

О. Колесник

*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

## РОЗМІРНО-КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПЛАНЕТАРНОЇ ПЕРЕДАЧІ ГВИНТОВОЇ ПІДНІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОЇ ЛЕБІДКИ

*Наведено методику розрахунку конструктивних, силових і кінематичних параметрів планетарного редуктора піднімально-транспортної лебідки вантажопідйомністю 1 т з гвинтовою опорою. Дано практичні рекомендації виробництву з проектування подібних механізмів для виконання різних операцій.*

O. Kolesnyk

## MEASURING-KINEMATICS CALCULATION OF PLANETAR GEAR OF A SPIRAL LIFT-TRANSPORT WINCH

*The method of calculation of structural, power and kinematics parameters of planetary reducing gear of a lift-transport winch is resulted by the carrying capacity of 1 t. with spiral support. Practical recommendations are given to the production from planning of similar mechanisms for implementation of different operations.*

### Умовні позначення

- $b$  - нерухоме колесо;
- $a$  - ведуча ланка;
- $h$  - ведена ланка;
- $i_{ah}^b$  - передавальне відношення планетарного механізму;
- $\omega_a$  - кутова швидкість ведучої ланки;
- $\omega_h$  - кутова швидкість веденої ланки;
- $M_a$  - момент сили у ведучій ланці;
- $M_h$  - момент сили у веденій ланці;
- $Z$  - кількість зубів зубчатого колеса;
- $P$  - тягове зусилля;
- $r$  - радіус барабана лебідки;
- $l$  - довжина привідної ручки лебідки;
- $n_\omega$  - кількість сателітів;
- $a_{\omega,sh}$  - відстань між осями сонячного колеса і сателітів;
- $[\sigma]_H$  - допустиме контактне напруження в зачепленні;
- $K_H$  - коефіцієнт безпеки при визначенні контактного напруження в зачепленні;
- $K_{H\alpha}$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами;
- $K_{H\beta}$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу по ширині вінця зубчатого колеса;
- $K_{Hv}$  - динамічний коефіцієнт;
- $\sigma_{H\lim b}$  - межа контактної витривалості для базової кількості циклів;
- $K_{H_L}$  - коефіцієнт довговічності;
- $[n]_H$  - коефіцієнт безпеки;
- $m$  - модуль зубчатого зачеплення.

Планетарні редуктори мають широке використання в машинах і механізмах різного функціонального призначення, в тому числі і в ручних піднімально-транспортних лебідках (ПТЛ) для виконання різних операцій.

Розробці цих механізмів присвячено цілий ряд робіт [1, 2, 3], однак багато питань, що стосуються проектування ПТЛ, залишаються не вирішеними. Тому метою

даної роботи є розробка компактної і досконалої конструкції планетарного редуктора ПТЛ вантажопідйомністю 1 т.

Робота виконується згідно з постановою Кабінету Міністрів України «Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою» на 2003-2007 роки.

Конструкція піднімально-транспортної лебідки (рис. 1) передбачає застосування схеми планетарного механізму з трьома ланками, вісь обертання яких співпадає з основною віссю (рис.2). Конструкція передбачає застосування нерухомого колеса  $b$ , де ведучими і веденими елементами є ланки  $a$  і  $h$ .

