

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«САНКТ- ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»**

Кафедра основ конструирования машин

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

**Методические указания
для выполнения курсовой работы**

**Санкт-Петербург
2014**

УДК 621.882(07.07)

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА: методические указания для выполнения курсовой работы / сост. М.В. Аввакумов, В.О. Варганов, В.А. Романов. – СПбГТУРП. – СПб., 2014. – 47с.

В методических указаниях даны рекомендации по выбору типовых редукторов общего назначения и компенсирующих муфт, приведены примеры кинематического расчета приводов и необходимые справочные материалы.

Методические указания предназначены студентам направлений подготовки 240100.62 «Химическая технология», 220700.62 «Автоматизация технологических процессов и производств» для выполнения курсовой работы по прикладной механике.

Рецензент: зав.кафедрой машин автоматизированных систем
СПбГТУРП, канд. техн. наук, проф. А.А. Гаузе.

Подготовлены и рекомендованы к печати кафедрой основ конструирования машин СПбГТУРП (протокол № 7 от 07.03.2014г.).

Утверждены к изданию методической комиссией факультета механики автоматизированных производств СПбГТУРП (протокол № 5 от 16.04.2014г.).

© Санкт-Петербургский государственный
технологический университет
растительных полимеров, 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

В соответствии с учебными планами, изучение дисциплины «Прикладная механика» заканчивается выполнением курсовой работы, которая является первой самостоятельной расчетно – конструкторской работой студентов, способствует закреплению знаний, полученных при изучении общетехнических дисциплин. При выполнении курсовой работы студенты знакомятся с действующими стандартами и нормативными материалами, приобретают навыки проектирования комплексной машины, знакомятся с одним из важнейших принципов конструирования современных механизмов – принципом узловой компоновки с использованием вычислительной техники и интернет – ресурсов.

Объектом курсовой работы является механический привод технологических машин, применяемых в целлюлозно – бумажном производстве. В состав привода входят цилиндрические и червячные редукторы общего назначения, открытые передачи и муфты.

Исходным документом для курсовой работы является техническое задание. В техническом задании на проектирование:

- указан состав привода;
- даны исходные параметры и эксплуатационные требования (длительность работы и характер рабочей нагрузки).

Объем работы устанавливается кафедрой и указывается в задании.

В подготовленных методических указаниях показана последовательность выполнения курсовой работы; приведены примеры кинематического расчета приводов; даны технические характеристики, основные габаритные и присоединительные размеры червячных и цилиндрических горизонтальных одно– и двухступенчатых редукторов общего применения, а также размеры наиболее прогрессивных и широко распространенных в машиностроении конструкций компенсирующих муфт.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Пояснительная записка к курсовой работе включает описание проектируемого привода (состав и основные технические характеристики), исходные данные, кинематические и прочностные расчеты.

1. Кинематический расчет привода

1.1. Кинематическая схема привода [1 с.7, рис.1]

Ременные передачи относятся к быстроходным передачам и поэтому в проектируемых приводах располагаются между электродвигателем и редуктором, а открытые зубчатые и цепные передачи устанавливаются, как правило, в тихоходной части привода, т.е. между редуктором и рабочей машиной.

Валы передач соединяются друг с другом с помощью муфт. Их конструкция может быть указана в техническом задании. Если в задании нет никаких указаний, то выбор муфт предоставляется исполнителю работы. Часто для соединения вала электродвигателя и входного вала редуктора, установленных на общей раме, применяются упругие втулочно-пальцевые муфты, обладающие малым моментом инерции для уменьшения пусковых нагрузок. Для соединения выходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины используются зубчатые муфты и муфты с торообразной оболочкой, позволяющие компенсировать значительную несоосность валов.

1.2. Определение расчетной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу

Расчетная мощность электродвигателя

$$P_{\partial p} = P_{pm} / \eta_0, \text{ кВт},$$

где P_{pm} – требуемая мощность, кВт; η_0 – общий КПД привода, $\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_{on}$;
 η_p – КПД редуктора; η_{on} – КПД открытой передачи [1, с.24, табл.1].

КПД цилиндрического горизонтального одноступенчатого редуктора типа ЦУ-100 – ЦУ-250 $\rightarrow \eta_{pц1} \approx 0,95$.

КПД цилиндрического горизонтального двухступенчатого редуктора типа 1Ц2У и 1Ц2У-М $\rightarrow \eta_{pц2} \approx 0,91$.

КПД червячного редуктора типа 2Ч-80М – Ч-500М предварительно принимается $\eta_{pч} \approx 0,75$.

Необходимо выбрать двигатель ближайшей большей мощности $P_{ном}$, ориентируясь на его синхронную частоту вращения n_c (см. техническое задание на курсовую работу).

Электродвигатель АИР..... [1, с.26, табл.3]:

$$P_{ном} = \dots \text{ кВт}; n_{\partial} = \dots \text{ мин}^{-1} < n_c = \dots \text{ мин}^{-1}; d_1 = \dots \text{ мм}.$$

Здесь: d_1 – диаметр вала электродвигателя [1, с. 28, табл. 5].

Из табл. 5 [1, с.26] выписываем размеры выбранного электродвигателя.

1.3. Определение общего передаточного числа привода и выбор типоразмера редуктора

$$U_0 = n_{\partial}/n_{\text{рм}},$$

где n_{∂} – частота вращения вала выбранного электродвигателя, мин^{-1} ;

$n_{\text{рм}}$ – частота вращения вала рабочей машины, мин^{-1} .

$$U_0 = U_{\text{оп}} \cdot U_{\text{р}},$$

где $U_{\text{оп}}$ – передаточное число открытой передачи (ременной, цепной, зубчатой). Принимаем $U_{\text{оп}} = \dots$ [1, с.25, табл.2].

Расчетное передаточное число редуктора

$$U_{\text{рр}} = U_0/U_{\text{оп}}.$$

Необходимый вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_{\text{тр}} = (9550 \cdot P_{\partial.p}/n_{\partial}) \cdot U_{\text{рр}} \cdot \eta_p, \text{Н} \cdot \text{м}$$

При включении в состав привода ременной передачи вращающий момент на тихоходном валу редуктора равен моменту на валу рабочей машины

$$T_{\text{тр}} = T_{\text{рм}} = 9550 \cdot P_{\text{рм}}/n_{\text{рм}}, \text{Н} \cdot \text{м}$$

а частота вращения входного вала $n_1 = n_{\partial}/U_{\text{оп}}$, мин^{-1} .

Выбираем типоразмер редуктора с ближайшим передаточным числом и большим вращающим моментом на тихоходном валу: $T_{\text{т}} \geq T_{\text{тр}}$ (приложения 1, 2, 3 и сайт НТЦ «Редуктор» www.reduktorntc.ru).

Выбираем редуктор с передаточным числом $U_{\text{р}} = \dots$ и $T_{\text{т}} = \dots \text{Н} \cdot \text{м}$.

Допускаемая радиальная нагрузка на входном валу $F_1 = \dots \text{Н}$, на выходном валу $F_2 = \dots \text{Н}$.

Для червячного редуктора фактическое значение КПД $\rightarrow \eta_{\text{рф}} = \dots$.

Редуктор (условное обозначение).

Уточнение передаточного числа открытой передачи

$$U_{\text{опф}} = U_0/U_{\text{р}}.$$

Полученное значение $U_{\text{опф}}$ должно попасть в область рекомендуемых величин [1, с.25, табл.2].

Для червячного редуктора определяем значение фактической расчетной мощности электродвигателя

$$P_{\partial\text{ф}} = P_{\text{м}}/\eta_{\text{оф}}, \text{кВт}, \text{ где } \eta_{\text{оф}} = \eta_{\text{рф}} \cdot \eta_{\text{оп}}.$$

Из таблиц (см. приложения 1, 2 и 3) выписываем габаритные и присоединительные размеры выбранного редуктора, размеры концов валов, а также вычерчиваем эскизы.

1.4. Определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода

Расчет мощности на валах привода целесообразно производить от рабочей машины (табл. 1).

Таблица 1. Определение мощности на валах привода, кВт

Вал	Открытая передача		
	зубчатая	цепная	ременная
Вал рабочей машины	$P_{\text{рм}}$	$P_{\text{рм}}$	$P_{\text{рм}}$
Выходной (тихоходный) вал редуктора	$P_2 = P_{\text{рм}}/\eta_{\text{оп}}$	$P_2 = P_{\text{рм}}/\eta_{\text{цп}}$	$P_2 = P_{\text{рм}}$
Входной (быстроходный) вал редуктора	$P_1 = P_2/\eta_p$	$P_1 = P_2/\eta_p$	$P_1 = P_2/\eta_p$
Вал электродвигателя	$P_{\partial} = P_1$	$P_{\partial} = P_1$	$P_{\partial} = P_1/\eta_{\text{рп}}$

Примечание: $\eta_{\text{оп}}$ – КПД открытой зубчатой передачи; $\eta_{\text{цп}}$ – КПД цепной передачи; $\eta_{\text{рп}}$ – КПД ременной передачи. Для червячного редуктора $\eta_p = \eta_{\text{рф}}$.

Расчет частоты вращения следует выполнять от вала электродвигателя к валу рабочей машины (табл. 2).

Таблица 2. Определение частоты вращения валов привода, мин⁻¹

Вал	Открытая передача		
	ременная	зубчатая	цепная
Вал электродвигателя	n_{∂}	n_{∂}	n_{∂}
Входной (быстроходный) вал редуктора	$n_1 = n_{\partial}/U_{\text{рпф}}$	$n_1 = n_{\partial}$	$n_1 = n_{\partial}$
Выходной (тихоходный) вал редуктора	$n_2 = n_1/U_p$	$n_2 = n_1/U_p$	$n_2 = n_1/U_p$
Вал рабочей машины	$n_{\text{мф}} = n_2$	$n_{\text{мф}} = n_2/U_{\text{опф}}$	$n_{\text{мф}} = n_2/U_{\text{цпф}}$

Примечание: $U_{\text{опф}}$ – фактическое передаточное число открытой зубчатой передачи; $U_{\text{цпф}}$ – фактическое передаточное число цепной передачи; $U_{\text{рпф}}$ – фактическое передаточное число ременной передачи.

Отклонение от заданной частоты вращения вала рабочей машины

$$\Delta n_{\text{рм}} = 100 \cdot |n_{\text{мф}} - n_{\text{рм}}| / n_{\text{рм}} \leq [\Delta n], \%$$

где $[\Delta n]$ – допускаемое отклонение частоты вращения (см. техническое задание на курсовую работу).

Вращающие моменты на валах можно определить по формуле

$$T_i = 9550 \cdot P_i / n_i, \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Подставив в формулу вместо i индекс соответствующего вала, получим уравнение для расчета вращающего момента T данного вала.

Если момент на выходном валу червячного редуктора $T_2 > T_T$, то необходимо выбрать редуктор большего типоразмера и повторить расчеты силовых (P, T) и кинематических (n) параметров привода.

2. Расчет открытой передачи привода

Расчеты открытой зубчатой цилиндрической передачи следует выполнять по методическим указаниям [2], цепной – [3], расчет ременной передачи – по учебному пособию [4], а также по материалам, расположенным на сайте <http://nizrp.narod.ru> (кафедра основ конструирования машин).

Расчеты открытой конической зубчатой передачи приведены в учебно – методическом пособии [5].

3. Выбор стандартной муфты. Проверка элементов муфты

Основной характеристикой нагруженности муфты является номинальный вращающий момент (T_H), установленный стандартом. Муфты выбирают по большему диаметру концов соединяемых валов и по расчетному вращающему моменту.

Расчетный вращающий момент, действующий на муфту

$$T_p = K \cdot T_i \leq T_H, \text{Н} \cdot \text{м}$$

где K – коэффициент динамичности нагрузки (табл.3);

T_i – наибольший вращающий момент на соединяемом валу привода, Н·м;

T_H – номинальный вращающий момент – момент, передаваемый муфтой при длительном режиме работы с постоянной нагрузкой и постоянным направлением вращения, Н·м.

Стандартные муфты изготавливаются с цилиндрическим и коническим посадочными отверстиями, а каждый тип – двух исполнений: для длинных и коротких концов валов. Допускается сочетание полумуфт разных типов с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента. В отдельных случаях, по заказу потребителя, допускает-

ся посадочное отверстие в одной из полумуфт выполнять меньшего диаметра, установленного стандартом для других номинальных вращающих моментов.

Таблица 3.Рекомендуемые значения коэффициента динамической нагрузки

Вид рабочей машины	К
Конвейеры ленточные	1,20 – 1,5
Дозаторы, питатели, воздуходувки	1,25 – 2,0
Конвейеры цепные, пластинчатые, скребковые, винтовые	1,5 – 2,0
Насосы центробежные, элеваторы ковшовые, лебедки	2,0 – 3,0
Машины бумагоделательные, мешалки, барабаны сушильные	2,0 – 2,5
Мельницы шаровые и прутковые	2,5 – 3,0

Установка полумуфт на валах

Способы установки и крепления полумуфт на цилиндрических и конических концах валов показаны на рис. 1. При постоянном направлении вращения и умеренно нагруженных валах ($\tau_{кр} \leq 15 \text{ Н/мм}^2$) полумуфты на цилиндрические концы валов сажают по переходным посадкам типа H7/k6; H7/m6. При реверсивной работе, а также сильно нагруженных валах ($\tau_{кр} > 15 \text{ Н/мм}^2$) применяют посадку H7/p6. При больших нагрузках, работе с толчками, ударами и реверсивной работе предпочтительно полумуфты устанавливать на конические концы валов.

Для передачи вращающего момента обычно используют соединение призматической шпонкой.

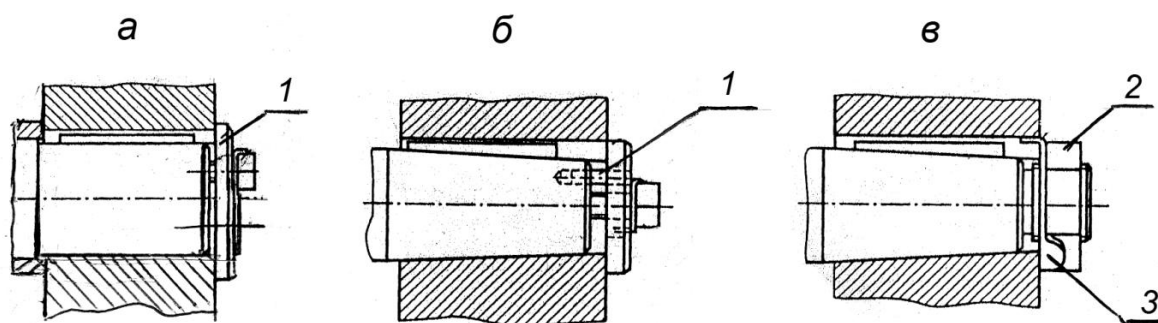


Рис.1. Способы крепления полумуфт на концах валов: а – на цилиндрический конец концевой шайбой 1 (ГОСТ 14734 – 69); б – на конический конец концевой шайбой 1 (ГОСТ 14734 – 69); в – на конический конец гайкой 2 (ГОСТ 5916 – 70) и стопорной шайбой 3 (ГОСТ 13465 – 77)

3.1. Муфты упругие втулочно-пальцевые

Муфты получили широкое распространение в приводах машин с малыми и средними вращающими моментами, благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены резиновых упругих элементов. Однако они имеют небольшую компенсирующую способность, и их применение целесообразно при установке соединяемых изделий на рамах большой жесткости (сварных рамах). Сборку соединяемых изделий необходимо проводить с высокой точностью.

