
НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 62-192(075.8)

ВИЗУАЛИЗАЦИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

© 2023 г. Ю. П. Маньшин¹, Е. Ю. Маньшина^{1,*}

¹*Донской государственный технический университет, Ростов-на-Дону, Россия*

**e-mail: elemans@mail.ru*

Поступила в редакцию 11.05.2022 г.

После доработки 11.04.2023 г.

Принята к публикации 20.04.2023 г.

В статье рассмотрены методы графического представления связи исходных данных и основных результатов проектирования червячных передач. Разработаны графики, на которых визуализированы исходные данные, результирующие размеры и скорости скольжения в широком диапазоне передаточных чисел. Работа с обобщающими графиками предотвращает ошибки и значительно сокращает время выбора параметров передачи в соответствии с критериями работоспособности.

Ключевые слова: червячная передача, межосевое расстояние, частота вращения, вращающий момент, скорость скольжения

DOI: 10.31857/S0235711923040090, **EDN:** XLWGM

Червячные передачи с цилиндрическими червяками для преобразования параметров вращательного движения между скрещающимися валами стандартизованы [1] в широком диапазоне передаточных чисел (8–80), которые при сравнительно невысокой мощности на входе (до 20 кВт) позволяют получать на выходе весьма высокие вращающие моменты, до десятков тысяч Нм. Расположение валов в пространстве, использование современных конструкций (полые валы, фланцевые крепления редукторов, двигателей, и т.п.) позволяют кардинально сжимать габариты привода.

Алгоритмы проектирования и изготовления червячных передач рассмотрены в технической литературе [1–7]. При различных подходах к проектированию червячных передач актуальна задача выбора материалов червяка и венца червячного колеса. Эти детали червячной пары, работающие в условиях нагруженного контакта, обкатывания и скольжения можно изготовить из множества комбинаций материалов, обладающих различными эксплуатационными свойствами и стоимостью технологии их изготовления [4]. Критерием выбора материалов является скорость скольжения в контакте, которую можно определить после цикла прочностных и геометрических расчетов, в которых должны использоваться механические характеристики материалов передачи. Для выхода из этой замкнутой расчетной ситуации в литературе [2–7] предложены различные приближенные формулы предварительного определения скорости скольжения по исходным данным (ИД): кинематическая схема, режим работы, срок службы, передаваемая мощность, частота вращения червяка, передаточное число. Нередко ориентировочные расчеты и их проверка на стадии кинематических расчетов дает значительные (до 100%) расхождения скоростей скольжения. Либо, при итеративном подборе межосевых расстояний, расчеты могут привести к расходящимся рядам размеров передачи и ее скоростей скольжения.

Таблица 1. Выборочные параметры основного ряда червячных передач по ГОСТ 2144-93, расчетные углы подъема винтовой линии червяка γ_w и ориентировочные КПД в их связи с передаточным числом; межосевые расстояния a_w , мм

u	8	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63	80	
z_1	4	4	4	2	2	2	1	1	1	1	1	
q	8	10	12.5	8	10	12.5	8	10	12.5	16	20	
γ_w°	26.57	21.8	17.74	14.04	11.31	9.09	7.13	5.71	4.57	3.58	2.86	
КПД	0.9	0.89	0.88	0.83	0.81	0.8	0.73	0.69	0.66	0.61	0.6	
$K_{H\beta}$	1.16	1.09	1.07	1.09	1.05	1.04	1.04	1.02	1.02	1.02	1.01	
a_w												
1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	
2 ряд	45	57	71	90	112	140	180	225	280	355	450	500

Для обобщения представления скоростей скольжения червячных передач использованы ряды межосевых расстояний a_w , передаточных чисел u по ГОСТ 2144-93 (табл. 1) и коэффициенты диаметра червяка q червячных передач по ГОСТ 19672-74 в рекомендованных выборочных сочетаниях параметров зацепления.

Межосевые расстояния a_w и частоты вращения червяка n_1 связаны со скоростями скольжения v_s через геометрические и кинематические характеристики передачи формулами:

– межосевое расстояние

$$a_w = 0.5(d_{w1} + d_{w2}) = 0.5d_{w1}(1 + u \operatorname{tg} \gamma_w), \text{ мм}; \quad (1)$$

– передаточное число червячной передачи

$$u = d_{w2}/(d_{w1} \operatorname{tg} \gamma_w) = z_2/(q \operatorname{tg} \gamma_w). \quad (2)$$

Углы подъема винтовой линии на начальной окружности червяка (вычислены в табл. 1)

$$\gamma_w = \operatorname{arctg}(z_1/(q + 2X)), \text{ град}, \quad (3)$$

где X – коэффициент смещения инструмента при нарезании червяка.