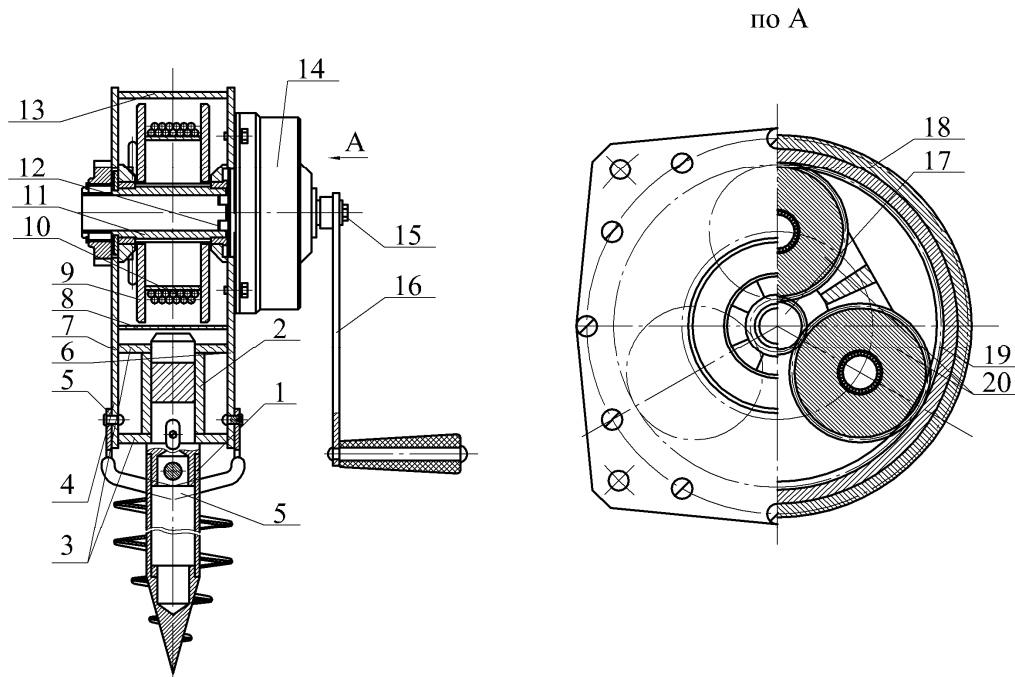


Рисунок 1 – Планетарна гвинтова лебідка:

1 – гвинтова опора; 2- втулка; 3 – горизонтальні перегородки; 4 – корпус; 5 – вантажна скоба; 6, 7 – ліва і права пластини корпусу; 8 – планка; 9 – привідний барабан; 10 – канат; 11 – храпова втулка; 12 – храповий виступ; 13 – верхня кришка; 14 – планетарний редуктор; 15 – стяжний болт; 16 – рукоятка; 17 – привідний вал; 18 – корпус редуктора; 19 – внутрішній зубчастий вінець; 20 – сателіти

Передаточне відношення даної схеми планетарного механізму визначається як

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_b}, \quad (1)$$

де  $\omega_a$  і  $\omega_h$  – кутові швидкості ланок  $a$  (колеса) і  $h$  (води́ла).

Дана лебідка згідно з технічними вимогами розраховується на тягове зусилля 1 тн. Оскільки привід лебідки ручний, то обмежимо максимальне зусилля на ручці до 80 кг.

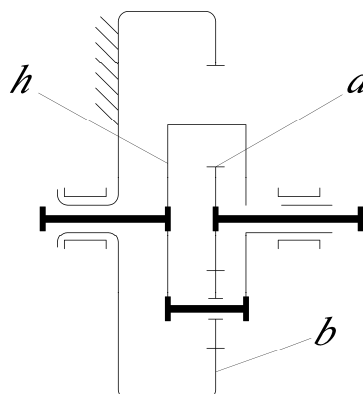


Рисунок 2 – Схема планетарного механізму

Передаточне відношення планетарної пари визначаємо із силових параметрів, використовуючи залежність [1]:

$$M_a = M_h \cdot \frac{2}{p+1}, \quad (2)$$

де  $M_a$  і  $M_h$  - моменти сил в ланках  $a$  і  $h$  відповідно;  $p = \frac{Z_b}{Z_a}$ ,  $Z_a$  і  $Z_b$  - число зубів ланок  $a$  і  $b$  (сонячної і корончастої шестерень планетарного редуктора).

Із формули (2) отримуємо:

$$P = \left( 1 + \frac{M_h}{M_a} \right). \quad (3)$$

Моменти сил в ланках  $a$  і  $h$  можна розрахувати за формулами:

$$\begin{cases} M_h = P_1 \cdot r, \\ M_a = P_2 \cdot l, \end{cases} \quad (3)$$

де  $P_1$  - тягове зусилля лебідки, Н.

