

ВЫБОР РЕДУКТОРА "ТАНДЕМ"

1. Общие пояснения

Выбор редуктора состоит в определении его типоразмера по таблицам технических характеристик настоящего каталога.

Редукторы эксплуатируются в различных условиях и режимах, что необходимо учитывать при их выборе, поэтому исходными данными для выбора редуктора являются:

- потребляемая мощность приводимой машины P_e , кВт;
- расчётная частота вращения выходного вала n_{2p} , мин⁻¹;
- расчётная частота вращения входного вала n_{1p} , мин⁻¹;
- характер внешней нагрузки;
- продолжительность суточной работы, час.;
- частота пусков в час;
- тип применяемого смазочного материала;
- наличие упругих элементов (муфты, ремни и др.) на входном и выходном валах редуктора;
- наличие реверсивного режима работы;
- место установки редуктора;
- скорость потока воздуха, м/с;
- температура окружающей среды, °С.

Также следует учесть требуемые конструктивные особенности редуктора:

- вариант расположения редуктора в пространстве;
- конструктивное исполнение по способу монтажа:
 - на лапах;
 - с реактивной штангой;
- особенности исполнения выходного вала:
 - вал односторонний или двухсторонний;
 - вал полый со шпоночным пазом, полый со стяжной муфтой или цилиндрический;
- количество и расположение входных валов (для коническо-цилиндрических редукторов).

2. Выбор типа редуктора

2.1 Рассчитываем требуемое передаточное отношение редуктора:

$$i = n_{1p} / n_{2p} \quad (1)$$

где: n_{1p} — расчётная частота вращения входного вала редуктора, мин⁻¹;

n_{2p} — расчётная частота вращения выходного вала редуктора, мин⁻¹.

2.2. Учитывая требуемое передаточное отношение i , по таблице 1.13, приведенной на стр. 25, выбираем тип редуктора.

Таблица 1.13 Таблица для выбора типа редуктора

Передаточное отношение, i	Тип редуктора
1,25...5,6	одноступенчатый – 5Ц
5,6...28	двухступенчатый – 5Ц2, 5КЦ1
25...140	трехступенчатый – 5Ц3, 5КЦ2
100...710	четырёхступенчатый – 5Ц4, 5КЦ3

3. Выбор типоразмера редуктора

3.1 Требуемое значение расчётно-эксплуатационной мощности редуктора определяем по формуле:

$$P_{PЭ} = P_e \cdot K_{Э}, \quad (2)$$

где:

P_e — потребляемая мощность приводимой машины, кВт;

$K_{Э}$ — эксплуатационный коэффициент, учитывающий фактические условия эксплуатации и режим работы редуктора:

$$K_{Э} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4. \quad (3)$$

Значения коэффициентов $K_1 - K_4$ выбираем по таблицам 1.14 – 1.17, приведённым на стр. 25 – 26. Если полученное значение $K_{Э} > 3$, то для дальнейших расчётов принимаем $K_{Э} = 3$.

Таблица 1.14 Коэффициент характера эксплуатации редуктора K_1

Время работы в сутки		4 часа			8 часов			16 часов			24 часа		
		<10	10-100	>100	<10	10-100	>100	<10	10-100	>100	<10	10-100	>100
Характер нагрузки	равномерная	1	1	1	1	1	1,1	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
	средние толчки	1	1,1	1,3	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5
	сильные толчки	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6	1,5	1,6	1,7

Таблица 1.15 Коэффициент смазки K_2

Тип смазки зарубежного производства	K_2	Тип смазки российского производства	K_2
Синтетическая (см. табл. 1.10)	1,0	Синтетическая	1,1
Минеральная (см. табл. 1.11)	1,2	Минеральная (см. табл. 1.12)	1,3

Таблица 1.16 Коэффициент наличия упругих элементов K_3

Наличие упругих элементов		Частота пусков в час		
На входном валу	На выходном валу	До 10	Свыше 10 до 50	Свыше 50
Да	Да	1,0	1,05	1,1
Нет	Да	1,1	1,15	1,2
Да	Нет	1,15	1,2	1,3
Нет	Нет	1,2	1,3	1,4

Примечание — Рекомендуется использовать упругие муфты на входном и выходном валах.

