

О.Дудін¹, канд. техн. наук; Н.Хомик², канд. техн. наук; С.Дудін²

¹Тернопільський національний педагогічний університет імені
Володимира Гнатюка

²Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ВИКОРИСТАННЯ МОРФОЛОГІЧНИХ ТАБЛИЦЬ ДЛЯ СТВОРЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ВЕРСТАТНОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО ПАРКУ ІНСТРУМЕНТАЛЬНОЇ СЛУЖБИ

У статті розглянуто алгебро-логічні моделі кінематичних схем гітари коліс та верстатів, виведені залежності для опису їх компонування та вибору їх структури на основі використання морфологічного аналізу. Наведено алгоритми для визначення раціональної кінематичної схеми технологічного обладнання інструментального цеху з умови досягнення оптимальних технологічних показників. Дані практичні рекомендації щодо доцільності використання морфологічних таблиць у порівнянні з існуючими методиками, які пов'язані із використанням довідникового матеріалу (паспорт верстату, інструкція з використання).

O.Dudin, N.Homik, S.Dudin

USE OF THE MORPHOLOGICAL TABLES FOR FORMATION OF KINEMATIC CONFIGURATIONS OF THE EQUIPMENT OF A TOOL SERVICE

This paper describes the algebraic and logic model of the machine tool. The dependences of the description of their structure are deduced, where the morphological analysis is used. The algorithms for definition of the optimum process equipment of a tool department are considered. The practical recommendations for use of the morphological tables are offered.

Умовні позначення

S - величина подачі;

S_{\min} , S_{\max} - мінімальні та максимальні значення подачі;

A, B, C, E - вказують на кількість зубів в колесах;

F - вся множини можливих варіантів перебору;

N - кількість членів множини перебору.

На даний час в інструментальній службі зосереджено багато нестандартного обладнання. А також існує поряд із ним спеціалізований верстатний та транспортний парк, котрий застосовується для виконання технологічних процесів, які є характерні для даного заводу. Обладнання, що використовується, у більшості випадків бере участь у технологічному процесі виготовлення специфічної продукції в умовах одиничного типу виробництва або застосовується для забезпечення особливих параметрів виробу (наприклад, нестандартизований крок різі в ливарних формах), також можливі варіанти, коли обладнання є некомплектним внаслідок поломки елементів механічної системи. І тому налаштування його в даних випадках на виконання технологічної операції викликає труднощі. У такому разі постає проблема вибору алгоритму для створення необхідної кінематичної передачі, що забезпечує задані параметри технологічного процесу, зміна яких характеризується дискретністю, а саме – швидкість обертання вихідного валу (шпинделя), його крутильний момент (силу різання), величина подачі, швидкість руху робочого органу.

Тобто необхідно створити цільові та обмежуючі функції, а також процедуру генерації можливих варіантів кінематичних схем обладнання. Даний процес вибору необхідної компоновки елементів обладнання є тривалий і вимагає відповідної

кваліфікації робочого персоналу, який діє за певним алгоритмом, регламентованим у більшості випадків в паспорті (інструкції) обладнання [1,2].

Найбільш проста і надійна схема вирішення даної задачі є метод перебору, де всі можливі і неможливі варіанти беруться і підставляються у цільові та обмежуючі функції. Але такий метод потребує великої кількості циклів і конкретних дискретних значень складових елементів обладнання.

Дана проблема усувається з використанням високопродуктивних комп'ютерів, а також за допомогою морфологічних таблиць [3], які формуються з довідникового матеріалу обмежень (за режимами різання, за полями допусків, за табличним матеріалом типових конструкцій), тобто з дискретної інформації.

Треба зазначити, що при морфологічному аналізі систему розбиваємо на ключові елементи або властивості об'єкту. Для кожного варіанту ключового елемента або властивості шукаються варіанти його отримання.

Сумуючи і виключаючи недоцільні варіанти, отримуємо оптимальну схему компонування об'єкта [5].

Даний метод зручно застосовується при використанні комп'ютера, який генерує усі можливі варіанти і фільтрує їх через функції обмежень і цільову функцію.