Задавши значення конструктивних і силових параметрів:

$P_1 = 1000$  кг ( по завданню);

$P_2 = 60$  кг - привідне зусилля;

$r$  - радіус барабана лебідки;

$l$  - довжина привідної ручки лебідки;

$r = 0,1$  м;  $l = 0,3$  м, і підставивши їх у формулу 3, отримаємо:

$$P = \left( 1 + \frac{1000 \cdot 0,1}{80 \cdot 0,3} \right) = 5,16 \text{ Н.}$$

Розрахункове передаточне відношення планетарного редуктора лебідки визначається як

$$i_{ah}^b = 1 + p; \quad i_{ah}^b = 1 + 5,16 = 6,16.$$

При кінематичному розрахунку числом зубів  $Z_a$  задаємося, приймаючи його по можливості малим, але так, щоб не було підрізання ( $Z_a \geq 17$  - умова підрізання зубів)

Приймаємо  $Z_a = 18$ .

Із залежності  $Z_b = (i_{ah}^b - 1) \cdot Z_a$  визначаємо число зубів корончастого колеса  $b$ .

$$Z_b = (6,16 - 1) \cdot 18 = 93.$$

Найближче значення  $Z_b$ , для якого задовольняється умова складання, дорівнює 96.

Уточнюємо передаточне відношення:

$$i_{ah}^b = \frac{Z_b}{Z_a} + 1 = \frac{96}{18} + 1 = 6,33, \quad (5)$$

відхилення від розрахункового становить

$$\frac{6,33 - 6,16}{6,33} \cdot 100\% \approx 2,6\%,$$

що допустимо для поставленого завдання.

Число зубів сателіта водила  $h$  визначається за формулою:

$$Z_h = 0,5 \cdot (Z_b - Z_a) = 0,5 \cdot (96 - 18) = 39.$$

Перевіряємо правильність підбору зубів:

- умова співвісності

$$\begin{aligned} Z_a + Z_h &= Z_b - Z_h; \\ 18 + 39 &= 96 - 39; \\ 57 &= 57; \end{aligned} \quad (6)$$

– умова складання

$$\frac{Z_a + Z_\epsilon}{n_\omega} = \gamma, \quad (7)$$

де  $\gamma$  - ціле число;  $n_\omega$  - число сателітів;  $n_\omega = 3$ ;

$$\frac{18 + 96}{3} = 38 - \text{ціле число};$$

– умова сусідства

$$Z_a + Z_h \sin \frac{\pi}{n_\omega} > Z_h + 2; \quad (8)$$

$$18 + 39 \cdot \sin \frac{3,14}{3} > 39 + 2;$$

$$18 + 39 \cdot 0,866 > 39 + 2;$$

$$52 > 41.$$

Усі умови задовольняються.

Зубчасті колеса планетарного редуктора розраховуємо на контактну міцність робочих поверхонь зубів.

Відстань  $a_{\omega_{ah}}$  між осями сонячного колеса  $a$  і сателітів водила  $h$  визначаємо за формулою:

$$a_{\omega_{ah}} = (i_{ah}^b + 1) \sqrt{\left( \frac{310}{[\sigma]_H} \right)^2 \frac{M_a \cdot K_H}{\psi_{ah} \cdot i_{ah} \cdot n'_\omega}}, \quad (9)$$

де  $i_{ah}$  - передаточне відношення від сонячного колеса  $a$  до сателітів  $h$ ;

$M_a$  – номінальний приведений момент на шестерні  $a$ ;

$$n'_\omega = n_\omega - 0,7;$$

$\psi_{ah}$  - коефіцієнт ширини вінця колеса, що визначається за формулою:

$$\psi_{ah} = \frac{1,5 + 0,1(3 - n_\omega)}{i_{ah} + 1} = \frac{1,5 + 0,1(3 - 3)}{\frac{18}{39} + 1} = 1,03. \quad (10)$$

Коефіцієнт  $K_H = K_{H_\alpha} \cdot K_{H_\beta} \cdot K_{H_V}$ , де  $K_{H_\alpha}$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами; для прямозубих коліс приймають  $K_{H_\alpha} = 1$ ;  $K_{H_\beta}$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця;  $K_{H_\beta} = 1,15$ ;  $K_{H_V}$  - динамічний коефіцієнт;  $K_{H_V} = 1,0$ .

