінневих плодів кавуна (сорт «Вогник» покращений) і дині (сорт «Колгоспниця 593») можна зробити наступні висновки.

Отримані розмірно-масові характеристики свідчать про те, що для подрібнення насінників даних культур, та отримання технологічної маси і виділення насіння можна використовувати ідентичне обладнання.

Кінцевою метою досліджень є оптимізація кінематичних режимів обладнання для виділення насіння тому інтерес для вивчення представляє не тільки розмірно-масові характеристики насінників кавуна (сорт «Вогник» покращений) і дині (сорт «Колгоспниця 593»), а й технологічна маса, яка отримується після подрібнюючого пристрою.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анисимов И. Ф. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / И.Ф. Анисимов. – Кишинев : Штиинца, 1987. – 292 с.
2. Гольдшмідт О.В. Аналіз технічного рівня лінії виділення насіння баштанних культур і шляхи його підвищення / Миколаїв: Вісник аграрної науки Причорномор'я, 1998. – вип.3, С. 122 - 126.
3. Горбенко Е., Норинский А., Ким Н. Анализ средств механизации получения семян бахчевых культур. / Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2013. – Vol.15, No.2, С. 191-196.
4. Горбенко Е., Норинский А., Ким Н. Анализ исследований процесса сепарации семян овощебахчевых культур. / Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2014. – Vol.16, No.2, С. 203-208.
5. Лучшие сорта бахчевых культур: <<http://kurdyumov.ru/knigi/bahcha/bahcha06.php>>
6. Miragro: <<http://miragro.com/sorta-dyni.html>>
7. Брызгалов В.А. Справочник по овощеводству / Под ред. В.А. Брызгалова. – Л. : Колос, 1971. – 472 с.
8. Лудилов В.А. Семеноводство овощных и бахчевых культур / В.А. Лудилов. – М. : Агропромиздат, 1987. – 222 с.

УДК 631.363:633.8

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВОГО ПРЕСУ НА ПРОЦЕС ВІДОКРЕМЛЕННЯ ОЛІЇ

Стрельцов В.В., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

Виявлено фактори, які найбільшою мірою впливають на якість виконання технологічного процесу. Запропоновано технічне рішення комбінованого пресу.

Определены факторы, которые в наибольшей степени влияют на качество выполнения технологического процесса. Предложено техническое решение комбинированного пресса.

Вирішення питання енергозбереження для умов переробних виробництв є одним з нагальних завдань, розв'язання якого можливе за рахунок впровадження енергоефективної техніки.

Виробничі потужності українських підприємств дозволяють переробляти 2,5 млн. т насіння соняшнику і виробляти близько 1,1 млн. т соняшникової олії. Але за підсумками останніх років, згідно даним асоціації «Укроліяпром» [1], українські підприємства випустили лише половину продукції, на яку розраховані їх потужності. Пов'язано це з тим, що існуючі повнокомплектні набори обладнання, які здійснюють виконання операцій шеретування, відвіювання оболонок, вальцювання, теплової обробки та відокремлення олії за допомогою гвинтових чи гідравлічних пресів застарілі, мають велику енерго- та металоємність, і їх використання є збитковим, а придбання сучасного комплекту обладнання закордонних зразків для більшої кількості господарств через велику вартість також неможливо.

В даний час для видобування олії з насіння соняшника використовують два способи – пресування і метод прямої екстракції [2 – 5]. Проте витрати на виробництво олії пресуванням, як показали дослідження, в 8-10 разів менше в порівнянні з екстракцією.

Дослідженню процесу пресування матеріалів присвячені роботи академіків В.П. Горячкіна, І.І. Вольфа, А.А. Чапкевіча, Е.М. Гутьяра, М.Н. Летошнева, М.А. Пустигіна і інших учених. В них розкривається залежність між тиском пресування і переміщенням шнека, що відображає величину і характер виникаючих деформацій. Проте основним показником, що характеризує будь-який процес ущільнення, є кінцева щільність отримуваних монолітів, яка підвищується у міру збільшення прикладеного тиску. Тому пізніші дослідники С.А. Алфьоров, І.А. Долгов, В.І. Особов, Є.І. Храпач і інші свої зусилля зосередили на вивченні залежності між тиском пресування і

щільністю отримуваних монолітів (макуха, брикети, гранули). У цьому ж напрямі працювали зарубіжні вчені Х. Скальвейт, Е. Мевес, Дж.Л. Батлер, Х.Ф. Мак-Коллі і ін. В результаті було запропоноване велике число емпіричних виразів, які зв'язують тиск пресування з фізико-механічними властивостями матеріалу і щільністю отримуваних монолітів.

Проведений огляд літературних джерел та патентно-інформаційних матеріалів щодо застосування способів та обладнання для олійного виробництва свідчить про те, що відомі технічні рішення для пресування олійної сировини, як правило, мають низькі ККД. Також вони не завжди технологічні при вирішенні питань підвищення виходу олії, продуктивності обладнання. Таким чином, нагальною задачею є розробка малогабаритної, малоенергоспоживчої техніки для комплектації технологічних ліній переробки сільськогосподарської продукції в умовах господарств з невеликими обсягами виробництва.

Аналітичні вирази, одержані в результаті теоретичних досліджень, відображають ідеалізований технологічний процес. Тому метою експериментальних досліджень була перевірка правильності теоретичних висновків і розрахункових параметрів в лабораторних умовах, визначення технологічної надійності, а також якісних показників технологічного процесу за трьома критеріями оптимізації: максимального виходу олії, мінімальної енергоємності, максимальної продуктивності.

Перед початком експериментальних досліджень необхідно по можливості вибрати всі фактори, що впливають на процес, і вказати межі їх варіювання [6 - 7]. На початковій стадії вивчення будь-якого об'єкту з використанням теорії планування експерименту, необхідно, окрім детального вивчення літератури, провести апріорне ранжування факторів, яке виконується методом експертної оцінки. Суть цього методу зводиться до того, що дослідникам, які належать до різних шкіл, пропонується розташувати фактори, які впливають на хід виконання процесу в послідовності зниження впливу на критерії оптимізації,

тобто необхідно здійснити ранжування відповідно визначених порядкових номерів (рангів) 1, 2, 3...k.

Після аналізу значущості і виключення незначущих факторів була побудована класична діаграма рангів з убуттям їх величини по ступеню впливу того або іншого фактору на якість виконання технологічного процесу (рис. 1). Значення рівня рангів проставлені на фоні стовпців діаграми. Аналіз результатів експертної оцінки і їх статистичної обробки дозволяє зробити висновок про найбільший вплив на хід і якість виконання технологічного процесу перших п'яти факторів. Фактори X1, X4 і X6 можна відкинути і виключити при проведенні подальших досліджень з використанням теорії планування експерименту.

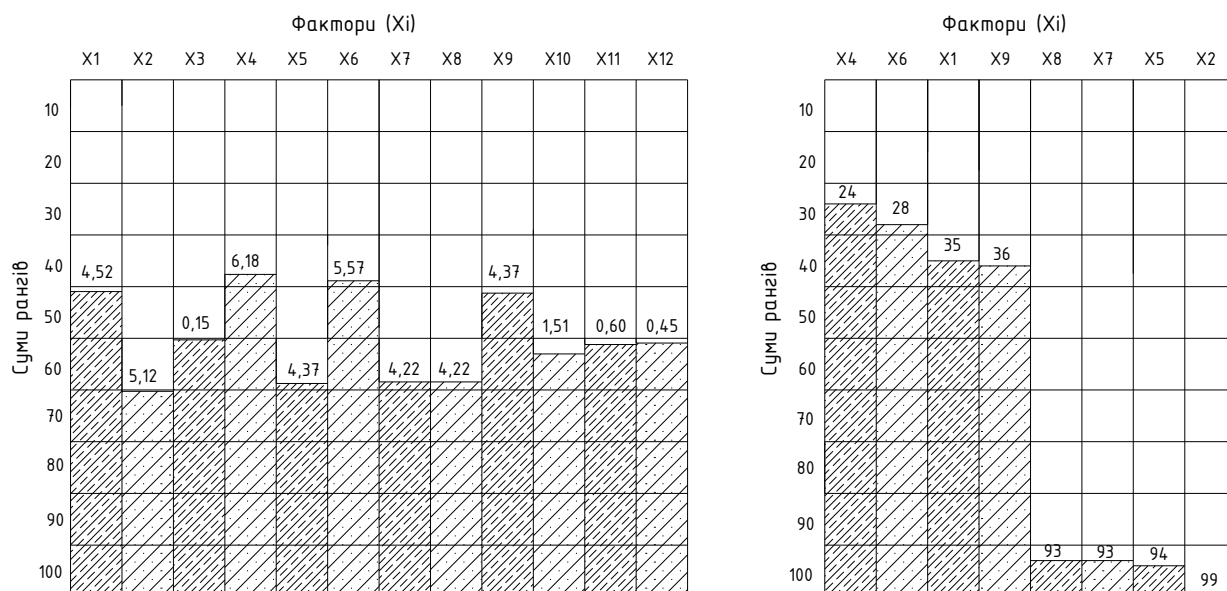


Рис. 1. Діаграма ранжування факторів, які впливають на якість роботи:

а - до статистичної оцінки значимості факторів; б - після ранжування і визначення не значимих факторів; X1 – довжина приймально-підготовчої камери, м; X2 – ступінь подрібнення м'ятки, мм; X3 – ширина зеєрних каналів, м; X4 – робоча площа зеєрної камери, м²; X5 – вологість м'ятки, %; X6 – щільність насіння соняшника, кг/м³; X7 – температура нагріву, °C; X8 – швидкість обертання шнеку, с⁻¹; X9 – лінійна швидкість руху витків шнеку, м/с; X10 – рівень надходження маси на пресування, кг/с; X11 – сумарна площа зеєрних каналів, м²; X12 – довжина зеєрного барабану, м

Дослідження проблемних елементів роботи пресового обладнання дало можливість запропонувати технічне рішення комбінованого пресу (рис. 2), що пропонується для впровадження в технологічну лінію.

В основу технічного рішення поставлено завдання створення такого шнекового преса для віджимання олії [8], в якому здійснення попереднього подрібнення ядра насіння до стану м'ятки дозволяє інтенсифікувати процес відокремлення олії під час пресування.

Поставлене завдання вирішується тим, що в приймальному бункері встановлено пару вальців, які отримують обертальний рух від шнекового валу. В приймальному бункері ядро насіння первинно подрібнюється, переходячи до стану м'ятки, яка направляється в зеєрну камеру, де здійснюється процес відокремлення олії.

Установка складається із станини 1, що є основою, на якій змонтовані всі головні вузли шнекового преса. В приймальному бункері 5 встановлено пару нарізних вальців 4 і заслінку 6. Головним елементом пресу являється зеєрний барабан 10, який має зварну циліндричну форму. В середині циліндричної поверхні набрані зеєрні планки 11, утримування яких забезпечується натяжним клином 7.

Встановлення в приймальному бункері 5 нарізних вальців 4, що перетворюють ядро на м'ятку, сприяє інтенсифікації процесу олієвідокремлення і ефективному використанню зеєрного барабану 10.

Шнековий вал 8 є основним робочим органом шнекового пресу. Конструктивно його виконано збірним з окремих шнекових витків, які відрізняються кроком і діаметром, і проміжних кілець, що насаджені на гладкий вал та фіксуються від провертання шпонкою. Така конструкція дозволяє виготовляти окремі витки шнека з постійним кроком, що спрощує технологію їх виготовлення, а також заміну шнекових витків у міру їх спрацювання.

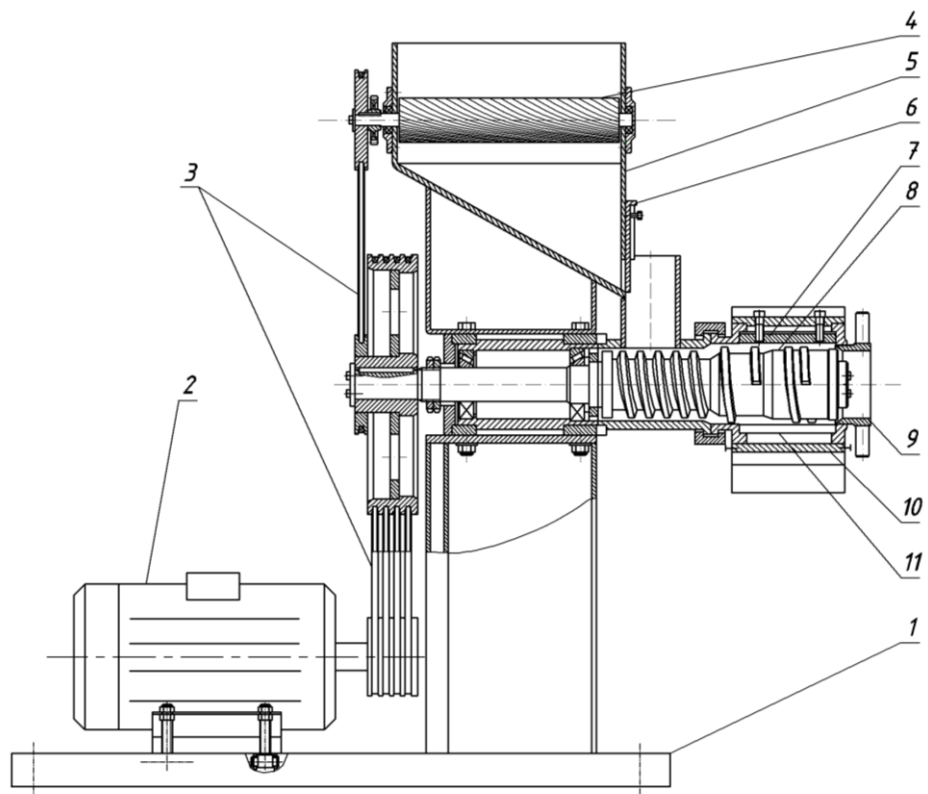


Рис. 2. Комбінований шнековий прес для отримання рослинної олії:
 1 – станина; 2 – електродвигун; 3 – клинопасова передача; 4 – нарізні вальці;
 5 – приймальний бункер; 6 – заслінка; 7 – натяжний клин; 8 – шнековий вал;
 9 – регулювальна гайка; 10 – зеєрний барабан; 11 – зеєрні планки

Регулювальна гайка 9 конусного типу забезпечує регулювання тиску в робочій камері преса, що особливо важливо в період пуску преса, який розігрівається протягом певного періоду часу. Вона має вигляд продовгуватої втулки, яка на частині своєї зовнішньої поверхні має різьбу.

Привід преса і вальців здійснюється від електродвигуна 2 через клинопасову передачу 3.

Комбінований шнековий прес для віджимання олії, що пропонується, працює так. Попередньо пошеретоване насіння соняшника поступає в завантажувальний бункер 5, де воно подрібнюється нарізними вальцями 4 і переходить в стан м'ятки. Зазор між ними регулюється в залежності від фізико-механічних властивостей матеріалу, що пресується. Після того мезга через завантажувальний отвір поступає всередину приймально-підготовчої камери ступінчастого циліндра, так званого зеєрного барабана 10, захоплюється там

витками шнекового валу 8 і переміщується до виходу з пресу. Простір між зовнішньою поверхнею шнекового валу 8 і внутрішньою поверхнею зеєрного барабана 10 є робочим простором. При обертанні шнекового валу пресований матеріал транспортується в робочому просторі і у зв'язку із зменшенням вільного об'єму уздовж шнекового валу 8 у напрямку до виходу, в результаті зменшення кроку витків і збільшення діаметру тіла шнека, пресується з віджиманням олії, яка проходить через зазори між зеєрними планками 11.

Таким чином, внаслідок попереднього подрібнення ядра насіння інтенсифікується процес пресування, підвищується ефективність використання зеєрного барабану, що забезпечує збільшення виходу олії, а також зменшується спрацювання тертьових поверхонь шнекового валу та деталей зеєра, і тим самим збільшується строк служби пресу.

На підставі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

- визначено перелік факторів, що впливають на якість виконання технологічного процесу пресування олійної сировини;
- існуючі повнокомплектні набори обладнання, які забезпечують процес переробки олійних культур, мають велику енерго- та металоємність і їх використання в умовах переробних сільськогосподарських підприємств є збитковим;
- найбільш енергоємним процесом при переробці олійних культур є процес пресування, що робить необхідним впровадження в виробничих умовах енергоефективного пресового обладнання;
- зниження енергоємності пресового обладнання потребує глибокого аналізу теоретичних аспектів процесу пресування, визначення позитивних та негативних сторін роботи пресу;
- використання в виробничих умовах комбінованого пресу дасть змогу інтенсифікувати процес олієвідокремлення за рахунок попереднього подрібнення ядра насіння до стану м'ятки.

ЛІТЕРАТУРА

1. <http://www.ukroliya.kiev.ua/>
2. Щербаков В.Г. Технология получения растительных масел / В.Г. Щербаков – [3-е изд., перераб. и доп.] – М.: Колос, 1992. – 207 с.
3. Кошевой Е.П. Оборудование для производства растительных масел / Е.П. Кошевой — М.: Агропромиздат, 1991. – 208 с.
4. Калошин Ю.А. Технология и оборудование масложировых предприятий / Ю.А. Калошин – М.: Издательский центр «Академия», 2002. – 363 с.
5. Проспекти компаній: «Алиментармаш» (<http://almash.md/ru/company>); ЗАТ РНПП «Укрэкспо-Процесс» (<http://ukrekspo.com.ua>); CIMBRIA SKET (<http://www.cimbria-sket.de/russian/home.htm>).
6. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин – Ленинград: Колос, 1980. – С. 106-130.
7. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул / Е.Н. Львовский – М.: Высшая школа, 1988. – 239 с.
8. Патент UA №49079, B30B9/12. Комбінований шнековий прес для отримання рослинної олії / В.В. Стрельцов, О.А. Горбенко, О.О. Катрич; Заявлено 30.11.2009. Опубліковано 12.04.2010.

УДК 631.51

О ИСХОДНЫХ ПРЕДПОСЫЛКАХ ПО СОВРЕМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТНОЙ ОБРАБОТКЕ ПОЧВЫ И ПОСЕВЕ

Храмов Н.С., ассистент

Николаевский национальный аграрный университет

В печати специалисты аграрной науки и фермеры уделяют больше внимания нормам высева, вопросам полегания посевов, применению минеральных удобрений и другим вопросам связанных с обработкой почв и посева. Установлено, что при использовании классической обработки почвы затрачивается большое количество ресурсов, а самое главное, происходят процессы деградации плодородного слоя почвы. Поэтому требуется переход к

минимализации процессов обработки почвы путем создания комбинированных машин и агрегатов. Другим вопросом является норма высева, которая является показателем урожайности. Опытным путем установлено, что уменьшение нормы высева способствует увеличению урожайности.

У пресі фахівці аграрної науки і фермери приділяють більше уваги нормам висіву, питань вилягання посівів, застосування мінеральних добрив та інших питань пов'язаних з обробкою ґрунтів та посіву. Встановлено, що при використанні класичної обробки ґрунту витрачається велика кількість ресурсів, а найголовніше, відбуваються процеси деградації родючого шару ґрунту. Тому потрібен перехід до мінімалізації процесів обробки ґрунту шляхом створення комбінованих машин і агрегатів. Іншим питанням є норма висіву, яка є показником врожайності. Дослідним шляхом встановлено, що зменшення норми висіву сприяє збільшенню врожайності.

С середины прошлого века технологии обработки почвы и посева зерновых культур начали существенно меняться. Основные причинами тому послужившими – деградация плодородного слоя почвы, и как следствие, уменьшение урожайности на фоне растущих потребностей в хлебе.

В Европе минимизация обработки почвы не нашла широкого распространения. Удельный вес классической технологии подготовки почвы составляет 70-75%, безотвальной – 20-25%, прямого посева – менее 5%.

Как известно, в почве имеется многочисленная «живая фаза» – микрофлора и микрофауна [6]. Иногда еще, почву называют «живым телом» так как ее строение, агробиологические и агрофизические свойства во многом зависят от жизнедеятельности «живой фазы» [1].

Ежегодные зарубежные и отечественные испытания свидетельствуют, что глубокая ежегодная плужная обработка почвы, которая является неотъемлемой частью традиционной обработки почв влечет за собой повышенный ресурсоемкий процесс, который отрицательно воздействует на почвенную микрофлору, усиливает существующие эрозионные процессы. Данные обстоятельства позволяют многим хозяйствам все больше обращаться к ресурсосберегающим технологиям, оказывающих минимальное воздействие на состояние почвы [7].

Сев по мульчированному растительными остатками почве не требует ранневесеннего боронования. Создание мелкокомковатого посевного горизонта при подготовке почвы под озимую пшеницу после не паровых предшественников достигается по увлажненной почве плоскорезной обработкой и боронованием игольчатой бороной. На почвах с оптимальной влажностью и тем более на пересушенных для разбивки глыб используется игольчато-шпоровый или игольчатый каток [5].

Для получения хорошего урожая необходимо обеспечить культурные растения наряду с факторами жизни оптимальной площадью питания. Высокая продуктивность зерновых культур во многом зависит от сроков, способов и качества посева.

На густоту стояния растений влияет норма высева, полевая всхожесть и выживаемость растений. Влияние норм высева семян на урожайность определяется через процессы кущения и редукции, густоту побегов и продуктивных стеблей.

Исследования показали, что с уменьшением ширины междурядий с 20 до 10 см на каждый см происходит увеличение урожайности на 0,7%, с 20 до 12,5 см – на 5% [2].

Данные шведских ученых свидетельствуют, что в период набухания семян при минимуме кислорода включаются все резервные системы выносливости. Плотное ложе как раз и обеспечивает такие условия для прорастания [8].

Практикой установлено, что:

1. Между высотой растения и корневой системой существует генетически фиксированная корреляция.

2. Сколько бы ни было побегов в кусте, в генеративный период, наступает редукция (уменьшение) их может быть, в силу конкуренции между растениями зерновых, а также с сорняками, повреждениями вредителей и болезней. Таким образом, остается продуктивных стеблей у пшеницы 400-700 шт/м², оптимально 500-600 шт/м², т.е. 20-16,7 см² на одно растение или расстояниями между

растениями 4,7 и 4,1 см (при условии их равномерного распределения), соответственно, у ржи диплоидной 500-600, тетраплотной 450-500, тритикале 400-450, ячменя 700-800 [8].

