

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЧИСЛА САТЕЛЛИТОВ НА ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Матeko П.М., Удинцев Р.А., Карасева Т.И., Серокуров И.А.
(ДонНТУ г. Донецк, Украина,)

Планетарные передачи принято разделять на три типа: дифференциальные, замкнутые дифференциальные и простые планетарные. Простые планетарные передачи обладают большей нагрузочной способностью и более высоким КПД по сравнению с обычными зубчатыми передачами, имеющими те же габариты.

Исследование проводилось на примере привода маневровой лебедки с планетарной передачей (рис.1).

Исходные данные для расчета:

Тяговое усилие на канате $F = 20 \text{ кН}$;

Скорость движения каната $V = 0,6 \text{ м/с}$;

Диаметр барабана $D = 320 \text{ мм}$;

Срок службы $L_h = 20400 \text{ часов}$.

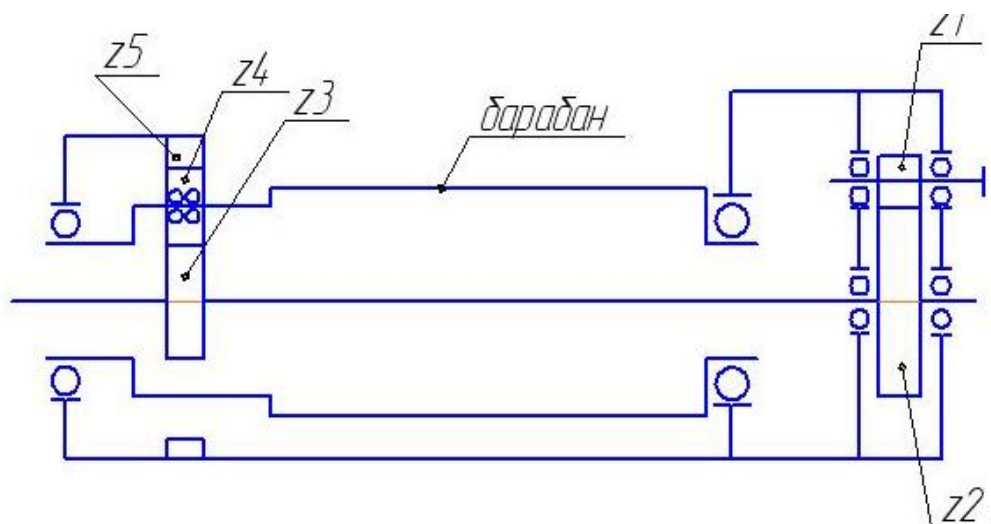


Рисунок 1 - Схема привода маневровой лебедки

Расчет привода.

Определение мощности на барабане и валу двигателя:

$$P_{бар} = FV = 20 \cdot 0,6 = 12 \text{ кВт}; \quad P_{дв} = \frac{P_{бар}}{\eta_{пр}} = \frac{12}{0,88} = 13,64 \text{ кВт}.$$

Коэффициент полезного действия привода:

$$\eta_{пр} = \eta_{ун} \cdot \eta_{цил} \cdot \eta_{пл} \cdot \eta_{под}^3 = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99^5 = 0,88$$

где $\eta_{ун} = 0,99$ - КПД уплотнений;

$\eta_{цил} = 0,98$ - КПД зубчатой цилиндрической передачи;

$\eta_{\text{нод}} = 0,99$ - КПД одной пары подшипников качения.

$\eta_{\text{пл}}$ - КПД планетарной передачи, рассчитываемый по формуле

$$\eta_{\text{пл}} = 1 - \frac{U_{1H} - 1}{U_{1H}} (1 - \eta_{13}^H) = 1 - \frac{5 - 1}{5} (1 - 0,95) = 0,96,$$

где $\eta_{13}^H = 0,95$ - КПД планетарной передачи относительно водила (смазка колёс консистентная, опоры сателлитов – подшипники качения)

Частота вращения барабана:

$$n_{\text{б}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,6}{3,14 \cdot 320} = 35,8 \text{ об / мин}$$

Тогда частота вращения вала электродвигателя равна:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{б}} \cdot i_{\text{пр}} = 35,8 \cdot 25 = 895 \text{ об / мин};$$

где $i_{\text{пр}} = i_{\text{цил}} \cdot i_{\text{пл}}$ – передаточные числа цилиндрической и планетарной передач.