Полумуфты изготавливают исполнений:

- 1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов;
- 2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов;
- 3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов;
- 4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов.

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры упругих втулочно-пальцевых муфт приведены на рис. 2 и в табл. 4.

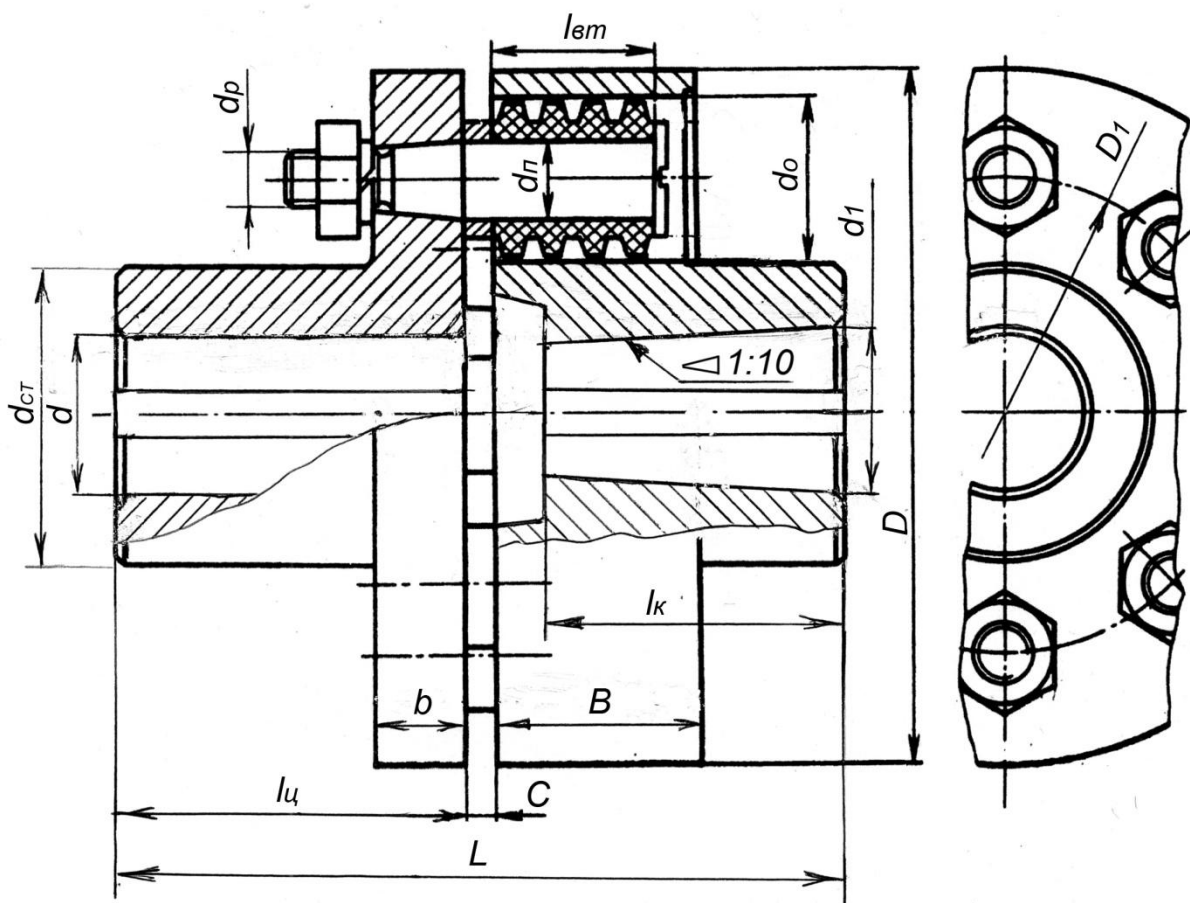


Рис. 2. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Таблица 4. Размеры и параметры муфт упругих втулочно – пальцевых (из ГОСТ 21424-93)

Номинальный вращающий момент Т _н , Н·м	Частота вращения n, мин ⁻¹ , не более	Размеры, мм																Кол-во паль- цев,z
		d; d ₁	D	на длинные концы валов			на короткие концы валов			C	D ₁	B	b	d _п	l _{вт}	d ₀	d _p	
				L	l _ц h14	l _к h14	L	l _ц h14	l _к h14									
31,5	6350	16;18	90	84	40	30	60	28	18	4	62	20	16	10	15	20	M8	4
63,0	5700	20;22;24	100	104	50	38	76	36	24	4	71	20	16	10	15	20	M8	6
125	4620	25;28	120	125	60	44	89	42	26	5	90	32	18	14	28	28	M10	4
		30		165	80	60	121	58	38									
250	3780	32;35;36; 38	140	165	80	60	121	58	38	5	105	32	18	14	28	28	M10	6
		40;42;45	140	225	110	85	169	82	56									
500	3600	40;42;45	170	225	110	85	169	82	56	5	130	32	18	18	36	36	M12	6
710	3000	47;48;50; 55;56	190	226	110	85	170	82	56	5	136	36	20	18	36	36	M12	8
1000	2850	50;55;56	220	226	110	85	170	82	56	6	160	40	24	18	36	36	M12	10
		60;63;65; 70		286	140	107	216	105	72									
2000	2300	63;65;70; 75	250	288	140	107	218	105	72	8	200	48	30	24	44	46	M16	10
		80;85;90		348	170	135	268	130	95									
4000	1800	80;85;90; 95	320	350	170	135	270	130	95	8	240	60	38	30	56	60	M24	10

Примечания: 1. Диаметр ступицы $d_{\text{ст}}=1,6d$. 2. Примеры условного обозначения упругой втулочно-пальцевой муфты:

- муфта упругая втулочно-пальцевая 250 – 40 – 1 УЗ ГОСТ 21424-93 (муфта упругая втулочно-пальцевая с номинальным вращающим моментом 250 Н·м, диаметром посадочных отверстий полумуфт $d = 40 \text{ мм}$, исполнения 1, климатического исполнения У и категории 3);
- муфта упругая втулочно-пальцевая 250 – 40 – 2 УЗ ГОСТ 21424-93 (муфта упругая втулочно-пальцевая с номинальным вращающим моментом 250 Н·м, диаметром посадочных отверстий полумуфт $d = 40 \text{ мм}$, исполнения 2, климатического исполнения У и категории 3);
- муфта упругая втулочно-пальцевая 250 – 32 – 2 – 40 – 4 УЗ ГОСТ 21424-93 (муфта упругая втулочно-пальцевая с номинальным вращающим моментом 250 Н·м, одна из полумуфт с диаметром посадочного отверстия $d = 32 \text{ мм}$, исполнения 2, другая диаметром посадочного отверстия $d_1 = 40 \text{ мм}$, исполнения 4, климатического исполнения У и категории 3).

В обозначении муфты после значения номинального вращающего момента указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления пальцев. Допускается на рабочих чертежах обозначение климатического исполнения не указывать.

Резиновые упругие элементы муфты проверяют на смятие. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределены равномерно по длине втулки.

$$\sigma_{\text{см}} = 2000 \cdot T_p / (z \cdot D_1 \cdot d_{\text{п}} \cdot l_{\text{вт}}) \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где T_p – расчетный вращающий момент, Н·м; z – число пальцев; D_1 – диаметр окружности расположения пальцев, мм; $d_{\text{п}}$ – диаметр пальца, мм; $l_{\text{вт}}$ – длина упругого элемента, мм; $[\sigma_{\text{см}}] = 2 \text{ Н/мм}^2$ – допускаемое напряжение смятия.

Пальцы муфты проверяют на изгиб

$$\sigma_{\text{и}} = 2000 \cdot T_p \cdot (0,5l_{\text{вт}} + c) / (z \cdot D_1 \cdot 0,1d_{\text{п}}^3) \leq [\sigma_{\text{и}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где c – зазор между полумуфтами, мм;

$[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемые напряжения изгиба, Н/мм². $[\sigma_{\text{и}}] = (0,4 \div 0,5)\sigma_{\text{Т}}$.

Материал пальцев – сталь 45 ГОСТ 1050-88, $\sigma_{\text{Т}} = 360 \text{ Н/мм}^2$.

Радиальную силу $F_{\text{м}}$, действующую на вал, вследствие несоосности соединяемых валов, определяют по эмпирической формуле

$$F_{\text{м}} = 50\sqrt{T_i}, \text{ Н},$$

где T_i – вращающий момент на соединяемом валу привода, Н·м.

3.2. Муфты зубчатые

Зубчатые муфты обладают высокой несущей способностью и надежностью при малых габаритных размерах, хорошими компенсирующими свойствами; допускают значительную частоту вращения. Их применяют для передачи больших вращающих моментов при затруднении точной установки валов.

Для уменьшения износа и увеличения долговечности зубьев зубчатое соединение муфты смазывают жидким маслом большой вязкости.

Втулки муфт с разъемной обоймой (тип 1) изготавливают с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов (исполнение 1) и с коническими отверстиями для коротких концов валов (исполнение 2). В муфтах допускается комбинация втулок различных исполнений.

Основные параметры и размеры зубчатых муфт показаны на рис. 3 и приведены в табл. 5.

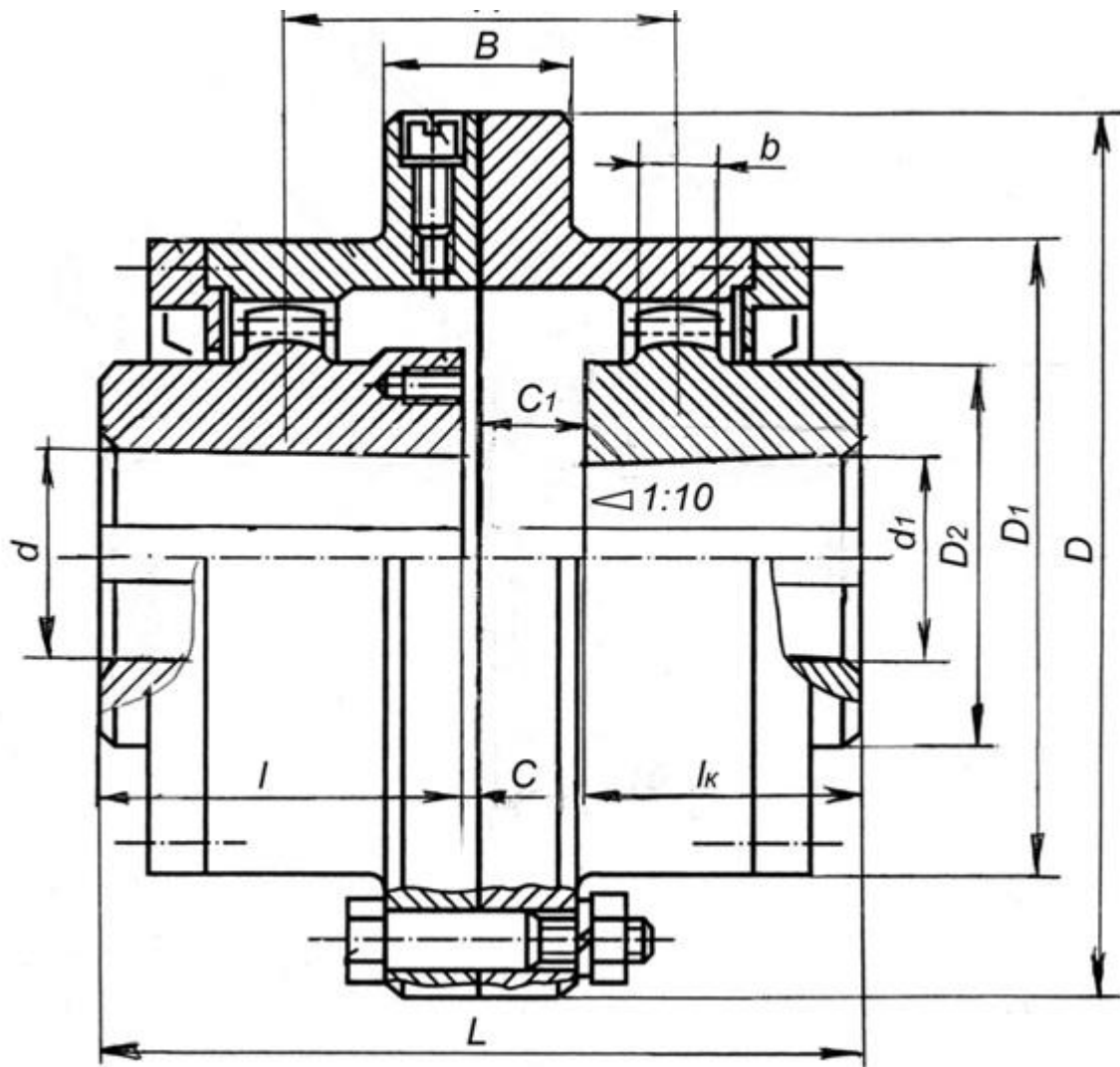


Рис.3. Муфта зубчатая с разъемной обоймой

Основным критерием работоспособности зубчатой муфты является износостойкость зубьев.

Условие ограничения износа зубьев

$$\sigma_{\text{см}} = 1000 \cdot T_p / (0,9 \cdot d_0^2 \cdot b) \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где T_p – расчетный вращающий момент, Н·м; d_0 – делительный диаметр зубчатого соединения, $d_0 = m \cdot z$, мм; m – модуль зубьев, мм; z – число зубьев полумуфты; b – длина зуба, мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, $[\sigma_{\text{см}}] = (12 \div 15) \text{ Н/мм}^2$.

Радиальное усилие, действующее от муфты на валы, приближенно принимают

$$F_{\text{м}} \approx 0,2F_t = 0,4 \cdot 10^3 T_i / d_0, \text{ Н},$$

где F_t – окружная сила на делительном диаметре зубьев, Н;

T_i – вращающий момент на соединяемом валу привода, Н·м.

Таблица 5.Размеры и параметры зубчатых муфт (из ГОСТ Р 50895-96)

Номинальный вращающий мо- мент T_n , Н·м	Частота вращения, н, мин ⁻¹ , не бо- лее	Размеры, мм												Зубья	
		d; d ₁	D	D ₁	D ₂	L	A	l h14	l _к h14	B	C ₁	C	b	модуль, т, мм	z
1000	5400	40	145	100	60	174	60	82	70	34	17	5	12	2,5	30
1600	4800	55	170	125	80		75	82	65		22	5	15	2,5	38
2500	4500	60	185	135	85	220	75	105	85	40	25	5	20	3	36
4000	3720	65	200	150	95		85	105	85		25	5		3	40
6300	3300	80	230	175	115	270	125	130	105	50	30	5	25	3	48
10000	2820	100	270	200	145	340	145	165	135		35	5		3	56
16000	2400	120	300	230	175	345	160	165	–		–	7,5		4	48
25000	2100	140	330	260	200	415	180	200	165		42	7,5		4	56
40000	1450	160	410	330	230		210	200	–		–	7,5	35	6	46

Примечание. Примеры условного обозначения зубчатой муфты:

- муфта 1 – 1600– 50 – 1 У2 ГОСТ Р 50895-96 (муфта типа 1 с номинальным вращающим моментом 1600 Н·м, диаметром посадочных отверстий во втулках $d = 50$ мм, исполнения 1, климатического исполнения У и категории 2);
- муфта 1 – 1600 – 50 – 1 – 55 – 2 У2 ГОСТ Р 50895-96 (муфта типа 1 с номинальным вращающим моментом 1600 Н·м с одной втулкой исполнения 1 диаметром посадочного отверстия $d = 50$ мм, другая втулка исполнения 2 с диаметром посадочного отверстия $d_1 = 55$ мм, климатического исполнения У, категории 2).

