

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 – поплашковий 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;

l_{II} – довжина лінії перетину, мм;

k – катет кутового шва, мм;
 l_c – довжина спіралі по периметру, мм;
 $[\tau]'$ – допустиме напруження зрізу, Н/мм².

Одним з напрямків розширення технологічних можливостей гвинтових пристроїв у промисловості є застосування спіральних робочих органів не лише для технологічних процесів транспортування, затиску, змішування, але й для забезпечення фіксації різного роду підйимально-транспортного обладнання при використанні його у польових та інших умовах сільськогосподарського виробництва, а саме на відкритому ґрунті при вирощуванні хмелю, винограду та інше. І оскільки при використанні подібного обладнання, наприклад лебідок, підйомників, виникає необхідність надання їм постійного базування при значних навантаженнях, то потрібно під час проектування проводити відповідні розрахунки спіралі на міцність.

Питанням теорії та практики визначення конструктивних та енергосилових параметрів спіралей присвячено багато праць [1, 2, 3], проте, відповідно до технологічного призначення лебідки, методика розрахунку кожної із конструкцій має свої характерні особливості.

Метою даної роботи є розробка інженерної методики розрахунку міцності гвинтової опори лебідки при натягуванні канатів на хмельних і виноградних плантаціях, ліній радіо, електропередач та інше.

Робота виконувалася в рамках постанови Кабінету Міністрів України про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки “Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі” на 2002-2007 роки.

Розроблена підйимально-транспортна лебідка зображена на рис. 1.

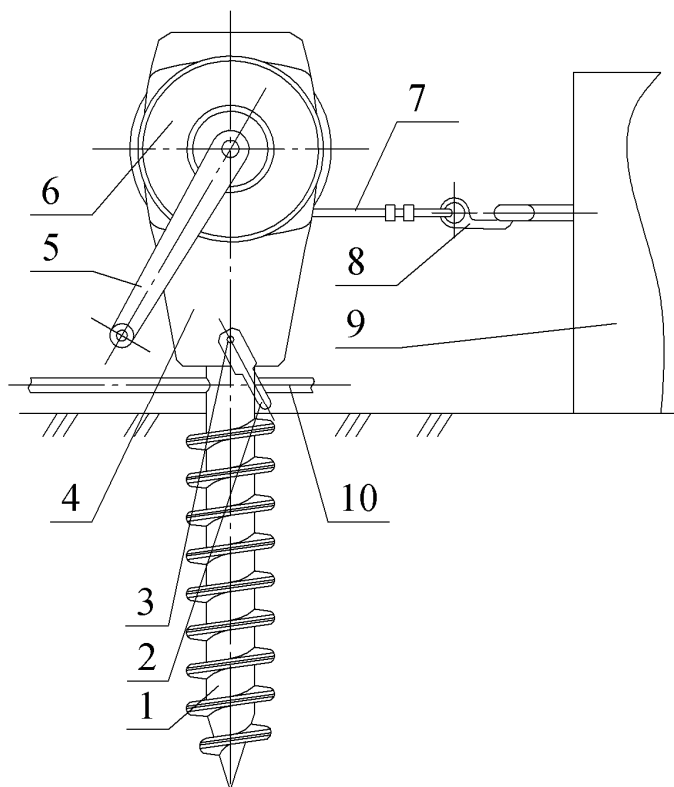


Рисунок 1 – Конструкція лебідки з гвинтовою опорою

1 – гвинтова опора; 2 – вантажна скоба; 3 – втулка для кріплення опори; 4 – корпус лебідки; 5 – рукоятка; 6 – редуктор; 7 – канат; 8 – гак; 9 – вантаж; 10 – стержень закручування опори 1

Спіраль гвинтової опори 1 при проникненні в ґрунт сприймає розподілені навантаження, які зосереджуються по круговому периметру спіралі діаметром d . При згині жорсткого профілю, форма якого не змінюється, мінімальний осьовий момент інерції буде дорівнювати:

$$I_z = \frac{b^3 h}{12} \left(1 + k \frac{e^2}{b^2} \right), \quad (1)$$

де 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.

Момент опору січення гвинтової опори лебідки визначають з формули:

$$W_z = \frac{kb^3 h}{6}. \quad (2)$$

Максимальне напруження згину

$$\sigma_{z\alpha} = M_z / W_z, \quad (3)$$

де M_z – момент згину спіралі відносно осі oz , Нм.

Тангенціальне зусилля P_τ можна визначити через крутний момент M'_z , розрахункове значення якого обумовлює потужність загвинчування пристрою, осьове зусилля P_z можна визначити через момент згину спіралі

$$P_\tau = 2M'_z / D_p; \quad (4)$$

$$P_z = \frac{2M_z (\pi D_p - k_T t)}{D_p (t + k_T \pi D_p)}, \quad (5)$$

де D_p – розрахунковий діаметр прикладання розподіленого навантаження, мм;
 k_T – коефіцієнт тертя;
 t – крок спіралі, мм.