Таблица 1.17 Коэффициент реверсивных пусков K_4

Наличие реверсивного движения	K_4
Реверсивные пуски отсутствуют	1,0
Реверсивные пуски после остановки более 10 сек	1,0
Реверсивные пуски после остановки 2-10 сек*	1,2-1,0
Реверсивные пуски после остановки менее 2-х сек	1,3

*Значения коэффициента в промежутках времени определяются методом интерполяции.

3.2 В таблицах технических характеристик редукторов, приведённых на стр. 37 – 55, найдём минимальный типоразмер редуктора, для которого табличные значения i_N и P удовлетворяют условиям: $i_N \approx i$, $P \geq P_{PЭ}$. **При этом выбираем лучший вариант, соответствующий тому или иному существенному требованию эксплуатации, — перегаточному отношению или передаваемой мощности.**

4. Рекомендации по выбору приводного двигателя

4.1 Приводной двигатель выбираем, исходя из условия:

$$P_H \geq P_e, \quad (4)$$

где:

P_H — номинальная мощность приводного двигателя, кВт.

4.2 Проверяем перегрузочную способность двигателя при пуске:

$$\frac{T_p}{T_H} / f_H \leq 2,5, \quad (5)$$

где:

$\frac{T_p}{T_H}$ — отношение пускового момента двигателя к номинальному;

f_H — коэффициент, учитывающий частоту пусков в час (см. табл.1.18).

Если условие (5) не выполняется, то следует выбрать двигатель большей мощности.

Таблица 1.18 Коэффициент, учитывающий частоту пусков в час f_H

Характер нагрузки	Частота пусков в час					
	1	2-5	6-10	11-20	21-40	41-80
Равномерная	1	1	1	0,85	0,75	0,7
Средние толчки	1	1	0,85	0,75	0,7	0,6
Сильные толчки	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5

5. Проверка редуктора на нагрев

5.1 Использование мощности редуктора определяем по формуле:

$$K_p = \frac{P_e}{P} \cdot 100\%, \quad (6)$$

где:

P_e — потребляемая мощность приводимой машины, кВт;

P — максимальная передаваемая мощность редуктора, кВт.

5.2 Проверяем необходимость дополнительного охлаждения редуктора:

$$P_e \leq P_{G1} \cdot f_A \cdot f_W, \quad (7)$$

где:

P_{G1} — термическая мощность редуктора без дополнительного охлаждения, кВт (см. табл. 1.21 – 1.24 на стр. 28 – 29);

f_A — коэффициент использования мощности (см. табл. 1.19);

f_W — температурный коэффициент (см. табл. 1.20).

Если условие (7) выполняется, то дополнительное охлаждение редуктора не требуется, в противном случае следует использовать воздушный вентилятор.

5.3 Проверяем условие:

$$P_e \leq P_{G2} \cdot f_A \cdot f_W, \quad (8)$$

где:

P_{G2} — термическая мощность редуктора с вентилятором, кВт (см. табл. 1.21 – 1.24 на стр. 28 – 29);

f_A — коэффициент использования мощности (см. табл. 1.19);

f_W — температурный коэффициент (см. табл. 1.20).

Если условие (8) выполняется, то для дополнительного охлаждения редуктора достаточно использовать вентилятор, в противном случае необходимо применять теплообменник радиаторного типа. По вопросу выбора теплообменника обратитесь в НТЦ "Редуктор".

Таблица 1.19 Коэффициент использования мощности f_A

Использование мощности редуктора K_p , %	100	80	60	40
Коэффициент использования мощности f_A	1	1,04	1,12	1,27

Таблица 1.20 Температурный коэффициент f_W

Температура окружающей среды, °С	Продолжительность включения (ПВ), %				
	100	80	60	40	20
10	1,12	1,18	1,3	1,51	1,93
20	1	1,06	1,16	1,35	1,78
30	0,88	0,93	1,02	1,19	1,57
40	0,75	0,8	0,87	1,01	1,34
50	0,63	0,67	0,73	0,85	1,12

Примечание — $PВ = \frac{t_H}{60} \cdot 100\%$,

где: t_H — среднее время работы редуктора под нагрузкой в час, мин.