По данным многолетних исследований, проведенных на опытном поле кафедры растениеводства и луговодства Львовского государственного аграрного университета, показатели урожая были лучшими при меньших нормах высева. Наивысший урожай сорта Мироновская 61 был на вариантах с нормой высева 3,0 и 3,5 млн.шт/га, где он составлял соответственно 59,0 ц/га и 59,6 ц/га. В таблице 1 цифры оригинала представлены прямым шрифтом. Высев рядный. Ширина между рядами 12 см.

Общая длина рядов на одном гектаре $L=100/0,12*100=83333$ метра= 8333300 см= $8,33*10^6$ см. Принимается масса 1000 зерен 45 грамм, в колосе 20 зерен.

Обозначения:

Q – урожайность 1 га в центнерах;

R – редукция – произведение коэффициент. схожести и выживаемости;

l_n – расстояние между растениями по норме высева (L / N), см;

l_R – расстояние между выжившими растениями, полагая их распределение;

более ли менее равномерное (L / N_R), см;

N_R – количество выживших растений ($N * R$), млн. шт./га;

q – урожайность одного растения в граммах;

q_z – урожайность одного растения в количестве зерен, т.е. количество зерен, полученных с высева одного зерна;

k – коэффициент кущения ($q_z / 20$).

Побуждающим мотивом экстраполяции явился мощный природный дар пшеницы куститься. По типовой технологии она составляет 1-3 стебля, и только на сниженных нормах высева может достигать 10 и более. Однако потенциальные возможности образования боковых побегов у озимой пшеницы чрезвычайно высоки. По данным А. Носатовского [4], И. Ковтуна [3],

продуктивная кустистость при создании соответствующих условий жизнедеятельности может достигать до 100 колосьев и выше. Кусты пшеницы с площадью питания 30×70 см давали до 100 стеблей с производительностью 100-120 г. В искусственных условиях удавалось получить растения, имевшие более 300 стеблей. В специальном опыте у сорта Одесская 3 выросло 334 побега.

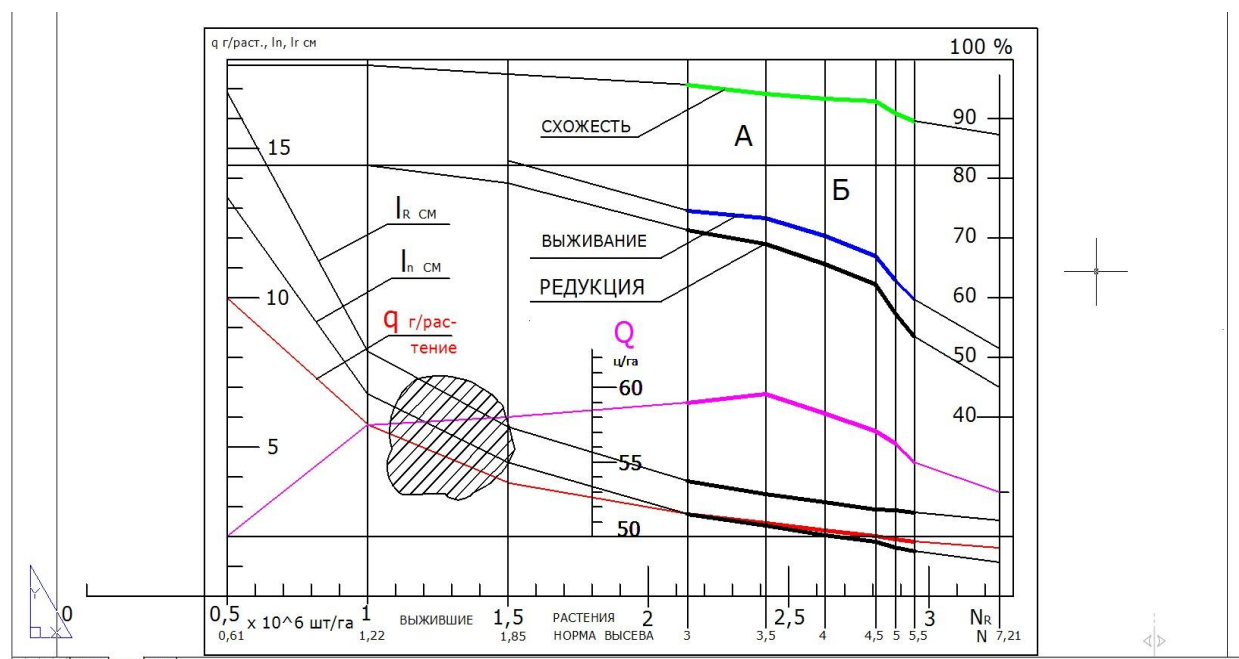


Рис. 1. График элементов произрастания пшеницы

Экстраполяция выполнена по графику урожайности одного растения (q), построенного соответственно с характером изменения расстояния между растениями (кустами), как результат редукции (в т.ч. конкурентной борьбы между растениями, зона обозначена на графике «Б», зона «А» – экстремальные атмосферные условия, болезни, вредители и др.).

В области, выделенной «облаком», где начинается более интенсивный рост урожайности по графику q , вероятно, можно считать областью, где сила взаимодействия в конкурентной борьбе сведена до значения, при которых растения начинают продуцировать новые стебли кушения. В этой области (ок. $1,25 \cdot 10^6$ млн.шт/га выживших растений) расстояния между растениями (кустами), в данном случае, составляет по норме высева 5,6 см, выжившими 7,6

см, естественно, значения осредненные и, надо полагать, приблизительно равномерно распределены.

Рассмотрение результатов дополнительных серий опытов по выживаемости растений пшеницы в зависимости от нормы посева, по приведенной методике, позволит сделать более уверенные прогнозы о пределах зон влияния сил конкуренции (угнетения) растениями пшеницы и т.о. более точно знать посевные расстояния между растениями пшеницы на поле.

Это есть предметом специального, тщательного выяснения.

С целью равномерного распределения семян по полю, расстояния между семенами в рядах и между рядами должны быть одинаковыми, т.е. будет определяться квадратом площади почвы, жизненно необходимой для каждого растения, в условиях исключаяющих конкурентную борьбу. Сторона квадрата станет расстоянием между сошниками сеялки, а такое же расстояние между зернами в рядах должно определиться точным посевом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гудков А. Н. Обоснование методов обработки почвы и проектирования винтовых лемешо-отвальных поверхностей как основных. / А. Н. Гудков // Земледельческая механика. Сб. трудов, М., Машиностроение, 1968, т. 10, С.76-84.
2. Квартин В.Н. Оптимизация условий выращивания некоторых сельскохозяйственных культур в звеньях севооборота / В.Н. Квартин, Н.А. Рябцева, С.Н. Лимарева // Современные тенденции развития агропромышленного комплекса: матер. науч.-практ. конф. (пос. Персиановский).– ДонГАУ, 2006. – С. 126-128.
3. Ковтун, В.И. Селекция высокоадаптивных сортов озимой мягкой пшеницы и нетрадиционные элементы технологии их возделывания в засушливых условиях юга России. Ростов-на-Дону: Книга, 2002. – 320 с.

4. Носатовский, А.И. Щуплость зерна пшеницы и череззёрница колоса как факторы, понижающие урожай / А. И. Носатовский. – Азово-Черноморское изд-во, 1934. - 100 с.
5. Органічне землеробство: з досвіду ПП Агроекологія Полтавської області. Практичні рекомендації / Антоненко С. С., Антоненко А. С. Писаренко В.М. [та ін.]. – Полтава: РВВ ПДАА, 2010. – 200 с.
6. Панов И. М. Физические основы механики почв / И.М. Панов, В.И.Ветохин. – К.: Феникс, 2008, - 266 с.
7. Соколова Л. С. Минимальная обработка почвы – вопросы социально-ориентированного моделирования технологических процессов. Современные исследования социальных проблем (электронный научный журнал), №7(15), 2012.
8. Шаганов, И. А. Практические рекомендации по освоению интенсивной технологии возделывания озимых зерновых культур / И.А. Шаганов. – 2-е изд., доп. и перераб. – Минск : Равноденствие, 2008. – 180 с.

УДК 378.147:37.011.32:378:63

МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ СМИСЛОЖИТТЄВИХ ОРІЄНТАЦІЙ

Тайхриб К.А., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

У статті аналізується ряд психодіагностичних методик для визначення смисложиттєвих орієнтацій студентів та її компонентів.

В статье анализируется ряд психодиагностических методик для определения смысложизненных ориентаций и ее компонентов.

Соціокультурні особливості професійного становлення фахівця в нашій країні зумовлюють зміни щодо життєвих орієнтирів (майбутніх фахівців), що здійснює значний вплив на розвиток та становлення особистості студента як майбутнього професіонала різних галузей виробництва до яких відноситься і аграрна сфера. Загальна концепція життя, ставлення до навколишнього світу в

значній мірі проявляється в практичній життєдіяльності особистості через формування її смисложиттєвих орієнтацій.

В сучасній педагогіці та психології зростає інтерес до досліджень смислової сфери особистості, оскільки вона спрямовує її поведінку, інтереси та вибір життєвого шляху.

Змістовне тлумачення смисложиттєвих орієнтацій пов'язується у науковій літературі з ціннісною сферою особистості (В.О. Ядов, Т.М. Харланова); зі шляхами її самореалізації (М.Б. Боднар, О.Г. Злобіна); з ієрархією форм життєдіяльності, представленої у свідомості людини (М.Х. Титма); з загальними суб'єкт-об'єктними орієнтаціями, які людина проявляє відносно ситуації своєї життєдіяльності (О.Ю. Коржова); з загальними детермінантами життєдіяльності людини, які визначають загальну спрямованість людини і які реалізуються в конкретних життєвих ситуаціях (А.О. Грачов); з ціннісною та професійною сферою (Г.А. Чередниченко); з умовами досягнення життєвого і професійного самовизначення студента (С.М. Гончар); зі спрямованістю особистості, наявністю життєвих цілей, осмисленістю виборів і оцінок, задоволеністю життям (самореалізацією) і здатністю брати за неї відповідальність, впливаючи на її хід (Н.Г. Каунова).

Поняття «смисложиттєва орієнтація» в науковій літературі використовується у двох значеннях. Перше – на буденному рівні, за аналогією з поняттям «ціннісна орієнтація», і, відповідно, означає те ж, що і остання, але взята у сегменті смисложиттєвих цінностей, тобто це – свого роду усвідомлювана на рівні переваг спрямованість на певний ряд значущих цінностей, смислів. Так, наприклад, В.О. Кутирьов пише: «Спираючись на загальне ядро понять: «смисложиттєва орієнтація», «тип», «парадигма» (іноді «установка»), ми будемо вживати ці поняття як синоніми» [3].

Друге значення – в психології, пов'язане з «тестом смисложиттєвих орієнтацій» (скорочено – «тест СЖО»), розробленим московським психологом Д.О. Леонтьєвим [5], в якому він виділив особисту здатність людини до усвідомлення сенсу життя як центральну. Компонентами сенсу життя він

називає: 1) смисложиттєві орієнтації – мета в житті, насиченість життя та задоволеність самореалізацією; 2) локус контроль – внутрішній локус контроль, впевненість в здатності здійснювати контроль свого життя. Смисложиттєві орієнтації «співвідносяться з трьома компонентами життєдіяльності і часовими орієнтаціями в житті»: метою (майбутнє), процесом (теперішнє), результатом (минуле). Мета – «мета життя» в певній системі цінностей; процес – емоційна насиченість життя; результат – «задоволеність самореалізацією» [5]. Д.О.Леонтьєв визначає смислову сферу особистості як особливим чином організовану сукупність смислових утворень і зв'язків між ними, які забезпечують смислову регуляцію цілісної життєдіяльності суб'єкта у всіх його аспектах [5].

Тому для визначення смисложиттєвих орієнтацій особистості часто використовують такий суворо формалізований метод, як тест смисложиттєвих орієнтацій «СЖО» в модифікації Д.О. Леонтьєва (розподіл цінностей по п'яти факторам дисперсії – мета в житті, емоційна насиченість життя, результативність життя, локус контроль, керованість життям).

У дослідженнях О. І. Мешко, Т. В. Максимової [6,7] акцент робиться на значущості професійних смислів у загальній ієрархії смисложиттєвих орієнтацій особистості юнаків. Так, Т. В. Максимова виділяє три основні рівні професійних смислів в структурі смисложиттєвих орієнтацій:

- смисли професійної діяльності є провідними в системі смисложиттєвих орієнтацій;
- професійні смисли мають високу значущість для індивідуума, хоча і не є головним компонентом смисложиттєвих орієнтацій;
- професійний аспект смисложиттєвих орієнтацій є периферійним конструктором смислової сфери свідомості юнаків [6].

О.І.Мешко підкреслює, що становлення гармонійної системи смисложиттєвих конструктів психіки індивідуума можливе тільки в тому випадку, коли професійні смисли займають високий ранг в ієрархії смисложиттєвих орієнтацій індивідуума. Оскільки навчально-професійна

діяльність є одним із провідних модусів життєдіяльності юнаків, то низька значущість професійних смислів часто призводить до того, що юнаки не можуть наповнити професію смыслом, що призводить до стійких переживань рутини власного життя, незадоволеності ним і, як наслідок, – до гальмування особистісно-професійного зростання індивідуума в цілому [7].

На основі проаналізованої літератури ми визначили наступні критерії смисложиттєвих орієнтацій студентів: мотиваційно-цільовий, ціннісно-орієнтаційний, рефлексивно-оцінний. Кожен із критеріїв має свої рівні та показники.

Для визначення ціннісно-орієнтаційного критерія ми використовуємо такі суворо формалізовані методи:

- методика «Ціннісні орієнтації» М. Рокіча;
- ціннісний опитувальник Ш. Шварца;
- діагностика індивідуальної структури ціннісних орієнтацій особистості С. С. Бубнової.

Для визначення мотиваційно-цільового критерія ми використовуємо такі суворо формалізовані методи:

- методика вивчення мотивації професійної діяльності К. Замфір (в модифікації А. Реана);
- методика «Вільний вибір цінностей» О. Б. Фанталової (ідентифікація внутрішніх конфліктів в мотиваційно-особистісній сфері);
- Морфологічний тест життєвих цінностей (МТЖЦ) В. Ф. Сопова та Л. В. Карпушиної (дослідження проблем життєвої мотивації).

Для визначення рефлексивно-оцінного критерія ми використовуємо такі суворо формалізований метод:

- методика оцінки суджень М.І. Лапіна.

Також для дослідження смисложиттєвих орієнтацій можна використовувати такі методи, як анкетування, бесіда та інтерв'ю, які є простими з точки зору організації і універсальними в якості засобу отримання даних широкого тематичного спектру. Розробка та апробація цих методів

психолого-педагогічного дослідження є подальшою перспективою нашого дослідження.

ЛІТЕРАТУРА

1. Битянова, Н.Р. Проблема саморазвития личности в психологии / Н.Р. Битянова. – М., 1998. – С.3.
2. Гончар С. Н. Особенности развития смысло-жизненных ориентаций современных студентов-первокурсников / С. Н. Гончар // Современная психология: материалы междунар. науч. конф. (г. Пермь, июнь 2012 г.). – Пермь: Меркурий, 2012. – С. 17-19.
3. Кутырев В.А. Человек в мире: типы смысло-жизненных ориентаций / Владимир Александрович Кутырев // Общественные науки. – 1990. – №2. – С. 119-133.
4. Леонтьев А.Н. Деятельность. Создание личности. М., 1977 г.
5. Леонтьев Д.А. Психология смысла / Д. А. Леонтьев. – М. : Изд-во Смысл, 2005. 512 с.
6. Максимова Т.В. Смысл жизни и индивидуальный стиль педагогической деятельности / Т.В. Максимова // Мир психологии. – 2001. – № 2. – С. 114-117.

УДК 378.14

ТЕХНОЛОГІЇ ЗМІШАНОГО НАВЧАННЯ У ВИЩІЙ ОСВІТІ

**Бацуровська І.В., к.п.н., асистент, **Семененко І.В., аспірант*

**Миколаївський національний аграрний університет*

***ДВНЗ «Університет менеджменту освіти»*

В статті описано технологію змішаного навчання в освіті. Уточнено визначення терміну «змішане навчання» Окреслено елементи для впровадження та успішної реалізації технологій змішаного навчання.

В статье описана технология смешанного обучения в образовании. Уточнено определение термина «смешанное обучение» Определены элементы для внедрения и успешной реализации технологий смешанного обучения.

Розвиток сучасного суспільства відбувається в епоху інформатизації, яка характеризується застосуванням засобів інформаційних та комунікаційних технологій у багатьох областях діяльності людини, в тому числі в сфері освіти. Особливість сучасного етапу інформатизації вищої освіти полягає в тому, що на перший план виходять змістовні аспекти підготовки фахівця у вищому навчальному закладі. Від успішного вирішення даної проблеми багато в чому буде залежати якість вищої освіти. Одним з можливих шляхів вирішення завдання інформатизації освіти можна виділити раціональне поєднанні традиційних освітніх технологій з сучасними інформаційними і комунікаційними технологіями. Перспективним напрямом використання засобів інформаційних і комунікаційних технологій в освіті стають технології змішаного навчання.

Зарубіжні та українські вчені неодноразово намагалися дати визначення поняття змішаного навчання. Термін «змішане навчання» почав широко застосовуватись в методах навчання після публікації в 2006 році Бонком і Грехемом (C. Bonk, C. Graham) книги «Довідник змішаного навчання» [3]. Змішане навчання ще називають гібридним, комбінованим, інтеграційним.

На думку Чарльза Дзюбана (Charles D. Dziuban) змішане навчання слід розглядати як деякий педагогічний підхід, що ефективно поєднує активну роботу в аудиторії з технічними можливостями мережі і має такі характеристики: перехід від лекцій до особистісно-орієнтованого навчання, при якому студенти стають активними, а процес навчання – інтерактивним; збільшення взаємодії між студентом та викладачем, студентів між собою та студентів з ресурсами мережі; комплексне формування та збагачення механізмів оцінювання студентів [5].

Змішаний характер навчання включає комбінацію таких форм і систем навчання:

1. Аудиторне навчання в присутності викладача, що передбачає безпосередній контакт студентів та викладачів — семінари, лекції, рольові ігри, інструктаж, окремі питання практики, конференції, наставництво та ін.

2. Інтерактивне навчання — навчання в мережі, яке здійснюється за допомогою інструментального середовища: електронний навчальний курс, віртуальні класи та лабораторії, конференцзв'язок, індивідуальне консультування за допомогою електронної пошти, дискусійні форуми, чати, блоги.

3. Навчання з підтримкою різних засобів — розробка нових навчальних матеріалів: Web-сайти, Web-лекції, Web-книги, відеоматеріали та ін. [2].

Інформаційно-технологічна система технологій змішаного навчання надає користувачам для навчання електронні навчальні матеріали, а також отримує можливість задавати питання та спілкуватись з викладачем, здійснювати самостійне тестування. Технології змішаного навчання допускають збереження загальних принципів побудови традиційного навчального процесу. Ідея застосування елементів асинхронного й синхронного дистанційного навчання при змішаному навчанні полягає в тому, що певну частину навчальних дисциплін студенти освоюють у традиційних формах навчання, а іншу частину дисциплін — за технологіями мережевого навчання. Співвідношення частин визначається готовністю освітньої установи в цілому до подібної побудови навчального процесу, а також бажанням і технічними можливостями студентів.

Основними елементами для успішної реалізації технологій змішаного навчання є:

- забезпечення контенту: комп'ютерні матеріали для викладачів та студентів, які потрібні для реалізації підходу змішаного навчання, мають бути підготовлені заздалегідь; важливо мати на увазі, що різні програми мають різні терміни і способи підготовки;

- підбір та встановлення програмного забезпечення: ефективне використання контенту для освітніх цілей можливе тільки завдяки потужній

базі програмного забезпечення; дуже важливо поновлювати програми та слідкувати за їхніми новими версіями для забезпечення якісного навчання;

- залучення викладача у навчальний процес: студенти під час навчання потребують підтримки інструктора чи викладача як частини навчального процесу; тобто, коли навчання є самостійним процесом, студенти точно знають, коли їм потрібен інструктор чи викладач і чому; залучення викладача до процесу навчання повинне бути завжди своєчасним і безпосередньо відповідати вимогам студентів;

- залучення студента у навчальний процес: під час використання технології змішаного навчання студент повністю залучений у процес; він може самостійно контролювати час, місце, шляхи і темп навчання та розробляти матеріал індивідуально на основі власних досліджень;

- командна робота: ефективне і динамічне навчальне середовище має забезпечити більш активну взаємодію для студентів; синхронність он-лайн середовища забезпечує не тільки гнучкість, але також відкритий зв'язок з процесом навчання в будь-який час, що надає студентам можливість роботи у команді [4].

Для успішного функціонування технологій змішаного навчання виділяють наступні стадії створення інформаційно-методичного забезпечення:

- підготовка навчального матеріалу;
- розробка програмної структури;
- комп'ютерна підготовка змістовної частини і компонування програмного засобу;
- апробація програми та її доопрацювання;
- розробка методичних рекомендацій для студентів і викладачів [2].

Для впровадження технологій змішаного навчання в освітній процес доцільним є наступне:

1. Використання мультимедійних та віртуальних ресурсів при роботі в аудиторії. До таких ресурсів відносять відео, віртуальні екскурсії, інтерактивні Web-сайти, пакети програмного забезпечення. Такий тип навчання

застосовується в тому випадку, якщо студенти не мають доступу до мережі за межами аудиторії. В аудиторії традиційне навчання поєднується з навчанням у мережі, а вдома студенти можуть опрацьовувати матеріал, використовуючи відео та аудіоматеріалами. Використання в аудиторній роботі пакетів програмного забезпечення робить процес навчання ще більш ефективним та унаочненим.

2. Використання створених сайтів для підтримки змішаного навчання. Викладач може самостійно створити сайт, за допомогою якого буде відбуватися підтримка взаємозв'язку між викладачем і студентами. Зайшовши на сайт, можна переглянути свої оцінки, визначитися з датою та місцем контролю, зокрема перескладання того чи іншого матеріалу.