Зусилля згину гвинтової опори можна розрахувати за формулою

$$P_y = \frac{2N}{\omega D_p} \left[\frac{k_1 (\pi D_p - k_T t)}{t + k_T \pi D_p} + 1 \right] / \sqrt{k_1^2 + 1}, \quad (6)$$

де N – потужність приводу, кВт;
 ω – частота обертання, об/хв;
 k_1 – поплашковий коефіцієнт.

Відповідно максимальне розрахункове напруження згину гвинтової опори лебідки буде рівним

$$\sigma_{z\alpha} = \frac{2N(R_p - R)}{W_z \omega D_p \sqrt{k_1^2 + 1}} \left[\frac{(k_1 + k_T) \pi D_p + t(1 - k_T k_1)}{t + k_T \pi D_p} \right], \quad (7)$$

де R_p – центр прикладання рівнодійної, розміщеної по дузі з кутом α і діаметром D_p , мм;
 R – радіус спіралі, мм;
 k_m – поправковий коефіцієнт.

Радіус центра прикладення рівнодійної визначають за формулою:

$$R_p = D_p \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{180^\circ}{\pi \alpha}. \quad (8)$$

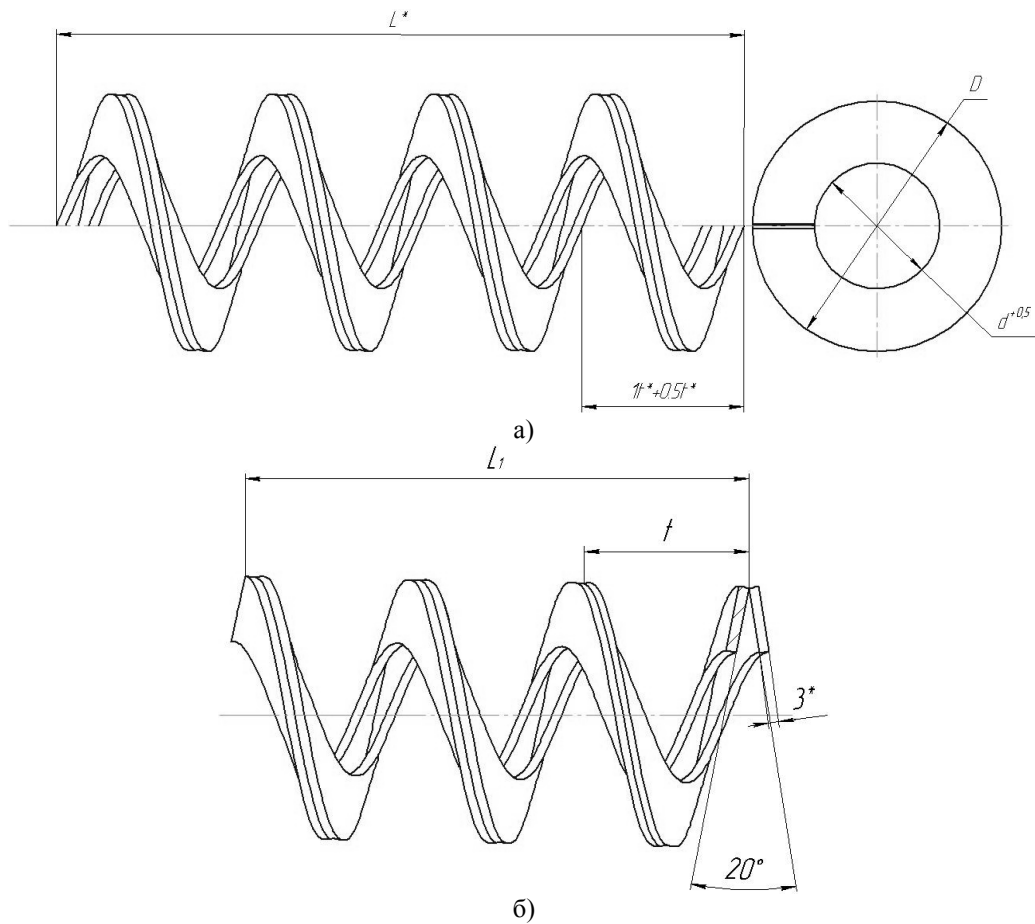


Рисунок 2 – Варіанти спіралей шнеків опори піднімально-транспортної лебідки

При цьому для коротких спіралей значної товщини необхідно враховувати також дотичні напруження зрізу $\tau_{зр}$, що виникають від прикладання поперечної сили

$$\tau_{зр} = \frac{P_y}{s}, \quad (9)$$

де s – мінімальна площа сечення гвинтового елемента, в якій значення дотичних напружень зрізу є максимальними, мм^2 . Товщина сечення в довільній точці спіралі буде постійною $b = const$.

