

УДК 621.8

Б. С. Леонтьев, Р. Ф. Галлямов

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВХОДНОГО ВАЛА
ЦИЛИНДРИЧЕСКО-ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Ключевые слова: цилиндрическо-червячный редуктор, опора входного вала, подшипники качения

В статье проведено исследование конструкции входного вала цилиндрическо-червячного редуктора с целью выработки рекомендации по выбору подшипников качения для опор входного вала.

Keywords: cylindrical-worm gearbox, input shaft bearings, ball bearings

In this article the construction of input shaft of the cylindrical – worm gearbox was researched. Recommendations are given to select ball bearings for the input shaft bearings.

Цель исследования – выработка рекомендаций по выбору типа и серии подшипников качения в опорах входного вала цилиндрическо-червячного редуктора.

Описание конструкции (рис. 1).

Цилиндрическо-червячный редуктор включает следующие основные элементы: корпус редуктора 1 и крышку корпуса 2; съемный корпус зубчатой передачи 3; входной вал 4; промежуточный вал 5; выходной вал 6; шестерню 7; зубчатое колесо 8; червяк 9; червячное колесо 10; левую и правую подшипниковые опоры входного вала 11 и 12; левую и правую подшипниковые опоры промежуточного вала 13 и 14.

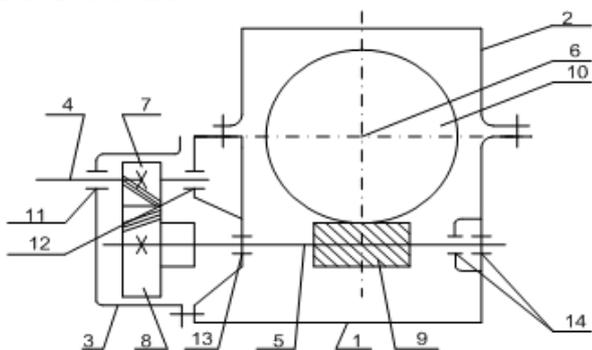


Рис. 1 – Двухступенчатый цилиндрическо-червячный редуктор

На законцовке входного вала 4 устанавливается муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) ГОСТ 21424-93, которая соединяет входной вал 4 с валом электродвигателя (на рис. 1 не показаны). Входной вал выполнен из стали 40Х ГОСТ 4543-71 заодно с шестерней 7, которая представляет собой косозубое зубчатое колесо цилиндрической зубчатой передачи. Для крепления вала 4 в опорах 11 и 12

используются радиально-упорные шарикоподшипники ГОСТ 831-75, причем подшипник в опоре 12 на один типоразмер меньше. Подшипники в опорах 11 и 12 установлены по схеме «враспор», при этом угол наклона зубьев зубчатых колес выполнен так, что осевую нагрузку воспринимает подшипник опоры 11. Шестерня 7 соединяется с зубчатым колесом 8, которое крепится консольно на законцовке промежуточного вала 5 и передает вращение с помощью шпоночного соединения. Вал 5 выполнен из стали 40Х заодно с червяком 9 и подвергается термообработке улучшению до твердости 269...302 НВ, при этом витки червяка подвергаются поверхностной закалке ТВЧ до твердости 45...50 HRC. Профиль червяка эвольвентный (ZI), витки червяка шлифуются и полируются до шероховатости $R_a \leq 0,8$ мкм. Для крепления вала 5 в опорах 13 и 14 используются: в опоре 14 – два конических роликоподшипника ГОСТ 27365-87, установленных на валу до соприкосновения внутренними кольцами (схема «враспор»); в опоре 13 – радиальный однорядный шарикоподшипник ГОСТ 8338-75. Червяк 9 передает вращение червячному колесу 10, которое установлено на выходном валу 6 с помощью шпоночного соединения. Для крепления выходного вала 6 в опорах корпуса редуктора используются конические роликоподшипники ГОСТ 27365-87, установленные по схеме «враспор».

