

4 Расчет червячных передач

Исходными данными для расчета червячного редуктора или открытой червячной передачи являются:

T_1 – вращающий момент на валу червяка, Н·м;

T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м;

n_2 – частота вращения колеса, об/мин;

u – передаточное число;

t – срок работы передачи, час.

Первые четыре параметра принимают по результатам кинематического расчета привода (см. п. 1.3), а срок работы t вычисляют по формуле (7).

Расчет передачи ведут в следующей последовательности:

4.1 Выбирают материалы червяка и колеса.

Материал червяка принимают по табл. 3. Поверхность витков подвергают закалке токами высокой частоты до твердости более 45 HRC, затем шлифуют и полируют. Для передач мощностью менее 1 кВт применяют улучшенные стали твердостью до 350 HB.

Зубчатые колеса часто выполняют составными, когда зубчатый венец из более дорогого материала привинчивают или напрессовывают на стальной либо чугунный диск. Выбор материала зубчатого венца зависит от скорости скольжения $v_{ск}$ червячной пары. При высоких скоростях скольжения $v_{ск} > 5$ м/с применяют оловянные бронзы; при умеренных скоростях $2 \leq v_{ск} \leq 5$ м/с применяют безоловянные бронзы и латуни; при $v_{ск} < 2$ м/с – мягкие серые чугуны.

Ориентировочное значение скорости скольжения находят по формуле

$$v'_{ск} = 0,45 \cdot 10^{-3} n_2 u \sqrt[3]{T_2} . \quad (26)$$

4 Расчет червячной передачи

Рассмотрим пример расчета червячного редуктора при следующих исходных данных:

$$T_1 = 34,26 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad T_2 = 863,4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$n_2 = 45,87 \text{ об/мин}; \quad u = 31,5.$$

Временной ресурс передачи

$$t = k_{\text{сут}} \times k_{\text{год}} \times (\text{срок службы, лет}) \times 365 \text{ дней} \times 24 \text{ час};$$

(необходимые данные приведены в бланке задания)

$$t = 0,3 \cdot 0,65 \cdot 5 \cdot 365 \cdot 24 = 8541 \text{ час}.$$

4.1 Выбор материалов червяка и колеса

По табл. 3 принимаем для червяка сталь 40ХН улучшенную с поверхностной закалкой ТВЧ до твердости 48 ... 55 HRC и последующей шлифовкой и полировкой. Предел текучести $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$, предел прочности $\sigma_B = 920 \text{ МПа}$.

Ориентировочное значение скорости скольжения

$$v'_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} n_2 u \sqrt[3]{T_2};$$

$$v'_{\text{ск}} = 0,45 \cdot 10^{-3} 45,87 \cdot 31,5 \sqrt[3]{863,4} = 6,19 \text{ м/с}.$$

В зависимости от величины результата по табл. 13 назначают материал зубчатого венца колеса.

Таблица 13

$v_{ск}$	Материал колеса	Способ отливки	σ_T , МПа	σ_B , МПа
до 25 м/с	БрО10Н1Ф1	ц	165	285
до 12 м/с	БрО10Ф1	к	195	245
		п	135	215
до 8 м/с	БрО5Ц5С5	к	90	200
		п	80	145
до 5 м/с	БрА10Ж4Н4	ц	460	700
		к	430	650
	БрА10ЖЗМц1,5	к	360	550
		п	300	450
	БрА9ЖЗЛ	ц	200	500
		к	195	490
		п	195	390
до 4 м/с	ЛАЖМц66-6-3-2	ц	330	500
		к	295	450
		п	260	400
до 2 м/с	СЧ15	п	—	320 ($\sigma_{ви}$)
	СЧ20	п	—	360 ($\sigma_{ви}$)

Примечание. Способы отливки: ц – центробежный; к – в кокиль; п – в песок (при единичном производстве).

4.2 Находят допускаемые контактные и изгибные напряжения зубьев червячного колеса (как более слабого элемента).

Вычисляют эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений:

$$N_{HE} = 60n_2 t \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^4 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right], \quad (27)$$

При такой скорости скольжения по табл. 13 выбираем для колеса оловянную бронзу Бр05Ц5С5. Способ отливки – в кокиль, предел текучести $\sigma_T = 90$ МПа, предел прочности $\sigma_B = 200$ МПа.

4.2 Допускаемые контактные и изгибные напряжения зубьев червячного колеса

Эквивалентное число циклов изменения контактных напряжений

$$N_{HE} = 60n_2t \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^4 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right].$$

С помощью графика режима работы в задании находим

$$N_{HE} = 60 \cdot 45,87 \cdot 8541 (1^4 \cdot 0,3 + 0,5^4 \cdot 0,7) = 8,080 \cdot 10^6.$$

где значения T_k и t_k берут по графику нагружения из задания на курсовую работу (пример вычисления по формулам вида (27) подробно рассмотрен в п. 2.1.2). Если $N_{HE} > 250 \cdot 10^6$, принимают $N_{HE} = 250 \cdot 10^6$ циклов.

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10 \cdot 10^6 / N_{HE}} \leq 1,15.$$

Если по результату расчета $K_{HL} > 1,15$, принимают $K_{HL} = 1,15$.

Допускаемое контактное напряжение при базовом числе циклов нагружения, равном 10 млн:

$$[\sigma_{H0}] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B,$$

где значение 0,9 принимают при поверхностной твердости витков червяка более 45 HRC, а 0,75 – при твердости менее 350 HB.

