

Министерство высшего и среднего специального
образования Р С Ф С Р

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт им. С.П.Королева

МЕХАНИЗМЫ ПРИБОРНЫХ
И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Методическое руководство
к курсовому проекту

Утверждено
на заседании редсовета 7/І-1975 г.

Куйбышев 1976

В руководстве излагаются методы проектирования механизмов следящих систем малой мощности, которые используются в кибернетике, в автоматических системах управления, в том числе в вычислительных системах.

Объектом проектирования является редукторный узел, в который входят зубчатая передача с мелкомодульными цилиндрическими и коническими колесами, валы, подшипники, корпус, муфты, сельсин, двигатель, механический ограничитель движения, шкальный механизм, то есть наиболее распространенные механизмы приборных и вычислительных систем.

В руководстве имеются задания на проект и приведены примеры их выполнения. Использован опыт и материалы кафедры АСУ Уральского политехнического института.

Составители: В.М.Ястrebов,
Б.А.Куликов

Введение

Целью курсового проекта является разработка конструкции зубчатого механизма приборной системы. Это может быть исполнительный механизм маломощной следящей системы, широко применяемой в различного рода механизмах дистанционного управления, в том числе в ЭВМ, редуктор лентопротяжного механизма ЭВМ и т.д.

Выбор в качестве объекта проектирования малогабаритного мелкомодульного приборного редуктора объясняется тем, что именно зубчатые передачи имеют среди других механизмов наибольшее применение, а качество и надежность прибора часто определяется именно качеством и надежностью работы зубчатых передач.

Выясним принцип действия следящей системы с использованием в качестве выявителя рассогласования сельсинов (рис. I).

Рассмотрим дистанционную следящую систему для передачи на расстояние угла поворота командного вала. В состав любой следящей системы входят три части (рис. I):

1. Чувствительные элементы для выявления рассогласования между положением объекта управления и командного вала (сельсины датчик-СД и приемник-СН). Назовем их выявителями рассогласования (ВР).

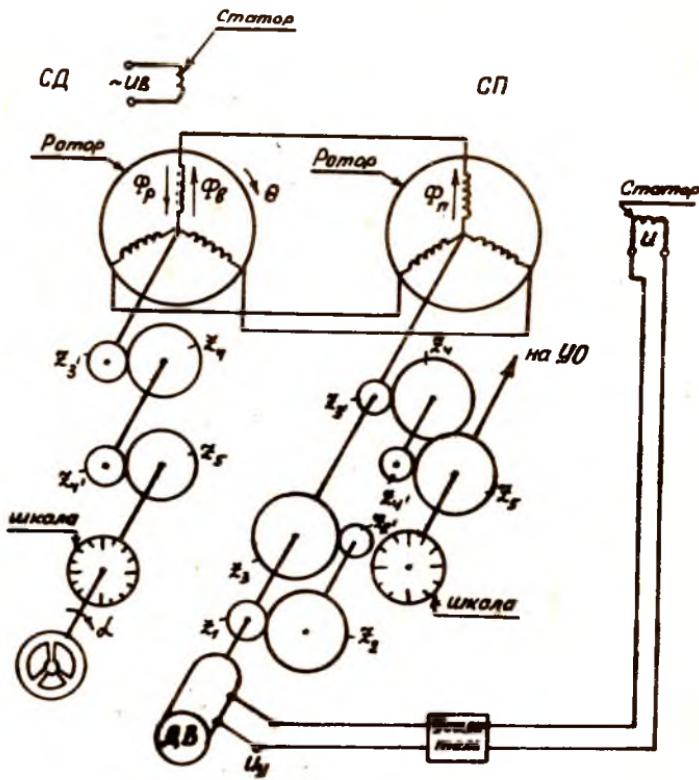
2. Средства для усиления сигнала рассогласования. В примере это электронный усилитель.

3. Источник мощности - исполнительный двигатель, непосредственно устанавливающий положение управляемого объекта через зубчатую передачу или редуктор. Обмотки роторов сельсинов датчика и приемника связаны проводами.

Для увеличения точности системы командный вал связывают с ротором сельсина-датчика через промежуточную передачу Z_3' , Z_4 , Z_4' , Z_5 , а управляемый вал связан с ротором сельсина-приемника точно такой же передачей.

Исполнительный двигатель передает вращение на управляемый вал тоже через зубчатую передачу.

Для снятия сигнала рассогласования обмотка статора на сель-сине-приемнике повернута на 90^0 относительно обмотки статора на сельсине-датчике.



Р и с. I. Схема следящей системы

На обмотку возбуждения статора сельсина-датчика подается переменное напряжение U_b . Магнитный поток Φ_b наводит в обмотках ротора сельсина-датчика э.д.с. Обмотки замкнуты, и в них возникает реактивный магнитный поток Φ_p . Результирующий магнитный поток равен $\Phi_b - \Phi_p$. Он будет наводить в обмотках ротора сельсина-датчика э.д.с. Токи, протекая по обмоткам ротора сельсина-приемника, создадут общий магнитный поток Φ_n (рис. I), направленный вверх по Φ_b .

Так как обмотка статора сельсина-приемника расположена перпендикулярно к вектору магнитного потока Φ_n , то в ней э.д.с. наводиться не будет, т.е. сигнал рассогласования U равен нулю.

Повернем быстро командный вал на угол α . Тогда ротор сельсина-датчика повернется на угол $\theta = \alpha - \beta_{5-3}$. В обмотках ротора будут наводиться другие э.д.с. Протекая по обмоткам ротора приемника эти токи создадут магнитный поток, вектор которого будет повернут на угол θ относительно первоначального положения. Составляющая этого потока, направленная вдоль оси обмотки статора, наведет в ней э.д.с., и на зажимах этой обмотки получим сигнал рассогласования U , пропорциональный углу рассогласования θ . Этот сигнал в усилителе усиливается в κ раз, и полученное напряжение управления U_y подается на исполнительный двигатель, который будет вращать ротор приемника в направлении уменьшения угла θ до тех пор, пока магнитный поток Φ_n не станет снова перпендикулярным оси обмотки статора сельсина-приемника. Тем самым сигнал уменьшится до нуля, а роторы датчика и приемника придут в согласованное положение, и управляемый вал повернется на тот же угол α , что и командный вал.

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

В курсовом проекте требуется разработать механическую часть исполнительной следящей системы, т.е. редуктор с установленными на нем двигателем и выявителем рассогласования, которые берутся как готовые изделия (прил. № I). В задании на курсовой проект дана приближенная кинематическая схема и исходные данные для проектирования.

Расчетная часть проекта включает в себя:

выбор электродвигателя;

определение передаточных отношений;

расчет зубчатой передачи на точность;

расчет механизма на быстродействие;

расчет зубчатых колес;

расчет валика и подбор подшипников качения;

расчет шкального механизма;

расчет механического ограничителя движения.

Графическая часть проекта имеет общий объем 3 листа формата 24 (594x841) и содержит:

лист 1-(формат 22: 594x420) - кинематическую схему редуктора следящей системы;

лист 2-(формат 24: 594x841) - сборочный чертеж редуктора;

лист 3-(формат 22) - чертеж зацепления зубьев выбранной пары колес с указанием их размера по общей нормали для шестерни.

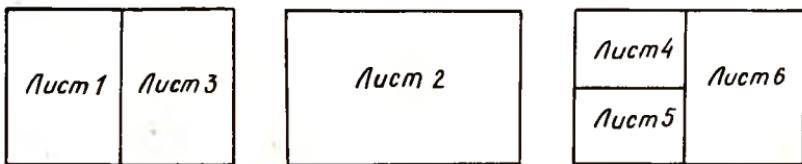
В зацеплении должны быть показаны 3 - 4 зуба каждого колеса, размер зубьев не менее 30 мм;

лист 4-(формат 12: 420x297) - чертеж зубчатого колеса наиболее нагруженной пары колес;

лист 5-(формат 12) - чертеж валика наиболее нагруженной пары колес;

лист 6-(формат 22) - чертеж корпусной детали (стенки или крышки) редуктора.

Схема расположения листов дана на рис. 2.



Р и с. 2. Схема расположения графитной части проекта

Пояснительная записка к проекту выполняется на 20-30 листах формата II (210x297). Каждый лист записи должен иметь поля по 25 мм с правой и левой сторон. Текст и необходимые расчеты излагаются только на лицевой стороне листа. Записка должна содержать: разделы, указанные в расчетной части проекта (названия разделов в записке должны соответствовать названиям в расчетной части); описание конструкции редуктора, его основных узлов, а также обоснование посадок и выбора материала для изготовления деталей узлов и корпуса.

ОБОЗНАЧЕНИЯ НА СХЕМАХ И В ЗАДАНИИ НА ПРОЕКТ

- A_B - двигатель;
 n_d - число оборотов в минуту вала двигателя;
 \perp - зубчатое колесо;
 \boxtimes - люфтовориращее колесо;
 \boxplus - соединительная муфта;
 BP - выявитель рассогласования (сельсин);
 M_H - момент нагрузки на выходном валу;
 n_H - число оборотов в минуту выходного вала;
 MOD - механический ограничитель движения;
 $ШМ$ - шкальный механизм (г.о - грубого отсчета, т.о - точного отсчета);
 Q_H - нагрузка на выходном звене, движущемся поступательно;
 V_H - скорость выходного звена;
 $[\Delta y]$ или $[\Delta x]$ - допустимые погрешности положения выходного звена;

[θ] - допустимый угол рассогласования вала (ВР);

Е, М - единичное или массовое производство.

ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

№ ва- ри- ан- та	Схе- ма	М _н , НМ	П _н , об/мин	Q _н , кн	V _н , мм/сек	Тип ВР	[Δγ*] Вых- вала	[Δx] Вых. звена	Преде- лы хо- да вых. звена	Тип произ- водства
							[θ]			
I	I	0,1	3	-	-	CC-I50	0,5	-	90°	0-550б
2	II	0,2	5	-	-	CC-I50	0,6	-	80°	0-150б
3	III	-	-	0,06	2,0	БС-І	-	0,05	70°	0-40мм
4	IV	-	-	0,05	20,0	БС-І	-	0,30	80°	0-15мм
5	У	8,0	6	-	-	БС-І	1,05	-	65°	0-250б
6	I	0,4	2	-	-	БС-І	0,6	-	60°	0-500б
7	II	0,5	4	-	-	БС-І	0,7	-	85°	0-200б
8	III	-	-	0,12	4,0	CC-I50	-	0,08	75°	0-55мм
9	IV	-	-	0,10	15,0	CC-I50	-	0,20	85°	0-20мм
I0	У	5,0	5	-	-	CC-I50	0,7	-	70°	0-300б
II	I	0,6	10	-	-	CC-I50	0,7	-	65°	0-450б
I2	II	0,8	8	-	-	БС-І	0,8	-	60°	0-100б
I3	III	-	-	0,15	3,0	CC-I50	-	0,10	90°	0-40мм
I4	IV	-	-	0,18	12,0	БС-І	-	0,25	70°	0-25мм
I5	У	3,0	I	-	-	CC-I50	0,8	-	80°	0-100б
I6	I	I,0	I2	-	-	БС-І	0,8	-	80°	0-400б
I7	II	I,2	3	-	-	БС-І	0,9	-	85°	0-250б
I8	III	-	-	0,20	I,0	CC-I50	-	0,12	80°	0-50мм
I9	IV	-	-	0,20	10,0	БС-І	-	0,30	75°	0-35мм
I0	У	2,0	I2	-	-	CC-I50	0,9	-	90°	0-350б
I1	I	I,5	I5	-	-	CC-I50	0,9	-	75°	0-350б
I2	II	I,8	8	-	-	CC-I50	I,0	-	70°	0-80б

№ вари- анта	Схема	M_H , Н·м	π_H , об/мин	Q_H , кн	V_H , мм/сек	Тип ВР	$[\Delta \varphi']$	$[\Delta x]$	$[\theta']$	Пределы хода выход- звена	Тип про- из- вод- ства
							Вых. вала	мм вых. зве- на	°		
23	III	-	-	0,3	0,5	БС-І	-	0,15	70°	0-25мм	М
24	IV	-	-	0,25	8,0	БС-І	-	0,20	80°	0-50мм	Е
25	У	1,5	16,0	-	-	БС-І	1,0	-	70°	0-8 об	Е
26	I	2,0	5,0	-	-	БС-І	1,0	-	60°	0-15об	Е
27	II	2,5	I2	-	-	СС-І50	1,02	-	65°	0-30об	М
28	III	-	-	0,4	2,0	БС-І	-	0,05	75°	0-15мм	М
29	IV	-	-	0,5	3,0	СС-І50	-	0,20	90°	0-30мм	М
30	У	1,0	3	-	-	СС-І50	0,07	-	60°	0-35об	Е
31	I	3,0	6	-	-	СС-І50	1,02	-	65°	0-20об	Е
32	II	25,0	2	-	-	СС-І50	1,05	-	70°	0-35об	М
33	III	-	-	0,6	1,0	БС-І	-	0,08	50°	0-20мм	Е
34	IV	-	-	0,5	1,0	БС-І	-	0,25	60°	0-40мм	Е
35	У	0,6	2	-	-	БС-І	0,08	-	85°	0-45об	Е
36	I	6,0	8	-	-	БС-І	1,05	-	70°	0-25об	М
37	II	18,0	6	-	-	БС-І	0,05	-	75°	0-40об	М
38	III	-	-	0,5	0,5	БС-І	-	0,10	75°	0-30мм	Е
39	IV	-	-	0,6	0,5	СС-І50	-	0,30	65°	0-60мм	М
40	У	0,4	8	-	-	СС-І50	0,09	-	70°	0-50об	М
41	I	10,0	16	-	-	СС-І50	0,05	-	80°	0-30об	М
42	II	12,0	I5	-	-	СС-І50	0,06	-	90°	0-45об	Е
43	III	-	-	0,8	1,0	СС-І50	-	0,12	60°	0-35мм	Е
44	IV	-	-	0,7	4	БС-І	-	0,20	70°	0-45мм	М
45	У	0,1	4	-	-	СС-І50	1,0	-	75°	0-40об	М
46	I	16,0	I,0	-	-	БС-І	0,06	-	75°	0-60об	Е

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ЗАДАНИЙ

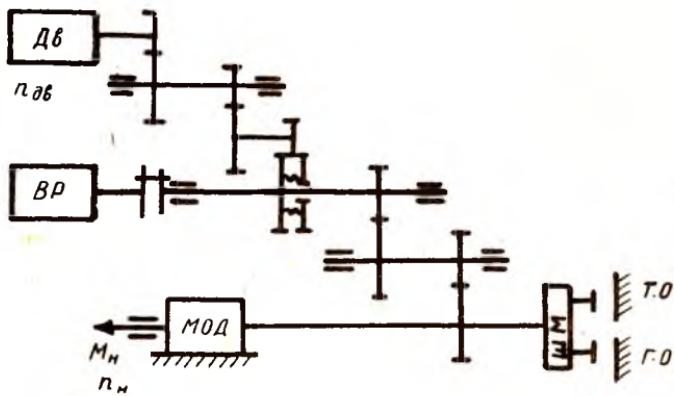


Схема I

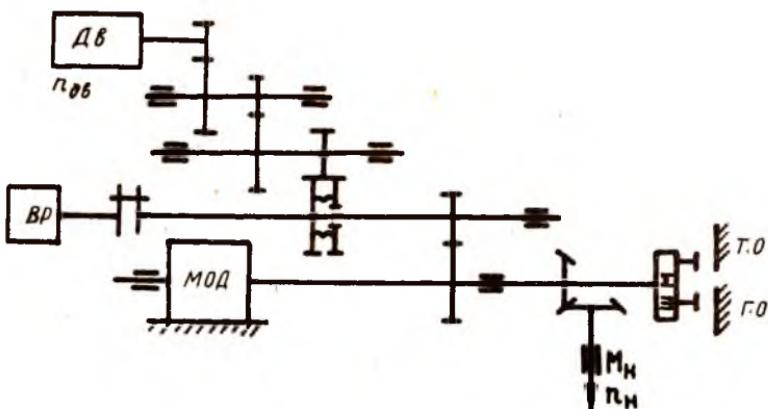


Схема II

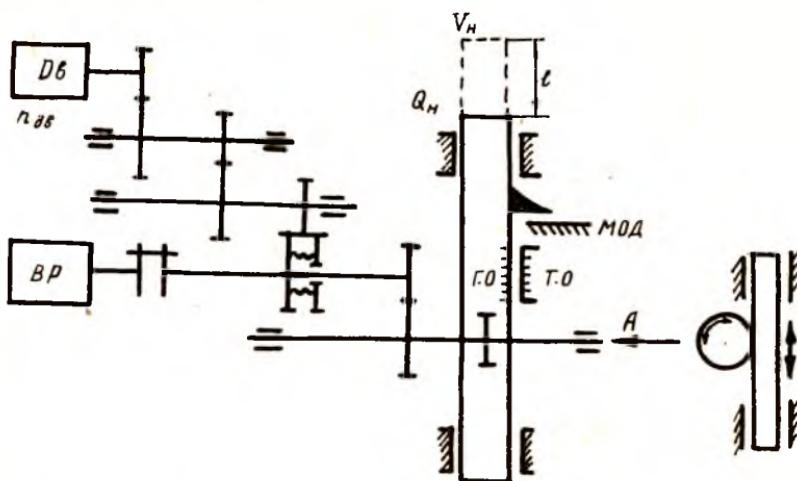


Схема III

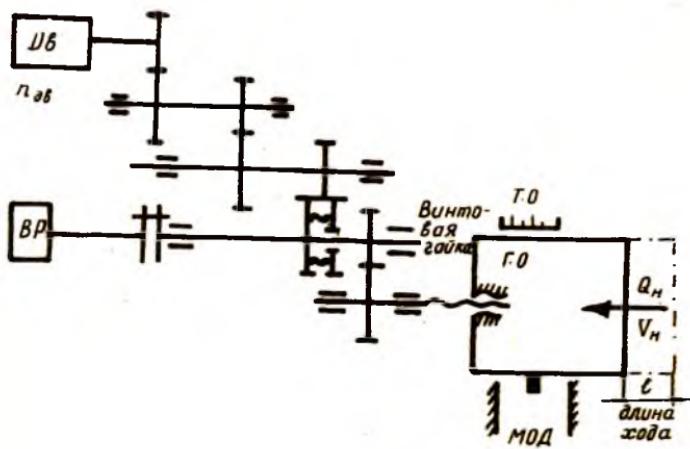


Схема IV

I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
47	II	4,0	6	-	-	BC-I	0,7	-	80°	0-5006	E
48	III	-	-	1,0	0,5	BC-I	-	0,15	85°	0-40MM	E
49	IV	-	-	1,0	5,0	BC-I	-	0,25	85°	0-55MM	E
50	V	12,0	10,0	-	-	CC-I50	1,2	-	80°	0-6006	M

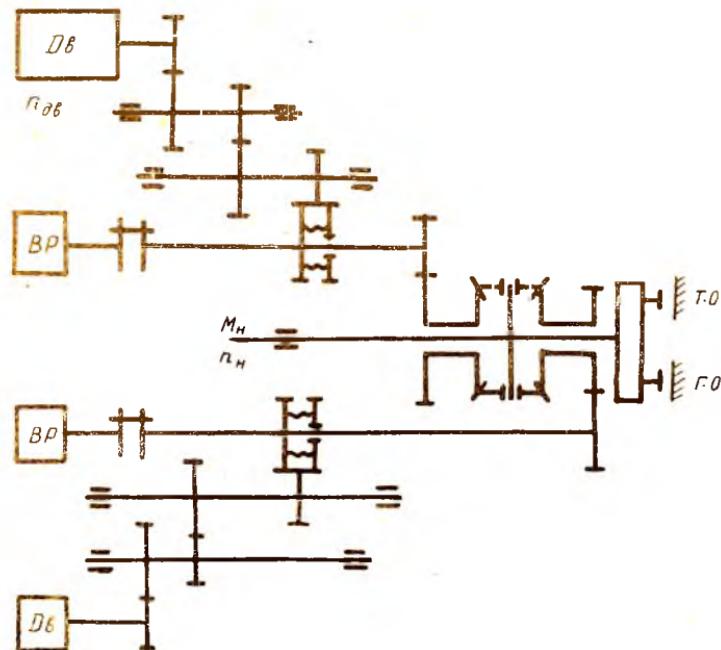


Схема ү

Посчитывается и проектируется одна половина механизма. Вторая половина аналогична первой и является резервной

I. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ ПРОЕКТА

§ I.I. Выбор электродвигателя

В качестве исполнительного двигателя для следящей системы обычно выбирают асинхронные двигатели переменного тока типов ДИД, АДП, ЭМ, ДКМ. Они просты по конструкции, малогабаритны и имеют малоинерционный полый ротор, что увеличивает быстродействие системы. Для выбора электродвигателя, кроме потребляемой мощности на выходном валу, надо знать дополнительную мощность на разгон системы. Учтем ее введением коэффициента динамичности $K = 1,2 - 2$. Тогда при заданных угловой скорости ω_H и моменте M_H на выходном валу требуемая мощность двигателя (схемы I, II, Y)

$$N = K \frac{M_H \omega_H}{\eta_0} \quad [B_T] \quad , \quad (1)$$

где η_0 - общий к.п.д. редуктора, равный

$$\eta_0 = \eta_{1-2} \eta_{2-3} \cdots \eta_{(n-1)-n} ; \quad (2)$$

Здесь η_{1-2} , η_{2-3} и т.д. - к.п.д. зубчатых пар с учетом потерь в опорах. Выбирают их из табл. I;
 n - число зубчатых пар.

К.п.д. зубчатых пар с учетом потерь в шарикоподшипниках

В и д п а р ы	К.п.д.
Цилиндрические колеса, зацепляющиеся с зазором	0,92 - 0,96
То же, без зазора	0,80 - 0,90
Люфтовыбирающая пара	0,76 - 0,82
Конические колеса, зацепляющиеся с зазором	0,88 - 0,94
Коническая люфтовыбирающая пара	0,76 - 0,82
Реечная передача с зазором	0,80 - 0,95
Передача винт-гайка с зазором	0,40 - 0,65
То же, без зазора	0,20 - 0,30

Если выходное звено совершает поступательное движение, то потребная мощность при заданной нагрузке $Q_H (H)$ и скорости ведомого звена V_H (м/сек) (схемы III, IV)

$$N = K \frac{Q_H V_H}{\tau_o} [B \tau] .$$

В τ_o входит к.п.д. выходной передачи, преобразующей вращательное движение в поступательное. Число ступеней задано кинематической схемой (ориентировочно). По мощности выбирают двигатель (прил. I). Выписывают технические данные двигателя: номинальные обороты $n_{ном}$, мощность N , момент $M_{ном}$, момент инерции ротора двигателя J_o .

Например. Подобрать электродвигатель к редуктору мало-мощной следящей системы (рис. 3) при моменте нагрузки на выходном валу $M_H = 2$ нм и при числе оборотов выходного вала $n_H = 8$ об/мин.

В качестве исполнительного двигателя выберем асинхронный двигатель переменного тока из серии ДИД, АДП, ЭМ или ДКМ. Они просты по конструкции, малогабаритны, имеют малоинерционный полый ротор.

Определим общий к.п.д. механизма

$$\tau_o = \tau_{1-2} \tau_{2-3} \tau_{3-4} \tau_{4-5} \tau_{5-6} \cdot (2)$$

Принимаем из табл. I

$$\tau_{1-2} = \tau_{2-3} = \tau_{4-5} = \tau_{5-6} = 0,92 ;$$

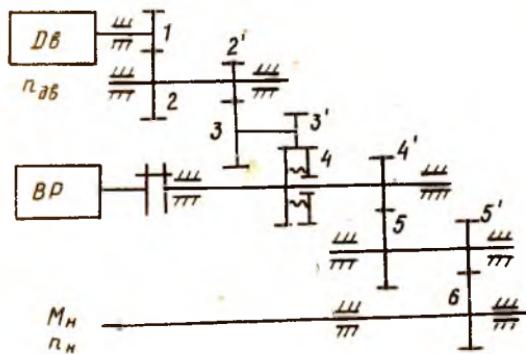
$$\tau_{3-4} = 0,8 .$$

Тогда

$$\tau_o = 0,92^4 0,8 = 0,57$$

$$\omega_H = \frac{\pi n_H}{30} = \frac{3,14 \cdot 8}{30} = 0,84 \text{ 1/сек.}$$

Рис. 3. Схема редуктора



Примем $K = 1,5$. Тогда по формуле (1)

$$N = 1,5 \frac{2 \cdot 0,84}{0,57} = 4,42 \cdot B_T .$$

По потребной мощности выбираем двигатель ДД-5Т, имеющий мощность 5 Вт, угловую скорость 4100 об/мин, вращающий момент (номинальный) $M_{ном} = 0,012$, пусковой момент $M_0 = 0,022$ нм, момент инерции ротора $J_0 = 2,5 \cdot 10^{-6}$ кгм², напряжение управления $U_{y_{max}} = 30$ в (прил. I).

§ I.2. Определение общего передаточного отношения

Общее передаточное отношение

$$i_0 = \frac{N_{ном}}{n_H} . \quad (3)$$

При поступательном движении выходного звена определяют сначала скорость вращения звена, связанного с выходным звеном. Для реечного механизма обороты шестерни

$$n_H = \frac{60 V_H}{\pi m z} ,$$

где m - модуль зацепления (см. § I.5);
 z - число зубьев шестерни.

Для пары гайка-винт обороты винта

$$n_H = \frac{V_H}{t} ,$$

где V_H - скорость гайки, мм/мин;
 t - ход винтовой линии, мм;
 $t = z s$,

где z - число заходов,
 s - шаг.