Кинематический расчет привода [1, часть 1]

Исходные данные для расчета привода по каждому из 20 вариантов заданий и итоговые данные кинематического расчета сведены в таблицу 1 (при этом для каждого варианта рассматривались два возможных случая: $U_{зуб} = 2$ и $U_{зуб} = 3$):

Таблица 1 – Исходные данные и итоговые параметры кинематического расчета

Вар.	F_t , кН	u , м/с	D , мм	$P_{тр}$, кВт	$n_{дв.}$, об/мин	Общее перед. отношение	Марка эл. двигателя и его характеристика
1.	5	0,25	250	1,8599172	1400	73,3038286	АИР90Л4/2: $P_H=2$ кВт, $n_c=1500$ об/мин; $s=6,5\%$; $d_1=24$ мм
2.	5	0,3	275	2,2319	1420	68,1551073	АИР100S6/4: $P_H=2,24$ кВт, $n_c=1500$ об/мин; $s=5,5\%$; $d_1=28$ мм
3.	7	0,35	300	3,64543771	1410	63,280652	АИР100Л4/2: $P_H=4,25$ кВт, $n_c=1500$ об/мин; $s=6\%$; $d_1=28$ мм

4.	5	0,4	325	2,97586752	1425	60,62292	АИР100S4/2: P _H =3кВт, n _c =1500 об/мин; s=5%; d ₁ =28мм
5.	6	0,45	350	4,01742115	1410	57,4213324	АИР100L4/2: P _H =4,25кВт, n _c =150 об/мин 0; s=6%; d ₁ =28мм
6.	7	0,5	375	5,207768158	1470	57,726765	АИР112M4/2: P _H =5,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0175; d ₁ =32мм
7.	5	0,55	400	4,09181784	1410	53,6926744	АИР100L4/2: P _H =4,25кВт, n _c =1500 об/мин; s=6%; d ₁ =28мм
8.	6	0,6	425	5,35656153	1470	54,5197225	АИР112M4/2: P _H =5,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0175; d ₁ =32мм
9.	7	0,65	450	6,770098602	1455	52,7425074	АИР132S4: P _H =7,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0306; d ₁ =38мм
10.	5	0,7	475	5,207768158	1470	52,22897787	АИР112M4: P _H =5,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0175; d ₁ =32мм
11.	5	0,35	300	2,60388408	1425	63,95385046	АИР100S4/2: P _H =3кВт, n _c =1500 об/мин; s=5%; d ₁ =28мм
12.	5,5	0,45	350	3,68263605	1410	57,42133239	АИР100L4/2: P _H =4,25кВт, n _c =1500 об/мин; s=6%; d ₁ =28мм
13.	5	0,5	375	3,719834397	1410	55,37057053	АИР100L4/2: P _H =4,25кВт, n _c =1500 об/мин; s=6%; d ₁ =28мм
14.	5	0,6	425	4,463801276	1470	54,51972251	АИР112M4: P _H =5,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0175; d ₁ =32мм
15.	6,5	0,5	375	4,8357847	1470	57,72676501	АИР112M4: P _H =5,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0175; d ₁ =32мм
16.	6	0,55	400	4,910181404	1470	55,9774691	АИР112M4: P _H =5,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0175; d ₁ =32мм
17.	6	0,7	475	6,249321787	1455	51,69602911	АИР132S4: P _H =7,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0306; d ₁ =38мм
18.	7	0,4	325	4,166214525	1410	59,98478472	АИР100L4/2: P _H =4,25кВт, n _c =1500 об/мин; s=6%; d ₁ =28мм
19.	7	0,45	350	4,68699134	1470	59,86479334	АИР112M4: P _H =5,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0175; d ₁ =32мм
20.	7	0,7	475	7,290875418	1455	51,69602911	АИР132S4: P _H =7,5кВт, n _c =1500 об/мин; s=0,0306; d ₁ =38мм

Конструкция входного вала

В соответствии с методическими указаниями [2] вначале определяется диаметр концевой части входного вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых касательных напряжениях, мм:

$$d_{\text{кон1}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times T_1 \times 10^3}{\pi [\tau]}}, \quad (1)$$

где T_1 – вращающий момент на входном валу, Н·м;
 $[\tau] = 12 \text{ МПа}$ – допускаемое касательное напряжение.

Полученное значение округляется в большую сторону до такой величины, которая согласуется с диаметром вала электродвигателя d_1 , соединенного с $d_{\text{кон1}}$ муфтой МУВП ГОСТ 21424-93. Результаты расчетов сводим в таблицу 2.