3. Використання систем управління курсом. До таких систем слід віднести платформи підтримки дистанційного навчання, використання яких в процесі навчання збагачує сам процес та допомагає організувати роботу за моделю змішаного навчання. В таких системах можна розташовувати всю інформацію про навчання: розклад, теоретичний матеріал, робити унаочнення, журнал успішності, різноманітні тести, видавати завдання та збирати всю інформацію. Розміщений завчасно лекційний матеріал дозволить студентам ознайомитися з темою та з'ясувати незрозумілі питання ще до повного вивчення теми. Можливість архівного збереження файлів дозволяє студенту звернутися в будь-який момент до призабутого матеріалу.

4. Використання синхронних та асинхронних обговорень. Застосування обговорень при вивченні теми робить процес навчання більш насиченим. Наприклад, дискутуючи в синхронному режимі, відбувається емоційний зв'язок між студентами та викладачем, що є необхідним елементом у формуванні особистості. А проводячи дискусії асинхронно, кожен учасник може подумати й ґрунтовно викласти свої міркування з приводу поставленої проблеми [1].

Завдання технологій змішаного навчання полягає не в тому, щоб витиснути традиційне навчання, а в тому, щоб ефективно інтегруватися в нього.

Застосування технологій змішаного навчання у навчальному процесі може стати одним із ключових напрямків модернізації вищої освіти, оскільки відкриває широкі можливості для здійснення самостійної роботи студентів під керівництвом викладача, сприяє розвитку самостійної творчої діяльності, стимулює одержання додаткових знань та їх закріплення, що дає можливість готувати конкурентоспроможних фахівців. Застосування технологій змішаного навчання відкриває нові можливості для більш активного залучення студентів в освітній процес, підвищення якості освіти та впевненого наближення до найвищих стандартів європейської освіти. Технології змішаного навчання дозволяють організувати персоналізоване навчання, в якому кожен вибере відповідно до потреб можливість отримати нові знання та навички, а також різноманітні методи і засоби не тільки навчання, а й самоконтролю.

Отже, проаналізувавши різні підходи зарубіжних та українських науковців щодо використання технологій змішаного навчання, можна дійти висновку, що змішане навчання – це форма навчання, що передбачає поєднання традиційної очної форми з технологіями дистанційного навчання та комбінує активну роботу в аудиторії з технічними можливостями мережі для підвищення ефективності навчального процесу. Завдяки використанню технологій змішаного навчання студент і викладач можуть плідно співпрацювати не тільки під час занять в аудиторії, а й за межами освітнього закладу. Але при цьому не слід відмовлятися від традиційних методів навчання, які добре відомі і в деяких навчальних ситуаціях незамінні для відпрацювання певних умінь і навичок. Тому використання технологій змішаного навчання є оптимальним варіантом організації навчального процесу. Виходячи з вищесказаного, можна констатувати, що у разі ретельного планування навчального процесу та обґрунтованого добору засобів, технології змішаного навчання є дуже ефективними і надають студентові більше шансів навчатися і здобувати якісні знання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бабенко В. Г. Дистанційне навчання — від теорії до практики / Бабенко В. Г., Бабенко О. М. / Праці Таврійського державного агротехнологічного Університету : збірник науково-методичних праць. — Мелітополь: ТДАТУ, 2009. — № 13.
2. Рашевська Н. В. Змішане навчання як психолого-педагогічна проблема / Н. В. Рашевська // Вісник Черкаського університету. Випуск 191. Частина IV. Серія «Педагогічні науки», 2010— С. 89-96.
3. Bonk C. J., Graham C. R. The handbook of blended learning environments: global perspectives, local designs. San Francisco: Jossey-Bass / Pfeiffer, 2006. — P.5.
4. Charity Eyre. Basic Ingredients for Blended Learning Success: Overcoming common challenges in any blended learning implementation [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://www.edsurge.com/n/2013-09-17-basic-ingredients-for-blended-learning-success>.

УДК 331.462

РАДІАЦІЙНО НЕБЕЗПЕЧНІ ОБ'ЄКТИ ТА РАДІОЗАХИСНЕ ХАРЧУВАННЯ

Петров І.В., старший викладач

Миколаївський національний аграрний університет

Сучасна економіка вимагає великої кількості енергії для різноманітних споживачів. Запаси урану, якщо порівняти їх із запасами вугілля, не настільки вже й великі, але уран на одиницю ваги містить в собі енергії в мільйони разів більше, ніж вугілля. Проте використання для виробництва електроенергії сучасних ядерних енергетичних реакторів пов'язано з ризиком виникнення поза межних аварій. Виникає необхідність оцінки можливих наслідків впливу іонізуючих випромінювань на різноманітні об'єкти, а також наслідків для майбутніх поколінь з використанням теорії радіаційних ризиків.

Современная экономика требует большого количества энергии для различных потребителей. Запасы урана, если сравнить их с запасами угля, не столь уж и велики, но уран на единицу веса содержит в себе энергии в миллионы раз больше, чем уголь. Однако использование для производства

электроэнергии современных ядерных энергетических реакторов связано с риском возникновения запредельных аварий. Возникает необходимость оценки возможных последствий воздействия ионизирующих излучений на различные объекты, а также последствий для будущих поколений с использованием теории радиационных рисков.

Розвиток ядерної енергетики завжди пов'язаний з виникненням небезпечних аварійних ситуацій. І не існує повної гарантії, що всі вони матимуть локальний характер і не призведуть до наслідків, подібних Чорнобильським і Фукусіми. На атомних станціях світу за останнє десятиліття все ж таки виникали аварійні ситуації різного характеру та складності [3, 4]. Тому в мирний час найбільш небезпечним при руйнуванні є об'єкти атомної енергетики.

У 2014 році в роботі діючих АЕС України сталося 10 порушень, з них:

- 4 на Запорізькій АЕС;
- 3 на Рівненській АЕС;
- 2 на Хмельницькій АЕС;
- 1 на Южно-Українській АЕС.

Всі ці події належать до «випадків», а не «аварій» і не пов'язані з ризиком виникнення надзвичайних ситуацій на діючих АЕС.

Радіаційно небезпечні об'єкти (РНО) – це об'єкти наукового, промислового та військового призначення окремі системи, блоки та пристрої, які перетворюють енергію ядер в електричну або інші види енергії, а так само підприємства, що використовують в технологічних процесах.

Вважається, що приблизно 90 % радіаційних пошкоджень відновлюється. В останні роки в радіобіології зроблений цілий ряд відкриттів, які показують, що механізми біологічних ефектів малих і великих доз опромінювання можуть принципово відрізнятися. При дії малих доз радіації встановлені такі специфічні ефекти, як адаптивна відповідь, ефект свідка, радіаційно-індукована нестабільність геному, апоптоз, ефект надчутливості до малих доз [2, 4].

Відповідно до загальноприйнятої консервативної радіобіологічної гіпотези – будь який малий рівень опромінювання обумовлює певний ризик виникнення стохастичних (імовірнісних) ефектів.

Іншою групою радіаційних ефектів є стохастичні ефекти. Дані ефекти не мають порогу дози опромінювання, тобто як завгодно мале підвищення дози може призводити до розвитку цих ефектів. Передбачається, що ймовірність розвитку таких ефектів лінійно залежить від дози опромінювання, тобто чим вище доза опромінювання, тим вище ризик розвитку стохастичних ефектів [2, 4].

Оскільки головним джерелом надходження радіонуклідів в людський організм є харчові продукти, то актуальною стає проблема радіозахисного харчування, особливо на заражених територіях.

Основними складовими її можна вважати:

- вживання “чистих” продуктів;
- кулінарна обробка продуктів (механічна очистка сировини зменшує радіонуклідну забрудненість на 30-40 %, вимочування протягом 2 год. – на 20 %, варіння - на 60-85 %);
- споживання продуктів, які мають радіопротекторну (антирадіаційну) дію.

Радіопротекторну дію мають:

- білок молока, яєць, сиру, кролячого і телячого м'яса, вівсяної і гречаної крупи, пшона, бобових (сприяють виведенню радіоактивного цезію);
- рослинна олія, добова мінімальна норма споживання якої повинна становити не менше 20-25 г;
- продукти харчування і лікарські рослини з високим вмістом вітамінів А, Е, С, В, Р, РР;
- мікроелементи кальцій, калій, фосфор, фтор, залізо, магній. Картоплю, яка багата на калій і вітамін С, рекомендується споживати щодня (краще у запеченому вигляді);
- фітонциди - цибуля, часник, петрушка, селера, кріп, хрін.

Отже, з даних про ймовірності і ризики техногенних аварій і катастроф на об'єктах із винятково високою потенційною небезпекою випливає, що розбіжності рівнів необхідних і прийнятних (у національних і міжнародних рамках) ризиків, з одного боку, і рівнів реалізованих ризиків - з іншого, досягає двох і більше порядків. Водночас відомо, що підвищення рівня захищеності об'єктів від аварій і катастроф на один порядок вимагає великих зусиль у науково-технічній сфері й істотних витрат – на рівні 10-20% вартості проекту.

Наростання окремих видів комплексів потенційних і реальних загроз у техногенній сфері вимагає різкого посилення ролі держави у вирішенні проблем екологічної безпеки з використанням критеріїв ризиків. При цьому все більш очевидною стає необхідність включення ризиків у техногенній сфері в систему стратегічних ризиків України.

ЛІТЕРАТУРА

1. Барбашова Н. В. Екологічна безпека промислово розвиненого регіону: правовий аспект / Донецька держ. академія управління. / Н. В. Барбашова — Донецьк : ДонДАУ, 2012. — 227с.
2. Безпека регіонів України і стратегія її гарантування у 2-х т.: / [Б. М. Данилишин, А. В. Степаненко, О. М. Ральчук та ін.]. — К.: Науково-виробниче підприємство “Видавництво “Наукова Думка” НАН України”, 2008. Т1. — Природно-техногенна (екологічна) безпека — 2014. — 392 с.
3. Бегун В.В. Безпека життєдіяльності (забезпечення соціальної, техногенної та природної безпеки) / В.В. Бегун І.М Науменко: [навч. посіб.] / Бегун В. В. Науменко І. М. — К., 2014. — 328с.
4. Данилишин Б. М. Наукові основи прогнозування природно-техногенної (екологічної) безпеки / Б. М. Данилишин, В. В. Ковтун, А. В. Степаненко — К.: Лекс Дім, 2004. — 552с.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ГЛУБИНЫ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ
ВАЛА ИЗ СТАЛИ 40 ПРИ РАЗНЫХ РЕЖИМАХ ОБКАТЫВАНИЯ
РОЛИКОМ СО СТАБИЛИЗАЦИЕЙ РАБОЧЕГО УСИЛИЯ**

*Бутаков Б.И., д.т.н., профессор, Артюх В.А., ассистент,
Баранова Е.В., ассистент*

Николаевский национальный аграрный университет

Исследования распределения микротвёрдости по глубине показали, что после обкатывания вала роликом создаётся достаточно однородный по структуре и свойствам поверхностный слой, который обеспечивает заданное качество материала в течение всего ресурса работы детали.

Дослідження розподілу мікротвердості по глибині показали, що після обкатування валу роликом створюється достатньо однорідний по структурі і властивостям поверхневий шар, який забезпечує задану якість матеріалу протягом всього ресурсу роботи деталі.

Сталь 40 находит широкое применение в качестве конструкционного материала [1]. Из стали 40 изготавливают детали тракторов, комбайнов, автомобилей, которые работают в условиях циклических и ударных нагрузок, в коррозионной среде, в условиях трения: валы коробки передач и распределительные валы, шестерни и др. В связи с этим высокий уровень прочности, твердости, коррозионной стойкости, износостойкости поверхностного слоя должен сочетаться с достаточной ударной вязкостью.

Современная техника для упрочнения поверхностных слоев, которые в большинстве случаев определяют служебные характеристики деталей машин, включает целый ряд методов: химико-термическую обработку, закалку ТВЧ, лазерную обработку и т. д. Для массового производства широкое применение для упрочнения поверхностных слоев деталей машин нашла обкатывания роликом.

При осуществлении технологического процесса обкатывания наиболее широко применяются сферические или торообразные ролики и при больших углах вдавливания ролика в направлении его подачи на обкатанной

поверхности детали появляется волнистость с шагом, отличным от величины подачи.

Основной причиной появления волнистости многие исследователи считают наличие торцевого биения ролика, приводящего к переменной подаче обкатывания. Для предотвращения появления волнистости при чистовом обкатывании рекомендуют принимать угол вдавливания, значением $2 - 3^\circ$ (что, однако, ограничивает шероховатость обкатанной поверхности величиной $40 < R_z < 80$ мкм, а для уменьшения волнистости – использовать ролики с точным рабочим профилем и чаще их перешлифовывать. При упрочняющем обкатывании тонкий поверхностный слой для исключения волнистости поверхности сошлифовывают или стачивают, это существенно уменьшает эффективность упрочнения [2].

С помощью универсального динамометра УДМ конструкции ВНИИ были измерены составляющие усилия P обкатывания торообразным роликом валов диаметром 100-200 мм из стали 40 (200 НВ) на токарном станке с помощью устройства, показанного на рис. 1.

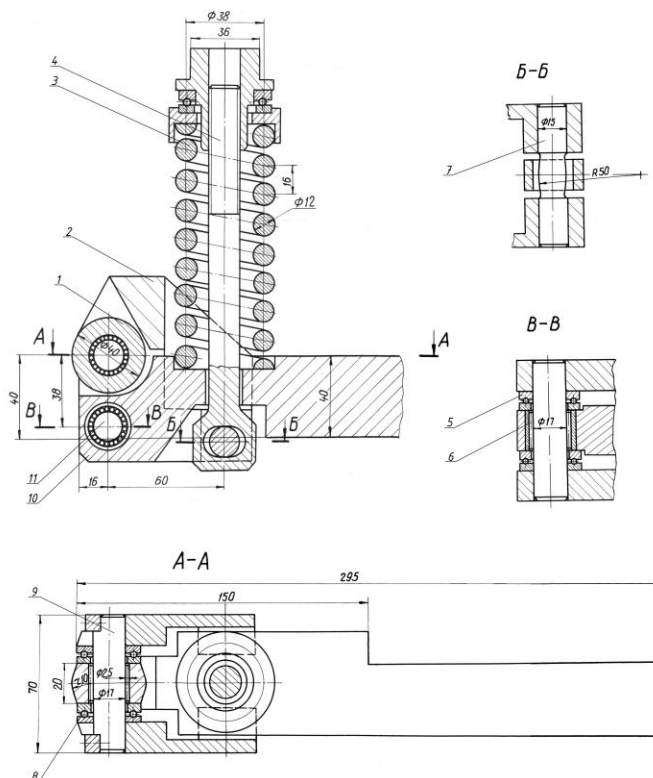


Рис. 1 Устройство для обкатывания деталей торообразным роликом со стабилизацией усилия обкатывания

Ролик 1 установлен через подшипники 8 на оси 9. Усилие пружины 3 через тягу 4, ось 7 и рычаг 2 передается на ролик 1 и прикладывается к детали. Рычаг 2 установлен на оси 11 с помощью игольчатого 6 и упорных 5 подшипников и легко поворачивается относительно корпуса 10. В устройстве вместо подшипников качения 5 и 6 могут быть установлены подшипники скольжения.

На рис. 2 показана осциллограмма составляющих усилия P , полученная при установке роликового узла на опорах скольжения, т.е. применительно к конструкции устройств, используемых на заводах для упрочняющего или чистового обкатывания стальных деталей.

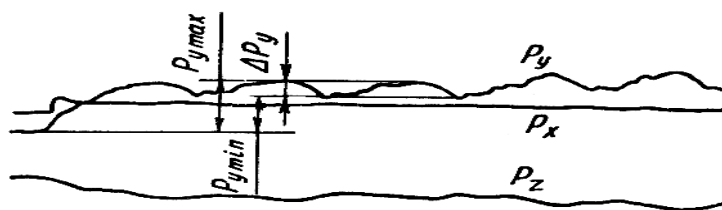


Рис. 2. Осциллограмма составляющих усилия P обкатывания:

P_x – касательное усилие качения ролика; P_y – нормальное усилие поджима ролика к детали; P_z – усилие подачи

Номинальное значение усилия поджима ролика к детали, $P_{yn} = 5$ кН, а соотношение: $P_{xn} : P_{yn} : P_{zn} = 0,15 : 5 : 1,5$. Сила P_x в процессе обкатывания остается практически постоянной, а силы P_y и P_z с каждым оборотом ролика периодически изменяются; амплитуда колебания силы P_y составляет $\Delta P_y = 0,45$, а сила P_z (в направлении подачи) изменяется менее заметно. При установке роликового узла на подшипниках качения, как показали измерения, $\Delta P_y < 0,03 P_{yn}$, а колебания сил P_x и P_y практически не обнаружены.

Коэффициент трения в подшипниках скольжения составляет $f_c = 0,05 \div 0,1$, а в подшипниках качения $f_k = 0,003 \div 0,008$, поэтому стабилизация силы P при установке роликового узла на подшипниках качения достигается существенным уменьшением сил трения в опорах. Силы трения в опорах, складываясь с рабочим усилием пружинящего элемента обкатного устройства,

влияют на величину усилия P обкатывания; при наличии же радиального биения ролика силы трения в процессе обкатывания становятся переменными по величине и направлению. Это позволило предположить, что основной причиной появления волнистости является наличие колебания усилия P обкатывания при каждом обороте ролика в результате его радиального биения [2, 3].

Рассчитаем шаг волны S_w при некратных отношениях D_∂/D_p , где D_∂ , D_p соответственно диаметры детали и ролика. Точками на развертке следа ролика при качении его по детали отмечены места максимального значения усилия P (рис. 3).

Точки, сдвигаясь по поверхности детали, образуют винтовые линии с шагом S_w , превосходящим величину S подачи ролика. Вдоль этих линий деформация металла поверхностного слоя детали получается большей, чем в промежутках между ними, чем и определяется появление волнистости. Из подобия треугольников ABC и A_1B_1C получим:

$$S_w = D_p S / (D_p N - D_\partial), \quad (1)$$

где: $N = D_\partial/D_p + 1$ (здесь D_∂/D_p - целая часть отношения). Данное выражение справедливо для случая, исключающего проскальзывание ролика по детали при их взаимном вращении, при наличии скольжения фактический шаг волны может значительно отличаться от расчетного. Разворотом оси ролика вокруг перпендикуляра к поверхности контакта в ту или другую сторону можно изменить степень проскальзывания ролика и тем самым повлиять на величину S_w .

Стабилизируя с помощью установки роликового узла на подшипниках качения усилие P , можно исключить появление волнистости при больших углах вдавливания, которые свойственны даже упрочняющему обкатыванию. При этом удастся получить шероховатость поверхности $R_a = 0,08 - 0,32$ мкм при исходной $R_z = 80 - 160$ мкм, и кроме того, совместить чистовое и упрочняющее обкатывание.

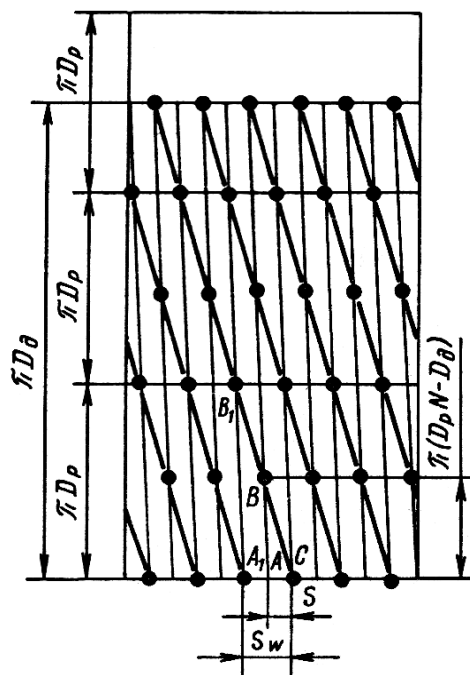


Рис. 3. Схема расчета шага S_w волны при обкатывании роликами

После изготовления устройства произведено обкатывания вала из стали 40 диаметром 50 мм (рис 4).

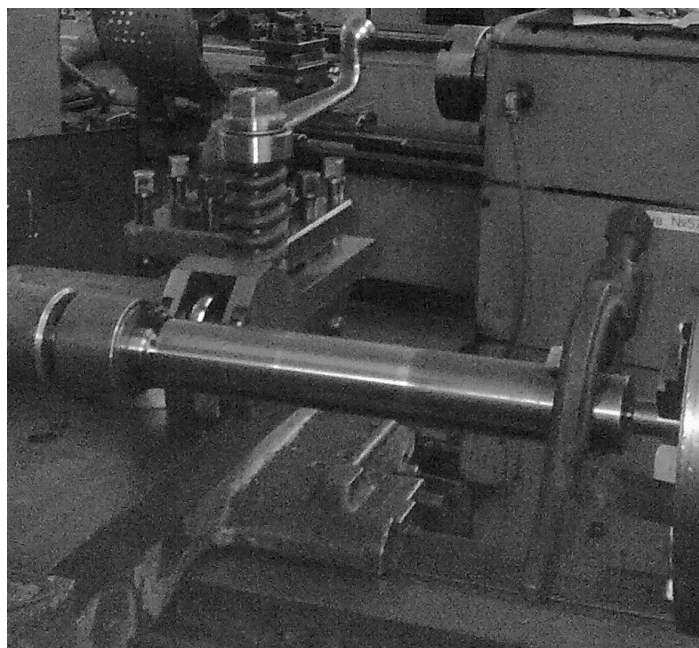


Рис. 4. Обкатывание вала роликом на токарно-винторезном станке 1К62

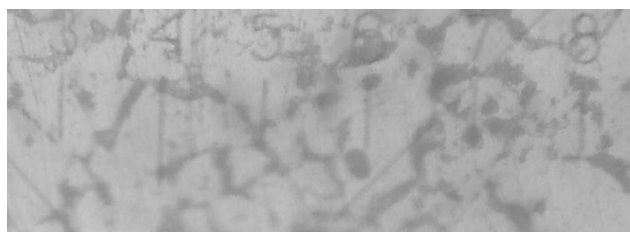
Вал был установлен в центрах и поводковый патрон, а устройство было зажато в резцедержатель станка.

