

МЕТОДИКА ПОДБОРА ЧЕРВЯЧНЫХ РЕДУКТОРОВ, ПРЕДОТВРАТИВШАЯ МНОЖЕСТВО ПОЛОМОК И АВАРИЙ

В.И. Парубец, А.Е. Кузьмин

ВВЕДЕНИЕ

В середине девяностых годов НТЦ «Редуктор», приступивший к изготовлению и поставкам на российский рынок червячных редукторов, столкнулся с рядом противоречий технического характера: в каталогах*, паспортах и стандартах на типовые конструкции червячных редукторов, разработанных в свое время головным предприятием редукторной отрасли СССР – ВНИИРедуктор, были заявлены такие технические характеристики, которых было трудно, а порой и невозможно достичь.

В этих технических документах, являющихся единственным информационным наследием прежней технической политики в области редукторостроения, отсутствовали четко очерченные рекомендации по выбору червячных редукторов, учитывающие всевозможные условия их эксплуатации. Вследствие этого те потребители, которые для своих новых проектов выбирали редукторы по собственному разумению, в соответствии со своими расчетами и с учетом информации, полученной из упомянутых каталогов, допускали ошибки и поэтому сталкивались с отказами оборудования из-за поломок неправильно подобранных редукторов: вскоре после ввода в эксплуатацию они начинали перегреваться, зубья колес интенсивно изнашивались и редукторы выходили из строя.

Заказчики, не имевшие представления о том, что в прежние времена существовала целая система согласования применяемых редукторов в каждом новом проекте (которая, собственно, восполняла все то, что было недосказано в каталогах и других источниках, предотвращая любой случай неправильного подбора редукторов), обращались к изготовителю за разъяснениями и даже с претензиями. Между тем, налицо были все признаки неправильного выбора редукторов из-за некорректной и искаженной информации, полученной из упомянутых источников.

Для устранения возникших противоречий НТЦ «Редуктор» разработал методику, применение которой позволило избежать прежних ошибок при выборе червячных редукторов и надежно защитить каждого потребителя от возможных аварий и простоев оборудования, в котором используются эти редукторы.

Мы представляем вниманию наших читателей и специалистов по подбору редукторов основные положения этой методики.

* Каталог, часть 1. ВНИИРедуктор. – М.: ВНИИТЭМР, 1987, – 66 с. Редукторы и мотор-редукторы. Отраслевой каталог, часть 2. НПО «Редуктор». – М.: ВНИИТЭМР, 1989, – 60 с.

1. ОБЩИЕ ПОЯСНЕНИЯ

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

- крутящий момент $T_{РАСЧ}$, воспринимаемый выходным валом редуктора и соответствующий нормально протекающему (установившемуся) процессу работы механизма, Н·м;
- расчетная частота вращения выходного вала, n_{2P} , мин⁻¹;
- расчетная частота вращения входного вала, n_{1P} , мин⁻¹ (или требуемое передаточное отношение i_p);
- характер внешней нагрузки;
- продолжительность суточной работы;
- частота пусков;
- наличие реверсивного режима работы;
- режим ввода редуктора в эксплуатацию;
- расположение червячной пары в пространстве;
- тип применяемого смазочного материала;
- температура окружающей среды;
- наличие упругих элементов (муфт, ремней и др.) на входном и выходном валах редуктора.

2. ВЫБОР ТИПА РЕДУКТОРА

2.1. Рассчитываем требуемое передаточное отношение редуктора:

$$i_p = n_{1P} / n_{2P}, \quad (1)$$

где:

- n_{1P} – частота вращения входного вала, расчетная;
- n_{2P} – частота вращения выходного вала, расчетная.

2.2. Учитывая требуемое передаточное отношение i_p (требуемую частоту вращения выходного вала n_{2P}), по таблице А выбираем тип редуктора (мотор-редуктора).

Таблица А

Передаточное отношение i	Частота вращения выходного вала n_2 , МИН ⁻¹	Тип редуктора, мотор-редуктора
4...80	9,37...375	червячный одноступенчатый
16...250	3,0...93,75	цилиндро-червячный двухступенчатый
63...800	0,94...23,8	цилиндро-червячный трехступенчатый
25...4000	0,187...60	червячный двухступенчатый
125...12500	0,06...12	цилиндро-червячный трехступенчатый

2.3. Часть диапазона передаточных отношений (частот вращения выходного вала) редуктора (мотор-редуктора) имеет альтернативные решения. В этом случае рассматривают все возможные типы редукторов (мотор-редукторов) и после дополнительного сравнения их табличных характеристик –

- номинального крутящего момента T_2 (или номинальной мощности P_1);
- КПД;
- габаритов –

выбирают лучший вариант, соответствующий тем или иным существенным требованиям эксплуатации: с max крутящим моментом или КПД, с min габаритами и массой.