Таблица 2 – конструкция законцовки входного вала

Вар.	T ₁ , Н·м	Расчетн. значение d _{кон1} , мм	МУВП			Принят. знач. d _{кон1} , мм	Форма закон- цовки	d _{n1} лев, мм	d _{n1} пр, мм
			d ₁ , мм	T _H , Н·м	Δ, мм				
1.	12,3083	17,35	24	63	0,2	22	цилиндр.	25	20
2.	14,562	18,35	28	125	0,3	25	конус.	25	20
3.	23,9532	21,7	28	125	0,3	25	"	25	20
4.	19,348	20,2	28	125	0,3	25	"	25	20
5.	26,3974	22,38	28	125	0,3	25	цилиндр.	30	25
6.	32,822	24,06	32	125	0,3	30	конус.	30	25
7.	26,886	22,51	28	125	0,3	25	цилиндр.	30	25
8.	33,76	24,29	32	125	0,3	30	конус.	30	25
9.	43,1019	26,35	38	250	0,3	35	конус.	35	30
10.	32,822	24,06	32	125	0,3	30	конус.	30	25
11.	16,93	19,3	28	125	0,3	25	конус.	25	20
12.	24,198	21,74	28	125	0,3	25	"	25	20
13.	24,442	21,81	28	125	0,3	25	"	25	20
14.	28,1333	22,856	32	125	0,3	30	"	30	25
15.	30,478	23,47	32	125	0,3	30	"	30	25
16.	30,9466	23,6	32	125	0,3	30	"	30	25
17.	39,793	25,66	38	250	0,3	35	"	35	30
18.	27,375	22,65	28	125	0,3	30	"	30	25

19.	29,54	23,23	32	125	0,3	30	"	30	25
20.	46,425	27,01	38	250	0,3	35	"	35	30

По диаметру d_{n1} лев и d_{n1} пр производим выбор радиально-упорных шарикоподшипников ГОСТ 831-75 с углом контакта 26° , легкой или средней серии. Поскольку подшипники одного типоразмера, определяемого диаметром внутреннего кольца, имеют для каждой серии разные габаритные размеры (D и B) и радиальную динамическую грузоподъемность (C_r), то для определения серии руководствуемся следующей рекомендацией:

$$C'_r = \left(K_B \times K_E \times \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \times \sqrt[3]{80 \times 10^{-6} \times L_n \times n_1} \right) \times K_k \times C_r \quad (2)$$

где C'_r – радиальная динамическая нагрузка, Н; K_B – коэффициент динамичности нагрузки: $K_B = 1,3 \dots 1,5$ при умеренных толчках, вибрационной нагрузке, кратковременной перегрузке до 150 % номинальной нагрузки – $K_A = 1,4$ [4, табл.7.6]; K_E – коэффициент эквивалентности при типовых режимах нагружения: $K_E = 0,56$ для III типового режима [4, стр.118], которому соответствует по рис. 2.3 [4, стр.16] заданная циклограмма нагружения [3, задание 1.3, рис.68]; F_t и F_r – окружная и радиальная силы в зубчатой передаче, Н; L_n – суммарное время работы привода в часах: $L_n = 5256$ ч для задания 1.3; n_1 – частота вращения входного вала, об/мин; $K = 3$ – показатель степени для шарикоподшипников; C_r – радиальная динамическая грузоподъемность подшипника, Н; K_k – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности цилиндрическо-червячного редуктора при работе в составе привода.

Вывод этой формулы выполняем следующим образом. Находим расчетный ресурс (долговечность) подшипника, скорректированный по уровню надежности ($P_t = 90\%$) и условиям применения:

$$L_{10ah} = a_1 \times a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^k \times \frac{10^6}{60 \times n_1}, \quad (3)$$

где a_1 – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от надежности: $a_1 = 1$ для $P_t = 90\%$ [4, табл. 7.7]; a_{23} – коэффициент, корректирующий ресурс в зависимости от особых свойств подшипника, а также условий его работы: для обычных условий применения шарикоподшипников $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$, принимаем $a_{23} = 0,75$. [4, стр.119]; C_r – радиальная динамическая грузоподъемность подшипника, Н; P_r – эквивалентная

динамическая радиальная нагрузка, Н; n_1 – частота вращения входного вала, об/мин.