Використовуючи даний метод, будуються кінематичні схеми верстатів та транспортного обладнання або окремих його вузлів, де складаються морфологічні таблиці, які описують проміжні складові передачі, за допомогою яких здійснюються рухи робочих органів.

Наприклад, для різьбошліфувального верстату мод. 5322 налаштування йде за допомогою гітари коліс верстата, котра складається з таких основних компонентів, як чотири зубчасті колеса, де їх головний параметр – кількість зубів на колесі. При цьому діють такі обмежуючі умови:

- існує певний комплект зубчастих коліс (для різьбошліфувального верстата мод. 5322 він складається з зубчастих коліс, кількість зубів на яких наступна 30, 32, 36,39, 40,42,45,47,48,50,51,54,56,60,63,64,66,70,72,75,76,78,80,80,81, 84, 90, 91, 92, 94, 95, 96, 99, 100, 105, 108, 110, 111, 112, 117, 120, 127);

- кількість коліс у гітарі – постійна та визначена (кількість коліс у гітарі – чотири);

- в наборі коліс нема два однакових колеса;

- в паспорті до даного верстата величина подачі розраховується за функціональною залежністю

$$S = S(A, B, C, E) = \frac{25.4 * AB}{6 * CE}, \quad (1)$$

де A, B, C, E - вхідні дискретні параметри (кількість зубів колеса);

- величина подачі повинна бути в заданих межах:

$$S_{\max} \geq S \geq S_{\min}. \quad (2)$$

Виходячи з даних умов, нам необхідно підібрати величину подачі, де

$$S_{\max} - S_{\min} \longrightarrow \min. \quad (3)$$

У паспорті різьбошліфувального верстату мод. 5322 вказані стандартні ряди подач і відповідного набору зубчастих коліс. При необхідності підібрати набір зубчастих коліс для нестандартної подачі (нестандартна різь у пресформі), або при неповному комплекті зубчастих коліс для гітари, застосовується морфологічна таблиця (табл.1).

Виходячи з даних умов застосовують підбір величини подачі. Також, як зазначено, умови мають дискретний характер, внаслідок чого рішення має дискретні значення.

Із попереднього комбінуємо можливі варіанти гітари:

30+30+30+30;

30+30+30+32;

30+30+30+36 і т.п.

Таблиця 1 – Морфологічна таблиця гітари зубчастих коліс (для прикладу взята алгебро-логічна модель кінематичної схеми гітари різьбошліфувального верстата мод.5322)

Гітара коліс			
Уся можлива кількість зубів для колеса <i>A</i>	Уся можлива кількість зубів для колеса <i>B</i>	Уся можлива кількість зубів для колеса <i>C</i>	Уся можлива кількість зубів для колеса <i>E</i>
30,32,36,39,40,42, 45,47,48,50,51,54, 56,60,63,64,66,70, 72,75,76,78,80,80, 81,84,90,91,92,94, 95,96,99,100, 105,108,110, 111,112,117, 120, 127	30,32,36,39,40,42, 45,47,48,50,51,54, 56,60,63,64,66,70, 72,75,76,78,80,80, 81,84,90,91,92,94, 95,96,99,100, 105,108,110, 111,112,117, 120, 127	30,32,36,39,40,42, 45,47,48,50,51,54, 56,60,63,64,66,70, 72,75,76,78,80,80, 81,84,90,91,92,94, 95,96,99,100, 105,108,110, 111,112,117, 120, 127	30,32,36,39,40,42, 45,47,48,50,51,54, 56,60,63,64,66,70, 72,75,76,78,80,80, 81,84,90,91,92,94, 95,96,99,100, 105,108,110, 111,112,117, 120, 127

Перебір та вибір оптимального варіанту кінематичної схеми гітари здійснюється за допомогою комп'ютерної програми, алгоритм якої пояснюється блок-схемою (рис.1), де розглядається кожний варіант гітари окремо і, перевіряючи його через умови, підбирається список усіх можливих схем кінематики.

