

# ТЭМК

## Практические работы №2, №3, №4

**Основными блоками кинематической схемы привода являются электродвигатель, одно- и двухступенчатые цилиндрические, конические и червячные редукторы<sup>1</sup>, ременные и цепные передачи, муфты.**

Для выполнения работы в качестве исходных данных для расчета используются: **мощность на выходном валу, частота его вращения**.

Пояснительная записка к расчетам должна содержать текст задания с кинематической схемой привода, кинематический расчет, технико-экономический анализ, компоновочную схему привода. В записке должны быть приведены необходимые расчеты, таблицы и эскизы агрегатов (блоков) привода с габаритными размерами и компоновочные схемы **двух вариантов привода, а также обоснование принятых технико-экономических решений**. Оформление работы производится в соответствии с правилами оформления текстовых конструкторских документов.

### Варианты заданий

№ № вар сту пен та	Компоновка привода					Параметры выходного вала	
	Дв ига тел ь	Механизм		Редуктор		Мощность выходного вала, кВт	Частота вращения выходного вала, об/мин
		В1	В2	В1	В2		
1	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	1а	8	0,75	1200
2	ДВ	Рем. Перед	Муфта	1б	7	1,1	1100
3	ДВ	Муфта	Рем. Перед	1в	6	1,5	1000
4	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	1г	5	2,2	900
5	ДВ	Рем. Перед	Муфта	2а	4	3	800
6	ДВ	Муфта	Рем. Перед	2б	3	4	600
7	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	1а	3	5,5	700
8	ДВ	Рем. Перед	Муфта	4	1б	ë	600
9	ДВ	Муфта	Рем. Перед	8	1г	11	500
10	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	1а	3	15	400
11	ДВ	Рем. Перед	Муфта	1б	4	18,5	300

<sup>1</sup> Червячно-цилиндрический и цилиндрически-червячный двухступенчатые редукторы в составе привода при технико-экономическом анализе можно рассматривать как последовательно соединенные одноступенчатые червячный и цилиндрический редукторы

12	ДВ	Муфта	Рем. Перед	1в	5	0,75	1000
13	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	1г	6	1,1	900
14	ДВ	Рем. Перед	Муфта	2а	7	1,5	800
15	ДВ	Муфта	Рем. Перед	2б	8	2,2	600
16	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	2а	1б	3	700
17	ДВ	Рем. Перед	Муфта	2б	3	4	1000
18	ДВ	Муфта	Рем. Перед	1а	3	5,5	900
19	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	4	6	7,5	800
20	ДВ	Рем. Перед	Муфта	8	5	11	600
21	ДВ	Муфта	Рем. Перед	1а	6	15	700
22	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	1б	7	18,5	600
23	ДВ	Рем. Перед	Муфта	1г	5	5,5	500
24	ДВ	Муфта	Рем. Перед	2а	7	7,5	400
25	ДВ	Упр. Муфта	Зубч. Муфта	2б	8	11	300

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2

### ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ВАРИАНТОВ ПРИВОДОВ

1.1. Определяют общий КПД привода по формуле:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n,$$

где  $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots \eta_n$  – КПД отдельных передач, подшипников, муфт, входящих в привод и перечисленных в порядке от входного к выходному валу привода (ориентировочные значения к. п. д. приведены в табл. 1.1).

В предварительных расчетах для нерасцепляемых механических муфт, например, упругих и компенсирующих, где имеются подвижные или легкодеформируемые элементы, к. п. д. можно принимать в пределах 0,98-0,99, для нерасцепляемых жестких – равным 1, а для фрикционных – 0,85-0,95. При наличии более точных данных значения подлежат корректировке.

Таблица 1.1

Тип передачи или устройства	КПД передачи		Рекомендуемое передаточное число $u_{\text{рек}}$	Удельная масса передачи, кг/кВт
	закрытой	открытой		
Зубчатая цилиндрическая	0,96-0,98	0,93-0,95	2,5-6,3	1,8-0,4
Зубчатая коническая	0,95-0,97	0,91-0,93	2-4	2,5-0,6
Червячная передача при червяке: однозаходном двухзаходном четырёхзаходном	0,70-0,80 0,75-0,85 0,80-0,90	–	} 10-50	4,5-0,2
Цепная передача	0,95-0,97	0,92-0,95		10,0-6,0
Ременная передача	–	0,94-0,97		5,0-1,0
Фрикционная передача	0,90-0,96	0,70-0,80		30,0-8,0
Одна пара подшипников качения	0,99	–0,995	–	–
Одна пара подшипников скольжения	0,98	–0,99	–	–

**Примечание.** Большие значения удельной массы для передач до 10 кВт, меньшие – свыше 10 кВт [1, с. 246].

Если привод содержит передачи, передающие мощность *параллельными потоками*, например, раздвоенную зубчатую передачу (рис 1.1, б, в) или несколько клиновых ремней, то к. п. д. каждой такой передачи принимают по табл. 1.1 и учитывают один раз.

Выбор КПД червячной передачи привода на начальной стадии расчета

затруднен, т. к. неизвестно число заходов червяка  $z_1$ . Ориентиром служат обычно средние значения к. п. д. для червячных передач. Можно, например, принять к. п. д. для двухзаходного червяка, а при последующих расчетах принятое значение уточнить и, если необходимо, сделать перерасчет.

1.2. Производят подбор электродвигателя по потребной мощности  $P'_{дв}$ , которая может быть определена по мощности  $P_i$  на выходном валу привода:

$$P'_{дв} = \frac{P_i}{\eta_{общ}}.$$

В приводах рекомендуется применять (при отсутствии каких-либо особых требований) экономичные асинхронные электродвигатели единых серий АИР, 4А или другие более эффективные.

Некоторые основные параметры двигателей серий АИР и 4А, в том числе геометрические, можно найти в таблице 1.2.

Если синхронная (номинальная) частота вращения электродвигателя установлена заданием, то его тип и мощность находят по потребной мощности  $P'_{дв}$  так, чтобы номинальная мощность превышала расчетную  $P_{дв} \geq P'_{дв}$ . Затем определяют фактическую (асинхронную) частоту вращения вала электродвигателя. **Если задание не содержит сведений об электродвигателе, то для анализа следует отобрать несколько электродвигателей с различной частотой вращения, например, 3000, 1500, 1000, 750 мин<sup>-1</sup>.**

При выборе двигателей, кроме соблюдения основного условия  $P_{дв} \geq P'_{дв}$ , необходимо учитывать также характер нагрузки и кратность перегрузки механизмов привода в процессе пуска или работы. Эта информация обычно содержится в техническом задании на проектирование, например, в циклограмме нагружения или типовом режиме нагружения. Электродвигатели должны иметь величины отношений  $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$  и  $\frac{T_{max}}{T_{ном}}$ , соответствующие характеру нагружения привода. При значительных пусковых нагрузках целесообразно применять двигатели с повышенным пусковым моментом, а при ударных нагрузках и частых реверсах – с повышенным скольжением [4].

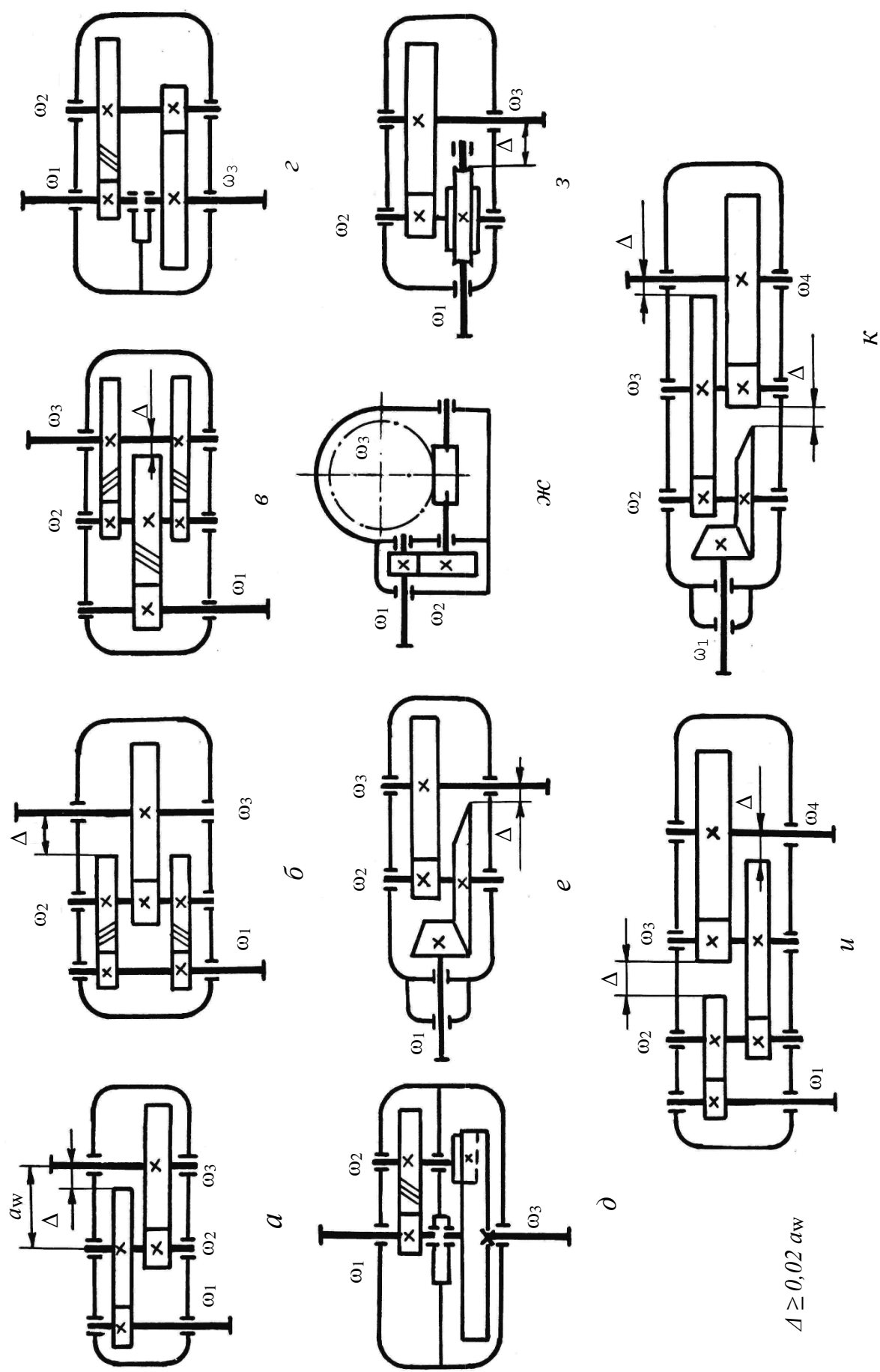


Рис. 1.1.1. Кинематические схемы редукторов

Таблица 1.2

Тип двигателя	Р <sub>дв</sub> , кВт	п <sub>дв</sub> , об/мин	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$	Тип двигателя	Р <sub>дв</sub> , кВт	п <sub>дв</sub> , об/мин	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$
Синхронная частота вращения 3000 об/мин									
АИР71А2У3	0,75	2820	2,1	2,2	4А71А2У3	0,75	2840	2,0	2,2
АИР41В2У3	1,1	2805	2,1	2,2	4А71В2У3	1,1	2810	2,0	2,2
АИР80А2У3	1,5	2850	2,1	2,2	4А80А2У3	1,5	2850	2,1	2,6
АИР80В2У3	2,2	2850	2,0	2,2	4А80В2У3	2,2	2850	2,1	2,6
АИР90Л2У3	3,0	2850	2,0	2,2	4А90Л2У3	3,0	2840	2,1	2,5
АИР100S2У3	4,0	2850	2,0	2,2	4А100S2У3	4,0	2880	2,0	2,5
АИР100Л2У3	5,5	2850	2,0	2,2	4А100Л2У3	5,5	2880	2,0	2,5
АИР112М2У3	7,5	2895	2,0	2,2	4А112М2У3	7,5	2900	2,0	2,8
АИР132М2У3	11	2910	1,6	2,2	4А132М2У3	11	2900	1,7	2,8
АИР160S2У3	15	2910	1,8	2,7	4А160S2У3	15	2940	1,4	2,2
АИР160М2У3	18,5	2910	2,0	2,7	4А160М2У3	18,5	2940	1,4	2,2
АИР180S2У3	22	2919	2,0	2,7	4А180S2У3	22	2945	1,4	2,5
Синхронная частота вращения 1500 об/мин									
АИР71В4У3	0,75	1350	2,2	2,2	4А71В4У3	0,75	1390	2,0	2,2
АИР80А4У3	1,1	1395	2,2	2,2	4А80А4У3	1,1	1420	2,0	2,2
АИР80В4У3	1,5	1395	2,2	2,2	4А80В4У3	1,5	1415	2,0	2,2
АИР90Л4У3	2,2	1395	2,1	2,2	4А90Л4У3	2,2	1425	2,1	2,4
АИР90S4У3	3,0	1410	2,0	2,2	4А100S4У3	3,0	1435	2,0	2,4
АИР100S4У3	4,0	1410	2,0	2,2	4А100Л4У3	4,0	1430	2,0	2,4
АИР100Л4У3	5,5	1432	2,0	2,5	4А112М4У3	5,5	1455	2,0	2,2
АИР112М4У3	7,5	1440	2,0	2,5	4А132S4У3	7,5	1455	2,2	3,0
АИР132М4У3	11	1447	2,0	2,7	4А132М4У3	11	1460	2,2	3,0
АИР160S4У3	15	1455	1,9	2,9	4А160S4У3	15	1465	1,4	2,3
АИР160М4У3	18,5	1455	1,9	2,9	4А160М4У3	18,5	1465	1,4	2,3
АИР180S4У3	22	1462	1,7	2,4	4А180S4У3	22	1470	1,4	2,3
Синхронная частота вращения 1000 об/мин									
АИР80А6У3	0,75	920	2,0	2,2	4А80А6У3	0,75	915	2,0	2,2
АИР80В6У3	1,1	920	2,0	2,2	4А80В6У3	1,1	920	2,0	2,2
АИР90Л6У3	1,5	925	2,0	2,2	4А90Л6У3	1,5	935	2,0	2,2
АИР100Л6У3	2,2	945	2,0	2,2	4А100Л6У3	2,2	950	2,0	2,2
АИР112МА6У3	3,0	950	2,0	2,2	4А112МАУ3	3,0	955	2,0	2,5
АИР112МВ6У3	4,0	950	2,0	2,2	4А112МВУ3	4,0	950	2,0	2,5
АИР132S6У3	5,5	960	2,0	2,2	4А132S6У3	5,5	965	2,0	2,5
АИР132М6У3	7,5	960	2,0	2,2	4А132М6У3	7,5	970	2,0	2,5
АИР160S6У3	11	970	2,0	2,7	4А160S6У3	11	975	1,2	2,0
АИР160М6У3	15	970	2,0	2,7	4А160М6У3	15	975	1,2	2,0
АИР180М6У3	18,5	980	1,8	2,4	4А180М6У3	18,5	975	1,2	2,0
АИР200М6У3	22	980	1,6	2,4	4А200М6У3	22	975	1,3	2,4
Синхронная частота вращения 750 об/мин									
АИР90ЛА8У3	0,75	695	1,6	1,7	4А90ЛА8У3	0,75	700	1,6	1,9
АИР90ЛВ8У3	1,1	695	1,6	1,7	4А90В8У3	1,1	700	1,6	1,9
АИР100Л8У3	1,5	702	1,6	1,7	4А100Л8У3	1,5	700	1,6	1,9
АИР112МА8У3	2,2	709	1,6	2,2	4А112МАУ3	2,2	700	1,9	2,2
АИР112МВ8У3	3,0	709	1,8	2,2	4А112МВУ3	3,0	700	1,9	2,2
АИР132S8У3	4,0	716	1,8	2,2	4А132S8У3	4,0	720	1,9	2,6
АИР132М8У3	5,5	712	1,8	2,2	4А132М8У3	5,5	720	1,9	2,6
АИР160S8У3	7,5	727	1,8	2,4	4А160S8У3	7,5	730	1,4	2,2
АИР160М8У3	11	727	1,6	2,4	4А160М8У3	11	730	1,4	2,2
АИР180М8У3	15	731	1,6	2,2	4А180М8У3	15	730	1,2	2,0
АИР200М8У3	18,5	731	1,6	2,3	4А200М8У3	18,5	735	1,2	2,2
АИР200Л8У3	22	731	1,6	2,3	4А200Л8У3	22	730	1,2	2,0

**Примечание.** Таблица приведена в сокращенном виде

1.3 Определяют общие передаточные числа приводов (учитывая возможность применения каждого из выбранных двигателей, при условии, что заданием не оговорено применение только одного из них):

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_i},$$

где  $n_{\text{дв}}$  – фактическая (асинхронная) частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$n_i$  – частота вращения выходного вала привода,  $\text{мин}^{-1}$ .

1.3. Производят разбивку по ступеням одного или нескольких полученных значений  $u_{\text{общ}}$  так, чтобы выполнялось условие

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n,$$

где  $u_1, u_2, u_3, u_n$  – передаточные числа отдельных передач, перечисленных в порядке от входного к выходному валу.

Если привод содержит *одноступенчатые* редукторы, а также передачи, не входящие в состав редукторов (открытые зубчатые, ременные и др.), то передаточное число для них принимают из диапазона рекомендуемых значений (см. табл. 1.1) так, чтобы соблюдалось условие  $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n$ . При этом следует иметь в виду, что для ременных и цепных передач нежелательно назначать большие передаточные числа, чтобы избежать значительного увеличения их габаритов. Первоначально можно принимать  $u$ , равное 2,5; 2,8 или 3,15, но при этом желательно обеспечивать для зубчатых передач привода  $u$ , превышающие эти значения.

Для разбивки общего передаточного числа *многоступенчатого* редуктора обычно используют упрощенные эмпирические формулы (табл. 1.3), позволяющие получать приводы, близкие к оптимальным по габаритам, массе, стоимости, а также по условиям смазывания передач, особенно при картерной системе. Полученные величины округляются до ближайшего числа из ряда (ГОСТ 2144-76): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 25,0; 28,0; 31,5; 35,5; 40,0; 45,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0 (числа ряда приведены для интервала 1,0–80,0). Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5% при  $u \leq 4,5$  и более чем на 4% при  $u > 4,5$ . В нестандартных редукторах или открытых передачах допускается использовать нестандартные значения  $u$ .

Для приводов, в состав которых входят червячные передачи, после завершения разбивки  $u_{\text{общ}}$  находят число заходов червяка (табл. 1.4) и к. п. д. передачи (см. табл. 1.1). Если принятое ранее значение к. п. д. червячной пе-

редачи существенно отличается от вновь полученного, то производят повторный расчет, начиная с п. 1.1.

Таблица 1.3

Редуктор	Схема на рис.1.1	Передаточные числа	$u_{\text{общ}}$
1. Двухступенчатый цилиндрический: а) по развернутой схеме б) с раздвоенной быстроходной ступенью в) с раздвоенной тихоходной ступенью <sup>2</sup> г) по развернутой схеме (быстроходная ступень с эвольвентным зацеплением, тихоходная – с зацеплением Новикова)	а	$u_1 = (1,2 - 1,25) \cdot \sqrt{u_{\text{общ}}}$ ,	12,5-25 (7,1-40)
	б	$u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1}$	
	в		
	а	$u_1 = \sqrt{u_{\text{общ}}}$ , $u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1}$	
2. Двухступенчатый цилиндрический соосный: а) обе ступени с внешним зацеплением б) тихоходная ступень с внутренним зацеплением	г	$u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2}$ , $u_2 = 0,95 \cdot \sqrt{u_{\text{общ}}}$	12,5-22,4 (7,1-40)
	д	$u_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{u_{\text{общ}}}$ , $u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1}$	12,5-20 (7,1-31,5)
3. Двухступенчатый коническо-цилиндрический	е	$u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2}$ , $u_2 = 0,63 \cdot \sqrt[3]{u_{\text{общ}}^2}$	12,5-20 (8-40)
4. Двухступенчатый цилиндрическо-червячный	ж	$u_1 = 1,6 - 2,5$ , $u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1}$	31,5-125 (16-200)
5. Двухступенчатый червячно-цилиндрический	з	$u_2 = 4 - 5,6$ , $u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2}$	50-300
6. Двухступенчатый червячный	–	$u_1 = \sqrt{u_{\text{общ}}}$ , $u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1}$	71-4000
7. Трехступенчатый цилиндрический	и	$u_2 = \sqrt{u_{\text{общ}}}$ , $(u_1 \cdot u_3) = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2}$ , $u_1 = 1,2 \cdot \sqrt{(u_1 \cdot u_3)}$ , $u_3 = \frac{(u_1 \cdot u_3)}{u_1}$	31,5-160 (25-250)
8. Трехступенчатый коническо-цилиндрический	к	$u_2 = (1,3 - 1,4) \cdot \sqrt[7]{u_{\text{общ}}^2}$ , $u_3 = (0,9 - 1,0) \cdot u_2$ , $u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2 \cdot u_3}$	31,5-125 (20-200)

<sup>2</sup> Редукторы имеют ряд недостатков, ограничивающих их широкое применение.



Таблица 1.4

Передаточное число червячной передачи	От 8 до 14	Св. 14 до 30	Св. 30
Число заходов червяка $z_1$	4	2	1

Закончив расчеты, исключают из дальнейшего рассмотрения те из электродвигателей, при использовании которых передаточные числа передач выйдут за пределы рекомендуемых значений (см. табл. 1.1). В обоснованных случаях могут быть исключены из рассмотрения также двигатели, при которых передаточные числа в приводах приближаются к крайним значениям рекомендуемого диапазона. Учитывают также, что более быстроходные двигатели имеют меньшую массу, стоимость и габариты. Отсутствие на ранней стадии проектирования достаточного числа объективных критериев при отборе одного из двигателей не всегда позволяет получить привод с наилучшими характеристиками. Для поиска оптимального варианта целесообразно использовать вычислительную технику.

Предварительная оценка данных (табл. 1.5) для привода, состоящего, например, из электродвигателя и коническо-цилиндрического редуктора (частота вращения выходного вала  $n_3 = 120$  об/мин), показывает, что варианты 1 и 4 неприемлемы, так как передаточные числа выходят за пределы рекомендуемых значений (см. табл. 1.1). Из вариантов 2 и 3 предпочтительнее вариант 2. Более быстроходный двигатель обычно позволяет получить привод с меньшими габаритами, массой и стоимостью. Для принятого варианта все или отдельные значения  $u$  округляются до стандартных значений (предельные отклонения не более 2,5 или 4% – п. 1.4). Заданием на проектирование могут быть установлены особые требования к округлению значений  $u$  и  $u_{\text{общ}}$ .

Таблица 1.5

Вариант	Тип двигателя	$P_{\text{дв}}$ , кВт	$n_{\text{дв}} \frac{\text{синхр.}}{\text{асинхр.}}$ , об/мин	$u_{\text{общ}} = n_1/n_3$	$u_1$ (коническая передача)	$u_2$ (цилиндрическая передача)	Примечание
1	АИР112М2У3	7,5	$\frac{3000}{2895}$	24,1	4, 5	5,3	$u_1 > u_{\text{рек max}} = 4$
2	АИР132S4У3	7,5	$\frac{1500}{1440}$	12,0	3,6	3,3	
3	АИР132М6У3	7,5	$\frac{1000}{960}$	8,0	3,2	2,5	
4	АИР160S8У3	7,5	$\frac{750}{727}$	6,1	2,9	2, 1	$u_2 < u_{\text{рек min}} = 2,5$

1.5. Определяют частоты вращения валов,  $\text{мин}^{-1}$  для привода с выбранным электродвигателем:  $n_1 = n_{\text{дв}}$ ;  $n_2 = n_1/u_1$ ;  $n_3 = n_2/u_2$  и т. д., где  $n_1, n_2, n_3 \dots n_i$  – частоты вращения валов, перечисленных в порядке от входного к выходному валу привода,  $\text{мин}^{-1}$ .

По полученным значениям частот вращения определяют угловые скорости,  $\text{рад/с}$ , каждого вала по формуле:

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n_i}{30}.$$

1.6. Находят мощности, передаваемые каждым валом привода. Они могут быть определены по  $P'_{\text{дв}}$  с учетом потерь мощности во всех механизмах и устройствах, предшествующих данному валу:

$$P_i = P'_{\text{дв}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n,$$

где  $P_i$  – мощность на  $i$ -м валу, кВт;  $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots \eta_n$  – к. п. д. механизмов и устройств, *предшествующих*  $i$ -му валу.

1.7. Определяют крутящие моменты на валах привода, Н·м, по формулам (1.1) или (1.2):

$$T = 9550 \frac{P}{n}, \quad (1.1)$$

где  $P$  – мощность, передаваемая валом, кВт;

$n$  – частота вращения этого вала,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$$T = \frac{P}{\omega}, \quad (1.2)$$

где  $P$  – мощность, передаваемая валом, Вт;

$\omega$  – угловая скорость этого вала,  $\text{рад/с}$ .

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3

### ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ПРИВОДА

Технико-экономический анализ заданных схем привода заключается в определении коэффициентов качества и их относительной оценке.

Если в приводе использован лишь один редуктор или одна 1- ступенчатая передача (ременная, цепная), то возможные варианты сравнивают между собой по коэффициенту' качества, который определяется по формуле:

$$K_k = \frac{\Gamma_0 G_0 C_0 G_d C_e}{\eta} \quad 2.1$$

где  $\Gamma_0$  - относительный габарит передачи;

$\eta$  - КПД привода;

$G_0$  и  $G_d$  - относительная масса передачи и двигателя;

$C_0$  и  $C_d$  - относительная стоимость передачи и двигателя.

Расчет коэффициентов качества рекомендуется ввести в таблицу 2.1.

Таблица 2.1

#### Определение коэффициентов качества

Передачи	Значения относительных коэффициентов				
	$\Gamma_0$	$G_0$	$C_0$	$C_d$	$G_d$
Цилиндрическая Коническая Червячная Ременная Цепная					
Произведение коэффициентов					

Коэффициенты  $\Gamma_0, G_0, C_0$  выбирают по табл. 2.2 для принятых вариантов передач. Коэффициенты  $G_d$  и  $C_d$  определяют следующим образом: для наиболее легких и дешевых двигателей их значение принимают равным 1, а для других двигателей оно принимается равным отношению между массой и стоимостью рассматриваемого двигателя и наиболее легкого и дешевого двигателя. Основные габаритные размеры и массу асинхронных электродвигате-

лей серии АИР берут из табл. 2.3 или в справочнике [4].

В том случае, если общая кинематическая схема содержит две или несколько передач, необходимо определить  $K_k$ , используя формулу (2.1). При этом значения коэффициентов  $\Gamma_0$ ,  $G_0$ ,  $C_0$  определяются как произведения частных значений составляющих коэффициентов, например  $\Gamma_0 = \Gamma_{01} \cdot \Gamma_{02}$  и т.д., где  $\Gamma_{01}$  и  $\Gamma_{02}$  - значения коэффициентов относительных габаритов для отдельных видов передач, входящих в кинематическую схему. Аналогично определяется величина коэффициентов  $G_0$  и  $C_0$ . Наилучшими считаются передачи и привод с меньшим значением  $K_k$ .

**Таблицы 2.2**

**Относительные характеристики передач**

Вид передачи	Габарит $\Gamma_0$		Масса $G_0$		Стоимость $C_0$	
	1 - ступенчатая	2 - ступенчатая	1 - ступенчатая	2 - ступенчатая	1 - ступенчатая	2 - ступенчатая
Зубчатая цилиндрическая	1	1,5	1	0,85	1	0,55÷0,7
Коническая	2		1÷1,2		1,7÷2,2	
Коническо-цилиндрическая	2,8÷3,2		0,82		1÷1,8	
Червячная	1÷1,6		1,04		1,4÷1,55	
Плоскоременная	10÷20		0,3÷0,4		0,15÷0,17	
Клиноременная	4÷5		0,4÷0,5		0,2÷0,3	
Цепная	1,6		0,25		0,2÷0,35	

**Таблица 2.3**

**Масса электродвигателей**

Тип двигателя	АИР80А	АИР80В	АИР90L АИР90S	АИР100L АИР100S	АИР112М	АИР132S	АИР132М	АИР160S АИР160М
Масса, кг	17,4	20,4	28,7	42	56	77	93	130

Стоимость электродвигателя можно ориентировочно определить в зависимости от массы и расхода меди по формуле:

$$C = 0.5 G - 5 \text{ у.е. (условных единиц)}$$

### 3 СОСТАВЛЕНИЕ КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ ПРИВОДА

Для окончательного выбора оптимального варианта, подлежащего дальнейшей разработке, требуется составить компоновочную схему привода с учетом габаритных размеров формы и взаимного расположения агрегатов. Габаритные, массовые и экономические параметры различных типов зубчатых передач, необходимые для разработки компоновочной схемы, приведены в табл. 3.2-3.6. Если необходимые данные и стоимости редукторов могут быть определены по формулам табл. 3.1.

Аналогичные данные по цепным и ременным передачам, а также муфтам содержатся в табл. 3.7-3.11.

**Таблица 3.1**

**Масса и стоимость редукторов**

Вид редуктора	Масса ,кг	Стоимость, у.е
Цилиндрический одноступенчатый	$1800 \cdot V$	$930 \cdot V - 25$
Цилиндрический двухступенчатый	$1520 \cdot V$	$524 \cdot V - 32$
Конический	$1600 \cdot V - 6$	$1800 \cdot V - 120$
Коническо-цилиндрический	$1476 \cdot V - 5$	$830 \cdot V - 120$
Червячный	$1865 \cdot V$	$1460 \cdot V - 21$

Условный объем  $V, \text{м}^3$  для всех видов передач вычисляют по формуле

$$V = LBH$$

Остальные параметры определяют следующим образом:

Для клиноременных передач габаритная высота, мм  $H = D_2 = u \cdot D_1$

межосевое расстояние, мм  $a = (0,57 \div 1)(D_1 + D_2)$ ,

масса, кг  $G = 675 \cdot V + 20$ ,

стоимость, у.е  $C = 200 \cdot V + 12$

Для плоскоремennых передач ширина передачи, мм  $B = 1,1$  ,

масса, мм  $H = D = u \cdot D_1$ ,

межосевое расстояние, мм  $a = 2(D_1 + D_2)$ ,

масса, кг  $G = 384 \cdot V + 22$ ,

стоимость, у.е  $C = 12 \cdot V + 7$ .

Для цепных передач высота, мм  $H = D_{A1} = u \cdot D_{A1}$ ,

масса, кг  $G = 423 K + 1,46$ ,

стоимость, у.е  $C = 88 V + 0,36$ .

Таблица 3.2

**Размеры, масса стоимость и объем 1-ступенчатых цилиндрических редукторов**

Момент, Н·м		Компоновочные размеры, мм (рис.3.1)									G, кг	C, у.е.	V, м³
T3	a	L	B	H	a <sub>0</sub>	h	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>			
150	100	340	190	220	140	112	25	48	30	53	30	46	0,014
490	150	440	230	313	183	160	30	53	45	68	67	58	0,03
1200	200	565	285	410	235	212	45	78	65	83	120	81	0,066
2300	250	690	344	505	285	265	55	98	85	103	230	130	0,12
4000	300	820	375	600	340	315	65	108	95	123	320	235	0,183
6300	350	935	425	705	385	375	75	133	105	138	520	290	0,28

Таблица 3.3

**Размеры, масса стоимость и объем 2-ступенчатых цилиндрических редукторов**

Момент, Н·м		Компоновочные размеры, мм (рис.3.1)									G, кг	C, у.е.	V, м³
T3	a	L	B	H	a <sub>0</sub>	h	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>			
140	175	400	235	215	140	112	20	43	30	53	45	46	0.02
470	250	520	285	310	185	160	25	48	45	68	85	55	0.46
1060	350	700	365	417	235	212	30	53	65	83	160	100	0.104
2130	400	800	405	505	285	265	30	53	85	103	250	110	0.163
3780	500	985	455	600	340	315	45	78	95	123	380	210	0.268

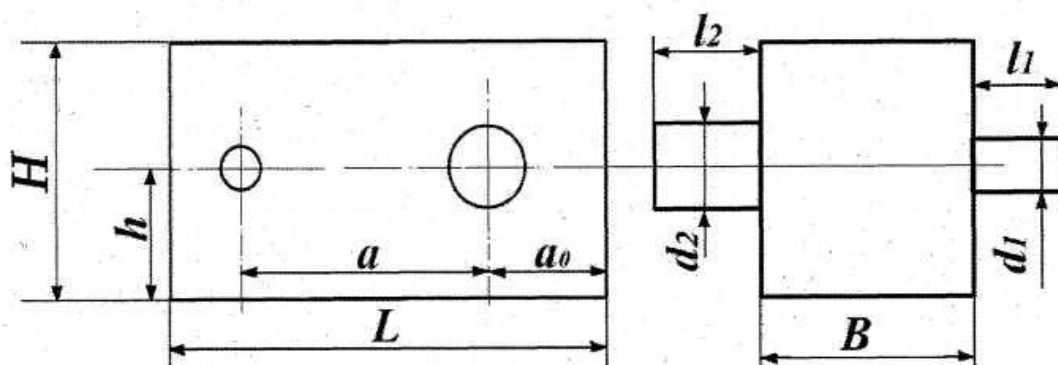


Рис.3.1

Таблица 3.4

**Размеры, масса стоимость и объем 1-ступенчатых конических редукторов**

Момент, Н·м	Компоновочные размеры, мм (рис.3.2)									G, кг	C, у.е.	V, м³
T3	L	B	H	a <sub>0</sub>	h	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>			
70	340	288	240	105	140	25	45	25	45	45	61	0,23
217	415	328	335	135	200	35	60	35	60	75	105	0,45
584	520	400	425	185	250	35	60	50	85	140	190	0,89
1220	600	420	530	220	315	45	85	60	103	230	300	0,154
1670	695	488	570	250	335	50	85	70	108	325	420	0,194
2340	750	488	640	275	375	50	85	80	135	400	520	0,236

Таблица 3.5

**Размеры, масса стоимость и объем  
коническо-цилиндрических редукторов**

Момент, Н·м	Компоновочные размеры, мм (рис.3.2)									G, кг	C, у.е.	V, м³
T3	L	B	H	a <sub>0</sub>	h	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>			
680	815	317	435	240	225	40	85	45	83	190	230	0,112
1380	1085	400	515	295	265	50	85	55	108	400	310	0,224
200	1190	470	607	350	315	50	85	70	138	490	360	0,34
4900	1595	545	800	455	415	60	108	90	176	1010	770	0,695

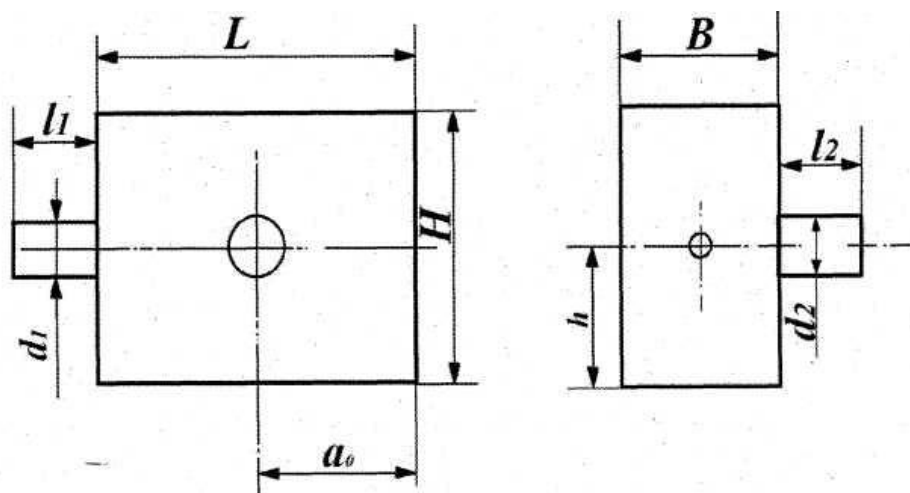


Рис. 3.2

Таблица 3.6

## Размеры, масса стоимость и объем червячных редукторов

Момент, Н·м		Компоновочные размеры, мм (рис.3.3)								G, кг	C, у.е.	V, м³
ТЗ	a	L	B	H	h	d <sub>1</sub>	l <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l <sub>2</sub>			
177	100	260	180	352	200	25	60	30	80	38	58	0,016
253	120	310	230	422	245	30	65	45	80	62	60	0,03
1250	180	415	320	583	340	45	78	60	108	177	142	0,053
5900	300	840	440	870	500	60	110	90	170	574	440	0,32

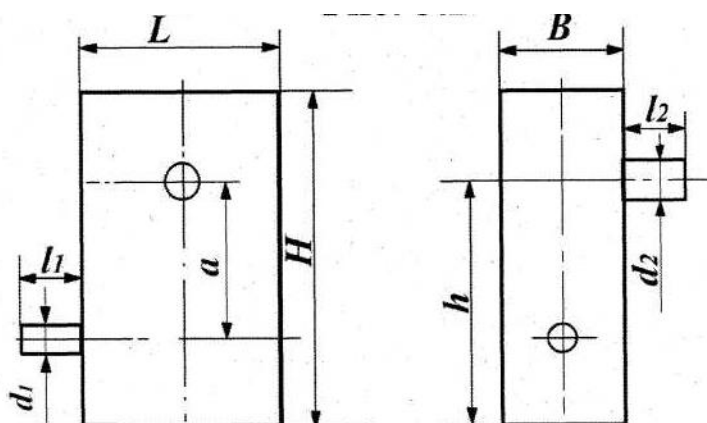


Рис 3.3

Таблица 3.7

## Компоновочные размеры цепных передач (рис.3.4)

Момент на тихоходном валу, Н·м, при числе рядов цепи			Шаг цепи, мм	Диаметр звездочки D <sub>A1</sub> , мм	Межцентровое расстояние, мм	Ширина передачи В, при числе рядов цепи		
1	2	3				1	2	3
67	114	167	12,7	70	380...1000	18	35	48
132	223	33	15,87	88	476...1270	20	40	57
325	525	770	19,05	105	570...1520	30	53	76
846	1440	2120	25,4	140	760...2000	39	68	97
1570	2680	3900	31,75	176	950...2500	46	82	118

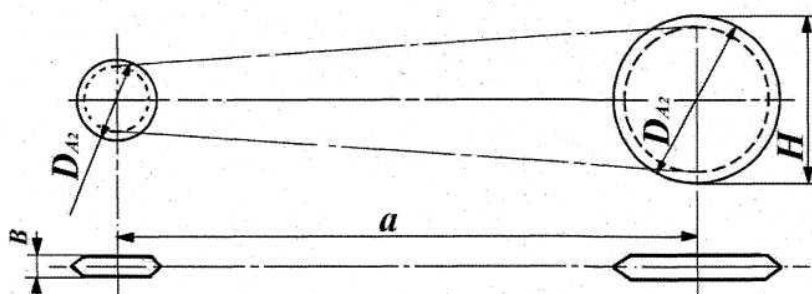


Рис 3.4



Таблица 3.8

## Компоновочные размеры клиноременных передач (рис 3.5)

Момент на тихоходном валу, Н·м, при числе ремней равном						Тип рем- ня	D <sub>1</sub> , Н·м	Ширина передачи В, при числе ремней равном					
1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
3,7	7,4	11,1	14,8	18,5	22	А	90	20	364	52	68	84	100
3,3	18,6	28	37,3	46,5	56	Б	125	25	5	65	85	105	125
27,5	55	82,5	110	137	165	В	200	34	60	86	112	138	164
90	180	270	360	450	540	Г	315	48	86	123	161	198	236

Таблица 3.9

## Компоновочные размеры плоскоременных передач (рис. 3.5)

Момент на тихоходном валу, Н·м, при ширине В, мм												D <sub>1</sub> , мм
25	30	40	45	50	60	70	75	80	85	90	100	125
7,2	9,5	14,7	17,4	-	-	-	-	76	83	91	106	180
13,63	17,5	26,9	32,2	37,5	49,4	62	69	110	118	140	165	250
20,5	26,9	42	49,4	57,7	76	96	106	163	179	195	228	320
28,7	37,5	57,6	69,3	81	106	134	148	214	234	257	300	360

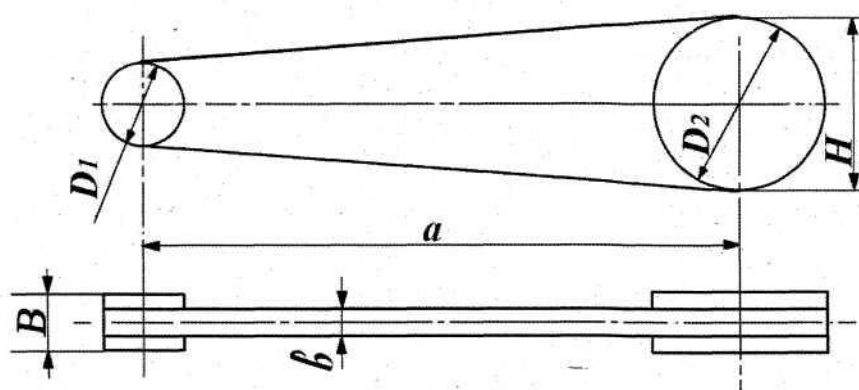


Рис 3.5

Таблица 3.10

## Компоновочные размеры, масса и стоимость муфт

Крутящий момент на, Н·м	$d_b$ , мм	L, мм	D, мм	D <sub>1</sub> , мм	G, кг	C, мм
32	18	84	90	30	1,6	4
55	22	104	100	40	2,2	5
130	28	125	120	52	4,6	6
240	36	165	140	70	7,3	8
450	45	226	170	80	13	10
700	55	226	190	100	17	14
1100	60	286	220	120	28	18
2000	70	290	250	135	38	23

Таблица 3.10

## Компоновочные размеры, масса и стоимость зубчатых муфт (рис 3.6)

Крутящий момент на, Н·м	$d_b$ , мм	L, мм	D, мм	D <sub>1</sub> , мм	G, кг	C, мм
710	40	115	170	110	10,2	45
1400	50	145	185	125	14,3	52
3150	60	175	220	150	24	58
5600	75	215	250	175	38	65
8000	90	240	290	200	57	72

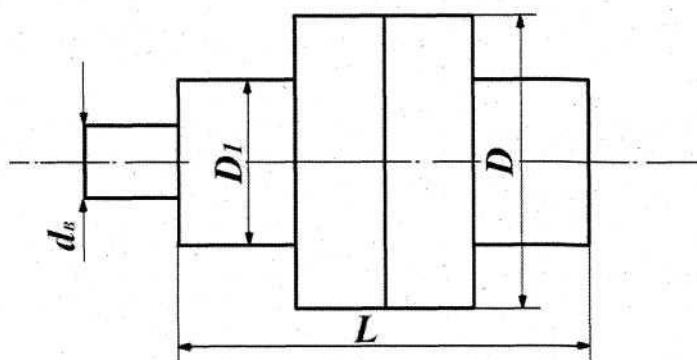


Рис.3.6

Данные о массе и стоимости элементов привода (блоков) заносятся в табл. 3.12.

**Таблица 3.12**

**Масса и стоимость элементов привода**

	Двигатель	Редуктор	Ременная (цепная) передача	Муфта	Всего
Масса, кг					
Стоимость, у.е.					

Компоновочную схему привода вычерчивают с обязательной постановкой всех габаритных размеров, при этом допускаются значительные упрощения; например, редуктор упрощенно изображают в виде прямоугольника и т.д. При этом главное внимание обращается на размеры и форму выступающих и присоединительных элементов (выступающие части вала и др.), определяющие габариты привода. После составления компоновочных схем производится их анализ и сопоставление с целью выбора наиболее оптимального варианта: с наименьшей массой к стоимости, наименьшими габаритами. Примеры компоновочных схем различных приводов приведены на рис. 3.7 и 3.8.

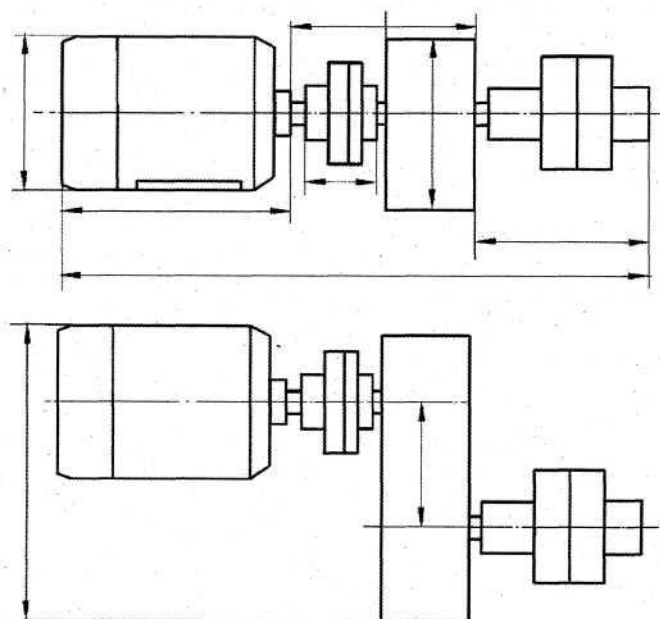


Рис 3.7

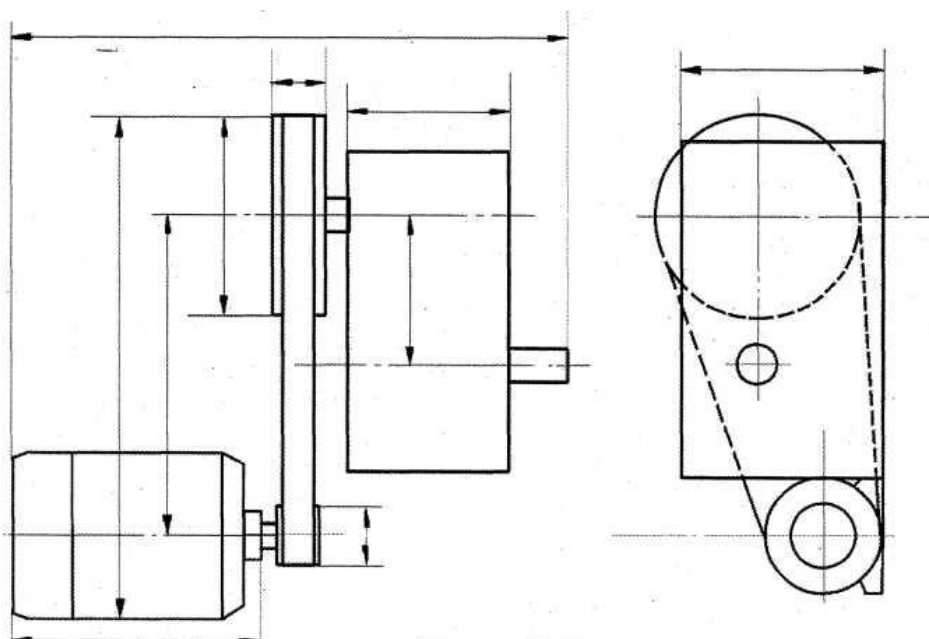


Рис 3.8

## ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

### 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТИ

#### БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ ПРИВОДОВ МАШИН

Уровень надежности машин и оборудования имеет большое значение, т.к. определяет эффективность их использования при минимальных затратах труда.

Количественные показатели надежности позволяют обоснованно прогнозировать и оценивать сроки службы изделий и их элементов, сравнивать и оценивать технический уровень машин.

Надежность является комплексным свойством, включающим безотказность, долговечность, ремонтпригодность. Основным показателем надежности является вероятность безотказной работы  $P$  в пределах данного отрезка времени.

Вероятность безотказной работы всей системы  $P_{\Sigma}(t)$  при последовательном соединении  $n$  независимых элементов определяется по формуле:

$$P_{\Sigma}(t) = \exp(-\lambda_{\Sigma}t),$$

где  $\lambda_{\Sigma} = \sum \lambda_i$  – интенсивность отказов всей системы;

$\lambda_i$  – интенсивность отказов элемента (табл. 4.1)

Таблица 4.1

Интенсивность отказов элементов механических передач на  $10^5$  ч.

Передачи их элементы	$\lambda$		
	средний	наибольший	наименьший
Двигатели асинхронные	0,8600	0,4500	1,120
Двигатели постоянного тока	0,9360	0,5000	1,310
Двигатели синхронные	0,0360	0,0160	0,625
Двигатели шаговые	0,0370	0,0220	0,071
Передачи зубчатые одноступенчатые	0,1120	0,0012	0,020
Червячные редукторы	0,200	0,0110	0,036
Коробки передач	0,680	0,0050	0,430
Сложные зубчатые и червячные передачи	0,900	0,0093	0,179
Дифференциальные механизмы	0,400	0,0120	0,068
Передачи ременные	0,3875	0,0142	1,5
Валы и оси	0,0350	0,0150	0,062
Муфты разные	0,0400	0,0060	0,110
Муфты упругие			

Муфты фрикционные предохранительные	0,0700	0,0027	0,135
	0,0300	0,0070	0,034
Муфты электро магнитные	0,600	0,0450	0,093

Если в приводе имеются резервирующие элементы, то вероятность безотказной работы в данном случае определяется по формуле:

$$P=1-(1-P_1)(1-P_2)\dots(1-P_i),$$

где  $i$  - число параллельно соединенных элементов.

Подобное резервирование, усложняющее систему, должно иметь технико-экономическое обоснование.