Преобразуем формулу (3), принимая

$$L_{10ah} = L_n : C_r^3 P_r \times \sqrt[3]{80 \times 10^{-6} \times L_n \times n_1}. \quad (4)$$

Определение сил, нагружающих подшипники входного вала

Расчеты выполняем в соответствии с частью 6 методических указаний [2]. На основании конструктивной схемы цилиндрическо-червячного редуктора (схема №2 для задания 1.3) разрабатываем расчетную схему входного вала (рис. 2).

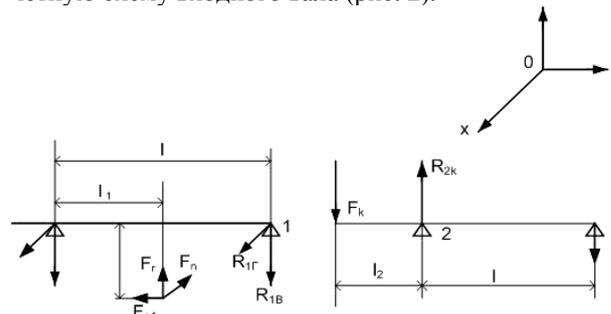


Рис. 2 - Расчетная схема вала

Плечи сил для расчетной схемы входного вала определяются следующим образом:

- для опоры 2 (ближайшей к консольной части вала) принимаем, что опорная реакция расположена со смещением a_2 от наружного торца подшипника в сторону точки приложения сил в зацеплении;
- для опоры 1 опорная реакция смещена от торца подшипника на величину a_1 ;
- точка приложения сил в зацеплении расположена на делительном диаметре шестерни d_1 посередине ширины зубчатого венца b_1 ;
- точка приложения консольной силы расположена на конце законцовки вала, в зоне стыка полумуфт соединительной муфты МУВП.

В соответствии с расчетной схемой (рис. 2) наиболее нагруженной является опора 2:

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка на опоре 2:

$$P_{r2} = (V \times X \times F_{r2} + Y \times F_{a2}) \times K_B \times K_T, \quad (5)$$

где V – коэффициент вращения кольца: $V = 1$ при вращении внутреннего кольца; X – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки; F_{r2} – эквивалентная радиальная нагрузка, Н; F_{a2} – эквивалентная осевая нагрузка, Н; K_B – коэффициент динамичности нагрузки (значение коэффициента см. выше); K_T – температурный коэффициент: $K_T = 1$ при $t = 100^\circ\text{C}$ [4, стр.117].

Значения коэффициентов X и Y выбираем по таблице 7.2 [4, стр.113] в зависимости от коэффициента осевого нагружения e . Для радиально-упорного шарикоподшипника с углом контактной

линии $\alpha = 26^\circ$ $e = 0,68$. Если $\frac{F_{a2}}{V \times F_{r2}} > e$, то

$X = 0,41$, $Y = 0,87$; если $\frac{F_{a2}}{V \times F_{r2}} < e$, то

$X = 1$ и $Y = 0$. Так как в нашем случае

$\frac{F_{a2}}{V \times F_{r2}} < e$, то эквивалентная динамическая нагрузка примет вид с учетом значений коэффициентов $V = 1$, $X = 1$, $Y = 0$, $K_T = 1$:

$$P_{r2} = F_{r2} \times K_A \quad (6)$$

Эквивалентная радиальная нагрузка на опоре 2:

$$F_{r2} = K_E \times F_{r2max}$$

где K_E – коэффициент эквивалентности; F_{r2max} – внешняя радиальная нагрузка, Н:

$$F_{r2max} = R_2 + R_{2k} \quad (7)$$

где R_2 – суммарная радиальная нагрузка от сил в зубчатом зацеплении; R_{2k} – радиальная нагрузка от консольной силы F_k .

$$R_2 = \sqrt{R_{2Г}^2 + R_{2В}^2} \quad (8)$$

где $R_{2Г} = F_t \times \frac{l-l_1}{l}$ – горизонтальная составляющая

реакции в опоре 2; $R_{2В} = \frac{F_r(l-l_1) + F_a \times 0,5 \times d_1}{l}$ –

вертикальная составляющая реакции в опоре 2;

$$R_{2k} = F_k \times \frac{l+l_1}{l} \quad (9)$$

где F_t , F_r и F_a – окружная, радиальная и осевая силы в зубчатом зацеплении, Н; l – расстояние между опорами 1 и 2 по расчетной схеме (рис. 2, а), мм; l_1 – расстояние от точки приложения сил в зубчатом зацеплении до опоры 2, мм; d_1 – делительный диаметр шестерни, мм; l_2 – плечо радиальной консольной силы, мм (рис. 2, б); F_k – радиальная консольная сила от упругой муфты.