В точных мало нагруженных передачах применяют однозаходные винты диаметром от 10 до 16 мм и шагом 2 мм и выше с трапецидальной резьбой. Общее передаточное отношение (рис. 3) представим в виде

$$i_0 = i_{\sigma-\sigma} i_{\sigma-\eta} , \quad (4)$$

где $i_{\text{вр-вр}}$ - передаточное отношение кинематической цепи от двигателя до выявителя рассогласования;
 $i_{\text{вр-н}}$ - передаточное отношение кинематической цепи от ВР до выходного вала (нагрузки).

§ 1.3. Определение передаточного отношения от выявителя рассогласования к валу нагрузки

Как правило, ошибка положения $\Delta \varphi$, возникающая в следящей системе на валу выявителя рассогласования, в несколько раз больше допустимой. Введение понижающей зубчатой передачи после ВР позволяет уменьшить эту ошибку в $i_{\text{вр-н}}$ раз, если пренебречь погрешностями зубчатой передачи.

Погрешность, возникающая в следящей системе между положениями командного вала и вала нагрузки

$$\Delta \varphi = \Delta \varphi'_{\text{вр}} + \Delta \varphi'_{\text{зп}} + \Delta \varphi'_{\text{с}} \leq [\Delta \varphi] . \quad (5)$$

Здесь $[\Delta \varphi]$ - заданная допустимая погрешность;

$\Delta \varphi'_{\text{вр}}$ - погрешность выявителя рассогласования, приведенная к выходному валу и равная

$$\Delta \varphi'_{\text{вр}} = \frac{\Delta \varphi_{\text{вр}}}{i_{\text{вр-н}}} , \quad (6)$$

где $\Delta \varphi_{\text{вр}}$ - собственная погрешность выявителя рассогласования (сельсина), возникающая из-за погрешностей изготовления и установки ($\Delta \varphi_{\text{вр}} = 0^0,25$ для сельсинов 1 класса, $\Delta \varphi_{\text{вр}} = 0^0,50$ для сельсинов 2 класса и $\Delta \varphi_{\text{вр}} = 0^0,75$ для сельсинов 3 класса);

$\Delta \varphi'_{\text{зп}}$ - погрешность зубчатой передачи,

$$\Delta \varphi'_{\text{зп}} \leq 0,5 [\Delta \varphi] ; \quad (7)$$

$\Delta \varphi'_{\text{с}}$ - погрешность, возникающая от момента сопротивления M_c , равная

$$\Delta \varphi'_{\text{с}} = \frac{\theta_c}{i_{\text{вр-н}}} , \quad (8)$$

где θ_c - погрешность на валу ВР от момента сопротивления M_c .
Можно принять

$$2 \Delta \varphi_{\text{вр}} \leq \theta_c \leq \theta_c^* . \quad (9)$$

Подставим полученные значения в формулу (5). Тогда

$$[\Delta \varphi] = \frac{\Delta \varphi_{BP}}{i_{BP-H}} + 0,5 [\Delta \varphi] + \frac{\theta_c}{i_{BP-H}} .$$

Отсюда

$$i_{BP-H} = \frac{\Delta \varphi_{BP} + \theta_c}{0,5 [\Delta \varphi]} \leq 30 . \quad (10)$$

Дальнейшее возрастание передаточного отношения нецелесообразно, так как оно ведет к росту числа пар колес и погрешностей зубчатых зацеплений.

Если по расчету $i_{BP-H} > 30$, то следует в заданных пределах изменить θ_c .

При расчетах вначале следует выбрать более дешевый сельсин третьего класса, для которого

$$\Delta \varphi_{BP} = 0,75^\circ .$$

В случае поступательного движения выходного звена в правую часть уравнения (5) вместо $[\Delta \varphi]$ надо подставлять

$$[\Delta \varphi]' = \frac{[\Delta x] - \Delta x_{BP}}{C} 57,3^\circ ,$$

где $[\Delta \varphi]'$ - приведенная к валу реечной шестерни или винту допустимая ошибка следящей системы за вычетом погрешности выходной передачи;

Δx_{BP} - погрешность выходной передачи, винтовой или реечной. Предварительно можно принять $\Delta x_{BP} \approx 0,33 [\Delta x]$;

C - переводной коэффициент (для реечной передачи $C = 0,5 \text{ m}^2$, для винтовой $C = t / 2\pi$).

§ I.4. Определение числа ступеней в цепи двигатель-выявитель рассогласования

Для уменьшения числа ступеней и габаритов механизма рекомендуется принимать для пары колес

$$2,5 \leq i \leq 6$$

(II)

Передаточное отношение кинематической цепи от двигателя к ВР определится по формуле

$$i_{a-BP} = \frac{i_o}{i_{BP-H}}$$

Рассмотрим определение числа ступеней.

Запишем формулу (I) для определения мощности двигателя с учетом динамики:

$$N = \frac{M_H \omega_H}{i_o} + \Delta M_\theta \omega_\theta . \quad (13)$$

Динамическое приращение момента на валу двигателя с учетом требуемого ускорения ε_θ равно

$$\Delta M_\theta = J_{pr} \varepsilon_\theta = \left(J_\theta + \sum \frac{J_i}{i_{i-i}^2} + \frac{J_H}{i_o^2} \right) \varepsilon_\theta ,$$

где J_i - момент инерции i -го колеса;

J_H - момент инерции нагрузки, приведенный к валу двигателя;

J_θ - момент инерции двигателя (берется по каталогу);

J_{pr} - момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя.

Анализ показывает, что приведенный момент инерции определяется моментами инерции ротора двигателя и первых двух пар колес (1-2, 2-3), так как величина i_{i-i}^2 растет очень быстро, тогда как моменты инерции шестерни и колес на всех ступенях примерно одинаковые. Так как i_o^2 величина достаточно большая, то $J_H / i_o^2 \approx 0$.

Из дифференциального уравнения движения видно, что ε_θ тем больше, чем меньше J_{pr} . Уменьшают J_{pr} установкой шестерни I непосредственно на вал двигателя, применением двигателей с малоинерционным полым ротором, а также оптимальной разбивкой передаточного отношения первых двух пар колес.

Момент инерции i -го колеса, рассматриваемого приближенно как диск диаметром $d_i = m_i z_i$ при ширине ρ , равен

$$J_i = \frac{\pi d_i^4 \rho}{32} \rho = \frac{\pi m_i^4 z_i^4 \rho}{32} \rho , \quad (14)$$

где ρ — плотность материала, равная для стали $7,8 \cdot 10^{-3} \text{ г/мм}^3$.

Для облегчения изготовления обычно принимают одинаковыми ширину, модуль и плотность материала всех колес и число зубьев шестерен. Тогда приведенный к валу двигателя с насаженной на него шестерней I момент инерции всех колес (рис. 3) равен

$$J_{np} = J_f + \frac{J_2 + J'_2}{i_{1-2}^2} + \frac{J_3}{i_{1-3}^2} \quad (15)$$

С учетом равенства (14)

$$\frac{J_2}{J_f} = i_{1-2}^4; \quad \frac{J'_2}{J_f} = i_3; \quad \frac{J_3}{J_f} = \frac{J_3}{J'_{2'}} = i_{2-3}^4 \quad (16)$$

и

$$i_{2-3} = \frac{i_{1-3}}{i_{1-2}}$$

Подставив выражения (16) в формулу (9) и разделив на J_f , получим

$$\frac{J_{np}}{J_f} = 1 + i_{1-2}^2 + \frac{1}{i_{1-2}^2} + \frac{i_{1-3}^2}{i_{1-2}^4} \quad (17)$$

Для получения оптимального значения i_{1-2} находим

$$\frac{\partial}{\partial i_{1-2}} \left(\frac{J_{np}}{J_f} \right) = 0$$

или

$$i_{1-2}^6 - i_{1-2}^2 - 2i_{1-3}^2 = 0 \quad (18)$$

По полученному выражению построен график (рис.4) зависимости i_{1-2} от передаточного отношения первых двух пар i_{1-3} .

Рекомендуется следующий порядок определения передаточных отношений зубчатых пар:

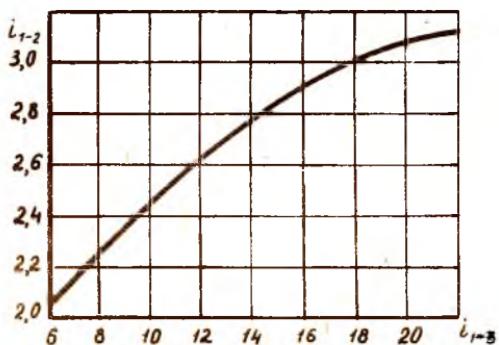
I. Задаются значением i_{1-3}

$$10 \leq i_{1-3} \leq 15$$

и определяют оставшееся передаточное отношение

$$i_{3'-8p} = \frac{i_{\theta-8p}}{i_{1-3}}$$

2. Разбивают i_{3-8p} на ступени с учетом условия (II), тем самым определяя число ступеней в цепи двигатель - ВР.



Р и с. 4. График выбора передаточного отношения

выполнить нельзя, то увеличивают число зубьев колес ступени $j+1$, не меняя ее передаточного отношения, или увеличивают модуль этого зацепления. В этом случае должно соблюдаться условие

$$\alpha_{j+1} \geq \alpha_j, \quad (20)$$

где α - соответствующее межосевое расстояние. В случае невозможности выполнения условия (20) допускается консольное расположение валов.

4. Определяют число зубьев колес, задаваясь числом зубьев шестерни в пределах от 18 до 30. При этом условии ($Z_i > 17$) смещение режущего инструмента для всех колес можно принять равным нулю. Кроме того, при малых модулях и числе зубьев шестерни диаметр шестерни может оказаться меньше диаметра валика, который из технологических соображений не делают менее 3 мм (например, при $z = 8$ и $m = 0,3$, $d = 2,4$ мм). Большое число зубьев шестерни обеспечивает и большую плавность зацепления.

5. Проверяют погрешность передаточного отношения

$$\frac{i_o - i_o(z)}{i_o} 100 \leq \pm 5\%, \quad (21)$$

где $i_o(z)$ - общее передаточное отношение редуктора, определенное через числа зубьев колес редуктора.

3. Уточняют i_{1-3} , разбивая его на i_{1-2} и i_{2-3} , пользуясь графиком (рис.4). При разбивке передаточных отношений надо помнить, что при одинаковых модулях колес и числах зубьев шестерен ступеней j и $j+1$ необходимо соблюдать условие

$$i_{j+1} \geq i_j, \quad (19)$$

иначе колесо ступени j пересчет вал колеса ступени $j+1$. Если это условие

П р и м е р. Определить передаточное отношение в ступенях редуктора (рис.3) при числе оборотов двигателя $n_d = 4100$ об/мин, вала нагрузки $n_h = 8$ об/мин. Погрешность следящей системы на выходном валу $[\Delta \gamma] = 0^0,6$. В качестве выявителя рассогласования принят сельсин III^0 класса ($\Delta \gamma_{sp} = 0^0,75$).

А. Общее передаточное отношение (3)

$$i_o = \frac{n_d}{n_h} = 512,5$$

Б. Передаточное отношение кинематической цепи от ВР к валу нагрузки (10)

$$i_{sp-H} = \frac{\Delta \gamma_{sp} + \theta_c}{\Delta \gamma'_{3n}}$$

Из задания допустимая погрешность $[\Delta \gamma] = 0^0,6$. Согласно условию (7) погрешность зубчатой передачи $\Delta \gamma'_{3n} = 0^0,3$. Примем среднее значение ошибки положения (9) от момента сопротивления $\theta_c = 4^0$.

Тогда

$$i_{sp-H} = \frac{0,75^0 + 4^0}{0,3^0} = 15,8$$

Разбивку передаточного отношения по ступеням произведем из условий (II) и (19)

Тогда

$$i_{sp-H} = 3,97 \cdot 4 = i_{4-5} \cdot i_{5-6} = \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_6}{z_5} = \frac{93}{25} \cdot \frac{100}{25}$$

В. Передаточное отношение от двигателя до ВР (4)

$$i_{\theta-BP} = \frac{i_o}{i_{BP-H}} = 32,4 = i_{1-3} \cdot i_{3-4} ;$$

Принимаем $i_{3-4} = 4$, тогда $i_{1-3} = \frac{32,4}{4} = 8,1$.

Для получения минимального значения i_{1-3} оптимальное значение i_{1-2} выбирается по графику (рис.4):

$$i_{1-2} = 2,25. \text{ Тогда } i_{2-3} = 3,6.$$

Выберем число зубьев

$$i_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = 2,25 = \frac{45}{20} ;$$

$$i_{3-4} = \frac{z_4}{z_3} = 4 = \frac{80}{20} .$$

Определим величину передаточного отношения $i_o (z)$:

$$i_o (z) = \frac{z_2 z_3 z_4 z_5 z_6}{z_1 z_2 z_3 z_4 z_5} = \frac{45 \cdot 72 \cdot 80 \cdot 99 \cdot 100}{20 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 25 \cdot 25} = 513,2 .$$

Относительная погрешность (21)

$$\frac{\Delta i_o}{i_o} = \frac{513,2 - 512,5}{512,5} 100 = 0,14\% .$$

§ 1.5. Определение модуля зубчатых колес

Из технологических и конструктивных соображений модуль всех колес желательно выполнить одинаковым в пределах от 0,3 до 0,8 мм. Однако при больших полезных нагрузках расчетный модуль последней ступени может оказаться равным 1 мм и более. С таким модулем выполняются последние две-три ступени, а для изготовления других ступеней модуль принимается меньшим. Для цилиндрических колес модуль наиболее нагруженной последней ступени из расчета на изгибную прочность определяется по формуле

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,68 M_H K_d \gamma}{z \psi [\sigma_u]}} \text{ mm} . \quad (22)$$

Здесь M_H - момент нагрузки, н.мм;

γ - коэффициент, учитывающий износ, равный 1,5 - 2;

K_d - коэффициент динамичности нагрузки, равный 1 - 1,5 (меньшее значение при малых скоростях);

$z \psi$ - число зубьев и коэффициент формы зуба определяется из графика - рис. 5 рассчитываемого колеса;

$\psi = b/m$ - коэффициент ширины колеса (принимают $\psi = 4 - 6$ для металлических колес и 6 - 10 для пластмассовых);

$[\sigma_u]$ - допускаемое напряжение, н/мм².

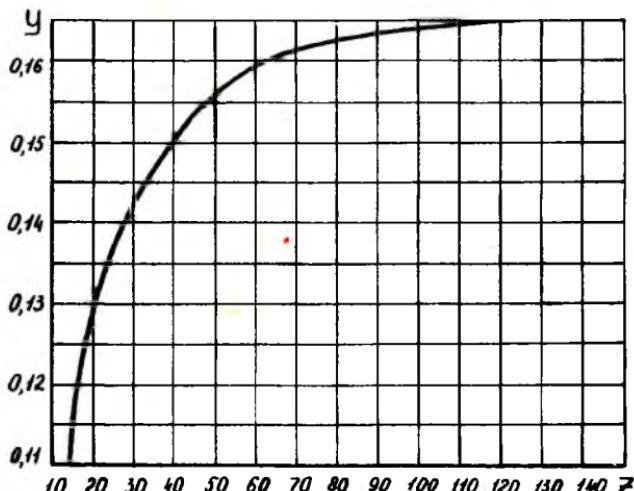


Рис. 5. График определения коэффициента формы зуба

Для колес из одинаковых материалов в формулу для модуля подставляют M_H , γ и z шестерни. Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего из нормального ряда модулей ГОСТ 9563-60 в мм: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2,0 (подчеркнутые модули предпочтительны).

Если по расчету m получится $< 0,8$ мм, то его принимают одинаковым для всех колес. При $m > 0,8$ мм для менее нагруженных

колес целесообразно принять меньший модуль, определяемый по той же формуле (22).

Для конических колес

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,85 M_H k_{\sigma} \sigma_{-1}}{z y \psi [\sigma_n]}} \quad \text{мм} \quad (23)$$

Здесь m — модуль зацепления на внешнем дополнительном конусе.

Коэффициентом 0,85 учтено некоторое снижение нагрузочной способности по сравнению с цилиндрическим колесом.

Самыми дешевыми являются углеродистые стали 35, 40, 45. Можно использовать также недорогую легированную Ст. 40Х. Допускаемое напряжение при работе на изгиб определяется по формуле

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_{-1}}{\pi k_{\sigma}} \quad (24)$$

где σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле;

π — коэффициент запаса прочности;

k_{σ} — коэффициент концентрации нагрузки.

$\pi = 1,5$ и $k_{\sigma} = 1,8$ принимают для стальных улучшенных колес;

$\pi = 1,8$ и $k_{\sigma} = 2,0$ — для стальных закаленных колес;

$\text{НВ} \leq 350$.

Для стали 35 с $\text{НВ} = 200 \quad \sigma_{-1} = 340 \text{ н/мм}^2$;

для стали 40 с $\text{НВ} = 240 \quad \sigma_{-1} = 400 \text{ н/мм}^2$;

для стали 45 с $\text{НВ} = 240 \quad \sigma_{-1} = 430 \text{ н/мм}^2$ и

для стали 40Х с $\text{НВ} = 260 \quad \sigma_{-1} \geq 380 \text{ н/мм}^2$.

П р и м е р. Определить модуль для зубчатых колес редуктора (рис. 3) при следующих исходных данных для наиболее нагруженной ступени

$$M_H = 2 \text{ Нм}; \quad i_{5-6} = 4; \quad i_{5-6} = 0,95$$

Рассчитываем на изгиб самую напряженную шестерню $z_{5'} = 25$. Момент, действующий на шестерню 5

$$M_{5'} = \frac{M_H}{i_{5-6} i_{5-6}} = \frac{2000}{4 \cdot 0,95} = 526 \text{ н.мм}$$

Примем $Y = 0,135$ (рис. 5); $K = 1,4$; $\gamma = 1,5$; $\psi = \frac{b}{m} = 5$

Для шестерни из стали 35 $N_B = 200$, $\sigma_{-1} = 340 \text{ Н/мм}^2$,

$$[\sigma_n] = \frac{340}{1,5 \cdot 1,8} = 126 \text{ Н/мм}^2.$$

Определяем модуль по формуле (22)

$$m = \sqrt{\frac{0,68 \cdot 526 \cdot 1,4 \cdot 1,5}{25 \cdot 5 \cdot 0,135 \cdot 126}} = 0,705 \text{ мм.}$$

Примем модуль для всех колес $m = 0,8 \text{ мм}$

§ 1.6. Проверка механизма на быстродействие

Управляемый вал будет отставать от командного на угол, зависящий от момента нагрузки, момента двигателя и приведенного момента инерции всего механизма управляемого устройства.

Угол рассогласования между роторами датчика и приемника не должен быть больше допустимой величины $[\theta]$. Уравнение движения механизма следящей системы, приведенного к валу двигателя

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} J_{np} = M_d - M_c. \quad (25)$$

Интегрируя уравнение (25) и сделав соответствующие преобразования, можно получить формулу для угла максимального рассогласования между роторами сельсина датчика и сельсина приемника:

$$\theta_{max} = \theta_o + \beta \omega_{sp} \tau 57,3^\circ \leq [\theta]. \quad (26)$$

Здесь θ_o - угол рассогласования, при котором коэффициент сигнала $\alpha_c = 1$. Этот угол определяется по формуле

$$\theta_o = \frac{\theta_c}{\alpha_c}, \quad (27)$$

где θ_c берется по формуле (9) \Leftarrow

$$\alpha_c = \frac{M_c}{M_o} = \frac{M_H}{U_o \varphi_o} \quad (28)$$

В этих формулах M_c - момент сопротивления, приведенный к валу двигателя;

M_o - пусковой момент двигателя (по каталогу);

β - коэффициент, зависящий от соотношения между моментом сопротивления M_c и номинальным моментом двигателя M_{nom} .

Удобно эту величину определять по графику на рис. 6.

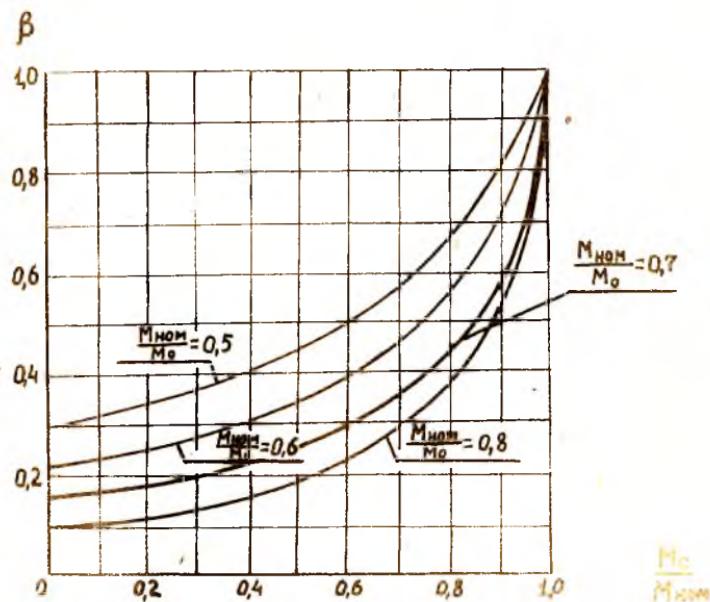


Рис. 6. График определения коэффициента β

ω_{sp} - угловая скорость вала выявителя рассогласования;

$[\theta]$ - допустимый угол рассогласования системы;

τ - электромеханическая постоянная всего механизма, определяемая по формуле

$$\tau = \frac{J_{sp.c} \omega_{nom}}{M_o - M_{nom}}, \quad (29)$$

где $J_{np.c}$ - приведенный момент инерции системы, определяемый с учетом формулы (17)

$$J_{np.c} = J_{\sigma} + 1,15 J_1 \left(1 + \frac{1}{i_{1-2}^2} + \frac{1}{i_{1-2}^2} + \frac{i_{1-3}^2}{i_{1-2}^4} \right); \quad (30)$$

1,15 - коэффициент, учитывающий влияние валиков и ступиц.

Если условие (26) не выполняется, рекомендуется увеличить мощность двигателя (выбрать другой двигатель), при этом понизятся коэффициенты β и τ , и угол θ_{max} уменьшится.

Пример. Определить угол рассогласования θ_{max} системы (рис. 3) при следующих данных:

$$\begin{aligned} M_H &= 2 \text{ Нм}; & i_0 &= 513,2; & \text{Для шестерни I} \\ \theta_{\sigma} &= 0,57; & M_0 &= 0,022 \text{ Нм}; & z_1 = 20; & \psi = 5; \\ M_{hom} &= 0,012 \text{ Нм}; & [\theta] &= 70^{\circ}; & m &= 0,8 \text{ мм} \\ i_{\theta_{max}} &= 32,4; & n_{\sigma} &= 4100; & \rho &= 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ г/мм}^3; \\ \delta &= 4 \text{ мм}. \end{aligned}$$

1. Зададимся ошибкой от момента сопротивления (9)

$$\theta_c = 0,5 \theta_{cmax} = 3^{\circ}.$$

2. Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя

$$M_c = \frac{M_H}{i_0 \theta_{\sigma}} = \frac{2000}{513,2 \cdot 0,57} = 6,87 \text{ Нмм}.$$

3. Коэффициент сигнала (28)

$$\alpha_c = \frac{M_c}{M_0} = \frac{6,87}{22} = 0,312$$

Угол рассогласования, при котором $\alpha_c = 1$

$$\theta_{\sigma} = \frac{\theta_c}{\alpha_c} = \frac{3^{\circ}}{0,312} = 9,64^{\circ}$$

4. Определяем по графику $\beta = 0,44$, (рис. 6), найдя предварительно отношения

$$\frac{M_c}{M_{hom}} = \frac{6,87}{12} = 0,57; \quad \frac{M_{hom}}{M_0} = \frac{12}{22} = 0,546.$$

5. Угловая скорость вала ВР

$$\omega_{BP} = \frac{\pi n_{BP}}{30} = \frac{\pi n_d}{30 U_{d-BP}} ;$$

$$\omega_{BP} = \frac{3,14 \cdot 4100}{30 \cdot 32,4} = 13,3 \text{ сек}^{-1}.$$

6. Момент инерции шестерни I

$$J_1 = \frac{\pi m^4 z_1^4 \beta}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,8^4 \cdot 20^4 \cdot 4 \cdot 7,8 \cdot 10^{-3}}{32} = 203,2 \text{ мм}^2.$$

7. Приведенный к валу двигателя момент инерции колес (17)

$$J_{np} = J_1 \left(1 + \frac{t_{1-2}^2}{t_{1-3}^4} \right) ;$$

$$J_{np} = 203,2 \left(1 + 2,25 + \frac{1}{2,25^2} + \frac{8,1^2}{2,25^4} \right) = 1790 \text{ мм}^2.$$

С учетом влияния ступиц и валиков общий приведенный момент инерции системы

$$J_{npC} = J_{np} + 1,15; \quad J_{np} = 2500 + 1,15 \cdot 1790 = 4560 \text{ г} \cdot \text{мм}^2 = 4,56 \cdot 10^{-6} \text{ кгм}^2$$

8. Электромеханическая постоянная (29)

$$\tau = \frac{J_{npC} \omega_{nom}}{M_0 - M_{nom}} = \frac{4,56 \cdot 10^{-6} \cdot 429}{(22-12) \cdot 10^{-3}} = 0,196 \text{ сек},$$

где

$$\omega_{nom} = \frac{\pi n_{nom}}{30} = \frac{3,14 \cdot 4100}{30} = 429 \text{ сек}^{-1}.$$

9. Максимальный угол рассогласования (26)

$$\theta_{max} = \theta_0 + \beta \omega_{sp} \tau 57,3^\circ = 9,64^\circ + 0,44 \cdot 13,3 \cdot 0,196 \cdot 57,3^\circ ;$$

$$\theta_{max} = 65,2^\circ \leq [\theta] .$$

§ I.7. Расчет передач на точность

Кроме требований высокого к.п.д., малого приведенного момента инерции и прочности, к редукторам предъявляется требование достаточной точности передачи. Недопустимо большой зазор в механизмах с обратной связью может явиться источником возникновения автоколебаний. Для уменьшения величины зазоров применяют люфтовыбирающие колеса, состоящие из двух подвижных одинаковых зубчатых венцов, соединенных пружиной.