Обкатывания производилась по двум режимам, чистовой с усилием обкатывания $0,75\text{ кН}$ и упрочняющий с усилием 3 кН . Усилие было подобрано по номограмме [3] и осуществлялось с помощью сжатия пружины устройства. Обкатывания производилась с частотой вращения детали 315 об/мин и подачей $0,07\text{ мм/об}$. Перед обкатыванием вал смазывался индустриальным маслом И-20. После обкатывания вал был порезан на образцы шириной 11 мм . По периметру образец, перед тем как его полировать, заливался самотвердеющей пластмассой “ПРОТАКРИЛ-М”, для того чтобы не завалить торцы при полировке (рис. 5).



Рис. 5. Образцы подготовленные для исследования микротвердости

Микроструктура обкатанного образца приведена на рис. 6. Перед измерением микротвердости сталь травил 3% раствором азотной кислоты для выявления микроструктуры.



а



б

Рис. 6. Микроструктура поверхностного слоя вала из стали 40 ($\times 500$):

а – до обкатывания; б – после обкатывания с усилием 3 кН

После обкатывания вала из стали 40, как видно из рис. 6, ферритные и перлитные зерна вытянуты в направлении качения ролика.

Измерения микротвердости выполнялись на приборе ПМТ –3 по глубине через $0,2\text{ мм}$. Изображение отпечатков микротвердости приведено на рис. 7. На

экране монитора можно изображение увеличивать, изменять яркость и резкость. Это очень важно для материалов, имеющих очень неоднородную микроструктуру.



Рис. 7. Измерение отпечатков микротвердости на приборе ПМТ-3 ($\times 500$)

По результатам измерения микротвердости были построены графики изменения микротвердости по глубине рис. 8.

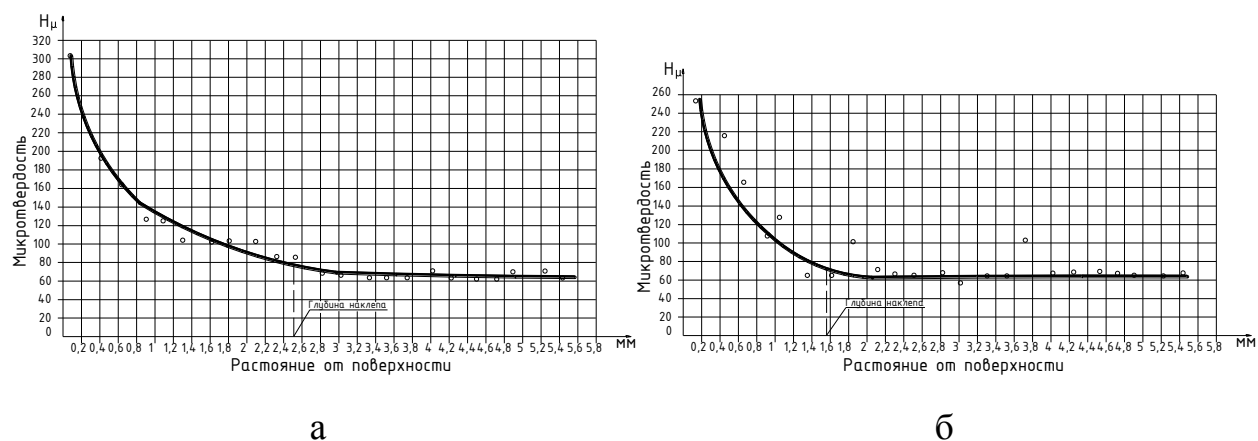


Рис. 8. Изменение микротвердости по глубине:

- а – образец, обкатанный с упрочняющим режимом при усилии 3кН;
- б – образец, обкатанный с чистовым режимом при усилии 0,75 кН

Глубина упрочненного слоя, обкатанного при усилии 3 кН составляет 2...2,6 мм, а вала, обкатанного при усилии 0,75 кН составляет 1...1,6 мм.

Твердость на глубине достаточно резко начинает снижаться, что является свидетельством малой ширины переходной зоны.

Способ обкатывания деталей роликами со стабилизацией усилия обкатывания позволяет получать упрочненный слой различной толщины с достаточно высокой и однородной твердостью, а также износостойкостью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами. / Браславский В.М. 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1975. – 160 с.
2. Бутаков Б.И. Усовершенствование процесса чистового обкатывания деталей роликами / Б.И. Бутаков. Вестник машиностроения. - 1984. - № 7. - С. 50 – 53.
3. Бабей Ю.И. Поверхностное упрочнение металлов. / Ю.И. Бабей, Б.И. Бутаков, В.Г. Сысоев – К.: Наукова думка, 1995. – 255 с.

УДК 631.355.06

МЕТОДИКА ВИВЧЕННЯ ПРОЦЕСУ ТРАВМУВАННЯ КАЧАНА КУКУРУДЗИ ПРИ ЙОГО ВІДОКРЕМЛЕННІ

Завірюха М.В., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

У статті приведені результати експериментальних досліджень визначення допустимого ударного імпульсу качана кукурудзи при його відриві на стриперних пластинах в кукуруддозбиральному апараті. В результаті експериментальних досліджень вибрано оптимальне поєднання досліджуваних факторів.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований определения допустимого ударного импульса початка кукурузы при его отрыве на стрипперных пластинах в кукурузоуборочных аппарате. В результате экспериментальных исследований, выбрано оптимальное сочетание исследуемых факторов.

Постановка проблеми. Технологічний процес відокремлення качанів кукурудзи від стебел, в усьому комплексі заходів по збирання кукурудзи на зерно, займає досить значуще положення і впливає на якісні та кількісні

показники зібраного врожаю. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного теоретичного і експериментального дослідження.

Вже півсторіччя на кукурудзозбиральних машинах, як вітчизняного так і закордонного виробництва, встановлені качановідокремлювальні апарати пікерно-стриперного типу. Відокремлення качана на таких апаратах відбувається за рахунок розтягування плодоніжки, що супроводжується ударом качана о стріперні пластини. Однак, не зважаючи на значний термін використання даного принципу відокремлення качанів, до теперішнього дня багато питань залишаються необґрунтованими.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Глибокі теоретичні дослідження, проведені такими відомими ученими як П.П. Карпуша, Л.І. Анисимова, Н.В. Тудель, К.В. Шатилов, М.І. Конопельцев, В.С. Кравченко, Є.В. Труфляк та інші [1, 2, 4, 5], не дають необхідних даних для вирішення багатьох завдань. Вони переважно присвячені теоретичному обґрунтуванню протягування стебел і відокремленню качанів на апаратах пікерного типу, розрахунку пропускної здатності та продуктивності збиральних машин і не освітлюють питання технологічного процесу роботи, які на сучасному етапі розвитку сільського господарства стали актуальними.

Метою роботи є обґрунтування роботи пікерно-стриперного качановідокремлювального апарату, шляхом проведення експериментальних досліджень процесу відокремлення качанів за рахунок удару.

Виклад основного матеріалу. Для визначення допустимого ударного імпульсу качана кукурудзи, який виникає при відокремленні на стріперних пластинах качановідокремлювального апарату нами була розроблена спеціальна установка (рис. 1).

В основу визначення ударного імпульсу покладено вираз:

$$[F\Delta t]_{\text{дон}} = v_k m_k, \quad (1)$$

де: $[F\Delta t]_{\text{дон}}$ - допустимий ударний імпульс, під дією якого пошкодження качана знаходиться в межах агротехнічних допустимих вимог, Нс; v_k - швидкість

удару качана при відокремленні на стриперних пластинах, м/с; m_k - маса качана, кг.

Швидкість качана при ударі з стриперними пластинами визначалася:

$$v_k = \sqrt{2gh_{nad}}, \quad (2)$$

де: h_{nad} - висота падіння качана, м.

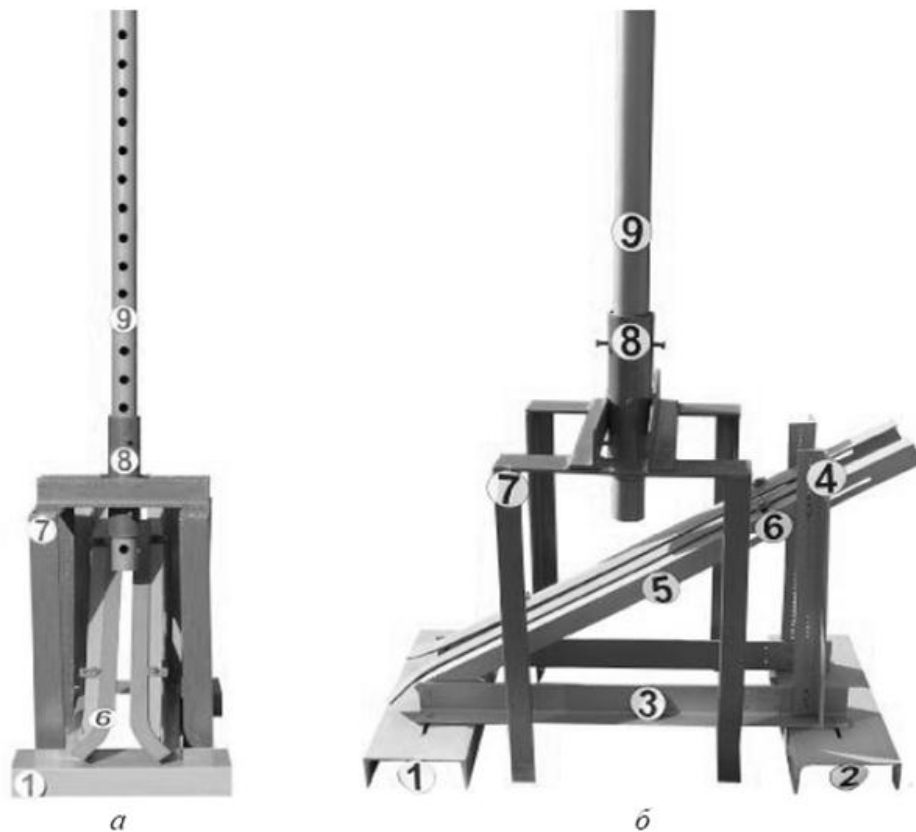


Рис. 1. Установка для визначення допустимого ударного імпульсу:

а - вид зпереду; б - вид зліва; 1,2 - опори; 3 - підставка; 4 - вертикальна стійка;

5 - похила стійка; 6 – стриперні пластини; 7 - рамка; 8 - тримач;

9 – направляюча

Установка змонтована на двох опорних швелерах (1 і 2), на яких встановлені дві підставки 3, не пов'язані між собою і закріплення в пазах швелерів 1 і 2 (рис. 2). До основи 3 за допомогою болтів кріпляться два кутники - вертикальна 4 і похила 5 стійки, що утворюють трикутну рамку. До верхньої ланки 5 за допомогою болтів кріпляться стриперні пластини, запозичені з комбайна КСКУ-6 (рис. 3).

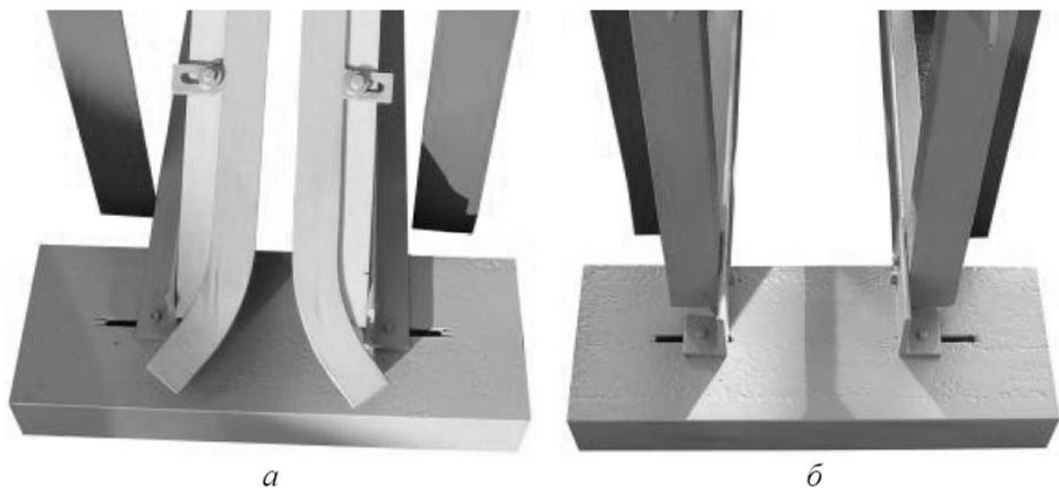


Рис. 2. Передня і задня опори лабораторно-дослідного пристрою

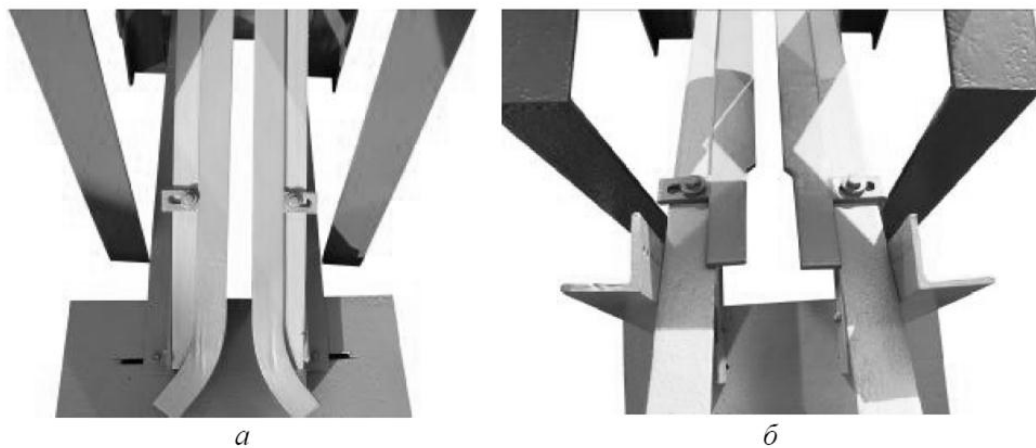


Рис. 3. Кріплення стріперних пластин

Кут нахилу регулювався за рахунок отворів у вертикальній стійці 4 і пазів на похилій стійці 5 (рис. 4). Над стріперними пластинами встановлена рамка 7, до якої кріпиться відрізок труби - тримач 8. В останній вставляється труба 9, яка призначена для спрямованої подачі качанів (рис. 5). Для контролю висоти падіння служать контрольні отвори, виконані в трубі 9.

Відповідно до даного лабораторно-дослідного пристрою розроблена методика проведення досліджень. Методика передбачала визначення допустимого ударного імпульсу у відповідності з вихідними агротехнічними вимогами при різній вологості зерна качанів.

Експериментальні дослідження проводилися з використанням качанів чотирьох гібридів кукурудзи всіх груп стиглості, районованих на півдні

України. Статистична обробка проводилась за відомою методикою, використовуючи програмний пакет Microsoft Excel 2012 [3, 6].

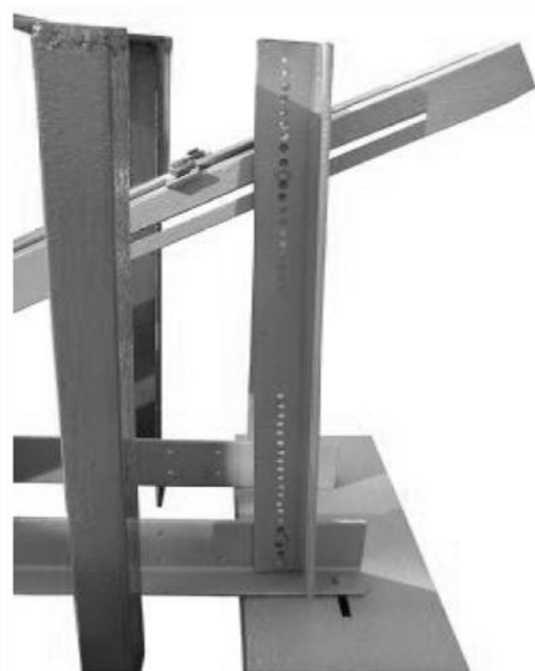


Рис. 4. Регулювання кута нахилу пластин



Рис. 5. Регулювання висоти встановлення труби

Установка для вивчення допустимого ударного імпульсу була відрегульована таким чином:

1. Кут нахилу пластин 33° .
2. Відстань між пластинами 20 мм.
3. Вертикальна труба встановлювалася в середній частині пластин.

Зважений качан обв'язували мотузкою і опускали в вертикальну трубу на задану висоту. Потім різко відпускали мотузку, і качан здійснював вільне падіння, б'ючись об пластини і скочуючись у ящик. Після цього визначалося кількість вилущених зерен (рис. 6).

На розробленому лабораторно-дослідному приладі визначались також значення допустимого ударного імпульсу, при якому травмованість качанів кукурудзи різних груп стиглості залишалася б в межах агротехнічних вимог. Значення допустимого ударного імпульсу знаходились за формулою 1 і зведені в табл. 1. При проведенні випробувань опором повітря і тертям качанів по

стінкам труби було знехтувано, так як дані величини дозволяють контролювати похибку випробувань в межах 5%.

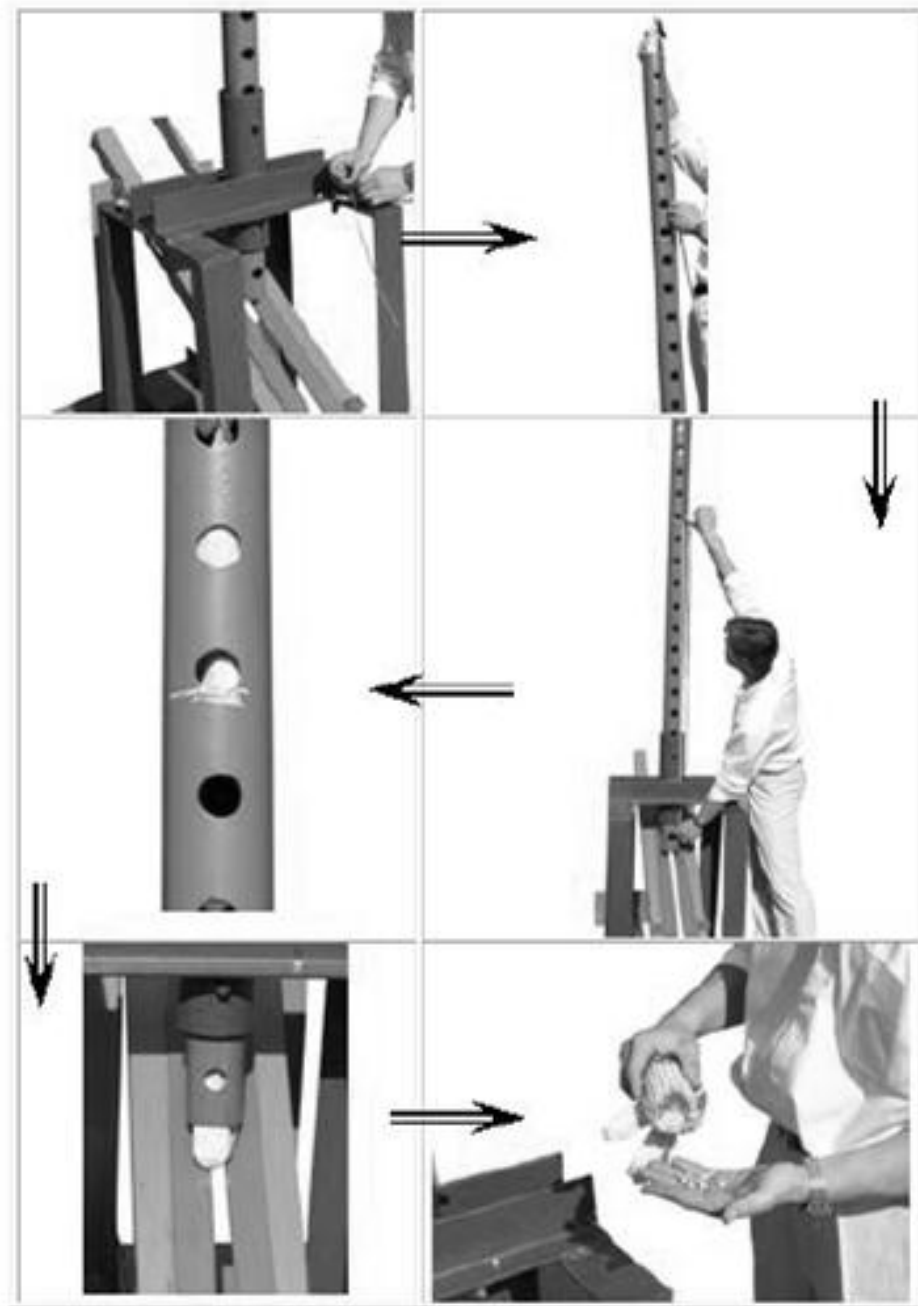


Рис. 6. Методика визначення допустимого ударного імпульсу

Висновки та перспективи подальших досліджень. Подальшими дослідженнями планується вивчення процесу вилучення і травмованості зерна качанів кукурудзи, при варіюванні такими факторами як кількість листків обгортки качана, ударного імпульсу качана при ударі об стриперні пластини та вологості зерна.