Принято: $i_{\text{цил}} = 5$, $i_{\text{пл}} = 5$, тогда $i_{\text{пр}} = 5 \cdot 5 = 25$.

По расчетной мощности и передаточному отношению принимается электродвигатель 4А160М6У3:

$$P_{\text{дв}} = 15 \text{ кВт} \quad n_{\text{дв}} = 975 \text{ об / мин} \quad \frac{T_{\text{п}}}{T_{\text{н}}} = 1,2 \quad d = 48 \text{ мм}$$

Передаточное отношение привода:

$$i_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}} = \frac{975}{35,8} = 27,2.$$

Передаточное отношение планетарной передачи принимается $i_{\text{пл}} = 5$,

тогда

$$i_{\text{цил}} = \frac{i_{\text{пр}}}{i_{\text{пл}}} = \frac{27,2}{5} = 5,44.$$

Частоты вращения шестерни z_1 и колеса z_2 равны:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 975 \text{ об / мин}$$
$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{цил}}} = \frac{975}{5,44} = 179,2 \text{ об / мин}$$

Следовательно, частота вращения солнечной шестерни z_3 равна:

$$n_3 = n_2 = 179,2 \text{ об / мин}$$

Частота вращения водила и барабана:

$$n_{\text{н}} = n_{\text{б}} = \frac{n_3}{i_{\text{пл}}} = \frac{179,2}{5} = 35,8 \text{ об / мин}.$$

Определение мощности на валах:

$$P_1 = P_{\text{дв.}} \cdot \eta_{\text{уп}} \cdot \eta_{\text{нод}} = 13,64 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 13,36 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{цм} \cdot \eta_{нод} = 13,36 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 12,96 \text{ кВт}$$

Определение крутящих моментов:

$$T_1 = 9,55 \frac{P_1}{n_1} \cdot 10^6 = 9,55 \frac{13,36}{975} \cdot 10^6 = 130,8 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

$$T_2 = 9,55 \frac{P_2}{n_2} \cdot 10^6 = 9,55 \frac{12,96}{179,2} \cdot 10^6 = 690,6 \cdot 10^3 \text{ Нмм};$$

Крутящий момент на солнечной шестерне z_3 равен:

$$T_3 = T_2 = 690,6 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$

Расчет планетарной передачи

Передаточное отношение планетарной передачи обычно принимают $i_{3H}^5 = 3 \dots 8$ (в примере $i_{3H}^5 = 5$). Число сателлитов $U = 3 \dots 5$.

При проектировании планетарных передач следует соблюдать три условия:

1. Число зубьев сателлита выбирают из условия соосности валов центральных колес:

$$z_4 = \frac{z_5 - z_3}{2};$$

2. Из условия возможности сборки передачи сумма чисел зубьев колес корончатого z_5 и солнечной шестерни z_3 должна быть кратна числу сателлитов:

$$\frac{z_5 + z_3}{U} = \gamma;$$

где U - число сателлитов, γ - целое число.

3. Чтобы соседние сателлиты не задевали зубьями друг друга, должно соблюдаться условие соседства:

$$d_{a4} < 2 \cdot a_{w34} \sin \frac{\pi}{U}$$

Для дальнейших исследований было проанализировано возможное число зубьев центральных колес и сателлитов, при которых соблюдались выше приведенные условия (см. табл.1) при числе сателлитов $U = 2 \dots 5$

Таблица 1. Анализ возможных чисел зубьев центральных колес и сателлитов при числе сателлитов $U = 2...5$