Если время работы редуктора под нагрузкой больше 1 часа, то $PВ = 100\%$.

Таблица 1.21 Термическая мощность одноступенчатых редукторов, кВт

Место установки редуктора	Скорость потока воздуха, м/с	Типоразмер					
		5Ц-180ES	5Ц-200ES	5Ц-225ES	5Ц-250ES	5Ц-280ES	5Ц-350ES
Термическая мощность редукторов без дополнительного охлаждения P_{G1}							
Большие или средние помещения	$\leq 0,3$	129	156	191	244	299	458
Снаружи	1*	155	188	230	294	360	552
Место установки редуктора	n_1 , мин ⁻¹	Термическая мощность редукторов с вентилятором P_{G2}					
Большие или средние помещения	1500	187	226	277	354	433	664
	1000	144	175	214	273	335	513
Снаружи	1500	229	278	340	435	533	816
	1000	178	216	264	338	414	634

*Если скорость потока воздуха выше, обратитесь за информацией в НТЦ "Редуктор".

Таблица 1.22 Термическая мощность двухступенчатых редукторов, кВт

Место установки редуктора	Скорость потока воздуха, м/с	Типоразмер					
		5Ц2-180ES 5КЦ1-180ES	5Ц2-200ES 5КЦ1-200ES	5Ц2-225ES 5КЦ1-225ES	5Ц2-250ES 5КЦ1-250ES	5Ц2-280ES 5КЦ1-280ES	5Ц2-350ES
Термическая мощность редукторов без дополнительного охлаждения P_{G1}							
Большие или средние помещения	$\leq 0,3$	80	96	118	153	189	286
Снаружи	1*	96	116	142	184	228	344
Место установки редуктора	n_1 , мин ⁻¹	Термическая мощность редукторов с вентилятором P_{G2}					
Большие или средние помещения	1500	112	135	165	214	264	400
	1000	88	106	130	168	208	314
Снаружи	1500	140	168	206	267	330	499
	1000	108	130	159	206	255	386

*Если скорость потока воздуха выше, обратитесь за информацией в НТЦ "Редуктор".

Таблица 1.23 Термическая мощность трехступенчатых редукторов, кВт

Место установки редуктора	Скорость потока воздуха, м/с	Типоразмер					
		5Ц3-180ES 5КЦ2-180ES	5Ц3-200ES 5КЦ2-200ES	5Ц3-225ES 5КЦ2-225ES	5Ц3-250ES 5КЦ2-250ES	5Ц3-280ES 5КЦ2-280ES	5Ц3-350ES
Термическая мощность редукторов без дополнительного охлаждения P_{G1}							
Большие или средние помещения	$\leq 0,3$	61	74	90	117	141	226
Снаружи	1*	73	89	109	141	170	272
Место установки редуктора	n_1 , мин ⁻¹	Термическая мощность редукторов с вентилятором P_{G2}					
Большие или средние помещения	1500	82	100	122	158	191	305
	1000	64	78	95	123	148	237
Снаружи	1500	102	125	152	198	238	381
	1000	80	98	119	155	187	299

*Если скорость потока воздуха выше, обратитесь за информацией в НТЦ "Редуктор".

Таблица 1.24 Термическая мощность четырехступенчатых редукторов, кВт

Место установки редуктора	Скорость потока воздуха, м/с	Типоразмер				
		5Ц4-180ES 5КЦ3-180ES	5Ц4-200ES 5КЦ3-200ES	5Ц4-225ES 5КЦ3-225ES	5Ц4-280ES 5КЦ3-280ES	5Ц4-350ES 5КЦ3-350ES
		Термическая мощность редукторов без дополнительного охлаждения P_{G1}				
Большие или средние помещения	$\leq 0,3$	46	56	69	108	173
Снаружи	1*	56	68	83	130	208

*Если скорость потока воздуха выше, обратитесь за информацией в НТЦ "Редуктор".