Таким образом, после преобразований и подстановок эквивалентная динамическая радиальная нагрузка примет вид:

$$P_{r2} = K_B \times K_E \left(\sqrt{R_{2Г}^2 + R_{2В}^2} + R_{2k} \right) \quad (10)$$

После подстановки в формулу (4) динамической грузоподъемности подшипника получим:

$$C_r \times K_B \times K_E \left(\sqrt{R_{2Г}^2 + R_{2В}^2} + R_{2k} \right) \times \sqrt[3]{80 \times 10^{-6} \times L_n \times n_1} \quad (11)$$

Из сравнения с формулой (2), рекомендуемой для определения серии подшипников в опорах входного вала, можно записать:

$$K_k \times \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{R_{2Г}^2 + R_{2В}^2} + R_{2k} \quad (12)$$

$$\text{Обозначим } A = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}; \quad (13)$$

$$B = \sqrt{R_{2Г}^2 + R_{2В}^2} + R_{2k} \quad (14)$$

$$\text{Тогда } K_k = \frac{B}{A} \quad (15)$$

Вычисление коэффициента K_k в зависимости от варианта задания и передаточного числа зубчатой передачи сводим в таблицу 3.

Таблица 3 – Определение коэффициента K_k

№	$U_{зуб}$	a_w , мм	F_t , Н	F_r , Н	A , Н	$R_{2Г}$, Н	$R_{2В}$, Н	R_{2k} , Н	B , Н	K_k
1	2	54	684	256	730,337	345,93	197,75	1536,21	1934,67	2,649
	3	63	782	289	833,694	395,21	193,812	1468,45	1908,62	2,2894
2	2	54	809	303	863,881	409,15	233,93	3102,59	3573,89	4,137
	3	67	870	322	927,677	439,78	218,73	3006,43	3497,6	3,7703
3	2	66	1089	406	1162,22	550,23	314,905	2918,37	3552,34	3,0565
	3	80	1198	448	1279,03	604,6	328,15	2693,7	3381,7	2,644
4	2	63	922	344	984,08	465,96	266,43	2961,45	3498,2	3,5548
	3	70	1106	415	1181,3	558,59	305,4	2837,42	3474,05	2,9409
5	2	72	1100	409	1173,58	567,37	326,66	2956,9	3611,59	3,0774
	3	80	1320	493	1409,06	679,22	370,57	2798,3	3572,03	2,535
6	2	75	1313	488	1400,8	676,30	386,24	3244,09	4022,99	2,872
	3	90	1459	543	1556,77	749,22	405,73	2992,3	3844,33	2,4694
7	2	72	1121	417	1196,05	578,2	332,81	2956,9	3624,04	3,03
	3	80	1345	502	1435,63	692,09	377,534	2798,3	3586,67	2,4983
8	2	75	1351	502	1441,25	695,97	397,5	3244,1	4045,6	2,807
	3	90	1501	559	1601,71	770,79	417,6	2992,3	3868,94	2,4155
9	2	84	1540	571	1642,45	792,87	457,545	4121,12	5036,54	3,0665
	3	100	1725	641	1840,25	885,4	484,32	3805,92	4815,13	2,6166