Допускаемое контактное напряжение (МПа) для реальных условий эксплуатации:

$$\begin{aligned} - \text{при } v_{\text{СК}} > 5 \text{ м/с} & \quad [\sigma_H] = K_{HL} C_v [\sigma_{H0}]; \\ - \text{при } 2 \leq v_{\text{СК}} \leq 5 \text{ м/с} & \quad [\sigma_H] = [\sigma_{H0}] - 25 v_{\text{СК}}; \\ - \text{при } v_{\text{СК}} < 2 \text{ м/с} & \quad [\sigma_H] = 175 - 35 v_{\text{СК}}. \end{aligned}$$

Коэффициент C_v интенсивности изнашивания материала колеса принимают в зависимости от скорости скольжения:

$v_{\text{СК}}, \text{ м/с} \dots\dots\dots$	5	6	7	≥ 8
$C_v \dots\dots\dots$	0,95	0,88	0,83	0,80

Вычисляют эквивалентное число циклов изменения напряжений изгиба:

$$N_{FE} = 60 n_2 t \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^9 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right]. \quad (28)$$

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[8]{10 \cdot 10^6 / N_{HE}}; \quad K_{HL} = \sqrt[8]{10 \cdot 10^6 / (8,080 \cdot 10^6)} = 1,027.$$

Поскольку это значение не превышает 1,15, оставляем его без изменения.

Назначаем допускаемое контактное напряжение при базовом числе циклов нагружения, равном 10 млн:

$$[\sigma_{H0}] = 0,90 \sigma_B; \quad [\sigma_{H0}] = 0,90 \cdot 200 = 180 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение для реальных условий при скорости скольжения $v_{ск} = 6,19 \text{ м/с}$:

$$[\sigma_H] = K_{HL} C_v [\sigma_{H0}],$$

где $C_v = 0,88$.

$$[\sigma_H] = 1,027 \cdot 0,88 \cdot 180 = 162,7 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное число циклов изменения напряжений изгиба

$$N_{FE} = 60 n_2 t \sum \left[\left(\frac{T_k}{T} \right)^9 \left(\frac{t_k}{t} \right) \right];$$

$$N_{FE} = 60 \cdot 45,87 \cdot 8541 (1^9 0,3 + 0,5^9 0,7) = 7,084 \cdot 10^6.$$

Если $N_{FE} < 10^6$, принимают $N_{FE} = 10^6$ циклов; если же $N_{FE} > 250 \cdot 10^6$, принимают $N_{FE} = 250 \cdot 10^6$ циклов.

Находят коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}.$$

Допускаемое изгибное напряжение при базовом числе циклов нагружения, равном 1 млн:

$$\text{ - при } v_{ск} \geq 2 \text{ м/с} \quad [\sigma_{F0}] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B;$$

$$\text{ - при } v_{ск} < 2 \text{ м/с} \quad [\sigma_{F0}] = 0,22\sigma_{ви}.$$

Определяют допускаемое напряжение изгиба для реальных условий эксплуатации:

$$[\sigma_F] = K_{FL}[\sigma_{F0}].$$

Находят предельные допускаемые напряжения, необходимые для проверочных расчетов на действие пиковых нагрузок:

$$\text{ - при } v_{ск} > 5 \text{ м/с} \quad [\sigma_{H \max}] = 4\sigma_T; \quad [\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T;$$

$$\text{ - при } 2 \leq v_{ск} \leq 5 \text{ м/с} \quad [\sigma_{H \max}] = 2\sigma_T; \quad [\sigma_{F \max}] = 0,8\sigma_T;$$

$$\text{ - при } v_{ск} < 2 \text{ м/с} \quad [\sigma_{H \max}] = 1,65\sigma_{ви}; \quad [\sigma_{F \max}] = 0,75\sigma_{ви}.$$

По результатам расчета допускаемых напряжений заполняют табличную форму:

Материал червяка	Материал колеса	$[\sigma_H]$, МПа	$[\sigma_F]$, МПа	$[\sigma_{H \max}]$, МПа	$[\sigma_{F \max}]$, МПа

4.3 Из условия контактной прочности определяют осевой модуль m передачи.

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}; \quad K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / (7,084 \cdot 10^6)} = 0,8045.$$

Допускаемое изгибное напряжение при базовом числе циклов нагружения, равном 1 млн, и $v_{ск} = 6,19$ м/с:

$$[\sigma_{F0}] = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B;$$

$$[\sigma_{F0}] = 0,25 \cdot 90 + 0,08 \cdot 200 = 38,5 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение изгиба для реальных условий эксплуатации:

$$[\sigma_F] = K_{FL} [\sigma_{F0}]; \quad [\sigma_F] = 0,8045 \cdot 38,5 = 30,97 \text{ МПа}.$$

Предельные допускаемые напряжения, необходимые для проверочных расчетов на действие пиковых нагрузок:

При скорости скольжения $v_{ск} = 6,19$ м/с

$$[\sigma_{H \max}] = 4 \sigma_T; \quad [\sigma_{H \max}] = 4 \cdot 90 = 360 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_{F \max}] = 0,8 \sigma_T; \quad [\sigma_{F \max}] = 0,8 \cdot 90 = 72 \text{ МПа}.$$

Заносим результаты в табличную форму:

Материал червяка	Материал колеса	$[\sigma_H]$, МПа	$[\sigma_F]$, МПа	$[\sigma_{H \max}]$, МПа	$[\sigma_{F \max}]$, МПа
40ХН	Бр05Ц5С5	162,7	30,97	360	72

Предварительно по значению передаточного числа u находят число заходов червяка z_1 :

u	от 8 до 16	от 16 до 31,5	более 31,5
z_1	4	2	1

Затем находят число зубьев колеса с последующим округлением результата до ближайшего целого числа:

$$z_2 = u z_1.$$

После округления находят фактическое передаточное отношение

$$u_{\phi} = z_2 / z_1.$$

В зависимости от z_1 и z_2 по табл. 14 принимают предпочтительное значение коэффициента диаметра червяка q .