Ошибка положения выходного вала $\Delta \psi$, вызванную погрешностями шага, профиля и эксцентризитетом колес в цепи ВР - нагрузка при двух парах зубчатых колес (рис. 3, пары 4' - 5 и 5' - 6) можно определить по формуле

$$\Delta \psi_n = \frac{\sigma F_{\varepsilon 6} + \sigma F_{\varepsilon 5'}}{0,5 d_6} + \frac{\sigma F_{\varepsilon 4'} + \sigma F_{\varepsilon 5}}{0,5 d_5 i_{5 \leftarrow 6}} , \quad (31)$$

где $\sigma F_{\varepsilon i}$ - допускаемая нормами плавности кинематическая погрешность i -го колеса.

Ошибка положения, вызванную мертвым ходом, определяют по формуле

$$\Delta \psi_{mx} = \frac{C_{n5 \leftarrow 6}}{0,5 d_6 \cos \alpha} + \frac{C_{n4' \leftarrow 5}}{0,5 d_5 i_{5 \leftarrow 6} \cos \alpha} . \quad (32)$$

Здесь C_n - боковой зазор между зубьями пары колес.

Ошибка положения ведомого звена, вызванную закручиванием выходного вала, можно определить по формуле

$$\Delta \psi_3 = \frac{M_H \ell}{G J_p} = \frac{M_H \ell}{G 0,1 d_6^4} \quad \text{рад} , \quad (33)$$

где M_H - момент на выходном валу, кГсм;

ℓ, d_6 - длина вала и диаметр, см;

J_p - полярный момент инерции, см^4 ;

G - модуль упругости второго рода, $G = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$.

Полная погрешность зубчатой передачи

$$\Delta \gamma_{\text{зп}} = \Delta \gamma_n + \Delta \gamma_{\text{мх}} + \Delta \gamma_3 \leq [\Delta \gamma] . \quad (34)$$

Величины δF_{Σ} и C_n выбираются по таблицам ГОСТ 9178-59 в зависимости от выбранной степени точности и параметров колес.

При мер. Определить погрешность зубчатой передачи в цепи ВР - вал нагрузки (рис. 3) при $i_{5-6} = 4$ и данных зубчатых колес в таблице; $[\gamma] = 0,6^\circ$

Параметры колес при Ст. 7 - D и $m = 0,8 \text{ мм}$
(ГОСТ 13733 - 68)

Номер колес	Z	$d, \text{мм}$	$\delta F_{\Sigma}, \text{мкм}$	$a_w, \text{мм}$	$C_n, \text{мкм}$
4	25	20	40	49,60	7
5	99	79,2	55		
5	25	20	40		
6	100	80	55	50,00	7

Ошибка положения, вызванная погрешностями геометрии (31)

$$\Delta \gamma_n = \frac{\delta F_{x6} + \delta F_{x5}}{0,5 d_6} + \frac{\delta F_{x4} + \delta F_{x5}}{0,5 d_5 i_{5-6}} ;$$

$$\Delta \gamma_n = \frac{0,055 + 0,040}{0,5 \cdot 80} + \frac{0,040 + 0,055}{0,5 \cdot 79,2 \cdot 4} = 0,00297 .$$

Ошибка положения от мертвого хода (32)

$$\Delta \gamma_{\text{мх}} = \frac{C_{n5-6}}{0,5 d_6 \cos \alpha} + \frac{C_{n4-5}}{0,5 d_5 i_{5-6} \cos \alpha} ;$$

$$\Delta \gamma_{\text{мх}} = \frac{0,007}{0,5 \cdot 80 \cdot 0,9397} + \frac{0,007}{0,5 \cdot 79,2 \cdot 4 \cdot 0,9397} = 0,000233 .$$

Суммарная ошибка (без погрешности от закручивания)

$$\Delta \gamma_{sn}^* = (\Delta \gamma_n + \Delta \gamma_{mx}) 57,3^*;$$

$$\Delta \gamma_{sn} = (0,00297 + 0,000233) 57,3^* = 0,183^* < [\Delta \gamma]$$

§ I.8. Геометрический расчет зацепления цилиндрических колес

Исходные данные для расчета
(ГОСТ 16532-70):

1. Число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 ;
2. Параметры исходного контура: угол профиля $\alpha = 20^0$, коэффициенты высоты головки $h_\alpha = 1$ и радиального зазора $C^* = 0,25$;
3. Коэффициенты смещения, принимаемые обычно для мелкомодульных передач $X_1 = X_2 = 0$;
4. Модуль m , выбираемый конструктивно или определяемый из расчета на прочность.

Порядок расчета (рис. 7):

1. Делительные диаметры

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2.$$

2. Основные диаметры

$$d_{\beta_1} = d_1 \cos \alpha; \quad d_{\beta_2} = d_2 \cos \alpha.$$

3. Угол зацепления

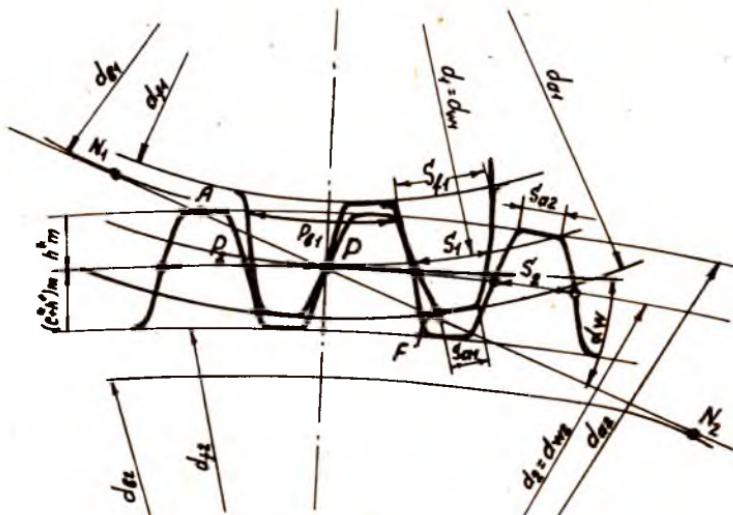
$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha.$$

4. Начальные диаметры

$$d_{w_1} = d_{\beta_1} / \cos \alpha_w; \quad d_{w_2} = d_{\beta_2} / \cos \alpha_w.$$

5. Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w_1} + d_{w_2}}{2}$$



Р и с. 7

6. Диаметры впадин

$$d_{f_1} = d_1 - 2(h_\alpha^* + c^*)m + 2x_1 m;$$

$$d_{f_2} = d_2 - 2(h_\alpha^* + c^*)m + 2x_2 m.$$

7. Диаметры вершин

$$d_{\alpha_1} = 2a_w - d_{f_2} - 2c^*m;$$

$$d_{\alpha_2} = 2a_w - d_{f_1} - 2c^*m.$$

8. Окружные шаги по делительной и основной окружностям

$$\rho = \pi m; \quad \rho_b = \rho \cos \alpha.$$

9. Толщина зубьев по делительной окружности

$$S_1 = 0,5\rho + 2x_1 m \operatorname{tg} \alpha; \quad S_2 = 0,5\rho + 2x_2 m \operatorname{tg} \alpha.$$

10. Основная окружная толщина зубьев

$$s_{\delta_1} = d_{\delta_1} \left(\frac{s_{\delta_1}}{d_{\delta_1}} + \operatorname{inv} \alpha \right); \quad s_{\delta_2} = d_{\delta_2} \left(\frac{s_{\delta_2}}{d_{\delta_2}} + \operatorname{inv} \alpha \right).$$

II. Окружная толщина на диаметре вершин

$$s_{\alpha_1} = d_{\alpha_1} \left(\frac{s_{\delta_1}}{d_{\delta_1}} - \operatorname{inv} \alpha_{\alpha_1} \right); \quad s_{\alpha_2} = d_{\alpha_2} \left(\frac{s_{\delta_2}}{d_{\delta_2}} - \operatorname{inv} \alpha_{\alpha_2} \right),$$

где

$$\cos \alpha_{\alpha} = \frac{d_{\delta}}{d_{\alpha}}$$

П р и м е р. Провести геометрический расчет нагружением пары колес z_5' и z_6 (рис. 3).

Обозначим для удобства $z_5' = z_1$, и $z_6 = z_2$.

Исходные данные: $z_1 = 25$; $z_2 = 100$; $m = 0,8 \text{ мм}$;
 $\alpha = 20^\circ$. $X_1 = X_2 = 0$.

П о р я д о к р а с ч е т а :

I. Делительные диаметры

$$d_1 = m z_1 = 0,8 \cdot 25 = 20 \text{ мм}; \quad d_2 = 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ мм}$$

2. Основные диаметры

$$d_{\delta_1} = d_1 \cos \alpha = 20 \cdot 0,93969 = 18,794 \text{ мм};$$

$$d_{\delta_2} = d_2 \cos \alpha = 80 \cdot 0,93969 = 75,175 \text{ мм}$$

3. Угол зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha;$$

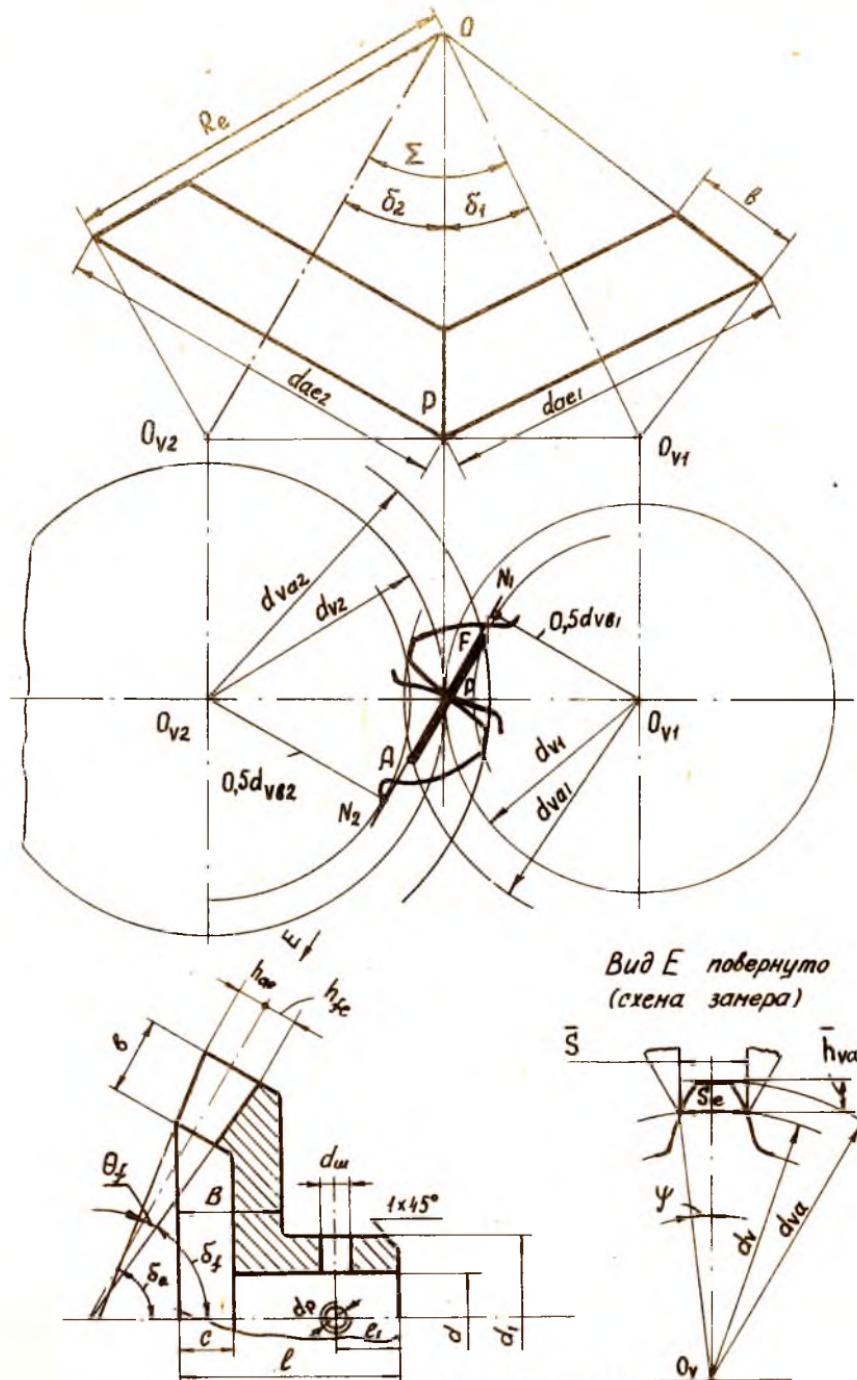
$$\alpha_w = \alpha = 20^\circ.$$

4. Начальные диаметры

$$d_{w_1} = d_{\delta_1} / \cos \alpha_w = d_1 = 20 \text{ мм}; \quad d_{w_2} = d_2 = 80 \text{ мм}.$$

5. Межосевое расстояние

$$a_w = 0,5 (d_{w_1} + d_{w_2}) = 0,5 (20 + 80) = 50 \text{ мм}.$$



Р и с. 8. Зацепление конических колес

6. Диаметры впадин

$$d_{f_1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*) m + 2x_1 m = 20 - 2(1 + 0,25) 0,8 = 18 \text{ мм};$$

$$d_{f_2} = 80 - 2(1 + 0,25) 0,8 = 78 \text{ мм}.$$

7. Диаметры вершин

$$d_{\alpha_1} = 2\alpha_w - d_{f_2} - 2c^* m = 250 - 78 - 20,25 \cdot 0,8 = 21,6 \text{ мм};$$

$$d_{\alpha_2} = 250 - 18 - 20,25 \cdot 0,8 = 81,6 \text{ мм}.$$

8. Окружной и основной шаги

$$\rho = \pi m = 3,1416 \cdot 0,8 = 2,5133;$$

$$\rho_B = \rho \cos \alpha = 2,5133 \cdot 0,93969 = 2,36170 \text{ мм}.$$

9. Толщина зубьев по делительным окружностям

$$S_1 = 0,5 \rho + 2x, m \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 2,5133 = 1,2566 \text{ мм} = S_2.$$

10. Основная толщина зуба

$$S_{\beta_1} = d_{\beta_1} \left(\frac{S_1}{d_{\beta_1}} + \operatorname{inv} \alpha \right) = 18,794 \left(\frac{1,2566}{20} + 0,01490 \right) = 1,46086 \text{ мм};$$

$$S_{\beta_2} = d_{\beta_2} \left(\frac{S_2}{d_{\beta_2}} + \operatorname{inv} \alpha \right) = 75,175 \left(\frac{1,2566}{80} + 0,01490 \right) = 2,3011 \text{ мм}.$$

II. Толщина на диаметре вершин

$$S_{\alpha_1} = d_{\alpha_1} \left(\frac{S_{\beta_1}}{d_{\alpha_1}} - \operatorname{inv} \alpha_{\alpha_1} \right);$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{d_{\beta_1}}{d_{\alpha_1}} = \frac{18,794}{21,6} = 0,87009;$$

$$\alpha_1 = 29^\circ 30'; \operatorname{inv} \alpha_1 = 0,051068;$$

$$S_{\alpha_1} = 21,60 \left(\frac{1,46086}{18,794} - 0,05107 \right) = 0,57607 \text{ мм};$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{d_{\beta_2}}{d_{\alpha_2}} = \frac{75,175}{81,60} = 0,92126;$$

$$\alpha_2 = 22^\circ 89' ; \operatorname{inv} \alpha_2 = 0,022705 ;$$

$$S_{\alpha 2} = 81,60 \left(\frac{2,3011}{75,175} - 0,022705 \right) = 0,64464 \text{ мм.}$$

§ I.9. Геометрический расчет зацепления конических колес

Исходные данные для расчета:

1. Угол пересечения осей Σ (обычно $\Sigma = 90^\circ$).

2. Параметры исходного контура:

угол профиля $\alpha = 20^\circ$;

коэффициенты высоты головки $h_{ae}^* = 1$ и радиального зазора $c_{ae}^* = 0,20$.

3. Коэффициенты смещения

для мелкомодульных передач обычно принимают $X_1 = X_2 = 0$.

4. Модуль $m = m_e$ на внешнем дополнительном конусе, определяемый расчетом на прочность или выбираемый конструктивно.

Порядок расчета (рис. 8):

1. Числа зубьев:

задаемся $z_1 = 18 - 26$, определяем

$$z_2 = z_1 \cdot i_{1-2}$$

2. Углы начальных (делительных) конусов

$$\operatorname{tg} \sigma_2' = i_{1-2} ; \sigma_1' = \Sigma - \sigma_2' .$$

3. Диаметры внешних делительных окружностей

$$d_{e1} = m_e z_1 ; d_{e2} = m_e z_2 .$$

4. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \sigma_1'} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \sigma_2'} .$$

5. Ширина венца

$$b = (5-8) m_e \leq 0,3 R_e .$$

6. Высота головок

$$h_{ae1} = (h_{ae}^* + x_1) m_e ; \quad h_{ae2} = (h_{ae}^* + x_2) m_e .$$

7. Наибольшая высота зуба

$$h_e = (2h_{ae}^* + c_{ae}^*) m_e .$$

8. Высота ножек зубьев (наибольшая)

$$h_{fe1} = h_e - h_{ae1} ; \quad h_{fe2} = h_e - h_{ae2} .$$

9. Шаг и толщина зуба по внешней делительной окружности

$$P_e = \pi m_e ; \quad S_{e1} = 0,5 P_e + 2x_1 m_e ; \quad S_{e2} = P_e - S_{e1} .$$

10. Угол ножки зуба

$$\operatorname{tg} \theta_{fe1} = h_{fe1} / R_e ; \quad \operatorname{tg} \theta_{fe2} = h_{fe2} / R_e .$$

11. Угол конуса впадин

$$\sigma_{f1} = \sigma_1 - \theta_{fe1} ; \quad \sigma_{f2} = \sigma_2 - \theta_{fe2}$$

12. Угол конуса вершин

$$\sigma_{ae1} = \sigma_1 + \theta_{fe1} ; \quad \sigma_{ae2} = \sigma_2 + \theta_{fe2} .$$

13. Угол дополнительного конуса

$$\varphi_1 = 90^\circ - \sigma_1 ; \quad \varphi_2 = 90^\circ - \sigma_2 .$$

14. Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до основания наружного дополнительного конуса)

$$A_1 = R_e \cos \sigma_1 - h_{ae1} \sin \sigma_1 ; \quad A_2 = R_e \cos \sigma_2 - h_{ae2} \sin \sigma_2 .$$

15. Делительные диаметры и числа зубьев эквивалентных колес

$$d_{v1} = d_1 / \cos \delta_1 ; \quad d_{v2} = d_2 / \cos \delta_2 ;$$

$$z_{v1} = z_1 / \cos \delta_1 ; \quad z_{v2} = z_2 / \cos \delta_2 .$$

16. Диаметры основных окружностей, окружностей вершин и впадин эквивалентных колес

$$d_{vb1} = d_{v1} \cos \alpha ; \quad d_{vb2} = d_{v2} \cos \alpha ;$$

$$d_{va1} = d_{v1} + 2h_{ae1} ; \quad d_{va2} = d_{v2} + 2h_{ae2} ;$$

$$d_{vf1} = d_{v1} - 2h_{fe1} ; \quad d_{vf2} = d_{v2} - 2h_{fe2} .$$

17. Толщины зубьев по делительным и основным окружностям и по окружностям вершин

$$S_{v1} = S_{e1} ; \quad S_{v2} = S_{e2} ;$$

$$S_{vb1} = d_{vb1} \left(\frac{S_{v1}}{d_{v1}} + \operatorname{inv} \alpha \right) ; \quad S_{vb2} = d_{vb2} \left(\frac{S_{v2}}{d_{v2}} + \operatorname{inv} \alpha \right) ;$$

$$S_{va1} = S_{ea1} = d_{va1} \left(\frac{S_{vb1}}{d_{vb1}} - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right) ;$$

$$S_{va2} = d_{va2} \left(\frac{S_{vb2}}{d_{vb2}} - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right) ;$$

$$\cos \alpha_a = \frac{d_{vb}}{d_{va}} .$$

§ I.10. Порядок построения зацепления

1. Откладываем в масштабе межосевое расстояние $\alpha_w = O_1 O_2$ и радиусами, равными половине вычисленных диаметров, проводим окружности делительные (начальные), основные, вершин и впадин (рис. 7).

2. Проводим общие касательные к основным окружностям N_1, N_2 , являющиеся линиями зацепления. Они пройдут через полюс P .

3. Строим с помощью лекала по точкам эвольвенты профилей зубьев, проходящие через полюс. Для этого от полюса откладываем толщины зубьев S_1 и S_2 , делим их пополам и проводим через точки O_1 и O_2 оси симметрии зубьев. Затем от этих осей на соответствующих окружностях откладываем половины толщин S_a и S_g . Полученные точки соединяем лекалом. Остальные зубья можно строить по шаблону. Если $d_f < d_g$, то эти участки зубьев строим по радиальным прямым с закруглением к окружности впадин радиусом 0,3м.

4. Активная часть линии зацепления определяется пересечением ее с окружностями вершин. Коэффициент перекрытия равен отношению длины активной части линии зацепления ℓ_{af} к основному шагу P_b :

$$c = \frac{\ell_{af}}{P_b} \geq 1,2 ,$$

где ℓ_{af} - берется с чертежа зацепления. Затем производят определение контрольных размеров. Размер по общей нормали определяется с использованием следующих формул:

1. Число схватываемых зубьев

$$z_n = \frac{2}{g} + 0,5$$

с округлением до большего целого числа.

2. Размер по общей нормали W (или по старому ГОСТ z)

$$W = (z_n - 1) P_g + S_g$$

3. Наименьшее отклонение длины общей нормали W :

$$\Delta_m W = 0,68 (|\Delta_m h| + 0,35 E_0) ;$$

где S_g - основная окружная толщина зуба;

$\Delta_m h$ - наименьшее смещение исходного контура;

E_0 - допуск на радиальное биение.

4. Допуск

$$\sigma W = 0,68 (\sigma h - 0,7 E_0) ,$$

где σh - допуск на смещение исходного контура.

5. Наибольшее отклонение размера W

$$\Delta_b W = \Delta_m W + \sigma W .$$

Величины $\Delta_m h$, σh и E_0 выбираются из таблиц ГОСТ

9178-59 на допуски мелкомодульных колес в зависимости от выбранных степеней точности и бокового зазора (чаще выбирают Ст.7 - Д или Ст.6 - Д).

Зубчатые передачи имеют высокую точность изготовления и сборки, которая задается степенью точности и видом сопряжения. Всего стандартом установлено 12 степеней точности и 4 вида сопряжения. Наиболее распространены передачи 5, 6, 7-й и 8-й степеней точности, 5-я и 6-я степени в редукторах применяются для выходных передач; 7-я наиболее распространена для редукторов следящих систем; 8-я - в неответственных механизмах для передач средней точности.

Независимо от степени точности установлены 4 вида сопряжения колес С, Д, Х и Ш, которые устанавливаются по нормали бокового зазора:

С - (нулевой боковой зазор) - тихоходные передачи с нерегулируемым межосевым расстоянием;

Д, Х, Ш - (наименьший боковой зазор) - передачи с повышенной скоростью и нерегулируемым межосевым расстоянием.

При этих видах сопряжения допускается изготовление колес из разных материалов.

П р и м е р обозначения: Ст. 6 - 7 - 7 - Х

ГОСТ 9178-59 - 95 - цилиндрическая передача 6-й степени точности, 7-й степени по нормам плавности, 7-й степени по нормам контакта и сопряжением Х.

П р и м е р. Определить коэффициент перекрытия и контрольные размеры зацепления, рассчитанного в примере раздела (I.8).

I. $\mathcal{E} = \frac{\ell_{RF}}{P_B} = \frac{80:20}{2,362} = 1,70$ (Размер ℓ_{RF} из чертежа).

2. Определение размера по общей нормали.

Выбираем степень точности Ст.7-Д.

Для шестерни

а) $z_n = \frac{z}{g} + 0,5 = \frac{25}{g} + 0,5 = 3$;

б) $W = (z_n - 1) P_B + S_B = (3 - 1) 2,362 + 1,461 = 6,185 \text{ мм}$;

в) $\Delta_M W = 0,68 (0,010 + 0,35 \cdot 0,02) = 0,012 \text{ мм}$;

г) $\sigma W = 0,68 (0,028 - 0,1 \cdot 0,02) = 0,0095 \text{ мм}$;

д) $\Delta_M W + \sigma W = 0,0211 \text{ мм}$.