3.3. Муфты упругие с торообразной оболочкой

Муфты упругие с торообразной оболочкой просты по конструкции и обладают высокими компенсационными свойствами, способностью уменьшать динамические нагрузки, что позволяет применять их в конструкциях, где трудно обеспечить соосность соединяемых валов; при переменных нагрузках, а также при значительных кратковременных перегрузках. Муфты допускают соединение валов с угловым перекосом до $2 \div 3^\circ$, радиальным смещением до $2 \div 4$ мм, осевым смещением до 5 мм и их комбинацию.

Муфты изготавливают трех типов:

1 – с оболочкой выпуклого профиля (рис. 4);

1П – с оболочкой выпуклого профиля перспективного ряда (см. рис. 4);

2П – с оболочкой вогнутого профиля перспективного ряда (рис.5).

Недостатками муфт с выпуклой оболочкой (см. рис. 4) являются сравнительно большой наружный диаметр и появление осевых нагрузок на опоры валов, вызываемых центробежными силами, действующими на упругий элемент при вращении.

Муфты с упругой оболочкой вогнутого профиля (см. рис. 5) отличаются простотой конструкции вследствие уменьшения числа деталей. При одинаковом вращающем моменте муфта имеет меньший наружный диаметр, допускает большие частоты вращения, и существенно уменьшается влияние центробежных сил на упругую оболочку. Осевые силы на валы и опоры от муфты с упругой вогнутой оболочкой снижаются в 2-3 раза по сравнению с муфтой с выпуклым элементом.

Полумуфты муфты типа 1 изготавливают следующих исполнений:

1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов;

2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов;

3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов;

4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов.

Полумуфты муфт типа 1П и 2П изготавливают исполнений:

1 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов;

2 – с коническими отверстиями для коротких концов валов.

Допускается комбинация полумуфт различных исполнений.

Основные параметры и размеры упругих муфт с торообразной выпуклой оболочкой приведены в табл.6 и7, а с оболочкой вогнутого профиля – в табл.8.

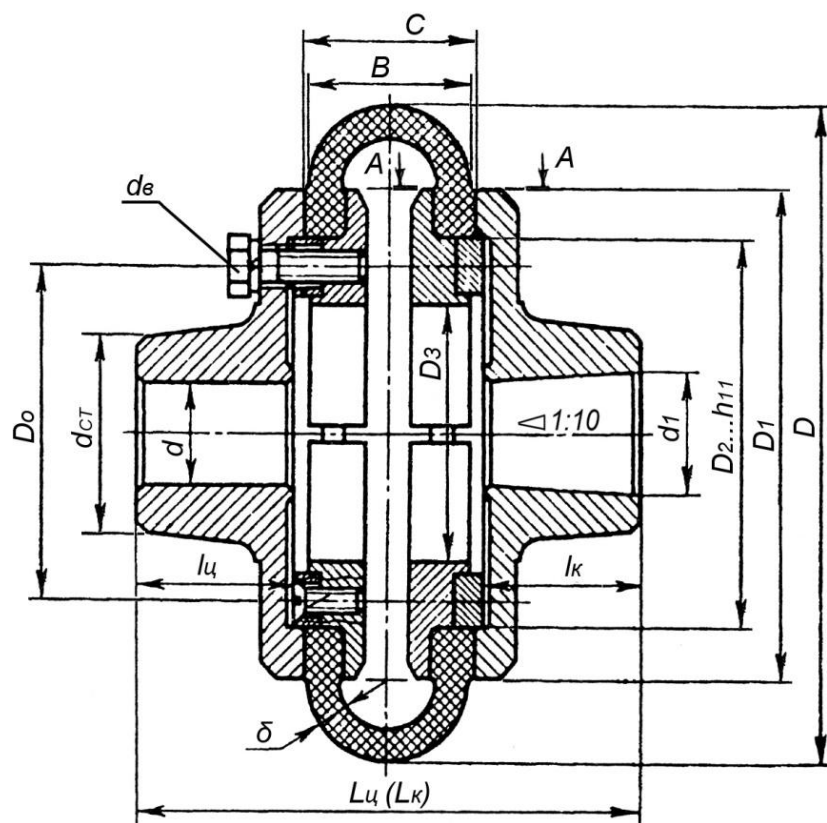


Рис. 4. Муфта с торообразной оболочкой выпуклого типа

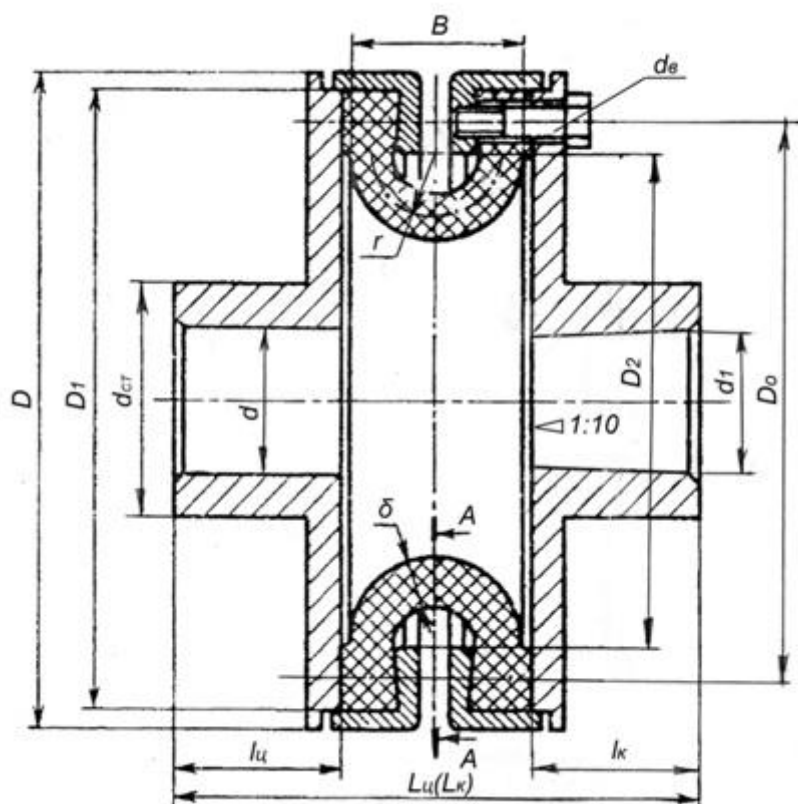


Рис. 5. Муфта с торообразной оболочкой вогнутого профиля

Таблица 6. Размеры и параметры упругих муфт с торообразной выпуклой оболочкой (по ГОСТ Р 50892-96)

Номинальный вращающий момент Т _н , Н·м	Частота вращения п, мин ⁻¹ , не более	Размеры, мм										Т _{max} , Н · м
		dH7; d ₁ H9	D	D ₁	D ₀	L _ц	L _к	l _ц	l _к	Винты		
										d _B	z	
40	3000	18;19	125	100	60	115	100	30	20	M8	6	125
		20;22;24				130	120	38	26			
		25				140	130	44	28			
80		22;24	160	120	80	140	130	38	26	M10	6	250
		25;28				150	140	44	28			
		30				185	170	60	40			
125	2460	25;28	180	135	90	155	145	44	28	M10	8	400
		30;32;35;36				190	175	60	40			
200	2460	30;32;35;36;38	200	150	100	200	185	60	40	M12	8	630
		40				250	235	84	60			
250	1980	32;35;36;38	220	165	115	205	185	60	40	M12	8	800
		40;42;45				255	240	84	60			
315		35;36;38	250	190	130	215	195	60	40	M12	8	1000
		40;42;45;48				270	250	84	60			
500	1560	40;42;45;48;50;55	280	210	145	270	250	84	60	M12	8	1600
800	1560	48;50;55	320	240	170	280	270	84	60	M12	8	2500
		60;63				330	310	108	75			
1250		55;56	360	270	190	280	230	84	60	M16	8	3150
		60;65;70;75				330	260	108	75			
2000		63;65;70;75	400	300	210	350	270	108	75	M16	8	5000
		80;85;90				400	320	132	96			
3150		80;85;90;95	450	350	240	405	325	132	96	M20	8	8000
		100				475	385	168	126			

Примечания: 1. T_{max} — максимальный вращающий момент при кратковременной перегрузке. 2. В таблице приведены муфты исполнения на короткие валы. 3. Ориентировочные размеры основных элементов муфты с торообразной выпуклой оболочкой: $D_2 = 0,6D$; $d_{ct} = 1,6d$; $D_3 = d_{ct} + (3 \div 5)$ мм ; $B = 0,25D$; $C = 1,06B$; $\delta = 0,05D$.

Таблица 7. Размеры и параметры упругих муфт с торообразной выпуклой оболочкой перспективного ряда (по ГОСТ Р 50892-96)

Номинальный вращающий момент T_n , Н·м	Частота вращения, мин ⁻¹ , не более	Размеры, мм						T_{max} , Н·м
		d H7; d ₁ H9	D	L _ц	L _к	l _ц	l _к	
40	3000	18;19	125	115	100	30	20	125
		20;22;24		130	110	38	26	
		25		140	115	44	28	
63	2880	20;24	155	140	115	38	26	200
		25;28		150	120	44	28	
		30		180	145	60	40	
100	2520	22;25;28	175	155	125	44	28	315
		30;32;35;36		185	150	60	40	
160	2460	28;30;32;36;38	195	195	160	60	40	500
250	2040	32;35;36;38	220	205	170	60	40	800
		40;42;45		255	210	84	60	
400	1980	36;38	265	215	180	60	40	1250
		40;42;45;48;50		265	220	84	60	
630	1560	45;48;50;55; 56; 60	300	275	230	84	60	2000
1000	1560	53;55;56	340	285	240	84	60	2500
		60;65;70;71		330	265	108	75	
1600	1560	60;63;65;70;75	360	330	265	108	75	4000
		80;85		380	310	132	96	
2500	1380	75	420	350	290	108	75	6000
		80;85;90;95		405	335	132	96	
4000	1380	85;90;95	460	425	355	132	96	10000
		100;105;110;120		495	410	168	126	

Примечания: 1. T_{max} — максимальный вращающий момент при кратковременной перегрузке. 2. В таблице приведены муфты исполнения на короткие валы. 3. Ориентировочные размеры основных элементов муфты: $D_1 = 0,75D$; $D_2 = 0,6D$; $D_0 = (0,5 \div 0,52)D$; $d_{ct} = 1,6d$; $D_3 = d_{ct} + (3 \div 5)$ мм; $B = 0,25D$; $C = 1,06B$; $\delta = 0,05D$.

Таблица 8. Размеры и параметры упругих муфт с торообразной оболочкой вогнутого профиля перспективного ряда (из ГОСТ Р 50892-96)

Номинальный вращающий момент T_H , Н·м	Частота вращения n , мин ⁻¹ , не более	Размеры, мм													T_{max} , Н·м
		d H7; d ₁ H9	D	D ₁	D ₂	D ₀	B	δ	L _ц	L _к	l _ц	l _к	Винты		
													d _в	z	
40	5160	20;22;24	130	125	100	113	37	8	120	100	38	26	M6	6	125
		25							130	105	44	28			
63	4800	20;22;24	150	145	120	133	44	9	130	105	38	26	M6	6	200
		25;28							140	110	44	28			
		30							170	135	60	40			
100	4200	22;25;28	170	165	140	153	50	11	145	115	44	28	M6	6	315
		30;32;35;36							180	140	60	40			
160	3700	28;30;32;36;38	190	185	160	173	58	12,5	190	150	60	40	M6	6	500
250	3180	32;35;36;38	220	215	186	200	68	14,5	200	160	60	40	M8	6	800
		40;42;45							245	200	84	60			
400	2840	36;38	260	250	218	234	80	17	210	170	60	40	M10	6	1250
		40;42;45;48							260	210	84	60			
630	2520	45;48;50;53;55;60	300	290	255	273	93	20	275	225	84	60	M12	8	2000
1000	2260	55;56	340	335	300	318	110	23	290	245	84	60	M12	8	2500
		60;63;65;70							330	265	108	75			
1600	2040	60;65;70;75	350	345	305	325	112	23,5	330	265	108	75	M12	8	4000
		80;85							385	315	132	95			
2500	1890	75	410	405	360	382	132	28	350	290	108	75	M12	8	6000
		80;85;90;95							395	320	132	95			
4000	1650	85;90;95	460	450	405	428	150	32	415	340	132	95	M12	10	10000
		100;110;120							485	400	168	125			

Примечания: 1. T_{max} — максимальный вращающий момент при кратковременной перегрузке. 2. Диаметр ступицы $d_{ст} = 1,6d(d_1)$.

Примеры условного обозначения муфт с торообразной оболочкой

Муфта 1 – 250 – 40 – 2 У2 ГОСТ Р 50892-96.

(Муфта типа 1 с номинальным вращающим моментом 250 Н·м, диаметрами посадочных отверстий полумуфт $d = 40$ мм, с полумуфтами исполнения 2, климатического исполнения У и категории 2).

Муфта 1П – 250 – 40 – 1 – 36 – 2 У2 ГОСТ Р 50892-96.

(Муфта типа 1П с номинальным вращающим моментом 250 Н·м с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 40$ мм, исполнения 1, другой полумуфты $d_1 = 36$ мм, исполнения 2, климатического исполнения У, категории 2).

Муфта 2П – 250 – 40 – 1 – 36 – 2 У2 ГОСТ Р 50892-96.

(Муфта типа 2П с номинальным вращающим моментом 250 Н·м с диаметром посадочного отверстия одной полумуфты $d = 40$ мм, исполнения 1, другой полумуфты $d_1 = 36$ мм, исполнения 2, климатического исполнения У, категории 2).

Допускается в рабочих чертежах обозначение климатического исполнения не указывать.

Радиальную силу, действующую на валы от упругой муфты с торообразной оболочкой, определяют по формуле

$$F_m \approx 0,45 \cdot 10^3 T_i / D, \text{ Н.}$$

После выбора муфты выполняют проверочные расчеты её элементов.

Муфты с торообразной выпуклой оболочкой

При передаче вращающего момента в оболочке действуют касательные напряжения крутильного сдвига τ_k .

Прочность оболочки в кольцевом сечении А-А с диаметром D_1 (рис. 4)

$$\tau_k = 2 \cdot 10^3 \cdot T_p / (\pi \cdot D_1^2 \cdot \delta) \leq [\tau_k], \text{ Н/мм}^2,$$

где T_p – расчетный вращающий момент, Н·м; $D_1 = 0,75D$, мм; δ – толщина оболочки, мм; $[\tau_k]$ – допускаемые касательные напряжения, Н/мм².

Оболочки $D \leq 300$ мм выполняются из резины $[\tau_k] = (0,45 \div 0,50)$ Н/мм².

При $D > 300$ мм для повышения нагрузочной способности и срока службы оболочки армируют нитями корда. Для них $[\tau_k] = (0,70 \div 0,75)$ Н/мм².

Вращающий момент с полумуфт на оболочку передается силами трения, созданными при затяжке винтов.

Требуемая сила затяжки одного винта $F_{\text{зат}} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot s / (z \cdot f \cdot D_0)$, Н,

где s – коэффициент запаса сцепления, $s = (1,2 \div 1,5)$; z – число винтов; $f \approx 0,3$ – коэффициент трения резины по металлу; $D_0 = 0,675D$, мм.

Число винтов предварительно принимают:

D , мм	до 160	св. 160 до 300	св. 300
z	6	8	8;10

Материал винтов: Сталь 35 ГОСТ 1050-88, $\sigma_T = 300$ Н/мм². Затяжку винтов контролируют.

Внутренний диаметр резьбы винта

$$d_1 \geq \sqrt{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}} / (\pi \cdot [\sigma_p])}, \text{ мм.}$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения для винта, $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$; $[s]$ – коэффициент запаса прочности.

При контролируемой затяжке $[s] = (1,5 \div 2,5)$.

Напряжение смятия на кольцевой поверхности контакта упругой оболочки с полумуфтой

$$\sigma_{\text{см}} = 4 \cdot F_{\text{зат}} \cdot z / [\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)] \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ Н/мм}^2,$$

где $[\sigma_{\text{см}}] = (2 \div 3) \text{ Н/мм}^2$; $D_2 = 0,6D$.

От действия центробежных сил и деформирования упругой оболочки при передаче муфтой вращающего момента возникает осевая сила $F_{\text{ц}}$, действующая на валы, которая может быть определена по графикам из учебного пособия [6, с. 356, рис. 15.6].

Муфты с торообразной вогнутой оболочкой

Прочность оболочки в экваториальном сечении А-А (рис. 5).

$$\tau_k = 2 \cdot 10^3 \cdot T_p / [\pi \cdot \delta \cdot (D_2 - 2r)^2] \leq [\tau_k], \text{ Н/мм}^2,$$

где $r = 0,5(B - \delta)$.

Проверочный расчет винта

$$\sigma_p = 1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}} / (\pi \cdot d_1^2) \leq [\sigma_p], \text{ Н/мм}^2,$$

где $F_{\text{зат}}$ – требуемая сила затяжки винта, Н; d_1 – внутренний диаметр резьбы винта, мм.

$$F_{\text{зат}} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_p \cdot s / (z \cdot f \cdot D_0), \text{ Н.}$$

Напряжение смятия на кольцевой поверхности контакта края упругого элемента с полумуфтой

$$\sigma_{\text{см}} = 4 \cdot F_{\text{зат}} \cdot z / [\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)] \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ Н/мм}^2.$$

Размеры упругой втулочно – пальцевой муфты, муфты упругой с торообразной оболочкой и зубчатой муфты приведены также в учебном пособии [7].

ПРИМЕРЫ КИНЕМАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПРИВОДА

Пример 1. Исходные данные для расчета:

- синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$;
- состав привода: типовой цилиндрический одноступенчатый редуктор, открытая зубчатая цилиндрическая передача;
- мощность рабочей машины $P_{\text{рм}} = 4,3 \text{ кВт}$;
- частота вращения вала рабочей машины $n_{\text{рм}} = 45 \text{ мин}^{-1}$;
- допускаемое отклонение частоты вращения вала машины $[\Delta n] = 4 \%$.

1.1. Определение расчетной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу

$$P_{\partial p} = P_{\text{рм}} / \eta_0 = 4,3 / 0,893 = 4,81 \text{ кВт},$$

где η_0 – общий КПД привода, $\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_{\text{оп}}$;

η_p – КПД цилиндрического одноступенчатого редуктора, $\eta_p = \eta_{p\text{ц}1} = 0,95$;

$\eta_{\text{оп}}$ – КПД открытой зубчатой передачи, $\eta_{\text{оп}} = 0,94$ [1, с.24, табл.1].

$$\eta_0 = 0,95 \cdot 0,94 = 0,893.$$

Электродвигатель АИР 132М8 УЗ ГОСТ Р 51689–2000:

$P_{\text{ном}} = 5,5 \text{ кВт}$; $n_{\partial} = 712 \text{ мин}^{-1}$; $d_1 = 38 \text{ мм}$ [1, с.26, табл.3; с.28, табл. 5].

1.2. Определение общего передаточного числа привода и выбор редуктора

$$U_0 = n_{\partial} / n_{\text{рм}} = 712 / 45 = 15,82.$$

Расчетное передаточное число редуктора $U_{\text{рр}} = U_0 / U_{\text{оп}}$,

где $U_{\text{оп}}$ – передаточное число открытой зубчатой цилиндрической передачи.

Принимаем $U_{\text{оп}} = 4,0$ [1, с.25, табл.2].

Тогда $U_{\text{рр}} = U_0 / U_{\text{оп}} = 15,82 / 4,0 = 3,95$.

Необходимый вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_{\text{тр}} = (9550 P_{\partial p} / n_{\partial}) U_{\text{рр}} \eta_p = (9550 \cdot 4,81 / 712) \cdot 3,95 \cdot 0,95 = 242,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем цилиндрический горизонтальный одноступенчатый редуктор ЦУ–100 с передаточным числом $U_p = 4,0$ и $T_{\text{т}} = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Допускаемая радиальная нагрузка на входном валу $F_1 = 500 \text{ Н}$, на выходном валу $F_2 = 1000 \text{ Н}$ (см. приложение 1).

Редуктор ЦУ–100–4–12–К УЗ.

Уточнение передаточного числа открытой зубчатой передачи

$$U_{\text{опф}} = U_o/U_p = 15,82/4,0 = 3,95. \text{ Принимаем } U_{\text{опф}} = 3,9.$$

Передаточное число открытой зубчатой цилиндрической передачи оказалось в пределах рекомендуемых величин [1, с.25, табл.2].

1.3. Определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода

Определение мощности на валах:

- валу рабочей машины $P_{\text{рм}} = 4,3$ кВт;
- выходном валу редуктора $P_2 = P_{\text{рм}}/\eta_{\text{оп}} = 4,3/0,94 = 4,57$ кВт;
- входном валу редуктора $P_1 = P_2/\eta_p = 4,57/0,95 = 4,81$ кВт;
- валу электродвигателя $P_d = P_1 = 4,81$ кВт.

Определение частоты вращения валов:

- вала электродвигателя $n_d = 712$ мин⁻¹;
- входного вала редуктора $n_1 = n_d = 712$ мин⁻¹;
- выходного вала редуктора $n_2 = n_1/U_p = 712/4,0 = 178$ мин⁻¹;
- вала рабочей машины $n_{\text{мф}} = n_2/U_{\text{опф}} = 178/3,9 = 45,64$ мин⁻¹.

Отклонение от заданной частоты вращения вала рабочей машины

$$\Delta n_{\text{рм}} = \frac{|n_{\text{мф}} - n_{\text{рм}}|}{n_{\text{рм}}} 100 \% = \frac{|45,64 - 45,0|}{45,0} 100 \% = 1,42 \% < [\Delta n] = 4 \ \%.$$

Определение вращающих моментов на валах:

- валу двигателя $T_d = 9550 P_d/n_d = 9550 \cdot 4,81/712 = 64,52$ Н·м;
- входном валу редуктора $T_1 = 9550 P_1/n_1 = 9550 \cdot 4,81/712 = 64,52$ Н·м;
- выходном валу редуктора $T_2 = 9550 P_2/n_2 = 9550 \cdot 4,57/178 = 245$ Н·м;
- валу машины $T_{\text{рм}} = 9550 P_{\text{рм}}/n_{\text{мф}} = 9550 \cdot 4,3/45,64 = 899,76$ Н·м.

Полученные значения мощностей, частот вращения и вращающих моментов записываем на полках выносок кинематической схемы привода.

Пример 2. Исходные данные для расчета:

- синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_c = 1000$ мин⁻¹;
- состав привода: типовой двухступенчатый цилиндрический редуктор, открытая цепная передача;
- мощность рабочей машины $P_{\text{рм}} = 3,2$ кВт;
- частота вращения вала рабочей машины $n_{\text{рм}} = 50$ мин⁻¹;
- допускаемое отклонение частоты вращения вала машины $[\Delta n] = 5 \ \%$.

2.1. Определение расчетной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу

$$P_{\partial p} = P_{pm}/\eta_0 = 3,2/0,846 = 3,78 \text{ кВт},$$

где η_0 – общий КПД привода, $\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_{оп}$;

η_p – КПД цилиндрического двухступенчатого редуктора, $\eta_p = \eta_{pц2} = 0,91$;

$\eta_{оп}$ – КПД открытой цепной передачи $\eta_{оп} = \eta_{цп} = 0,93$ [1, с.24, табл.1].

$$\eta_0 = 0,91 \cdot 0,93 = 0,846.$$

Электродвигатель АИР 112МВ6 УЗ ГОСТ Р51689–2000:

$P_{ном} = 4,0 \text{ кВт}$; $n_{\partial} = 950 \text{ мин}^{-1}$; $d_1 = 32 \text{ мм}$ [1, с. 26, табл. 3; с. 28, табл. 5].

2.2. Определение общего передаточного числа привода и выбор редуктора

$$U_0 = n_{\partial}/n_{pm} = 950/50 = 19,0.$$

Расчетное передаточное число редуктора $U_{pp} = U_0/U_{цп}$,

где $U_{цп}$ – передаточное число цепной передачи, $U_{цп} = 2,0$ [1, с.25, табл.2].

Тогда $U_{pp} = U_0/U_{оп} = 19,0/2,0 = 9,5$.

Необходимый вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_{тр} = (9550 P_{\partial p}/n_{\partial}) U_{pp} \eta_p = (9550 \cdot 3,78/950) \cdot 9,5 \cdot 0,91 = 328,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем цилиндрический горизонтальный двухступенчатый редуктор 1Ц2У–125М с передаточным числом $U_p = 10$ и $T_T = 630 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Допускаемая радиальная нагрузка на входном валу $F_1 = 500 \text{ Н}$, на выходном валу $F_2 = 5600 \text{ Н}$ (см. приложение 2).

Редуктор 1Ц2У–125М–10–12–К–УЗ.

Уточнение передаточного числа открытой цепной передачи

$$U_{цпф} = U_0/U_p = 19/10 = 1,9.$$

Передаточное число открытой цепной передачи оказалось в пределах рекомендуемых величин [1, с.25, табл.2].

2.3. Определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода

Определение мощности на валах:

– валу рабочей машины $P_{pm} = 3,2 \text{ кВт}$;

– выходном валу редуктора $P_2 = P_{pm}/\eta_{цп} = 3,2/0,93 = 3,44 \text{ кВт}$;

– входном валу редуктора $P_1 = P_2/\eta_p = 3,44/0,91 = 3,78 \text{ кВт}$;

– валу электродвигателя $P_{\partial} = P_1 = 3,78 \text{ кВт}$.

Определение частоты вращения валов:

- вала электродвигателя $n_d = 950 \text{ мин}^{-1}$;
- входного вала редуктора $n_1 = n_d = 950 \text{ мин}^{-1}$;
- выходного вала редуктора $n_2 = n_1/U_p = 950/10 = 95 \text{ мин}^{-1}$;
- вала рабочей машины $n_{мф} = n_2/U_{цп} = 95/1,9 = 50,0 \text{ мин}^{-1}$.

Отклонение от заданной частоты вращения вала рабочей машины $\Delta n_{рм} = 0$.

Определение вращающих моментов на валах:

- валу двигателя $T_d = 9550 P_d/n_d = 9550 \cdot 3,78/950 = 38,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- входном валу редуктора $T_1 = T_d = 38,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- выходном валу редуктора $T_2 = 9550 P_2/n_2 = 9550 \cdot 3,44/95 = 345,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- валу рабочей машины $T_{рм} = 9550 P_{рм}/n_{мф} = 9550 \cdot 3,2/50 = 611,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Пример 3. Исходные данные для расчета:

- синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$;
- состав привода: клиноременная передача, типовой цилиндрический одноступенчатый редуктор;
- мощность рабочей машины $P_{рм} = 4,7 \text{ кВт}$;
- частота вращения вала рабочей машины $n_{рм} = 72 \text{ мин}^{-1}$;
- допускаемое отклонение частоты вращения вала машины $[\Delta n] = 5 \%$.

3.1. Определение расчетной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу

$$P_{дp} = P_{рм}/\eta_0 = 4,7/0,902 = 5,21 \text{ кВт},$$

где η_0 – общий КПД привода, $\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_{оп}$;

η_p – КПД цилиндрического одноступенчатого редуктора, $\eta_p = \eta_{рц1} = 0,95$;

$\eta_{оп}$ – КПД клиноременной передачи, $\eta_{оп} = \eta_{рп} = 0,95$ [1, с.24, табл.1].

$$\eta_0 = 0,95 \cdot 0,95 = 0,902.$$

Электродвигатель АИР 132М8 УЗ ГОСТ Р51689–2000:

$P_{ном} = 5,5 \text{ кВт}$; $n_d = 712 \text{ мин}^{-1}$; $d_1 = 38 \text{ мм}$ [1, с. 26, табл. 3; с. 28, табл. 5].

3.2. Определение общего передаточного числа привода и выбор редуктора

$$U_0 = n_d/n_{рм} = 712/72 = 9,9.$$

Расчетное передаточное число редуктора $U_{рp} = U_0/U_{рп}$,

где $U_{рп}$ – передаточное число клиноременной передачи.

Принимаем $U_{рп} = 2,0$ [1, с.25, табл.2].

Тогда $U_{pp} = U_o/U_{pp} = 9,9/2,0 = 4,95$.

Необходимый вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_{тр} = T_{рм} = 9550 P_{рм}/n_{рм} = 9550 \cdot 4,7/72 = 623,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем цилиндрический горизонтальный одноступенчатый редуктор ЦУ–160 с передаточным числом $U_p = 5,0$ и $T_T = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Допускаемая радиальная нагрузка на входном валу $F_1 = 1000 \text{ Н}$, на выходном валу $F_2 = 4000 \text{ Н}$ (см. приложение 1).

Редуктор ЦУ–160–5–12–КУЗ.

Уточнение передаточного числа клиноременной передачи

$$U_{ppф} = U_o/U_p = 9,9/5,0 = 1,98.$$

3.3. Определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода

Определение мощности на валах:

- валу рабочей машины $P_{рм} = 4,7 \text{ кВт}$;
- выходном валу редуктора $P_2 = P_{рм} = 4,7 \text{ кВт}$;
- входном валу редуктора $P_1 = P_2/\eta_p = 4,7/0,95 = 4,95 \text{ кВт}$;
- валу электродвигателя $P_d = P_1/\eta_{pp} = 4,95/0,95 = 5,21 \text{ кВт}$.

Определение частоты вращения валов:

- вала электродвигателя $n_d = 712 \text{ мин}^{-1}$;
- входного вала редуктора $n_1 = n_d/U_{ppф} = 712/1,98 = 359,6 \text{ мин}^{-1}$;
- выходного вала редуктора $n_2 = n_1/U_p = 359,6/5,0 = 71,92 \text{ мин}^{-1}$;
- вала рабочей машины $n_{мф} = n_2 = 71,92 \text{ мин}^{-1}$.

Отклонение от заданной частоты вращения вала рабочей машины

$$\Delta n_{рм} = \frac{|n_{мф} - n_{рм}|}{n_{рм}} 100 \% = \frac{|71,92 - 72|}{72} 100 \% = 0,1 \% < [\Delta n] = 5 \ \%.$$

Определение вращающих моментов на валах:

- валу двигателя $T_d = 9550 P_d/n_d = 9550 \cdot 5,21/712 = 69,88 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- входном валу редуктора $T_1 = 9550 P_1/n_1 = 9550 \cdot 4,95/359,6 \approx 131 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- выходном валу редуктора $T_2 = 9550 P_2/n_2 = 9550 \cdot 4,7/71,92 = 624 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- валу рабочей машины $T_{рм} = 9550 P_{рм}/n_{мф} = 9550 \cdot 4,7/71,92 = 624 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Пример 4. Исходные данные для расчета:

- синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$;
- состав привода: типовой одноступенчатый червячный редуктор с нижним червяком, открытая зубчатая цилиндрическая передача;
- мощность рабочей машины $P_{\text{рм}} = 5,2 \text{ кВт}$;
- частота вращения вала рабочей машины $n_{\text{рм}} = 10 \text{ мин}^{-1}$;
- допускаемое отклонение частоты вращения вала машины $[\Delta n] = 6 \%$.

4.1. Определение расчетной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу

$$P_{\text{дп}} = P_{\text{рм}} / \eta_0 = 5,2 / 0,705 = 7,37 \text{ кВт},$$

где η_0 – общий КПД привода $\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_{\text{оп}}$;

η_p – КПД червячного редуктора, $\eta_p = 0,75$;

$\eta_{\text{оп}}$ – КПД открытой зубчатой передачи, $\eta_{\text{оп}} = 0,94$ [1, с.24, табл.1].

$$\eta_0 = 0,75 \cdot 0,94 = 0,705.$$

Электродвигатель АИР 132М6 У3 ГОСТ Р51689–2000:

$P_{\text{ном}} = 7,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{д}} = 960 \text{ мин}^{-1}$; $d_1 = 38 \text{ мм}$ [1, с. 26, табл. 3; с.28, табл. 5].

4.2. Определение общего передаточного числа привода и выбор редуктора

$$U_0 = n_{\text{д}} / n_{\text{рм}} = 960 / 10 = 96.$$

Расчетное передаточное число редуктора $U_{\text{рр}} = U_0 / U_{\text{оп}}$,

где $U_{\text{оп}}$ – передаточное число открытой зубчатой цилиндрической передачи.

Принимаем $U_{\text{оп}} = 4,0$ [1, с.25, табл.2].

Тогда $U_{\text{рр}} = U_0 / U_{\text{оп}} = 96 / 4,0 = 24$.

Необходимый вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_{\text{тр}} = (9550 P_{\text{дп}} / n_{\text{д}}) U_{\text{рр}} \eta_p = (9550 \cdot 7,37 / 960) \cdot 24 \cdot 0,75 = 1319,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем червячный редуктор Ч–160М с передаточным числом $U_p = 25$,

$T_{\text{т}} = 1320 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при частоте вращения червяка $n_{\text{с}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $\eta_{\text{пф}} = 0,84$.

Допускаемая радиальная нагрузка на входном валу $F_1 = 1900 \text{ Н}$, на выходном валу $F_2 = 10000 \text{ Н}$ (см. приложение 3).

Редуктор Ч–160М–25–52–1–2–К2–Ц–У3.

Уточнение передаточного числа открытой зубчатой передачи

$$U_{\text{опф}} = U_0 / U_p = 96 / 25 = 3,84. \text{ Принимаем } U_{\text{опф}} = 3,8.$$

Фактическая расчетная мощность электродвигателя

$$P_{\partial\phi} = P_{\text{рм}}/\eta_{\text{оф}} = P_{\text{рм}}/(\eta_{\text{рф}} \cdot \eta_{\text{оп}}) = 5,2/(0,84 \cdot 0,94) = 6,59 \text{ кВт.}$$

4.3. Определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода

Определение мощности на валах:

- валу рабочей машины $P_{\text{рм}} = 5,2 \text{ кВт}$;
- выходном валу редуктора $P_2 = P_{\text{рм}}/\eta_{\text{оп}} = 5,2/0,94 = 5,53 \text{ кВт}$;
- входном валу редуктора $P_1 = P_2/\eta_{\text{рф}} = 5,53/0,84 = 6,59 \text{ кВт}$;
- валу электродвигателя $P_{\partial} = P_1 = 6,59 \text{ кВт}$.

Определение частоты вращения валов:

- вала электродвигателя $n_{\partial} = 960 \text{ мин}^{-1}$;
- входного вала редуктора $n_1 = n_{\partial} = 960 \text{ мин}^{-1}$;
- выходного вала редуктора $n_2 = n_1/U_{\text{р}} = 960/25 = 38,4 \text{ мин}^{-1}$;
- вала рабочей машины $n_{\text{мф}} = n_2/U_{\text{опф}} = 38,4/3,8 = 10,1 \text{ мин}^{-1}$.

Отклонение от заданной частоты вращения вала рабочей машины

$$\Delta n_{\text{рм}} = \frac{|n_{\text{мф}} - n_{\text{рм}}|}{n_{\text{рм}}} 100 \% = \frac{|10,1 - 10|}{10} 100 \% = 1 \% < [\Delta n] = 6 \% .$$

Определение вращающих моментов на валах:

- валу двигателя $T_{\partial} = 9550 P_{\partial}/n_{\partial} = 9550 \cdot 6,59/960 = 64,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- входном валу редуктора $T_1 = T_{\partial} = 64,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- выходном валу редуктора $T_2 = 9550 P_2/n_2 = 9550 \cdot 5,53/38,4 \approx 1375 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- валу машины $T_{\text{рм}} = 9550 P_{\text{рм}}/n_{\text{мф}} = 9550 \cdot 5,2/10,1 = 4916,83 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Так как $T_2 = 1375 \text{ Н} \cdot \text{м} > T_{\text{Т}} = 1320 \text{ Н} \cdot \text{м}$, то выбираем червячный редуктор Ч–200М с передаточным числом $U_{\text{р}} = 25$ и $T_{\text{Т}} = 2190 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при частоте вращения червяка $n_6 = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $\eta_{\text{рф}} = 0,88$.

Допускаемая радиальная нагрузка на входном валу $F_1 = 2300 \text{ Н}$, на выходном валу $F_2 = 13500 \text{ Н}$ (см. приложение. 3).

Редуктор Ч–200М–25–52–1–2–К2–Ц–У3.

Фактическая расчетная мощность электродвигателя

$$P_{\partial\phi} = P_{\text{м}}/(\eta_{\text{рф}} \cdot \eta_{\text{оп}}) = 5,2/(0,88 \cdot 0,94) = 6,29 \text{ кВт.}$$

Мощность на входном валу редуктора $P_1 = P_{\partial\phi} = 6,29 \text{ кВт}$.

Вращающий момент на валу двигателя и входном валу редуктора

$$T_{\partial} = T_1 = 9550 \cdot 6,29/960 = 62,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пример 5. Исходные данные для расчета:

- синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_c = 3000 \text{ мин}^{-1}$;
- состав привода: клиноременная передача, типовой одноступенчатый червячный редуктор с верхним червяком;
- мощность рабочей машины $P_{\text{рм}} = 3,5 \text{ кВт}$;
- частота вращения вала рабочей машины $n_{\text{рм}} = 34 \text{ мин}^{-1}$;
- допускаемое отклонение частоты вращения вала машины $[\Delta n] = 6 \%$.

5.1. Определение расчетной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу

$$P_{\text{дп}} = P_{\text{рм}} / \eta_0 = 3,5 / 0,712 = 4,91 \text{ кВт},$$

где η_0 – общий КПД привода $\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_{\text{оп}}$;

η_p – КПД червячного редуктора, $\eta_p = 0,75$;

$\eta_{\text{оп}}$ – КПД клиноременной передачи, $\eta_{\text{оп}} = \eta_{\text{рп}} = 0,95$ [1, с.24, табл.1].

$$\eta_0 = 0,75 \cdot 0,95 = 0,712.$$

Электродвигатель АИР 100L2У3 ГОСТ Р 51689–2000:

$P_{\text{ном}} = 5,5 \text{ кВт}$; $n_{\text{д}} = 2850 \text{ мин}^{-1}$; $d_1 = 28 \text{ мм}$. [1, с. 26, табл. 3; с. 28, табл. 5].

5.2. Определение общего передаточного числа привода и выбор редуктора

$$U_0 = n_{\text{д}} / n_{\text{рм}} = 2850 / 34 = 83,8.$$

Расчетное передаточное число редуктора $U_{\text{рп}} = U_0 / U_{\text{рп}}$,

где $U_{\text{рп}}$ – передаточное число клиноременной передачи. Принимаем $U_{\text{рп}} = 2,0$.

Тогда $U_{\text{рп}} = U_0 / U_{\text{оп}} = 83,8 / 2,0 = 41,9$.

Необходимый вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_{\text{тр}} = T_{\text{рм}} = 9550 P_{\text{рм}} / n_{\text{рм}} = 9550 \cdot 3,5 / 34 = 983,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Частота вращения входного вала $n_1 = n_{\text{д}} / U_{\text{рп}} = 2850 / 2 = 1425 \text{ мин}^{-1}$.

Выбираем червячный редуктор Ч–160М с передаточным числом $U_p = 40$,

$T_{\text{т}} = 1250 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при частоте вращения червяка $n_6 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $\eta_{\text{рпф}} = 0,79$.

Допускаемая радиальная нагрузка на входном валу $F_1 = 1900 \text{ Н}$, на выходном валу $F_2 = 10000 \text{ Н}$ (см. приложение 3).

Редуктор Ч–160М–40–52–2–3–К2–Ц–У3.

Уточнение передаточного числа клиноременной передачи

$$U_{\text{рпф}} = U_0 / U_p = 83,8 / 40 = 2,1.$$

Передаточное число клиноременной передачи оказалось в рекомендуемых пределах [1, с.25, табл.2].

Фактическая расчетная мощность электродвигателя

$$P_{\partial\phi} = P_{\text{рм}}/\eta_{\text{оф}} = P_{\text{рм}}/(\eta_{\text{рф}} \cdot \eta_{\text{пн}}) = 3,5/(0,79 \cdot 0,95) = 4,66 \text{ кВт.}$$

5.3. Определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода

Определение мощности на валах:

- валу рабочей машины $P_{\text{рм}} = 3,5 \text{ кВт}$;
- выходном валу редуктора $P_2 = P_{\text{рм}} = 3,5 \text{ кВт}$;
- входном валу редуктора $P_1 = P_2/\eta_{\text{рф}} = 3,5/0,79 = 4,43 \text{ кВт}$;
- валу электродвигателя $P_{\partial} = P_1/\eta_{\text{рп}} = 4,43/0,95 = 4,66 \text{ кВт}$.

Определение частоты вращения валов:

- вала электродвигателя $n_{\partial} = 2850 \text{ мин}^{-1}$;
- входного вала редуктора $n_1 = n_{\partial}/U_{\text{рпф}} = 2850/2,1 = 1357,14 \text{ мин}^{-1}$;
- выходного вала редуктора $n_2 = n_1/U_{\text{р}} = 1357,14/40 = 33,9 \text{ мин}^{-1}$;
- вала рабочей машины $n_{\text{мф}} = n_2 = 33,9 \text{ мин}^{-1}$.

Отклонение от заданной частоты вращения вала рабочей машины

$$\Delta n_{\text{рм}} = \frac{|n_{\text{мф}} - n_{\text{рм}}|}{n_{\text{рм}}} 100 \% = \frac{|33,9 - 34|}{34} 100 \% = 0,3 \% < [\Delta n] = 6 \ \%.$$

Определение вращающих моментов на валах:

- валу двигателя $T_{\partial} = 9550 P_{\partial\phi}/n_{\partial} = 9550 \cdot 4,66/2850 = 15,61 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- входном валу редуктора $T_1 = 9550 P_1/n_1 = 9550 \cdot 4,43/1357,14 \approx 31 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- выходном валу редуктора $T_2 = 9550 P_2/n_2 = 9550 \cdot 3,5/33,9 = 986 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- валу рабочей машины $T_{\text{рм}} = 9550 P_{\text{рм}}/n_{\text{мф}} = 9550 \cdot 3,5/33,9 = 986 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Пример 6. Исходные данные для расчета:

- синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$;
- состав привода: типовой одноступенчатый червячный редуктор с нижним червяком, цепная передача;
- мощность рабочей машины $P_{\text{рм}} = 5,1 \text{ кВт}$;
- частота вращения вала рабочей машины $n_{\text{рм}} = 22 \text{ мин}^{-1}$;
- допускаемое отклонение частоты вращения вала машины $[\Delta n] = 4 \ \%$.

6.1. Определение расчетной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу

$$P_{\partial p} = P_{p.m}/\eta_0 = 5,1/0,6975 = 7,31 \text{ кВт},$$

где η_0 – общий КПД привода, $\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_{цп}$;

η_p – КПД червячного редуктора, $\eta_p = 0,75$;

$\eta_{цп}$ – КПД открытой цепной передачи, $\eta_{оп} = \eta_{цп} = 0,93$ [1, с.24, табл.1].

$$\eta_0 = 0,75 \cdot 0,93 = 0,6975.$$

Электродвигатель АИР 132S4 У3 ГОСТ Р 51689–2000:

$P_{ном} = 7,5 \text{ кВт}$; $n_{\partial} = 1440 \text{ мин}^{-1}$; $d_1 = 38 \text{ мм}$ [1, с. 26, табл. 3; с. 28, табл. 5].

6.2. Определение общего передаточного числа привода и выбор редуктора

$$U_0 = n_{\partial}/n_{p.m} = 1440/22 = 65,45.$$

Расчетное передаточное число редуктора $U_{pp} = U_0/U_{цп}$,

где $U_{цп}$ – передаточное число цепной передачи, $U_{цп} = 2,0$ [1, с.25, табл.2].

Тогда $U_{pp} = U_0/U_{оп} = 65,45/2 = 32,7$.

Необходимый вращающий момент на тихоходном валу редуктора

$$T_{тр} = (9550 P_{\partial p}/n_{\partial}) U_{pp} \eta_p = (9550 \cdot 7,31/1440) \cdot 32,7 \cdot 0,75 = 1189,86 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Выбираем червячный редуктор Ч–160М с передаточным числом $U_p = 31,5$,

$T_T = 1600 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при частоте вращения червяка $n_6 = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и $\eta_{pf} = 0,83$.

Допускаемая радиальная нагрузка на входном валу $F_1 = 1900 \text{ Н}$, на выходном валу $F_2 = 10000 \text{ Н}$ (см. приложение 3).

Редуктор Ч–160М–31,5–52–1–2–К2–Ц–У3.

Уточнение передаточного числа цепной передачи

$$U_{цпф} = U_0/U_p = 65,45/31,5 = 2,08.$$

Фактическая расчетная мощность электродвигателя

$$P_{\partial ф} = P_{p.m}/\eta_{оф} = P_{p.m}/(\eta_{pf} \cdot \eta_{цп}) = 5,1/(0,83 \cdot 0,93) = 6,61 \text{ кВт}.$$

6.3. Определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода

Определение мощности на валах:

– валу рабочей машины $P_{p.m} = 5,1 \text{ кВт}$;

– выходном валу редуктора $P_2 = P_{p.m}/\eta_{цп} = 5,1/0,93 = 5,48 \text{ кВт}$;

- входном валу редуктора $P_1 = P_2 / \eta_{p\phi} = 5,48 / 0,83 = 6,61$ кВт;
- валу электродвигателя $P_{\partial} = P_1 = 6,61$ кВт.

Определение частоты вращения валов:

- вала электродвигателя $n_{\partial} = 1440$ мин⁻¹;
- входного вала редуктора $n_1 = n_{\partial} = 1440$ мин⁻¹;
- выходного вала редуктора $n_2 = n_1 / U_p = 1440 / 31,5 = 45,71$ мин⁻¹;
- вала рабочей машины $n_{мф} = n_2 / U_{цпф} = 45,71 / 2,08 = 21,97$ мин⁻¹.

Определение вращающих моментов на валах:

- валу двигателя $T_{\partial} = 9550 P_{\partial\phi} / n_{\partial} = 9550 \cdot 6,61 / 1440 = 43,8$ Н · м;
- входном валу редуктора $T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 6,61 / 1440 = 43,8$ Н · м;
- выходном валу редуктора $T_2 = 9550 P_2 / n_2 = 9550 \cdot 5,48 / 45,7 = 1145$ Н · м;
- валу рабочей машины $T_{рм} = 9550 P_{рм} / n_{мф} = 9550 \cdot 5,1 / 21,97 = 2217$ Н · м.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Кинематические расчеты приводов машин: методические указания / сост. А.Л. Кириленко, А.Б. Коновалов, М.В. Аввакумов. – Изд. 2-е, испр.; СПб ГТУРП. – СПб., 2011. – 29 с.
2. Расчет цилиндрических зубчатых передач: методические указания / сост. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов; СПбГТУРП. – СПб., 2012. – 45 с.
3. Расчет цепных передач: методические указания / сост. М.В. Аввакумов, А.Б. Коновалов; СПбГТУРП. – СПб., 2013. – 31 с.
4. Коновалов А.Б., Гребенникова В.М. Ременные передачи: учебное пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2011. – 106 с.
5. Коновалов А.Б., Аввакумов М.В. Расчет конических зубчатых передач: учебно-методическое пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2009. – 61с.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие для машиностроит. спец. – 5-е изд. – М.: Машиностроение, 2004. – 560 с.
7. Детали машин. Атлас конструкций: Учебное пособие для студентов машин.спец. вузов / под ред. Д.Н. Решетова. – 5-е изд. – М.: Машиностроение, 1992.Ч.2. – 296 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1.

РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ ТИПА ЦУ-100 – ЦУ-250

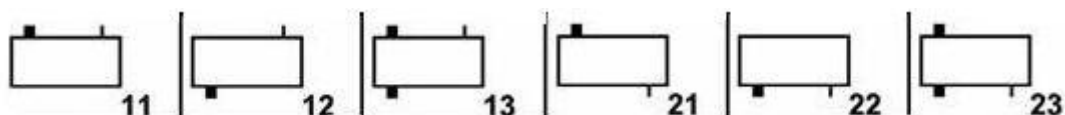


ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕДУКТОРОВ ТИПА ЦУ-100–ЦУ-250

Типоразмер редуктора	Номинальное передаточное число	Частота вращения входного вала, мин ⁻¹	Номинальный вращающий мо- мент на выход- ном валу Т _Т , Н·м	Допускаемая ради- альная нагрузка, Н		Масса, кг
				на вход- ном валу	на выход- ном валу	
ЦУ -100	2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3	< 1800	250	500	2000	27
ЦУ -160		< 1800	1000	1000	4000	75
ЦУ -200		< 1800	2000	2000	5600	135
ЦУ -250		< 1800	4000 (4500*)	3000	8000	210

* – Для передаточных чисел 5 и 6,3.

ВАРИАНТЫ СБОРКИ РЕДУКТОРОВ ТИПА ЦУ

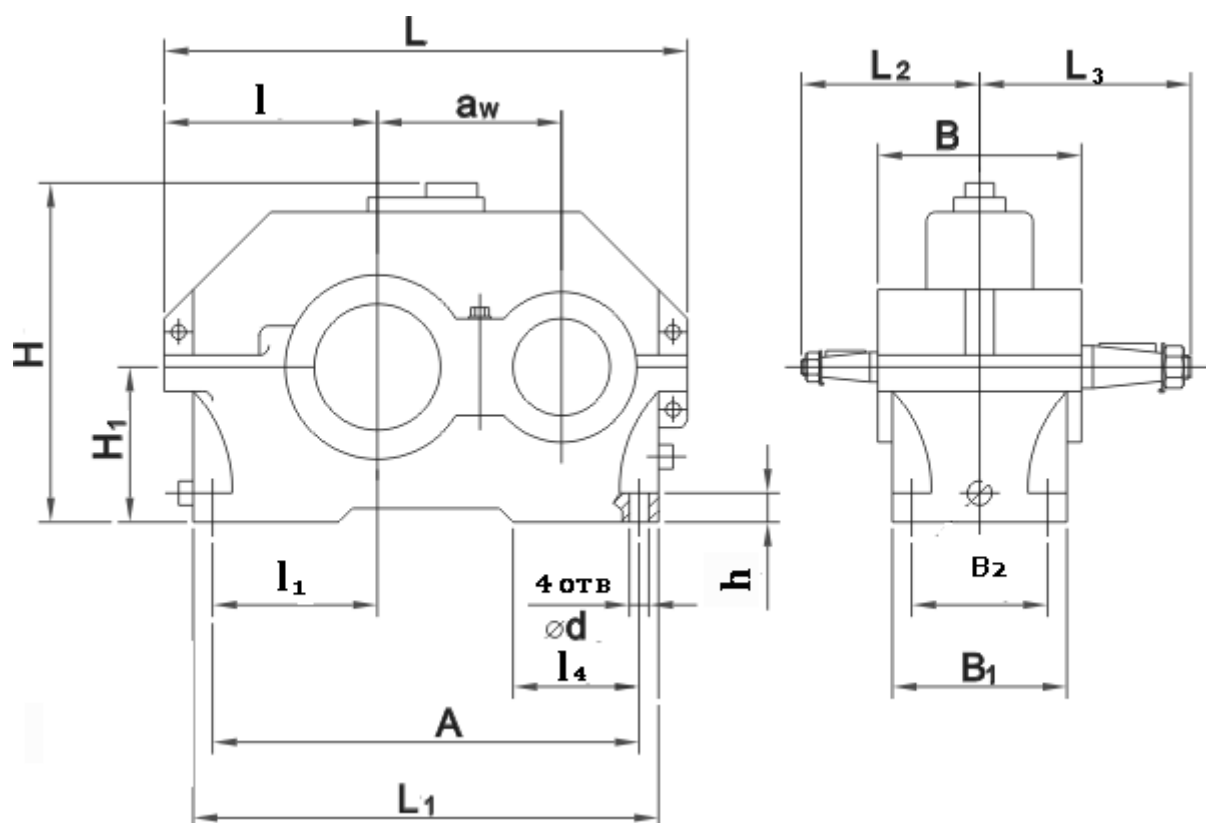


ПРИМЕР УСЛОВНОГО ОБОЗНАЧЕНИЯ РЕДУКТОРА

Редуктор ЦУ-100-5-12-КУЗ

Цилиндрический одноступенчатый редуктор с межосевым расстоянием **100 мм**, номинальным передаточным числом **5**, вариантом сборки **12**, коническим концом выходного вала **К**, климатическим исполнением **У** и категорией размещения **3** по ГОСТ 15150–69.

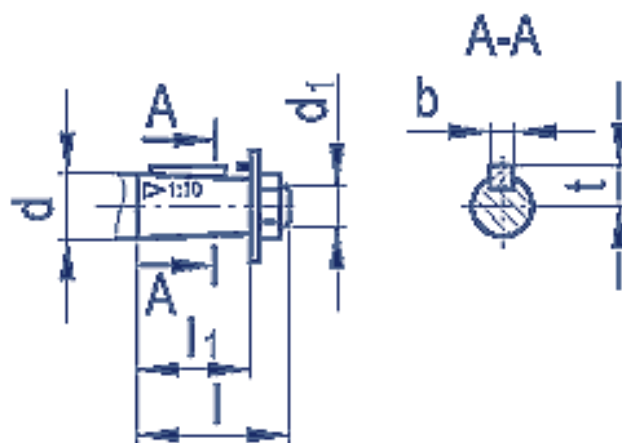
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



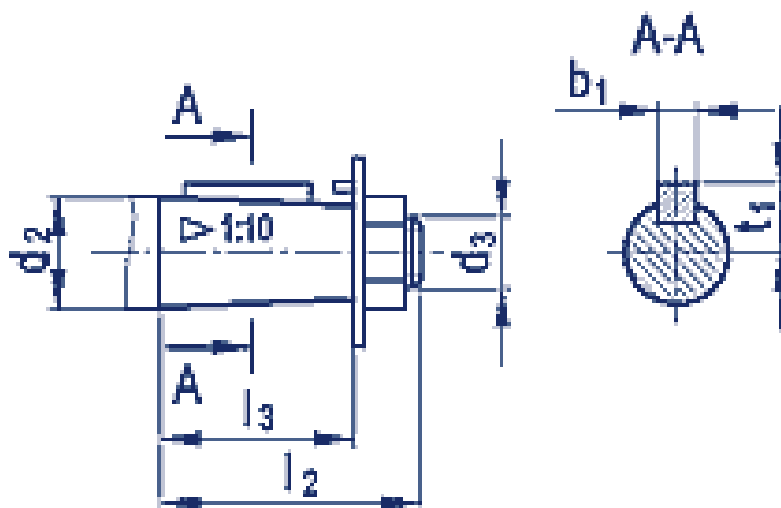
Типоразмер редуктора	Размеры, мм															
	a_w	A	B	B_1	B_2	H_1	H	h	L_1	L_2	L_3	L	l	l_1	l_4	d
ЦУ-100	100	224	140	132	95	112	224	22	265	136	155	315	132	85	90	15
ЦУ-160	160	355	185	175	125	170	335	28	412	218	218	475	195	136	125	24
ЦУ-200	200	437	212	200	136	212	425	36	500	230	265	580	236	165	160	24
ЦУ-250	250	545	265	250	185	265	530	40	615	280	315	710	290	212	190	28

РАЗМЕРЫ КОНЦОВ ВАЛОВ

Входной. Исполнение К (конический)



Выходной. Исполнение К (конический)



Типоразмер редуктора	Размеры, мм											
	d	d ₁	I	I ₁	b	t	d ₂	d ₃	I ₂	I ₃	b ₁	t ₁
ЦУ-100	25	M16x1,5	60	42	5	3,0	35	M20x1,5	80	58	6	3,5
ЦУ-160	45	M30x2,0	110	82	12	5,0	55	M36x3,0	110	82	14	5,5
ЦУ-200	55	M36x3,0	110	82	14	5,5	70	M48x3,0	140	105	18	7,0
ЦУ-250	70	M48x3,0	140	105	18	7,0	90	M64x4,0	170	130	22	9,0

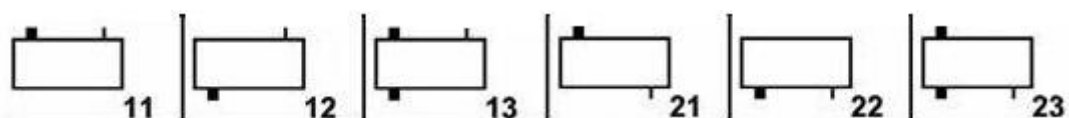
РЕДУКТОРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ ТИПА 1Ц2У, 1Ц2У-М



ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕДУКТОРОВ ТИПА 1Ц2У, 1Ц2У-М

Типоразмер редуктора	Номинальное передаточное число	Частота вращения входного вала	Номинальный вращающий момент на выходном валу T_T , Н·м	Допускаемая радиальная нагрузка, Н		Масса, не более, кг
				на входном валу	на выходном валу	
1Ц2У-100 1Ц2У-100М	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40	1500	315	250	40000	35
1Ц2У-125 1Ц2У-125М			630	500	5600	53
1Ц2У-160 1Ц2У-160М			1250	1000	8000	95
1Ц2У-200 1Ц2У-200 М			2500	2000	11200	170
1Ц2У-250 1Ц2У-250М			5000	3000	16000	320

ВАРИАНТЫ СБОРКИ РЕДУКТОРОВ ТИПА 1Ц2У-М



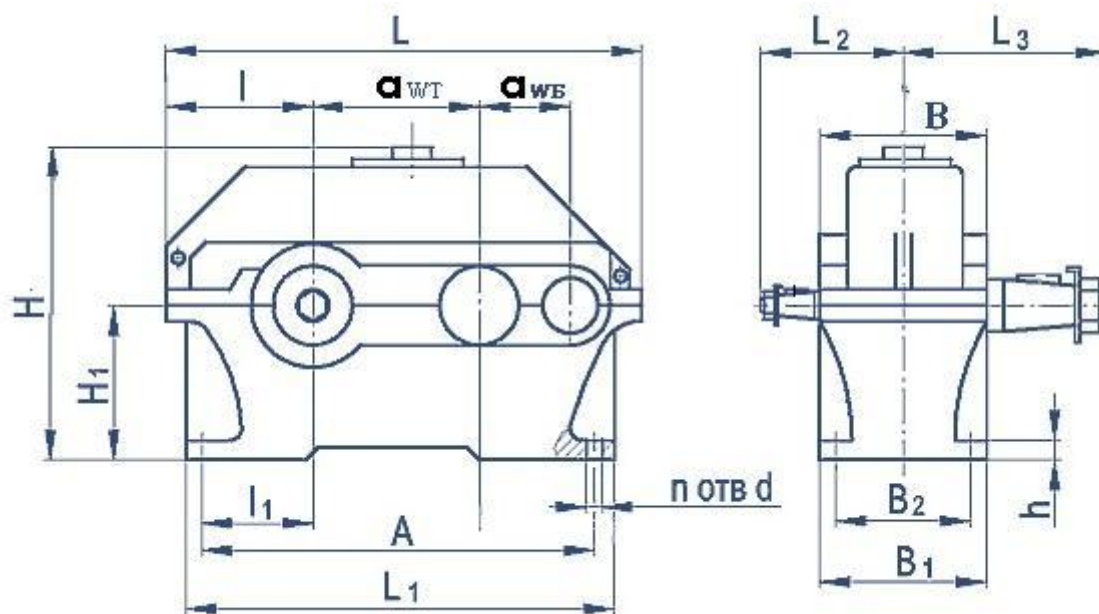
ПРИМЕР УСЛОВНОГО ОБОЗНАЧЕНИЯ РЕДУКТОРОВ

Редуктор 1Ц2У - 250М - 25 - 11 - К - УЗ



1- тип редуктора; 2- межосевое расстояние выходной ступени, мм; 3- модернизированный; 4- передаточное число; 5- вариант сборки; 6-исполнение конца выходного вала; 7- климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69.

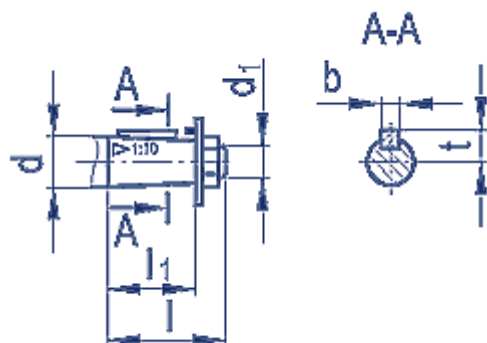
ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



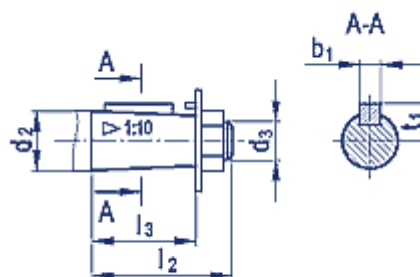
Типоразмер редуктора	a_{WT}	a_{WB}	L	L ₁	l	l ₁	L ₂	L ₃	H	H ₁	A	B	B ₁	B ₂	h	d	n
			не более														
			мм														
1Ц2У-100 1Ц2У-100М	100	80	390	325	136	85	136	165	230	112	290	155	145	109	200	15	4
1Ц2У-125 1Ц2У-125М	125	80	446	375	160	106	145	206	272	132	335	175	165	125	22	19	4
1Ц2У-160 1Ц2У-160М	160	100	557	475	200	135	170	224	345	170	425	206	195	140	24	24	4
1Ц2У-200 1Ц2У-200 М	200	125	678	580	243	165	212	280	425	212	515	243	230	165	30	24	4
1Ц2У-250 1Ц2У-250М	250	160	829	730	290	212	265	335	530	265	670	290	280	218	32	28	4

РАЗМЕРЫ КОНЦОВ ВАЛОВ

Входной вал
Исполнение К (конический)

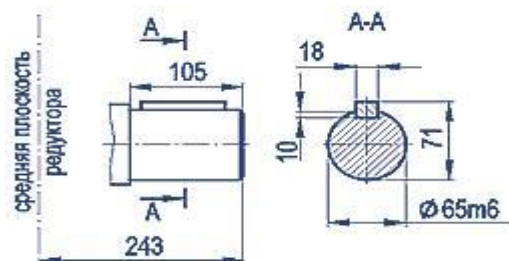


Выходной вал
Исполнение К (конический)

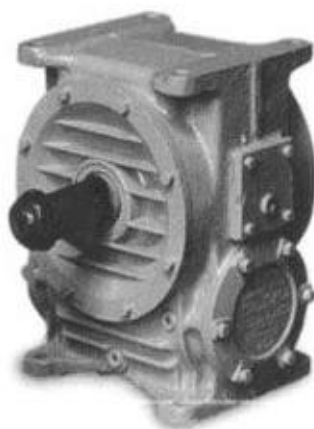


Типоразмер редуктора	Размеры, мм											
	d	d ₁	I	I ₁	b	t	d ₂	d ₃	I ₂	I ₃	b ₁	t ₁
1Ц2У-100 1Ц2У-100М	20	M12x1,25	50	36	4	10,6	35	M20x1,5	80	58	6	18,55
1Ц2У-125 1Ц2У-125М	20	M12x1,25	50	36	4	1,6	45	M30x2,0	110	82	12	23,45
1Ц2У-160 1Ц2У-160М	25	M16x1,5	60	42	5	13,45	55	M36x3,0	110	82	14	28,95
1Ц2У-200 1Ц2У-200 М	30	M20x1,5	80	58	5	15,55	70	M48x3,0	140	105	18	36,38
1Ц2У-250 1Ц2У-250М	40	M24x2,0	110	82	10	20,9	90	M64x4,0	170	130	22	46,75

ВЫХОДНОЙ ВАЛ РЕДУКТОРА 1Ц2У-200 Исполнение Ц (цилиндрический)



РЕДУКТОРЫ ЧЕРВЯЧНЫЕОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ МОДЕРНИЗИРОВАННЫЕ ТИПА 2Ч-80М – Ч-500М



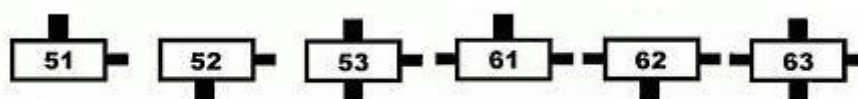
Общий вид редуктора типа Ч-100М – Ч-160М

ВАРИАНТЫ РАСПОЛОЖЕНИЯ ЧЕРВЯЧНОЙ ПАРЫ



Ч – червяк; К – червячное колесо. Редукторы рассматриваются в вертикальной плоскости. В вариантах 3 и 4 редуктор рассматривается в положении, при котором выходной конец червяка находится со стороны наблюдателя.

ВАРИАНТЫ СБОРКИ РЕДУКТОРОВ:



Варианты сборки рассматриваются при расположении – червяк под колесом.

Способы крепления редуктора на лапах: 2 – со стороны червяка (с нижним червяком);

3 – со стороны колеса (с верхним червяком).

ПРИМЕР УСЛОВНОГО ОБОЗНАЧЕНИЯ РЕДУКТОРА

Редуктор Ч-100М-40-52-1-2-К2-Ц-УЗ

Ч – тип редуктора ; **100** – межосевое расстояние, мм; **М** – модернизированный; **40** – номинальное передаточное число; **52** – вариант сборки; **1** – вариант расположения червячной пары; **2** – вариант крепления редуктора; **К2** – исполнение конца входного вала; **Ц** – исполнение конца выходного вала; **УЗ** – климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ
ТИПА 2Ч-80М – Ч-125М

Типораз- мер редук- тора	U_H	Частота вращения червяка, n_6 , мин^{-1}								
		750			1000			1500		
		P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД	P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД	P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД
2Ч-80М	8	3,1	280	0,89	3,6	250	0,9	4,6	212	0,91
	10	2,2	250	0,88	2,6	224	0,89	3,4	190	0,9
	12,5	1,8	250	0,86	2,2	230	0,87	2,8	195	0,89
	16	1,7	280	0,83	1,9	250	0,85	2,5	218	0,86
	20	1,2	243	0,79	1,5	224	0,81	1,9	195	0,84
	25	1,0	243	0,78	1,2	224	0,79	1,5	195	0,83
	31,5	1,0	300	0,72	1,1	280	0,75	1,6	250	0,78
	40	0,7	230	0,67	0,9	218	0,71	1,1	195	0,73
	50	0,6	243	0,65	0,8	230	0,66	0,9	206	0,71
	63	0,5	224	0,6	0,6	212	0,62	0,8	190	0,64
	80	0,3	200	0,55	0,4	190	0,58	0,6	175	0,61
Ч-100М	8	5,5	515	0,9	6,5	462	0,91	8,0	387	0,92
	10	4,3	500	0,89	5,1	450	0,9	6,3	375	0,91
	12,5	3,6	515	0,88	4,2	462	0,9	5,3	387	0,9
	16	2,8	500	0,85	3,4	450	0,86	4,2	387	0,88
	20	2,3	487	0,81	2,7	437	0,84	3,4	375	0,86
	25	1,8	475	0,8	2,2	437	0,83	2,7	375	0,85
	31,5	1,7	515	0,74	2,0	475	0,75	2,6	412	0,79
	40	1,3	475	0,7	1,6	437	0,72	2,0	387	0,75
	50	1,1	475	0,69	1,3	437	0,71	1,6	387	0,74
	63	0,8	375	0,6	0,9	345	0,63	1,2	315	0,66
	80	0,6	355	0,58	0,7	335	0,6	0,9	300	0,65
Ч-125М	8	9,0	850	0,91	10,5	750	0,92	13,5	650	0,93
	10	7,1	825	0,9	8,2	725	0,91	10,5	630	0,92
	12,5	5,7	825	0,89	6,6	725	0,9	8,5	630	0,91
	16	4,8	850	0,86	5,6	750	0,86	7,3	670	0,88
	20	3,8	825	0,84	4,5	750	0,85	5,8	650	0,87
	25	2,9	775	0,82	3,5	700	0,83	4,5	615	0,85
	31,5	3,3	1000	0,75	3,8	900	0,77	4,9	800	0,8
	40	2,3	850	0,72	2,7	775	0,74	3,4	690	0,78
	50	1,8	800	0,7	2,1	725	0,72	2,7	650	0,75
	63	1,4	750	0,66	1,7	700	0,69	2,1	615	0,72
	80	1,2	650	0,6	1,4	600	0,63	1,8	530	0,66

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА
ТИПА Ч-160М – Ч-250М

Типораз- мер редук- тора	U_H	Частота вращения червяка, n_6 , мин ⁻¹								
		750			1000			1500		
		P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД	P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД	P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД
Ч-160М	8	16,9	1600	0,91	20,0	1450	0,93	25,6	1250	0,94
	10	12,7	1500	0,91	14,7	1320	0,92	19,0	1150	0,93
	12,5	10,3	1500	0,9	11,9	1320	0,91	15,4	1150	0,92
	16	10,0	1800	0,87	11,7	1600	0,88	15,0	1400	0,9
	20	7,0	1500	0,83	8,0	1320	0,85	10,2	1150	0,87
	25	5,3	1400	0,81	6,5	1320	0,84	8,0	1120	0,86
	31,5	6,2	2000	0,79	7,3	1800	0,8	9,4	1600	0,83
	40	4,2	1600	0,73	4,9	1450	0,76	6,1	1250	0,79
	50	3,1	1450	0,71	3,7	1320	0,73	4,8	1180	0,75
	63	2,3	1320	0,69	2,9	1250	0,71	3,6	1090	0,74
	80	2,1	1320	0,64	2,5	1250	0,68	3,1	1090	0,71
Ч-200М	8	27,3	2560	0,92	35,5	2480	0,93	45,5	2180	0,94
	10	21,6	2500	0,91	27,7	2430	0,92	31,4	1860	0,93
	12,5	19,0	2730	0,90	22,1	2400	0,91	24,7	1810	0,92
	16	15,7	2850	0,89	19,6	2695	0,90	25,3	2345	0,91
	20	11,6	2630	0,89	14,2	2410	0,89	15,9	1845	0,91
	25	9,5	2600	0,86	10,4	2190	0,88	11,6	1660	0,90
	31,5	9,5	3145	0,83	11,8	3020	0,85	16,8	2930	0,87
	40	6,5	2680	0,81	8,0	2530	0,83	9,7	2100	0,85
	50	5,2	2620	0,80	6,0	2350	0,81	7,0	1850	0,83
	63	4,4	2600	0,73	4,8	2270	0,79	6,0	2000	0,82
	80	3,9	2800	0,70	4,2	2300	0,72	5,6	2100	0,74
Ч-250М	8	50,9	4880	0,94	55,8	4010	0,94	60,1	2910	0,95
	10	36,0	4215	0,92	39,4	3500	0,93	45,4	2715	0,94
	12,5	33,0	4795	0,91	34,9	3835	0,92	38,4	2840	0,93
	16	28,6	5235	0,90	32,0	4450	0,91	35,4	3320	0,92
	20	22,6	5130	0,89	24,4	4190	0,90	27,0	3130	0,91
	25	16,2	4500	0,87	17,5	3755	0,89	19,7	2815	0,89
	31,5	16,8	5715	0,85	20,0	5300	0,87	22,0	4000	0,89
	40	12,0	5110	0,83	14,5	4700	0,85	16,3	3610	0,87
	50	9,3	4820	0,81	10,5	4120	0,82	11,5	3120	0,85
	63	7,2	4485	0,78	8,2	3930	0,80	9,0	3065	0,83
	80	6,2	4600	0,73	7,2	4100	0,75	8,0	3250	0,79

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ
ТИПА Ч-320М – Ч-500М

Типораз- мер редук- тора	U_H	Частота вращения червяка, n_6 , мин ⁻¹								
		750			1000			1500		
		P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД	P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД	P_1 , кВт	T_T , Н·м	КПД
Ч-320М	8	82,1	7865	0,94	91,0	6530	0,94	97,2	4720	0,95
	10	64,0	7500	0,92	69,2	6150	0,93	74,0	4430	0,94
	12,5	56,0	8115	0,91	59,1	6490	0,92	63,8	4720	0,93
	16	53,3	9765	0,90	59,0	8200	0,91	62,5	5860	0,92
	20	35,5	8130	0,90	39,6	6880	0,91	42,6	4940	0,91
	25	28,0	7820	0,88	29,4	6255	0,89	33,2	4815	0,91
	31,5	31,0	10610	0,86	38,5	10200	0,88	41,6	7510	0,90
	40	21,0	9025	0,84	24,0	7820	0,86	25,8	5770	0,88
	50	17,0	8830	0,82	18,6	7355	0,83	19,4	5300	0,86
	63	13,5	8660	0,80	14,9	7330	0,82	16,0	5465	0,85
	80	11,6	8950	0,78	12,6	7500	0,78	14,5	6100	0,83
Ч-400М	8	123,0	11800	0,94	130	9450	0,95	135	6610	0,96
	10	99,6	11720	0,93	103,4	9285	0,94	108,5	6570	0,95
	12,5	90,7	13280	0,92	93,4	10700	0,93	98,6	7380	0,94
	16	82,2	15235	0,91	89,0	12500	0,92	94,8	8985	0,93
	20	54,5	12500	0,90	59,3	10315	0,91	64,0	7500	0,92
	25	45,3	12825	0,89	48,0	10320	0,90	54,0	7820	0,91
	31,5	55,0	19280	0,87	59,0	15920	0,90	65,5	12000	0,91
	40	36,0	15640	0,85	39,0	12930	0,87	41,0	9320	0,89
	50	28,0	14700	0,83	29,7	12050	0,85	32,0	8830	0,87
	63	24,0	15660	0,81	26,7	13325	0,83	28,0	9660	0,86
	80	20,7	16500	0,78	22,5	14100	0,80	23,6	10100	0,84
Ч-500М	8	150,0	14600	0,95	153,0	11210	0,96	160,0	7790	0,96
	10	123,7	14645	0,93	131,0	11790	0,94	136,0	8215	0,95
	12,5	131,0	19180	0,92	136,0	15125	0,93	140,0	10700	0,95
	16	112,6	21100	0,92	118,0	16800	0,93	126,5	12110	0,94
	20	86,3	20000	0,91	92,5	16250	0,92	97,6	11560	0,93
	25	55,7	15960	0,90	59,0	12825	0,91	64,0	9385	0,92
	31,5	93,5	33060	0,88	99,0	26930	0,90	110,0	20320	0,91
	40	57,0	25565	0,88	61,0	20750	0,89	64,3	14740	0,90
	50	37,5	20300	0,85	40,0	16470	0,86	43,0	12050	0,88
	63	38,5	25320	0,82	40,9	20650	0,84	42,0	15000	0,87
	80	32,9	27200	0,81	36,5	23100	0,83	40,0	17500	0,86

ДОПУСКАЕМЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ КОНСОЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ

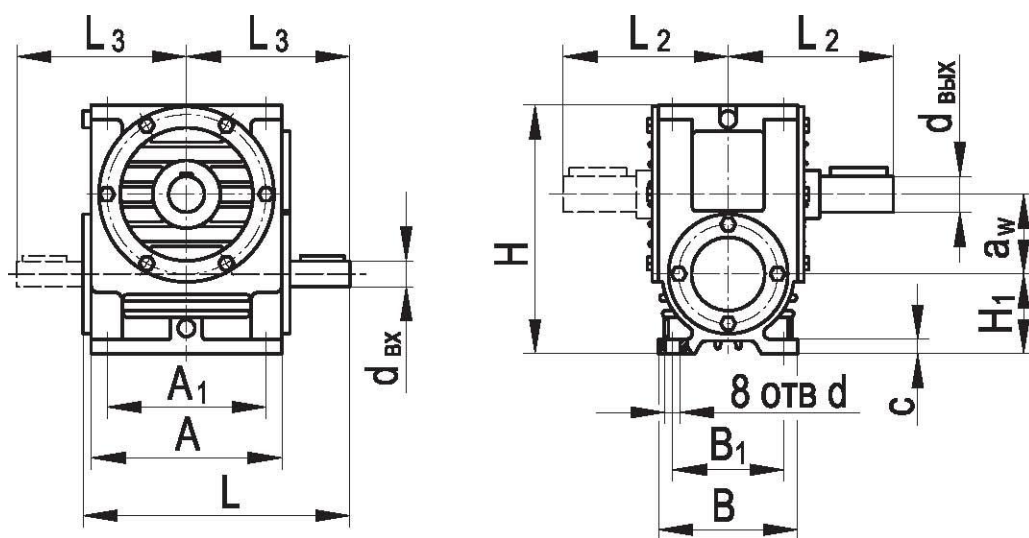
	2Ч-80М	Ч-100М	Ч-125М	Ч-160М	Ч-200М
F_1 , Н	800	1000	1400	1900	2300
F_2 , Н	4000	5000	7000	10000	13500

	Ч-250М	Ч-320М	Ч-400М	Ч-500М
F_1 , Н	3200	4000	5000	5500
F_2 , Н	16000	22000	27000	36000

Примечание. F_1 – допускаемая радиальная нагрузка, приложенная в середине посадочной части входного вала; F_2 – допускаемая радиальная нагрузка, приложенная в середине посадочной части выходного вала.