Таблица 14

z_1	4			2			1			
z_2	≥ 32	≥ 40	≥ 50	≥ 32	≥ 40	≥ 50	≥ 32	≥ 40	≥ 50	≥ 63
q	8	10	12,5	8	10	12,5	8	10	12,5	16

Вычисляют осевой модуль, мм:

$$m = 620 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{z_2^2 q [\sigma_H]^2}}, \quad (29)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки.

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1$ при постоянном режиме нагружения. При переменном режиме (в большинстве заданий) его определяют по формуле

4.3 Определение осевого модуля передачи

Принимаем число заходов червяка $z_1 = 2$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = u z_1; \quad z_2 = 31,5 \cdot 2 = 63.$$

Фактическое передаточное отношение

$$u_f = z_2 / z_1; \quad u_f = 63 / 2 = 31,5.$$

По табл. 14 принимаем коэффициент диаметра червяка $q = 12,5$.

Осевой модуль

$$m = 620^3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{z_2^2 q [\sigma_H]^2}}.$$

Находим значения входящих параметров.

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} = 0,5 (K_{H\beta}^0 + 1),$$

где начальное значение $K_{H\beta}^0 = 1,05$ принимаем по рис. 13.

$$K_{H\beta} = 0,5 (1,05 + 1) = 1,025.$$

$$K_{H\beta} = 0,5(K_{H\beta}^0 + 1),$$

где начальное значение $K_{H\beta}^0$ принимают по графикам на рис. 13.

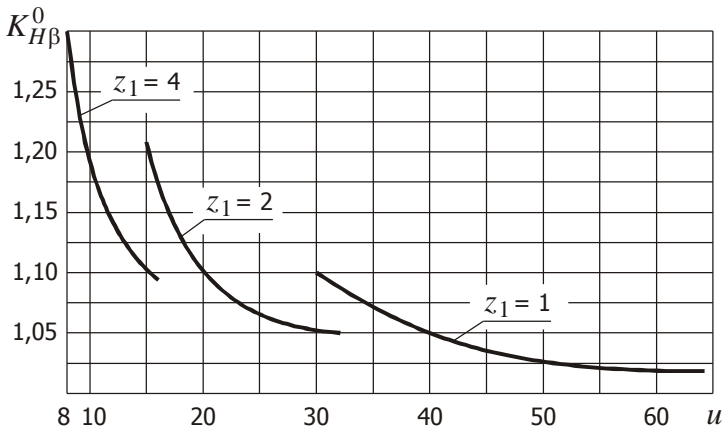


Рис. 13

Коэффициент динамической нагрузки при проектном расчете по формуле (29) принимают в зависимости от скорости скольжения:

- при $v_{ск} \leq 3$ м/с $K_{Hv} = 1$;
- при $v_{ск} > 3$ м/с $K_{Hv} = 1,1...1,3$.

Найденное значение m округляют до стандартного большего согласно табл. 15. При этом необходимо убедиться, что сочетание параметров m , q и z_1 удовлетворяет технологическим условиям изготовления червячной пары. Разрешенные сочетания приведены в той же таблице. При несовместимости параметров следует изменить коэффициент q на ближайший стандартный из табл. 15 и пересчитать модуль m .

Коэффициент динамической нагрузки принимаем в зависимости от величины скорости скольжения: $K_{Hv} = 1,2$.

Вычисляем значение осевого модуля:

$$m = 620 \sqrt[3]{\frac{863,4 \cdot 1,025 \cdot 1,2}{(63)^2 \cdot 12,5 \cdot (162,7)^2}} = 5,776 \text{ мм.}$$

Найденное значение округляем до большего стандартного из рекомендуемых (табл. 15):

$$m = 6,3 \text{ мм.}$$

Таблица 15

m , мм	q	z_1	m , мм	q	z_1
Рекомендуемые сочетания параметров					
1	16 12,5; 20	1 1; 2; 4	5	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
1,25	10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	6,3	12,5; 14; 16; 20	1; 2; 4
1,6	16; 20	1, 2, 4	8	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
2	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	10	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
2,5	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	12,5	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	16	8; 10; 12,5; 16	1; 2; 4
4	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4	20	8; 10	1; 2; 4
Допускаемые к ограниченному применению сочетания параметров					
1,5	14 16	1; 2; 4 1	4	9 12	1; 2; 4 1
2	12	1; 2; 4	6	9; 10	1; 2; 4
2,5	12	1; 2; 4	7	12	1; 2; 4
3	10; 12	1; 2; 4	12	10	1; 2
3,5	10 12; 14	1; 2; 4 1	14	8	2

4.4 Определяют основные геометрические параметры червячной пары (рис. 14).