Число сателлитов	Число зубьев			Выполнение условий			Пригодность передачи
	z_3	z_4	z_5	Условие соосности	Условие сборки	Условие соседства	
U							
2	18	27	72	Да	Да	Да	Да
3	18	27	72	Да	Да	Да	Да
4	18	27	72	Да	Нет	Да	Нет
5	18	27	72	Да	Да	Нет	Нет
2...5	19	28,5	76	Нет	-	-	Нет
2	20	30	80	Да	Да	Да	Да
3	20	30	80	Да	Нет	Да	Нет
4	20	30	80	Да	Да	Да	Да
5	20	30	80	Да	Да	Нет	Нет
2...5	21	31,5	84	Нет	-	-	Нет
2	22	33	88	Да	Да	Да	Да
3	22	33	88	Да	Не	Да	Нет
4	22	33	88	Да	Нет	Да	Нет
5	22	33	88	Да	Да	Нет	Нет
2...5	23	34,5	92	Нет	-	-	Нет
2	24	36	96	Да	Да	Да	Да
3	24	36	96	Да	Да	Да	Да
4	24	36	96	Да	Да	Да	Да
5	24	36	96	Да	Да	Нет	Нет

Для дальнейших расчетов принята планетарная передача с числом зубьев солнечной шестерни $z_3=24$, т.к. в этом случае возможно изготовление планетарной передачи с числом зубьев сателлитов $U = 2;3;4$. При других числах зубьев солнечной шестерни возможно изготовление планетарной передачи при двух значениях числа сателлитов.

При $z_3=19,21,23$ при любом числе сателлитов условие соосности не выполняется, следовательно, планетарная передача с этими числами зубьев солнечной шестерни в дальнейшем не рассматривалась.

Расчет планетарной передачи производился из условия прочности зубьев на изгибную выносливость. Модуль зацепления равен:

$$m \geq 3 \sqrt{\frac{2 \cdot Y_F \cdot k_F \cdot T_3}{\psi_m \cdot z_3 \cdot [\sigma]_F U'}};$$

где $Y_F=4$ - коэффициент прочности зубьев;

$T_3 = 690,6 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$ - крутящий момент на солнечной шестерне z_3 ;

$k_F = 1,4$ - коэффициент нагрузки;

$U' = U - 0.7$ - приведенное число сателлитов;

$\psi_m = 8$ - коэффициент ширины зубчатого колеса по модулю;

$z_3 = 24$ - число зубьев солнечной шестерни;

$[\sigma]_F$ - допускаемое напряжение на изгибную выносливость,

$[\sigma]_F = 220 \text{ МПа}$, для стали 45 $H = 220..240 \text{ НВ}$.

Подставляя значения величин в выше приведенную формулу получаем:

При $U = 2; m = 5.2 \text{ мм} \Rightarrow 5,5 \text{ мм}$. При $U = 3; m = 4,3 \text{ мм} \Rightarrow 4,5 \text{ мм}$.

При $U = 4; m = 3,8 \text{ мм} \Rightarrow 4,0 \text{ мм}$.

Размеры планетарной передачи определяются значением модуля зацепления при числе сателлитов $U = 2; 3; 4$ (см. табл.2)

Таблица 2. Размеры планетарной передачи при $U = 2; 3; 4$.

Диаметры делит. окр., мм	Число сателлитов		
	$U = 2; m = 5.5 \text{ мм}$	$U = 3; m = 4.5 \text{ мм}$	$U = 4; m = 4 \text{ мм}$
$d_{w3} = m \cdot z_3$	132	108	96
$d_{w4} = m \cdot z_4$	198	162	144
$d_{w5} = m \cdot z_5$	528	432	384

Из табл.2 видно, что размеры планетарной передачи с увеличением числа сателлитов уменьшаются, т.к. в зацеплении солнечной шестерни z_3 находятся несколько зубьев, равное числу сателлитов, значит, уменьшается модуль зацепления и, соответственно, размеры колес. На основании полученных данных построен график зависимости габаритных размеров планетарной передачи от числа сателлитов (рис.2).

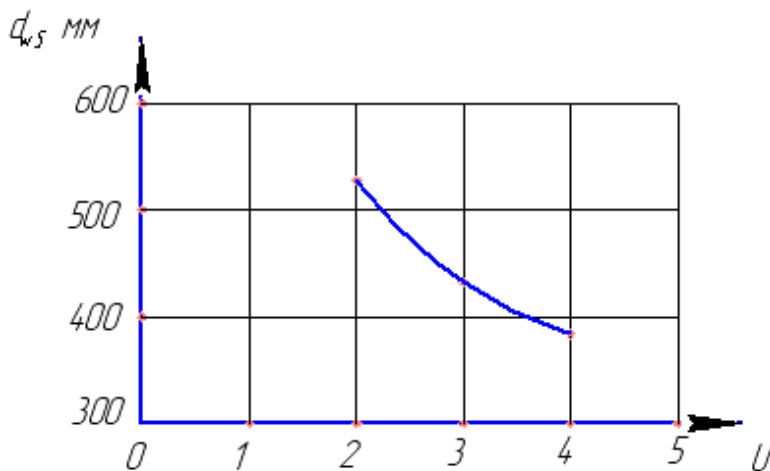


Рисунок 2 - График зависимости габаритных размеров планетарной передачи от числа сателлитов