Логічну формулу генерації варіантів гітари зубчастих коліс даного перебору представляємо у вигляді:

$$F = \bigcap_{j=1}^n \bigcup_{i=1}^{m_j} a_{ji} , \tag{4}$$

де n – кількість стовпців морфологічної таблиці ;

m_j – кількість рядів у відповідному j -ому стовпці;

a_{ji} - елемент морфологічної таблиці j - стовпця і i - ряду, який містить певну можливу характеристику об'єкта (кількісну, графічну, логічну і т.п.), тобто морфологічну таблицю можливо зобразити матрицею:

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{21} & \dots & a_{(n-1)1} & a_{n1} \\ a_{12} & a_{22} & \dots & a_{(n-1)2} & a_{n2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{1(m_j-1)} & a_{2(m_2-1)} & \dots & a_{(n-1)(m_{(n-1)}-1)} & a_{n(m_n-1)} \\ a_{1m_1} & a_{2m_2} & \dots & a_{(n-1)m_{(n-1)}} & a_{nm_n} \end{pmatrix} . \tag{5}$$

Причому кількість можливих варіантів з множини F визначається за залежністю:

$$N = \prod_{j=1}^n m_j . \tag{6}$$

Відношення (4) описує зону пошуку можливих варіантів рішення, тобто характеризує трудомісткість перебору. Необхідно зазначити, що залежність (4) доступно описується програмним алгоритмом, який використовується комп'ютером, де також, окрім генерування усіх можливих варіантів кінематичних схем, йде пошук найбільш вдалого рішення через використання функцій обмежень і цільової функції. На основі блок-схеми (рис.1) створена програма , яка застосовується для виробничих потреб (рис.2).

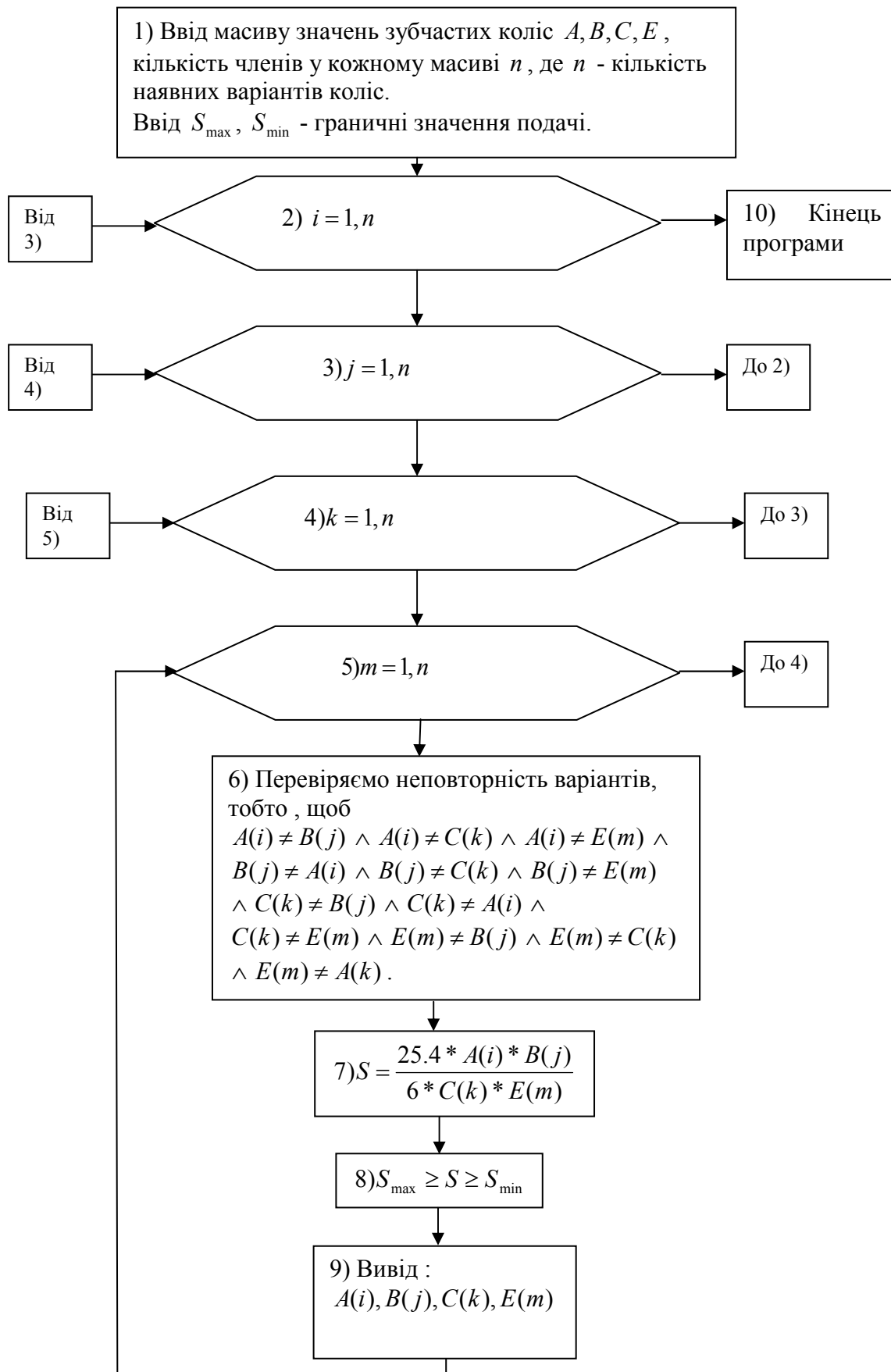


Рисунок 1 - Блок-схема програми пошуку рішення задачі через використання морфологічного аналізу (для прикладу взята алгебро-логічна модель кінематичної схеми гітари різьбошліфувального верстата мод.5322)

Аналогічним чином, як із визначенням компоновки гітари зубчастих коліс, будується кінематична схема всього верстата або транспортного засобу. Для прикладу, була розроблена навчальна програма для верстата мод.16К20 (табл. 2, рис.3). Для цього будуюмо модель згідно з (4):

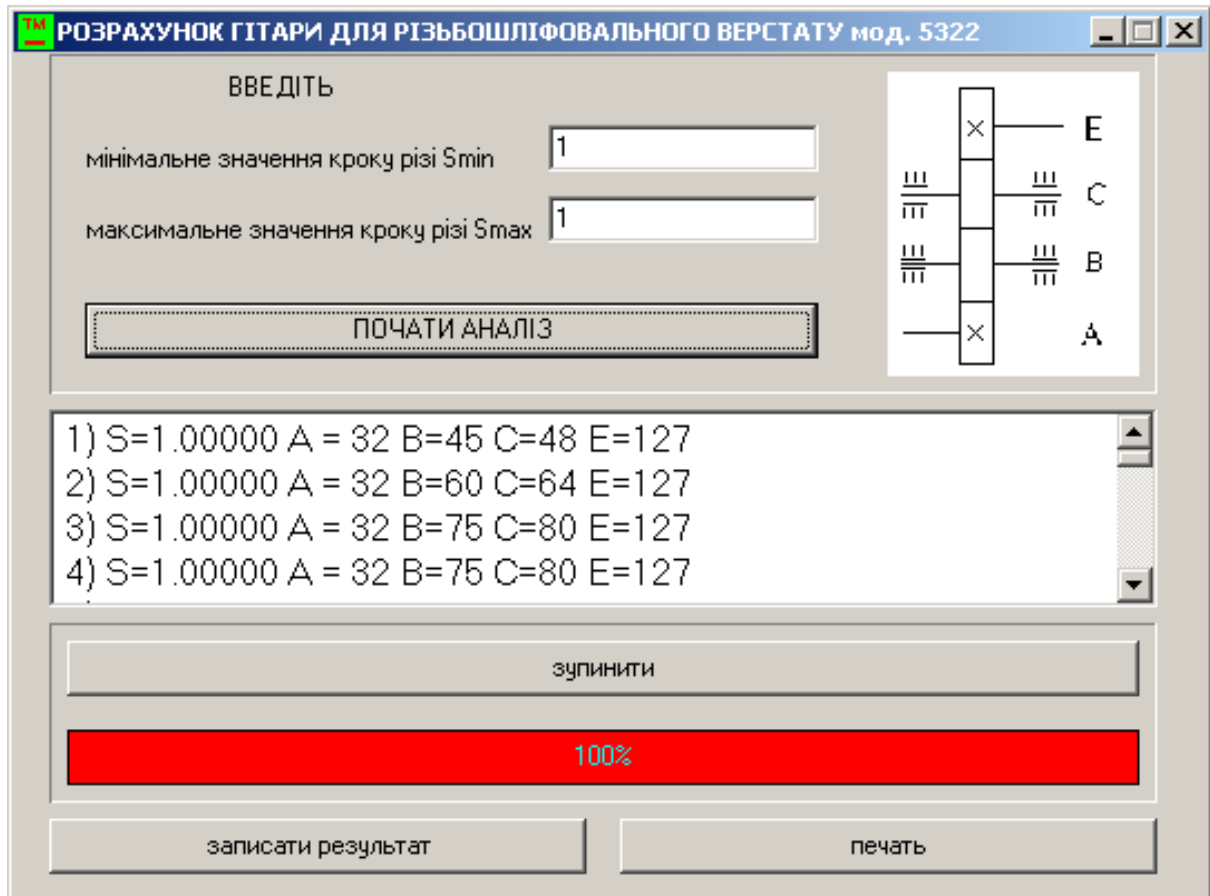


Рисунок 2 - Екран ЕОМ при виконанні програми пошуку варіанту компоновки гітари зубчастих коліс через використання морфологічного аналізу (для прикладу взята алгебро-логічна модель кінематичної схеми гітари різьбошліфувального верстата мод.5322)

$$S_{1\max} \geq S_1 \geq S_{1\min} = f_1(F), \quad S_{2\max} \geq S_2 \geq S_{2\min} = f_2(F), \quad N_{об\max} \geq N_{об} \geq N_{об\min} = f_3(F), \quad (7)$$

де $S_1, S_{1\max}, S_{1\min}$ - повздовжня подача та її граничні значення, $S_1 = \pi m_1 Z_1 n_{об} \prod_{(n)} \prod_{(m)} i_{nm}$,

$$S_{1\max} - S_{1\min} \rightarrow \min;$$

$S_2, S_{2\max}, S_{2\min}$ - поперечна подача та її граничні значення, $S_2 = \pi t k_2 n_{об} \prod_{(n)} \prod_{(m)} i_{nm}$,

$$S_{2\max} - S_{2\min} \rightarrow \min;$$

$N_{об}, N_{об\max}, N_{об\min}$ - частота обертання шпинделя та її граничні значення,

$$N_{об} = n_{об} \prod_{(n)} \prod_{(m)} i_{nm}, \quad N_{об\max} - N_{об\min} \rightarrow \min;$$

i_{nm} - передаточне відношення передачі n (номер стовбця морфологічної таблиці) варіанту зубчастого зачеплення m (номер ряду морфологічної таблиці);

t - крок ходового гвинта;

m_1 - модуль рейкової зубчастої передачі;

Z_1 - кількість зубів рейкового колеса;

k_2 - кількість заходів різі гвинта.

В даному випадку логічне множення \cap було замінено на відповідне арифметичне \prod , елемент морфологічної таблиці a_{ji} представлений у вигляді передаточного відношення i_{nm} .

Таблиця 2 – Морфологічна таблиця кінематичної схеми головного руху верстату 16K20 (обертання шпинделя)

Головний рух верстата			
Передаточне відношення передачі 1	Передаточне відношення передачі 2	Передаточне відношення передачі 3	Передаточне відношення передачі 4
$i_{11}=0.985*154/268$	$i_{21}=51/39,$ $i_{22}=56/34.$	$i_{31}=29/47,$ $i_{32}=21/55,$ $i_{33}=38/38.$	$i_{41}=45/45*18/72*30/60,$ $i_{42}=15/60*18/72*30/60,$ $i_{43}=60/48,$ $i_{44}=30/60.$

Потребуєма частота, об/с: $n1=1460*154/268*0.985$ об/с

мінімальна =16,240176690079

максимальна =20,8367865943401

Потребуєма подача, 0.01мм/об:

Повздовжня, мм/об =0,143664654668681

Поперечна, мм/об =0,149981322584062

Рисунок 3 - Екран ЕОМ при виконанні програми пошуку варіанту підключення зубчастих коліс у верстаті мод.16K20 через використання морфологічного аналізу при заданій частоті обертання шпинделя та величини подачі

На основі даного алгоритму були побудовані комп'ютерна програма для розрахунку гітари зубчастих коліс для різьбошліфувального верстата мод.5322, яка використовується в інструментальному цеху Тернопільського радіозаводу "Оріон", а також програма визначення зубчастих передач у верстаті 16K20, які використовуються для отримання заданої частоти шпинделя та подачі – дана програма використовується у навчальних цілях (Технічний коледж Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя).

Висновки. Таким чином, побудована алгебро-логічна модель кінематичної схеми гітари зубчастих коліс приводу верстата або транспортера, котра має певний набір коліс, дає можливість швидко (на порядок) створювати наладку установки через використання ЕОМ без складних математичних розрахунків і усуває ймовірність похибки, яка зв'язана з людським фактором. Аналогічним методом можна підібрати оптимальну кінематичну схему транспортера або верстата.

Запропонований спосіб побудови кінематичної схеми з допомогою морфологічних таблиць є доцільним, коли технологічні параметри системи не є стандартизовані (наприклад, умови роботи інструментальної служби), визначення яких

потребує додаткових обчислень та коли відсутня можливість використовувати стандартні кінематичні схеми, наприклад, внаслідок поломки елементів обладнання.

Література

1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под. ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. – 4-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1985.-656 с.
2. Кучер И.М. Металлорежущие станки. – Л.:Машиностроение, 1969. – 720 с.
3. Нагорняк С.Г., Луцив И.В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. – К.: Техніка. – 1992. -71 с.
4. Гевко І.Б., Дмитрів Д.В., Дудін О.В., Рогатинська О.Р. Техніко-економічне обґрунтування вибору структури транспортера неперервної дії // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства Мінагрополітики України. - Вип. 27.-Харків: Вид. відділ ХДТУСГ. - 2004. - С.350-356.
5. Кіндрацький Б. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій. Збірник наукових праць “Вісник Тернопільського державного технічного університету”. – Тернопіль: ТДТУ, 2003, Т.8, №1. – С.73.

Одержано 20.06.2007 р.

УДК 621.867.42

Ів.Гевко, канд. техн. наук; Р.Комар, канд. техн. наук; О.Колесник

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ ГВИНТОВОЇ ОПОРИ ПІДНІМАЛЬНО – ТРАНСПОРТНОЇ ЛЕБІДКИ

Запропоновано методику розрахунку міцності гвинтової опори піднімально – транспортної лебідки. Виведено аналітичні залежності для визначення основних конструктивних і силових параметрів, які характеризують її міцність при використанні в сільськогосподарському виробництві.

Iv.Gevco, R.Komar, O.Kolesnyk

CALCULATION OF DURABILITY OF SPIRAL SUPPORT LIFTS–TRANSPORTING SWAN

The method of calculation of durability of spiral support of lifting-transporting winch is offered. Shown out analytical to dependence for determination of basic structural and power parameters which characterize to its durability at the use in agricultural production.

Умовні позначення

b, h – параметри, які характеризують відповідно ширину і висоту спіралі, мм;

k – коефіцієнт впливу форми спіралі на міцність опори;

e – величина відхилення осі спіралі внаслідок пружної деформації, мм;

M_z – момент згину спіралі відносно осі oz , Нм;

D_p – розрахунковий діаметр прикладання розподіленого навантаження, мм;

k_T – коефіцієнт тертя;

t – крок спіралі, мм;

N – потужність приводу, кВт;

ω – частота обертання, об/хв.;

k_l – поплавковий коефіцієнт;

R_p – центр прикладання рівнодійної, розміщеної по дузі з кутом α і діаметром D_p , мм.;

R – радіус спіралі, мм;

k_m – поправочний коефіцієнт;

s – мінімальна площа січення гвинтового елемента, в якій значення дотичних напружень зрізу є максимальними, мм²;