Межосевое расстояние

$$a'_w = 0,5m(q + z_2).$$

Полученное значение округляют в большую сторону до числа, оканчивающегося на 0 или 5. Возникающая при этом невязка $a_w - a'_w$ между принятым и рассчитанным значениями межосевого расстояния не должна превышать величины модуля m передачи и компенсируется за счет коррекции червячного колеса. Соответствующий коэффициент смещения инструмента определяют по формуле

$$\chi = (a_w - a'_w) / m.$$

4.4 основные геометрические параметры червячной пары

Межосевое расстояние

$$a'_w = 0,5 m (q + z_2); \quad a'_w = 0,5 \cdot 6,3 (12,5 + 63) = 237,8 \text{ мм.}$$

Округляем в большую сторону до числа, кратного 5-и:

$$a_w = 240 \text{ мм.}$$

*Коэффициент смещения инструмента при нарезке
зубьев червячного колеса*

$$\chi = \frac{a_w - a'_w}{m}; \quad \chi = \frac{240 - 237,8}{6,3} = 0,3492.$$

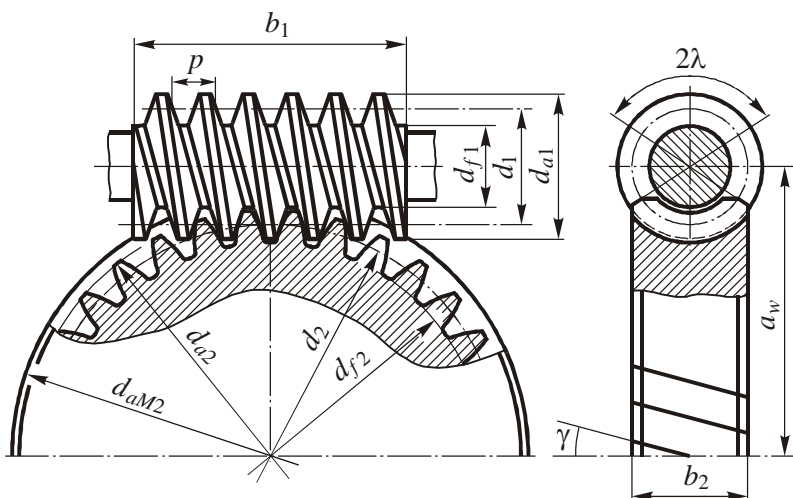


Рис. 14

Размеры червяка и колеса:

- делительные диаметры

$$d_1 = qm; \quad d_2 = z_2m;$$

- начальные диаметры

$$d_{w1} = m(q + 2\chi); \quad d_{w2} = d_2;$$

- диаметры вершин витков червяка и зубьев колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m(1 + \chi);$$

- диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - \chi);$$

- диаметр колеса наибольший

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2};$$

Делительные диаметры

$$d_1 = qm; \quad d_2 = z_2 m.$$

$$d_1 = 12,5 \cdot 6,3 = 78,75 \text{ мм};$$

$$d_2 = 63 \cdot 6,3 = 396,9 \text{ мм}.$$

Начальные диаметры

$$d_{w1} = m(q + 2\chi); \quad d_{w2} = d_2.$$

$$d_{w1} = 6,3(12,5 + 2 \cdot 0,3492) = 83,15 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = 396,9 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m(1 + \chi).$$

$$d_{a1} = 78,75 + 2 \cdot 6,3 = 91,35 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 396,9 + 2 \cdot 6,3(1 + 0,3492) = 413,9 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - \chi).$$

$$d_{f1} = 78,75 - 2,4 \cdot 6,3 = 63,63 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 396,9 - 2 \cdot 6,3(1,2 - 0,3492) = 386,2 \text{ мм}.$$

Диаметр колеса наибольший

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2};$$

$$d_{aM2} \leq 413,9 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 423,4 \text{ мм}.$$

- длина нарезанной части червяка

$$b'_1 = 2\sqrt{(0,5d_{aM2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi m.$$

Если по технологии изготовления червяка предусмотрено фрезерование или шлифовка, длину нарезанной части несколько увеличивают:

$$b_1 = b'_1 + 25 \text{ мм}, \quad \text{при } m < 10 \text{ мм};$$

$$b_1 = b'_1 + 35 \dots 40 \text{ мм}, \quad \text{при } m = 10 \dots 16 \text{ мм};$$

- ширина червячного колеса

$$b_2 = 0,75d_{a1}, \quad \text{при } z_1 \leq 3;$$

$$b_2 = 0,67d_{a1}, \quad \text{при } z_1 = 4;$$

- угол подъема линии витка червяка на его начальном диаметре

$$\gamma_w = \arctg \frac{mz_1}{d_{w1}};$$

- уточненное значение скорости скольжения

$$v_{ск} = \frac{\pi n_2 d_{w1}}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w};$$

- угол 2λ на рис. 14 составляет в среднем 100° .

По результатам расчетов заполняют табличную форму:

u_ϕ	z_1	z_2	q	χ	m , мм	a_w , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{w1} , мм

Длина нарезанной части червяка

$$b'_1 = 2 \sqrt{(0,5d_{aM2})^2 - (a_w - 0,5d_{a1})^2} + 0,5\pi m;$$

$$b'_1 = 2 \sqrt{(0,5 \cdot 423,4)^2 - (240 - 0,5 \cdot 91,35)^2} + 0,5 \cdot 3,14 \cdot 6,3 = \\ = 177,9 \text{ мм.}$$

К найденному значению добавляем 25 мм, поскольку по технологии изготовления червяка предусмотрена шлифовка.

$$b_1 = b'_1 + 25 \text{ мм}; \quad b_1 = 177,9 + 25 \approx 203 \text{ мм.}$$

Ширина червячного колеса. При $z_1 = 2$

$$b_2 = 0,75 d_{a1}; \quad b_2 = 0,75 \cdot 91,35 = 68,51 \approx 69 \text{ мм.}$$

Угол подъема линии витка червяка на начальном диаметре

$$\gamma_w = \arctg \frac{mz_1}{d_{w1}}; \quad \gamma_w = \arctg \frac{6,3 \cdot 2}{83,15} = 8,617^\circ.$$

Уточненное значение скорости скольжения

$$V_{ск} = \frac{\pi n_2 d_{w1}}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w};$$

$$V_{ск} = \frac{3,14 \cdot 31,5 \cdot 45,87 \cdot 83,15}{60 \cdot 10^3 \cos 8,617^\circ} = 6,359 \text{ м/с.}$$

Принимаем угол $2\lambda = 100^\circ$.