Окружная скорость на начальной окружности червяка

$$v_{w1} = \pi d_{w1} n_1 / 60, \text{ м/с}. \quad (4)$$

Скорость скольжения

$$v_s = v_{w1} / \cos \gamma_w, \text{ м/с}. \quad (5)$$

Ряду передаточных чисел (2) соответствует ряд углов подъема винтовой линии червяка (3), убывающий вместе с ростом передаточных чисел не зависящий от величины межосевых расстояний (табл. 1). Поэтому в каждое из межосевых расстояний a_w (1) можно вписать червячные передачи с передаточными числами u по табл. 1, за счет изменения углов подъема винтовой линии червяка γ_w (3). Отсюда, используя кинематические связи между геометрическими параметрами (4), (5), можно вычислить скорости скольжения v_s в зависимости от частоты вращения червяка n_1 и углов подъема γ_w . При этом наибольшая скорость скольжения в каждом межосевом расстоянии соответствует наибольшему углу подъема $\gamma_{\max}$ при передаточном числе $u = 8$ (табл. 1), минимальном для ряда.

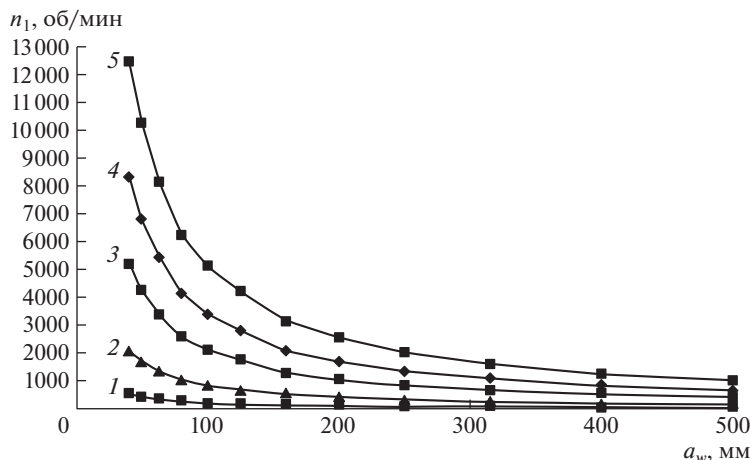


Рис. 1. Области частот вращения червяка n_1 с ограниченными скоростями скольжения, не превышающими v_s графика, для стандартных значений ряда межосевых расстояний a_w (отмечены маркерами):

1 — $v_s = 0.5$ м/с; 2 — $v_s = 2.0$ м/с; 3 — $v_s = 5.0$ м/с; 4 — $v_s = 8.0$ м/с; 5 — $v_s = 12.0$ м/с.

Задачей настоящей статьи является визуализация выбора основных параметров при проектировании червячных передач, которая минимизирует время и возможность ошибок.

Визуализация скоростей скольжения в их связи с ИД возможна как обратная задача алгоритма (1)–(5). Ее можно реализовать подбором рядов частот вращения червяка n_1 для фиксированных значений межосевого расстояния a_w основного ряда (табл. 1), соответствующих максимальной скорости скольжения $v_{s\max}$. Либо с использованием функции, полученной из (1)–(5)

$$n_1 = 30v_s \cos \gamma_w (1 + u \operatorname{tg} \gamma_w) / \pi a_w, \text{ м/с}, \quad (6)$$

где для построения ряда n_1 использованы: a_w — аргумент функции в виде ряда межосевых расстояний по ГОСТ 2144-93, табл. 1; $u = 8$ — минимальное передаточное число по ГОСТ 2144-93, (табл. 1); γ_w — максимальный угол подъема винтовой линии на начальной окружности червяка (табл. 1); v_s — постоянный параметр скорости скольжения $v_{s\max}$ для каждого межосевого расстояния при минимальном передаточном числе.

