

МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО  
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
« М А М И »

Кафедра «Детали машин и ПТУ»

О.А. ЧИХАЧЕВА  
В.А. РЯБОВ

Одобрено  
методической комиссией  
по общетехническим дисциплинам

# ОБЩИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОМУ  
ПРОЕКТИРОВАНИЮ ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВСЕХ  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ

МОСКВА 1998

УДК: 621.867-83

О.А. Чихачева,

В.А. Рябов

ОБЩИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА. Методические указания к курсовому проектированию для студентов всех машиностроительных специальностей.

Стр. 1-24, рис. 20,

МГТУ «МАМИ», 1998 г.

Рассматривается методика выбора электродвигателя, назначения передаточного отношения для различных типов редукторов и передач, составляющих привод механизмов и роботов.

## СОДЕРЖАНИЕ

1 ВВЕДЕНИЕ.....	4
2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	5
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ПРИВОДНОГО ВАЛА ТРАНСПОРТЕРА.....	6
4. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ И ЕГО РАЗБИВКА ПО СТУПЕНЯМ.....	6
• Двухступенчатый цилиндрический редуктор по развернутой схеме с прямозубыми, косозубыми или шевронными колесами.....	11
• Цилиндрический соосный редуктор.....	12
• Коническо-цилиндрический редуктор.....	3
• Червячный редуктор.....	14
• Цилиндро-червячный редуктор.....	14
• Червячно-цилиндрический редуктор.....	15
• Планетарные редукторы.....	15
• Волновые передачи.....	16
• Особенности расчета привода механизма со ступенчатым регулированием скорости. ....	16
• Особенности расчета привода с вариатором.....	17
• Особенности общего расчета привода для промышленных роботов.....	18
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И ВРАЩА- ЮЩЕГО МОМЕНТА НА ВСЕХ ВАЛАХ ПРИВОДА.....	21
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА.....	23

## 1 ВВЕДЕНИЕ

Привод транспортера, промышленного робота или специального технологического механизма состоит из электродвигателя и передач, уменьшающих частоту вращения вала электродвигателя до требуемого рабочего органа машины, например, приводного вала транспортера.

На практике исходные данные для проектирования привода получают в результате тягового расчета транспортера. По заданной производительности и виду груза выбирают тип транспортера, устанавливают ширину и скорость движения несущего органа.

Определив потребную мощность и частоту вращения приводного вала, с учетом механических потерь выбирают электродвигатель и определяют общее передаточное отношение привода.

Далее из соображений компоновки, передаточного отношения и характера движения намечаются кинематическая схема, тип редуктора и при необходимости дополнительные передачи (цепная, ременная, открытая зубчатая или вариатор)

Из курса теории машин и механизмов Вы помните, что:

$i$  - ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ равно отношению частоты вращения 1 - ведущего и 2 - ведомого вала передачи: 
$$i = \frac{n_1}{n_2},$$

$u$  - ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО для передачи равно отношению большего диаметра к меньшему вне зависимости, от того, какой вал ведущий

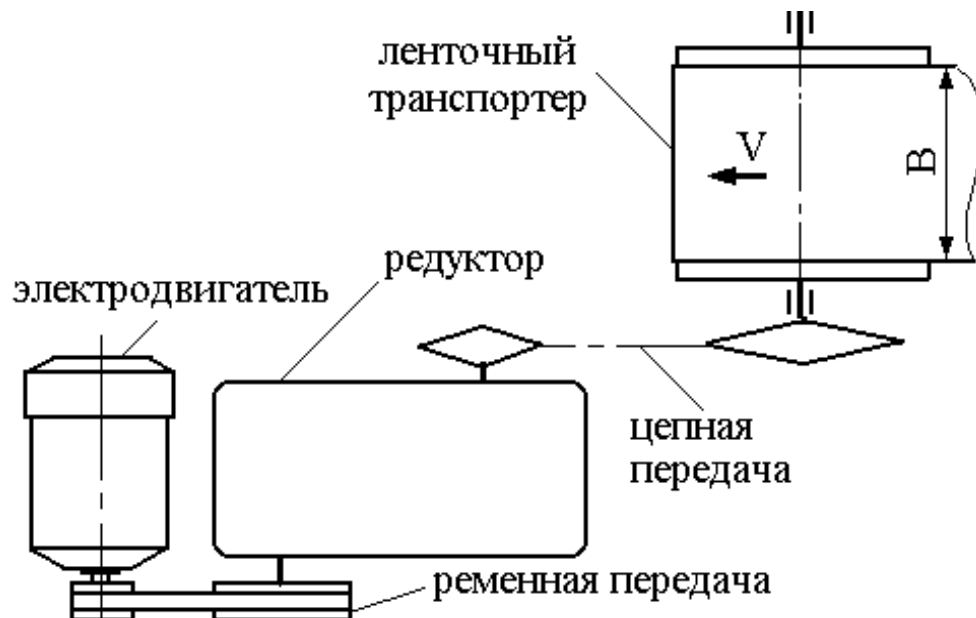
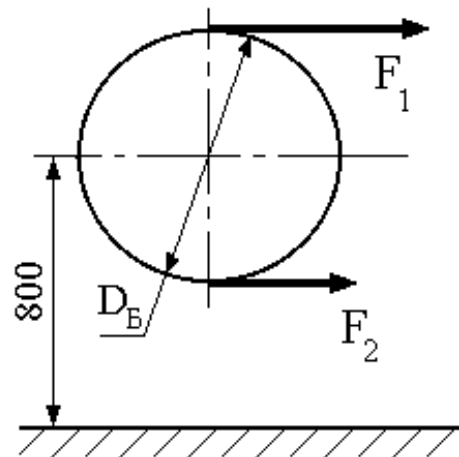
$u = \frac{d_2}{d_1}$ , для редуктора  $i = u$ , для мультипликатора  $i = \frac{1}{u}$ .

Стандартные передаточные числа  $u$  для отдельных зубчатых пар и редукторов по ГОСТ 2185-66

1,6	1,8	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5	5,6	6,3	7,1	8	9
10	11,6	12,5	14	16	18	20	22,5	25	28	31,5	40	50	56	63	

## 2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Рис.1. Кинематическая схема привода



$F_1$  и  $F_2$  - натяжение набегающей и сбегающей ветвей тягового органа;

$V$ , м/с - скорость перемещения тягового органа;

$L_h$ , тысяч часов - требуемый ресурс работы привода ;

Для цепного транспортера:

$Z$  - число зубьев тяговых звездочек;

$t_{ц}$ , м - шаг тяговой цепи;

Для ленточного транспортера:

$D$ , м - диаметр приводного барабана;

$B$ , м - ширина ленты транспортера.