$d_{a1},$ мм	$d_{a2},$ мм	$d_{f1},$ мм	$d_{f2},$ мм	$d_{aM2},$ мм	$b_1,$ мм	$b_2,$ мм	$\gamma_w, ^\circ$	2λ	$v_{ск},$ м/с

4.5 Проводят проверочный расчет передачи на контактную прочность.

Ввиду изменения значения скорости скольжения уточняют, по необходимости, ранее принятые значения всех допускаемых напряжений.

Определяют степень точности $n_{ст}$ передачи:

$v_{ск}, \text{ м/с}$ менее 8 8...10 более 10

$n_{ст}$ 8 7 6

Находят коэффициент концентрации нагрузки (уточненный)

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - X),$$

где коэффициент деформации червяка θ выбирают из табл. 16, а коэффициент X , учитывающий влияние режима работы передачи на приработку рабочих поверхностей в зоне зацепления, рассчитывают по формуле

$$X = \sum \left(\frac{T_k}{T} \cdot \frac{t_k}{t} \right)$$

(см. пример вычисления по формулам подобного вида в п. 2.1.2).

Таблица 16

z_1	Значения θ при коэффициенте q диаметра червяка					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
4	47	70	98	122	137	157

Результаты расчета геометрических параметров заносим в таблицу:

u_{ϕ}	z_1	z_2	q	χ	m , мм	a_w , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	d_{w1} , мм
31,5	2	63	12,5	0,3492	6,3	240	78,75	396,9	83,15

d_{a1} , мм	d_{a2} , мм	d_{f1} , мм	d_{f2} , мм	d_{aM2} , мм	b_1 , мм	b_2 , мм	γ_w , °	2λ , °	$v_{ск}$, м/с
91,35	413,9	63,63	386,2	423,4	203	69	8,617	100	6,359

4.5 Проверочный расчет передачи на контактную прочность

Просмотр процедуры определения допускаемых напряжений по п. 4.2 показал, что уточнение скорости скольжения до значения $v_{ск} = 6,359$ затрагивает величину коэффициента C_v , уточненное значение которого теперь составляет $C_v \approx 0,86$. Соответственно этому, корректируем допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = 1,027 \cdot 0,86 \cdot 180 = 159,0 \text{ МПа.}$$

Остальные три допускаемых напряжения коррекции не требуют.

Принимаем степень точности передачи $n_{ст} = 8$.

Находят окружную скорость червячного колеса

$$v_2 = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 10^3}.$$

Коэффициент динамической нагрузки $K_{Hv} = 1$ при скорости $v_2 \leq 3$ м/с, а при $v_2 > 3$ м/с значение K_{Hv} принимают по табл. 9, как для цилиндрических косозубых передач с поверхностной твердостью зубьев до 350 НВ той же степени точности.

Производят проверку по условию

$$\sigma_H = 15,1 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{Hv} T_2}{d_2^2 d_{w1}}} \leq [\sigma_H]. \quad (30)$$

4.6 Находят силы в червячном зацеплении (рис. 15). Согласно принципу равенства действия противодействию окружная сила F_{t1} , действующая на червяк, равна осевой силе F_{a2} , действующей на колесо, а окружная сила F_{t2} , действующая на колесо, равна осевой силе F_{a1} , действующей на червяк:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}}; \quad (31)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}. \quad (32)$$

Радиальные силы равны друг другу и определяются формулой

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_w}, \quad (33)$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля зубьев.

Коэффициент концентрации нагрузки (уточненный)

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3 (1-X),$$

где коэффициент деформации червяка $\theta = 121$ (табл. 16); коэффициент X , учитывающий влияние режима работы передачи на приработку рабочих поверхностей зубьев находится с помощью графика нагрузки в задании:

$$X = \sum \left(\frac{T_k}{T} \cdot \frac{t_k}{t} \right); \quad X = 1 \cdot 0,3 + 0,5 \cdot 0,7 = 0,65.$$

$$K_{H\beta} = 1 + (63/121)^3 (1 - 0,65) = 1,049.$$

Окружная скорость червячного колеса

$$v_2 = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 10^3}; \quad v_2 = \frac{3,14 \cdot 45,87 \cdot 396,9}{60 \cdot 10^3} = 0,9528 \text{ м/с}.$$

Коэффициент динамической нагрузки $K_{Hv} = 1$, так как $v_2 < 3$ м/с.

Производим проверку по условию

$$\sigma_H = 15100 \sqrt{\frac{K_{H\beta} K_{Hv} T_2}{d_2^2 d_{w1}}} \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_H = 15100 \sqrt{\frac{1,049 \cdot 1 \cdot 863,4}{(396,9)^2 83,15}} = 125,6 \text{ МПа} < 159,0 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Значения сил в зацеплении заносят в табличную форму:

Деталь	$F_t, \text{Н}$	$F_r, \text{Н}$	$F_a, \text{Н}$
1 (червяк)			
2 (колесо)			

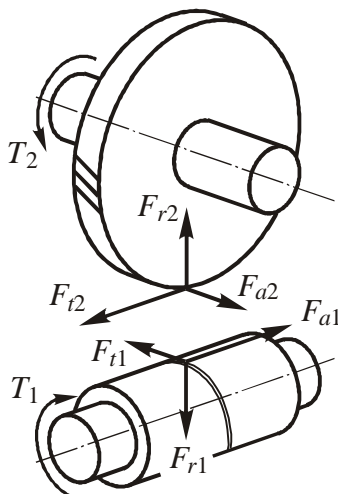


Рис. 15. Силы в зацеплении червячной пары

4.7 Проверочный расчет зубьев колеса по напряжениям изгиба проводят по условию:

$$\sigma_F = \frac{K_{F\beta} K_{Fv} F_{t2} Y_{F2} \cos \gamma_w}{1,3 m d_{w1}} \leq [\sigma_F], \quad (34)$$

где коэффициенты нагрузки $K_{F\beta}$ и K_{Fv} берут равными соответствующим коэффициентам $K_{H\beta}$ и K_{Hv} из п. 4.5; коэффициент

4.6 Силы в червячном зацеплении

Окружные силы, действующие на червяк и колесо

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_{w1}}; \quad F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{w2}}.$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 34,26}{83,15} = 824,1 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 863,4}{396,9} = 4351 \text{ Н}.$$

Осевые силы, действующие на червяк и колесо

$$F_{a1} = F_{t2}; \quad F_{a2} = F_{t1}.$$

$$F_{a1} = 4351 \text{ Н}; \quad F_{a2} = 824,1 \text{ Н}.$$

Радиальные силы, действующие на червяк и колесо

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_w};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{4351 \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8,617^\circ} = 1602 \text{ Н}.$$

Результаты заносим в табличную форму:

Деталь	$F_t, \text{ Н}$	$F_r, \text{ Н}$	$F_a, \text{ Н}$
1 (червяк)	824,1	1602	4351
2 (колесо)	4351	1602	824,1

Y_{F2} формы зубьев колеса принимают по табл. 17, предварительно вычислив эквивалентное число зубьев колеса по формуле

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}.$$

Таблица 17

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61

z_{v2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

4.8 Проверочный расчет зубьев колеса на действие пиковой нагрузки проводят по контактным напряжениям и напряжениям изгиба:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}]; \quad (35)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}], \quad (36)$$

где коэффициент перегрузки $K_{\text{пер}} = T_{\text{пик}} / T$ определяют по графику режима работы привода, приведенному в техническом задании (см. рис. 3).

4.9 Производят тепловой расчет червячной передачи с целью предотвращения перегрева масляной ванны.

Уточняют коэффициент полезного действия передачи:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma_w}{\text{tg}(\gamma_w + \phi')},$$

4.7 Проверочный расчет зубьев колеса по напряжениям изгиба

Расчет ведем по условию

$$\sigma_F = \frac{K_{F\beta} K_{Fv} F_{t2} Y_{F2} \cos \gamma_w}{1,3 m d_{w1}} \leq [\sigma_F],$$

где коэффициенты нагрузки

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,049; \quad K_{Fv} = K_{Hv} = 1 \text{ (см. п. 4.5).}$$

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}; \quad z_{v2} = \frac{63}{\cos^3 8,617^\circ} = 65,18.$$

Коэффициент формы зубьев колеса принимаем по табл. 17: $Y_{F2} \approx 1,38$.

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{1,049 \cdot 1 \cdot 4351 \cdot 1,38 \cdot \cos 8,617^\circ}{1,3 \cdot 6,3 \cdot 83,15} = \\ &= 9,144 \text{ МПа} < 30,97 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Проверка выполняется.

4.8 Проверочный расчет зубьев колеса на действие пиковой нагрузки

Коэффициент перегрузки определяем по графику нагружения привода, приведенному в задании:

$$K_{пер} = T_{пик} / T; \quad K_{пер} = 1,5.$$

где приведенный угол трения ϕ' , учитывающий потери мощности за счет трения в зацеплении и на опорах, а также гидродинамические потери при перемешивании масла, принимают по табл. 18.

Таблица 18

$v_{CK}, \text{ м/с}$		0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10	15
$\phi', ^\circ$	ОБ	3,17	2,50	2,33	2,00	1,67	1,50	1,33	1,00	0,92	0,83
	б/ОБ, Л, Ч	3,67	3,17	2,83	2,50	2,33	2,00	1,67	1,50	1,33	1,17

Верхние значения при изготовлении колес из оловянной бронзы (ОБ); нижние – для безоловянной бронзы (б/ОБ), латуни (Л), чугуна (Ч).

Проверяют возможность работы передачи без установки дополнительных средств охлаждения по условию

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)N_1 \cdot 10^3}{(1 + \psi)K_T A} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}]. \quad (37)$$

Если условие (37) не выполняется, проверяют возможность работы передачи с установкой вентилятора по условию

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)N_1 \cdot 10^3}{[0,65(1 + \psi)K_T + 0,35K_{TB}]A} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}]. \quad (38)$$

В неравенствах (37) и (38) приняты следующие обозначения:

N_1 – мощность на валу червяка, кВт (см. п. 1.3 кинематического расчета привода);

$\psi \approx 0,3$ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса передачи в металлическую плиту или раму;

$t_{\text{раб}}$ – расчетная температура нагрева масла;

$[t_{\text{раб}}] = 95 \dots 110^\circ\text{C}$ – допускаемая температура нагрева, в зависимости от марки масла;

Проверка по контактным напряжениям

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}} \leq [\sigma_{H \max}].$$

$$\sigma_{H \max} = 125,6 \sqrt{1,5} = 153,8 \text{ МПа} < 360 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Проверка по напряжениям изгиба

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}} \leq [\sigma_{F \max}].$$

$$\sigma_{F \max} = 9,144 \cdot 1,5 = 13,72 \text{ МПа} < 72 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

4.9 Тепловой расчет червячной передачи

Утоненный КПД передачи

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma_w}{\text{tg } (\gamma_w + \varphi')},$$

где приведенный угол трения выбираем по табл. 18 (интерполируя): $\varphi' \approx 1,05^\circ$.

$$\eta = \frac{\text{tg } 8,617^\circ}{\text{tg } (8,617^\circ + 1,05^\circ)} = 0,8896.$$

Проверяем возможность работы передачи без установки дополнительных средств охлаждения по условию

$$t_{\text{рад}} = \frac{(1 - \eta) N_1 \cdot 10^3}{(1 + \psi) K_T A} + 20^\circ \leq [t_{\text{рад}}],$$

A – площадь охлаждающей поверхности корпуса, исключая поверхность днища. Приблизительно площадь A принимают в зависимости от межосевого расстояния:

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , м ²	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

K_T – коэффициент теплоотдачи. Для чугунных корпусов принимают $K_T = 12...18$ Вт/(м² · °С);

$K_{ТВ}$ – коэффициент теплоотдачи поверхности, обдуваемой вентилятором:

n_1 , об/мин	750	1000	1500	3000
$K_{ТВ}$	24	29	35	50

Здесь n_1 – частота вращения вала червяка, на котором обычно устанавливают крыльчатку центробежного вентилятора. Значение n_1 см. в п. 1.3 кинематического расчета привода.

4.10 Конструкция червяков. Особенности конструктивного исполнения червяков определяются соотношением размеров d , d_{Π} , d_{a1} , d_{f1} и D (рис. 16).

Иногда соотношение диаметров червяка и вала позволяет выполнить червяк насадным (рис. 16, а). В этом случае необходимо обеспечить толщину ступичной части не менее двух модулей m . Однако чаще червяки выполняют нарезкой витков непосредственно на валу (вал – червяк).

Поскольку корпус червячного редуктора обычно не имеет разъема по оси вала червяка, при сборке червяк должен хотя бы с одной стороны свободно проходить в отверстие для установки подшипников или подшипниковых стаканов, что возможно при условии $\Delta = D - d_{a1} > 0$.

где мощность на валу червяка $N_1 = 4,725 \text{ кВт}$ (п. 1.3); коэффициент, учитывающий отвод тепла через раму, $\psi = 0,3$; допускаемую температуру нагрева принимаем равной $[t_{\text{рад}}] = 100^\circ\text{C}$; коэффициент теплоотдачи принимаем равным $K_T = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; площадь охлаждаемой поверхности корпуса (исключая днище) $A = 1,10 \text{ м}^2$.

$$t_{\text{рад}} = \frac{(1 - 0,8896) \cdot 4,725 \cdot 10^3}{(1 + 0,3) \cdot 15 \cdot 1,10} + 20 = 44,32^\circ\text{C} < 100^\circ\text{C}.$$

Вывод: редуктор не нуждается в установке дополнительных средств охлаждения.

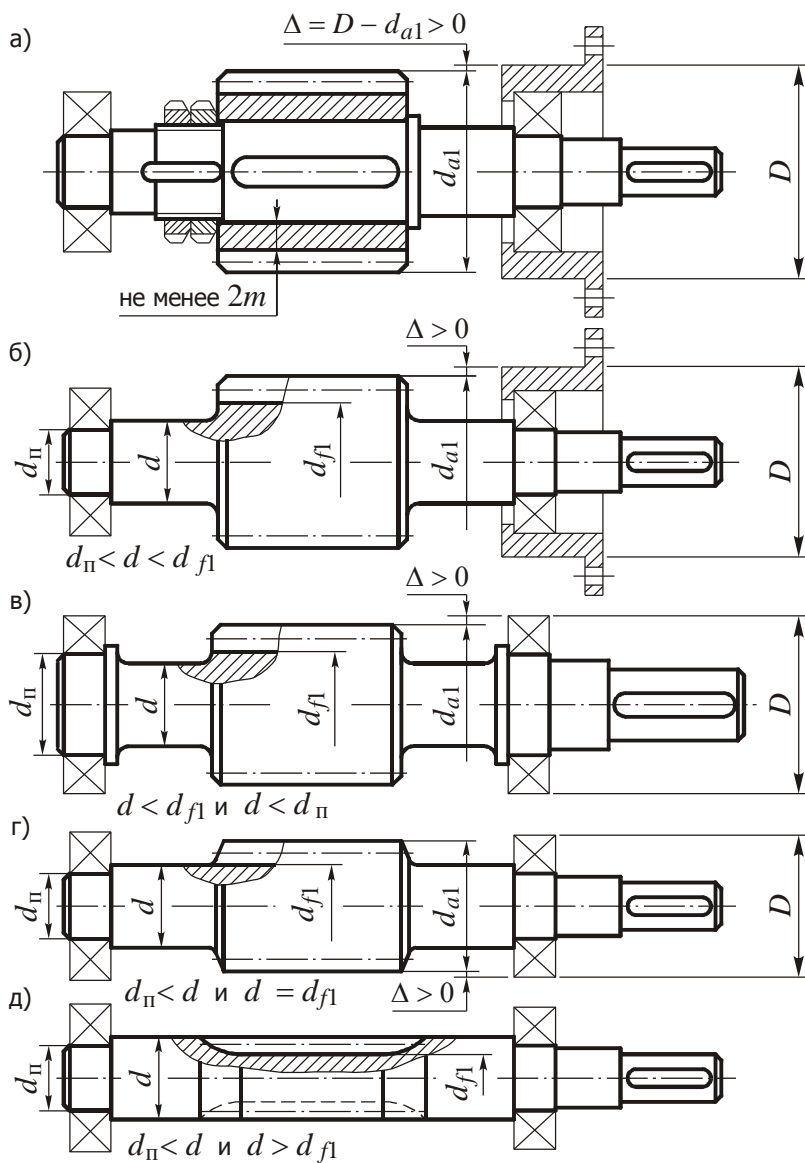


Рис. 16

При установке без использования стаканов для обеспечения условия сборки иногда приходится специально увеличивать размеры подшипников, как это показано на рис. 16, в.

При достаточно малых диаметрах впадин $d_{f1} \leq d$ нарезку витков выполняют по рис. 16, г, д. Здесь возможны также промежуточные варианты нарезки.

В отличие от чертежей зубчатых шестерен на рабочих чертежах червяков (рис. 17) сплошными тонкими линиями обозначают поверхность впадин. Местным разрезом показывают профиль витка. Из основных размеров червяка указывают длину b_1 нарезанной части и диаметр d_{a1} вершин витков. Значение делительного диаметра d_1 и некоторых других параметров про-
ставляют в отдельной таблице чертежа. Диаметр d_{f1} впадин вообще не указывают, поскольку впадины формируются в процессе нарезания витков.

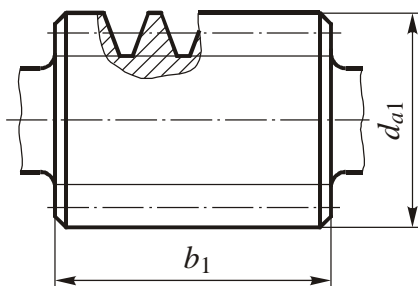


Рис. 17

С правилами и образцами выполнения рабочих чертежей червяков можно ознакомиться в [1, 4].

4.11 Конструкция червячных колес. Червячные колеса отличаются от косозубых колес зубчатых передач охватывающей червяк формой зубьев и материалом зубчатого венца. С целью

экономии дорогих сплавов при бронзовом или латунном венце колёса обычно выполняют составными в сочетании со стальным или чугунным центром диаметром D , как показано на рис. 18.

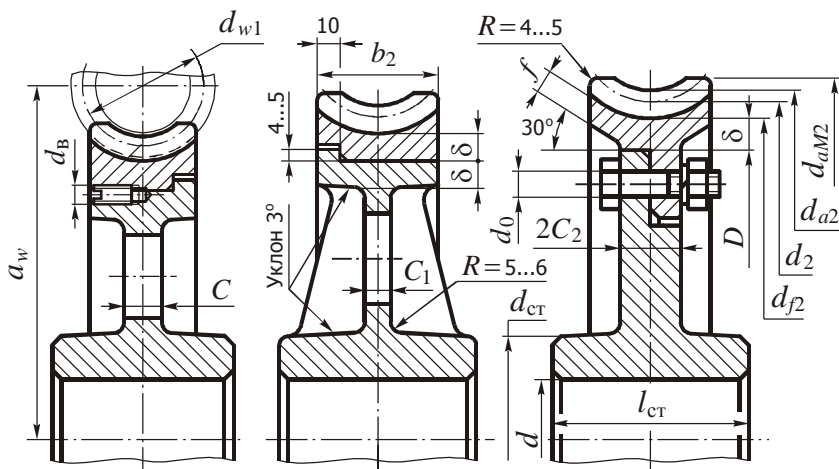


Рис. 18

Венец напрессовывают на центр с натягом, после чего по стыку сверлят отверстия, в которые ввинчивают винты (рис. 18, слева), витки которых предотвращают возможное сползание венца. Иногда венец привинчивают к центру болтами (рис. 18, справа). Для обеспечения необходимой точности передачи болты ставят в отверстия без зазора из-под развертки. Центры колес больших размеров с диаметром $d_{aM2} > 400$ мм отливают с ребрами, увеличивающими жесткость конструкции и препятствующими перекашиванию отливки при остывании (рис. 18, в центре).

Практикой машиностроения выработаны следующие нормы, определяющие соотношение размеров конструктивных элементов червячных колес:

- диаметр ступицы $d_{\text{ст}} = (1,6 \dots 1,8) d$, где d – диаметр посадочной поверхности вала;
- длина ступицы $l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,8) d$, окончательный размер принимают после проверки прочности шпоночного соединения;
- толщина диска, в зависимости от конструкции по рис. 18, $C = 0,3 b_2$; $C_1 = 0,2 b_2$, но не менее 10 мм; $C_2 = 0,25 b_2$;
- размер $\delta = 2m$, но не менее 10 мм;
- диаметр фиксирующих винтов $d_{\text{в}} = (1,2 \dots 1,5) m$;
- диаметр болтов d_0 определяют расчетом по условию прочности на срез и смятие;
- размер $f = 1,7m$.

Конструкции и рабочие чертежи червячных колес представлены в [1, 2, 10].