Рассчитаны пять рядов функции $n_1(a_w)$, при пороговых значениях $v_s = 0.5, 2.0, 5.0, 8.0, 12.0$ м/с, ограничивающих применение различных групп материалов червячных передач [8–11]. После этого построены пять кривых гиперболического типа, разграничивающих пространство $n_1(a_w)$ на области с различными скоростями скольжения (рис. 1).

Области, ограниченные таким образом, расположены между осями координат и огибающими $n_1(a_w)$ по точкам с равными $v_{s\max}$ для межосевых расстояний a_w стандартного ряда.

Область частот вращения n_1 между осями координат и кривой $v_s = 2$ м/с соответствует применению материалов 3 группы — относительно мягкие серые чугуны СЧ15, СЧ20 по ГОСТ 1412-85 для червячных колес и нормализованные или улучшенные стали для червяков.

Область частот вращения n_1 между кривыми $v_s = 2\text{--}5$ м/с соответствует применению материалов 2 группы – бронзы литейные безоловянные, марок БрА10Ж4Н4, БрА10ЖЗМц1 по ГОСТ 493-79 для венцов червячных колес и объемно или поверхностно закаленные стали для червяков со шлифованными витками.

Область частот вращения n_1 между кривыми $v_s = 5\text{--}8$ м/с соответствует применению материалов 1 группы – бронзы литейные низкооловянные по ГОСТ 613-79 типа Бр05Ц5С5 при мощностях до 1 кВт.

Область частот вращения n_1 между кривыми $v_s = 8\text{--}12$ м/с соответствует применению специализированного материала 1 группы для венцов червячных колес высокооловянной бронзы БрО10Ф1 по тому же стандарту с червяками из поверхностно закаленных цементованных сталей со шлифованными и полированными витками.

Область частот вращения n_1 между осями координат и кривой $v_s = 0.5$ м/с соответствует снижению влияния износа на работоспособность передачи, но при росте вращающего момента на колесе возрастает значение прочностных характеристик материала.

Графики $n_1(a_w)$ (рис. 1) предоставляют возможности ускорения инженерного анализа и проектирования червячных передач. Эти возможности заключаются в следующем: ИД для проектирования червячной передачи дают одну координату n_1 , об/мин, на графиках $n_1(a_w)$ (рис. 1), и в совокупности содержатся основания для ориентировочного выбора группы материалов. Далее можно определить параметры движения на валу червячного колеса и в том числе вращающий момент $T_2 = T_1 u \eta$, Нм, где $T_1 = 9550 N_1 / n_1$, Нм, η – справочное значение КПД, соответствующее передаточному числу u (табл. 1).

Для сокращения времени выполнения расчетов по критериям работоспособности в [12] представлены графики зависимости межосевых расстояний червячных передач от вращающего момента на тихоходном валу – кривые $a_w(T_2)$ для основных материалов передач (рис. 2).

Графики $a_w(T_2)$ для передач с линейчатыми червяками архимедовым (ZA), конвольютным (ZN), эвольвентным (ZL) получены из формул проектного расчета [2, 5, 8] по условию контактной выносливости и износа

$$a_w \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_{HP}]} \right]^2 T_2 K_{H\beta} K_{HV} }, \text{ мм.} \quad (7)$$

При построении графиков $a_w(T_2)$ передач с нелинейчатым червяком ZT, использована формула [13] ориентировочного значения межосевого расстояния a_w по тем же критериям

$$a_w \geq 530 \times \sqrt[3]{ \frac{T_2 K_{H\beta}}{\sigma_{HP}^2} }, \text{ мм.} \quad (8)$$

Если в формулах межосевого расстояния a_w (7) и (8) зафиксировать параметры зацепления, между вращающим моментом T_2 и межосевым расстоянием a_w будет установлена функциональная связь третьей степени. На рис. 2 приведены графики межосевых расстояний при изменении момента T_2 в диапазоне 25–20000 Нм для червячных колес из материалов первой (с венцами колес из Бр05Ц5С5, БрО10Ф1), второй (венцы из БрА10Ж4Н4, БрА10ЖЗМц1) и третьей (колеса из СЧ15, СЧ20) групп.

Фиксированные параметры, выбранные для построения графиков $a_w(T_2)$: степень точности 7, циклограмма нагрузки с коэффициентом эквивалентности $K_{HE} = 0.318$

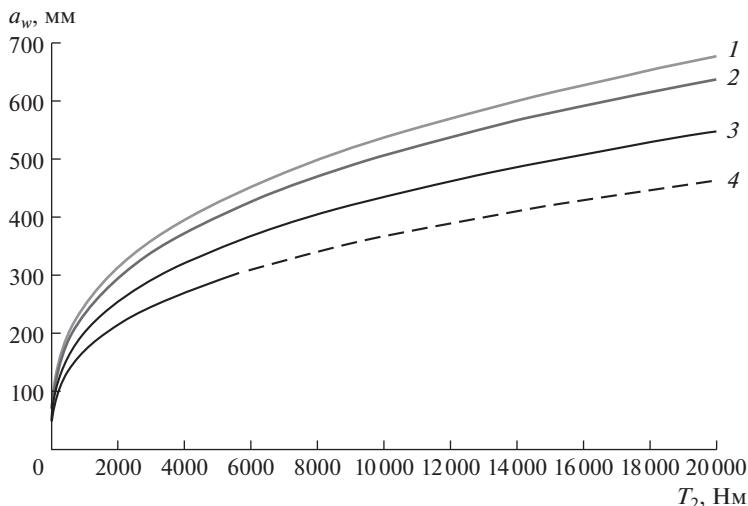


Рис. 2. Межосевые расстояния червячных передач по условию контактной выносливости для червячных колес из материалов: 1 — низкооловянная бронза марки БрО5Ц5С5; 2 — серый чугун марки СЧ 20; 3 — высокооловянная бронза марки БрО10Ф1 и безоловянная бронза марки БрА10Ж4Н6 с линейчатыми червяками ZA, ZN, ZL; 4 — бронзы БрО10Ф1 и БрА10Ж4Н6 с нелинейчатыми червяками ZK, ZT.

(среднее между режимами 1 (тяжелый) и 2 (средневероятностный) [6], передаточное число $u = 25$ (медианное значение стандартного ряда, табл. 1), число заходов червяка $z_1 = 2$, число зубьев колеса $z_2 = 50$, коэффициент диаметра червяка $q = 12.5$ по ГОСТ 19672–74, расчетные коэффициенты концентрации $K_{H\beta} = 1.17$ и качества $K_{HV} = 1.1$ при частоте вращения $n_1 = 1500$ об/мин.

Допускаемые контактные напряжения рассчитаны [6] для материалов группы 1 по наработке $t_h = 20000$ час: БрО10Ф1 $\sigma_{HP} = 176$ МПа, при скорости скольжения $v_s = 5$ –12 м/с; БрО5Ц5С5 $\sigma_{HP} = 128$ МПа, при v_s до 8 м/с.

Для бронзы БрА10Ж4Н4 (группа 2, допустимые скорости скольжения v_s до 5 м/с) $\sigma_{HP} = 175$ МПа.

Для серых чугунов СЧ15, СЧ20 (группа 3, допустимые скорости скольжения v_s до 2 м/с) $\sigma_{HP} = 140$ МПа по скорости скольжения $v_s = 1$ м/с.

Кривые $a_w(T_2)$ для передач с нелинейчатым червяком ZT построены для материалов колес БрО10Ф1 и БрА10Ж4Н4 с теми же допускаемыми напряжениями, что и для передач с линейчатыми червяками.

Отклонение a_w с максимальным и минимальным передаточными числами от a_w с передаточным числом $u = 25$ при соответствии геометрии передач приведенным стандартам (табл. 1) исследована на ряде сравнения $a_w(u)$ с фиксированным моментом $T_2 = 5000$ Нм. При построении этого ряда по формуле (7) коэффициент концентрации в зависимости от передаточного числа [6] получен по формуле $K_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3(1 - T_{0x})$, и приводится в табл. 1.

Для ранжирования диапазона коэффициентов качества $K_{HV} = 1$ –1.3 при скоростях v_2 на делительной окружности червячного колеса более 3 м/с в зависимости от передаточного числа и межосевого расстояния были вычислены матрицы скоростей v_2 в

координатах (a_{wi}/u_j): размером 11×11 . Вектор a_{wi} – строка 1 ряда межосевых расстояний, вектор u_j – столбец передаточных чисел передач (табл. 1). Вычислены 4 матрицы для значений частоты вращения червяка $n_1 = 3000, 1500, 1000, 750$ об/мин. Матрицы не приводятся ввиду ограниченного объема статьи.

Из матриц следует: при $n_1 = 3000$ об/мин более 23% передач из 121 имеют скорости $v_2 > 3$ м/с с коэффициентами K_{HV} более 1. Более 8% передач превышают $v_s = 12$ м/с, что выводит передачи за границу работоспособности. Наибольшие значения скоростей группируются вокруг значения v_2 для максимального a_w при минимальном u . Передачи с частотой вращения $n_1 = 1500$ об/мин и коэффициентом K_{HV} до 1.2 составляют только 8.26%. Скорость скольжения $v_s > 12$ м/с получена только при $a_w = 400$ мм.

Ряд сравнения межосевых расстояний $a_w(u)$, рассчитанный при $n_1 = 1500$ об/мин, при оговоренных выше условиях и $K_{HV} = 1$ вычислен для всего ряда передаточных чисел. Отклонение a_w при $u = 8$ от a_w при $u = 25$ составляет +3.68%. Это отклонение с ростом передаточного числа монотонно убывает, и при $u = 80$ составляет –0.77%. Этот разброс при работе с графиками $a_w(T_2)$ (рис. 2), и округлением межосевого расстояния к стандартному малозначим.

После выбора межосевого расстояния по графикам $a_w(T_2)$ (рис. 2), оно округляется до значения a_w по стандарту (табл. 1) к ближайшему большему, если $n_1 = 1000–1500$ об/мин, или к ближайшему меньшему, если $n_1 < 1000$ об/мин.

По графикам $n_1(a_w)$ (рис. 1), установленное межосевое расстояние проверяется на соответствие параметров передачи и предварительно выбранной группы материалов. Или группа материалов уточняется сопоставлением полей распределения $a_w(T_2)$ (рис. 2), и скоростей скольжения v_s на графиках $n_1(a_w)$ (рис. 1).

Необходимо выделить так же червячные передачи, работающие не только с высокими моментами и низкими частотами вращения на выходе, но и имеющие малое число циклов включения на относительно непродолжительное время. Характерные примеры представляют приводы дисковых либо шаровых затворов трубопроводов в технологических процессах нефте- и газодобычи, химических производствах и нефтехимии, водоснабжении и теплоэнергетике. При диаметре трубы до 1.5 м для запирания потока необходимо повернуть диск затвора на 90° , обеспечив высокий вращающий момент для уплотнения и герметизации. Во избежание гидроудара не должно превышать расчетное время рабочего хода t_0 .

В частности, по режиму работы теплосетей после окончания отопительного сезона магистральный затвор закрывается и перед началом следующего отопительного сезона затвор открывается. Срок службы затворов известных производителей фирм *Zero*, *Naval* и др. $t_c = 30$ лет. С учетом вероятности 2–3 аварий в год, требующих отключения магистрали и рекомендаций производителей выполнять профилактические закрывания–открывания ежемесячно, за срок службы происходит до 1000 включений ($N_{вкл}$). В табл. 2 приводится ряд t_0 , ранжированных в зависимости от условного диаметра затвора D_y для электромеханических приводов фирмы *Auma*, вращающие моменты при закрывании (открывании) дисковых затворов по ТУ фирм *Zero*, *Naval*. Перемещение рабочего хода штока затвора (на оси поворота запорного диска) составляет $s = 0.25$ оборота. Так как шток затвора вращается напрямую от тихоходного вала червячного редуктора, на нем будут те же момент и перемещение. Тогда диапазону условных диаметров D_y соответствует диапазон частот вращения n_2 (табл. 2).

Для обеспечения параметров на выходе приводов по табл. 2 тихоходная ступень – высокомоментная жесткая червячная передача с диапазоном передаточных чисел $u_2 = 8–80$ по ГОСТ 2144-93, или $u_2 = 6.3–110$ по ТУ 2-056-218-83 НПО “Редуктор”, СПб.

Таблица 2. Диапазоны параметров приводов дисковых затворов по ТУ фирм производителей *Zero*, *Naval*, *Auma* и по расчетам

Условный диаметр затвора D_y , мм	200–1500
Максимальный вращающий момент штока T , Нм	100–60000
Время рабочего хода t_O , с	16–288
Число включений за 30 лет службы N , вкл.	1000
Наработка за срок службы $t_h = N t_O / 3600$, час	4.44–80
Частота вращения $n_2 = 60s/t_O$, об/мин	0.94–0.052
Передаточное число привода при скорости двигателя $n_0 = 1500$ об/мин, $u = n_0/n_2$	1600–28800

Таблица 3. Выборочные технические характеристики универсальных редукторов НПО “Редуктор” по ТУ 2-056-218-83 и специальных червячных редуктора типа *KWG*

“Редуктор” по ТУ 2-056-218-83				<i>Sambo</i> с ручным приводом			
Тип ред.	a_w , мм	u	T_T , Нм	Тип ред.	a_w , мм	u	T_T , Нм
РЧ-25М	25	6.3–50	6.5–11	<i>KWG 00</i>	62.5	38	1000
РЧ-31.5	31.5	8–63	11–20	<i>KWG 01</i>	75	42	1550
2ЧМ-40	40	6.3–80	22–46	<i>KWG 02-1</i>	91.5	120	2400
2ЧМ-63	63	6.3–100	69–169	<i>KWG 04-1</i>	113	180	4300
2ЧМ-80	80	6.75–100	142–310	<i>KWG 05-1</i>	153	180	7700
Ч-100М	100	8–110	253–607	<i>KWG 05-1SD</i>	180	540	12000
Ч-125М1	125	8–100	541–1208	<i>KWG 06-1SD</i>	230	1024	26700
Ч-160М1	160	8–100	1200–2177	<i>KWG 07-1SD</i>	280.5	1088	51000
РЧН-180Н	180	12.5–63	1827–2982				

Быстроходную ступень можно выполнить в виде волнового редуктора с передаточными числами $u_1 = 50–275$ по ГОСТ 30078.2-93, либо планетарного редуктора (НПЦ “Редуктор”) с передаточными числами в диапазоне $u_1 = 4–400$.

Использование для редко включаемых приводов стандартизованных редукторов по их техническим характеристикам нерационально, т.к. заложенный в них запас долговечности чрезмерен при малом числе циклов напряжений. В то же время, эти редукторы не рассчитаны на вращающий момент, возникающий на выходе привода с высоким передаточным числом.

В табл. 3 приводятся технические характеристики червячных редукторов НПО “Редуктор”, СПб, при работе в легком повторно-кратковременном режиме с частотами вращения быстроходного вала (червяка) $n_B = 750–1500$ об/мин, и специальных приводов, применяемых для закрывания дисковых затворов фирмы *Zero* (для трубопроводов с условными диаметрами 200–1500 мм), имеющих на выходе червячные редуктора компании *Sambo* типа *KWG*.

Сопоставимый по $a_w = 180$ мм редуктор типа *KWG* имеет момент на выходе в 4 раза больше (табл. 3), чем редуктор РЧН. Вероятнее всего, в результате проектирования по высоким допускаемым напряжениям. Основанием для их повышения может использоваться ограниченное число циклов включений и напряжений. ГОСТ 31592-2012 “Редукторы общемашиностроительного применения. Общие технические условия”, предполагает для передач и валов червячных редукторов с вероятностью 90% ресурс $t_h = 10000$ час. Значения показателей соответствуют длительной работе редукторов с

постоянными номинальными нагрузками. С этой позиции работа в течение смены с номинальной нагрузкой соответствует стандарту. При продолжительности непрерывной работы в смену 7 часов и вероятности нескольких включений в смену, стандарт гарантирует работоспособность червячных передач с числом включений до $N = N_{H2} = 1500$ циклов за наработку $t_h = 10000$ час. Каждое включение сопровождается одна кратковременная пусковая перегрузка. Литература [5, 6] рекомендует для проверки работоспособности червячной передачи, при этой перегрузке, допускаемые контактные напряжения: для материалов 1 группы $\sigma_{HP} = 4\sigma_T$, МПа; для материалов 2 группы $\sigma_{HP} = 2\sigma_T$, МПа; для материалов 3 группы $\sigma_{HP} = 1.65\sigma_{ВИ}$, МПа, где $\sigma_{ВИ}$ — предел прочности при изгибе чугуна.

Передачи механизмов редкого включения имеют число включений не более 1500. Отсюда можно заключить, что передача, спроектированная по максимальному моменту и максимальным перегрузочным допускаемым напряжениям так же сохранит работоспособность после 1000 циклов включения за срок службы 30 лет (табл. 2).

Графики межосевых расстояний для проектирования тихоходных высоконагруженных червячных передач при малом числе циклов контактного напряжения разработаны по аналогии с графиками рис. 2. Для получения рядов межосевых расстояний и последующего построения графиков функций $a_w(T_2)$ использована модель взаимодействия параметров червячных передач с линейчатыми червяками ZA, ZN, ZL (7), в которой T_2 — аргумент функции, вращающий момент на валу червячного колеса в диапазоне 100–70000 Нм.

Фиксированные параметры, выбранные для расчетов $a_w(T_2)$: степень точности 8, с учетом работы при низких скоростях вращения (табл. 2); параметры геометрии и кинематики (7): $u_2 = 25$, $z_1 = 2$, $z_2 = 50$, $q = 12.5$ увязаны по ГОСТ 2144-93 и определяют коэффициент концентрации $K_{H\beta} = 1.04$ (табл. 1); коэффициент качества $K_{HV} = 1.0$ при частоте вращения червяка $n_1 \leq 100$ об/мин (из табл. 2 $n_1 = n_2 u_2$) и скорости скольжения $v_s < 0.5$ м/с (рис. 1).

Характер циклов нагрузки — с достижением в каждом цикле значения максимального напряжения $\sigma_{HP\max}$. Допускаемые контактные напряжения: для бронзы БрО10Ф1 $\sigma_{HP\max} = 780$ МПа, как материала 1 группы при наработке $N_{H2} = 1500$ циклов; для бронзы БрА10Ж4Н4 (группа 2) $\sigma_{HP\max} = 920$ МПа; для серого чугуна СЧ20 (группа 3) $\sigma_{HP\max} = 693$ МПа.

Графики $a_w(T_2)$ червячных передач для наработки до 1500 циклов максимального допустимого контактного напряжения приведены на рис. 3.

Межосевые расстояния a_w по условиям прочности при максимальных напряжениях $\sigma_{HP\max}$ (рис. 3) при сравнении в сходных моментах с a_w по условиям выносливости (рис. 2) сокращаются: на 64% для бронзы БрО10Ф1, на 68% для бронзы БрА10Ж4Н6, на 66% для чугуна СЧ20, откуда следует еще более значительное сокращение по массе червячных передач (особенно при специализированном проектировании, например, редукторов *KWG* на 0.25 оборота колеса).

Безоловянная бронза БрА10Ж4Н4, с ее высоким пределом прочности позволяет при сходных вращающих моментах получить межосевые расстояния меньше до 15% по сравнению со специализированными редукторами *KWG*.

Серый чугун СЧ 20 при расчете по $\sigma_{HP\max}$ дает близкие межосевые расстояния a_w к специальным редукторам *KWG*, что эффективно с учетом наименьшей стоимости материала.

Колеса специализированных редукторов *KWG* используют свойства ковкого чугуна CD-450 класса 65-45-12 по стандарту ASTM. Ковкие чугуны по ГОСТ 1215-79, КЧ фер-

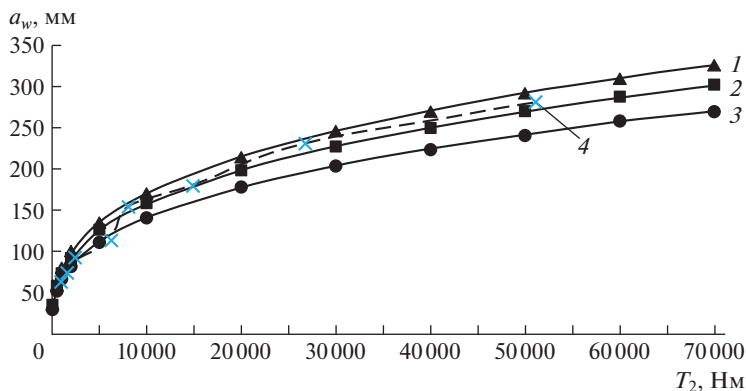


Рис. 3. Межосевые расстояния червячных передач, для работы в режиме редких включений по условию прочности при максимальных контактных напряжениях для материалов: 1 – серый чугун марки СЧ 20; 2 – высокооловянная бронза марки БрО10Ф1, безоловянная бронза марки БрА10Ж4Н6; пунктирная линия 4 – огибающая по характеристикам $a_w(T_2)$, специальных редукторов *KWG* (табл. 3).

ритного и, особенно, перлитного классов по механическим свойствам имеют большой потенциал при создании малогабаритных червячных редукторов для режима высоких моментов при малых скоростях скольжения. Однако в рассмотренной литературе не найдены сведения о параметрах и границах применения КЧ для проектирования червячных передач.

Вывод. В заключение отметим: опыт расчетов показывает, что червячные передачи, удовлетворяющие условиям контактной выносливости ($\sigma_H \leq \sigma_{HP}$) или контактной прочности ($\sigma_H \leq \sigma_{HP\max}$), также удовлетворяют условиям выносливости и прочности при изгибе зуба, если параметры передачи соответствуют выборочным параметрам по ГОСТ 2144-93. Поэтому при необходимости инженерного анализа вариантов конструкции, включающей червячную передачу, графики $a_w(T_2)$ (рис. 2, 3) вместе с графиками $n_1(a_w)$ (рис. 1), дают исчерпывающие данные для выбора размеров вариантов передач. В отличие от результатов расчетов по программам [13], где алгоритм скрыт, а связь исходных данных с результатами неочевидна, графики предоставляют визуальную информацию одномоментно, по всему пространству групп материалов, скоростей, вращающих моментов в широком диапазоне параметров. При необходимости, по выбранному окончательно варианту можно выполнить проверочные расчеты в объеме, предусмотренном существующими методиками [14–17].

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена в плане инициативной НИР.

БЛАГОДАРНОСТИ

Цитируемым авторам за создание основ проектирования передач.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

У авторов нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. / Под ред. И.Н. Жесткова. 8-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2001. 900 с.
2. Машиностроение: энцикл. в 40 т. М.: Машиностроение, 1994. Разд. IV: Расчет и конструирование машин / Под ред. А.П. Гусенков, О.П. Леликов, Ю.Н. Дроздов, 1995. 863 с.: ил.
3. *Голованов Н.Ф.* Зубчатые и червячные передачи: справочник. Л.: Машиностроение, 1967. 515 с.
4. *Сандлер А.И., Лагутин С.А., Верховский А.В.* Производство червячных передач / Под ред. С.А. Лагутин. М.: Машиностроение, 2008. 271 с.: ил.
5. *Гинзбург У.Г., Голованов Н.Ф. и др.* Зубчатые передачи. Справочник. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1980. 416 с.
6. *Длоугий В.В.* Приводы машин. Справочник. Л.: Машиностроение, 1982. 383 с.: ил.
7. *Андрienko Л.А., Вязников В.А.* Ресурс работы червячных передач по критерию изнашивания // Известия вузов. Сер. "Машиностроение". 2011. № 4. С. 3.
8. *Chakroun A.E., Hammami A., Chaari F., Haddar M., De-Juan A., Fernandez A., Viadero F.* Modal Energetic Analysis And Dynamic Response Of Worm Gear Drives With A New Developed Dynamicmodel // Comptes Rendus Mecanique. 2021. V. 349. № 2. P. 241.
9. *Поляков С.А., Гончаров С.Ю., Куксенова Л.И.* Разработка метода оценки работоспособности червячных передач на основе анализа их триботехнических показателей // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 5. С. 81.
10. *Bodzás S.* Designing And Loaded Tooth Contact Analysis Of An Archimedean Worm Gear Drive Focusing For The Connecting Teeth Of The Worm Wheel By Loaded Torques // Mechanics and Industry. 2020. V. 21. № 4. P. 405.
11. *Иванов А.С., Гончаров С.Ю.* Изнашивание червячных передач и коэффициент полезного действия в период их приработки // Вестник машиностроения. 2021. № 5. С. 22.
12. *Маньшин Ю.П., Маньшина Е.Ю.* К проектированию червячных передач с цилиндрическими червяками // Вестник ДГТУ. 2016. № 4. С. 86.
13. Передачи червячные с червяком типа ZT. Расчеты на прочность и заедание: Методич. рекомендации. ВНИИредуктор. М.: НИИмаш, 1984. 102 с.
14. Работоспособность и надежность деталей машин / Под ред. Д.Н. Решетов. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1980. 158 с.
15. *Trubachev E.S.* Worm-Type Gear with Steel Gearwheel // Mechanisms and Machine Science (book series). 2021. V. 101. P. 185.
16. *Deng X., Wang S., