

*Література:*

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 631.3**

**ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАТО-РЕЙКОВОГО МЕХАНІЗМУ ОБОРОТНОГО ПЛУГУ**

Качан В.М., здобувач вищої освіти гр. М1/1маг

Миколаївський національний аграрний університет  
Наукові керівники д.е.н., проф. Гавриш В.І., к.п.н., доц. Галєєва А.П.

***Анотація***

Дослідження впливу фізичних властивостей сталі на масо-габаритні показники валу. Основою більшості оборотних механізмів є вал. За час експлуатації дана деталь схильна до впливу згинальних сил і моментів. Залежно від значень навантаження яке доводиться витримувати валу, залежить його діаметр і довжина, а отже і вага. Також від діаметра валу залежать і масо-габаритні показники самого вузла, а саме серія підшипників і гніздо під них.

***Annotation***

Investigation of the influence of physical properties of steel on the mass-dimensional indices of the shaft. The basis of most reversible mechanisms is the shaft. During operation, this part is subject to bending forces and moments. Depending on the load values which have to withstand the shaft, its diameter and length, and hence weight, depend on it. Also, the diameter of the shaft depends on the weight of the overall dimensions of the node itself, namely a series of bearings and a nest under them.

Отже, одним з способів зменшення маси плуга є зменшення маси самого оборотного вузла. Одним із способів є підбір матеріалу з більш високими механічними характеристиками що може посприяти зменшенню перерізу профілів і стержнів з яких виробляються плуги.

Визначення діаметру валу по крутному моменту для сталі Ст.45 покращеної якості:

$$M_{кр} = \frac{M_{пл} \cdot B_{ш}}{2}; \quad (1)$$

де,  $M_{кр}$  Крутний момент ,кг\*см,

$B_{ш}$  Ширина плуга.

Розраховуємо діаметр валу

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}}; \quad (2)$$

тут,  $[\tau_{кр}]$ - допустима напруга на кручення, значення приймається з таблиці властивостей сталей. кг/см<sup>2</sup>,

Діаметр валу по осьовому зусиллю

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot n}{\pi \cdot [\sigma_P]}} \quad (3)$$

де  $P$ -тягове зусилля, кг,  $n$ -Коефіцієнт запасу міцності,  $[\sigma_P]$ - Допустима напруга при розтягуванні, значення приймається з таблиці властивостей сталей. кг/см<sup>2</sup>,

Після підстановки значень у формулу отримуємо такі данні:

$$M_{кр} = 180000 \text{ кг*см,}$$

$$d_1 = 7,86 \text{ см,}$$

$$d_2 = 2,06 \text{ см.}$$

Залежність масо габаритних показників підшипникового вузла від діаметра валу.

Малогабаритні показники валу є ключовими в проектуванні оборотного механізму при прагненні зробити його якомога легше. При використанні широких підшипників можливо використати марки що мають оптимальні значення внутрішніх і зовнішніх діаметрів, що дає можливість для оптимізації конструкції оборотного механізму. Для вибору підшипників і проектування підшипникового вузла необхідно визначити реакцій опор, підібрати необхідні підшипники виходячи з можливих діаметрів валів, а також провести їх аналіз.

Значення приведенного навантаження  $Q$  розраховуємо за формулою:

$$Q = (X \cdot R + Y \cdot A) \cdot K_6 \cdot K_T ; \quad (4)$$

Де  $R$  - радіальна навантаження (виберемо найбільше значення реакцій опор);  $A$  - осьове навантаження,  $A = eR$ ;  $X$  - коефіцієнт радіального навантаження, приймаємо рівним 0,5;  $Y$  - коефіцієнт осьового навантаження, приймаємо рівним 0,46;  $K_6$ - коефіцієнт безпеки, приймаємо  $K_6 = 1,2$ ;  $K_m$  - температурний коефіцієнт, приймаємо  $K_m = 1,05$ .

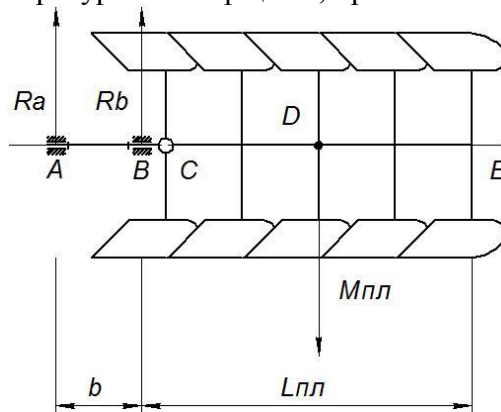


Рис 1. Графічне зображення сил що впливають на плуг поза роботою

Розрахуємо реакцію опор виходячи з рис 1.

$$R_A = M_{пл} \cdot \frac{L_{пл} \cdot 0,5 + b}{b} ; \quad (5)$$

$$R_B = M_{пл} \cdot \left( \frac{0,5 \cdot L_{пл}}{b} \right) ; \quad (6)$$

Підставляємо значення і отримуємо такі результати:

$$R_A = 2000 \cdot \frac{460 \cdot 0,5 + 30}{30} = 8666,67 \text{ кг ;}$$

$$R_B = 2000 \cdot \frac{0,5 \cdot 460}{30} = 7666,67 \text{ кг.}$$

При розрахунку значення  $Q$  приймаємо  $R=A$ .

Значення осьового навантаження  $A=eR$ , значення  $e$  приймаємо з рис.3.5. по співвідношенню  $R/C_0$ , яке приймаємо рівним 0,9 з конструктивних міркувань.

Для вибору підшипника зробимо розрахунок по динамічній вантажопідйомності за формулою:

$$C_{тр} = Q \cdot \left( \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{\frac{1}{\alpha}} = 9286,4 \text{ кг ;} \quad (7)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт, що залежить від форми кривої контактної втоми і приймається для кулькових підшипників  $\alpha = 3$  і для роликів  $\alpha = 10/3$ .

Виходячи з отриманого значення необхідного навантаження, вибираємо відповідні підшипники.

Розрахунок рейкової зубчастої передачі приведений в табл. 1.

Таблиця 1

Розрахунок рейкової зубчастої передачі

Вихідні дані:		Позначення	Значення	Од. вим.
1	Модуль пружності	$E=$	215 000	МПа
2	Коефіцієнт Пуассона	$\mu=$	0,30	-
3	Твердість поверхні зуба	HRC=	22	-
4	К-т ширини зубчастого вінця шестерні	$\Psi_{bd}=$	0,60	-
5	Кут нахилу зубів	$\beta=$	0,0000	°
6	Обертальний момент на валу шестерні	$T=$	21000	Н*м
7	Швидкість шестерні щодо рейки	$v=$	0,050	м/с
Результати розрахунку і вибору:		Позначення	Значення	Од. вим.
8	Допустиме контактне напруження	$[\sigma_H]=$	528,1	МПа
9	Розрахунковий дільний діаметр шестерні	$d_p \geq$	388,7	мм
10	Розрахунковий модуль зачеплення	$m_p \approx$	22,87	мм
11	Призначаємо модуль зубчастого зачеплення	$m=$	10,00	мм
12	Розрахункове число зубів шестерні	$z_{1p} \geq$	17,0	шт
13	Призначаємо число зубів шестерні	$z_1=$	20	шт
14	Дільний діаметр шестерні	$d=$	200,000	мм
15	Діаметр вершин зубів шестерні	$d_a=$	220,000	мм
16	Діаметр западин шестерні (довідково)	$d_f=$	175,000	мм
17	Ширина зубчастого вінця шестерні	$b_1 \approx$	127,0	мм
18	Ширина зубів рейки	$b_2 \approx$	120,0	мм
19	Окружна сила на шестерні (сила на рейці)	$F_t=$	210 000	Н
20	Потужність на валу шестерні	$P=$	10500	Вт
21	Частота обертання валу шестерні	$n=$	4,775	об/хв

Дослідження та розрахунки показали, що оборотний плуг має певний конструктивний запас щодо покращення його характеристик.