1	2	75	1313	488	1400,8	676,30	386,24	3244,1	4023	2,8713
0	3	90	1459	543	1556,77	749,22	405,73	2992,3	3844,32	2,4694
1	2	60	847	316	904,03	428,16	244,57	3006,43	3499,53	3,871
1	3	70	968	363	1033,82	488,89	267,12	2837,42	3394,53	3,2835
1	2	66	1100	410	1173,93	555,99	317,85	2918,37	3558,37	3,0314
2	3	80	1210	452	1291,67	610,66	331,29	2693,7	3388,43	2,6233
1	2	66	1111	414	1185,63	561,35	320,35	2918,37	3564,92	3,0068
3	3	80	1223	457	1305,6	617,22	334,935	2693,7	3395,94	2,6011
1	2	72	1173	436	1251,41	605,02	347,663	3342,16	4039,96	3,2283
4	3	80	1407	526	1502,11	723,99	395,32	3153,64	3978,54	2,6486
1	2	75	1220	453	1301,39	628,49	358,62	3244,1	3967,7	3,0488
5	3	84	1452	542	1549,86	746,36	405,383	3069,96	3919,20	2,5288
1	2	75	1238	460	1320,7	637,76	364,24	3244,1	3978,59	3,0125
6	3	84	1474	550	1573,27	757,67	411,46	3069,95	3932,13	2,4993
1	2	78	1531	568	1632,97	789,18	456,29	4243,52	5155,11	3,1569
7	3	90	1769	659	1887,76	909,77	501,77	4008,05	5047,02	2,6736
1	2	72	1141	424	1217,23	588,52	338,442	3342,16	4021,05	3,3035
8	3	80	1369	511	1461,26	704,44	384,107	3153,64	3956	2,7073
1	2	75	1182	439	1260,89	608,91	347,(36)	3244,1	3945,13	3,1288
9	3	84	1407	525	1501,76	723,23	392,72	3069,96	3892,92	2,5923
2	2	84	1658	615	1768,39	853,63	492,95	4121,12	5106,86	2,8879
0	3	100	1857	690	1981,05	953,15	521,416	3805,92	4892,37	2,4696

При анализе результатов вычислений отметим следующее. Существенное влияние на величины сил в зубчатом зацеплении F_t и F_r , а также на реакции в опорах входного вала $R_{2Г}$ и $R_{2В}$ имеет значение межосевого расстояния a_w , которое должно соответствовать ряду нормальных линейных размеров: ... 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110 мм... [4, табл. 24.1].

При выборе величины межосевого расстояния были введены следующие ограничения:

а) принимаемое значение a_w должно быть больше расчетного, но не более чем на 10%;

б) удвоенное значение a_w должно делиться на $(U+1)$ без остатка, где U – передаточное число зубчатой передачи.

Величины нормального ряда не всегда обеспечивают выполнение обоих требований. Поэтому были рекомендованы дополнительные значения межосевого расстояния, которые удовлетворяют этим требованиям: 54, 66, 72, 78, 84 мм.

Введение ограничений на величину межосевого расстояния имело целью оптимизировать значение коэффициента K_k в формуле (2), чтобы однозначно обеспечить выбор подшипника качения. Первоначально предполагалось, что оптимальная величина K_k определится как среднее значение по всем двадцати вариантам и для $U_{зуб} = 2$ и для $U_{зуб} = 3$. Однако разброс значений коэффициента оказался настолько большим (от 2,2894 до 4,137 – см. табл.3), что $K_{k\text{ ср}} = 2,902$ не позволило сразу правильно выбрать подшипник для любого варианта задания. Разброс значений коэффициента K_k вызван тем, что решающее влияние на радиальные ре-

акции в опоре 2 входного вала оказывает консольная сила F_k и ее плечо l_2 . Сила F_k :

$$F_k = 610 \times \sqrt[3]{T_H} \times \Delta, \quad [4, \text{табл. 7.1}]$$

где T_H – номинальный крутящий момент (Н·м), передаваемый муфтой МУВП, Δ – допускаемое радиальное смещение валов электродвигателя и входного вала редуктора, мм.

Величины T_H и Δ в зависимости от диаметра вала двигателя (d_1), взятые по ГОСТ 21424-93 «Муфты и упругие втулочно-пальцевые», приведены в таблице 2. Как видно из таблицы, значения T_H при переходе от одной группы диаметров к другой изменяются скачкообразно (вдвое) и значительно превосходят максимальные вращающие моменты T_1 . Кроме того, плечо консольной силы l_2 более чем вдвое превосходит расстояние между опорами вала l . Таким образом, радиальная реакция R_{2k} от консольной силы F_k превосходит радиальную реакцию R_2 от сил в зубчатом зацеплении в диапазоне от 3,3 до 6,5 раз. Такое большое разнообразие реакций на опоре 2 и привело к указанному выше разбросу значений коэффициента K_k . Поэтому поиск оптимального значения коэффициента был продолжен. Для этого воспользуемся формулой (13) и введем новое обозначение:

$$K_B \times K_E \times \sqrt[3]{80 \times 10^{-6} \times L_h} = B \quad (16)$$

Так как все параметры в этой формуле известны и одинаковы для всех вариантов, то имеет смысл выделить эту составляющую динамической нагрузки C'_r отдельно:

$$B = 1,4 \times 0,56 \times \sqrt[3]{80 \times 10^{-6} \times 5256} = 0,587351177$$

Тогда формулу (2) можно записать в виде:

$$C'_r = C_r^* \times K'_k = C_r, \quad (17)$$

где $C_r^* = A \times B \times \sqrt[3]{n_1}$ – предварительное значение динамической радиальной нагрузки, Н; C'_r и C_r – см. расшифровку формулы (2).