Значення допустимого ударного імпульсу, при якому травмованість качанів знаходиться в межах агротехнічних вимог

Найменування гібриду			Кількість листків обгортки, шт.			
			1	4	7	10
Ранньо-стиглий	Почаївський 190 МВ	max	1,25	1,51	1,65	1,81
		min	1,02	1,36	1,39	1,57
		сер	1,15	1,43	1,51	1,69
Середньо-ранній	Бестселер 287 СВ	max	1,41	1,54	1,71	1,89
		min	1,26	1,43	1,45	1,63
		сер	1,15	1,43	1,62	1,78
Середньо-стиглий	Гіалінт 391 МВ	max	1,32	1,57	1,68	1,77
		min	1,09	1,39	1,42	1,55
		сер	1,18	1,47	1,56	1,67
Середньо-пізній	Соколов 407 МВ	max	1,35	1,54	1,68	1,84
		min	1,11	1,39	1,41	1,56
		сер	1,22	1,49	1,58	1,75

В результаті проведених досліджень можна зробити висновок про зниження стійкості качанів до ударних навантажень при переході до повної стиглості. Звідки випливає, що травмованість зерна зростає зі збільшенням його вологості, а його вилущення навпаки – зростає при його зменшенні. Отримані значення дозволяють рекомендувати вологість при збиранні кукурудзи на зерно в діапазоні 21...26 % та значенням допустимого ударного імпульсу в діапазоні 1,05...1,75 Н·с. Досить великий діапазон допустимого ударного імпульсу можливо пояснити тим фактом, що вологості качанів в період збирання є достатньо нерівномірною - в зв'язку із нерівномірністю всходів та анізотропною будовою складових елементів качана кукурудзи. Рекомендовані значення вологості та ударного імпульсу дозволяють дотримуватись

агротехнічних вимог до показників травмованості та вилущення зерна при збиранні кукурудзи на зерно.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анисимова Л.И. Теоретические и экспериментальные исследования закономерностей движения стеблей в початкоотделяющих аппаратах ручьевого типа / Л.И. Анисимова // ВИСХОМ. – Москва, 1966. – Вып. 47. – С. 259–280.
2. Кравченко В.С. Комбайн для уборки селекционных посевов кукурузы / В.С. Кравченко, К.А. Сохт, В.В. Куцеев и др. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1986. - № 8. - С. 57.
3. Мельников СВ. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / СВ. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. - Л.: Колос, 1980. - 168 с.
4. Труфляк Е.В. Изучение механического повреждения початка кукурузы при его отрыве в кукурузоуборочной жатке / Е.В. Труфляк, В.С. Кравченко, И.А. Гончарова // Научный журнал КубГАУ [Электронный ресурс]. — Краснодар: КубГАУ, 2008. — № 04(38). — 11 с.
5. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. —М. : Наука, 1973. — 140 с.

УДК 23.073.02

ЖОРСТКІСТЬ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ ВЕРСТАТ – ІНСТРУМЕНТ – ДЕТАЛЬ ПРИ ОБКАТУВАННІ ДЕТАЛЕЙ ШАРИКАМИ І РОЛИКАМИ

*Бутаков Б.І., д.т.н., професор, Зубєхіна-Хайят О.В., асистент
Миколаївський національний аграрний університет*

З метою підвищення зносостійкості пар тертя, контактної і втомної міцності деталей широко застосовується поверхнева пластична деформація обкаткою їх роликами. За допомогою теоретичних і експериментальних досліджень показано, що з урахуванням жорсткості системи верстат-

інструмент-деталь, стабілізації зусилля обкатування, локалізації пластичної деформації в тонкому поверхневому шарі вдалося досягти оптимальних режимів обкатування і за рахунок цього розширити номенклатуру обкатуваних і розкатуваних деталей.

С целью повышения износостойкости пар трения, контактной и усталостной прочности деталей широко применяется поверхностная пластическая деформация обкаткой их роликами. С помощью теоретических и экспериментальных исследований показано, что с учетом жесткости системы станок-инструмент-деталь, стабилизации усилия обкатывания, локализации пластической деформации в тонком поверхностном слое удалось достичь оптимальных режимов обкатывания и за счет этого расширить номенклатуру обкатываемых и раскатываемых деталей.

Реалізація оптимального режиму обкатування пов'язана з можливостями використовуваних верстатів. Однією з умов при цьому є можливість створення і стабілізації робочого зусилля необхідної величини.

При односторонній схемі обкатування універсальними однороликовими пристроями зусилля обкатування повністю сприймається вузлами верстата, тому воно обмежується розмірами і фірмовими особливостями верстатів.

Сталість необхідного зусилля безпосередньо пов'язано з жорсткістю технологічної системи верстат – інструмент – деталь. Жорсткість системи, що складається з декількох ланок, визначається по А.П. Соколовському:

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} + \frac{1}{j_3} + \dots \quad (1)$$

Одна з основних складових жорсткості системи – жорсткість верстата. На жорсткість металорізальних верстатів дуже впливає співвідношення складових зусилля різання. Співвідношення $P_z : P_y : P_x$, на яку розраховані універсальні металорізальні верстати, відрізняється найбільшим значенням P_z . При досить широких коливаннях зазначене співвідношення, в середньому характерне для процесу різання, складає 1: 0,4: 0,25.

На відміну від цього процес обкатування характеризується переважаючим значенням при незначній величині інших складових. Безпосередні виміри зусиль обкатування валів діаметром 100 мм роликами різних розмірів, виконані

динамометром УДМ конструкції ВНДІ із записом осцилограм, показали, що для обкатування характерно співвідношення $P_z : P_y : P_x = 0,03 : 1 : 0,3$ [1]. У більшості конструкцій верстатів максимальна жорсткість досягається при відношенні $P_y : P_z = 0,4$ і різко падає при його збільшенні.

У сенсі збереження оптимального режиму обкатування представляє небезпеку не стільки зниження жорсткості, скільки її мінливість. Наприклад, при обкатуванні на токарних верстатах кінців валу, крім жорсткості супорта, на жорсткість системи істотно впливає жорсткість передньої і задньої бабок. Прийнято вважати, що в міру пересування супорта від передньої бабки до задньої жорсткість знижується на 40-60%. За даними Санкт-Петербурзького технічного університету в токарних верстатах з висотою центрів 200-300 мм перепад жорсткості становить 50-100%, досягаючи в окремих випадках чотириразового. Аналогічна картина спостерігається у великих токарних верстатах з висотою центрів 500-1500 мм.

Очевидно зміна жорсткості в процесі обробки на розточувальних і карусельних верстатах. При збільшенні вильоту шпинделя в 3 рази жорсткість шпиндельного вузла розточувального верстата з діаметром шпинделя 90 мм падає в 4 рази, а верстата з діаметром шпинделя 150 мм - в 3,5 рази [2].

При характерному для обкатування роликми розподілі зусиль збільшується гістерезис кривої залежності зусилля - віджимання. Це пов'язано з визначальною роллю стиків в деформації вузлів верстатів [3]. Пружні деформації входять до них деталей становлять лише невелику частку деформації вузлів.

На початку розвантаження зусилля різко падає при дуже малих переміщеннях, пов'язаних з пружною деформацією деталей без участі стиків. В цей момент жорсткість системи дуже висока; вона вимірюється сотнями кілоньютон на міліметр.

У процесі обкатування ексцентричне закріплення деталі, радіальне биття роликів і інші похибки призводять до того, що система працює в коливальному

режимі розвантаження - навантаження поблизу максимуму прикладеного навантаження.

Завдання стабілізації зусилля обкатування в межах допустимих відхилень вирішується введенням в конструкцію обкатних пристроїв пружних елементів зниженою жорсткістю.

Об'єднуючи у виразі (1) жорсткість верстата, деталі, кріпильних пристосувань загальним символом j_c і виділивши жорсткість інструменту для обкатування j_u , знайдемо жорсткість системи [4]:

$$j = \frac{j_c j_u}{j_c + j_u} \quad (2)$$

Припустимо, що відношення жорсткості інструменту до жорсткості інших елементів m , тоді:

$$j_u = m j_c \quad (3)$$

Якщо жорсткість j_c коливається в межах від $j_{c \max}$ до $j_{c \min}$, причому $j_{c \max} = n j_{c \min}$, то введення в технологічну систему інструменту з жорсткістю по формулі (3) призведе до зменшення цих коливань:

$$\Delta j = j_{\max} - j_{\min} = \frac{m}{1+m} (n-1) j_{c \min}$$

Коливання жорсткості системи зменшаться в $\frac{1+m}{m}$ раз, або на $\frac{100}{m}\%$.

Одним з радикальних шляхів стабілізації режиму обкатування роликami є виняток із загальної жорсткості технологічної системи поперечної жорсткості верстата. У виробництві широко застосовується обкатування валів багатороликовими охоплюючими пристроями різних типів. А розкатування отворів великої довжини було б неможливим без використання багатороликових головок з врівноваженим радіальним тиском. Розвантаження супорта верстата від робочого зусилля обкатування спрощує силову схему процесу. Зусилля замикається між деталлю і обкатним пристроєм. Якщо при цьому деталь має стінки досить великої товщини, то величина і сталість

зусилля визначаються конструкцією і жорсткістю інструменту. При обкатуванні або розкатуванні тонкостінних деталей їх жорсткість повинна бути врахована.

Розглянемо жорсткість системи інструмент – деталь на прикладі розкатування втулок. Уявімо втулку в процесі розкатування у вигляді тонкої циліндричної оболонки, шарнірно опертої на кінцях і навантаженої в середньому перетині радіальними складовими зусиллями, рівномірно рознесеними по колу і доданими в точках контакту роликів. Такий випадок розглянутий у роботі П.П. Бейларда [5].

Диференціальні рівняння оболонки вирішуються методом розкладання переміщень і навантажень в подвійні ряди Фур'є.

В результаті отримано вираз для радіального переміщення, придатне для чисельних розрахунків:

$$\omega = \frac{12kl^3(1-\mu^2)P}{\pi h^3 E \rho} \left[\sum_n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{\sin \frac{n\pi}{l} x}{n^4 \pi^4 + 12(1+\mu^2)\alpha^4 \gamma^2} + \sum_m \sum_n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{2(m^2 \alpha^2 + n^2 \pi^2)^2}{T} \cos(Rm)\varphi \sin \frac{n\pi}{l} x \right],$$

де: P – радіальне зусилля на кожному ролику; k – кількість сил (роликів);

E, μ – модуль пружності і коефіцієнт Пуасона матеріалу розкатуваної втулки;

$\rho = \frac{|D_d|}{2}; l; h$ – радіус, довжина і товщина стінки втулки; $\alpha = \frac{2l}{|D_d|}; \gamma = \frac{|D_d|}{2h}$;

x, φ – циліндричні координати;

$$T = (m^2 \alpha^2 + n^2 \pi^2)^4 + 12(1-\mu^2)n^4 \pi^4 \alpha^4 \gamma^2 - m^2 \alpha^4 [2m^4 \alpha^4 + (6+\mu-\mu^2)n^4 \pi^4 + (7+\mu)m^2 \alpha^2 n^2 \pi^2].$$

Розрахунки виконані на ЕРМ для циліндрів діаметром $|D_d|=300$ мм з різними відношеннями радіуса до товщини стінки $\gamma = \frac{|D_d|}{2h}$ і довжини до радіусу

$$\alpha = \frac{2l}{|D_d|}.$$

Прийняте при розрахунку шарнірне закріплення кінців оболонки з нескінченною жорсткістю в радіальному напрямку не може служити моделлю реального кріплення втулок при розкатуванні поблизу торців. З результатів

розрахунку практичне значення мають прогини на достатньому видаленні від кінців оболонки при великих значеннях α .

Вважаючи, що при $\alpha = 6,6$ вплив способу закріплення кінців на прогин в середині несутєвий при будь-якій кількості сил, розрахуємо прогини і побудуємо графіки залежності відносної жорсткості від γ при різній кількості радіальних зусиль в перетинах, віддалених від торців. Під жорсткістю j при цьому розуміється зусилля, віднесене до радіального прогину оболонки в точці прикладання зусиль. Отримані графіки (рис. 1) показують, як жорсткість зростає при збільшенні товщини стінки і кількості докладених зусиль (кількості роликів).

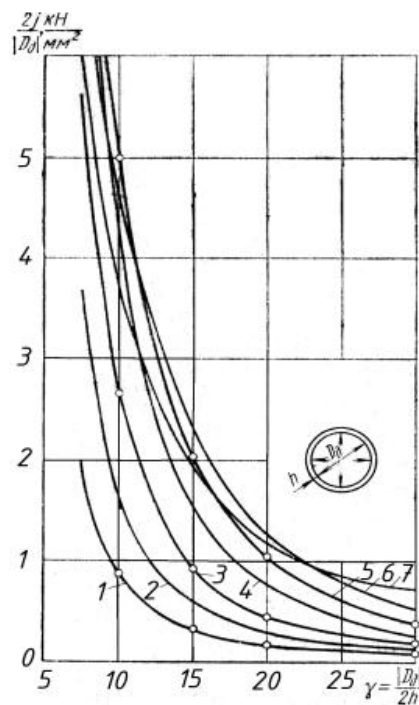


Рис. 1. Жорсткість втулок в перетинах, віддалених від торців при двох (1), трьох (2), чотирьох (3), шести (4), восьми (5), дванадцяти (6) і шістнадцяти (7) радіальних зусиллях

Заслуговує на увагу той факт, що при збільшенні кількості зусиль не у всіх випадках монотонно зростає жорсткість. Перевищення певної кількості зусиль призводить до загального розтягування втулки і відповідного зменшення жорсткості в результаті взаємодії сусідніх зусиль. Наприклад, при відношенні радіуса обкатуваної втулки до товщини стінки рівному 23 жорсткість однакова

при 12 і 16 зусиллях. При зменшенні цього відношення до 16 (більш товстостінна гільза) стають рівними жорсткості втулок, навантажених 16 і 8 зусиллями і т. д. Графіки 1-7, наведені на рис. 1, дозволяють визначити жорсткість втулок з найбільш поширеними діаметральними розмірами в перетинах, віддалених від торців.

Поблизу торців жорсткість істотно знижується. Жорсткість консольної оболонки, навантаженої радіальними зусиллями, що діють в перетинах, що лежать поблизу торця, визначали експериментально. Відчували жорсткість втулки довжиною 600 мм з внутрішнім діаметром 300 мм. Товщина її стінки була спочатку 15 мм ($\gamma = 10$), потім втулку проточували зовні до товщини 10 мм ($\gamma = 15$); 7,5 мм ($\gamma = 20$) і 5 мм ($\gamma = 30$). Для навантаження втулки виготовлений спеціальний гідравлічний динамометр (рис. 2), що має вісім радіально розташованих робочих циліндрів і навантажувальний циліндр, винесений на протилежний кінець центральної оправки. Оправка встановлена в підшипниках центровиків з конусом для кріплення динамометра в пінолі задньої бабки токарного верстата. Навантаження заміряли манометром. При необхідності частину робочих циліндрів можна було відключати поглибленням різьбових упорів, що обмежують радіальний хід плунжерів. Таким чином, можна вибирати кількість точок навантаження.

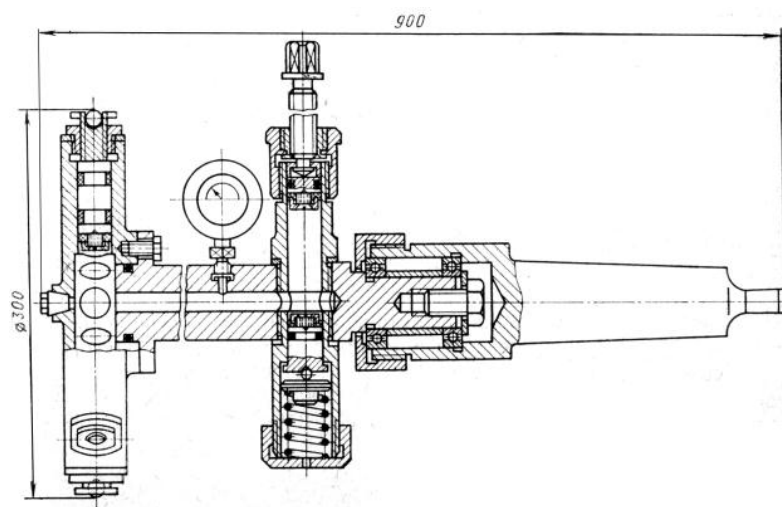


Рис. 2. Динамометр для навантаження втулок радіальними зусиллями

Втулка навантажувалась послідовно на відстані 5, 10, 100 і 300 мм від торця в 2, 4 або 8 точках. Зусилля, що прикладаються в кожній точці, становили 3, 2 і 1 кН. Зусилля обмежувалося в міру зменшення товщини стінки для запобігання залишкових деформацій втулки. Пружні деформації втулки вимірювалися при навантаженні в діаметрально протилежних точках двома мікронними індикаторами, встановленими на супорті. По деформаціям і прикладеним зусиллям розраховувалася жорсткість втулок.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бабей Ю.И. Поверхностное упрочнение металлов / Ю.И. Бабей, Б.И. Бутаков, В.Г. Сысоев. – Киев: Наук. думка, 1995. – 256 с.
2. Фукс А.И. Определение оптимального состава гаммы горизонтально-расточных станков / А.И. Фукс, М. Е. Эльясберг. – М.: НИИМАШ, 1969. – 65 с.
3. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин / Э.В. Рыжов. – М.: Машиностроение, 1968. – 180 с.
4. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами / В.М Браславский. – М.: Машиностроение, 1975. – 160 с.
5. Бейлард П.П. Напряжения от локальных нагрузок в цилиндрических сосудах давления / П.П. Бейлард // Сб. Вопросы прочности цилиндрических оболочек. – М., Оборонгиз, 1960. – С. 43 – 65.

УДК 621.7:621.8+539.4

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПРИ КОНТАКТНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Марченко Д.Д., к.т.н., доцент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті приведені результати досліджень напружено-деформованого стану при роботі сталених канатного блоку і канату. За допомогою кінцево-елементного моделювання виконано чисельне рішення просторової контактної задачі при використанні прикладного програмного комплексу APM WIN

Machine. Результати аналізу статичного і динамічного навантаження пари показали, що максимальний рівень контактних напружень (поля напружень), а отже і найбільша інтенсивність трибоконтактного зношування, приходить на робочий профіль канатного блоку, а саме на тороїдальну і конічні поверхні за рахунок зминання канатом робочої поверхні.

В статье приведены результаты исследований напряженно-деформированного состояния при работе стальных канатного блока и каната. С помощью конечно-элементного моделирования выполнено численное решение пространственной контактной задачи при использовании прикладного программного комплекса APM WIN Machine. Результаты анализа статической и динамической нагрузки пары показали, что максимальный уровень контактных напряжений (поля напряжений), а следовательно и наибольшая интенсивность трибоконтактного износа, приходится на рабочий профиль канатного блока, а именно на тороидальные и конические поверхности за счет смятия канатом рабочей поверхности.

Однією з основних проблем прикладної механіки є побудова методів, що дозволяють адекватно оцінювати напружено-деформований стан (НДС) різноманітних технічних об'єктів [1 – 6]. Тому пропонується провести чисельний аналіз для визначення НДС при роботі канатного блоку і канату за допомогою методу кінцево-елементного моделювання.

Об'єктами дослідження являється пара «канатний блок – канат».

Стальний канатний блок виготовлений зі сталі 35Л (ГОСТ 977 – 88) відповідно до конструкторської документації на судоперевантажувач «KRUPP». Радіус робочого профілю канатного блоку $r_{\delta} = 18$ мм; глибина профілю $h = 50$ мм; діаметр канатного блоку по діаметру робочого профілю $= 800$ мм; половина кута робочого профілю струмка канатного блоку $\alpha_{\delta} = 22,5^{\circ}$; модуль пружності канатного блоку $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$.

Стальний канат подвійного звивання з лінійним торканням дротів в пасмах типу ЛК-РО конструкції $6 \times 36(1+7+7/7+14)+7 \times 7(1+6)$ з металевим осердям виконаний по ГОСТ 7669 – 80. Модуль пружності матеріалу дротів $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$; коефіцієнт тертя $\mu = 0,2$. Кут обхвату канатом робочого профілю канатного блоку 180° . Одна з торцевих поверхонь канату жорстко закріплена через канатний блок на балансірі з

гідравлічними амортизаторами, який слугує для натягу канату з метою зменшення динамічних коливань і пом'якшення ударів при різних послабленнях або розриві одного із пасів канату (тут і далі під торцевою поверхнею пасму канату мається на увазі сукупність торцевих поверхонь складових її дротів). На протилежному торці, який проходить через систему поліспастів до канатного барабану, моделюється поверхня з поведінкою, яка точно відповідає реальним умовам навантаження пасму канату. Дослідження розповсюджуються на випадки статичного і динамічного навантаження торцевої поверхні пасму з жорсткою поведінкою. До неї прикладаються повздовжня розтягуюча сила, момент, який викликає скручування пасму [7 – 9].

Для кінцево-елементного рішення даної контактної задачі при роботі сталених канатного блоку і канату були використані прикладні програмні комплекси APM WIN Machine і SCAD Office.

Для створення розрахункової геометрії досліджуваного об'єкту використовувалася одна з розповсюджених в інженерній практиці систем твердотільного трьохвимірного проектування. Просторова модель була виконана в графічному редакторі AutoCAD та імпортована через STEP формат в препроцесор трьохвимірної графічної редакції APM Studio, що входить до програмного комплексу APM WIN Machine, для моделювання з використанням об'ємних твердотільних (солід) елементів [10, 11]. На рис. 1 показано результати моделювання геометрії пари канатного блоку і канату.

Після створення/імпорту просторової геометричної моделі були послідовно вказані пари контактуючих деталей і поверхонь, по яким буде відбуватися взаємодія. На поверхні співпадаючих граней таким чином були створені контактні і цільові елементи.

Підготовчий етап розрахунку включає розбивку просторової моделі «канатний блок – канат» на чотирьохвузлові кінцеві елементи у вигляді сітки тетраедрів (рис. 2). Кількість елементів кінцево-елементної моделі – 116695; кількість вузлів – 34769; кількість ступенів свободи – 104307.

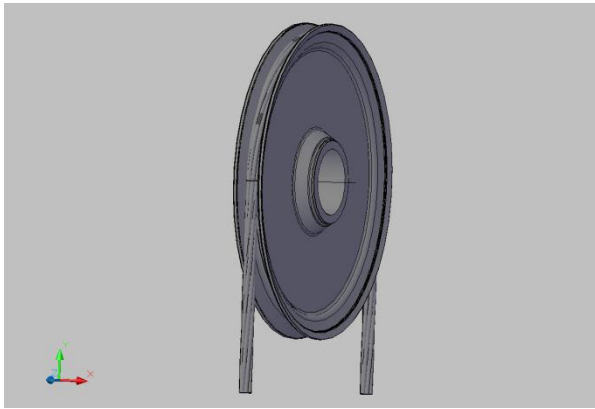


Рис. 1. Просторова геометрична модель



Рис. 2. Кінцево-елементна розрахункова просторова модель

Після розбиття кінцево-елементної сітки розрахункова модель імпортувалася в модуль аналізу на міцність APM Structure3D програмного комплексу APM WIN Machine, де задавалися закріплення вузлів і властивості матеріалу, прикладались навантаження, що спостерігаються в умовах експлуатації пари «канатний блок – канат», вносились властивості контактуючих зон і елементів.

Розрахунок контактної взаємодії проводився в рамках нелінійного розрахунку, в т.ч. і статичного розрахунку, в припущенні малих переміщень і пружних деформацій. В процесі розрахунку створювалися фіктивні елементи, що пов'язують контактуючі поверхні, і, в залежності від відносного переміщення вузлів цих поверхонь, на кожній ітерації уточнювалися зусилля в площадці контакту і знаходилися рішення для системи лінійних алгебраїчних рівнянь у матричній формі. Критерієм збіжності являлася умова мінімального взаємного проникнення об'єктів.

Результатами розрахунку контактної взаємодії пари «канатний блок – канат» є переміщення, напруження і деформації, які виникають у об'ємних елементах, взаємне проникнення і стан контактних елементів в контактній області.

Аналіз напружено-деформованого стану показує, що максимальне еквівалентне напруження виникає не на поверхні робочого профілю канатного

блоку, а в районі галтельного переходу під маточину блоку і досягає значення 450 МПа (рис. 3).

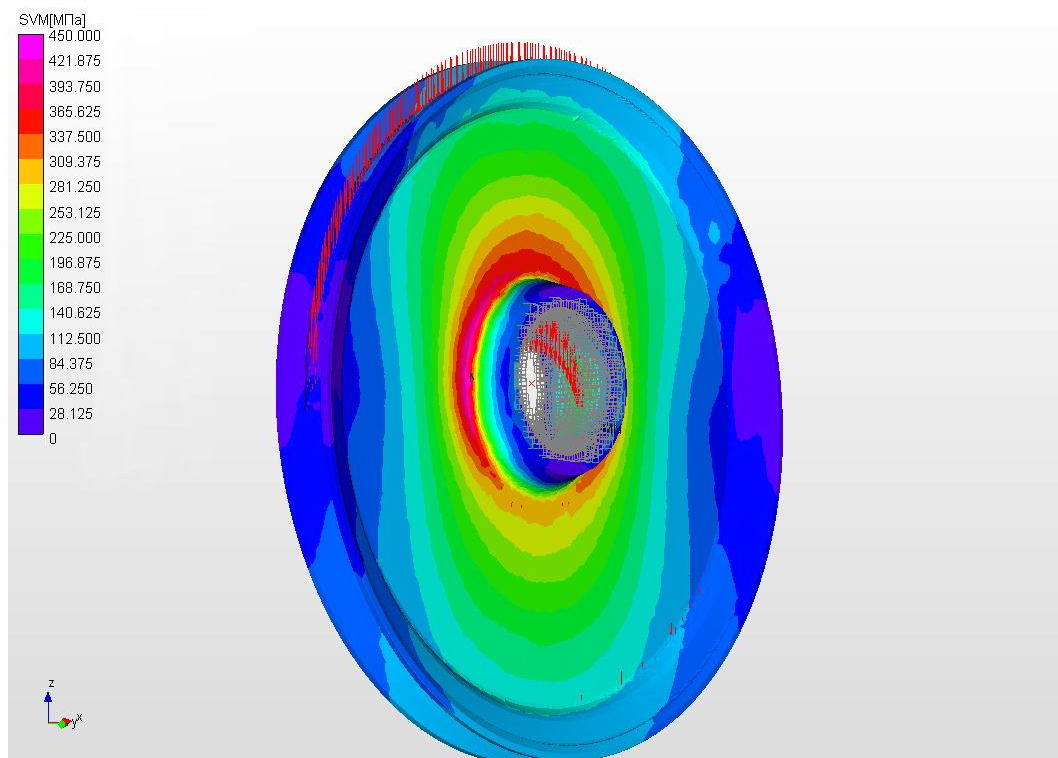


Рис. 3. Розподілення еквівалентних напружень за Мезісом

Слід зазначити, що максимальне нормальне напруження по вісі Y локальної системи координат досягне свого максимуму в 226 МПа на тороїдальній і конічних частинах робочого профілю канатного блоку (рис. 4). Розподілення дотичних напружень у площадці з нормаллю Y і у напрямку Z системи координат приведені на рис. 5.

Ізополя напружень, представлені на рис. 4 і рис. 5, відповідають випадку робочого режиму пари «канатний блок – канат», коли півколо кочення канату котиться по середній лінії робочого профілю канатного блоку. При даному режимі роботи простежується мінімальний рівень інтенсивності робочих напружень, а також мінімальний рівень поперечних навантажень. Змінюючи відносне положення канату і канатного блоку в невеликих значеннях, яке відбувається через динамічні навантаження, призводить до виникнення суттєвих повздовжніх навантажень, а також виникнення збільшеної області контакту. В цьому випадку контакту виникають зони з підвищеним значенням

напружень і суттєве відносне проковзування, що призводить до виникнення зон пластичності і швидкого зносу робочого профілю канатного блоку. В процесі строгування досягаються більш високі напруження, ніж при встановленому коченні, що необхідно враховувати при розрахунках на міцність і оцінці строку служби канатних блоків.

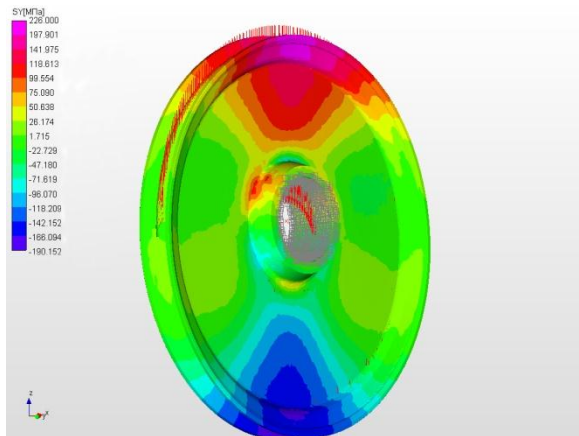


Рис. 4. Розподілення нормальних напружень просторової моделі

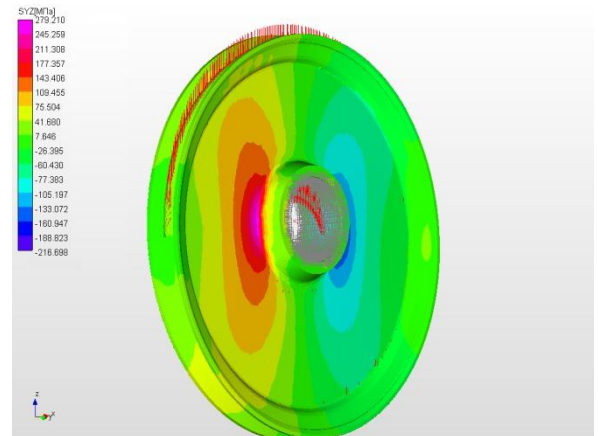


Рис. 5. Розподілення дотичних напружень просторової моделі

Максимальні відносні деформації, як пружні, так і пластичні виникають на робочій поверхні профілю блоку під час роботи у парі з канатом і в районі галтельного переходу під маточину канатного блоку (рис. 6). Максимальне значення сумарних лінійних переміщень буде складати 0,8041 мм (рис. 7).

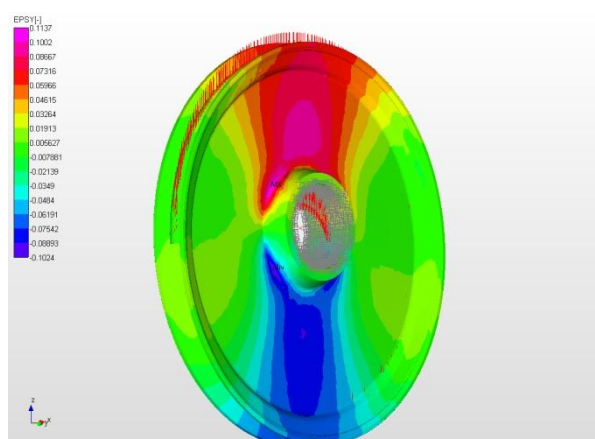


Рис. 6. Розподілення лінійних відносних деформацій просторової моделі

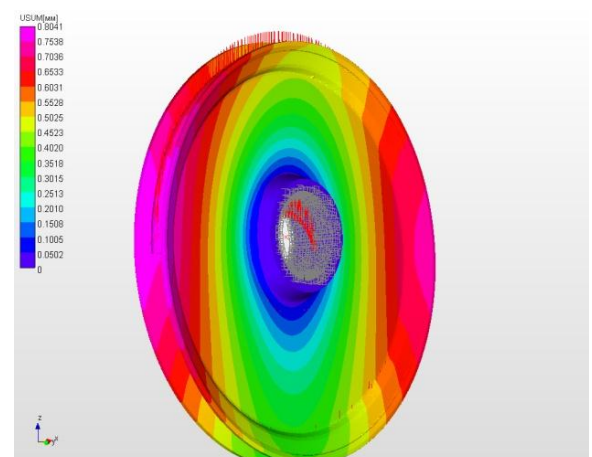


Рис. 7. Розподілення сумарних лінійних переміщень просторової моделі

Аналіз розподілення відносних деформацій канатного блоку у парі з канатом показує, що пластичні деформації являються суттєвим фактором, що необхідно враховувати при оцінці процесів накопичення трибопошкоджень на робочому профілі канатного блоку.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пинегин С. В. О механизме качения при силовом контакте упругих тел / С.В. Пинегин // Труды. — М. : Ин-т машиноведения АН СССР, 1961. — 13 с.
2. Пинегин С. В. Контактная прочность и сопротивление качению / С. В. Пинегин. — М. : Машиностроение, 1969. — 243 с.
3. Ковальский Б. С. Расчет деталей на местное сжатие / Б. С. Ковальский. — Харьков : ХВКИУ, 1967. — 224 с.
4. Erdonmez C. Modeling and numerical analysis of the wire strand / C. Erdonmez, C. Imrak // J. of Naval Science and Engineering. — 2009. — Vol. 5, №1. — P. 30—38.
5. Гетман И. П. О методах расчета канатов. Задача растяжения-кручения / И. П. Гетман, Ю. А. Устинов // Подъемные машины и механизмы. — 2008. — Т. 72, вып. 1. — С. 81—90.
6. Боровков А. И. Конечно-элементное вычисление эффективных механических характеристик стального каната на основе моделирования микроструктуры и множественного контактного взаимодействия / А. И. Боровков, Д. В. Климшин // Фундаментальные исследования в технических университетах. — Санкт – Петербург : СПбГПУ, 2005. — С. 232—233.
7. Кузьменко А. Г. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей : монография / А. Г. Кузьменко, О. В. Диха. — Хмельницкий : ХНУ, 2007. — 344 с.

8. Сорокатый Р. В. Метод трибоэлементов : монография / Р. В. Сорокатый. — Хмельницький : ХНУ, 2009. — 242 с.
9. Сорокатый Р. В. Решение износоконтактных задач методом трибоэлементов в среде конечно-элементного пакета ANSYS / Р. В. Сорокатый // Проблемы трибології. — Хмельницький, 2007. — №3. — С. 9—17.
10. Замрий А. А. Проектирование и расчет методом конечных элементов трехмерных конструкций в среде APM Structure 3D / А. А. Замрий. — М. : АПМ, 2006. — 288 с.
11. APM WinMachine. Система расчета и проектирования деталей и конструкций методом конечных элементов. Версия 9.6. Руководство пользователя [Электронный ресурс]. — Электрон. текстовые данные. — Режим доступа : <http://www.apm.ru>.

УДК 633.15:631.531.02

БАГАТОРЯДНИЙ НАЧІПНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО ЗБИРАННЯ КУКУРУДЗИ

Сілецький Д.І., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті приведені результати аналізу існуючих засобів механізації для збирання кукурудзи, були виявлені недоліки. За для їх усунення запропонована жатна частина, яка б сприяла рівномірній повздовжній подачі (без заломлення або зміни напрямку) стебла кукурудзи, тим самим значно зменшуючи втрати качанів, які обробляються після відокремлення від стебла, без пошкоджень. Удосконаливши таким чином жатну частину кукурудзозбирального комбайну можливо уникнути втрати зерна і підвищити якість врожаю.

В статье приведены результаты анализа существующих средств механизации для уборки кукурузы, были обнаружены недостатки. По их устранению предложена жатная часть, которая способствовала равномерной продольной подачи (без преломления или изменения направления) стебли кукурузы, тем самым значительно уменьшая потери початков, которые обрабатываются после отделения от стебля, без повреждений.

Усовершенствовав таким образом жатную часть кукурузоуборочного комбайна можно избежать потери зерна и повысить качество урожая

На сьогоднішній день сільське господарство України налічує 52400 комбайнів, з них: майже 50% СК-5 «Нива», «Дон-1200» (1500); 2% вітчизняних; всі інші – закордонні (JohnDeere, Claas, NewHolland, Kemper). Вимоги до сільськогосподарського машинобудування на кожному етапі розвитку вимагають відповідного технічного рівня збиральної техніки [1].

Ця сільськогосподарська техніка має забезпечувати високоякісне збирання кукурудзи на продовольчо-фуражне зерно, насіння та з відокремленням качанів для силосування. Машини мають відокремлювати всі повноцінні качани від стебел, очищати їх від обгорток або обмолочувати та одночасно (зі збиранням зернової частини врожаю) подрібнювати листостеблову масу і забезпечувати подачу її у транспортні засоби. Технічний рівень кукурудзозбиральних машин базується на ступені досконалості основних робочих органів, які передбачають підвищення технологічної якості. Критеріями визначення якості є: показники надійності; енергоємності; матеріалоємності [5].

В залежності від класифікації машин для збирання кукурудзи формуються складальні одиниці (робочі органи) згідно виконання технологічних операцій. Вітчизняна промисловість випускає такі кукурудзозбиральні комбайни: причіпні – трирядний ККП-3 «Херсонець-9», дворядний ККП-2С, а також самохідний КСКУ-6АС «Херсонець-200». Призначення і технологічний процес роботи комбайнів подібні, тільки комбайн ККП-2С розкидає подрібнену листостеблову масу по полю під наступне приорювання [2]. Технічну характеристику кукурудзозбиральних комбайнів подано в табл. 1.

Таблиця 1

Технічна характеристика кукурудзозбиральних комбайнів

Показник	ККП-3	ККП-2С	КСКУ-6АС
Робоча ширина захвату, м	2,1	1,4	4,2
Кількість рядків, шт.	3	2	6
Робоча швидкість, км/год	До 9	До 8	3-9
Продуктивність, га(т) за годину чистого часу	0,97 (до 12)	0,7	1,3-3 (12-24)
Загальна маса, кг	5340	3150	12960

Самохідні кукурудзозбиральні машини обов'язково обладнуються спеціальною системою автоматичного керування по рядках, яка виконує функцію статичного руху комбайна по рядках без участі механізатора. Також вітчизняна промисловість випускає такі пристрої для збирання кукурудзи на зерно до зернозбиральних комбайнів: ППК-4 – до комбайнів СК-5М «Нива» і «Енисей-1200»; ПЗКС-6 – до КЗС-9 «Славутич»; КМД-6, КМД-8 – до РСМ-10 «Дон-1500»; КМС-6, КМС-8 – до комбайнів «Славутич», «Дон-1500» і «CLAAS Mega-204» [3]. Технічну характеристику пристроїв наведено в табл. 2.

Таблиця 2

Технічна характеристика пристроїв

Показник	ППК-4	КМД-6 і ПЗКС-6	КМС-6
Робоча ширина захвату, м	2,8	4,2	4,2
Кількість рядків, шт.	4	6	6
Робоча швидкість, км/год	до 9	до 10	до 10
Продуктивність, га(т) за годину чистого часу	1,4(14)	1,8(15)	1,8(15)
Загальна маса, кг	2900	4385	2000

Окрім комбайнів та приставок до них, також випускається очисники качанів кукурудзи ОП-15 (в двох варіантах), молотарки (начіпні, стаціонарні), навантажувачі. В Україні випускають кукурудзозбиральні комбайни руслового типу дворядні, трирядні начіпні та шестирядні самохідні, а також пристрої до зернозбиральних комбайнів також руслового типу чотирирядні та шестирядні. За технологічним обладнанням кукурудзозбиральні комбайни поділяють на такі, що збирають качани кукурудзи без очищення від обгорток; з очищенням; з обмолотом качанів.

Доочищують качани кукурудзи від обгорток пересувними причіпними або напівначіпними очисниками з роторним або конвеєрними підбирачами качанів, мають майже однакову конструкцію і комплектуються згідно технологічних операцій [7]. Застосовують також стаціонарні очисники і молотарки качанів кукурудзи.

До недоліків відомих кукурудзозбиральних комбайнів слід віднести те, що у них немає органу для розподілу зрізаних стебел кукурудзи, який забезпечує їх рівномірну подачу до качановідривних вальців; підвищення енергоємності процесу качановідокремлення, яке пропорційно середньому діаметру стебла кукурудзи. Крім того, звичайні качановідривні вальці часто забиваються стеблами кукурудзи, і вони ускладнюють використання комбайна на збиранні листостеблової маси разом з качанами. При попаданні чотирьох і більше стебел в робочу поверхню качановідокремлювальних вальців можливо їх заклинювання [4].

Розглянувши існуючі засоби механізації для збирання кукурудзи, задля усунення визначених недоліків запропонована жатна частина. Вона є актуальною, так як вона сприяє рівномірній повздовжній подачі (без заломлення або зміни напрямку) стебла кукурудзи при зрізуванні, тим самим значно зменшуючи втрати качанів, які обробляються після відокремлення від стебла, без пошкоджень. Рівномірну і мінімально низьку стерню можна досягнути, опустивши ріжучі органи майже до рівня дотику з землею. Завдяки тому, що начіпний пристрій виконано коротким і в кожному ряду є ланцюговий

транспортер, конструкція складається з небагатьох компонентів, так що її питома вага в розрахунку на число рядів, на робочу ширину пристрою є низькою і не створює надмірного навантаження на передні колеса, завдяки чому, створюється можливість створення начіпних пристроїв з великим числом рядів. Удосконаливши таким чином жатну частину кукурудзозбирального комбайну можливо уникнути втрати зерна і підвищити якість врожаю.

Багаторядний начіпний пристрій для комплексного збирання кукурудзи. З метою спрощення конструкції, качановідокремлювальний апарат виконаний у вигляді пари зтягувальних стебла валиків, розташованих поперечно до напрямку руху комбайна і у заднього кінця основи, зачиняючого знизу підвідні канали, встановлені над ним поздовжньо розташовані подрібнювальні рейки. За парою зтягувальних валиків встановлений поперечний шнековий транспортер стебел [6].

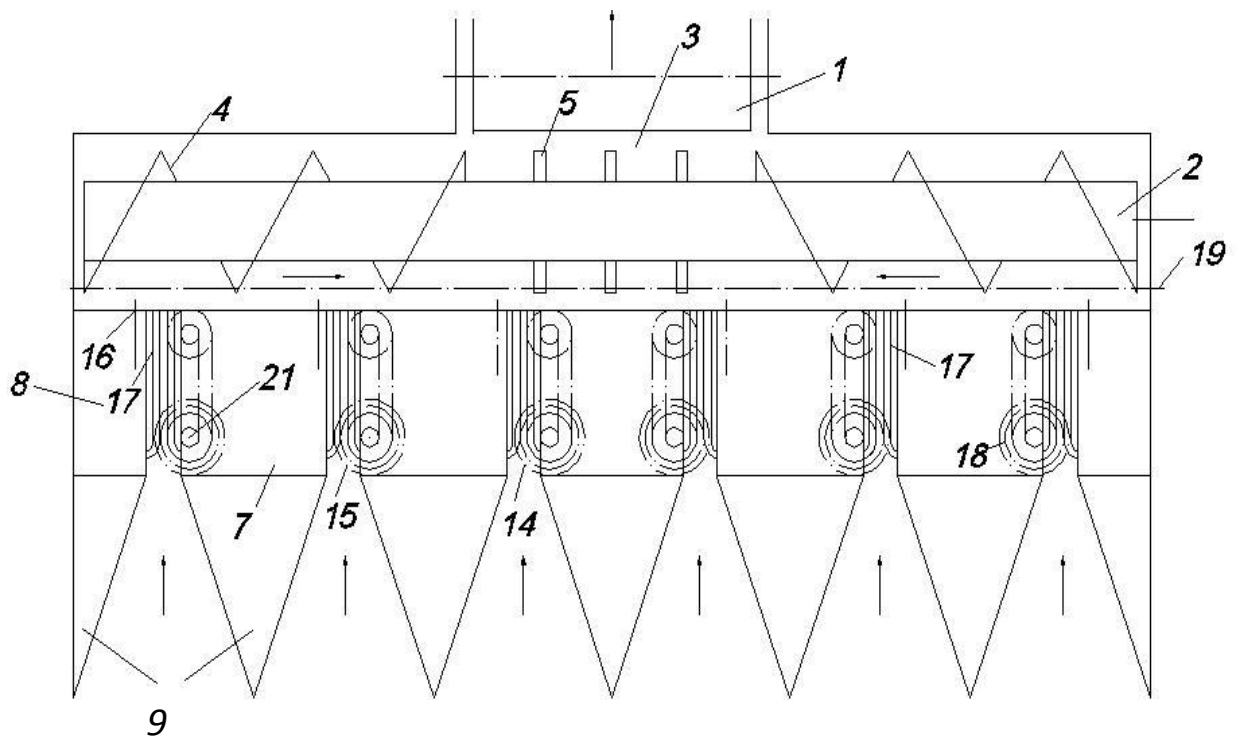


Рис. 1. Запропонована конструкція жатної частини

Начіпний пристрій містить підвідні канали 6, ріжучі органи 14 і транспортери 10 для переміщення рослин. На виході з каналів 6 розташована поперечно напрямленню руху пристрою і у заднього кінця основи пара

затягуючих стебла валиків 16. Також дроблені рейки 17 і додаткові ланцюгові транспортери 18, розташовані над каналами 6. Для відводу зібраних продуктів і стебел призначені поперечні шнекові транспортери 2 і 19.

Пристрій агрегатується на основну машину, вибрану в залежності від необхідної обробки збираних культур, може бути легко перенакладений на різні відстані, між рядами збираних культур. Начіпний пристрій може бути з різним числом рядів, утворених його робочими органами.

На рис. 1 зображено запропонований пристрій в шестирядному виконанні з паралельно розташованими підбиваючими каналами і поперечним шнековим транспортером; на рис. 2 зображено запропонований пристрій в чотирирядному виконанні з розташуванням під кутом до поздовжньої осі пристрою і збіжними внутрішніми підвідними каналами; на рис. 3 пристрій з транспортуючими органами у розрізі.

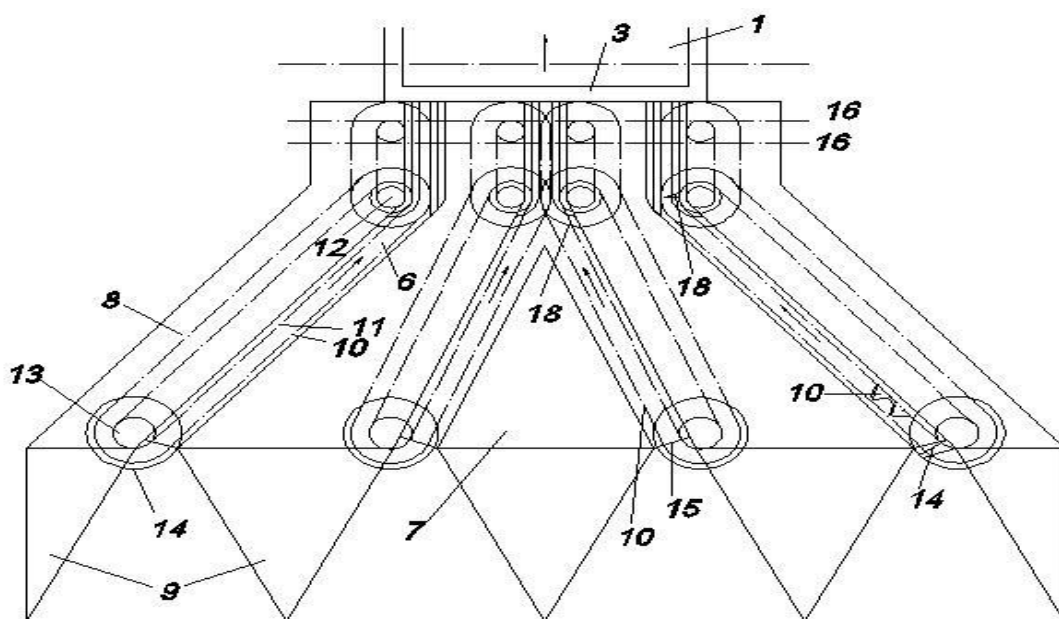


Рис. 2. Пристрій в чотирирядному виконанні

Запропонований пристрій містить транспортуючий орган 1 для відводу відокремленого від стебел продукту (качанів кукурудзи) на подальшу обробку, поперечний шнековий транспортер 2 з вихідним отвором 3. На бокових частинах транспортер є спіральні витки 4, а в центральній частині – загнуті вперед пальці 5 (або лопаті). Перед транспортером 2 виконані відносно короткі

підвідні канали 6. Суміжні канали 6 ізольовані один від одного кожухами 7, а зовнішні – кожухами 8. На кожухах 7 і 8 спереду в напрямку руху пристрою змонтований подільник 9 з накінецьниками для введення стебел оброблюваної культури.

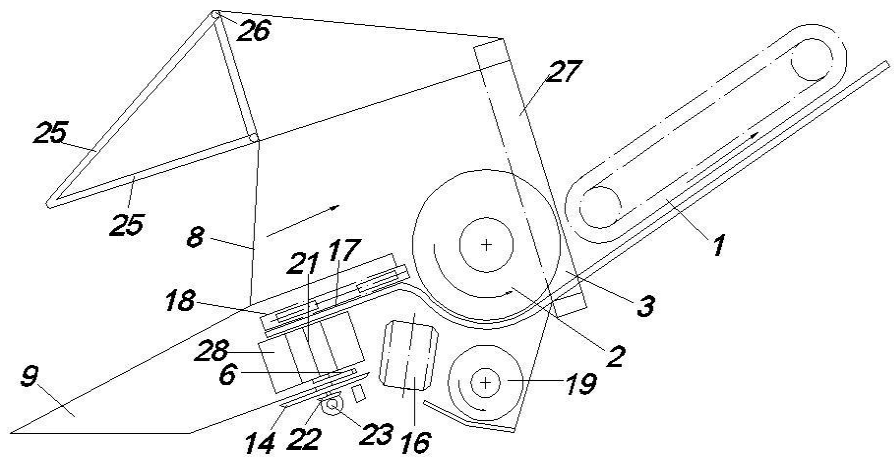


Рис. 3. Пристрій з транспортуючими органами у розрізі

Підвідні канали 6 можуть бути розташовані паралельно один одному і поздовжній осі пристрою або попарно збіжними і розташованими під кутом до поздовжньої осі пристрою. Кількість підвідних каналів 6 відповідає кількості обробляючих рядів сільськогосподарських культур, в запропонованому рішенні представлено шестирядні і чотирирядні виконання пристрої.

З метою більшої уніфікації запропонований пристрій може бути сконструйований у вигляді повторення двох середніх рядів, що сходяться перед вихідним отворами 3 в залежності від кількості рядів та ширини пристрою транспортери 2 і 19 можуть не застосовуватися.

Замість ланцюгових транспортерів 10 в підвідних каналах 6 можуть бути розміщені шнекові транспортери. Транспортуючі елементи транспортерів 10 можуть бути виконані у вигляді елементів 28, що обертаються навколо вертикальної осі.

Технологічний процес роботи. Для збору качанів кукурудзи, а також одночасно і їх стебел багаторядний начіпний пристрій начіплюється на будь-який комбайн. Вертикально стоять і посаджена в ряди кукурудза

наконечниками дільників 9 подається на вхід подавальних каналів 6, де їх стебло зрізується ріжучими органами 14 із ножовим валом з протиріжучими лезами 5, при цьому транспортуючі елементи 11 транспортерів 10 або елементи 28 підтримують стебла. Далі, ланцюговими транспортерами 10 зрізані рослини по каналах 6 направляють до пари затягуючи валиків 16, при цьому стеблеподільник 25 і кожух 8 крайніх підвідних каналів перешкоджають перекиданню стебел, що знаходяться в цих каналах, потім валики 16 тягнуть стебло вниз, тоді-як, подріблювальні рейки 17 відокремлюють качани кукурудзи від стебел. Відокремлені качани направляються транспортерами 18 до шнековому транспортеру 2 або безпосередньо через вихідний отвір 3 до транспортуючих органів 1 і далі в залежності від подальшої обробки або в молотильний барабан комбайна або в барабан подрібнювача.

Отже, запропонована жатна частина, модифікована багаторядним начіпним пристроєм для комплексного збирання кукурудзи, сприяє рівномірній подачі стебла кукурудзи при зрізуванні, тим самими значно зменшуючи втрати качанів, які обробляються після відокремлення від стебла, без пошкоджень. Завдяки тому, що начіпний пристрій виконано коротким і в кожному ряду є ланцюговий транспортер, конструкція складається з небагатьох компонентів, так що її питома вага в розрахунку на число рядів, на робочу ширину пристрою є низькою і не створює надмірного навантаження на передні колеса основних машин, завдяки чому, створюється можливість створення начіпних пристроїв з великим числом рядів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Погорілий Л.В., Коваль С.М., Грицишин М.І. Напрямки розвитку технології збирання врожаю зернових і переоснащення сільського господарства новою зернозбиральною технікою // Зб. наук. праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва». – К.: НАУ, 2000. – Т. VII. – 5-7 с.

2. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
3. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
4. Кирпа М. Я. Природа травмування насіння кукурудзи та методи його визначення / М. Я. Кирпа, Н. О. Пашенко, Ю. С. Базілева // Селекція і насінництво. – Х., 2009. – № 97. – 196-202 с.
5. Агропромисловий комплекс України: стан, тенденції та перспективи розвитку. Інформ.-аналіт. зб. / за ред. П.Т. Саблука та ін. – К.: ІАЕ УААН, 2009. – вип. 6. – 763 с.
6. Нова сільськогосподарська техніка / В.А. Ясенецький, В.С. Куліш, М.П. Мечта, А.Ф. Пономаренко та ін. / Під ред. В.А. Ясенецького. – К.: Урожай, 1991. – 318 с.
7. Ільченко В.Ю. Машиновикористання в аграрному виробництві / В.Ю.Ільченко //–К.:Вища школа, – 1996.

УДК 378

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПРОЕКТНО-КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ПІДГОТОВКИ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ

Баранова О.В., асистент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті розглядається модель підвищення якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків в аграрних ВНЗ з використанням модульного навчання. Розглянуто та обґрунтовано компоненти моделі та проаналізовано етапи кожного з компонентів моделі.

В статье рассматривается модель повышения качества проектно-конструкторской подготовки будущих инженеров-механиков в аграрных ВУЗах с использованием модульного обучения. Рассмотрены и обоснованы

компоненты модели, а так же проанализированные этапы каждого из компонентов модели.

У результаті приєднання до Болонського процесу перед українською системою вищої інженерної освіти постають глобальні завдання. Центральною ідеєю реформування системи вищої освіти України за принципами Болонської конвенції є переорієнтація навчального процесу на пріоритетність форм інноваційного навчання, а саме модульне навчання. Такий акцент повинен забезпечити реалізацію завдання вищої освіти – підготовка майбутнього інженера-механіка, здатного до постійного оновлення наукових знань, професійної мобільності та швидкої адаптації до змін у соціально-економічній сфері, системі управління та організації праці в умовах ринкової економіки.

У вузах нашої країни ведеться експериментальна робота з організації навчального процесу із застосуванням різних варіантів модульного навчання (А. Алексюк, О. Дубіна, Ю. Жидецький, М. Лазарєв, К. Михайлов, П. Сікорський, О. Тамаркіна, П. Юцявичине та інш.). У літературі виділяють наступні особливості модульного навчання: а) модульна побудова змісту навчального курсу й організації його вивчення; б) акцент на самостійну роботу студентів; в) наявність чітких критеріїв оцінки різних видів навчальної діяльності та їх результатів; г) постійний контроль і самоконтроль результатів навчальної діяльності.

Враховуючи ці концептуальні ідеї, ми вважаємо актуальним запровадження моделі підвищення якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків в аграрних ВНЗ з використанням модульного навчання.

Модель у педагогіці – це створена або обрана дослідником система, що відтворює для мети пізнання характеристики (компоненти, елементи, блоки, властивості, відносини, параметри та інш.) досліджуваного об'єкта і внаслідок цього знаходиться з ним в такому відношенні заміщення і подібності, що її дослідження служить опосередкованим способом одержання знання про цей

об'єкт і дає інформацію, однозначно перетворену в інформацію про пізнаваний об'єкт та експериментальну перевірку, що допускає [1].

У рамках нашого дослідження ми виділяємо три етапи моделювання: 1) підготовчий етап; 2) етап розробки моделі; 3) етап перевірки її якості. Перший етап спрямований на визначення мети, об'єкта, методів і засобів моделювання. Другий етап пов'язаний з розробкою моделі, її описом і характеристикою. Третій етап пов'язаний з експериментальною перевіркою її педагогічних умов, методики в практиці вузу й оцінкою їх ефективності.

Ціль модульного навчання деталей машин – це підвищення якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків в аграрних ВНЗ. На нашу думку, дана ціль може бути досягнута через рішення наступних завдань: 1. Формування у студентів позитивного відношення к проектуванню та конструюванню в професійній діяльності. 2. Формування у студентів проектно-конструкторських знань. Студент демонструє знання в теоретичних положеннях типових деталей машин та вузлів, особливості їх конструкцій і функціонування, методиці розрахунку та конструювання деталей машин та вузлів, вимоги ЕСКД, в основах систем автоматизованого проектування і методів оптимізації проектування. Знає положення та вимоги конструкторської документації, правила побудови робочих креслень деталей, виконує ескізи деталей машин та вузлів. Читає креслення загального вигляду: в побудові складальних креслень, демонструє здібності в системі позначення креслень, в побудові робочих креслень деталей. 3. Формування у студентів проектно-конструкторських умінь у ході організації проектно-конструкторської діяльності. Студент демонструє спеціальні вміння аналізувати технічне завдання на проект машини, складати кінематичні схеми механізмів, розрахункові та компоновальні схеми деталей та вузлів, виконувати перевірочні розрахунки, розробляти складальні і робочі креслення, оформлювати всю конструкторську документацію згідно вимог ЕСКД, ЕСДП. 4. Формування у студентів розвитку самоаналізу та самооцінки своєї проектно-конструкторської діяльності та її результатів, дозволяє осмислити і оцінити ступінь реалізації

бажаних цілей проектно-конструкторської діяльності, спрямованої на розкриття професійно-значущих знань, умінь і навичок.

Розглядаючи компоненти модульного навчання, ми виділили етапи проектування модульної програми: а) розробка структури модульної програми і формування змісту кожного модуля; б) етапи застосування рейтингової оцінки: кількісне вираження запланованої якості навчання, набір студентами кумулятивного рейтингу за результатами поточного контролю і корекція навчального процесу, обчислення підсумкового рейтингу.

Проаналізувавши етапи кожного з компонентів модульного навчання, ми визначили, що етапами виступають: перший етап – проектування модульної програми; другий етап – впровадження рейтингової оцінки і корекція навчального процесу; третій етап – обчислення рейтингу і підсумкова атестація.

Перший етап проектування модульного навчання – полягає в розбивці семестрового курсу навчальної дисципліни на 3 навчальних модулів, запланована якість кожного модуля кількісно виражається в балах. Потім, навчальний матеріал структурується на чотири елементи: теоретичний модуль, практичний модуль, творчий модуль і діагностичний модуль.

Протягом другого етапу рейтингової оцінки і корекції навчального процесу студенти накопичують кумулятивний рейтинг. Це відбувається шляхом оцінювання в балах усіх видів їхньої навчальної діяльності: а) відвідувань лекцій; б) виконання та звіт лабораторних робіт; в) виконання завдань на практичних заняттях; г) виконання курсового проекту згідно графіку; д) контрольні процедури. Відзначимо, що величина кумулятивного рейтингу не може перевищувати встановлений на першому етапі максимальний бал модуля. По завершенню вивчення студентами всіх модулів обчислюється кумулятивний рейтинг семестрового курсу як сума рейтингів кожного модуля.

На третьому етапі обчислення рейтингу і підсумкової атестації відбувається підрахунок рейтингу кожного студента як процентного відношення отриманої якості навчання до запланованого, виражених у балах.

У нашому дослідженні ми розглядаємо модульне навчання як педагогічний засіб, підставою для цього служить те, що ця оцінка організує навчальний процес, структурує його на модулі, і використовує рейтингову оцінку, як інструмент засвоєння студентами професійно-значущих знань, умінь і навичок, придбання ними досвіду проектно-конструкторської діяльності.

Перейдемо до опису другого етапу моделювання: розробці структури і змісту моделі підвищення якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків з використанням модульного навчання.

Модель підвищення якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків з використанням модульного навчання представлена трьома взаємозалежними компонентами: 1) нормативно-цільовим, до складу якого входять соціальне замовлення, мета, завдання, а також принципи; 2) змістовно-процесуальним, що вбирає модульну програму курсу «Деталі машин», комплекс педагогічних умов, етапи модульного навчання, методи, засоби і форми; 3) результативним, що включає критерії, рівні і результат.

Модель відображає вимоги, що пред'являє суспільство до якості інженерної підготовки студентів вищого аграрного навчального закладу, основні ідеї дослідження, організацію процесу (ціль, зміст, основні етапи модульного навчання, педагогічні умови, результат) і критерії оцінки його ефективності.

Розглянемо компоненти представленої моделі більш детально. Першим компонентом моделі виступає нормативно-цільовий компонент, тому що ми вважаємо за необхідне визначити мету розглянутого процесу, перш ніж приступитися до його реалізації. У завершенні процесу досягнутий результат ми зрівняємо з поставленою метою, тим самим визначимо його ефективність. До складу нормативно-цільового компонента увійшли: соціальне замовлення, мета, завдання і принципи. Виявлення соціального замовлення (підвищення якості інженерної підготовки фахівців в системі вищої аграрної освіти)

визначило мету розроблювальної моделі як підвищення якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків.

Дана мета може бути досягнута через рішення наступних завдань: 1) формування у студентів позитивного відношення до проектування та конструювання в професійній діяльності; 2) формування у студентів проектно-конструкторських знань; 3) формування у студентів проектно-конструкторських умінь у ході організації проектно-конструкторської діяльності; 4) формування у студентів розвитку самоаналізу та самооцінки своєї проектно-конструкторської діяльності та її результатів. Дані завдання вирішувалися на основі реалізації принципів модульного, контекстного, особистісно-орієнтованого і діяльнісного підходів, а саме принципів: модульності, структуризації, відповідальності, свідомості, диференційованого, індивідуального підходу, рефлексивної активності, послідовності і наступності у представленні завдань, які становлять основу нормативно-цільового компонента моделі.

Введення наступного, змістовно-процесуального компонента моделі пов'язане з необхідністю визначити зміст розглянутого процесу, його етапи, комплекс організаційно-педагогічних умов, і методів, засобів, форм. Елемент «зміст» містить модульну програму курсу «Деталі машин» напрямку підготовки 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва». Впровадження модульного навчання деталей машин здійснювалося нами в три етапи: 1) проектування модульної програми; 2) впровадження рейтингової оцінки і корекція навчального процесу; 3) обчислення рейтингу і підсумкова атестація; а також була доповнена комплексом організаційно-педагогічних умов підвищення ефективності модульного навчання деталей машин.

Визначивши мету розглянутого процесу, його зміст, етапи і організаційно-педагогічні умови, ми визначили складові його реалізації, а саме: а) методи (тестування, анкетування, пояснення, аналіз, синтез, спостереження, рефлексивні методи); б) засоби (основний – модульне навчання; додаткові –

завдання, дискусії, тести, схеми, креслення, атласи, бесіди, питання, технічні та електронні засоби); в) форми (лекції, лабораторні та практичні заняття, курсовий проект, консультації, групова дискусія, самостійна робота, залік, іспит).

Далі, для того, щоб оцінити ефективність підвищення якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків в аграрних ВНЗ з використанням модульного навчання нами були виділені критерії і показники оцінки розглянутого процесу, а також визначені рівні.

Тому, останній компонент моделі, результативний, містить у собі обґрунтовані нами критерії, показники, діагностичні методики і результат. Проаналізувавши точки зору різних авторів (Л. Балашов, В. Беліков, В. Загвязінський та інш.) ми прийшли до висновку, що критерії – це якості, властивості, ознаки досліджуваного об'єкта, які дають можливість судити про його стан і рівні функціонування та розвитку. Показники – це кількісні або якісні характеристики сформованості кожної якості, властивості, ознаки досліджуваного об'єкта, тобто міра сформованості того чи іншого критерію [2]. У рамках нашого дослідження критерій розглядається як ознака, на підставі якого робляться висновки про рівень якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків. Показник визначається як характеристика (кількісна або якісна) сформованості критерію. При такому підході критерії та показники співвідносяться як загальне і приватне. Визначаючи критерії оцінки якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків ми використовували критеріальний та рівневий підходи, керуючись наступним, що дані підходи є найбільш плідними, оскільки: а) критерії фіксують діяльнісний стан суб'єкта, несуть інформацію о характері діяльності, про мотиви і ставлення до її виконання; б) розглядають процес як перехід від одного рівня до іншого, більш складного й якісно відмінному; в) в педагогічній літературі виділені й обґрунтовані рівні навченості, оцінка якої є важливою складовою контролю якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків.

Розроблена нами авторська модель підвищення якості проектно-конструкторської підготовки майбутніх інженерів-механіків в аграрних ВНЗ з використанням модульного навчання має певну закономірність. Усі її компоненти розташовані в порядку послідовності: від нормативно-цільового до результативного. Однак зв'язок прослідковується не тільки між трьома компонентами моделі, але й усередині кожного з них, забезпечуючи просування від одного елемента до іншого по зазначеному напрямку. Визначений нами зв'язок усіх структурних складових компонентів і елементів у моделі створює її цілісність.

ЛІТЕРАТУРА

1. Брушлинский А. В. Мышление и прогнозирование / А. В. Брушлинский. – М. : Мысль, 1979. – 230 с.
2. Загвязинский В. И. Идея, замысел и гипотеза педагогического исследования / В. И. Загвязинский, А. Ф. Закирова // Методология педагогики. – М. : Педагогика, 1997. – С. 50-57.

УДК 631.17.004.9

МОБІЛЬНІ ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАСОБИ З ЕЛЕКТРИЧНИМ ПРИВОДОМ В СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ

*Гавриш В.І., д.е.н., професор, Шатохін М.Ю., асистент
Миколаївський національний аграрний університет*

Для сільськогосподарських товаровиробників актуальним є зменшення собівартості продукції, що досягається, у тому числі, шляхом зменшення енергоємності технологічних операцій та покращення їх екологічної складової. Показано, що досягнути цього можливо і за рахунок безступеневого регулювання трансмісій мобільних енергетичних засобів, шляхом використання тягового електричного приводу. Розглянуто сучасний стан розвитку та техніко-економічні показники автомобілів з гібридною енергетичною установкою, тракторів з електричною та електромеханічною трансмісією. Проведено порівняння техніки з традиційним та електричним тяговим приводом. Наведено методичний підхід визначення приведених витрат з урахуванням забруднення атмосфери відпрацьованими газами. Показані обсяги

робіт, за яких їх використання аграрними формуваннями може бути доцільним.