3. ВЫБОР ГАБАРИТА РЕДУКТОРА

3.1. Определяют расчетно-эксплуатационное значение крутящего момента $T_{2PЭ}$ на выходном валу:

$$T_{2PЭ} = T_{PACЧ} \cdot K_3, \quad (2)$$

где K_3 – эксплуатационный коэффициент, учитывающий фактические условия эксплуатации и режим работы редуктора

$$K_3 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7. \quad (3)$$

Значения коэффициентов K_1 – K_7 выбирают по таблицам 1 – 7, исходя из фактических условий и режимов эксплуатации редуктора. Если полученное значение K_3 превысило 3,0 ($K_3 > 3,0$), то для дальнейших расчетов принимают $K_3 = 3,0$.

3.2. По таблице технических характеристик, соответствующей выбранному типу редуктора:

- сравнивают расчетное значение передаточного отношения с табличными и находят ближайшее меньшее i_M и ближайшее большее значение i_B ;
- для найденных i_M и i_B :
- сравнивают табличные значения частот вращения валов редуктора n_1 и n_2 с их исходными (требуемыми) значениями;
- сравнивают табличные значения передаваемых моментов и КПД;
- из двух значений i_M и i_B выбирают передаточное отношение i редуктора в зависимости от наиболее значимых конструкторско-эксплуатационных факторов, таких как:
 - минимум отклонения от требуемого значения параметра n_2 ;
 - максимум КПД;
 - максимум передаваемого момента;
- для выбранного значения i сравнивают табличные значения T_2 с расчетным значением $T_{2PЭ}$ и находят:
 - ближайшее меньшее значение крутящего момента T_{2M} ;
 - ближайшее большее значение крутящего момента $T_{2Б}$;
- определяют:
 - типоразмер редуктора, соответствующий ближайшему меньшему значению момента T_{2M} ;
 - типоразмер редуктора, соответствующий ближайшему большему значению момента $T_{2Б}$.

3.3. Сравнивают технико-эксплуатационные показатели, габариты и массу редукторов и производят дополнительный конструктивно-эксплуатационный анализ в целях определения возможности выбора редуктора ближайшего меньшего типоразмера. Для этого пересматривают конструкцию машины (условия и режимы ее эксплуатации) в целях уменьшения значения эксплуатационного коэффициента K_3 и, соответственно, уменьшения расчетно-эксплуатационного момента $T_{2PЭ}$ до значения $T_{2PЭ} \leq T_{2M}$.

4. ПРИМЕР ВЫБОРА РЕДУКТОРА

Требуется подобрать червячный редуктор со следующими исходными данными:

- расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора $T_{PACЧ} = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- частота вращения входного вала $n_{1P} = 1500 \text{ мин}^{-1}$;
- частота вращения выходного вала $n_{2P} = 47 \text{ мин}^{-1}$;
- работа 14 часов в сутки, 12 пусков в час, нагрузка – равномерная;
- соединение редуктора с электродвигателем и механизмом – через упругие муфты;
- выходной вал – вертикальный, полый, вращение – в одну сторону;
- смазка – синтетическая с присадками;
- место работы – помещение с температурой воздуха $t_B = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Рассчитываем требуемое передаточное отношение редуктора:

$$i_p = n_{1P} / n_{2P} = 1500 / 47 = 31,9.$$

По таблице А определяем тип редуктора. В данном случае подходит червячный одноступенчатый или цилиндро-червячный двухступенчатый редуктор.

Полученное значение передаточного отношения сравниваем с табличным, указанным в таблицах технических характеристик червячных Ч и цилиндро-червячных ЦЧ редукторов, и находим ближайшее значение $i = 31,5$.

Определяем расчетно-эксплуатационное значение крутящего момента на выходном валу редуктора:

$$T_{2PЭ} = T_{PACЧ} \cdot K_3, \quad \text{где } K_3 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7.$$

- Величины коэффициентов K_1 – K_7 выбираем по таблицам 1–7, после чего определяем значения K_3 и $T_{2PЭ}$:
- $K_1 = 1,0$ (работа 14 час/сутки; нагрузка равномерная);
 - $K_2 = 1,2$ (температура $30 \text{ }^\circ\text{C}$, ПВ = 100 %);
 - $K_3 = 0,8$ (синтетическая смазка с присадкой);
 - $K_4 = 1,05$ (12 пусков/час, соединение валов упругими муфтами);
 - $K_5 = 1,0$ (реверса нет);
 - $K_6 = 1,2$ (ввод в эксплуатацию на требуемую номинальную нагрузку);
 - $K_7 = 1,0$ (выходной вал – вертикальный);
- $$K_3 = 1,0 \cdot 1,2 \cdot 0,8 \cdot 1,05 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 1,21;$$
- $$T_{2PЭ} = 400 \cdot 1,21 = 484 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пользуясь таблицами технических характеристик (табл. 8, 9) и учитывая условие $T_2 \geq T_{2PЭ}$, выбираем два варианта:

- для червячных редукторов: $i = 31,5$, $T_2 = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$,



Табл. 1. Коэффициент режима эксплуатации K_1

Характер нагрузки	Межосевое расстояние выходной ступени $a_w, мм$	Время работы в сутки, часы											
		до 4			свыше 4 до 8			свыше 8 до 16			свыше 16 до 24		
		Частота пусков в час											
		< 10	10-100	> 100	< 10	10-100	> 100	< 10	10-100	> 100	< 10	10-100	> 100
Равномерная	40...50	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,0	1,0	1,1
	63...125	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,0	1,1	1,2
	160...500	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,0	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Средние толчки	40...50	1,0	1,1	1,3	1,0	1,1	1,3	1,1	1,2	1,3	1,1	1,2	1,3
	63...125	1,0	1,1	1,3	1,0	1,1	1,3	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
	160...500	1,0	1,1	1,3	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5
Сильные толчки	40...50	1,2	1,3	1,4	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5	1,3	1,4	1,5
	63...125	1,2	1,3	1,4	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5	1,4	1,6	1,6
	160...500	1,2	1,3	1,4	1,3	1,4	1,5	1,4	1,6	1,6	1,5	1,6	1,7

Табл. 2. Температурный коэффициент K_2

Температура окружающей среды, °C	Продолжительность включения (ПВ), %				
	100	80	60	40	20
10	1,0		0,9	0,8	0,7
20	1,0		0,9	0,8	
30	1,2	1,15	1,1	1,0	0,9
40	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0
50	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1

Табл. 3. Коэффициент смазки K_3

Тип смазки	K_3
Синтетическая с присадкой	0,8
Синтетическая	1,0
Минеральная	1,2

Табл. 4. Коэффициент наличия упругих элементов K_4

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

Табл. 5. Коэффициент реверсивных пусков K_5

Наличие реверсивного движения	Межосевое расстояние выходной ступени $a_w, мм$				
	40	50-80	100-160	200-320	400-500
Реверсивные пуски отсутствуют	1,0				
Реверсивные пуски после остановки > 10 сек	1,0				
Реверсивные пуски после остановки 2-10 сек*	1,0	1,2-1,0	1,5-1,0		
Реверсивные пуски после остановки < 2 сек	1,1	1,2	1,3	1,5	1,6

* Значения коэффициентов в промежутках времени определяются интерполяцией

Табл. 6. Коэффициент режима ввода редуктора в эксплуатацию K_6

Режим ввода в эксплуатацию		Межосевое расстояние выходной ступени $a_w, мм$	Передаточное отношение i			
			< 100	100-200	250-1000	> 1000
Ввод в эксплуатацию при ступенчатом повышении нагрузки от 0,7 до 1,0 T_2 в течение:	8-16 час.	40-50	1,0			
	16-24 час.	63-125				
	24-48 час.	160-500				
Ввод в эксплуатацию на требуемую номинальную нагрузку T_2		40	1,05	-	-	
		50-80	1,1	1,05	1,0	
		100-160	1,2	1,1	1,05	1,0
		200-320	1,25	1,2	1,1	1,05
		400-500	1,3	1,25	1,2	1,1

Табл. 7. Коэффициент расположения червячной пары в пространстве K_7

Межосевое расстояние выходной ступени $a_w, мм$	Расположение червячной пары выходной ступени			
	Червяк под колесом	Вал колеса вертикальный	Червячный вал вертикальный	Червяк над колесом
40	1,0	1,0	1,0	1,0
50-80				1,1
100-160				1,15
200-320				1,2
400-500				1,3



Табл. 8. Фрагмент таблицы технических характеристик червячных редукторов*

i	n ₁	n ₂	Ч-100М			Ч-125М			Ч-160М		
			P ₁	T ₂	η	P ₁	T ₂	η	P ₁	T ₂	η
	мин ⁻¹		кВт	Н·м		кВт	Н·м		кВт	Н·м	
25,0	1500	60	2,7	375	0,85	4,5	615	0,85	8,0	1120	0,86
	1000	40	2,2	437	0,83	3,5	700	0,83	6,5	1320	0,84
	750	30	1,8	475	0,80	2,9	775	0,82	5,3	1400	0,81
31,5	1500	47,6	2,6	412	0,79	4,9	800	0,80	9,4	1600	0,83
	1000	31,7	2,0	475	0,75	3,8	900	0,77	7,3	1800	0,80
	750	23,8	1,7	575	0,74	3,3	1000	0,75	6,2	2000	0,79
40,0	1500	37,5	2,0	387	0,75	3,4	690	0,78	6,1	1250	0,79
	1000	25	1,6	437	0,72	2,7	775	0,74	4,9	1450	0,76
	750	18,75	1,3	475	0,70	2,3	850	0,72	4,2	1600	0,73

Табл. 9. Фрагмент таблицы технических характеристик цилинд्रो-червячных редукторов*

i	n ₁	n ₂	ЦЧ-80М			ЦЧ-100М			ЦЧ-125М		
			P ₁	T ₂	η	P ₁	T ₂	η	P ₁	T ₂	η
	мин ⁻¹		кВт	Н·м		кВт	Н·м		кВт	Н·м	
25,0	1500	60	2,40	310	0,83	4,1	560	0,85	6,7	905	0,85
	1000	40	1,90	370	0,82	3,1	630	0,84	5,0	1000	0,84
	750	30	1,50	390	0,81	2,5	660	0,82	4,0	1060	0,83
31,5	1500	47,6	1,70	280	0,83	3,0	500	0,83	5,0	850	0,84
	1000	31,7	1,30	320	0,82	2,3	565	0,81	3,85	955	0,83
	750	23,8	1,00	340	0,80	1,9	605	0,80	3,15	1030	0,82
40,0	1500	37,5	1,40	295	0,82	2,6	545	0,82	4,3	910	0,83
	1000	25	1,05	330	0,82	1,9	600	0,81	3,25	1015	0,82
	750	18,75	0,87	350	0,79	1,5	610	0,80	2,6	1080	0,81

* Значения технических характеристик взяты из каталога НТЦ «Редуктор»

η = 0,8, что соответствует габариту Ч-125М;
 – для цилинд्रो-червячных редукторов: i = 31,5, T₂ = 500 Н·м, η = 0,83, что соответствует габариту ЦЧ-100М.

Анализируя полученные характеристики редукторов (габарит, T₂, η) и заданные конструктивные особенности (вариант сборки, расположение червячной передачи в пространстве, исполнение конца выходного вала), выбираем редуктор:

ЦЧ – 100М – 31,5 – 56 – 4 – 2 – K₂ – П₁ – У₂.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Полагаем, что каждый специалист, внимательно изучивший основные положения данной методики, согласится с нашим утверждением о том, что в ней синтезирован как российский, так и зарубежный подходы к правилам подбора червячных редукторов. Поэтому нам представляются излишними высказываемые другими авторами мнения о необходимости двух научных подходов, двух методик, двух правил подбора редукторов – российских и зарубежных.

В современных условиях, когда редукторный рынок России наводнен не только отечественными, но и зарубежными редукторами, когда технический уровень российских редукторов быстро повышается до зарубежных, а при их разработке и изготовлении применяются одни и те же конструкторские и технологические методы, необходим поиск общего научного подхода к выработке единой методики подбора червячных редукторов, надежно защищающей потребителей от их неправильного выбора.

Мы рассчитываем на то, что данная публикация станет побудительным мотивом для проведения новых исследований, результатом которых явится более строгий и обоснованный подход к выбору редукторов и мотор-редукторов.

2. Мы также информируем наших читателей о том, что, пользуясь такой методикой, используя такие же подходы, как и для червячных редукторов, в НТЦ «Редуктор» разработали и применяют методики подбора редукторов и мотор-редукторов планетарных, соосных и др., что надежно защищает каждого потребителя от ошибок при подборе редукторов любых типов.

Вниманию потребителей редукторов и мотор-редукторов!

Если вы сталкиваетесь с проблемами ненадежно работающих редукторов – червячных и других, обращайтесь в НТЦ «Редуктор»!

Наши специалисты проанализируют и вскрыют причины ненадежной и недолговечной их работы, дадут необходимые рекомендации. Стоимость наших услуг – **МИНИМАЛЬНА**, а ваша выгода в виде безотказно работающих редукторов – **МАКСИМАЛЬНА!**

**ЭТО ВАМ
ВЫГОДНО!**