Отже, площа поперечного сечення дорівнює

$$s = b l_{\Pi}, \quad (10)$$

де l_{Π} – довжина лінії перетину, мм , яку можна визначити з залежності

$$l_{\Pi} = \sqrt{\frac{\pi^2 R^2}{4} + t^2}. \quad (11)$$

Відповідно напруження зрізу знаходимо з формули:

$$\tau_{зр} = \frac{P_y}{b \sqrt{0,25 \pi^2 R^2 + t^2}}. \quad (12)$$

Оскільки з'єднання спіралі із валом здійснюється зварюванням, то при недостатній жорсткості конструкції можливе руйнування зварних швів. Відповідно при розрахунку міцності гвинтової опори лебідки необхідно провести перевірку зварного з'єднання на міцність. Концентрація напружень, яка виникає при зварюванні, при якісно виконаних швах є незначною. Отже, перевірку на міцність достатньо проводити згідно з навантаженням, яке сприймає зварне з'єднання. Для нашої конструкції напруження зрізу у зварному шві доцільно визначати окремо для сили, що спричиняє прогин, і крутного моменту. Відповідно для зварного шва зусилля зрізу від сили F , що створюється тиском ґрунту, можна визначити згідно з відповідними рекомендаціями [3]

$$\tau_F = 0,7kl_c, \quad (13)$$

де k – катет кутового шва, мм;

l_c – довжина спіралі по периметру, мм.

Зусилля зрізу від моменту M буде дорівнювати:

$$\tau_M = 3M/0,7kl_c^2. \quad (14)$$

Відповідно умова міцності зварного з'єднання

$$\tau_{36} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} \leq [\tau]', \quad (15)$$

де $[\tau]'$ - допустиме напруження зрізу, Н/мм².

Загальна умова міцності гвинтової опори лебідки матиме наступний вигляд

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + \tau_{3p}^2 + \tau_{36}^2}. \quad (16)$$

На рис. 2 зображено залежності зміни зусилля згину від конструктивно – силових параметрів гвинтової опори лебідки.

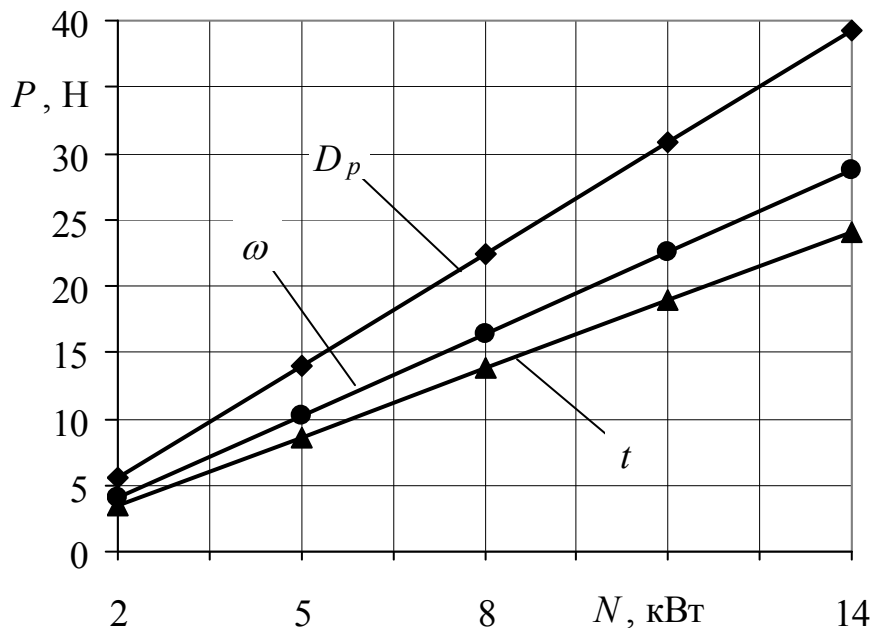


Рисунок 3 – Графічні залежності зміни зусилля згину від конструктивно-силових параметрів гвинтової опори піднімально-транспортної лебідки

З графіків видно, що зусилля згину опори лебідки збільшується із збільшенням діаметра вала, параметрів спіралі та інших факторів.

Висновки.

1. Запропоновано методику розрахунку міцності гвинтової опори піднімально – транспортної лебідки і підйомних механізмів, яка може мати практичне використання під час проектування подібних механізмів.

2. Встановлено, що на міцність гвинтової опори лебідки, крім виду і якості зварювання, суттєво впливають такі параметри, як товщина і довжина спіралі, сила, потужність приводу та вид ґрунту, що характеризує величину дії сили на витки спіралі.

Література

1. Гевко Б.М. Технологія виготовлення шнеков. – Львів.: Вища школа, 1986. – 128 с.
2. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. – Львів.: Світ, 1993. – 208 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
4. Патент №20111 Україна, Піднімально-транспортна гвинтова лебідка, Гевко І.Б., Колесник О.А., Дзюра В.О., Бюл. № 1, 2007.

Одержано 16.07.2007 р.