В (17) коэффициент K'_k соответствует расчетному ресурсу (долговечности) подшипника легкой серии и является одним из экстремальных значений коэффициента K_k . Поэтому можно записать:

$$K'_k = \frac{C'_r}{C_r^*}, \quad (18)$$

$$K''_k = \frac{C_r}{C_r^*}, \quad (19)$$

где K'_k – другое экстремальное значение коэффициента K_k . Кроме того, коэффициент K'_k находится в зависимости от долговечности подшипника легкой серии, которую можно получить, преобразуя формулу (3) и используя формулу (18):

$$\left(\frac{C_r}{C'_r}\right)^3 \times L_h = L_{10ah}. \quad (20)$$

Все вычисления по формулам (17), (18), (19) и (20) в зависимости от передаточного числа зубчатой передачи и частоты вращения входного вала n_1 сводим в таблицу 4.

Анализ коэффициентов K'_k и K''_k показывает, что оптимальное значение коэффициента K_k должно находиться или в интервале от K'_k до K''_k , или быть больше каждого из них. Этим условиям удовлетворяет значение $K_k = 2,85$.

Таблица 4 – Определение экстремальных значений K_k

№ вар.	$U_{зуб}$	A, Н	n_1, M^{-1}	$C_r^*, Н$	K'_k	$C'_r, Н$	$C_r, Н$	$(C_r/C'_r)^3$	$L_{10ah}, ч$	K''_k
1	2	730,34	1400	4798,8	2,65	12712	15700	1,88	9901,8	3,27
	3	833,70	1400	5477,9	2,28	12541	15700	1,96	10312,4	2,87
2	2	863,89	1420	5703,15	4,14	23594	15700	0,29	1548,6	2,75
	3	927,68	1420	6124,3	3,78	23090,4	15700	0,31	1652,2	2,56
3	2	1162,22	1410	7654,66	3,06	233396,5	15700	0,30	1588,2	2,05
	3	1279,03	1410	8424	2,65	22273	15700	0,35	1840,8	1,86
4	2	984,08	1425	6504,3	3,56	23121,5	15700	0,31	1645,5	2,41
	3	1181,3	1425	7807,8	2,95	22962	15700	0,32	1680,1	2,01
5	2	1173,58	1410	7729,48	3,08	23786,7	21900	0,78	4101,9	2,83
	3	1409,06	1410	9280,4	2,54	23525,8	21900	0,81	4239,9	2,36
6	2	1400,8	1470	9355,06	2,88	268687,7	21900	0,54	2846,4	2,34
	3	1556,77	1470	10396,7	2,47	25673,6	21900	0,62	3262,3	2,11
7	2	1196,05	1410	7877,47	3,03	23868,7	21900	0,77	4059,8	2,78
	3	1435,63	1410	9455,4	2,50	23622,4	21900	0,79	4188,1	2,32
8	2	1441,25	1470	9625,2	2,81	27017,9	21900	0,53	2799,2	2,27
	3	1601,71	1470	10696,8	2,42	25838,1	21900	0,61	3200,4	2,05
9	2	1642,45	1455	10931,45	3,07	33521,3	29000	0,65	3403,2	2,65
	3	1840,25	1455	12247,9	2,62	32047,9	29000	0,74	3894,5	2,37
10	2	1400,8	1470	9355,06	2,88	26861,2	21900	0,54	2848,5	2,34
	3	1556,77	1470	10396,7	2,47	25673,6	21900	0,62	3262,3	2,11
11	2	904,03	1425	5975,2	3,88	23130	15700	0,31	1643,7	2,63
	3	1033,82	1425	6833,05	3,29	22436,3	15700	0,34	1800,9	2,29
12	2	173,93	1410	7731,8	3,04	23438,2	15700	0,30	1579,7	2,03
	3	1291,67	1410	8507,25	2,63	22317	15700	0,35	1830	1,84
13	2	1185,63	1410	7808,84	3,01	23479,6	15700	0,29	1571,4	2,01
	3	1305,6	1410	8599	2,61	22366,5	15700	0,35	1817,86	1,82
14	2	1251,41	1470	8357,4	3,23	26980,2	21900	0,53	2810,9	2,62
	3	1502,11	1470	10031,64	2,65	26569,8	21900	0,56	2943,2	2,18
15	2	1301,39	1470	8691,16	3,05	26497,6	21900	0,56	2967,3	2,52
	3	1549,86	1470	10350,5	2,53	26174,3	21900	0,59	3078,7	2,11
16	2	1320,7	1470	8820,12	3,02	26570,6	21900	0,56	2942,95	2,48
	3	1573,27	1470	10506,9	2,50	26259,9	21900	0,58	3048,66	2,08
17	2	1632,97	1455	10868,35	3,16	34310,3	29000	0,60	3173,8	2,67
	3	1887,76	1455	12564,1	2,68	33590,7	29000	0,64	3382,14	2,31
18	2	1217,23	1410	8017	3,31	26483,7	21900	0,57	2972,02	2,73
	3	1461,26	1410	9624,2	2,71	26055,1	21900	0,59	3121,1	2,28
19	2	1260,89	1470	8420,7	3,13	26346,7	21900	0,57	3018,6	2,60
	3	1501,76	1470	10029,3	2,60	25998,4	21900	0,59	3141,6	2,18
20	2	1768,39	1455	11769,62	2,89	33989,5	29000	0,62	3264,5	2,46