Размер по общей нормали для шестерни

$$W = 6,185 \begin{array}{l} +0,012 \\ -0,022 \end{array} \text{мм};$$

Для колеса

а) $z_n = \frac{100}{9} + 0,5 = 12;$

б) $W = (12-1)2,362 + 2,301 = 28,282 \text{мм};$

в) $\Delta_m W = 0,68 (0,016 + 0,35 \cdot 0,02) = 0,018 \text{мм};$

г) $\sigma W = 0,68 (0,042 - 0,7 \cdot 0,028) = 0,015 \text{мм};$

д) $\Delta_m W + \sigma W = 0,0327 \text{мм}.$

Размер по общей нормали для колеса

$$W = 28,282 \begin{array}{l} +0,018 \\ -0,033 \end{array} \text{мм};$$

Результаты расчета диаметров начальных окружностей и межосевых расстояний пар, нарезанных без смещения инструмента сводятся в таблицу

Номер колеса	z	$m, \text{мм}$	$d, \text{мм}$	$z, \text{мм}$	$d_w, \text{мм}$
1	20		16	8	
2	45	0,8	36	18	26,00
2	20		16	8	
3	72	0,8	57,6	28,8	36,80
3	20		16	8	
4	80	0,8	64	32	40,00
4	25		20	10	
5	99	0,8	79,2	39,6	49,60
5	25		20	10	
6	100	0,8	80	40	50,00

Порядок построения зацепления эквивалентных колес и определение ϵ такой же, что и для цилиндрических.

По вычерченному в масштабе 50:1 или 100:1 профилю зуба на проекторе производится контроль профиля зуба конического колеса на дополнительном конусе.

Контроль толщины зубьев конических колес в процессе зубообработки производится с помощью штангензубомера по хорде дуги делительной окружности \bar{s} на высоте \bar{h}_a (рис. 8). Из рисунка

$$\psi = \frac{\delta \epsilon}{d_{va}} ; \quad \bar{h}_a = 0,5 (d_{va} - d_v \cos \psi) ; \quad \delta = d_v \sin \psi .$$

Размеры \bar{h}_a и \bar{s} с допусками ставятся на чертеже детали.

Пример для определения допусков.

Исходные данные:

$t_s = 1$ мм; $z_1 = 20$; $z_2 = 80$; $\Sigma = 90^\circ$; $R_a = 41,24$ мм (по старому ГОСТ). Принимаем степень точности Ст. 7 - D ГОСТ 9368-60. По табл. 6 (ГОСТ 13506-68) наименьший боковой зазор $C_n = 7$ мкм. Наименьшее утонение зуба (табл. 8) для шестерни $\Delta_{\delta} S_1 = -17$ мкм, для колеса $\Delta_{\delta} S_2 = -22$ мкм.

По допуску на биение зубчатого венца табл. I (для шестерни $E_{01} = 24$ мкм, для колеса $E_{02} = 34$ мкм) находим допуск на толщину зуба (табл. 7)

$$\sigma S_1 = 26 \text{ мкм}$$

$$\text{и} \quad \sigma S_2 = 38 \text{ мкм} .$$

Следовательно, утонения толщины зуба равны:

для шестерни

для колеса

$$\text{наименьшее } \Delta_{\delta} S_1 = -0,017 \text{ мм}$$

$$\Delta_{\delta} S_2 = -0,022 \text{ мм}$$

$$\text{наибольшее } \Delta_{\delta} S_1 = -(\Delta_{\delta} S_1 + \sigma S_1) /$$

Размер по штангензубомеру для шестерни

$$\Delta_{\delta} S_2 = -(\Delta_{\delta} S_2 + \sigma S_2) / =$$

$$= -0,060 \text{ мм} .$$

$$\bar{s}_1 = \frac{\bar{s}}{\Delta_{\delta} S_1} = \frac{-0,017}{-0,043}$$

§ I.II. Конструкция колес

Рекомендуется принимать следующие размеры колес (прил. 2). Выточки D_2 вводятся при $b > 3$ мм и $D_2 - d_1 \geq 16$ мм.

$D_2 = d_f - 3 (m + 1)$ с округлением до целого числа. Шесть отверстий облегчения вводятся при $D_2 - d_1 \geq 16$ мм.

$$5-6 \text{ мм} \leq d_0 \leq 0,5 (D_2 - d_1) ;$$

$$D_0 = 0,5 (D_2 - d_1) + 1 \text{ мм} .$$

Перемычка между отверстиями должна быть не менее 3 - 5 мм.

$$c = 0,5 - 1 \text{ мм} ; \quad d_p = M2 \div M3 ; \quad d_\omega = (0,25 \div 0,30) ;$$

$$b = (3 \div 15) m ; \quad \ell = (3 \div 4) b ; \quad \text{или} \quad \ell = (1,0 \dots 1,5) d ;$$

$$d_1 = (1,6 \div 2) d ; \quad \ell_1 = 0,5 (\ell - b) .$$

Цилиндрические колеса, работающие при окружной скорости до 3 м/сек, изготавливаются обычно из Ст.35 (ГОСТ 1050 - 60), а при повышенной скорости из Ст. 50.

Число зубьев шестерни, нарезаемой без смещения, не должно быть менее 18 - 24. Выбирают его часто из конструктивных соображений в зависимости от диаметра валика, на котором штифтуется колесо. Например, при диаметре валика 6 мм диаметр ступицы равен 10 мм. Следовательно, чтобы диаметр впадин был больше диаметра ступицы при $m = 0,5$ мм число зубьев должно быть равно 24. Выбранное значение модуля сравнивается с расчетным.

§ I.II2. Определение диаметра валиков

Выбор диаметра валика d определяется прочностью на срез одного сечения конического штифта, применяемого для крепления зубчатых колес и муфт. Если принять диаметр штифта $d_\omega = (0,25 \dots 0,33) d$, то из формулы

$$M_K = \frac{\pi (0,25 - 0,33 d)^2}{4} \frac{d}{2} 10^{-3} [\tau_{cp}]$$

при $[\tau_{cp}] = 6,5 \text{ кг/мм}^2 \approx 63,7 \text{ Н/мм}^2$

$$d = (7,2 \div 8,6) \sqrt[3]{M_k} ,$$

где M_k - крутящий момент, Нм;
 d - диаметр валика, мм.

При уточнении расчете валика на прочность предварительно определяют усилия, возникающие в зацеплении.

Обычно рассчитывается валик тихоходной ступени как самой нагруженной (в проекте ступень нагрузки). Для построения эпюра моментов, действующих по длине валика требуется знать усилия, возникающие между зубьями колес в зацеплении. При определении усилий условно считается, что момент в зацеплении передается через одну пару зубьев. Схемы сил, действующих между зубьями различных колес, даны на рис. 9,

где N - сила, действующая по общей нормали;
 ρ - окружная сила;
 ρ_a - осевая сила (вдоль оси валика);
 ρ_R - радиальная сила;
 β - угол наклона зубьев косозубого колеса;
 α_w - угол зацепления;
 σ - угол начального конуса;
 d_w - диаметр начальной окружности.

Окружная сила для всех колес

$$\rho = \frac{M_k}{d_w} , \quad (36)$$

где M_k - передаваемый крутящий момент.

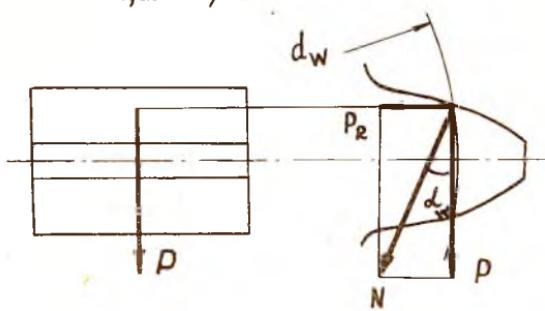
В зацеплении цилиндрических колес действуют силы

$$\rho = \frac{M_k}{d_w} ; \quad \rho_R = \rho \operatorname{tg} \alpha_w .$$

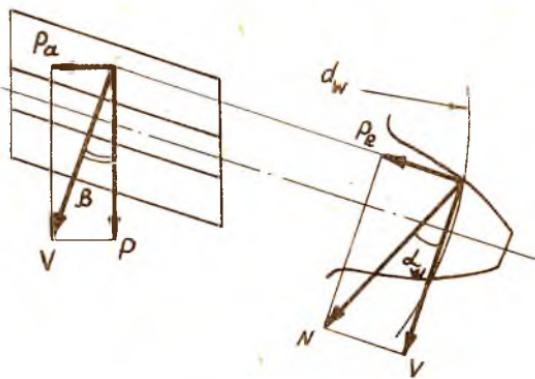
В зацеплении косозубых колес

$$\rho = \frac{M_k}{d_w} ; \quad \rho_R = \frac{\rho \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} ; \quad \rho_a = \rho \operatorname{tg} \beta .$$

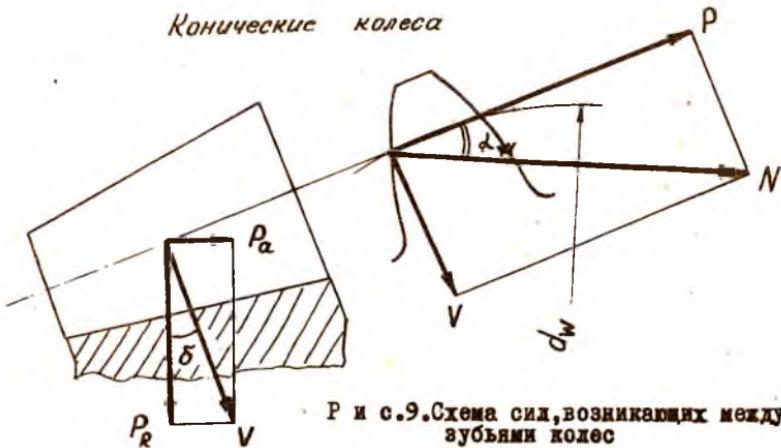
Цилиндрические колеса



Косозубые колеса



Конические колеса



Р и с.9. Схема сил, возникающих между зубьями колес

В зацеплении промозубых конических колес

$$P = \frac{M_K}{d_w}; P_R = P \operatorname{tg} \alpha_w \cos \sigma; P_a = P \operatorname{tg} \alpha_w \sin \sigma.$$

Рассмотрим пример поверочного расчета цилиндрической косозубой передачи (рис. 10). Расчет обычно ведется для самой тихоходной ступени как наиболее нагруженной. Валик принимается за статически определимую балку, нагруженную силами P , P_a , P_R и M_K (крутящий момент от силы P). Пространственную схему нагружения валика заменяют обычно схемами нагружения в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Определив реакции в опорах вала и составив уравнение моментов по участкам, строят эпюры изгибающих и крутящих моментов и осевых сил от действующих нагрузок. Эти эпюры используются для определения расчетных напряжений. Например, в сечении С - С максимальное нормальное напряжение от изгиба и сжатия

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{M(P_a) + M(P_R)}{W}\right)^2 + \frac{M^2(P)}{W}} \pm \frac{P_a}{F} \leq [\sigma]_n;$$

где $W = 0,1 d^3$ - момент сопротивления сечения;

$F = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь сечения валика;

$[\sigma]_n$ - допускаемое напряжение на изгиб (для среднеуглеродистых сталей примерно $600 \text{ кг}/\text{см}^2$).

Касательные напряжения от кручения

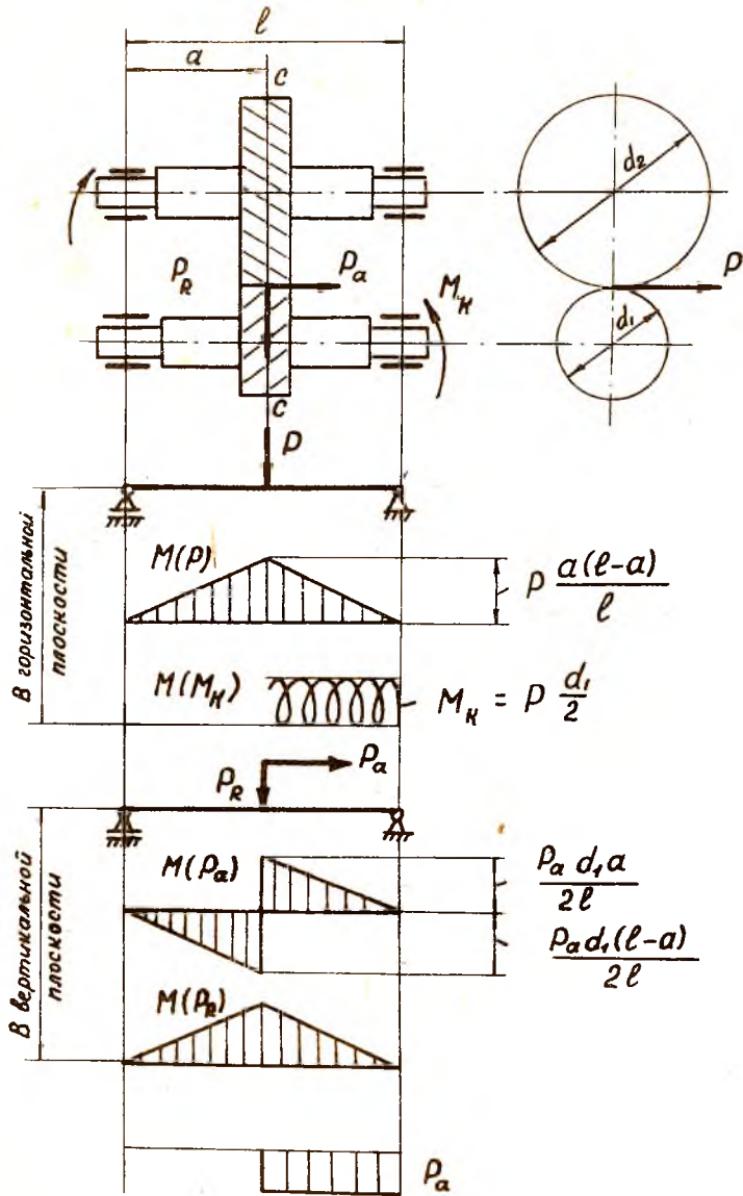
$$\tau = \frac{M_K}{W_K} \leq [\tau_K],$$

где W_K - момент сопротивления кручению вала ($W_K = 0,2 d^3$) ;

$[\tau_K]$ - допускаемое напряжение на кручение (для среднеуглеродистых сталей примерно $300-400 \text{ кг}/\text{см}^2$).

§ I.13. Расчет стопора или МОД (механического ограничителя движения)

Исходные данные - пределы выходного звена 0 - 15 оборотов, ($n_c = 15$ - число оборотов стопора).



Р и с. 10. Схема расчета вала

Расчет винтового стопора

Стопор (рис. IIa) состоит из ходового винта 1, гайки 2, двух упорных колец 3, кронштейна 4 и направляющей планки 5. Гайка и кольца имеют торцевые выступы (упоры). В крайних положениях один из выступов гайки коснется выступа кольца, и движение винта стопорится. Он применяется для любого n_c вплоть до 200 об. Расстояние ℓ между выступами упорных колец определяется по формуле

$$\ell = n_c S + (\delta - 2\alpha) + 2\Delta S,$$

где S - шаг резьбы ходового винта;
 δ - ширина гайки вместе с выступами;
 α - размер выступов, принимаемый равным S ;
 ΔS - зазор между выступом кольца и торцом гайки принимается равным 0,2.

Тогда

$$\ell = \delta + S (n_c - 1,6).$$

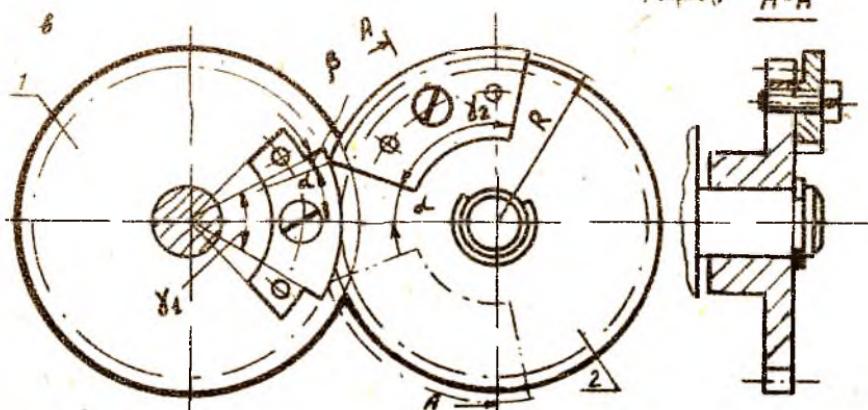
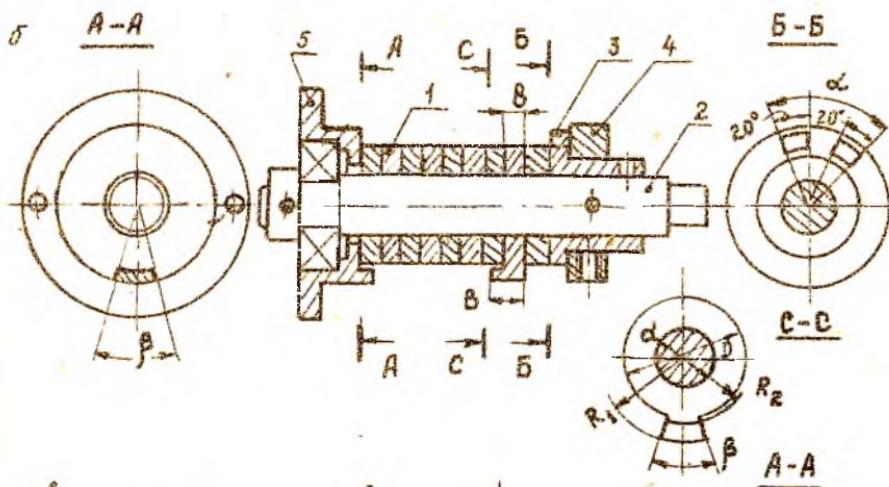
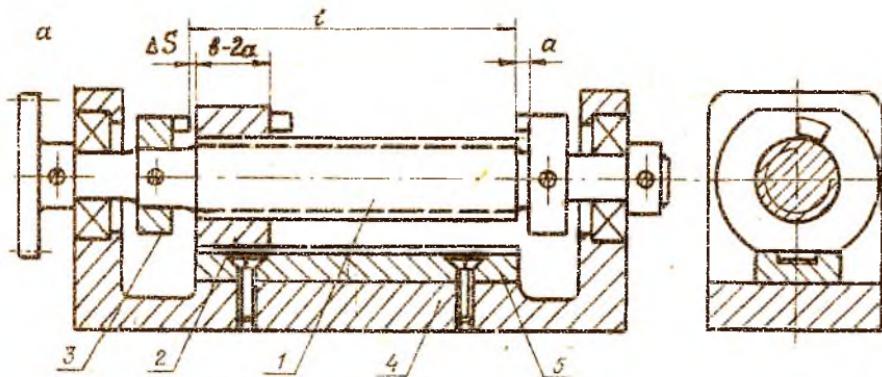
Примем $S = 2$ мм, $\delta = 8$ мм и получим

$$\ell = 8 + 2 (15 - 1,6) = 34,8 \text{ мм.}$$

На этом расстоянии стопорятся упорные кольца на винте.

Расчет кулачкового (шайбового) стопора

Стопор (рис. II,б) состоит из набора одинаковых кулачковых шайб 1, свободно посаженных на валике 2. На этом же валике защиптован поводок 3 и кольцо 4, имеющие выступы-упоры. Неподвижная втулка 5, служащая стаканом шарикоподшипника, также имеет выступ, являющийся упором для крайней кулачковой шайбы. Заданные пределы стопорения обеспечиваются набором К шайб и относительным разворотом поводка 3 и кольца 4 на угол α , после чего производится штифтовка. При вращении валика 2 выступ на кольце 3 (сеч. Б - Б) захватит зуб первой к нему шайбы 1, которая, имея такой же зуб, захватывает зуб следующей кулачковой шайбы и т.д. до тех пор, пока последняя шайба не упрется в зуб кольца 5 (сеч А - А) и произойдет стопорение.



7-2887. Р и с. II. Стопорные устройства .

Расчет производится по формулам:

$$K_{\omega} = \frac{360^\circ n_c}{360^\circ - 2\beta} - 1 ; \quad (37)$$

$$\alpha = (360^\circ - 2\beta) K_{\omega} - 360^\circ (n_c - 1) - \beta .$$

Размеры шайб (в мм) берут из табл. I

Таблица I

d	D	R_1	R_2	β	β'	β	M_c (Нм)
6	12	8,5	6,5	2,8	1,5		1
8	15	10	8,0	3,8	2,0	30°	2
10	18	11,5	9,5	3,8	2,0		3

При $\beta = 30^\circ$, получим

$$K_{\omega} = 1,20 n_c - 1 ;$$

$$300^\circ K_{\omega} - 360^\circ n_c + 330^\circ .$$

Для исходных данных примера $n_c = 15$, $M_c = 2$ Нм, следовательно, размеры берутся по табл. I для $d = 8$ мм. По формулам для $\beta = 30^\circ$ (37)

$$K_{\omega} = 1,20 \cdot 15 - 1 = 17 \text{ зубьев} ;$$

$$\alpha = 300 \cdot 17 - 360 \cdot 15 + 330 = 30^\circ .$$

Расчет зубчатого стопора

Зубчатый стопор (рис. II,в) состоит из двух колес с закрепленными на них кулачками. Колесо I, совершающее заданное число оборотов n_c , является стопоримым, а другое колесо 2 - стопорящим. При вращении колеса I против часовой стрелки через n_c оборотов произойдет стопорение (пунктирная линия). Заданные пределы обеспечиваются выбором Z_1 , Z_2 , γ_1 , γ_2 и R . Обычно принимают угол установки кулачков $\alpha = 20^\circ$, угол упора $\beta = 30^\circ$.

I. Выбираем разность чисел зубьев

$$\Delta Z = Z_1 - Z_2 = 1,2 \quad \text{или } 3 .$$

Примем $\Delta Z = 1$. Примем модуль $m = 1$ мм.

2. Определяем z_2 и z_1

$$z_2 = 1,13 (n_c + 2) m = 1,13 (15 + 2) 1 = 19,21.$$

Берем $z_2 = 20$

$$z_1 = z_2 + \Delta z = 20 + 1 = 21.$$

3. Вычисляем углы γ_2 , γ_1 и радиус R

$$\gamma_2 = 320^\circ - \frac{360^\circ n_c \Delta z}{z_2} = 320^\circ - \frac{360^\circ \cdot 15 \cdot 1}{20} = 50^\circ;$$

$$\gamma_1 = 2\alpha + 2\beta = 2 \cdot 20^\circ + 2 \cdot 3^\circ = 46^\circ;$$

$$R = 0,266 m (z_1 + z_2) = 0,266 \cdot 1 \cdot (21 + 20) = 10,906 \text{ mm}$$

П р и м е ч а н и е. Если при $\Delta z = 1$ и заданном m диаметры колес получились маленькими и на них трудно закрепить кулачок, то для увеличения размеров колес следует увеличить Δz или принять z_2 больше полученного расчетом при $\Delta z = 1$.

§ I.14. Расчет шкального механизма

В отсчетных устройствах распространены устройства с вращающимися шкалами и неподвижными индексами. Основным требованием к отсчетным устройствам является точность отсчета. Обычно принимается наибольшая погрешность отсчета $\Delta x_{max} = 0,5\tau$ (τ - цена деления шкалы отсчета). Размеры делений и отметок шкал приборов выбираются по ГОСТ 5365-57. В шкалах отсчета ширина отметок (штрихов) составляет 0,4 - 0,8 мм, длина коротких отметок 3 мм, основных отметок (против цифр) - 5 мм. Длина деления шкалы $\Delta \ell$ (интервал) составляет от 0,5 до 4 мм. Расчет шкалы состоит в определении числа делений шкалы n , диаметра шкалы D (или длины L), цены одного оборота A и цены одного деления шкалы отсчета τ . При расчете параметров шкалы должны быть заданы пределы изменения измеряемой величины (X_{max} и X_{min}) и наибольшая погрешность отсчета Δx_{max} .

Точность отсчета значительно увеличивается в случае применения двухшкальных механизмов со шкалами грубого и точного отсчета. Наи-

большее распространение для замера угла поворота выходного вала получили двухкальные механизмы с замедлением вращения выходной оси механизма, соединяемой с блоком настройки. В качестве замедляющих механизмов могут быть использованы червячные или планетарные передачи (рис. I2, а). Для замера перемещения выходного звена применяются так же двухкальные механизмы без замедления вращения выходной оси (рис. I2, б).

Расчет двухкального механизма с замедлением вращения выходной оси

I. Пример I. Определить основные параметры шкалы грубого и точного отсчетов шкального механизма, установленного на выходном валу колеса 6 редуктора (рис. I2, а). Пределы хода вала:

$$x_{min} = 0; \quad x_{max} = 15 \text{ оборотов} \quad (x_{max} = 5400^\circ).$$

Допустимая погрешность следящей системы $[\gamma] = 0,5^\circ = \Delta x_{max}$

Принимаем схему шкального механизма на рис. I2, а. Из нее следует, что при $Z_2 = Z_{2'}$, отношение цену одного оборота шкалы грубой настройки $A_{r.o}$ к цене одного оборота шкалы точной настройки $A_{t.o}$:

$$\frac{A_{r.o}}{A_{t.o}} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_1 - z_3} = i_{H-1}^3.$$

1. Выбираем шкальный механизм с $z_1 = 60$, $z_3 = 57$ и $i_{H-1}^3 = 20$.

2. Определяем цену одного деления шкалы точного отсчета

$$T_{r.o} = 2 \Delta x_{max} = 1^\circ.$$

3. Задаемся числом делений диска шкалы точного отсчета

$$n_{r.o} = 10i \quad (\text{где } i = 1, 2, 3 \dots n)$$

Принимаем $n_{r.o} = 400$ и определяем цену одного оборота шкалы точного отсчета

$$A_{r.o} = n_{r.o} T_{r.o} = 400 \cdot 1^\circ = 400^\circ.$$

4. Определяем цену одного оборота шкалы грубого отсчета

$$A_{r.o} = i_{H-1}^3 A_{t.o} = 20 \cdot 400^\circ = 8000^\circ.$$

5. Задаемся числом делений шкалы грубого отсчета $n_{r.o.} = 20$ и определяем цену одного деления шкалы

$$\tau_{r.o.} = \frac{A_{r.o.}}{n_{r.o.}} = \frac{8000^\circ}{20} = 400^\circ.$$

6. Определяем отношение

$$K_R = \frac{\tau_{r.o.}}{A_{r.o.}} = 1; \quad (0,5 \leq K_R \leq 2,0);$$

Таблица

$Z_{\text{н-1}}^3$	Z_1	$Z_2 = Z_2'$	Z_3
20	60	20	57
30	60	20	58
60	60	20	59
36	72	20	70

7. Определяем требуемый угол шкалы грубого отсчета

$$\alpha_{r.o.} = \frac{360^\circ x_{max}}{A_{r.o.}} = \frac{360^\circ \cdot 5400}{8000^\circ} = 242^\circ \leq 360^\circ$$

Если $\alpha_{r.o.} > 360^\circ$, то рекомендуется увеличить $A_{r.o.}$ за счет увеличения $A_{t.o.}$ или $D_{r.o.}^3$

8. Определяем диаметр шкалы точного отсчета, приняв длину деления в пределах от 0,5 до 4 мм. Пусть $\Delta \ell_{r.o.} = 1,0$ мм

$$D_{r.o.} = \frac{n_{r.o.} \Delta \ell_{r.o.}}{\pi} = \frac{400 \cdot 1,0}{3,14} = 127 \text{ мм} (\leq 200 \text{ мм}).$$

В случае если $D_{r.o.} > 200$ мм, можно уменьшить $\Delta \ell_{r.o.}$.

9. Обычно диаметры шкал равны или $D_{r.o.}$ несколько больше $D_{r.o.}$. Приняв $D_{r.o.} = D_{r.o.} + 20$ мм, найдем длину деления шкалы грубого отсчета

$$\Delta \ell_{r.o.} = \frac{\pi D_{r.o.}}{n_{r.o.}} = \frac{3,14 \cdot 127}{20} = 20 \text{ мм}.$$

По рассчитанным характеристикам конструируются шкалы точного и грубого отсчетов.

Пример 2. Определить основные размеры шкал грубого и точного отсчетов шкального механизма на рис. 12,а при постановке его на вал шестерни Z_5 (рис. 3). Исходные данные для расчета такие, что и в примере I.

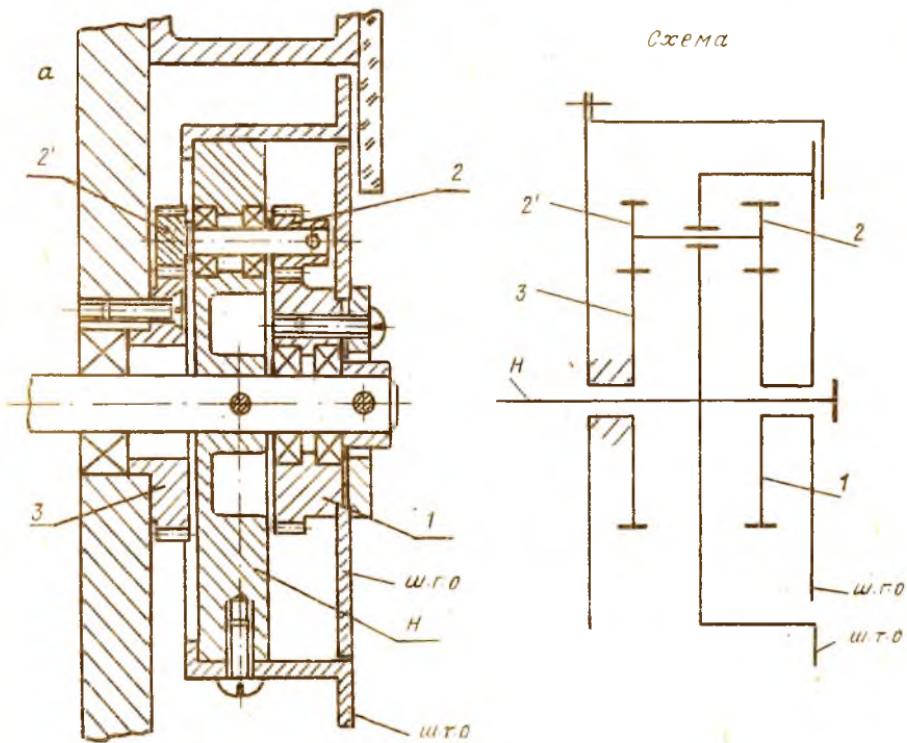
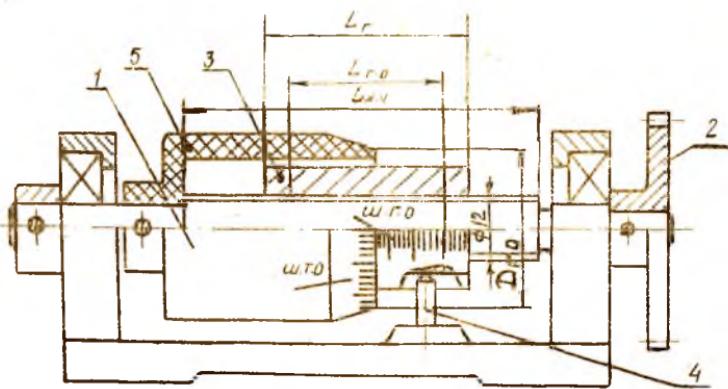


Рис. 12. Шкальные механизмы



1. Передаточное отношение между валом шестерни и выходным валом колеса 6

$$\dot{\iota}_{5:6} = \frac{z_6}{z_5} = 4 .$$

2. Допустимая погрешность на валу установки шкального механизма

$$\Delta x'_{max} = [\Delta \varphi] = \dot{\iota}_{5:6} [\Delta \varphi] = 4 \cdot 0,5^* = 2^* .$$

3. Выбираем шкальный механизм с $z_1 = 60$, $z_3 = 57$ и $\dot{\iota}_{n:1}^3 = 20$.

4. Цена деления шкалы точного отсчета

$$\tau'_{r_o} = 2 \Delta x'_{max} = 4^* .$$

5. Задаемся числом делений диска шкалы точного отсчета $n'_{r_o} = 100$ и определяем цену оборота

$$A'_{r_o} = n'_{r_o} \tau'_{r_o} = 100 \cdot 4^* = 400^* .$$

Остальные параметры шкал грубого и точного отсчетов совпадают с параметрами, рассчитанными в разделах 6 - 9 примера I. Таким образом, при перестановке шкального механизма с одного вала на другой допустимая погрешность и цена одного деления шкалы точного отсчета изменяется прямо пропорционально, а число делений шкалы - обратно пропорционально передаточному отношению между валами.

Расчет двухшкального механизма без замедления вращения выходной оси

Механизм такого типа представлен на рис. I2,б. Винт I (с трапецидальной резьбой) получает вращение от зубчатого колеса 2. По винту I перемещается гайка 3, имеющая прорезь, в которую входит ограничитель вращения штифт 4. Гайка 3 представляет собой шкалу грубого отсчета. Стакан 5, укрепленный жестко на винте, является шкалой точного отсчета.

П р и м е р. Определить параметры шкал грубого и точного отсчетов шкального механизма (рис. I2,б), установленного на выходном валу редуктора, если пределы хода

выходного звена $x_{max} = 15 \text{ мм}$, $x_{min} = 0$, допустимая погрешность следящей системы $[\Delta x] = 0,05 \text{ мм}$.

I. Цена одного деления шкалы точного отсчета

$$\tau_{r,0} = 2 [\Delta x] = 0,1 \text{ мм}.$$

2. Число необходимых делений в рассматриваемом диапазоне измеряемой величины

$$n = n_{r,0} n_{r,0} = \frac{x_{max} - x_{min}}{\tau_{r,0}} = \frac{15}{0,1} = 150.$$

3. Задаемся числом делений шкалы точного отсчета (оно обычно кратно 10) $n_{r,0} = 50$ и определяем число делений шкалы грубого отсчета

$$n_{r,0} = \frac{n}{n_{r,0}} = \frac{150}{50} = 3;$$

4. Задаемся коэффициентом $K_A = 2$ ($0,5 \leq K_A \leq 2$) и определяем цену одного деления шкалы грубого отсчета

$$\tau_{r,0} = K_A n_{r,0} \tau_{r,0} = 2 \cdot 50 \cdot 0,1 = 10 \text{ мм}.$$

5. Определяем длину шкалы грубого отсчета на гайке 3

$$L_{r,0} = \tau_{r,0} n_{r,0} = 10 \cdot 3 = 30 \text{ мм}.$$

Диаметр D_r и длина L_r гайки 3 зависят от диаметра винта I и диапазона замеряемой величины. Примем

$$D_r = D_g + 10 \text{ мм} = 22 \text{ мм};$$

$$L_r = L_{r,0} + 10 \text{ мм} = 40 \text{ мм}.$$

6. Из конструктивных соображений задаемся диаметром шкалы точного отсчета $D_{r,0} = 26 \text{ мм}$ и определяем длину интервала шкалы

$$\Delta \ell_{r,0} = \frac{\pi D_{r,0}}{n_{r,0}} = \frac{3,14 \cdot 26}{50} = 1,63 \text{ мм}.$$

7. Определяем передаточное отношение шкал грубого и точного отсчетов

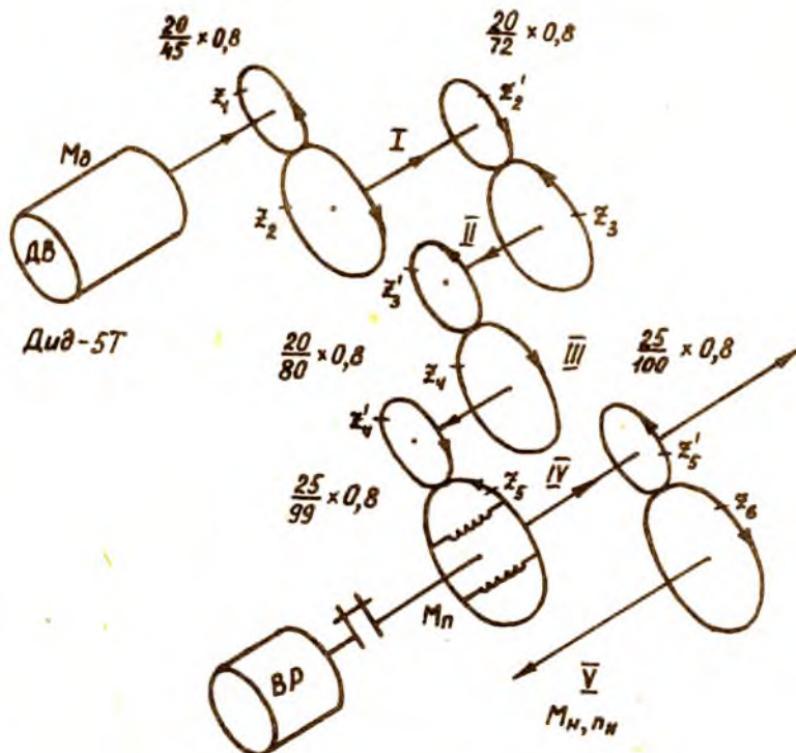
$$U_{r,0-r,0} = \frac{\tau_{r,0} n_{r,0}}{\tau_{r,0} n_{r,0}} = \frac{K_A \tau_{r,0} n_{r,0} n_{r,0}}{\tau_{r,0} n_{r,0}}$$

$$U_{r,0-r,0} = K_A n_{r,0} = 2 \cdot 3 = 6.$$

II. КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА И УЗЛОВ

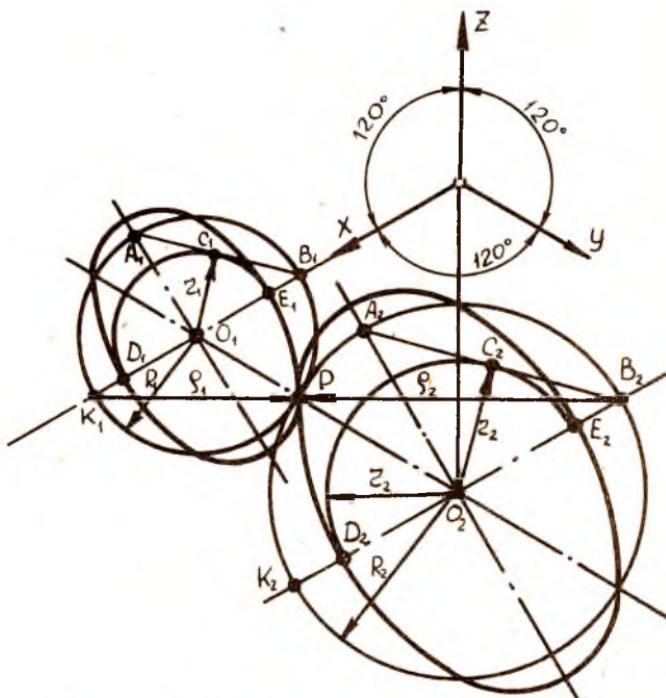
§ 2.1. Кинематическая схема

Для выявления пространственного расположения звеньев кинематической цепи кинематическую схему изображают в изометрической прямоугольной проекции (рис. I3). Тогда окружности колес изображаются эллипсами, которые удобно заменить овалами (рис. I4).



Р и с. I3. Кинематическая схема редуктора

Все элементы на схеме изображаются условно-графически в соответствии с нормальными приборостроения.



Р и с. I4. Схема построения овала

На контурах подвижных элементов указывается направление движения, на валиках – направление передачи момента. Возле элементов схемы или на выносках указываются основные данные, характеризующие их работу (число зубьев колес, их модули, степени точности, цены оборотов, наименования конечных элементов и т.д.). При этом выносные линии даются от ведущих звеньев, дробью обозначается число зубьев колес (числитель – ведущего, знаменатель – ведомого), а затем в одну строку проставляются данные, относящиеся к паре (модуль, степень точности и т.д.).

На рис. 13 дана кинематическая схема редуктора приборной следящей системы. Валики редуктора обозначены римскими цифрами. Кинематическая цепь от ротора двигателя $\text{Д}8$ к валику сельсина ВР состоит из четырех пар зубчатых колес и муфты, кинематическая цепь к валику нагрузки - из пяти зубчатых пар. Между валиками нагрузки и ВР установлена цилиндрическая пара колес с выборкой люфта (ведомое колесо состоит из двух частей, разворачиваемых друг относительно друга пружиной). Редукторы приборных следящих систем для хорошего качества работы должны обладать высоким коэффициентом полезного действия, поэтому применение винтовых и червячных передач здесь нецелесообразно.

Исследования показали, что для уменьшения мертвого хода желательно применять цилиндрические и конические передачи малого модуля, расположить передаточные отношения отдельных ступеней в возрастающем порядке, выбирая передаточное отношение последней ступени наибольшим ($i_{\text{беск}} = 5 - 6$) и свести к минимуму собственный мертвый ход последней пары, выполнив колесо на валу ВР с люфтовыбирателем и предъявив жесткие требования к изготовлению и сборке.

Кроме того, в редукторах, работающих в устройствах с обратной связью, для обеспечения максимальной устойчивости системы необходимо получить минимальный приведенный к валу двигателя момент инерции редуктора. Расчеты показывают, что этому условию удовлетворяют редукторы при минимальных значениях мертвого хода. Это упрощает распределение передаточных отношений по ступеням.

В приборных следящих системах применяются колеса 5,6 и 7 степеней точности.

§ 2.2. Технические указания

1. Иринять вариант лабораторных условий эксплуатации (нет ударов, вибраций, загрязнения атмосферы, температура окружающей среды 20°C , влажность 60%).

2. Механизм установить на четырех опорах. Установочная поверхность должна быть чисто обработана и отделена от других поверхностей корпуса. Для крепления предусмотреть отверстия под винты М4-М8.

3. Для посадки муфты привода управляемого объекта выходное звено следует выполнить в виде валика с посадочным местом длиной в два диаметра. Отверстие под крепежный штифт не показывается. Располагать

выходное звено можно с любой стороны, кроме той, которая обращена к оператору. На этой стороне прибора располагаются шкалы. Окружающее выходное звено пространство в радиусе 20 мм должно быть свободно для установки муфты (рычага, колеса).

4. Конструкция шкал должна обеспечивать легкую установку на нуль. Шкалы должны быть защищены от внешних воздействий. Направление луча зрения должно быть горизонтальным. Точность отсчета по шкале должна быть не ниже заданной погрешности следящей системы.

5. Механизм должен быть технологичным, то есть должен быть спроектирован с учетом типа производства (единичного или крупносерийного и массового).

При единичном производстве изготовление деталей ведется на универсальном оборудовании с применением универсальной оснастки. Стоимость изделия высокая, так как нельзя использовать высокопроизводительное специальное оборудование и рабочую силу низкой квалификации.

Корпус изготавливают сборным, сварным и цельным.

Сборный корпус состоит из плат, вырезаемых из листового проката и полностью обрабатываемых. Платы связываются между собой крепежными и установочными деталями и образуют стенки корпуса.

Сварной корпус также изготавливают из плат, обработанных под сварку. Чтобы не было деформации, отверстия в стенках корпуса выполняют после сварки.

Цельный корпус выполняется из целого куска материала, в котором вырезеровывают полость для помещения деталей механизма.

При серийном и массовом производстве используется специальное оборудование и оснастка. Для изготовления корпуса применяется литье, в том числе точное, иногда штамповка, реже сварка.

При выполнении чертежей необходимо соблюдать ГОСТы на ЕСКД 2.301-68 - 2.317-68, (форматы, масштабы, линии, штифты и т.д.), а также ГОСТы 2.402-68 - 2.407-68 на правила выполнения рабочих чертежей зубчатых колес, ГОСТы 16530-70 - 16532-70 на термины и расчет геометрии и ГОСТы 13733-68, 9368-60 на допуски для мелкомодульных зубчатых колес.

§ 2.3. Компоновка конструкции редуктора

Рациональная компоновка конструкции редуктора - это размещение всех его деталей в минимальном объеме. Она обычно выполняется гра-

фически в увеличенном масштабе (2:1 или 5:1) на миллиметровой бумаге и является черновым вариантом общего вида редуктора. Основные требования к компоновке: наименьшие габариты редуктора; удобство сборки и регулировки деталей редуктора; удобство эксплуатации.

Оптимальность габаритов редуктора оценивается коэффициентом заполнения K_3 :

$$K_3 = \frac{V_d}{V_n} \quad (0,3 \leq K_3 \leq 0,7).$$

Здесь V_d - объем, занимаемый деталями редуктора;

V_n - объем параллелепипеда, ограничивающего габариты редуктора.

П о р я д о к к о м п о н о в к и

На чертеж наносятся изображения осей и начальных окружностей зубчатых колес и диаметров валиков;

наружные контуры обойм или втулок фланцев;

наружные контуры электромеханических элементов;

контуры отсчетных устройств и органов управления;

контуры корпуса и установочных деталей.

Компоновка выполняется в двух (иногда в трех) проекциях.

Оси колес рекомендуется располагать на параллельных горизонтальных или вертикальных линиях. Она должна включать в себя основные габаритные и установочные размеры редуктора.

Если редуктор содержит отсчетные устройства, то при компоновке необходимо обеспечить симметричное расположение шкал на главном виде, т.е. компоновку в этом случае следует начать с отсчетных устройств, размещая вокруг них другие детали и элементы редуктора. При наличии стопорного устройства (винтового, шайбового) или дифференциала необходимо сначала выполнить компоновку этих узлов, а затем, на основе выполненной компоновки, нанести изображения других элементов редуктора. В приборных редукторах рекомендуется использовать зубчатые стопоры и малогабаритные конструкции дифференциалов. После размещения всех деталей нанести контуры корпуса, тип которого зависит от масштабов производства. При единичном производстве детали корпуса изготавливаются механической обработкой, при крупносерийном производстве применяются литые корпуса.

Основные типы компоновки редукторов

Однокорпусная конструкция (рис. 15) - конструкция редуктора на одном основании (литом или штампованном) с применением втулок-фланцев, которые позволяют располагать подшипники в средней части валика, а зубчатые колеса и муфты крепить на консолях валиков. При однокорпусной конструкции главной проекцией на компоновочном чертеже являются вид спереди и необходимые сечения, поясняющие конструкцию редуктора. Однокорпусная конструкция наиболее экономична и технологична. Применение этих редукторов ограничивается необходимостью использования только цилиндрических зубчатых передач (и параллельного расположения валиков), что не всегда возможно.

Двухплатная конструкция (рис. 16) - это редуктор, собранный на двух параллельных plataх. Отличительной особенностью конструкции является расположение подшипников на концах валиков, а зубчатых колес - в пролете между платами. Платы 1 и 3 соединены стойками 2, концы которых входят в отверстия плат по посадке высокой точности (см. раздел "Способы соединения деталей редуктора"), что обеспечивает высокую точность взаимного расположения плат.

Двухплатная конструкция применяется при единичном и мелкосерийном производстве (в виду высоких точностных требований сборки) для механизмов, составленных из цилиндрических зубчатых колес при параллельном расположении валиков.

Редуктор в отдельном закрытом корпусе. Корпус выполняется литым, пластмассовым или сборным в виде замкнутой коробки, одна или две стенки которой являются съемными крышками. Литые и пластмассовые корпуса редукторов применяются в крупносерийном производстве (рис. 17).

Редуктор на одной общей плате (рис. 18) применяется с использованием кронштейнов (литые или механически обработанные) в единичном производстве. Он обеспечивает удобство сборки, но имеет малое заполнение объема и большое количество разнотипных деталей.

§ 2.4. Сборочный чертеж редуктора

После того как компоновочный чертеж редуктора согласован с руководителем проекта, создается сборочный чертеж. В него входит

Р и с. 15. Однокорпусный редуктор:

1-платы; 2-двигатель; 3-потенциометр; 4-штифт; 5-аубочатое колесо; 6-подшипник; 7-вала; 8-втулка; 9-колыцо; 10-винт; 11-штифт; 12-болт

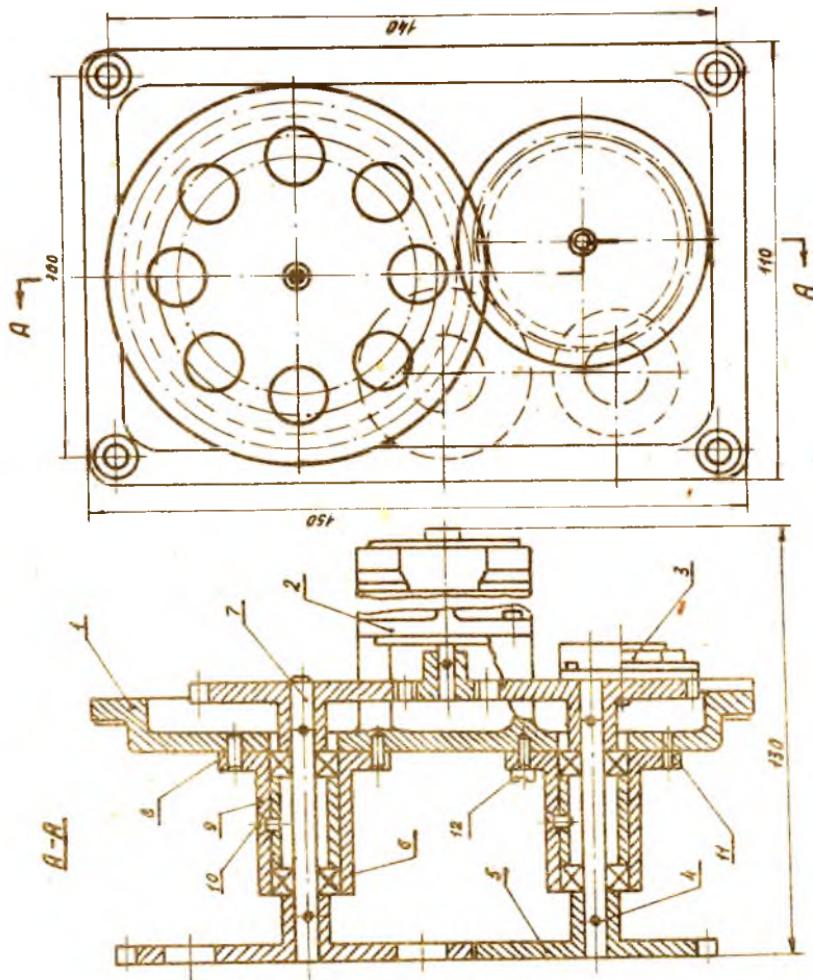
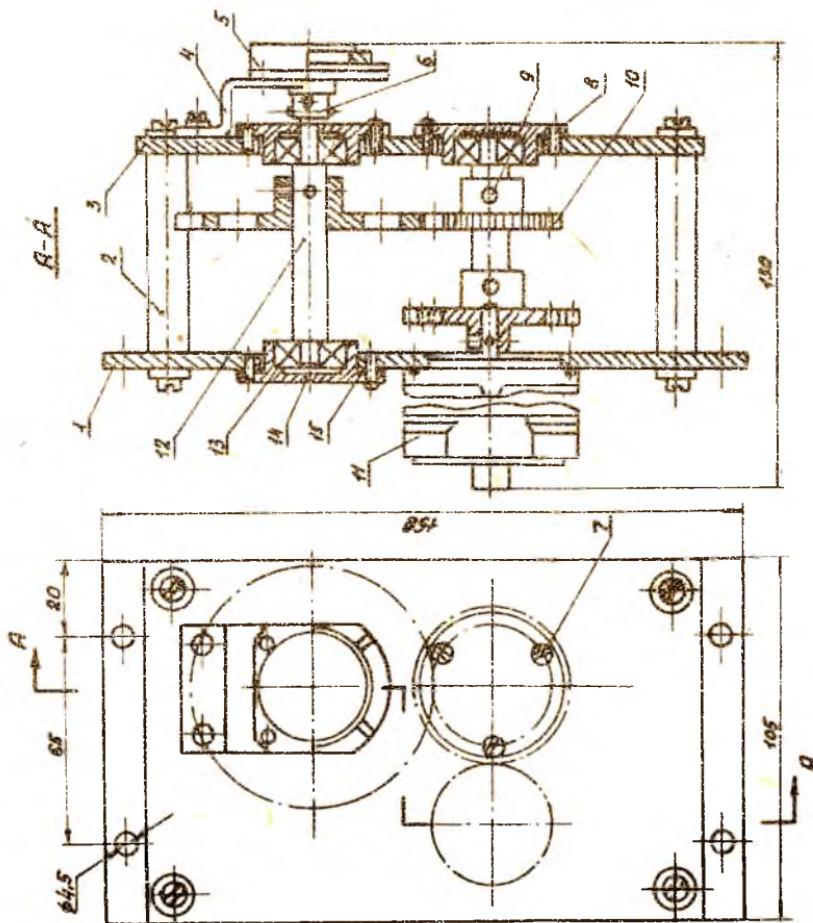


Рис. 16. Двуплатный
редуктор:



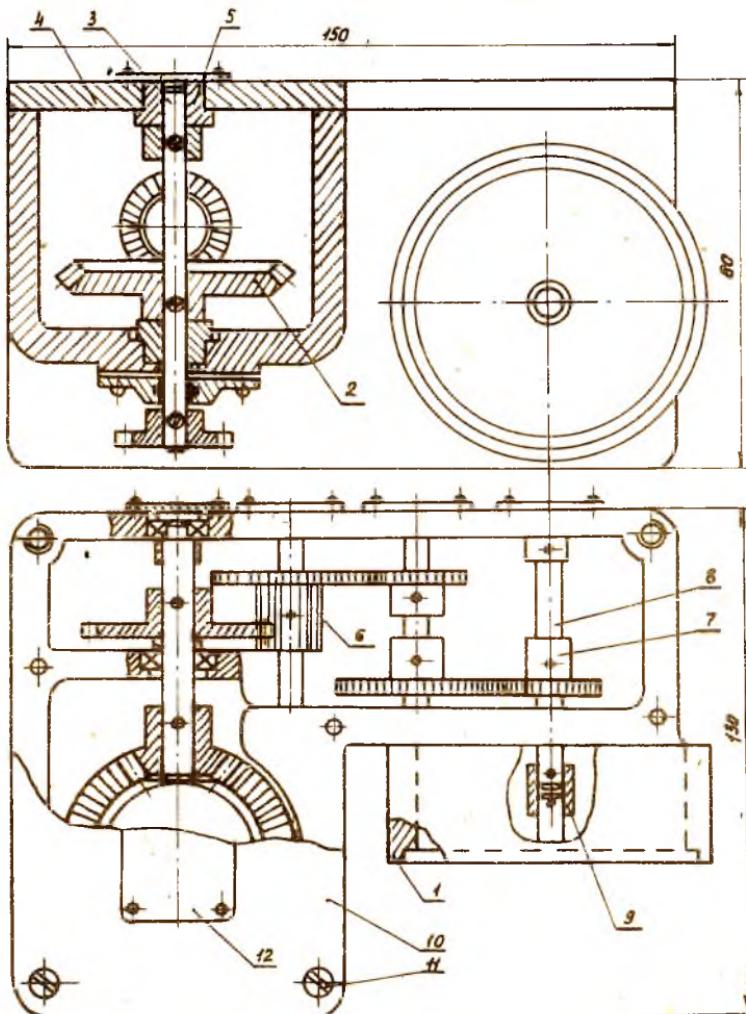


Рис. 17. Редуктор в литом корпусе:

1 - корпус; 2 - зубчатое колесо;
3 - валик; 4 - прокладка; 5 - втулка;
6 - зубчатое колесо; 7 - зубчатое ко-
лесо; 8 - валик; 9 - втулка; 10 - крыш-
ка; 11 - винт; 12 - крышка

общий вид редуктора и изображения узлов, видов и сечений, позволяющих понять конструкцию и работу механизма. Обязательными для курсового проектирования являются отдельные изображения следующих узлов:

соединения плат со стойками;
установки зубчатых колес на валиках;
установки валиков в корпус редуктора;
конического дифференциала (если он входит в конструкцию);
крепления электромеханических устройств (электродвигателя и выявителя рассогласования) к редуктору;
стопорного устройства (вид, узлы крепления);
люфтовыбирающего колеса (вид, крепление);
муфты (вид, узлы крепления);
крепления циферблатов и индексов.

Некоторые из перечисленных узлов при их достаточной наглядности на общем виде редуктора могут отдельно не изображаться (по согласованию с руководителем проекта). На все соединения деталей, определяющих точность работы редуктора, должны быть простоявлены размеры, допуски и посадки в соответствии с требованиями ЕСКД.

Соединение плат со стойками

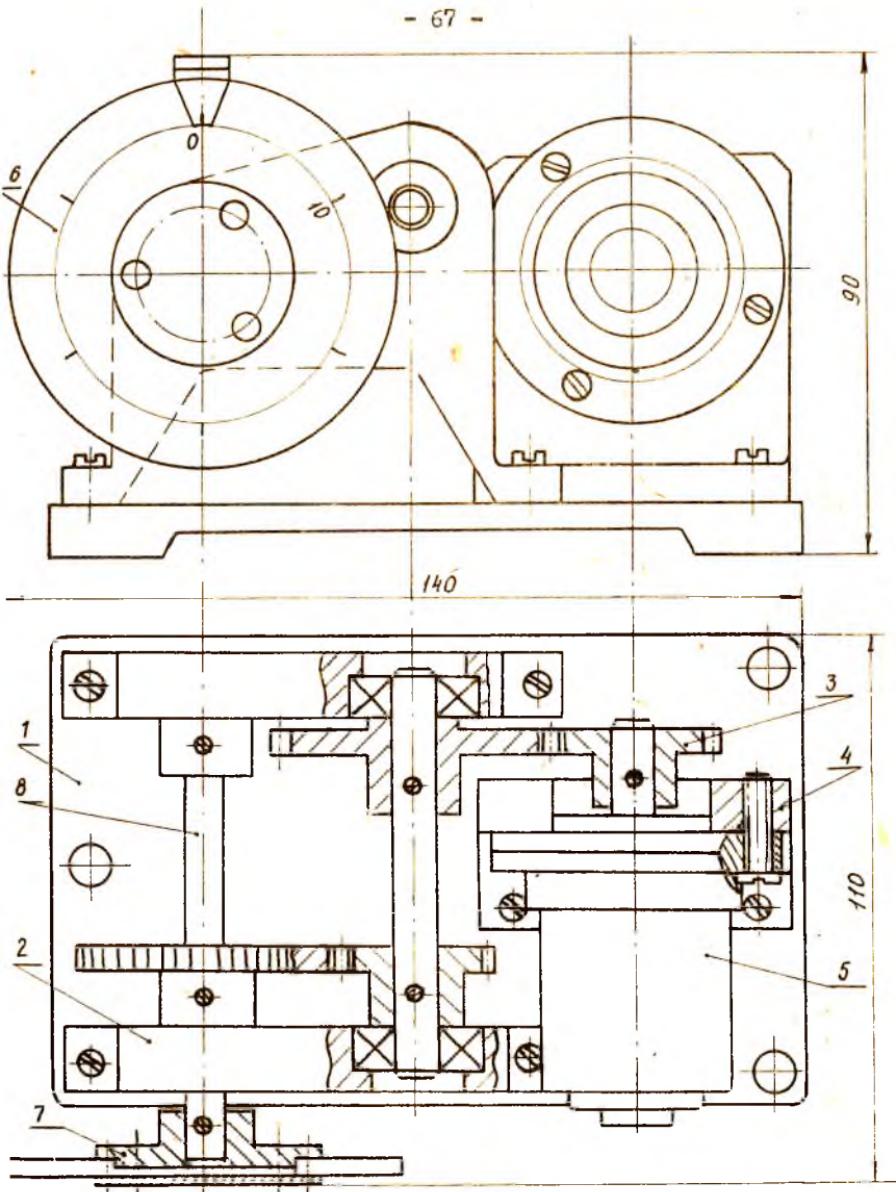
В редукторах двухплатной конструкции точное фиксирование плат осуществляется обычно при помощи четырех распорных колонок.

На рис. 19,в стойка I имеет с обоих концов посадочные выступы диаметром d и глухие резьбовые отверстия. Диаметры посадочных выступов стойки выполняют с предельным отклонением по С (или Н). Предельные отклонения для отверстий в платах назначают по А. Крепление плат к стойкам производится с помощью винтов 2 и шайб 3. Применяется в мелкосерийном производстве ввиду сложности изготовления.

В конструкции, изображенной на рис. 19,г для соединения плат применяются болт 2 и распорная втулка I. Крепление этих деталей с платами производится гайкой 4 с шайбой 3.

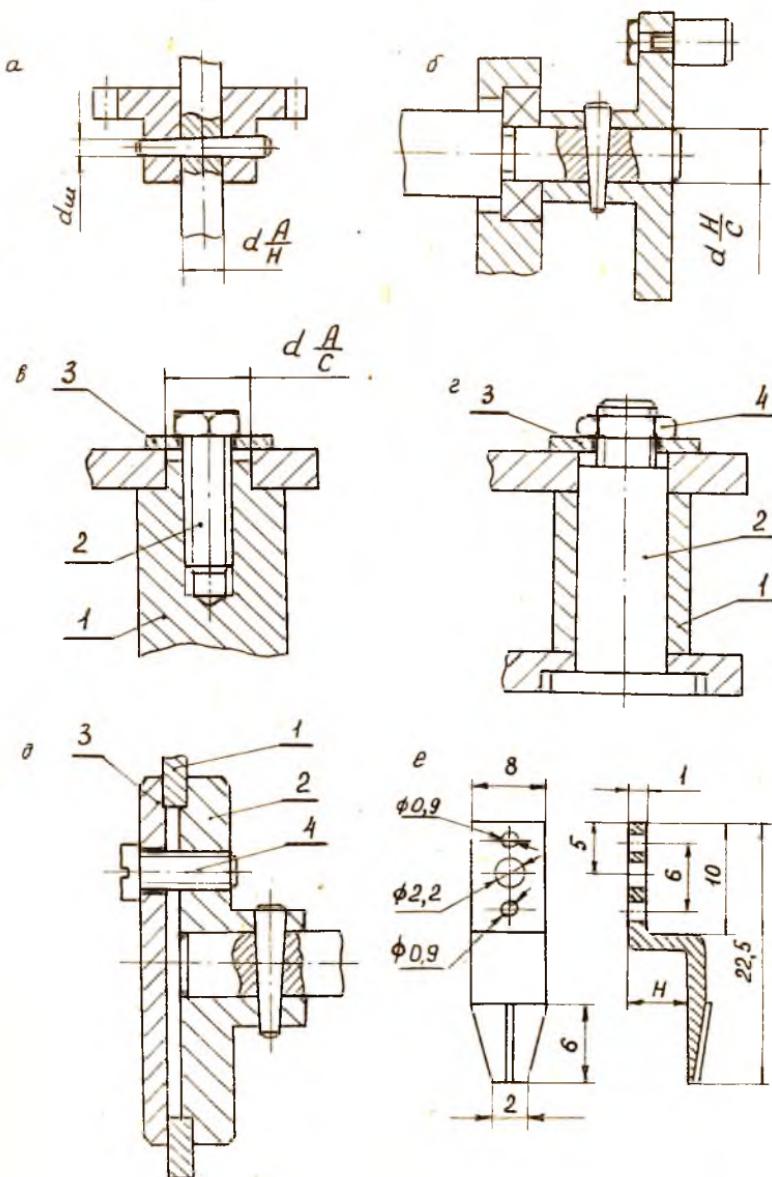
Установка зубчатых колес и муфт на валиках

Зубчатые колеса и муфты крепятся обычно с помощью гладких конических штифтов. Соединения зубчатых колес и муфт с валиками де-



Р и с. 18. Редуктор на одной плате:

I - плата; 2 - кронштейн; 3 - зубчатое колесо; 4 - кронштейн;
5 - двигатель; 6 - шкала; 7 - втулка; 8 - валик



Р и с. 19. Соединение деталей

ляется по напряженной посадке. При посадке колеса на валик между опорами (рис. I9, а) применяется система отверстия, т.е. диаметр отверстия в колесе выполняется с предельными отклонениями по А (или A_I), а посадочный диаметр валика - по Н (или H_I). При посадке колеса или муфты на валик за подшипником (рис. I9, б) применяется система вала, т.е. диаметр отверстия в колесе выполняется с предельными отклонениями по Н (H_I), а консольная часть валика имеет С (C_I). В ступице колеса или муфты под углом 90° делают два отверстия: одно - под штифт, другое, резьбовое, - под стопорный винт (М2 или М3), который служит для стопорения колеса при сборке редуктора. После регулировки и проверки качества сборки сверлятся отверстие в валике с конусностью, соответствующей конусности штифта (1:50), колесо (муфта) заштифтовывают, а стопорный винт выворачивают.

Установка валиков на шарикоподшипниках

Основным требованием ко всем способам установки валиков на шарикоподшипниках (прил. 4) является обеспечение точности, плавности и легкости вращения валиков. При сборке для обеспечения точности и плавности необходимо обеспечить предварительный осевой натяг подшипников, который выберет зазоры и создаст условия нормальной работы механизма. Величина осевого натяга на чертежах не указывается, а устанавливается при сборке.

Предварительный осевой натяг подшипников осуществляется установленными на валиках деталями перед закреплением их штифтами. Детали, соприкасающиеся с подшипниками (колеса, муфты, установочные кольца и др.), закрепляются на валиках стопорными винтами и после выборки зазоров штифтуются.

На рис. 20, а наружные кольца подшипника прижаты к заплечикам кронштейна, внутренние закреплены ступицами колес I и 2.

На рис. 20, б наружные кольца подшипников, установленных во втулке-фланце 2, прижаты к торцам распорной втулкой 4, закрепленной двумя винтами 3 (расположены под углом 90°). Внутренние поджаты ступицей колеса 5 и установочным кольцом I. Такой способ применяется в однокорпусных конструкциях редукторов.

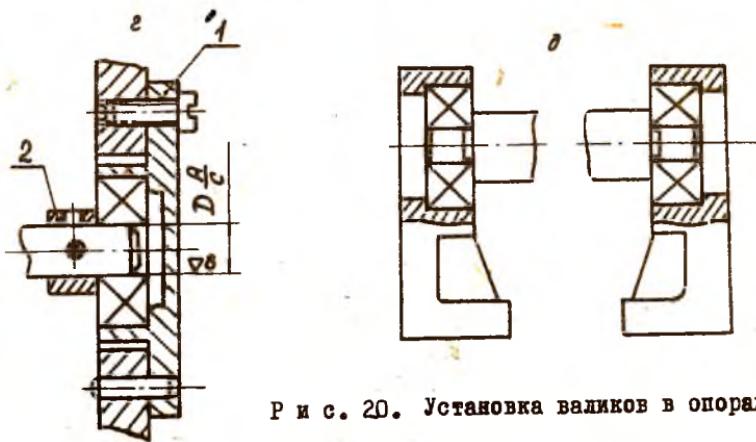
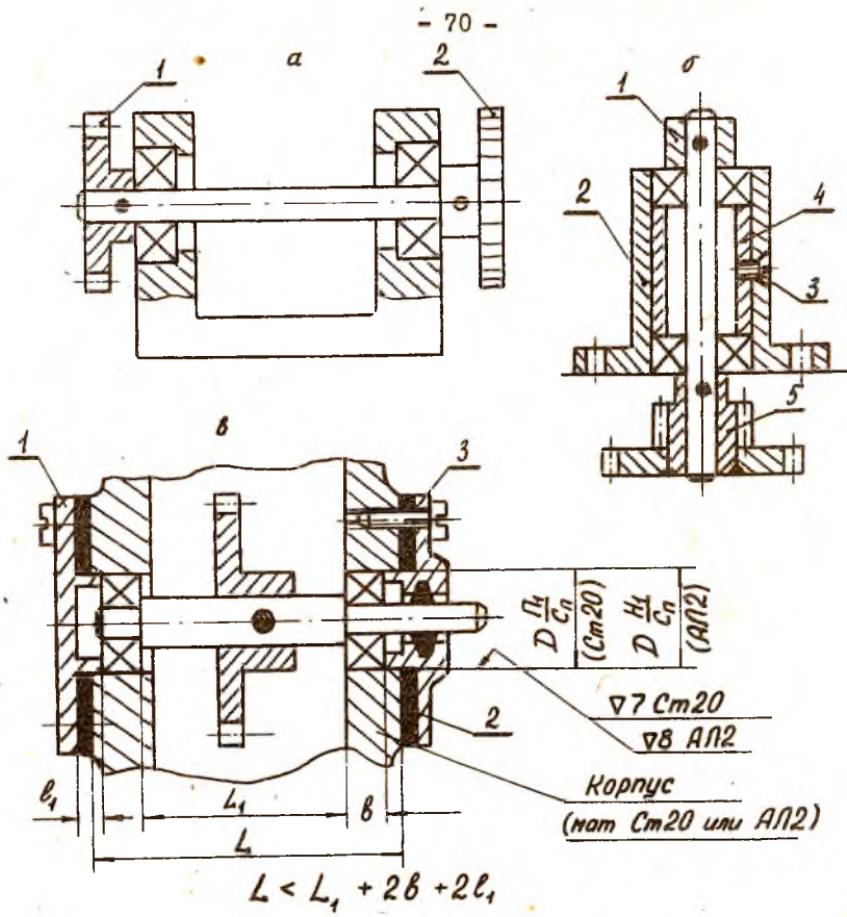


Рис. 20. Установка валиков в опорах

На рис. 20, в - внутренние кольца подшипников прижаты к буртикам валика, наружные поджаты крышками 1 и 3, которые крепятся к корпусу винтами. Величина натяга подшипников регулируется крышками 1 и 3 и прокладками 2. Размеры крышек даны в прил. 5 пособия.

На рис. 20, г наружные кольца подшипников закреплены в обоймах 1, натяг осуществляется регулировочным кольцом 2 и буртиком валика, который с другого конца валика упирается во внутреннее кольцо ответного подшипника.

На рис. 20, д наружные кольца подшипников закрепляются в двух кронштейнах, внутренние упираются в буртики валика. Натяг осуществляется за счет фиксирования на плате кронштейнов.

Крепление внутренних колец подшипников производится непосредственной установкой их на валик с односторонним упором в буртик валика (рис. 20, в, г, д) или с помощью прижима, осуществляемого зубчатыми колесами или кольцами (рис. 20 а, г).

Посадка внутренних колец на валик осуществляется по системе отверстия. Диаметры валиков в местах посадки подшипников имеют предельные отклонение по С (C_I), а при большом числе оборотов - по H_I . Чистота обработки посадочных мест валиков не ниже 8 класса. В местах перехода диаметра валика в буртик делают кольцевую канавку шириной 0,5 - 0,8 мм и глубиной 0,15 - 0,2 мм.

Крепят наружные кольца подшипников, устанавливая их в гнезда корпусов и кронштейнов (рис. 20 а, д) или с помощью обойм и втулок-фланцев (рис. 20 б, г).

Посадка наружных колец подшипников осуществляется по системе вала. Диаметры гнезд (отверстий) под подшипники в стальных обоймах выполняются с предельными отклонениями по H_I (рис. 20, в), в литых корпусах или кронштейнах из алюминиевых сплавов - по H_I . Чистота поверхностей посадки в стальных гнездах седьмой класс, в алюминиевых - восьмой класс. Наружные кольца подшипников часто крепят в корпусах при помощи фланцевых крышок и прокладок (рис. 42, в).

Крепление электромеханических элементов

Двигатели типа ЭМ и ДИД имеют фланцы с отверстиями для крепления и флансирующие диаметры D_2 . Поэтому их устанавливают в отверстие корпуса редуктора диаметром D_2 (по скользящей посадке второго класса точности), закрепляя фланцы винтами с пружинными шайбами

(рис. 21,а). Валик двигателя соединяется с редуктором через муфту или зубчатое колесо, которое устанавливается на валике двигателя с помощью конического штифта или с помощью цилиндрического штифта и гайки (рис. 21,б). В случае крепления зубчатого колеса или муфты в ступице колеса делается специальный шлиц, а на валике двигателя - резьбовая нарезка. Аналогично крепятся потенциометры и сельсины.

Двигатели типа АДП не имеют специальных фланцев для крепления, поэтому их устанавливают с помощью кронштейна и хомутика или стаканов (рис. 21,в). Размеры на отдельные диаметры корпуса двигателя, кронштейны и стаканы даны в прил. б пособия. Для других диаметров кронштейны и стаканы конструируются с соблюдением соотношений размеров кронштейнов и стаканов, данных в приложении.

Крепление циферблатов и индексов

Вращающийся вместе с валиком дисковый циферблат I (рис. 19,д) крепится с помощью регулировочной муфты, состоящей из втулки 2, шайбы 3 и трех винтов 4. Циферблат устанавливается на центрирующем выступе втулки, имеющем диаметр $D_1 = 20$ мм и высоту $h_8 = 0,70$ мм (толщина циферблата I - 1,2 мм).

Неподвижный индекс I крепится одним винтом и двумя штифтами (рис. 19,е) или двумя винтами и фиксирующими штифтами. Размер Н берется конструктивно. Материал индексов - сталь 10, латунь Л62, алюминиевый сплав Д16АМ.

§ 2.5 Муфты

Муфты служат для соединения валиков и передачи вращательного движения без изменения скорости вращения. Наиболее распространены соединительные местные (втулочные), поводковые, крестовидные и мембранные муфты.

Жесткая муфта (прил. 7,а) служит для соединения двух валиков при их полной соосности.

Поводковая муфта (прил. 7,б) допускает соединение валиков при их несоосности менее 0,5 мм. Состоит из двух поводков I (дисков) со ступицами для крепления на валиках. Один поводок имеет палец 2, который входит в паз другого поводка по скользящей посадке второго или третьего класса. Служит для присоединения двигателей к редукторам.

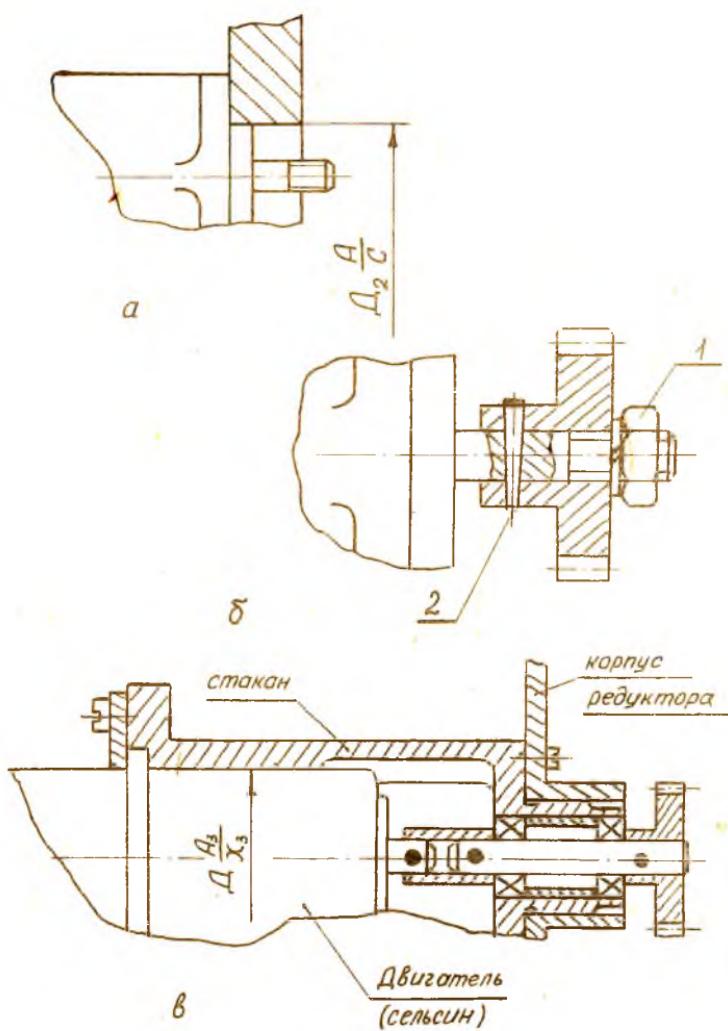


Рис. 21. Установка электромеханических устройств

Мембранные муфты служит для соединения валов, имеющих несоосность до 1 мм и перекос осей до $2,5^\circ$ (прил. 7, в). Основной деталью муфты является упругая мембрана 1, прикрепленная к полу-муфтам 2. Обычно применяется спаренная муфта с двумя мембранами, соединенными между собой и с полумуфтами. Работает такая муфта по принципу пружинного шарнира, устраняющего мертвый ход механизма.

§ 2.6. Конструкция люфтовыбирающих колес

Для устранения мертвого хода в отсчетных передачах в качестве ведомых зубчатых колес применяют двойные зубчатые колеса с пружинами. Такое колесо состоит из двух тонких зубчатых колес, связанных между собой пружиной, которая стремится повернуть одно из них по отношению к другому (рис. 22, а). Колесо 1 насажено на ведомую ось жестко, колесо 2 - свободно. При сцеплении такого двойного колеса с нормальным колесом колесо 2 поворачивается под действием пружины 3 и выбирает зазор между зубьями ведущего и ведомого колес. При изменении направления вращения ведущее колесо, находящееся в соприкосновении со свободно насаженной половиной двойного колеса, передает вращение в обратную сторону без мертвого хода. Момент, развиваемый пружиной 3, должен в 1,5 - 2 раза превышать момент, передаваемый зубчатой передачей.

§ 2.7. Конические дифференциалы

Конические дифференциалы часто применяются в приборных редукторах в виде нормализованных узлов. Конический дифференциал (рис. 22, б) состоит из двух солнечных колес 1 и 2, свободно вращающихся на валике 3, двух сателлитов 4 и 5 и крестовины 6, закрепленной на валике 3. Солнечные колеса чаще всего выполняются за одно целое с цилиндрическими или коническими колесами 7 и 8, которые служат для соединения дифференциала с другими элементами кинематических цепей.

Передаточное отношение от любого солнечного колеса к валику 3 при заторможенном другом солнечном колесе всегда равно $i_{1-3} = i_{2-3} = -\frac{1}{2}$.

§ 2.8. Простановка допусков и посадок

Допуском размера называется разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Помадкой называется характер соединения

нения деталей, определяемый разностью между размерами отверстия и вала. Посадки бывают подвижные (с зазором), неподвижные (с натягом) и переходные.

В системе отверстия все посадки имеют нижнее отклонение отверстия, равное нулю, а в системе вала - верхнее отклонение вала, равное нулю. Установление разных посадок в системе отверстия достигается за счет изменения предельных размеров валов, в системе вала - за счет изменения предельных размеров отверстия.

В приборостроении применяется, главным образом, система отверстия. Система вала применяется для посадки наружных колец подшипников в обоймы (гнезда) корпусов и для посадки деталей (колес, муфт) на консольные части валиков за подшипниками. Рассмотрим часто встречающиеся посадки:

- $\frac{H}{B}$ - напряженные посадки в системе вала. Применяются для посадки на гладкие валики зубчатых колес, муфт и других деталей, расположенных за подшипниками (с обязательной штифтовкой).
- $\frac{H}{H}$ - напряженная посадка в системе отверстия. Применяется для деталей, устанавливаемых на ступенчатые валики между подшипниками.
- $\frac{H}{C}$ - скользящая посадка. Применяется для соединений, требующих относительного перемещения сопряженных деталей с минимальными зазорами.
- $\frac{H}{x}$ - ходовая посадка. Применяется для соединения точных деталей, вращающихся относительно друг друга со значительными скоростями (валики в подшипниках скольжения и т.п.).
- $\frac{H_3}{x_3}$ - ходовая посадка. Применяется в соединениях невысокой точности, требующих свободного вращения деталей.
- $\frac{H_3}{C_3}$ - скользящая посадка. Применяется для соединения деталей невысокой точности (валиков, осей, втулок), требующих свободного перемещения вдоль оси.
- $\frac{H_{2a}}{P_{12a}}$ - прессовая посадка. Применяется для неподвижного соединения деталей без дополнительного крепления (например, для запрессовки втулок в корпуса).

Согласно ГОСТ посадка на сборочном чертеже обозначается дробью. В числителе указывается величина поля допуска на размер отверстия (H) в знаменателе - поле допуска на размер вала (B) с цифровым указате-

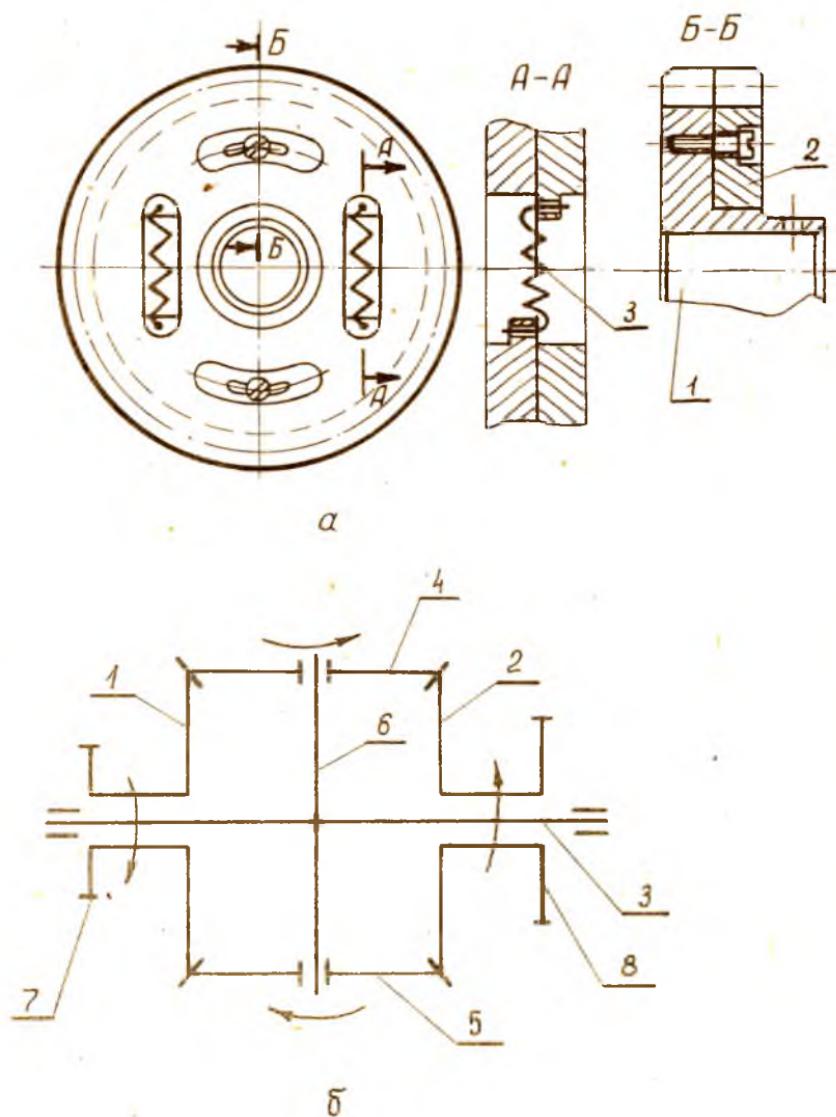


Рис. 22. Лёгковыбирающее колесо и схема конического дифференциала

лем класса точности (например, A_3 / x_3 - ходовая посадка третьего класса точности, выполненная в системе отверстия). На рабочих чертежах деталей предельные отклонения основного размера указываются численными значениями (например, $\phi 20 \begin{smallmatrix} -0,02 \\ -0,04 \end{smallmatrix}$).

§ 2.9. Требования ГОСТ и ЕСКД, предъявляемые к чертежам общего вида и к рабочим чертежам

1. Чертеж общего вида содержит изображение изделия с видами, разрезами и сечениями, необходимыми для понимания конструкции изделия, его составных частей и принципа работы. По чертежу общего вида возможна разработка чертежей деталей без дополнительных разъяснений. В правом нижнем углу располагается основная надпись (штамп) форматом 55x185. Предпочтителен масштаб 1:1.

2. На чертеже общего вида указывают характерные размеры, облегчающие уяснение формы элементов деталей. Общий вид может служить и в качестве сборочного чертежа, используемого при сборке изделия. Поэтому на общем виде указывают:

а) габаритные размеры (высоту, длину, ширину) изделия. Если какой-то размер является переменным вследствие перемещений деталей, то следует указать оба предельных значения размеров - наибольший и наименьший;

б) установочные и присоединительные размеры - расстояние между отверстиями на фланцах для присоединения к другому изделию, диаметр отверстий для фундаментальных болтов, размеры с предельными отклонениями элементов, служащих для соединения с сопрягаемыми изделиями (диаметры валов, модуль и число зубьев колеса);

в) монтажные размеры, необходимые для правильного монтажа составных частей изделия (расстояния между осями валов, величины зазоров). Эти размеры также даются с предельными отклонениями, например, посадки наружных и внутренних колец подшипников;

г) эксплуатационные размеры, указывающие крайние положения движущихся частей изделия.

Следует помнить, что габаритные, установочные, присоединительные и эксплуатационные размеры относятся к справочным и указывать их на чертеже нужно со звездочкой.

3. На общем виде все составные части изделия нумеруют в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации сбороч-

ной единицы. Номера позиций указывают на полках линий-выносок. Преимущество отдают основному виду. Располагают номера позиций вне контура изображения, группируя на одной линии в колонку или строчку.

Для группы крепежных деталей допустимо делать одну выноску с вертикальным расположением номеров позиций.

4. Спецификацию составляют на отдельных листах формата II (210 x 297) по форме рис. 14. В общем случае спецификация состоит из разделов, которые располагаются в следующей последовательности: 1 - документация (пояснительная записка, сборочный чертеж); 2 - сборочные единицы; 3 - детали (корпус, втулка, прокладка); 4 - стандартные изделия (запись производится по группам изделий, объединенным функциональным назначением (подшипники, крепежные изделия в алфавитном порядке - болты, винты, гайки, шайбы, шпильки), в пределах каждого наименования по возрастанию номеров стандартов и параметров изделий, их диаметров); 5 - прочие изделия (примененные по каталогам, прейскурантам (двигатели, сельсины и т.д.); 6 - материалы.

Пример выполнения рабочего чертежа зубчатого колеса дан на рис. 15.

5. По ГОСТ 1759-70 в спецификации приняты следующие обозначения:

Болт M12 x 60.58 ГОСТ 7798-70. Болт с шестигранной головкой (нормальной точности) диаметром резьбы 12 мм, длиной 60 мм, класса прочности 5.8, исполнения I с крупным шагом резьбы с полем допуска 8 φ без покрытия.

Здесь 58 означает, что временное сопротивление материала $\sigma_b = 5 \times 10 \text{ кгс/мм}^2$, и отношение предела текучести к временному сопротивлению $\sigma_t / \sigma_b = 8 \times 10\%$.

Гайка M12.5 ГОСТ 5915-70. Гайка шестигранная (нормальной точности) диаметром резьбы 12 мм, класса прочности 5, исполнения I (с двумя фасками), с крупным шагом резьбы с полем допуска 7 H , без покрытия.

Цифра 5 после умножения на 10 дает величину напряжения $\sigma_c = 5 \times 10 \text{ кгс/мм}^2$ от испытательной нагрузки.

Шпилька M16x120 20/38 58 ГОСТ 11765-66. Шпилька (нормальной точности) типа А с диаметром резьбы 16 мм, крупным шагом резьбы 2 мм, с

с полем допуска 8 φ , длиной без ввинчиваемого конца 120 мм, длиной ввинчиваемого конца 20 мм и длиной резьбового конца 38 мм, класса прочности 5.8, без покрытия.

Шайба 12.01 ГОСТ 11371-68. Шайба круглая исполнения I, диаметр стержня болта 12 мм, из стали 10 (ГОСТ 1050-60) без покрытия.

Винт M12 x 50.58 ГОСТ 1491-72. Винт соединительный с цилиндрической головкой, исполнения I, нормальной точности изготовления, с диаметром резьбы 12 мм, с крупным шагом резьбы и полем допуска 8 φ , длиной 50 мм, класса прочности 5.8 без покрытия.

Штифт 10Г x 60 ГОСТ 3128-70. Штифт цилиндрический диаметром 10 посадки I, длиной 60мм.

Штифт 10x60 ГОСТ 3129-70. Штифт конический с диаметром на тонком конце 10 мм и длиной 60 мм.

Шпонка 18 x 11 x 100 ГОСТ 8789-68. Шпонка призматическая исполнения I, шириной 18 мм, высотой 11 мм и длиной 100 мм.

6. Материалы и спецификации обозначаются следующим образом.

АЛ4 ГОСТ 2685-65. Сплавы алюминиевые литьевые на основе алюминий-кремний.

Сталь 3 ГОСТ 380-71. Сталь углеродистая обыкновенного качества с содержанием 0,3% углерода.

Сталь 45 ГОСТ 1050-60. Сталь углеродистая качественная, конструкционная с содержанием углерода 0,45%.

Чугун СЧ 21-40 ГОСТ 1412-70. Серый чугун для отливок с пределом прочности при растяжении 21 кгс/мм² и пределом прочности при изгибе 40 кгс/мм².

Сталь 40Х ГОСТ 4543-71. Сталь легированная конструкционная с содержанием углерода 0,4% и хрома до 1,5%.

Сталь 78А. Сталь инструментальная углеродистая высококачественная.

7. Резьбы на чертежах обозначаются:

Резьба метрическая (ГОСТ 9150-59) диаметром 6 мм, с крупным шагом и с полем допуска 6.

М6-6.

ТРАП 36x6 кл. 2. Резьба трапецидальная (ГОСТ 9483-73) диаметром 36 мм, шагом 6 мм и 2 класса точности.

8. Твердость материала на чертеже обозначается следующим образом:

невысокая твердость, получаемая для сталей улучшением, обозначается по Бриннелю от HB 180...200 до HB 280...320 (HRC 28...32).

Более высокая твердость обозначается по Роквеллу. Цементация и закалка позволяют получить твердость по Роквеллу по шкале С до HRC 58...62.

9. Обозначение шероховатости поверхности на чертежах:

необработанные поверхности обозначаются знаком ∞ .

Обдирочное обтачивание дает класс чистоты I - 3 по ГОСТ 2789-59, а получистовое - 4 - 5. Скоростное обтачивание позволяет получить чистоту 7 - 9 классов. Отверстие после сверления имеет чистоту 4 - 5 класса, а после развертывания 7 - 9. Шлифование дает 7 - 10 класс чистоты. Фрезерование зубьев позволяет получить 6 - 7 класс чистоты, а шлифование - 8 - 9.

Если в правом верхнем углу чертежа стоят знаки $\nabla 3$ (∇), то это означает, что кроме особо указанных поверхностей, остальные поверхности детали имеют 3^й класс чистоты.

10. Швы сварных соединений по ГОСТ 2.312-72 условно изображают следующим образом:

видимые - сплошной основной линией, невидимые - штриховой. От изображения шва проводят линию - выноску с односторонней стрелкой под углом 30-60⁰. К линии-выноске присоединяют горизонтальную полку для простановки условного обозначения шва.

ГОСТ 5264-71- $\nabla 5$ означает, что применена ручная электродуговая сварка (5264), шов таврового соединения односторонний. Катет шва 5 мм.

Допускается приводить указания по сварке записью в технических требованиях чертежа.

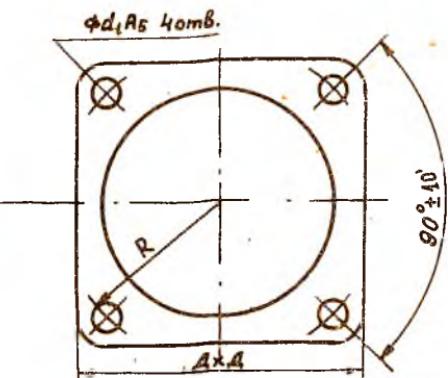
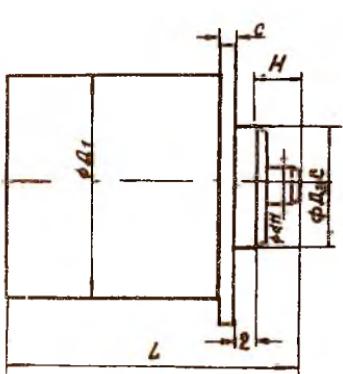
Технические характеристики двигателей

п/н	Тип двигателя	Номинальная мощность N, вт	Номинальная скорость вращения при ном. об/мин, об/мин	Номинальный брашечный момент, Н·м	Пусковой момент, М·м	Поверхностный момент двигателя, кг·м ²	Напряжение при подключении, в
1	ДИД-0,1Т	0,1	6600	$1,5 \cdot 10^{-4}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$	$2,25 \cdot 10^{-8}$	30
2	ДИД-0,5Т	0,3	8500	$3,5 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-4}$	$4,5 \cdot 10^{-8}$	30
3	ДИД-0,6Т	0,6	9200	$6,5 \cdot 10^{-4}$	$10 \cdot 10^{-4}$	$7,5 \cdot 10^{-8}$	30
4	ДИД-1Т	1,0	11000	$9 \cdot 10^{-4}$	$16 \cdot 10^{-4}$	$7 \cdot 10^{-8}$	30
5	ДИД-2Т	2	11000	$18 \cdot 10^{-4}$	$34 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-8}$	30
6	ДИД-3Т	3	5300	$56 \cdot 10^{-4}$	$100 \cdot 10^{-4}$	$24 \cdot 10^{-8}$	30
7	ДИД-5Т	5	4100	$120 \cdot 10^{-4}$	$220 \cdot 10^{-4}$	$250 \cdot 10^{-8}$	30
8	ДИД-10Т	10	6700	$150 \cdot 10^{-4}$	$280 \cdot 10^{-4}$	$360 \cdot 10^{-8}$	30
9	АДП-1	3,7	9000	$4 \cdot 10^{-3}$	$5,5 \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-6}$	35
10	АДП-120	2,4	4000	$6 \cdot 10^{-3}$	$10 \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-6}$	110
11	АДП-123	4,1	4000	$10 \cdot 10^{-3}$	$14 \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-6}$	120
12	АДП-123Б	8,9	6000	$14,5 \cdot 10^{-3}$	$17 \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-6}$	110
13	АДП-262	9,5	1850	$50 \cdot 10^{-3}$	$90 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-6}$	125
14	АДП-263	24	6000	$40 \cdot 10^{-3}$	$59 \cdot 10^{-3}$	$1,7 \cdot 10^{-6}$	165
15	АДП-263А	27,8	6000	$45 \cdot 10^{-3}$	$65,5 \cdot 10^{-3}$	$1,9 \cdot 10^{-6}$	270
16	АДП-362	19	1965	$95 \cdot 10^{-3}$	$170 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-6}$	120
17	АДП-363	35	6000	$57 \cdot 10^{-3}$	$70 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-6}$	120
18	АДП-363А	46,4	6000	$75 \cdot 10^{-3}$	$85 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-6}$	240
19	АДП-563А	70,5	6000	$114 \cdot 10^{-3}$	$120 \cdot 10^{-3}$	$12 \cdot 10^{-6}$	240
20	ЭМ-0,5	0,5	2000	$25 \cdot 10^{-4}$	$50 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-6}$	115
21	ЭМ-1	1,0	2500	$40 \cdot 10^{-4}$	$70 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-6}$	115
22	ЭМ-2	2,0	1600	$120 \cdot 10^{-4}$	$170 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-6}$	115
23	ЭМ-4	4,0	2200	$180 \cdot 10^{-4}$	$300 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-6}$	115
24	ЭМ-8	8,0	4000	$200 \cdot 10^{-4}$	$320 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-6}$	50
25	ЭМ-15	15	4000	$370 \cdot 10^{-4}$	$600 \cdot 10^{-4}$	$12 \cdot 10^{-6}$	50
26	ЭМ-25	25	4300	$580 \cdot 10^{-4}$	$760 \cdot 10^{-4}$	$12 \cdot 10^{-6}$	50
27	ЭМ-50	50	5000	$950 \cdot 10^{-4}$	$1200 \cdot 10^{-4}$	$15 \cdot 10^{-6}$	50

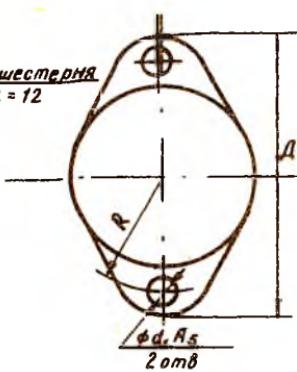
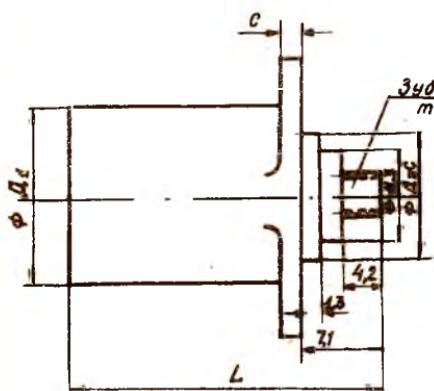
Размеры двигателя, мм

Тип двигателя	D	D ₁	D ₃	d	d ₁	H	C	R	L
ДИД-0,1Т	30	18	12	-	3	4,2	1,7	12	38
ДИД-0,5Т	32	20	12	-	3	4,2	1,8	13	42
ДИД-0,6Т	38	26	12	-	3	4,2	1,8	16	46
ДИД-1Т	46	33	20	2,8	3	10	4	20	54
ДИД-2Т	46	33	20	2,8	3	9	4	20	68
ДИД-3Т	60	46	23	3,8	3	10	4	27	70
ДИД-5Т	70	56	32	4,8	3	18	5,5	32	98
ДИД-10Т	80	65	40	4,8	3,5	19	5,5	37	110
	D	D ₁	d	H	C	L	L ₁	a	δ
АДП-1	58	58	4	10	3,5	87	44	-	-
АДП-120	55	50	4	7	3	98	60	3	1
АДП-123	55	50	4	7	3	98	60	3	1
АДП-123 Б	55	50	4	7	3	98	60	3	1
АДП-262	74	70	6	9	4	90	60	4,6	2
АДП-263	74	70	6	9	4	115	75	4,6	2
АДП-263А	74	70	6	9	4	122	80	4,6	2
АДП-362	89	85	8	12	5	124	90	5,1	2
АДП-363	89	85	8	12	5	120	80	5,1	2
АДП-363А	89	85	8	12	5	144	90	5,1	2
АДП-563А	112	108	10	15	6	183	165	5,6	2
	D	D ₁	D ₃	d/d ₁	d ₂	z	e/c	H	L
ЭМ-0,5	47	42	35	3/3,5	1	2	6/2	12	73
ЭМ-1	47	42	35	3/3,5	1	2	6/2	12	80
ЭМ-2	60	55	40	3/3,5	1	2	6/2	12	90
ЭМ-4	80	75	50	3/4,5	1	2	6/2	12	100
ЭМ-8	80	75	50	4/5,5	1,2	2	8/3	12	116
ЭМ-15	80	75	50	4/5,5	1,2	2	8/3	16	136
ЭМ-25	105	95	50	6/6,5	2	2,5	12/4	22	144
ЭМ-50	105	95	50	8/6,5	2,6	3	16/5	25	170

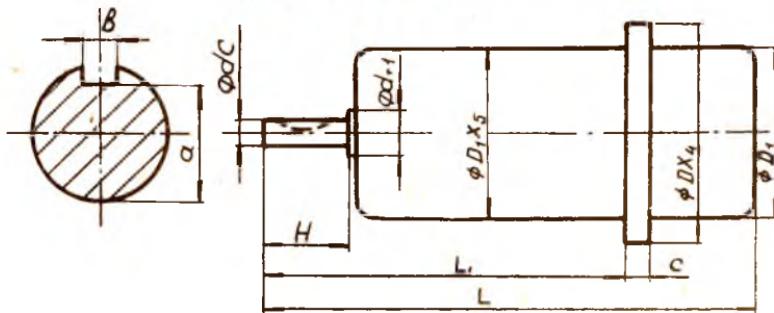
Двигатели асинхронные двухфазные
ДИД - ИТ, -2Т, -3Т, -5Т, -10Т



