

9. ВЫБОР РАЗМЕРОВ КОРПУСНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ, КРЫШЕК И СТАКАНОВ ПОДШИПНИКОВ

Проектирование деталей машин, узлов и машины в целом, их конструирование после проведенных расчетов – процесс творческий, началом которого является курсовое проектирование по деталям машин, подъемно-транспортным машинам, дипломное проектирование.

В своей практической работе молодой инженер, основываясь на знаниях, приобретенных в вузе, развивает свои способности проектирования. Учитывая особенности работы сельскохозяйственных машин, инженеру часто приходится проектировать вышедшие из строя детали по эскизам и из имеющегося материала, не соответствующего заводскому.

По существу, весь изложенный в данном пособии материал посвящен основам расчета и проектированию передач, вследствие чего в этих разделах отражено только то, что не вошло в другие разделы пособия.

Крышки и стаканы подшипников

Эти детали не рассчитывают на прочность, а их размеры принимают из конструктивных соображений, основываясь на опыте эксплуатации.

Стаканы под подшипники обычно выполняют литыми из чугуна СЧ, реже из стали.

Толщину стенки стаканов δ выбирают в зависимости от внутреннего диаметра стакана D (наружного диаметра подшипника) из следующих значений:

D , мм	До 52	52...50	80...120	120...170;
δ , мм	4...5	6...8	8...10	10...12,5.

Толщину упорного бурта принимают равной δ , а толщину фланца – $1,2 \delta$. Диаметр d и число винтов z для крепления стакана выбирают также в зависимости от его диаметра D :

D , мм	40...62	65...75	80...95	100...145	150...220;
d , мм	6	8	8	10	12;
z	4	4	6	6	6.

Основные размеры привертных крышек подшипников: диаметр фланца D_ϕ ; толщина стенки крышки δ_1 ; толщина фланца δ_2 .

Толщину стенки δ_1 принимают в зависимости от наружного диаметра подшипника D_n :

D_n , мм	40...62	65...95	100...145	150...220;
δ_1 , мм	5	6	7	8.

Диаметр фланца

$$D_\phi = D + (4 - 4,5) \cdot d .$$

Толщина фланца при креплении крышки любыми винтами

$$\delta_2 = 1,2 \cdot \delta_1 .$$

Толщина фланца при креплении крышки винтами с цилиндрическими головками высотой h

$$\delta_2 = h + 0,8 \cdot \delta_1 ,$$

где h – высота головки винта, мм.

Корпусные детали и крышки редуктора

Стенки литой корпусной детали должны быть по возможности одинаковой толщины. Чем больше размеры корпуса, тем толще должны быть его стенки. Ниже приведены реко-

мендуемые значения толщины δ_3 стенок корпуса для чугуновых отливок в зависимости от его приведенного габаритного размера N:

N, мм	0,4	0,75	1	1,5	1,8;	
δ_3 , мм	6	8	10	12	14	16.

Приведенный габаритный размер корпуса:

$$N = (2L + B + H_1) / 4 ,$$

где L – длина корпуса, м;

B – ширина корпуса, м;

H_1 – высота корпуса, м.

Толщину стенок, отвечающим требованиям технологии литья и необходимой жесткости корпуса, можно определить по формуле:

$$\delta_3 = 2 \cdot \sqrt[4]{0,1 \cdot T} \geq 6 \text{ мм} ,$$

где T – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м.

Толщину наружных ребер жесткости и их основания принимают равной $(0,9-1) \delta_3$, а внутренних ребер жесткости – $0,8 \cdot \delta_3$.

Для крепления корпуса к раме в опорной поверхности делают фланцы толщиной $g=2\delta_3$.

Внутренние размеры корпуса определяют с учетом зазоров между колесами и корпусом (крышкой корпуса).

Зазор между боковыми стенками корпуса (крышки) и наружным диаметром колеса тихоходной ступени рассчитывают по формуле:

$$a = \sqrt[3]{L} + (2 - 3) \text{ мм} ,$$

где L – ориентировочная длина корпуса, мм.

Зазор между днищем и наружным диаметром колеса

$$b_0 \geq 6m ,$$

где m – модуль тихоходной ступени, мм.

Зазор между торцевыми поверхностями колес и шестерен

$$c = 2m .$$

В соосных редукторах зазор между торцами шестерен и колес

$$b_1 = 0,1 \cdot b ,$$

где b – ширина зубчатых колес, мм.

Крышку редуктора крепят к корпусу винтами или болтами, диаметр d которых и диаметр отверстия d_0 под них принимают в зависимости от межосевого расстояния a_w тихоходной ступени редуктора:

a_w , мм	До 160	160...220	220...280	280...350;
d , мм	M12	M14	M16	M18;
d_0 , мм	13	15	18	20.

Диаметр винтов (болтов) можно определить по формуле

$$d = \sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ мм} ,$$

где T – максимальное значение длительно действующего крутящего момента на тихоходном валу, Н·м.

Шаг установки винтов (болтов), мм:

$$l_g = (12 - 15) \cdot d .$$

Ширину фланца К принимают такой, чтобы на ней свободно размещалась гайка или шестигранная головка болта и свободно поворачивался гаечный ключ на угол $\geq 60^\circ$.

При креплении болтами $K = 2,7d$.

При креплении винтами $K = (2,1 - 2,2) \cdot d$.

Оси винтов (болтов) располагают от кромки фланца крышки на расстоянии

$$C_g = 0,5K .$$

Толщины фланцев $b_{кр}$ крышки и корпуса $b_{кор}$ определяют по выражениям

$$b_{кр} = 1,5 \cdot \delta_1; \quad b_{кор} = 1,5 \cdot \delta_3,$$

где $\delta_1 = 0,9 \cdot \delta$ – толщина стенки крышки, мм.

Диаметр штифтов, фиксирующих крышку относительно корпуса при обработке и сборке,

$$d_{ш} = (0,7 - 0,8) \cdot d .$$

Расчетное значение $d_{ш}$ согласовывают с ГОСТ 3128-70 (для цилиндрических штифтов) и ГОСТ 3129-70 (для конических штифтов). По этим же стандартам выбирают длину штифтов $l_{ш}$, которая должна быть не более суммы толщин фланцев корпуса и крышки, то есть

$$l_{ш} \approx b_{кр} + b_{кор} .$$

Диаметр прилива для подшипникового гнезда принимают в зависимости от диаметра фланца D_ϕ крышки:

$$D_n = D_\phi + (4 \dots 5) \text{ мм} .$$

Длина прилива подшипникового гнезда зависит от ширины подшипника, маслоотгонной шайбы и части крышки подшипника, входящей в подшипниковое гнездо. Поэтому длина приливов у разных валов будет различна. Если же крышка подшипника врезная, то при определении длины прилива учитывают всю ширину крышки.

Эти размеры проще всего определять при эскизном проектировании редуктора.

Диаметр d_ϕ и число n винтов (болтов) крепления редуктора к раме принимают в зависимости от межосевого расстояния a по таблице 9.1.

Таблица 9.1

Размеры фундаментальных болтов

Тип редуктора	a , мм	d_ϕ , мм	n
Одноступенчатый	100...150	M14	4
	200...250	M16	4
Двухступенчатый	250...300	M16	4
	400	M20	6
Трехступенчатый	400...500	M20	6
	600	M24	8

Смазочные устройства

В тракторах, автомобилях и сельскохозяйственных машинах применяют циркуляционную и картерную смазочные системы, а также периодически смазывают менее ответственные механизмы.

Циркуляционную смазочную систему, когда к трущимся поверхностям непрерывно подается свежее профильтрованное масло, применяют для смазывания кривошипно-шатунной системы и кулачковых валов привода клапанов двигателей внутреннего сгорания.

Картерная смазочная система обеспечивает погружение венцов зубчатых колес в масло (коробки перемены передач, главные и бортовые передачи, редуктора). Глубина погружения быстроходной шестерни (колеса) может быть до 5 модулей зацепления, но не менее высоты

зуба.

Подшипники коробок перемены передач, редукторов, главных и бортовых передач смазываются разбрызгиванием масла.

Периодическое смазывание подшипников ступиц автомобилей, тракторов, сельхозмашин и других механизмов заключается, как правило, в закладывании с помощью шприца консистентной смазки при сборке или периодическом обслуживании.

Смазочные материалы

Таблица 9.2

Нефтяные смазочные материалы

Марка масел	Вязкость $\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$ при 50°C	Температура застывания, °C	Марка масел	Вязкость $\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$ при 50°C	Температура застывания, °C
Индустриальные (ГОСТ 20799-75)			Турбинные:		
Н-5А	4–5	-25	Т22	20–23	-15
Н-8А	6–8	-20	Т30	28–32	-10
Н-12А	10–14	-30	Т46	44–48	-10
Н-20А	17–23	-15	Т57	55–59	-10
Н-25А	24–27	-15	Авиационные:		
Н-30А	28–33	-15	МС-14	92(14)	-30
Н-40А	35–45	-15	МС-20	101(20,5)	-18
Н-50А	47–55	-15	МС-22	192(22)	-14
Н-70А	65–75	-10	МС-20С	-(20)	18
Н-100А	90–118	-10			

Таблица 9.3

Пластичные смазочные материалы

Смазочный материал	ГОСТ	Температурный предел, °C	Область применения
Солидол жировой УС-2	1033-79	(-25)-(+65)	Узлы трения скольжения и качения
Солидол синтетический	43-66-76	(-20)-(+65)	Заменитель УС-2
Смазка жировая 1-13	1631-61	(-20)-(+100)	Подшипники качения
ЦИАТИМ 201	6267-74	(-60)-(+90)	Приборы и механизмы, при низких температурах
ЦИАТИМ 202	11110-75	(-50)-(+120)	Подшипники качения
ЦИАТИМ 203	8773-73	(-50)-(+90)	Механизмы, работающие при высоких удельных нагрузках