РЕДУКТОРЫ ТИПА Ч-100М – Ч-160М С ОПОРНЫМИ ЛАПАМИ

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ



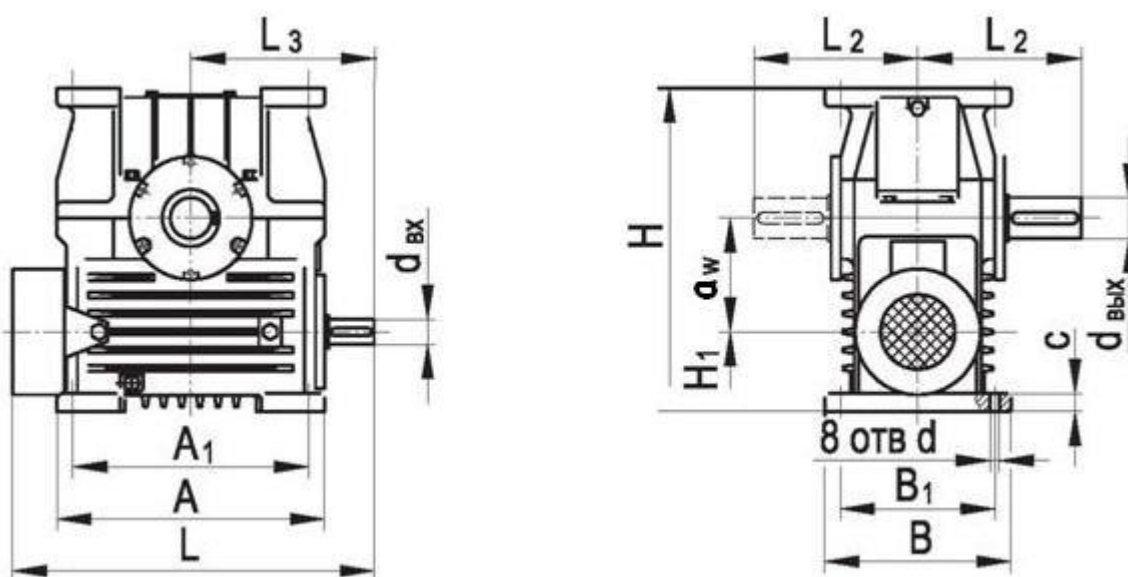
Типоразмер	Размеры, мм													
	a_w	A	A_1	B	B_1	L	L_2	L_3	H	H_1	c	d	$d_{ВХ}$	$d_{ВЫХ}$
Ч-100М	100	240	200	175	140	373	225	225	312	100	18	19	32	45
Ч-125М	125	275	230	230	190	437	230	261	396	111	22	19	32	55
Ч-160М	160	350	300	280	230	550	280	345	500	140	30	22	40	70

РЕДУКТОРЫ ТИПА Ч-200М – Ч-500М С ОПОРНЫМИ ЛАПАМИ



Общий вид редуктора типа Ч-200М – Ч-500М

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ

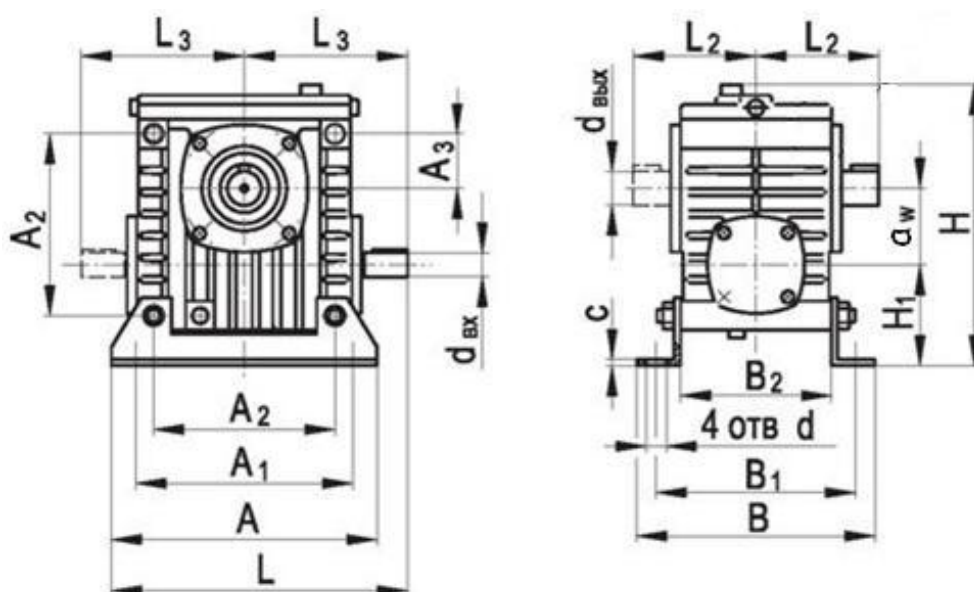


Типоразмер	Размеры, мм													
	a_w	A	A ₁	B	B ₁	L	L ₂	L ₃	H	H ₁	c	d	d _{ВХ}	d _{ВЫХ}
Ч-200М	200	475	420	330	275	662	340	355	575	160	32	24	45	80
Ч-250М	250	590	520	410	340	815	365	415	710	175	40	28	55	90
Ч-320М	320	690	560	416	245	890	468	515	835	170	70	30	70	120
Ч-400М	400	750	605	585	510	1100	540	575	1090	260	85	39	90	160
Ч-500М	500	1075	870	650	380	1380	665	795	1300	265	100	45	100	180

РЕДУКТОР ТИПА 2Ч-80М С ОПОРНЫМИ ЛАПАМИ



ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ

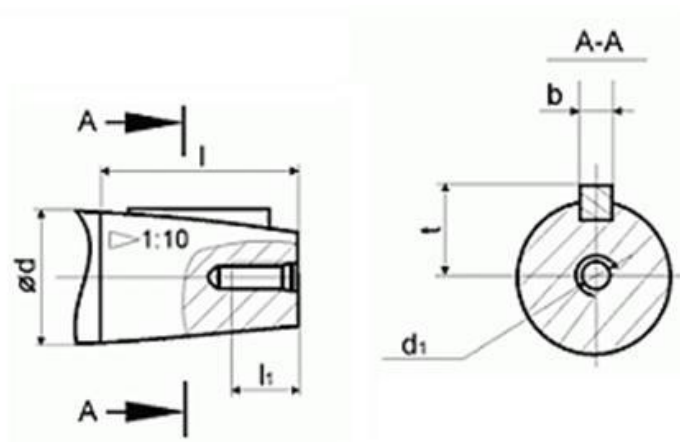


Типораз- мер	Размеры, мм																
	a_w	A	A_1	A_2	A_3	B	B_1	B_2	L	L_2	L_3	H	H_1	c	d	$d_{вх}$	$d_{вых}$
2Ч-80М	80	260	225	180	50	212	185	140	290	125	160	265	92	5	15	25	35

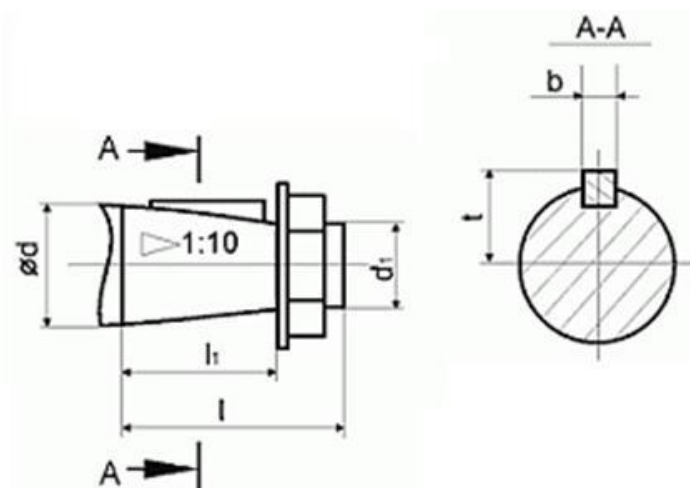
Примечание. Размеры L_2 и L_3 приведены без учета длины резьбового конца вала исполнения К2.

ИСПОЛНЕНИЯ ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ ВАЛОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

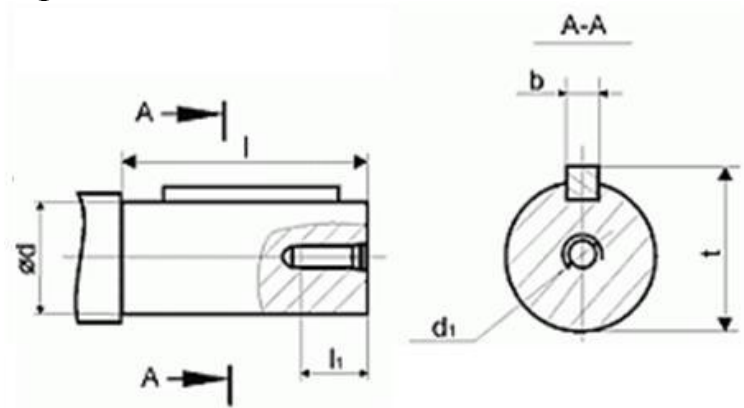
Исполнение: К1 – конический с внутренней резьбой.



К2 – конический с наружной резьбой.



Ц– цилиндрический.



РАЗМЕРЫ КОНЦОВ ВАЛОВ

Типоразмер редуктора	Ис- пол- нение	Размер входного вала, мм						Размер выходного вала, мм					
		d	d ₁	I	I ₁	t	b	d	d ₁	I	I ₁	t	b
2Ч-80М	Ц	25	M8	36	20	28	8	35	M8	58	20	38	10
	K1	25	M16x1,5	42	20	13,45	5	35	M20x1,5	58	25	18,55	6
	K2	25	M8	60	42	13,45	5	35	M10	80	58	18,55	6
Ч-100М	Ц	32	M10	80	25	35	10	45	M16	110	35	48,5	14
	K1	32	M20x1,5	58	25	17,05	6	45	M30x2	82	30	23,45	12
	K2	32	M10	80	58	17,05	6	45	M16	110	82	23,45	12
Ч-125М	Ц	32	M10	80	25	35	10	55	M20	110	45	59	16
	K1	32	M20x1,5	50	25	17,05	6	55	M36x3	82	45	28,95	14
	K2	32	M10	80	58	17,05	6	55	M20	110	82	28,95	14
Ч-160М	Ц	40	M12	110	30	43	12	70	M24	140	50	74,5	20
	K1	40	M12	82	30	20,95	10	70	M24	105	45	36,37	18
	K2	40	M24x2	110	82	20,95	10	70	M48x3	140	105	36,37	18
Ч-200М	Ц	45	M16	110	35	48,5	14	80	M24	170	60	85	22
	K1	45	M16	82	30	23,45	12	80	M30	130	50	41,25	20
	K2	45	M30x2	110	82	23,45	12	80	M56x4	170	130	41,25	20
Ч-250М	Ц	55	M20	110	45	59	16	90	M24	170	60	95	25
	K1	55	M20	82	45	28,95	14	90	M30	130	50	46,75	22
	K2	55	M36x3	110	82	28,95	14	90	M64x4	170	130	46,75	22
Ч-320М	Ц	70	M24	140	50	74,5	20	120	M30	210	75	127	32
	K1	70	M24	105	45	36,37	18	120	M42	165	60	61,87	28
	K2	70	M48x3	140	105	36,37	18	120	M90x4	210	165	61,87	28
Ч-400М	Ц	90	M24	170	60	95	25	160	M36	300	85	169	40
	K1	90	M30	130	50	46,75	22	160	M48	240	70	82	36
	K2	90	M64x4	170	130	46,75	22	160	M125x4	300	240	82	36
Ч-500М	Ц	100	M30	210	75	106	28	180	M36	300	85	190	45
	K1	100	M36	165	55	50,87	25	180	M48	240	70	93	40
	K2	100	M72x4	210	165	50,87	25	180	M140x6	300	240	93	40

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Порядок выполнения курсовой работы.....	4
1. Кинематический расчет привода.....	4
1.1. Кинематическая схема привода.....	4
1.2. Определение расчетной мощности электродвигателя и выбор его по каталогу.....	4
1.3. Определение общего передаточного числа привода и выбор типоразмера редуктора.....	5
1.4. Определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода.....	6
2. Расчет открытой передачи привода.....	7
3. Выбор стандартной муфты. Проверка элементов муфты.....	7
3.1. Муфты упругие втулочно – пальцевые.....	9
3.2. Муфты зубчатые.....	11
3.3. Муфты упругие с торообразной оболочкой.....	14
Примеры кинематического расчета привода.....	21
Библиографический список.....	31
Приложение 1. Редукторы цилиндрические горизонтальные одноступенчатые типа ЦУ-100 – ЦУ-250.....	32
Приложение 2. Редукторы цилиндрические горизонтальные двухступенчатые типа 1Ц2У, 1Ц2У-М.....	35
Приложение 3. Редукторы червячные одноступенчатые модернизированные типа 2Ч-80М – Ч-500М.....	38

Михаил Викторович А в в а к у м о в
Валерий Олегович В а р г а н о в
Виталий Альбертович Р о м а н о в

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Методические указания
для выполнения курсовой работы

Редактор и корректор Н.П. Новикова
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2014 г., поз. 33

Подп. к печати 25.04.14 . Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.
Печать офсетная. Объем 3,0 печ. л; 3,0 уч.-изд. л.
Тираж 50 экз. Изд. № 33. Цена "С" . Заказ №

Ризограф Санкт-Петербургского государственного
технологического университета растительных полимеров,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.