На практике обычно принимают планетарные передачи с числом сателлитов $U = 3$. При этом числе сателлитов чаще всего выполняются условия соосности, сборки и соседства при различных числах зубьев центральных колес и передаточном отношении. Пример выполнения привода маневровой лебедки с числом сателлитов $U = 3$ представлен на рис.3.

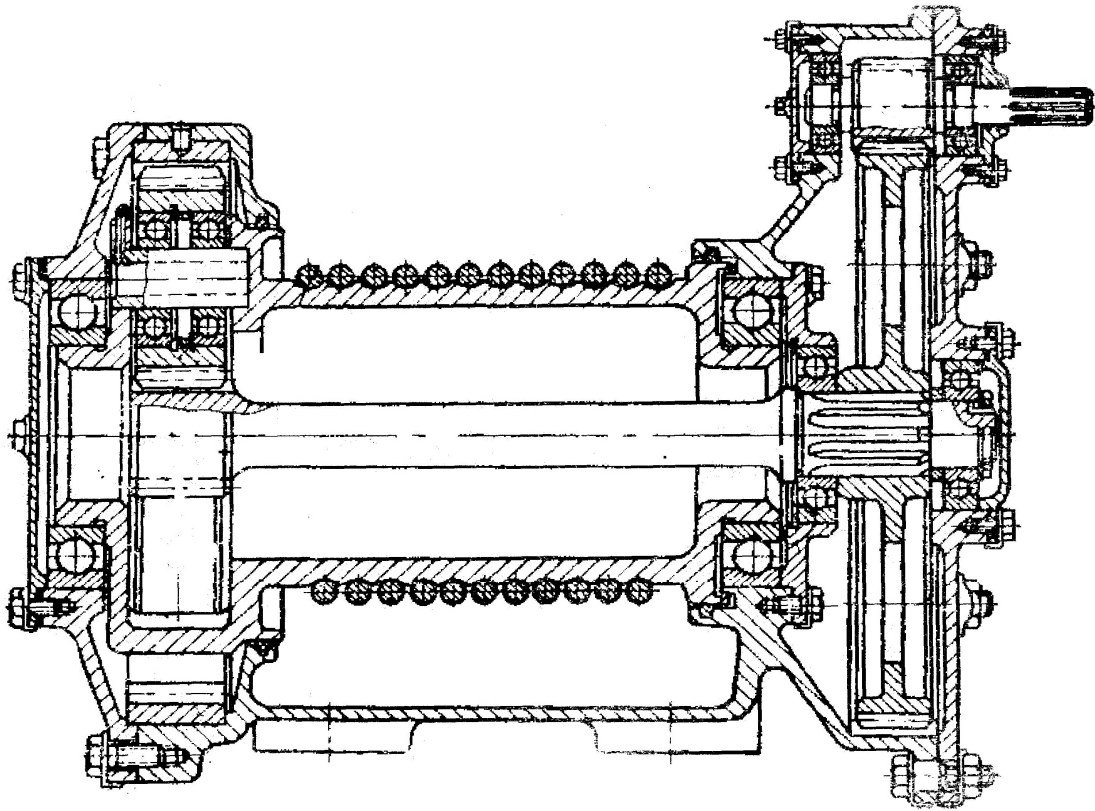


Рисунок 3 - Редуктор привода маневровой лебедки

Список литературы. 1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 1. Донецьк, ДонНТУ, 2005, 36 с. 2. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. Розділ 2. Донецьк, ДонНТУ, 2005, 48 с. 3. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. - М.: Машиностроение, 1967. - 798 с. 4. Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 543 с.