6. Условное обозначение редуктора

Зная типоразмер редуктора, передаточное отношение, вариант сборки и рабочее положение в пространстве (см. табл. 1.1 – 1.2 на стр. 14 – 15), конструктивное исполнение по способу монтажа (см. табл. 1.3 на стр. 16), расположение поверхности крепления в пространстве (см. табл. 1.4 на стр. 16), вариант расположения входного вала относительно плоскости разъёма корпуса (для редукторов типа 5Ц4) (см. рис. 1.2 на стр. 17), вариант расположения входных валов (для коническо-цилиндрических редукторов) (см. рис. 1.3 на стр. 17), особенность исполнения выходного вала (см. табл. 1.5 – 1.6 на стр. 18 – 19), а также климатическое исполнение и категорию размещения редуктора, определяем условное обозначение редуктора, как показано в примерах на стр. 31, 33.

ПРИМЕРЫ ВЫБОРА РЕДУКТОРА

Пример 1 (выбор цилиндрического редуктора)

Требуется выбрать цилиндрический редуктор для привода со следующими исходными данными:

- потребляемая мощность приводимой машины $P_e = 11$ кВт;
- расчётная частота вращения выходного вала редуктора $n_{2p} = 10$ мин⁻¹;
- расчётная частота вращения входного вала редуктора $n_{1p} = 1500$ мин⁻¹;
- работа 16 час/сут, 5 пусков в час по 7 мин, характер нагрузки — равномерный;
- смазка, применяемая в редукторе, — синтетическая зарубежного производства;
- соединение редуктора с электродвигателем — через упругую муфту; с приводным механизмом — через цепную передачу;
- режим работы редуктора — нереверсивный;
- редуктор установлен в закрытом помещении;
- скорость потока воздуха 0,1 м/с;
- температура окружающей среды + 50°С.

Требуемые конструктивные особенности редуктора:

- расположение в пространстве — горизонтальное, крепление к полу;
- конструктивное исполнение по способу монтажа — на лапах;
- выходной вал — односторонний цилиндрический.

Выбор типа редуктора

Рассчитываем требуемое передаточное отношение:

$$i = n_{1p} / n_{2p} = 1500 / 10 = 150.$$

Учитывая требуемое передаточное отношение редуктора (i), по таблице 1.13 на стр.

25 выбираем редуктор цилиндрический одноступенчатый типа **5Ц4**.

Выбор типоразмера редуктора

Определяем значение эксплуатационного коэффициента $K_{\Sigma} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$. Значения коэффициентов $K_1 - K_4$ выбираем по таблицам 1.14 – 1.17:

$K_1 = 1,0$ (нагрузка равномерная, работа 16 часов в сутки, 5 пусков в час);

$K_2 = 1,0$ (синтетическая смазка зарубежного производства);

$K_3 = 1,15$ (5 пусков в час, на входном валу — упругая муфта; на выходном валу — цепная передача);

$K_4 = 1,0$ (работа неререверсивная).

$K_{\Sigma} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 1,15$.

Определяем значение расчётно-эксплуатационной мощности редуктора $P_{p\text{э}}$:

$P_{p\text{э}} = P_e \cdot K_{\Sigma} = 11 \cdot 1,15 = 12,7$ кВт.

В таблицах технических характеристик цилиндрических редукторов, приведенных на стр. 37 – 43, найдём минимальный типоразмер редуктора, для которого табличные значения i_N и P удовлетворяют условиям: $i_N \approx i$, $P \geq P_{p\text{э}}$. В нашем случае это будет редуктор 5Ц4-180ES со следующими техническими характеристиками:

$i_N = 160$; $T_2 = 12$ кН·м; $P = 13$ кВт; $n_2 = 9,4$ мин⁻¹.

Выбор приводного двигателя

Исходя из условия (4), выбираем приводной двигатель 4А132М4У3 со следующими техническими характеристиками:

$n_H = 1500$ мин⁻¹; $P_H = 11$ кВт; $\frac{T_{п}}{T_H} = 2$.

Проверяем перегрузочную способность двигателя при пуске:

$\frac{T_{п}}{T_H} / f_H = 2/1 = 2 \leq 2,5$.

Условие (5) выполняется.