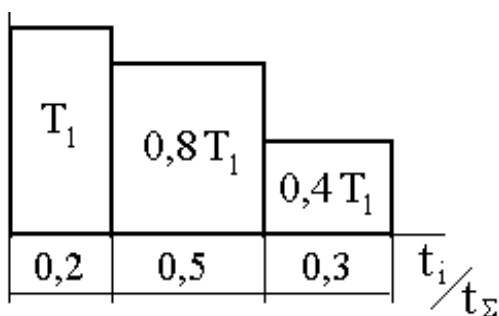


Рис.2. Блок нагрузки в координатах: вращающий момент - время работы.

## 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТЫ

## ВРАЩЕНИЯ ПРИВОДНОГО ВАЛА ТРАНСПОРТЕРА.

Требуемая частота вращения приводного вала 
$$n_{\text{пр.в.}} = \frac{60V}{\pi D_B},$$

где  $V$ , м/с- скорость движения тягового органа транспортера;  
 $D_B$  - диаметр барабана;

для цепного транспортера вместо  $D_B$  в расчетах используется диаметр делительной окружности звездочек:

$$D_{\text{зв}} = \frac{t_{\text{ц}}}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$$

### 4. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ОТНОШЕНИЯ И ЕГО РАЗБИВКА ПО СТУПЕНЯМ

Требуемая мощность электродвигателя определяется с учетом потерь в приводе, где  $F_t = F_1 - F_2$  в кН - окружная сила на приводном барабане или звездочке;  $V$ , м/с - скорость движения транспортера

$$P_{\text{эл.дв.}} = \frac{F_t V}{\eta_{\text{общ}}}$$

Общий коэффициент полезного действия привода определяется как произведение КПД всех элементов, последовательно передающих вращение от электродвигателя на приводной вал транспортера с учетом потерь на трение в подшипниках.

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_i \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{пр.в.}}$$

Таблица 1 .

Тип передачи	$\eta$ закрытых передач	$\eta$ открытых передач
Зубчатая цилиндрическая	0,96 ...0,98	0,92...0,95
Зубчатая коническая	0,95 ...0,97	0,91...0,93
Червячная передача	0,7. ..0,9	
Волновая передача	0,65...0,92	
Цепная передача	0,95...0,97	0,9...0,93
Ременная передача		0,93....0,98

Потери мощности при передаче через муфту:  $\eta_M = (0,95...0,98)$  - для муфт непосредственно соединяющих валы (упругих, компенсирующих и комбинированных)  $\eta_M = 1$  - для предохранительных муфт, встроенных в редуктор, шкивы ременной или звездочки цепной передачи.

Коэффициент, учитывающий потери на трение в подшипниках приводного вала транспортера  $\eta_{\text{пр.в.}} = (0,99...0,995)$ .

Таблица 2.

Тип электро- двигателя	Мощность  Р, КВт	асинхронная частота вра- щения, мин <sup>-1</sup>	T <sub>пуск</sub> T <sub>ном</sub>	T <sub>мах</sub> T <sub>ном</sub>	GD <sup>2</sup> ,  кГ*м <sup>2</sup>
Синхронная частота вращения 3000 мин <sup>-1</sup>					
4A 63 B2	0,55	2740	2	2,2	36*10 <sup>-4</sup>
4A 71 A2	0,75	2840	2	2,2	39*10 <sup>-4</sup>
4A 71 B2	1,1	2810	2	2,2	42*10 <sup>-4</sup>
4A 80 A2	1,5	2850	2,1	2,6	73*10 <sup>-4</sup>
4A 80 B2	2,2	2850	2,1	2,6	85*10 <sup>-4</sup>
4A 90 L2	3	2840	2,1	2,5	1,41*10 <sup>-2</sup>
4A 100 S2	4	2880	2	2,5	2,4*10 <sup>-2</sup>
4A 100 L2	5,5	2880	2	2,5	3*10 <sup>-2</sup>
4A 112 M2	7,5	2900	2	2,8	4*10 <sup>-2</sup>
4A 132 M2	11	2900	1,7	2,8	9*10 <sup>-2</sup>
4A 160 S2	15	2840	1,4	2,2	1,9*10 <sup>-1</sup>
Синхронная частота вращения 1500 мин <sup>-1</sup>					
4A 71 A4	0,55	1390	2	2,2	51*10 <sup>-4</sup>
4A 71 B4	0,75	1390	2	2,2	56*10 <sup>-4</sup>
4A 80 A4	1,1	1420	2	2,2	0,0127
4A 80 B4	1,5	1415	2	2,4	0,013
4A 90 L4	2,2	1425	2,1	2,4	0,022
4A 100 S4	3	1435	2	2,4	0,034
4A 100 L4	4	1430	2	2,2	0,044
4A 112 M4	5,5	1445	2	2,2	0,07
4A 132 S4	7,5	1455	2,2	3	0,108
4A 132 M4	11	1460	2,2	3	0,157
4A 160 S4	15	1465	1,4	2,3	0,402
Синхронная частота вращения 1000 мин <sup>-1</sup>					
4A 71 B6	0,55	900	2	2,2	80*10 <sup>-4</sup>
4A 80 A6	0,75	915	2	2,2	0,018
4A 80B6	1,1	920	2	2,2	0,018
4A 90 L6	1,5	935	2	2,2	0,029
4A 100 L6	2,2	950	2	2,2	0,052
4A 112 MA6	3	955	2	2,5	0,07
4A 112 MB6	4	950	2	2,5	0,08
4A 132 S6	5,5	965	2	2,5	0,16
4A 132 M6	7,5	970	2	2,5	0,23
4A 160 S6	11	975	1,2	2	0,55
4A 160 M6	15	975	1,2	2	0,73

Тип электро- двигателя	Мощность  Р, КВт	асинхронная частота вра- щения, мин <sup>-1</sup>	T <sub>пуск</sub> T <sub>ном</sub>	T <sub>max</sub> T <sub>ном</sub>	GD <sup>2</sup> ,  кГ*м <sup>2</sup>
Синхронная частота вращения			750 мин <sup>-1</sup>		
4A 90 LA8	0,75	700	1,6	1,9	0,026
4A 90 LB8	1,1	700	1,6	1,9	0,034
4A 100 L8	1,5	700	1,6	1,9	0,051
4A 112 MA8	2,2	700	1,9	2,2	0,069
4A112 MB8	3	700	1,9	2,2	0,098
4A 132S8	4	720	1,9	2,6	0,166
4A 132 M8	5,5	720	1,9	2,6	0,54
4A 160 S8	7,5	730	1,4	2,2	0,705
4A 160 M8	11	730	1,4	2,2	0,98
4A 180 M8	15	730	1,2	2	1,58

Рис.3. Основные размеры электродвигателей серии 4A



Таблица 3.