Застосований в конструкції плуга зубчато-рейковий механізм забезпечує плавний оборот плуга і належну безпеку при проведенні цієї операції. У будь-який момент переверот плуга можна зупинити або повернути в початкове положення.

#### Література:

1. Механізм переверота навесного плуга / [С.В.Василенко] // Вестник воронежского государственного аграрного университета. – 2014. – Вип.1-2. – С.106-108.
2. Пат. 2262821 Российская федерация, С1 А 01 В 3/30, 3/42. Устройство для поворота вала оборотного плуга / В. Д. Лобанов, Д. В. Лобанов; Заявитель и патентообладатель В. Д. Лобанов, Д. В. Лобанов - №2004120683/12 ; заявл.06.07.2004; опубл. 27.01.2005, Бюл № 30 (П.ч.).

3. Развитие [электронный ресурс]: Развитие/Технический справочник; Подшипники; Расчет подшипников качения - Режим доступа <http://razvitie-pu.ru> Мова рос. – Дата останнього доступу 04.02.2018 – Назва з екрану.
4. Технология проведения вспашки: Методическое пособие для учебной практики по подготовке трактористов-машинистов сельскохозяйственного производства / А. В. Казаков, В. Ю. Логинов, Д. В. Гутовский, А.Н. Кузьмичев – К. : Нижегородская государственная сельскохозяйственная академия. - Н. Новгород, 2013. – 58 с. – (Кафедра «Производственные квалификации»)
5. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т.:Т. 2. -8-е изд., перераб. и доп. Под. Ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.: ил.

УДК 621.438.13:621.57

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВИПАРНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ ДВЗ**

Качан В.М., здобувач вищої освіти гр. М1/1маг,  
Скорбілін П.Г., здобувач вищої освіти гр. М1/3маг

Миколаївський національний аграрний університет  
Науковий керівник д.е.н., проф. Гавриш В.І.

### *Анотація*

Інтенсифікація процесу диспергації рідини за рахунок використання перегрітої води дозволило розробити технологію дрібнодисперсного розпилення води без застосування високого початкового тиску, що значно спростило систему подачі води в потік циклового повітря з метою реалізації високоефективного процесу випарного охолодження циклового повітря. Застосування нагрітої води реалізує вибухове скипання водяного струменя на виході з форсунки, що дозволило досягти необхідну якість розпилення без використання високих тисків та форсунок складної конструкції.

### *Annotation*

Intensification of the process of fluid dispersion through the use of superheated water allowed to develop a technology of fine dispersion of water without the use of high initial pressure, which greatly simplified the system of water supply in the flow of cyclic air with a view to implementing a highly effective process of evaporative cooling of cyclic air. The use of heated water implements exploding boiling water jet at the outlet from the nozzle, which allowed to achieve the required quality of spraying without the use of high pressures and nozzles with Ok design.

Покращення техніко-економічних показників двигунів – важливе завдання як для виробників комбайнів, так і для аграрних товаровиробників.

Поршневі двигуни внутрішнього згорання є найбільш численними серед теплових джерел енергії, що використовується людством, їх широке поширення обумовлене тим, що в результаті багаторічного розвитку вони досягли достатньо високих енергетичних і економічних показників, мають достатню надійність і добре освоєні в технологічному відношенні. Однак їх коефіцієнт корисної дії обмежено параметрами реалізованого в них термодинамічного циклу й ефективний ККД двигунів із примусовим запаленням палива не перевищує 33 %, а дизелів - 46% . Негативно впливає на ефективність двигунів висока температура повітря.