Проверка редуктора на нагрев

По формуле (6) определяем использование мощности редуктора:

$K_p = \frac{P_e}{P} \cdot 100\% = \frac{11}{13} \cdot 100\% = 60\%$.

Определяем необходимость дополнительного охлаждения редуктора, для этого проверяем условие (7):

$P_e \leq P_{G1} \cdot f_A \cdot f_W$

Значение коэффициента f_A выбираем из таблицы 1.19 на стр. 27, коэффициента f_W — из таблицы 1.20 на стр. 27 для ПВ = $\frac{5 \cdot 7}{60} \cdot 100 = 60\%$.

$P_e = 11$ кВт; $P_{G1} \cdot f_A \cdot f_W = 46 \cdot 1,04 \cdot 0,73 = 35$ кВт,

11 кВт < 35 кВт

Условие (7) выполняется. Дополнительное охлаждение редуктора не требуется.

Итак, учитывая заданные конструктивные требования и используя табл. 1.1 на стр. 14, табл. 1.3 на стр. 16, табл. 1.4 на стр. 16, рис. 1.2 на стр. 17 и табл. 1.5 – 1.6 на стр. 18 – 19, выбираем редуктор:

5Ц4 - 180ES - 160 - 11С - 1 - 1 - А - Ц - У3



- 1 → Тип редуктора — цилиндрический четырехступенчатый
- 2 → Условный габарит редуктора (межосевое расстояние тихоходной ступени, мм)
- 3 → Название серии
- 4 → Номинальное передаточное отношение
- 5 → Вариант сборки и рабочее положение в пространстве (по табл. 1.1)
- 6 → Конструктивное исполнение по способу монтажа — на лапах (по табл. 1.3)
- 7 → Расположение поверхности крепления в пространстве (по табл. 1.4)
- 8 → Вариант расположения входного вала относительно плоскости разъема корпуса (рис. 1.2)
- 9 → Исполнение выходного вала — цилиндрический
- 10 → Климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69

Пример 2 (выбор коническо-цилиндрического редуктора)

Требуется выбрать коническо-цилиндрический редуктор для промышленного привода со следующими исходными данными:

- потребляемая мощность приводимой машины $P_e = 60$ кВт;
- расчётная частота вращения выходного вала редуктора $n_{2p} = 70$ мин⁻¹;
- расчётная частота вращения входного вала редуктора $n_{1p} = 1000$ мин⁻¹;
- работа 8 час/сут, 12 пусков в час по 4 мин, характер нагрузки равномерный;
- смазка, применяемая в редукторе, — синтетическая зарубежного производства;
- соединение редуктора с электродвигателем и валом привода — через упругие муфты;
- режим работы редуктора — реверсивный (пуски после остановки более 10 сек);
- редуктор установлен на открытом пространстве;
- скорость потока воздуха 1 м/с;
- температура окружающей среды + 50°С.

Требуемые конструктивные особенности редуктора:

- расположение в пространстве — горизонтальное;
- конструктивное исполнение по способу монтажа — с реактивной штангой (насадное);
- выходной вал — полый со шпоночным пазом;
- входной вал один.

Выбор типа редуктора

Рассчитываем требуемое передаточное отношение:

$$i = n_{1P} / n_{2P} = 1000 / 70 = 14.$$

Учитывая требуемое передаточное отношение редуктора (i), по таблице 1.13 на стр. 25 выбираем редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый типа **5КЦ1**.

Выбор типоразмера редуктора

Определяем значение эксплуатационного коэффициента $K_{\Sigma} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$. Значения коэффициентов $K_1 - K_4$ выбираем по таблицам 1.14 – 1.17:

$K_1 = 1,0$ (нагрузка равномерная, работа 8 часов в сутки, 12 пусков в час);

$K_2 = 1,0$ (синтетическая смазка зарубежного производства);

$K_3 = 1,05$ (12 пусков в час, упругие муфты на входном и выходном валах);

$K_4 = 1,0$ (реверсивные пуски после остановки более 10 сек).

$$K_{\Sigma} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,05 \cdot 1,0 = 1,05.$$

Определяем значение расчётно-эксплуатационной мощности редуктора $P_{PЭ}$:

$$P_{PЭ} = P_e \cdot K_{\Sigma} = 60 \cdot 1,05 = 63 \text{ кВт.}$$

В таблицах технических характеристик коническо-цилиндрических редукторов, приведенных на стр. 49 – 53, найдём минимальный типоразмер редуктора, для которого табличные значения i_N и P удовлетворяют условиям: $i_N \approx i$, $P \geq P_{PЭ}$. В нашем случае это будет редуктор 5КЦ1-180ES со следующими техническими характеристиками:

$$i_N = 14; T_2 = 8,4 \text{ кН·м}; P = 65 \text{ кВт}; n_2 = 71 \text{ мин}^{-1}.$$

Выбор приводного двигателя

Исходя из условия (4), выбираем приводной двигатель РАСТ 280S6 75 kW В5 400/690V со следующими техническими характеристиками:

$$n_H = 1000 \text{ мин}^{-1}; P_H = 75 \text{ кВт}; \frac{T_{п}}{T_H} = 2.$$

Проверяем перегрузочную способность двигателя при пуске:

$$\frac{T_{п}}{T_H} / f_H = 2 / 0,85 = 2,4 \leq 2,5.$$

Условие (5) выполняется.

Проверка редуктора на нагрев

По формуле (6) определяем использование мощности редуктора:

$$K_p = \frac{P_e}{P} \cdot 100\% = \frac{60}{65} \cdot 100\% = 90\%.$$

Определяем необходимость дополнительного охлаждения редуктора, для этого проверяем условие (7):

$$P_e \leq P_{G1} \cdot f_A \cdot f_W,$$

Значение коэффициента f_A выбираем из таблицы 1.19 на стр. 27, коэффициента f_W —

из таблицы 1.20 на стр. 27 для ПВ = $\frac{12 \cdot 4}{60} \cdot 100 = 80\%$.

$$P_e = 60 \text{ кВт}; \quad P_{G1} \cdot f_A \cdot f_W = 80 \cdot 1,02 \cdot 0,67 = 55 \text{ кВт},$$

$$60 \text{ кВт} > 55 \text{ кВт}$$

Условие (7) не выполняется. Требуется использовать воздушный вентилятор.

Проверяем условие (8):

$$P_e \leq P_{G2} \cdot f_A \cdot f_W,$$

Значение коэффициента f_A выбираем из таблицы 1.19 на стр. 27, коэффициента f_W — из таблицы 1.20 на стр. 27 для ПВ = $\frac{12 \cdot 4}{60} \cdot 100 = 80\%$.

$$P_e = 60 \text{ кВт}; \quad P_{G2} \cdot f_A \cdot f_W = 88 \cdot 1,02 \cdot 0,67 = 60 \text{ кВт},$$

$$60 \text{ кВт} = 60 \text{ кВт}$$

Условие (8) выполняется. Для внешнего охлаждения редуктора достаточно вентилятора.

Итак, учитывая заданные конструктивные требования и используя табл. 1.2 на стр. 15, табл. 1.3 на стр. 16, табл. 1.4 на стр. 16, рис. 1.3 на стр. 17 и табл. 1.5 – 1.6 на стр. 18 – 19, выбираем редуктор:

5КЦ1 - 180ES - 14 - 47С - 2 - 5 - 11 - П - У3



- 1 ↑ Тип редуктора — коническо-цилиндрический двухступенчатый
- 2 ↑ Условный габарит редуктора (межосевое расстояние тихоходной ступени, мм)
- 3 ↑ Название серии
- 4 ↑ Номинальное передаточное отношение
- 5 ↑ Вариант сборки и рабочее положение в пространстве (по табл. 1.2)
- 6 ↑ Конструктивное исполнение по способу монтажа — с реактивной штангой (по табл. 1.3)
- 7 ↑ Расположение поверхности крепления в пространстве (по табл. 1.4)
- 8 ↑ Вариант расположения входных валов (рис. 1.2)
- 9 ↑ Исполнение выходного вала — полый со шпоночным пазом
- 10 ↑ Климатическое исполнение и категория размещения по ГОСТ 15150-69

При заказе необходимо указать, что для охлаждения редуктора требуется вентилятор.