## Основные размеры электродвигателей серии 4А

Тип двигателя	Число полюсов	d <sub>30</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>30</sub>	<b>d<sub>1</sub></b>	b <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	l <sub>10</sub>	l <sub>31</sub>	d <sub>10</sub>	b <sub>10</sub>	<b>h</b>	h <sub>10</sub>	h <sub>31</sub>	l <sub>20</sub>	l <sub>21</sub>	d <sub>20</sub>	d <sub>22</sub>	d <sub>24</sub>	d <sub>25</sub>								
4A 71A,B	2, 4, 6, 8	170	40	285	<b>19</b>	6	6	90	45	7	112	<b>71</b>	9	201	3,5	10	165	12	200	130								
4A 80A		186		300	<b>22</b>			100	50	10	125	<b>80</b>	10	218														
4A 80B				320																								
4A 90L		208	60	350	<b>24</b>	8	7	125	56	12	140	<b>90</b>	11	243	4	12	215	15	250	180								
4A 100S		235		362	<b>28</b>			112	63		160	<b>100</b>	12	263		14												
4A 100L		80		392	10			8	140		70	190	<b>112</b>	310		16					265	300	230					
4A 112M			260	452		<b>32</b>	178			89					216		<b>132</b>	13	350	5				18	300	19	350	250
4A 132S			302	480		<b>38</b>																						
4A 132M		530																										
4A 160S	2	358	110	624	<b>42</b>	12	12	9	210	108	15	254	<b>160</b>	18	430	15	18	350	400	300								
	4, 6, 8				<b>48</b>	14															9							
4A 160M	2				667	<b>42</b>															12	8	210					
	4, 6, 8					<b>48</b>															14	9						
4A 180S	2	410		662	<b>48</b>	14	9	203	121			279	<b>180</b>	20	470						18	350	400	300				
	4, 6, 8				<b>55</b>	16	10																					
4A 180M	2				702	<b>48</b>	14																		9	241		
	4, 6, 8					<b>55</b>	16																		10			

Назначаем передаточное число ременной и цепной передачи (с учетом заданной кинематической схемы).

Таблица 4.

Тип передачи	Рекомендуемое $u$	Наибольшее $u$
Клиноременная	2....4	7
Цепная	1,5....3	8
Цилиндрическая зубчатая открытая	4....8	16

ДАЛЬНЕЙШЕЕ РАССМОТРЕНИЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ПРИВОДА БУДЕМ ПРОИЗВОДИТЬ НА СЛЕДУЮЩЕМ ПРИМЕРЕ:

Требуется обеспечить вращение приводного вала транспортера с частотой  $n_{пр.в.} = 45,9 \text{ мин}^{-1}$  при требуемой мощности электродвигателя  $P_{эл.дв.} = 2,8 \text{ кВт}$ .

По табл.2 выбираем электродвигатель, с ближайшей большей мощностью (3 кВт)

тип электро-двигателя	4A 90L2	4A 100S4	4A 112MA6	4A 112MB8
$n_{эл.дв.}, \text{ мин}^{-1}$	2840	1435	955	700

Для каждого из указанных двигателей определяем требуемое общее передаточное число привода

$u_{общ} = \frac{n_{эл.дв.}}{n_{пр.в.}}$	$\frac{2840}{45,9} = 61,8$	$\frac{1435}{45,9} = 31,4$	$\frac{955}{45,9} = 20,8$	$\frac{700}{45,9} = 15,25$
--	----------------------------	----------------------------	---------------------------	----------------------------

- Если в приводе транспортера используется только редуктор, то полученные результаты являются вариантами его передаточного числа.
- В случае использования в приводе дополнительных передач, необходимо назначить их передаточное число, например при цепной передаче по табл.4 выбираем:  $u_{ц.п.} = (1,5....3) = 2$  и определяем возможные передаточные числа редуктора

$u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_{ц.п.}}$	$\frac{61,8}{2} = 30,9$	$\frac{31,4}{2} = 15,7$	$\frac{20,8}{2} = 10,4$	$\frac{15,25}{2} = 7,62$
--------------------------------------	-------------------------	-------------------------	-------------------------	--------------------------

Электродвигатель выбирается в зависимости от рекомендуемого передаточного числа для данного типа редуктора.

Следует иметь в виду, что чем больше частота вращения вала двигателя, тем меньше его габариты, масса и стоимость, но больше требуемое передаточное число привода.

## ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ РЕДУКТОР ПО РАЗВЕРНУТОЙ СХЕМЕ С ПРЯМОЗУБЫМИ, КОСОЗУБЫМИ ИЛИ ШЕВРОННЫМИ КОЛЕСАМИ.

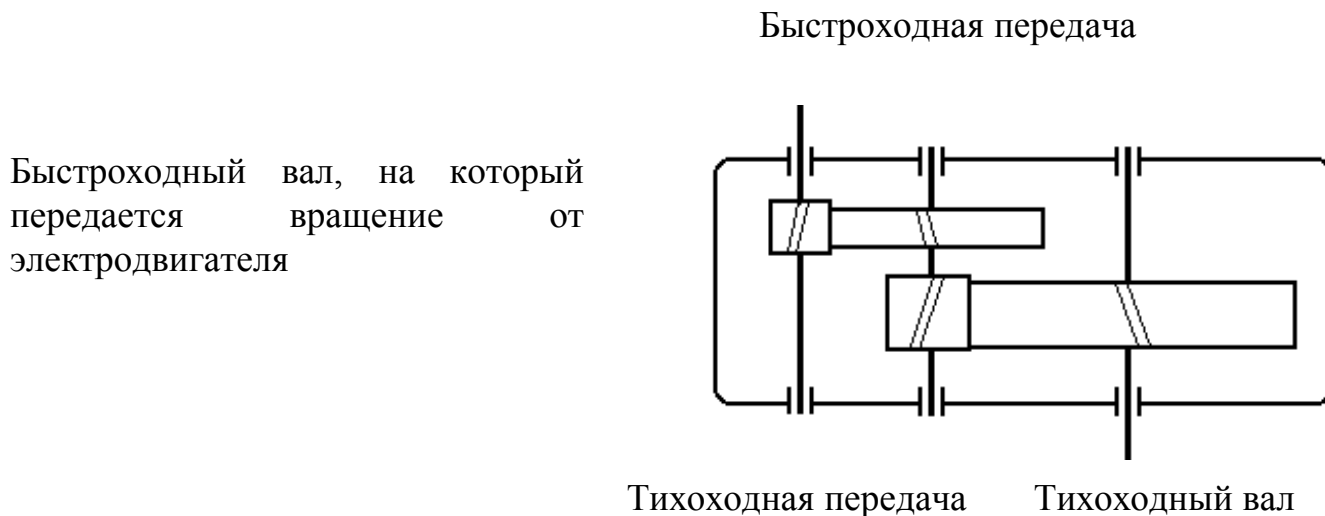


Рис.4. Цилиндрический двухступенчатый редуктор по развернутой схеме с косозубыми колесами

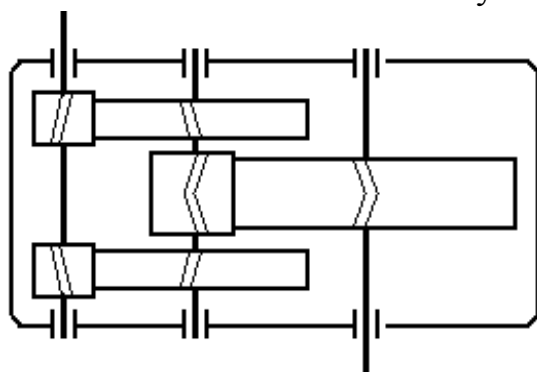


Рис.5. Цилиндрический двухступенчатый шевронный редуктор с раздвоенным потоком мощности

В целях получения минимальных размеров корпуса редуктора и отношения межосевых расстояний быстроходной и тихоходной передачи  $a_{wb} = 0,8 a_{wt}$ .

В зависимости от преследуемой цели при конструировании (получения зубчатых колес одинакового диаметра, их минимальной массы и т.п.), возможны и другие варианты разбивки передаточного отношения.

Для получения минимальных габаритов редуктора передаточное число быстроходной передачи принимают больше, чем для тихоходной; например, двухступенчатый редуктор с такими передаточными отношениями быстроходной и тихоходной ступени компактнее аналогичного редуктора с равными передаточными отношениями ступеней

Для закрытой цилиндрической зубчатой передачи рекомендуется передаточное число  $u = 2,5 \dots 6,3$ ,

а для двухступенчатого редуктора  $u=12,5 \dots 30$ .

В нашем примере целесообразно остановиться на электродвигателе 4A100S4,  $n_{\text{эл.дв.}}=1435 \text{ об}^{-1}$ , при этом,  $u_{\text{ред.}}=15,7$ .

Передаточное число редуктора разбивается по передачам так:

быстроходная -  $u_{\text{б}} = (1,2 \dots 1,25) \sqrt{u_{\text{ред.}}} = (1,2 \dots 1,25) \sqrt{15,7} \approx 4,9$ .

тихоходная -  $u_{\text{т}} = \frac{u_{\text{ред.}}}{u_{\text{б}}} = \frac{15,7}{4,9} \approx 3,2$

Если предполагается серийное изготовление редукторов, то рекомендуется использовать стандартные передаточные числа:

$$u_{\text{б}} = 5, \quad u_{\text{т}} = 3,15 \quad u_{\text{ред.}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}} = 5 \cdot 3,15 = 15,75$$

(допускается отличие от заданного передаточного числа до 5%)

### ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ СООСНЫЙ РЕДУКТОР

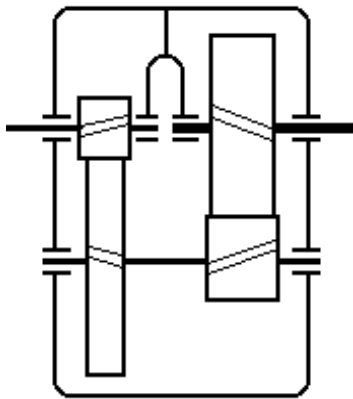


Рис.6. Соосный редуктор

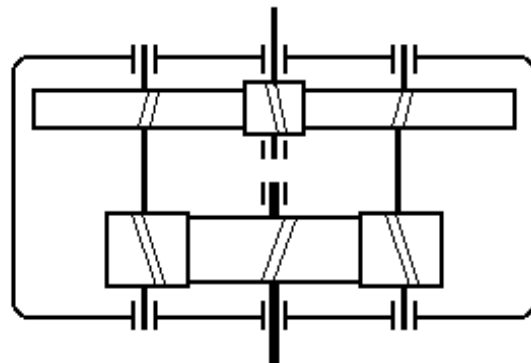


Рис.7. Соосный редуктор с раздвоенным потоком мощности

Рекомендуемое передаточное число  $u_{\text{рек.}} = 12,5 \dots 22$ ,

возможный диапазон  $u=10 \dots 40$

Для условий приведенных в примере, можно выбрать электродвигатель 4A100S4,  $n_{\text{эл.дв.}}=1435 \text{ об}^{-1}$ ,  $u_{\text{ред.}}=15,7$ .

$$u_{\text{т}} = 0,95 \sqrt{u_{\text{р}}} = 0,95 \sqrt{15,7} = 3,75$$

$$u_6 = \frac{u_{ред.}}{u_T} = \frac{15,7}{3,75} = 4,4 \quad \text{Принимаем стандартные передаточные}$$

$$\text{числа: } u_6 = 4,5 \quad u_T = 4 \quad u_{ред} = u_6 \cdot u_T = 4,5 \cdot 4 = 18$$

При большом отличии полученного передаточного числа для того, чтобы обеспечить заданную скорость движения транспортера, корректируем передаточное число цепной передачи

$$u_{ц.п.} = \frac{u_{общ.}}{u_{ред.}} = \frac{31,4}{18} = 1,8$$

### КОНИЧЕСКО - ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ РЕДУКТОР

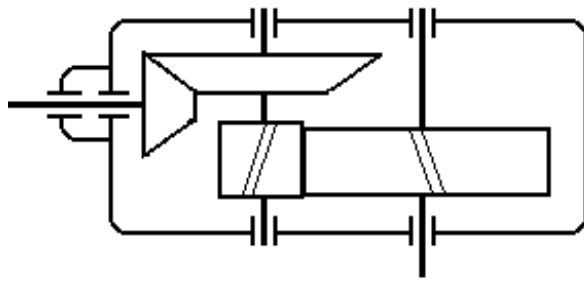


Рис.8.

Рекомендуемое передаточное число редуктора  $u_{рек.} = 12 \dots 20$ ;

передаточное число тихоходной цилиндрической зубчатой передачи

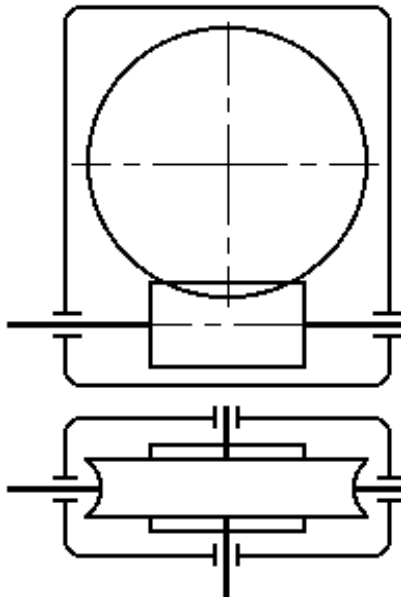
$$u_T = 2\sqrt[3]{u_{ред.}} - 1 \quad \text{или} \quad u_T = 1,1\sqrt{u_{ред.}}$$

Передаточное число быстроходной конической передачи назначается в пределах  $u_6 = 3 \dots 4$  для того, чтобы диаметр конической шестерни был достаточным для создания упорного буртика при установке подшипников:

$$u_6 = \frac{u_{ред}}{u_T}$$

При исходных данных примера для этого типа редуктора также подходит электродвигатель 4A100S4.

## ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР



В связи с особенностями червячного зацепления, число зубьев червячного колеса находится в пределах  $z_2 = 28 \dots 80$ , число витков червяка обычно принимают :

при  $u = 31 \dots 63(80)$   $z_1 = 1$

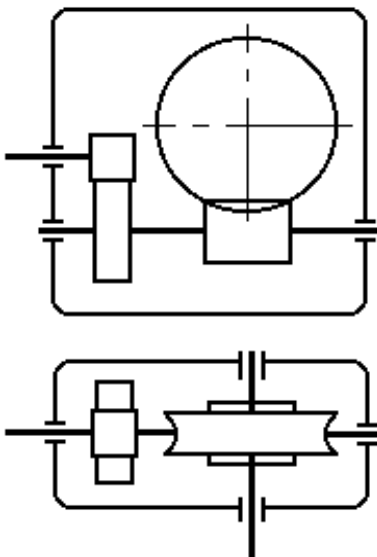
при  $u = 16 \dots 31$   $z_1 = 2$

при  $u = 8 \dots 16$   $z_1 = 4$

Для рассматриваемого примера возможен выбор любого электродвигателя.

Рис.9.

## ЦИЛИНДРО - ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР



Рекомендуемое передаточное число  $u = 25 \dots 50$ , возможно  $u = 16 \dots 200$ .

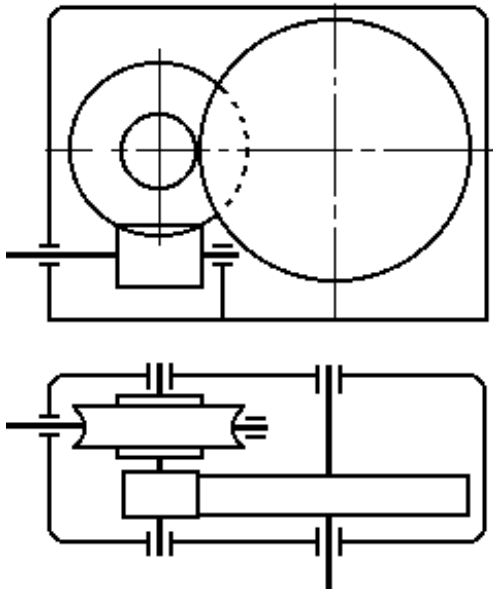
В целях ограничения ширины корпуса рекомендуется для цилиндрической передачи  $u_6 = 2 \dots 3,15$

передаточное число червячной передачи

$$u_T = \frac{u_{\text{ред}}}{u_6}$$

Рис.10.

## ЧЕРВЯЧНО - ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ РЕДУКТОР



Рекомендуемое передаточное число  $u=31,5...125$  (возможно использование при передаточных число числах  $u=25...400$ ). Из условия одновременной смазки червячной и цилиндрической передач, рекомендуется для цилиндрической зубчатой передачи  $u_{ц}=4...6,3$ ; передаточное число червячной передачи

$$u_6 = \frac{u_{ред.}}{u_T}$$

Рис.11.

## ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ

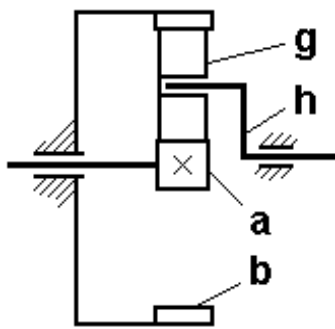


Рис.12. Одноступенчатая передача  $A_{ha}^b$ ,  
 $u_{ah}^b = 2,7...8$

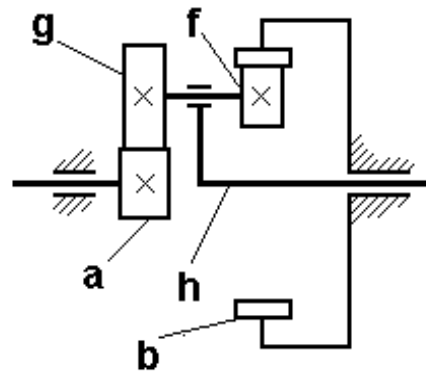


Рис.13. Двухступенчатая передача  $B_{ha}^b$  со смешанным зацеплением,  
 $u_{ah}^b = 6...17$

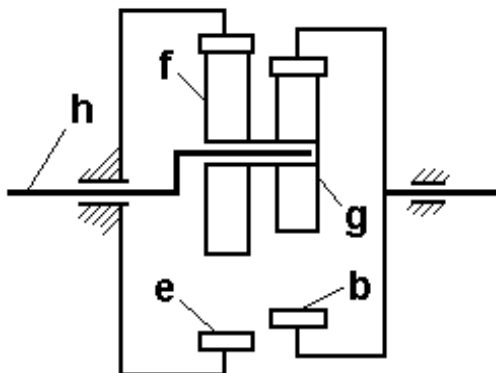


Рис.14. Двухступенчатая передача  $C_{bh}^e$ ,  
 $u_{hb}^e = 30...80$

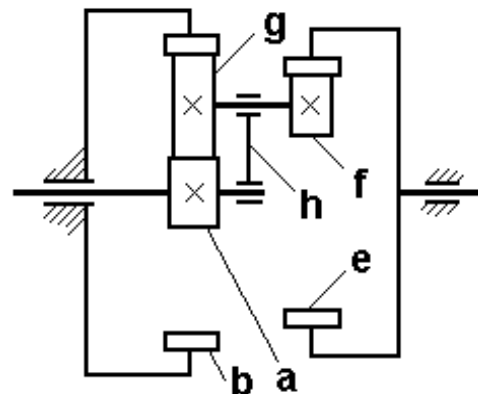
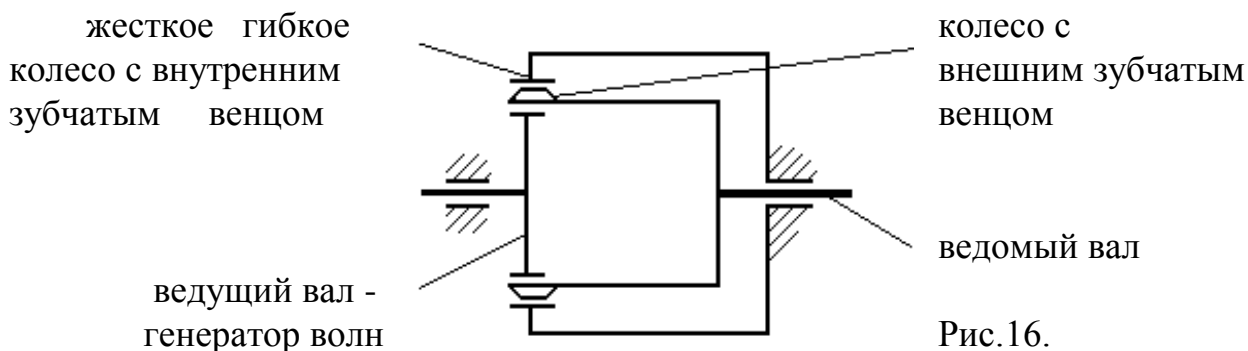


Рис.15. Двухступенчатая передача  $(3K)_{ea}^b$ ,  
 $u_{ae}^b = 60...200$

По сравнению с другими типами, планетарные редукторы в большинстве случаев компактнее, однако сложнее в изготовлении.

### ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Волновые передачи обладают сравнительно малой удельной массой на единицу передаваемой мощности, имеют достаточно высокую нагрузочную способность, обеспечивают диапазон передаточных чисел  $u = 80 \dots 320$ . В связи с этим, в нашем примере, нецелесообразно использование волнового редуктора из-за небольшого требуемого передаточного числа привода.

Для волновых редукторов рекомендуется подбирать высокоскоростные электродвигатели.

### ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРИВОДА МЕХАНИЗМА СО СТУПЕНЧАТЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ.

Ступенчатое регулирование скорости осуществляют коробками передач (коробками скоростей). Различные угловые скорости ведомого вала получаются в результате поочередного введения в зацепление нескольких различных пар зубчатых колес. Для этих приводов устанавливаются предельные частоты вращения рабочего вала

$$n_{p.max} = \frac{60V_{max}}{\pi d_{б(к)}} \quad \text{и} \quad n_{p.min} = \frac{60V_{min}}{\pi d_{б(к)}}, \text{ мин}^{-1}$$

и предельные значения общего передаточного отношения

$$i_{max} = \frac{n_{дв}}{n_{p.min}} \quad \text{и} \quad i_{min} = \frac{n_{дв}}{n_{p.max}}.$$

Обозначим  $n_{2,1}, n_{2,2} \dots n_{2,Z}$  - частоты вращения ведомого вала коробки передач в порядке возрастания, обычно - это геометрическая прогрессия со знаменателем  $\Phi$  ( $Z$  - количество ступеней).



$$\varphi = \frac{n_{2,2}}{n_{2,1}} = \frac{n_{2,3}}{n_{2,2}} = \dots = \frac{n_{2,Z}}{n_{2,(Z-1)}} = \sqrt[Z-1]{\frac{n_{2,\max}}{n_{2,\min}}}$$

В коробках передач все ступени могут быть понижающими, но возможно и применение повышающих ступеней.

Разбивку общего передаточного отношения привода следует назначать из зависимости

$$i_{\text{кор. max}} = i_{\text{кор. min}} \varphi^{Z-1}, \quad \text{т.е.}$$

$$i_{\text{к.2}} = \frac{i_{\text{к. max}}}{\varphi}; i_{\text{к.3}} = \frac{i_{\text{к. max}}}{\varphi^2}; \dots i_Z = \frac{i_{\text{к. max}}}{\varphi^{Z-1}}; \quad \text{значения передаточных отношений}$$

зубчатых пар коробок передач должны быть в пределах:  $0,5 < i < 4$ .

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРИВОДА С ВАРИАТОРОМ

Таблица 4.

Типы вариаторов	Диапазон регулирования	$\eta$ - КПД	$\xi$ - коэф. относительной потери скорости
<b>КЛИНОРЕМЕННЫЕ</b> со стандартными ремнями с широким ремнем и одним регулируемым шкивом то же, с двумя регулируемыми шкивами	1,3....1,8	0,85....0,9	0,02
	2,5....3	0,85....0,9	0,015....0,02
	6....9	0,85....0,9	0,07....0,08
<b>ФРИКЦИОННЫЕ</b> конусные типа Вебо и РК торовые, работающие насухо торовые, работающие в масле многодисковые	3	0,07...0,08	-
	4....6	до 0,95	0,015
	6....10	до 0,93	-
	4	до 0,8	0,01....0,05

Если кинематическая схема привода имеет вариатор скорости, то необходимо помнить, что передаточное отношение

связано с передаточным числом: 
$$i = \frac{u}{1 - \xi}$$

Диапазон регулирования вариатора 
$$D = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\text{вар. max}}}{i_{\text{вар. min}}}$$

Необходимо учитывать силовые характеристики рабочего органа машины:

а) при постоянной мощности, требуемая мощность определяется по

$$\text{формуле: } P = \frac{T_2 n_2}{9550 \eta_{\text{вар}}} \text{ при любом}$$

значении скорости;

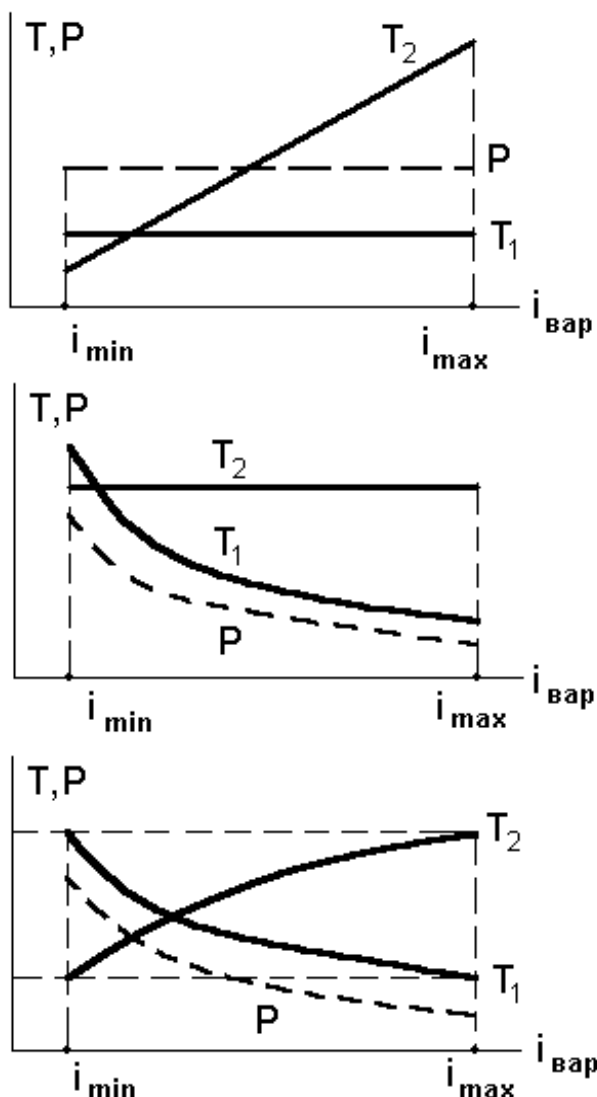
б) если рассчитываемый привод с постоянным моментом сопротивления,

$$\text{то } P = \frac{T_2 n_{2 \max}}{9550 \eta_{\text{вар}}};$$

в) в случае, если вариатор работает с постоянным натяжением или нажатием и симметричным регулированием, то

$$P = \frac{T_{2 \min} n_{2 \max}}{9550 \eta_{\text{вар}}}$$

Рис.17.



Во всех случаях, дальнейший силовой расчет редуктора и других передач ведется при  $T_{2 \max. \text{вар.}}$

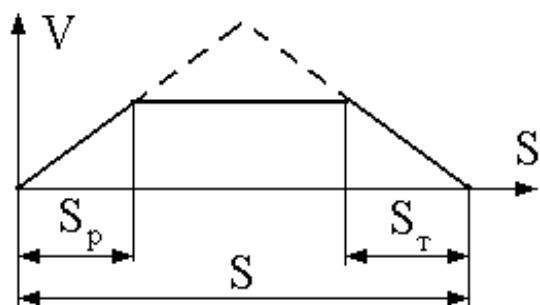
## ОСОБЕННОСТИ ОБЩЕГО РАСЧЕТА ПРИВОДА ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ РОБОТОВ

Структура механизмов приводов промышленных роботов (ПР) аналогична приводам общего назначения, но имеет некоторую специфику. Так, кинематическая связь вала электродвигателя и конечного звена должна быть жесткой, исключающей пробуксовывание, для этого применяются только передачи зацеплением, не используют фрикционные муфты, для обеспечения точности позиционирования конечного звена используются датчики скорости и перемещения.

Электродвигатель работает в повторно-кратковременном режиме весьма частых пусков-торможений и реверсивных движений (свыше 100 включений

в минуту) практически отсутствует режим установившегося движения, нагреваясь, электродвигатель не успевает остыть. Кроме того, электродвигатель должен развивать повышенный вращающий момент при малой частоте вращения в начальный момент пуска.

Электродвигатели для ПР подбирают из условия преодоления момента сопротивления при разгоне-торможении, т.е. по инерционной нагрузке.



Чтобы получить оптимальный закон движения, задаются ускорением в пределах  $3 \dots 10 \text{ м/с}^2$ , для того, чтобы путь разгона и путь торможения не превышали половины рабочего хода  $S$ .

Рис.18.

Обычно принимают периоды разгона и торможения равными: для прямолинейного движения  $S_p = \frac{at_p^2}{2} \leq \frac{S}{2}$ , где  $t_p$  - время разгона.

Соответственно для вращательного движения  $\varphi_p = \frac{\varepsilon t_p^2}{2} \leq \frac{\varphi}{2}$ ,

$$\text{где } a = \frac{V_{\max}}{t_p} \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{\omega}{t_p}$$

Необходимая мощность электродвигателя для механизмов поворота

$$P = \frac{\omega}{\eta} (T_{\text{ин}} + T_{\text{н}}) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт},$$

где  $\omega = 2\pi n$ ,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n$  - частота вращения конечного звена механизмов поворота.

$$P = \frac{V}{\eta} (F_{\text{ин}} + F_{\text{н}}) \cdot 10^{-3}, \text{ [кВт]} \quad V, [\text{м/с}] - \text{ скорость перемещения}$$

конечного звена для механизмов поступательного движения.

$$T_{\text{ин}} = (1,3 \dots 1,6) J_{\Sigma} \varepsilon = (1,3 \dots 1,6) J_{\Sigma} \frac{a}{r}, \quad T_{\text{н}} = (1,6 \dots 1,8) mgr \sin \alpha$$

$F_{\text{ин}} = kma$ , [Н] - инерционная сила, действующая на привод в период разгона-торможения,

$F_{\text{н}} = kmg \sin \alpha$  -. сила, действующая на привод от груза и других неуравновешенных масс.

Здесь  $K=1,5...1,8$  - коэффициент конструкции, показывающий соотношение общей массы подвижных частей и массы полезного груза.

$m$  - масса перемещающихся частей;

$\alpha$ -угол наклона траектории движения к горизонту, для ПР, работающих в прямоугольных координатах;

$J_{\Sigma} = mr^2$  -момент инерции масс, перемещаемых звеньев и полезного груза, приводимых во вращение данным механизмом.

Здесь необходимо учитывать, что ПР состоит из нескольких механизмов (модулей), соединенных последовательно каждый из них перемещает в пространстве кроме полезного груза, все промежуточные механизмы, расположенные между грузом и механизмом, расчет которого производится, например, для механизма качения "руки", изображенного на рис.19. (это могут быть: рука 8, схват 9, кисть 10, опора 11). Число механизмов зависит от числа степеней подвижности ПР.

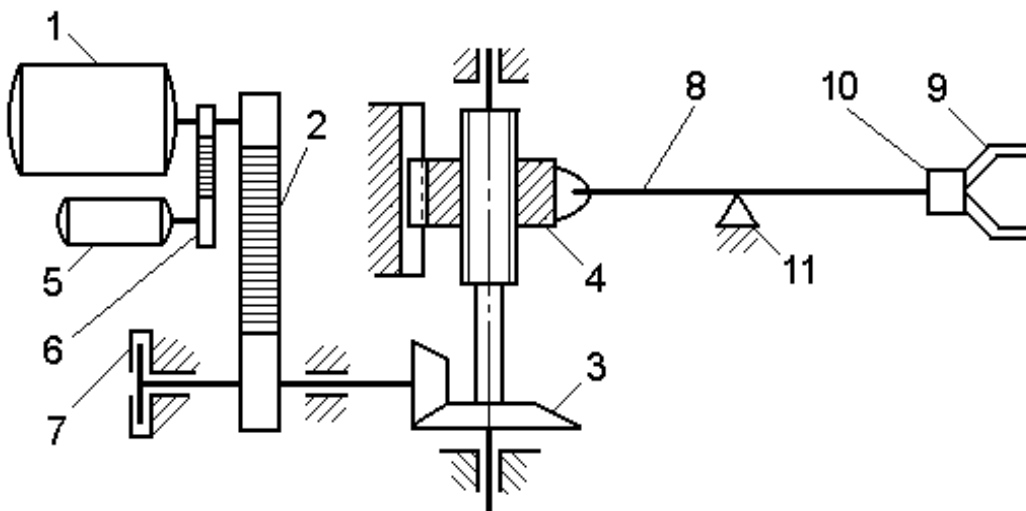


Рис.

19

Механизм качания руки промышленного робота "Универсал -15" состоит из электродвигателя 1, зубчатременной передачи 2, конической зубчатой передачи 3, передачи винт-гайка 4, датчика скорости 5, связанного с электродвигателем зубчатременной передачей 6, электромеханической дисковой муфты в тормозном исполнении 7.

При перемещении гайки 4 шарнирно-закрепленная рука 8 совершает качание в вертикальной плоскости вокруг опоры II.