Допустимі контактні напруження  $[\sigma]_H$  визначають при проектному розрахунку за формулою:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{H_L}}{[n]_H}. \quad (11)$$

Тут  $\sigma_{Hlimb}$  - межа контактної витривалості для базової кількості циклів. Для шестерень об'ємно загартованих приймають  $\sigma_{Hlimb} = 18HRC + 150$ .

$$\sigma_{Hlimb} = 18 \cdot 50 + 150 = 1050.$$

$K_{H_L}$  – коефіцієнт довговічності, для загартованих коліс приймають  $K_{H_L} \leq 1,8$ ;

$[n]_H$  – коефіцієнт безпеки,  $[n]_H = 1,1 \div 1,2$ .

Отже, допустимі контактні напруження будуть

$$[\sigma]_H = \frac{1050 \cdot 1,8}{1,2} = 1575.$$

Міжцентрова віддаль зубчастої передачі  $a - h$  (сонячна шестерня – сателіт) буде дорівнювати:

$$a_{\omega_{ah}} = \left( \frac{18}{39} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left( \frac{310}{1575} \right)^2 \frac{10000 \cdot 100 \cdot 1,0 \cdot 1,15 \cdot 1,0}{1,03 \cdot \frac{18}{39} \cdot (3 - 0,7)} } = 50,2 \text{ мм.}$$

Модуль зубчастого зачеплення  $m$  планетарного редуктора визначається за формулою:

$$m = \frac{2 \cdot a_{\omega_{ah}}}{Z_a + Z_h} = \frac{2 \cdot 50,2}{18 + 39} = 1,76 \text{ мм.} \quad (12)$$

Доцільно вибрати із стандартного ряду модулів  $m = 1,75$  мм.

Для планетарної передачі гвинтової піднімально-транспортної лебідки тяговим зусиллям 1000 кг необхідно використати наступні параметри зубчастих коліс:

- сонячна шестерня  $a$  :  
 $Z = 18, m = 1,75$  мм;
- сателіт  $h$  :  
 $Z = 39, m = 1,75$  мм;
- корончаста шестерня  $b$  :  
 $Z = 96; m = 1,75$  мм.

Передаточне відношення планетарної передачі  $i_{ah}^b = 6,33$ .

При збільшенні модуля планетарної передачі до  $m = 2$  мм тягове зусилля лебідки може зрости до 1500 кг.

На основі вище описаних досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Наведено методику розрахунку конструктивних, силових і кінематичних параметрів планетарної передачі піднімально-транспортної лебідки з гвинтовою опорою. При цьому визначено: передаточне відношення планетарного механізму, моменти сил в окремих ланках, розрахунок і підбір зубчастого зачеплення з визначенням конструктивних і кінематичних параметрів, граничні допустимі контактні напруження та інше.
2. Дано практичні рекомендації виробництву щодо проектування планетарних редукторів піднімально-транспортних лебідок з відповідними опорами для вдосконалення відповідних операцій.

### Література

1. Кудрявцев В.Н., Кудрявцев Ю.Н. Планетарные передачи. Справочник. –Л.: Машиностроение (Ленинград), 1977. -535 с.
2. Павлище В.Т. Основи конструювання і розрахунок деталей машин. –К.: Вища школа, 1933.–557с.
3. Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. –М.: Машиностроение, 1984. - 267 с.
4. Декларацийний патент №20111, Україна. Гвинтова піднімально-транспортна лебідка. Гевко І.Б., Колесник О.А., Дзюра В.О. Бюл. №1, 2007 р. -3 с.

Одержано 15.06 2007 р.