Для сельскохозяйственных товаропроизводителей актуальным является уменьшение себестоимости достигается, в том числе, путем уменьшения энергоемкости технологических операций и улучшения их экологической составляющей. Показано, что достичь этого можно и за счет бесступенчатого регулирования трансмиссий мобильных энергетических средств, путем использования тягового электрического привода. Рассмотрены современное состояние и технико-экономические показатели автомобилей с гибридной энергетической установкой, тракторов электрической и электромеханической трансмиссией. Проведено сравнение техники с традиционным и электрическим тяговым приводом. Приведены методический подход определения приведенных затрат с учетом загрязнения атмосферы отработанными газами. Показаны объемы работ, при которых их использование аграрными формированиями может быть целесообразным.

Трактори з традиційною механічною трансмісією мають ряд недоліків, а саме:

- буксування при русі і виконанні технологічних операцій;
- неможливістю плавного регулювання швидкість руху в заданих діапазонах;
- нерівномірний знос циліндр поршневої групи двигуна, внаслідок різних режимів роботи двигуна, що передбачає більш частий ремонт двигуна.

Тому у світі тривають роботи із застосування тягового електроприводу, у тому числі електромеханічних трансмісій, які володіє рядом переваг перед іншими трансмісіями.

Багаторічна експлуатація автомобілів БелАЗ, в яких застосовується така трансмісія, показала свою надійність і ефективність. Це обумовлено роботою двигуна в оптимальних умовах, що продовжує його термін експлуатації і напруження на відмову. Застосування електродвигунів в мобільних машинах сприяла надійність, простота в обслуговуванні і екологічність. Це дало поштовх до розвитку нової гілки розвитку автомобілебудування - гібриди. Вони володіють високими динамічними характеристиками, низькою витратою палива, великим запасом ходу. Тому актуальним є економічне та екологічне обґрунтування застосування таких мобільних енергетичних засобів.

Аналіз світових тенденцій розвитку мобільних енергетичних засобів показує, що вдосконалення техніки здійснюється в напрямку енергозбереження, ресурсозбереження та створення машин з екологічно безпечними параметрами. Основним критерієм створення нової вітчизняної сільськогосподарської техніки стає її конкурентоспроможність по відношенню до зарубіжних виробників.

У світі приділяється багато уваги розробці сільськогосподарських машин з електричним приводом [5-9]. Дослідження, що були проведені в США показали, що при покупці нової техніки найбільш важливими факторами у порядку вагомості були наступні: надійність, ціна, паливна економічність, можливість виконати ремонт самостійно та екологічні показники. Знаходження надійності на першій сходинці обумовлено специфікою аграрного виробництва [10].

Тому для забезпечення впровадження сільськогосподарської техніки з високими екологічними та економічними показниками, необхідно обґрунтування доцільності використання перспективних видів мобільних енергетичних засобів.

Метою роботи є аналіз стану мобільних енергетичних засобів, які використовують електричну енергію трансмісії та розробка методики оцінки їх еколого-економічної ефективності.

Найбільш проста та поширена схема: дизель – генератор – електромотор – редуктор – ведучий міст [1]. Вона має найпростіший алгоритм керування. Це пояснюється тим, що генератор – електромотор відповідають безступеневій коробці передач [2, 3]. Подібна схема має мінімальну кількість силової електричної апаратури і тому вона найпростіша та дешева.

Розглянемо трактори та вантажні автомобілі, які використовують електричну енергію в трансмісії.

На МТЗ створено трактор з електромеханічною трансмісією МТЗ-3023, якій пройшов випробування у 2008 році. Випробування показали, що за рахунок безступеневого регулювання швидкості, продуктивність орного

машинно-тракторного агрегату на 2% більша, а витрата палива на 18 % менша порівняно з серійним трактором Беларус-3022ДВ, який обладнано механічною трансмісією (табл. 1) [4].

Таблиця 1

Результати порівняльних випробувань

Показник	Беларус-3023	Беларус-3022Д
Вага трактора експлуатаційна, кг	12440	11385
Шини:		
заднього мосту	580/70R42	580/70R42
переднього мосту	580/70R30	580/70R30
Марка плуга	ВВ-100-8	
Глибина оранки, см	22,4	22,5
Середня ширина захвату, м	3,47	3,47
Середня робоча швидкість, км/год	9,37	8,34
Продуктивність за годину основного часу, га/год	2,93	2,89
Погодинна витрата палива, кг/год	31,7	38,2
Питома витрата палива, кг/га	10,81	13,2

Проводяться роботи з підвищення техніко-економічних показників сільськогосподарських тракторів і в Україні. Так, у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка запропоновано встановлення електромеханічної трансмісії на трактор тягового класу 30 кН. Математичне моделювання стосовно трактора ХТЗ-17022 показало, що запропонована трансмісія дозволяє зменшити питому витрату палива (20,4%) при незначному збільшенні продуктивності (6,7%) (табл. 2).

Тривають роботи зі створення трактора з електромеханічною трансмісією на базі К-9520 з потужністю двигуна 450 к.с. (Росія). За рахунок трансмісії

нового типу очікується зменшення витрати палива на величину від 30 до 50 %, залежно від виду робіт. Сьогодні ціна трактора з електромеханічною трансмісією перевищує ціну його аналога з механічною трансмісією приблизно на 20...30% [12].

Таблиця 2

Порівняння орного машинно-тракторного агрегату на базі ХТЗ-17022 з механічною та електромеханічною трансмісією

Показник	Значення	
	Механічна трансмісія	Електромеханічна трансмісія
Склад машинно-тракторного агрегату	ХТЗ-17022+ПЛН-5-35	
Вид роботи	Оранка	
Тип ґрунту	Чорнозем суглинок	
Площа поля, га	126	
Довжина гону, м	1012	
Робоча швидкість, км/год	2,3	2,4
Продуктивність за годину основного часу, га/год	1,78	1,9
Питома витрата палива, кг/га	22,6	18,0

Для потреб аграрного виробництва створюються трактори з електричною трансмісією. Як джерело живлення вони використовують дизель-генератори, акумуляторні батареї та паливні елементи.

Прикладом першого напрямлення може слугувати такий трактор як Rigitrac EWD120. Джерелом електричного струму є генератор потужністю 85 кВт. У кожному колесі трактора встановлено електричний мотор потужністю 33 кВт з електронним керуванням [13].

Прикладом другого напрямку є трактор, створений компанією MOBEL на базі трактора «Беларус – 920». Джерелом енергії є літій-іонні батареї ємністю 56 кВт·год. Зазначений трактор приводиться в дію електричним двигуном потужністю 60 кВт. Тривалість роботи після зарядки батареї – 4 години, час зарядки – 30 хвилин [14].

Третій напрям представляє трактор, розроблений на базі New Holland T600. Він обладнаний паливними елементами. Вони характеризуються екологічною чистотою та високим ККД перетворення хімічної енергії палива в електричну енергію [15]. Новинка оснащена двома електричними моторами потужністю 100 кВт: один – для забезпечення руху (75 кВт); другий для приводу валу відбору потужності. Для живлення паливних елементів використовують водень, якій зберігається у балоні високого тиску об'ємом 500 л. Безперебійність живлення забезпечує акумуляторна батарея ємністю 12 кВт·год. Розробники стверджують, що енергетична ефективність трактора сягає 96 %. Однак за це приходится платити. Ціна трактора перевищує USD350 тис.

Розглянемо досвід використання електричної енергії в трансмісії вантажних автомобілів.

Більшість виробників вантажних автомобілів виробляють гібридні моделі. Це такі виробники, як Volvo, Mack Trucks, Peterbilt, Mercedes-Benz, Renault, Mitsubishi. За даними фірми Volvo, можлива економія палива становить 8%. Більшість виробників зазначеної техніки бачать перспективи при середній швидкості 30 км/год та частих гальмуваннях, що близько до умов роботи в аграрному бізнесі. За даних умов економія палива сягає 40 %. Дані деяких гібридних автомобілів наведено в табл. 3 (за даними рекламних буклетів).

Таким чином можна констатувати, що створені та експлуатуються гібридні автомобілі з показниками, які прийнятні для сільськогосподарського виробництва. Так, наприклад, зерновоз вітчизняного виробництва КрАЗ-6230С4 за потужністю двигуна (266 кВт) та колісною формулою [11] подібний до Peterbilt Model 335.

Техніко-економічні характеристики гібридних автомобілів

Показник	DAF LF45-10 Hybrid	MAN TGL 12.220 Hybrid	Renault Premium Hybrys	Peterbilt Model 335
Колісна формула	4x2	4x2	6x2	6x4
Повна вага, т	12	12	26	26
Потужність двигуна, к.с.	160	220	310	300
Потужність електричного двигуна, кВт	44	60	70 (макс. 120)	44
Вага гібридного приводу, кг	300	200	220	340
Додаткова вартість, EUR	-	25000	-	-
Економія палива, %	20	18,1	20	28

Досвід експлуатації гібридних вантажних автомобілів фірмою Coca-Cola засвідчив покращення експлуатаційних показників транспортних засобів (табл. 4). Покращуються і екологічні показники [16].

При виконанні економічного аналізу щодо ефективності використання мобільних енергетичних засобів електричною, електромеханічною або гібридною трансмісією потрібно враховувати капітальні вкладення, витрати палива та екологічний фактор. Приведені витрати визначаються за формулою:

$$\Pi = P + Z + B\Gamma + Ц \cdot B + E_n \cdot K,$$

де: P – витрати на поточний та капітальний ремонт;

Z – заробітна плата;

$Ц$ – ціна палива;

B – витрата палива;

$B\Gamma$ – економічний збиток від забруднення атмосфери токсичними компонентами відпрацьованих газів;

E_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень;

K – капітальні вкладення.

Таблиця 4

Витрати на одну милю

Тип автомобіля	Експлуатаційні витрати, USD/миля	Витрати на паливо, USD/миля	Загальні витрати, USD/миля
Традиційна енергетична установка	0,29	0,68	0,97
Гібридна енергетична установка	0,14	0,6	0,74
Різниця, %	-51	-12	-24

Забруднення атмосфери здійснює значні соціально-економічні та матеріальні збитки. Економічні збитки від забруднення атмосферного повітря визначається за наступною залежністю [17]:

$$B\Gamma = \gamma \cdot \sigma \cdot f \cdot M,$$

де: γ – нормативна константа для переведення відпрацьованих газів в грошову оцінку, у.о./у.т;

σ – показник відносної загрози забруднення атмосфери;

f – поправка, яка враховує характер розсіювання токсичних компонентів в атмосфері;

M – приведення маси відпрацьованих газів до CO з урахуванням агресивності, т.

Приведена маси річних викидів відпрацьованих газів можна визначити за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n m_i \cdot A_i ,$$

де: m_i – маса річних викидів i -го компоненту відпрацьованих газів;

A_i – коефіцієнт відносної агресивності i -го компоненту відпрацьованих газів;

n – загальна кількість компонентів відпрацьованих газів.

Ціна компонентів відпрацьованих газів, що забруднюють атмосферу коливається у широких межах. Показники агресивності та ціни деяких компонентів наведено в табл. 5.

Таблиця 5

Показники агресивності та ціна компонентів відпрацьованих газів

Парникові гази	Показник агресивності	Ціна, EUR/т
Вуглекислий газ (CO ₂)	1	32
Метан (CH ₄)	23	161
N ₂ O	296	2072

Розрахунки показують, що для економічної доцільності використання мобільних енергетичних засобів у сільськогосподарському виробництві, необхідно завантажувати техніку значними обсягами робіт. Так, додаткові витрати на придбання трактора Беларус-3023 будуть економічно доцільними за річного завантаження не менше 870 га. Вантажні автомобілі з гібридною енергетичною установкою будуть доцільними за річного пробігу не менше 22000 км. Таким чином техніка, яка використовує електричну енергію в трансмісії може бути доцільною в крупних аграрних формуваннях.

Застосування тягового електрообладнання в тракторах має багато переваг. Особливо це стосується потужних (понад 250 к.с.), енергонасичених тракторів. В них вартість трансмісії в загальній ціні трактора має меншу частку.

У світовій практиці автомобілебудування широко ведуться роботи по створенню ефективних гібридних автомобілів. Найбільші автомобільні компанії світу ведуть розробку електромобілів. Застосування подібного

електроприводу дозволяє принципово вирішити екологічні та енергетичні проблеми сучасного аграрного виробництва.

У результаті виконаного комплексу досліджень розроблено критерії і параметри оцінки ефективності заходів екологічного спрямування. Застосування тягового електроприводу дозволяє істотно зменшити викиди токсичних компонентів з відпрацьованими газами порівняно з традиційними енергетичними установками мобільних енергетичних засобів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Beunk, H. Stepless changing with diesel-electric power / H. Beunk // Profi International. – 1999. – № 12. – P. 28–30.
2. Ксенович, И.П. Механические трансмиссии с бесступенчатым регулированием передаточных чисел между смежными ступенями коробки передач / И.П. Ксенович // Мобильная техника. – 2004. – № 1. – С. 21–29.
3. Ксенович, И.П. Идеология проектирования электромеханических систем для гибридной мобильной техники / И.П. Ксенович, Д.Б. Изосимов // Тракторы и сельхозмашины. – 2007. – № 2. – С. 12–20.
4. Флоренцев С.Н. Серебряная медаль сельскохозяйственной выставки AGRITECHNICA-2009 – трактору с электромеханической трансмиссией переменного тока / С.Н. Флоренцев, Д.Б. Изосимов, Л.Н. Макаров. // Электротехника. - № 1, 2010. - С. 43 - 49.
5. Götz, M. Elektrification of a tractor and implement / M.Götz, A.M.Müller, M.Abele // The ZF project ElecTra. Land.Technik AgEng, 2011. – P.15-20.
6. Prankl, H. Multi-Functional PTO Generator for Mobile Electric Power Supply of Agricultural Machinery / H.Prankl, M.Nadlinger, F.Demmelmayr, M.Schrödl, T.Colle, G.Kalteis, // Land.Technik AgEng, 2011. – P. 7-13.
7. Mousazadeh, H. Life-cycle assessment of a solar assist plug-in hybrid electric tractor (sapht) in comparison with a conventional tractor / H.Mousazadeh, A.Keyhani, A.Javadi, H.Mobli, K.Abrinia // Energy Conversion and Management. – 2011. – # 52(3). – P. 1700-1710.

8. Xu, P. Chinese consumers' willingness to pay for green- and eco-labeled seafood / P.Xu, Y.Zeng, Q.Fong, T.Lone, Y.Liu // Food Control. – 2012. – # 28(1). – P. 74-82.
9. Granovskii, M. Economic and environmental comparison of conventional, hybrid, electric and hydrogen fuel cell vehicles / M.Granovskii, I.Dincer, M.Rosen // Journal of Power Sources. – 2006. – #159(2). – P. 1186-1193.
10. Flint, Justin. Preliminary Market Analysis for a New Hybrid Electric Farm Tractor / Justin Flint, Daming Zhang, Pei Xu // International Conference on Global Economy, Commerce and Service Science (GECSS 2014). – P. 98-102.
11. Україне – новий зерновоз от ПАО «АвтоКрАЗ» // Аграрна техніка та обладнання. – 2012. – №4. – С.58-59.
12. Макаренко М. Удосконалення тракторних трансмісій / М. Макаренко // The Ukrainian Farmer. – 2011. – лютий. – С.86-88.
13. Гольцяпин В.Я. Новые направления использования электрической энергии на тракторах / В.Я. Гольцяпин // Аграрна техніка та обладнання. – 2012. – №4. – С.18-19.
14. Третьак В. Энергоефективний трактор / В. Третьак // The Ukrainian Farmer. – 2013. – лютий. – С.94-96.
15. Spiegel, Colleen. Designing and Building Fuel Cells / Colleen Spiegel. – New York : McGraw-Hill, 2007 – 422 p.
16. Walkowicz, K. Coca-Cola Refreshments Class 8 Diesel Electric Hybrid Tractor Evaluation: 13-Month Final Report / K. Walkowicz, M. Lammert , P. Curran // Technical Report, NREL/TP-5400-53502. – August 2012. – 48 p.
17. Ерохов В.И. Оценка экологической безопасности современных транспортных средств / В.И.Ерохов, А.В. Николаенко // Транспорт на альтернативном топливе. – 2009. – №1. – С.66-70.

ЗМІСТ

	стор.
1. <i>I.P. Atamanyuk</i> . Calculation method of the generation of the realizations of vector random sequences.....	3
2. <i>В.Г. Богза, С.І. Богданов</i> . Арки криволінійного контуру з листової просторової решітки.....	7
3. <i>С.В. Євстрат'єв</i> . Моделювання математичних розрахунків в алгоритмах комп'ютерних програм перевірки якості знань.....	13
4. <i>О.В. Цепуріт</i> . Порівняльний аналіз методики розрахунку міцності сталевих і бісталевих стержнів в області обмежених пластичних деформацій.....	19
5. <i>О.В. Шептилевський</i> . Динаміка радіальних пульсацій сферичної оболонки з рідиною.....	26
6. <i>О.О. Плахтур</i> . Напрямок удосконалення статичних індукційних пристроїв на основі електромагнітних систем з багатоплощинними твірними поверхнями і метод їх структурної оптимізації.....	29
7. <i>О.В. Хвоцян</i> . Особливості автоматизованого управління технологічними процесами в умовах елеватора.....	35
8. <i>А.С. Садовый, А.М. Цыганов</i> . Зависимости статических индукционных пространственных преобразователей с витым магнітопроводом.....	37
9. <i>О.С. Кириченко</i> . Моделювання асинхронного електродвигуна з використанням програмного модуля Ansys Maxwell RMxpvt.....	43
10. <i>Д.О. Захаров</i> . Теоретичні підходи до визначення концентрації озону генерованого в коронному розряді.....	45
11. <i>О.В. Бясова</i> . Перспективи використання електротехнологічного устаткування для фарбування в електричному полі.....	47
12. <i>С.Є. Бясов</i> . Розробка конструкції електросепаратора для сепарації рицини.....	48
13. <i>К.В. Дубовенко</i> . Чисельне моделювання просторово-часових процесів електричних розрядів в рідинних середовищах.....	50
14. <i>О.С. Кириченко</i> . Вдосконалення методу розрахунку і конструювання опорно-упорних вузлів тертя електронасосних агрегатів.....	54
15. <i>Н.А. Доценко</i> . Особливості класифікації системи управління якістю підприємств з урахуванням вимог міжнародних стандартів.....	57
16. <i>С.М. Степанов</i> . Кінематична геометрія формоутворюючих центроїдних механізмів та пристроїв.....	65

17. <i>І.В. Балицький</i> . Методи графоаналітичного синтезу направляючої ланки маніпулятора.....	75
18. <i>Г.О. Іванов, П.М. Полянський</i> . Цикли навантаження і розрахунок на міцність по допустимим напруженням.....	80
19. <i>Г.О. Іванов, П.М. Полянський, С.В. Некрасов</i> . Розрахунок допусків форми і розташування поверхонь деталей машин.....	89
20. <i>П.М. Полянський</i> . Використання антифрикційних порошкових матеріалів для виготовленні конструкцій деталей.....	104
21. <i>А.С. Пастушенко</i> . Визначення конструктивно-технологічних параметрів машини давильного типу насінневих плодів овоче-баштаних культур.....	111
22. <i>О.А. Горбенко</i> . Результати досліджень механіко-технологічних властивостей насіння баштаних культур.....	119
23. <i>Н.А. Доценко</i> . Методика і результати досліджень якісного складу подрібненої маси насінників овоче-баштаних культур.....	125
24. <i>Н.І. Кім</i> . Методика і результати досліджень розмірно-масових характеристик насінневих плодів баштаних культур (кавун, диня).....	131
25. <i>В.В. Стрельцов</i> . Дослідження впливу конструктивних та технологічних параметрів шнекового пресу на процес відокремлення олії.....	137
26. <i>Н.С. Храмов</i> . О исходных предпосылках по современной поверхностной обработке почвы и посеве.....	144
27. <i>К.А. Тайхриб</i> . Методи дослідження смисложиттєвих орієнтацій.....	150
28. <i>І.В. Бацуровська, І.В. Семененко</i> . Технології змішаного навчання у вищій освіті.....	154
29. <i>І.В. Петров</i> . Радіаційно небезпечні об'єкти та радіозахисне харчування.....	160
30. <i>Б.И. Бутаков, В.А. Артюх, Е.В. Баранова</i> . Исследование глубины пластической деформации вала из стали 40 при разных режимах обкатывания роликом со стабилизацией рабочего усилия.....	164
31. <i>М.В. Завірюха</i> . Методика вивчення процесу травмування качана кукурудзи при його відокремленні.....	171
32. <i>Б.І. Бутаков, О.В. Зубєхіна-Хайят</i> . Жорсткість технологічної системи верстат – інструмент – деталь при обкатуванні деталей шариками і роликами.....	178
33. <i>Д.Д. Марченко</i> . Оцінка напружено-деформованого стану деталей, що працюють при контактних навантаженнях.....	185
34. <i>Д.І. Сілецький</i> . Багаторядний начіпний пристрій для комплексного збирання кукурудзи.....	192

35. <i>О.В. Баранова.</i> Підвищення якості проектно-конструкторської підготовки інженерів-механіків.....	200
36. <i>В.І. Гавриш, М.Ю. Шатохін.</i> Мобільні енергетичні засоби з електричним приводом в сільському господарстві.....	207

Наукове видання

МАТЕРІАЛИ

ПРИЧОРНОМОРСЬКОЇ РЕГІОНАЛЬНОЇ
НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
ПРОФЕРОРСЬКО – ВИКЛАДАЦЬКОГО СКЛАДУ

«РОЗВИТОК УКРАЇНСЬКОГО СЕЛА – ОСНОВА АГРАРНОЇ
РЕФОРМИ В УКРАЇНІ»

20 - 22 квітня 2016 р.

м. Миколаїв

Технічний редактор: Д.Д. Марченко
Комп'ютерна верстка: Д.Д. Марченко

Формат 60x84/16. Ум. друк арк. 12,84
Тираж прим. Зам. №

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного аграрного університету
54020, м. Миколаїв, вул. Паризької Комуни, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №4490 від 20.02.2013 р.