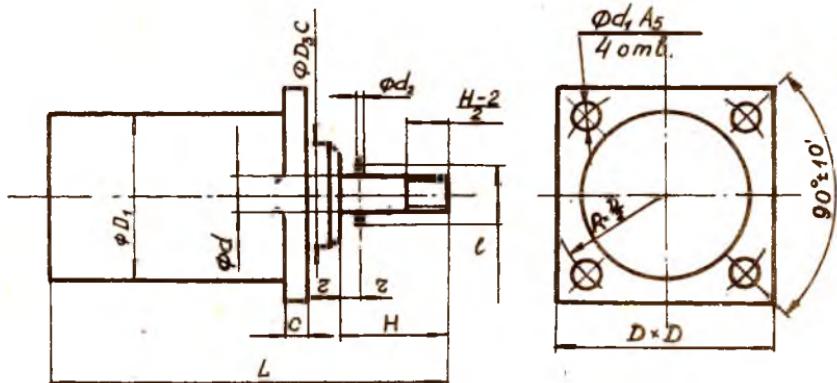
ДИД - 0,1Т, - 0,5Т, 0,6Т



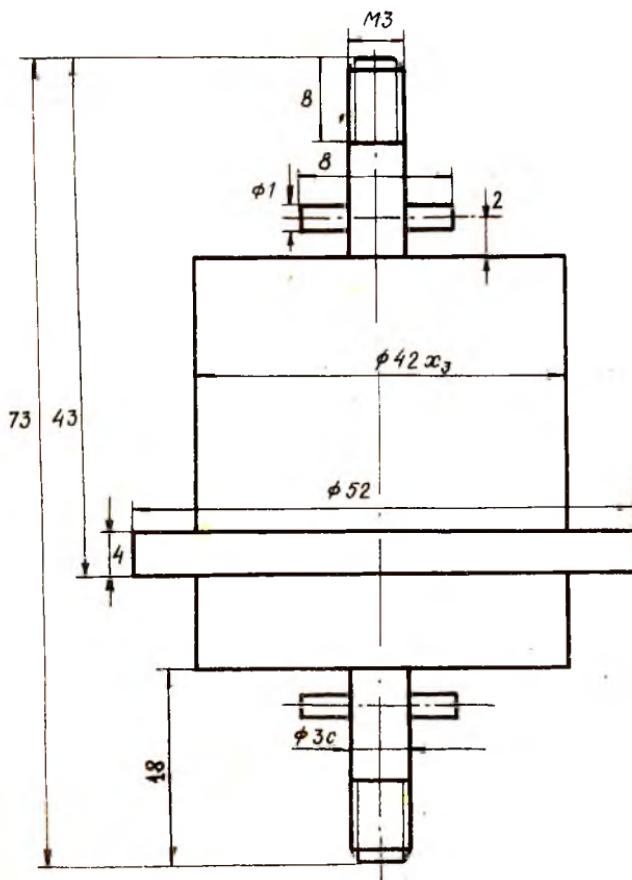
АДІ-І, - 120, - 123, - 123Б,
- 262, - 263, - 263А, - 362,
- 363, - 363А, - 563А



ЗМ-0,5, - І, - 2, - 4, - 8, - 25, - 50



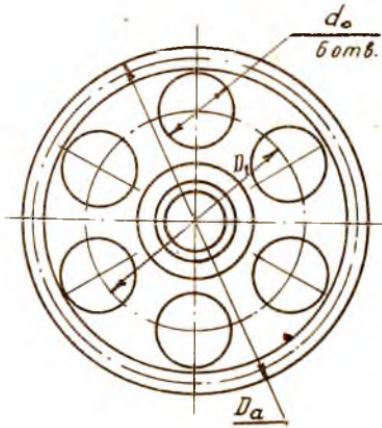
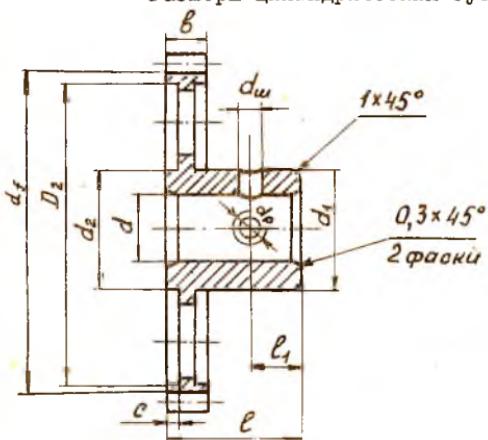
Выявители рассогласования сельсины СС-150; БС-1



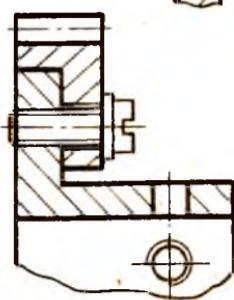
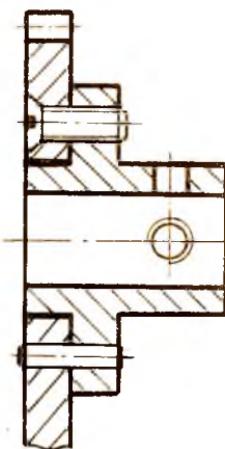
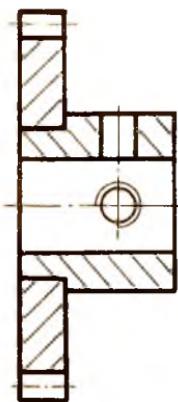
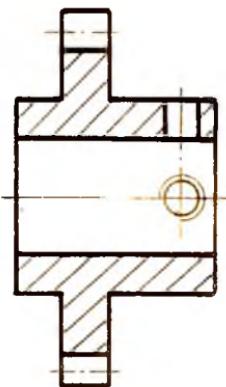
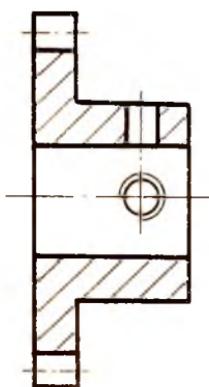
Тип	Напряжение возбуждения (питание) U_B
СС-150	110 В
БС-1	44 В

Приложение 2

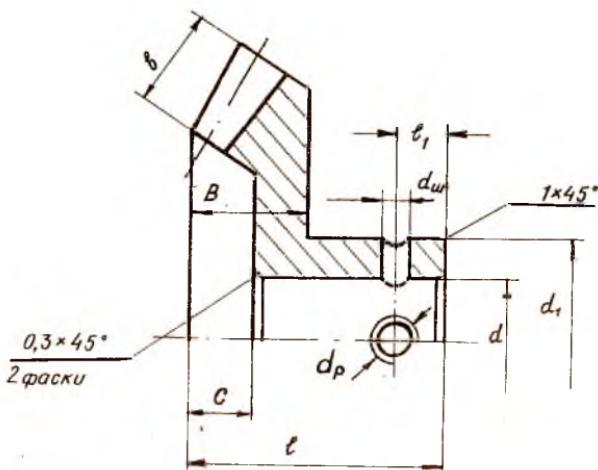
Размеры цилиндрических зубчатых колес (мм)



Приложение 2



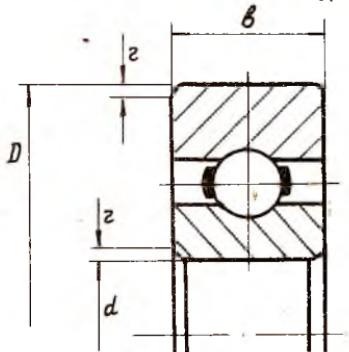
Размеры конических зубчатых колес (мм)



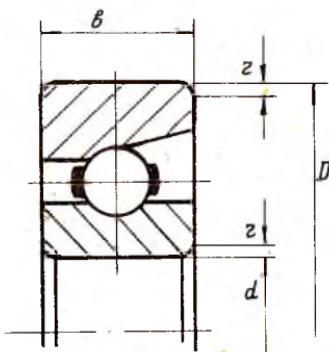
d	d ₁	d _u	d _p	l ₁	0,2 ≤ m ≤ 0,5				0,5 ≤ m ≤ 1,0			
					β	B	ℓ	c	β	B	ℓ	c
3	7			2,5	2	3	8	0,8				
4	8			0,8								—
5	9	1,0		M2								
6	10	1,4		3				10				
7	12			1,8	3	4			1,5			
8	14			M3	4			12		4	5	14
9	15							14				15
10	16	2,8		5		—						17

Приложение 4

Подшипники



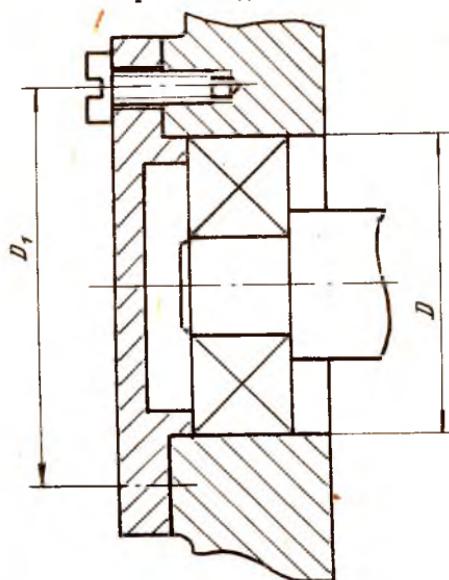
Радиальный



Радиально-упорный

Обозначение		α	D	δ	z	C кг	
Радиальн.	Рад. - упор.					P_g	$P_g - y$
Легкая серия							
23	6023	3	10	4	0,3	50	—
24	6024	4	13	5	0,4	94	—
25	6025	5	16	5	0,5	150	—
26	6026	6	19	6	0,5	225	—
27	6027	7	22	7	0,5	256	—
28	6028	8	24	7	0,5	262	—
Сверхлегкая серия							
1000093	1006093	3	8	3	0,2	44	—
1000094	1006094	4	11	4	0,3	75	—
1000095	1006095	5	13	4	0,4	85	—
1000096	1006096	6	15	5	0,4	116	—
1000097	1006097	7	17	5	0,5	158	—
1000098	1006098	8	19	6	0,5	175	—

Крышки подшипников

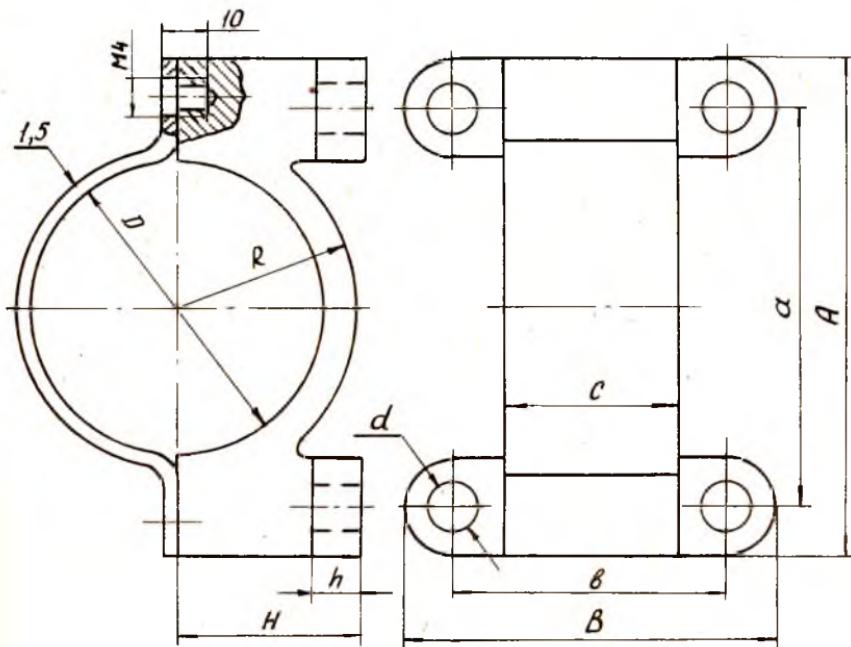


Размеры, мм

D	D_1	Винт	D	D_1	Винт
10	16	M2	17	26	
11	18		19	28	
13	20	M3;	20	28	M3;
		M4			M4
15	26		22	30	
16	26		24	32	

Приложение 6

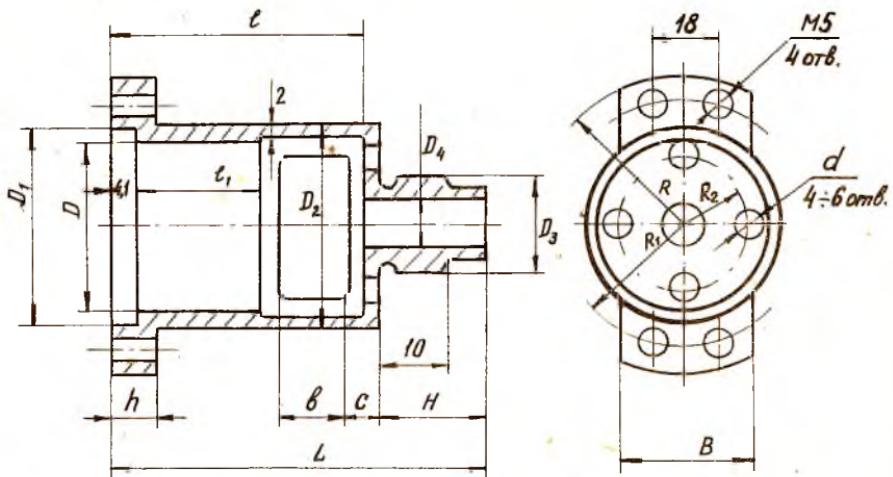
Хомуты крепления двигателей
и сельсинов



Размеры , мм										
D	δ	c	d	A	B	H	h	R	a	
50	35	25	4,5	70	50	35	8	30	55	
60	40	30	5,5	80	55	40	10	36	65	
70	45	30	5,5	94	65	46	12	42	74	

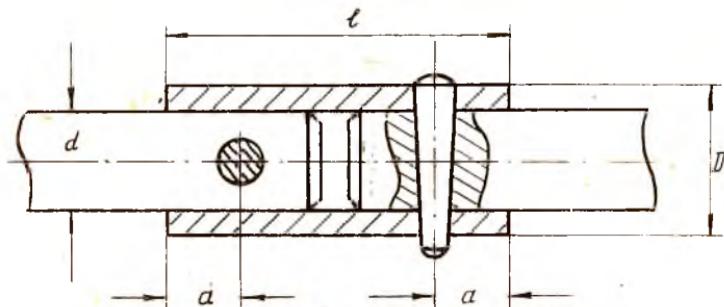
Приложение 6

Стаканы крепления двигателей



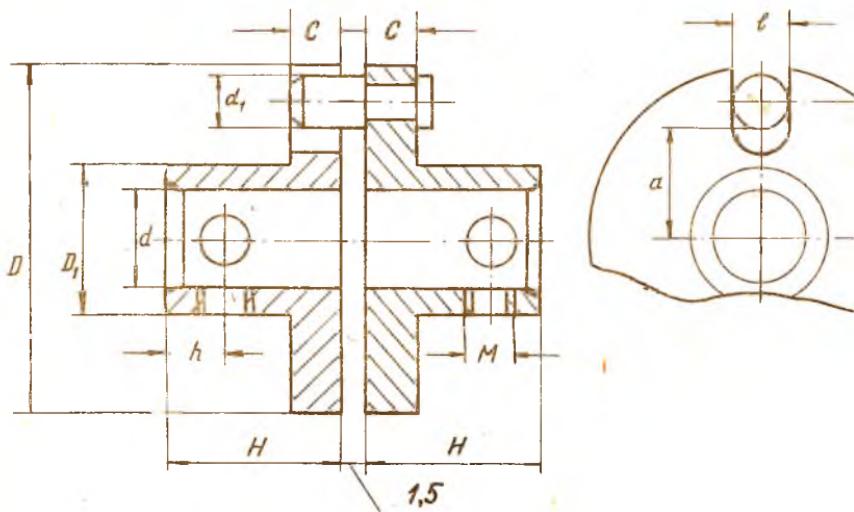
Размеры, мм								
D	D ₁	D ₂	D ₃	L	l	l ₁	H	
45	50	55	22	98	76	30	18	
70	80	62	28	21	97	35	18	
D	h	D ₄	B	R	R ₁	d	R ₂	
45	10	13	32	39	32	5	16	
70	12	19	34	53	46	6	27	

Втулочная муфта



Размеры, мм				
d	D	l	a	Штифт конический
4	8	15	3	1×10
5	10	18	4	$1,6 \times 10$
6	12	22	5	$1,6 \times 14$
7	12	25	6	2×14
8	15	25	6	$2,5 \times 14$
10	15	30	8	$2,5 \times 18$

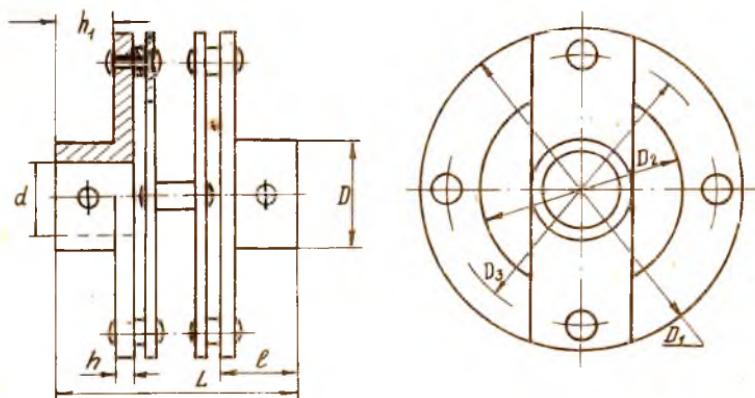
Дисковая поводковая муфта



Размеры, мм												
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>D₁</i>	<i>H</i>	<i>C</i>	<i>h</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>d₁</i>	<i>M</i>	Штифт	
4	25	8	6	2	2	9	10					1x10
5	22	10	8	2	3	7	8			M2		1,5x10
6	24	11	9	2,5	3	8	9		4 ^{+0,025}	4C ₃		1,5x15
7	26	12	10	2,5	3	9	10					2x1,5
8	30	14	12	3	4	10	11	^{+0,013}	^{+0,013}	5C ₃	M3	2,5x18
10	32	15	14	3	5	11	12	^{+0,015}	^{+0,015}			2,5x18

Приложение 7

Мембранный муфта



Размеры, мм									
a	D	D_1	D_2	D_3	L	h	h_1	$\left[\frac{M_H}{\text{мм}} \right]$	Штифт
4	8	35	22	29	22,6	2	6	0,18	1×10
6	12	35	22	29	22,6	2	6	0,18	$1,5 \times 12$
8	15	45	30	38	28,8	3	8	0,7	2×15
9	18	45	30	38	28,8	3	8	0,7	2×18
10	18	55	35	46	34	3	10	1,8	3×18

Приложение 8

Материалы для деталей механических передач

Д е т а л и	М а т е р и а л ы
Б о л т ы	Сиз 3; Ст.4; Ст.20; Ст.45; Ст.40Х; Ст.45Х; Ст.А12; А20; А30
Винты и гайки	Ст.3; Ст.4; Ст.20; Ст.45; Ст.40Х; Ст.45Х; А12; латунь ЛС-59-1
Ш т и ф т ы цилиндрич. и конические	Ст.45; Ст.А12
Ш а й б ы	Ст.1; Ст.3; Ст.10; латунь Л62; Бронза Бр 0Ф6,5 - 0,15Т
Шайбы пружинные	Ст.48А; Ст.65Г
Корпуса редукторов	С ₄ - 12 - 28; С ₄ - 15 - 32; Ст.2; Ст.3; АЛ-1; АЛ-2; II; А16
Зубчатые колеса	Ст.15; Ст.45; Ст.50; Ст.15Х; Ст.20Х; БРАМ9-4Л; Л-62; А16
В а л ы	Ст.35; Ст.40; Ст.45

Приложение

Механические характеристики
материалов

Материал	ГОСТ	HB	Н/мм ²			
			растяжение		[σ _н]	[σ _к]
			σ _в	σ _т		
Ст. 1.	ГОСТ 380-60	—	320	200	80	—
Ст. 3.	ГОСТ 380-60	—	400	235	100	—
Ст. 4.	ГОСТ 380-60	—	450	255	113	—
Ст. 10.	ГОСТ 1050-60	152	330	197	85	370
Ст. 20.	ГОСТ 1050-60	157	412	246	103	384
Ст. 35	ГОСТ 1050-60	160	530	314	130	390
Ст. 45	ГОСТ 1050-60	180	580	355	147	460
Ст. 15Х	ГОСТ 4543-61	200	690	490	170	490
Ст. 20Х	ГОСТ 4543-61	220	880	690	217	520
Ст. 40Х	ГОСТ 4543-61	262	961	780	245	715
Ст. А12	ГОСТ 1414-54	143	450	—	113	350
Ст. А20	ГОСТ 1414-54	165	514	—	132	405
Ст. А30	ГОСТ 1414-54	185	580	—	144	450
Ст. 48А	ГОСТ 1436-54	—	637	—	161	—
Ст. 65Г	ГОСТ 1050-60	250	750	440	182	610
С4 - 12 - 28	ГОСТ 1412-54	200	118	—	280	—
С4 - 15 - 32	ГОСТ 1412-54	200	147	—	320	—
Латунь П-62	ГОСТ 1019-62	160	350	—	115	240
Латунь М-59-1	ГОСТ 1019-62	110	430	—	125	265
Бронза ОФ-10-1	ГОСТ 613-65	100	250	180	44	145
Бронза АЖС-9-ЧП	ГОСТ 613-65	110	300	—	72	182
АЛ-1	ГОСТ 2685-63	—	180	140	—	—
АЛ-2	ГОСТ 2685-63	—	200	160	—	—
D1	ГОСТ 4977-52	—	300	270	44	135
D16T	ГОСТ 4977-52	—	470	330	115	250

Л и т е р а т у р а

А. О с н о в н а я

1. Л и т в и н Ф.Л. Проектирование механизмов и деталей приборов. Л., "Машиностроение", 1973.
2. Д м и т р и е в Ф.С. Проектирование редукторов точных приборов. Л., "Машиностроение", 1971.
3. Л е в и н И.Я. Справочник конструктора точных приборов. М., "Машиностроение", 1970.
4. А н д� ю щ ен к о В.М. Математические таблицы для расчета зубчатых передач. М., "Машиностроение", 1974.
5. М ен щ и к о в Г.П. Методическое руководство к курсовому проекту. Часть I. УПИ, 1973.

Б. Д о п о л н и т е л ь н а я

1. Б е с е к е р с к и й В.А. и др. Проектирование следящих систем малой мощности. Л., "Судпром", 1958.
2. М о с я г и н Р.В., П а в л о в Б.И. Детали и узлы малогабаритных редукторов. Л., "Машиностроение", 1967.
3. Ч ет р у н и н С.П. Конструирование редукторов следящего привода радиоаппаратуры. М., "Советское радио", 1971.
4. З.Б а к и н г е м. Математические таблицы для проектирования зубчатых передач. "Машгиз", 1958.
5. Передачи зубчатые цилиндрические мелкомодульные. Типы. Основные параметры и размеры. ГОСТ 13733-68.
6. Зубчатые зацепления. Исходный контур зубчатых мелкомодульных колес. ГОСТ 9587-68.
7. Передачи зубчатые конические мелкомодульные. Допуски. ГОСТ 9368-60.
8. Колеса зубчатые. Модули. ГОСТ 9563-60.
9. Передачи зубчатые цилиндрические мелкомодульные. Допуски. ГОСТ 9178-59.
10. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет геометрии. ГОСТ 16532-70.
11. ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей цилиндрических зубчатых колес. ГОСТ 2.403-68.

12. ЕСКД. Правила выполнения рабочих чертежей конических зубчатых колес. ГОСТ 2.405-68.
13. ЕСКД. Общие правила выполнения чертежей. ГОСТ 2.301-68 - 2.316-68 и ГОСТ 2.317-69.
14. А ку рь е в В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М., "Машиностроение", 1967.
15. Ка га н Б.М. и др. Запоминающие устройства большой емкости. М., "Энергия", 1968.
16. Па р а м о н о в В.Ф. Взаимозаменяемость и точностные расчеты при проектировании механизмов радиоэлектронной аппаратуры. Учебное пособие. Часть I. Куйбышев, 1972 (чертежи на колеса, допуски, расчет мертвых ходов).
17. Па ю с ки н А.К. и др. Проектирование механических передач приборов. М., "Высшая школа", 1967.
18. Г од и к Е.И., Х ас с ки н А.М. Справочное руководство по черчению. М., "Машиностроение", 1974.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Общие требования к курсовому проекту.....	6
Обозначения на схемах и в задании на проект.....	7
Варианты заданий на курсовое проектирование.....	8
Кинематические схемы заданий.....	9
 <u>I Расчетная часть проекта</u>	
§ I.1. Выбор электродвигателя.....	13
§ I.2. Определение общего передаточного отношения.....	15
§ I.3. Определение передаточного отношения от выявителя рассогласования к валу нагрузки.....	16
§ I.4. Определение числа ступеней в цепи двигатель – выявитель рассогласования.....	17
§ I.5. Определение модуля зубчатых колес.....	22
§ I.6. Проверка механизма на быстродействие.....	25
§ I.7. Расчет передач на точность.....	29
§ I.8. Геометрический расчет зацепления цилиндрических колес.....	31
§ I.9. Геометрический расчет зацепления конических колес.....	36
§ I.10. Порядок построения зацепления.....	38
§ I.11. Конструкция колес.....	43
§ I.12. Определение диаметра валиков.....	43
§ I.13. Расчет стопора.....	44
§ I.14. Расчет шкального механизма.....	51

2 Конструирование редуктора и узлов

§ 2.1. Кинематическая схема.....	57
§ 2.2. Технические указания.....	59
§ 2.3. Компоновка конструкции редуктора.....	60
§ 2.4. Сборочный чертеж редуктора.....	62
§ 2.5. Муфты.....	72
§ 2.6. Конструкция люфтовыбирающих колес.....	74
§ 2.7. Конические дифференциалы.....	74
§ 2.8. Простановка допусков и посадок.....	74
§ 2.9. Требования ГОСТ и ЕСКД к чертежам.....	77
Приложения.....	81
Литература.....	98

Ястребов Владимир Модестович,
Куликов Борис Александрович

МЕТОДИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ ПО КУРСУ
"МЕХАНИЗМЫ ПРИБОРНЫХ И ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ"

Редактор Н.В.Касаткина
Технический редактор И.М.Каленюк
Корректор О.В.Удачина

Подписано в печать 15/IV-76 г. Формат 60x84¹/16.
Объем 6,5 физ.п.л. Усл.печ.л. 6,04. Уч.-изд. 5,8.
Тираж 400 экз. Цена 30 коп.

Куйбышевский авиационный институт им. С.П.Королева,
г.Куйбышев, Молодогвардейская, 151.

Ротапринт типографии им. Мяги, г. Куйбышев, Венцека, 60.
Заказ № 2987