В проектировочных расчетах это учитывается соответствующими опытными коэффициентами /3/. Частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{эл.дв.}} = n_{\text{исп.звена}} \cdot u_{\text{передат.мех-ма}}$$

Для механизмов линейного перемещения определяют предварительно частоту вращения вала конечного вращающегося звена, например, шестерни

реечной передачи  $n_1 = \frac{V_{\text{рейки}}}{\pi d_1}$ , где  $V_{\text{рейки}}$ , [м/с]- скорость рейки,

где  $d_1 = mz_1$  - делительный диаметр шестерни назначается как для открытых реечных передач при  $m \geq 3 \dots 4$  и  $z_1 \geq 19$ .

Обычно  $d_1 = mz_1 \geq 60 \dots 80$  мм.

Для передачи винт-гайка качения (рис.19) при поступательно движущейся гайке

$$n_{\text{винта}} = \frac{V_{\text{гайки}}}{n_o P},$$

где  $n_o$  - число заходов резьбы,  $P$  - шаг резьбы в мм.

При этом диаметр резьбы, шаг и диаметр шариков предварительно выбирают по нормам станкостроения так, чтобы  $d_{\text{винта}} > \left(\frac{S}{30} + 0,5d_{\text{ш}}\right)$ ,

где  $S$  - рабочий ход винта. Дальнейший расчет привода, включая разбивку передаточного отношения по ступеням производится обычными методами.

## 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ, ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И ВРАЩАЮЩЕГО МОМЕНТА НА ВСЕХ ВАЛАХ ПРИВОДА

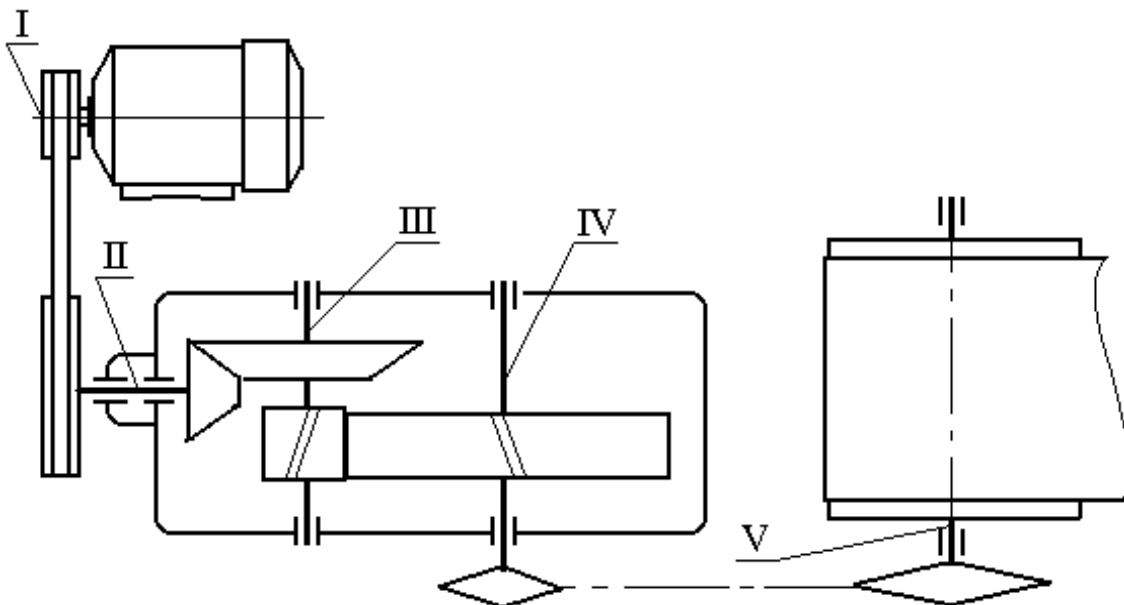


Рис.20

Для удобства дальнейших расчетов, последовательно пронумеруем валы начиная с вала электродвигателя.

Для первого вала определяем:

МОЩНОСТЬ - может быть принята равной, определенной ранее, потребной мощности электродвигателя, которая обычно меньше мощности электродвигателя по каталогу.

$$P_I = \frac{F_t V}{\eta_{\text{общ}}}$$

Если в качестве расчетной принимается каталожная мощность электродвигателя, то  $P_I = P_{\text{эл.дв.}}, [\text{кВт}]$ .

ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ - равна **асинхронной** частоте вращения вала электродвигателя  $n_I = n_{\text{эл.дв.}}, [\text{мин}^{-1}]$ .

ВРАЩАЮЩИЙ МОМЕНТ - определяется по формуле

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I}, \quad [\text{Н} \cdot \text{м}]$$

Далее для всех валов определяем:

$$P_i = P_{i-1} \cdot \eta_j, [\text{кВт}]; \quad n_i = \frac{n_{i-1}}{u_j}, [\text{мин}^{-1}]; \quad T_i = T_{i-1} \cdot u_j \cdot \eta_j, [\text{Н} \cdot \text{м}],$$

где  $i$  - номер вала,  $j$  - номер передачи кинематической схемы привода. Для приводного вала транспортера отличие полученной частоты вращения от заданной не должно превышать 5%. Для дальнейшего конструирования редуктора определяем минимальный диаметр валов на участке, передающем вращающий момент  $d_i = c \cdot \sqrt[3]{T_i}$ , мм. Значения коэффициента  $C$ :

для быстроходных валов  $C=7,1 \dots 6,5$ ; для промежуточного вала  $C=6,5 \dots 5,8$ ; для тихоходных валов  $C=5,8 \dots 4,6$ . Если быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя через муфту, то его диаметр определяется как  $d_I = (0,8 \dots 1) d_{\text{эл.дв.}}$ .

Результаты вычислений заносим в таблицу 5:

Таблица 5.

тип и № j передачи между валами	клино- ременная	кониче- ская зубчатая	цилиндри- ческая зубчатая	цепная	
$u$					
$\eta$					
№ вала i	I	II	III	IV	V
$P_i$ кВт					
$n_i$ мин <sup>-1</sup>					
$T_i$ Н м					
минимальный диаметр вала	$d_{\text{эл.дв.}}$	(с=7)	(с=6)	(с=5)	(с=4,6)

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Промышленные роботы в машиностроении. Альбом схем и чертежей под ред. Соломенцева Ю.М. М, Машиностроение 1987.
2. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы. Справочник, М., Машиностроение, 1987г.
3. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи, М., Машиностроение, 1980 г.
4. Методические указания № 1031 Приводы промышленных роботов. МАМИ, 1988 г.

Ольга Анатольевна Чихачева, Владимир Анатольевич Рябов,

### ОБЩИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.

Методические указания к курсовому проектированию для студентов всех машиностроительных специальностей.

Лицензия ЛР № 021209 от 17 апреля 1997 г.

Подписано в печать

Заказ

Тираж

Усл.п.л. 1,0 Уч.-изд.л. 1,5

Бумага типографская Формат 60x90/16

---

МГТУ «МАМИ», 105839, Москва, Б.Семеновская ул., 38