	3	1981,05	1455	13185	2,47	32561,7	29000	0,71	3713,03	2,19
--	---	---------	------	-------	------	---------	-------	------	---------	------

Заключение

Задание 1.3 для разработки привода ленточного конвейера является одним из наиболее востребованных заданий к курсовому проекту по «Деталям машин» студентов-механиков НХТИ [6]. Привод содержит три распространенных механических передачи (зубчатую, червячную и цепную), что позволяет в рамках одного курсового проекта дать студентам более широкое представление о механических приводах.

Расчет передач привода производится по методикам учебно-методического пособия [4], а расчет валов на прочность – по методическим указаниям [2]. Оба методических документа разработаны на базе современного учебного пособия [1] издания 2006 г. Однако в методических указаниях [2] рекомендация по выбору типа и серии радиально-упорного шарикоподшипника по ГОСТ 831-75 не позволяла сделать однозначный выбор на стадии разработки конструкции входного вала, что вызывало значительные неудобства в оформлении расчетов [7].

Настоящее исследование позволило решить эту задачу путем введения в рекомендуемую формулу (2) поправочного коэффициента K_k , учиты-

вающего конструктивные особенности цилиндрическо-червячного редуктора при работе в составе привода.

Литература

1. Леонтьев Б. С. Расчет привода: учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию/ Б. С. Леонтьев, Ф. М. Алмакаева; Казан. гос. технол. ун-т. Казань, 2006. –80с.
2. Леонтьев Б. С. Расчет валов на прочность в 4-х частях (задание 3): методические указания для студентов механ. фак-та НХТИ
3. Курсовое проектирование по деталям машин и подъемно-транспортным машинам: Методические указания и задания к проектам и работам для студ. техн. специальностей высш. учеб. Заведений/П. Г. Гузенков,
4. А.Г. Гришаков, В. П. Гузенков.– М.: Высш. шк., 1990.–111с.
5. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. Пособие для студ. высш. Учеб. Заведений / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов, – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2006.–496с.
6. ГОСТ 21424-93. Муфты упругие втулочно-пальцевые
7. Е.В. Яковлева, Т.Г. Макусева. *Вестник Казанского технол. ун-та* №12, 383-388, (2010)
8. В.М. Борисов, В.А. Лашков, С.В. Борисов *Вестник Казанского технол. ун-та* №11, 397-400, (2010).

© **Б. С. Леонтьев** – старший преподаватель кафедры машин и аппаратов химических производств НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ»; **Р. Ф. Галлямов** – кандидат технических наук, доцент кафедры машин и аппаратов химических производств НХТИ ФГБОУ ВПО «КНИТУ», e-mail: rustick_g@rambler.ru.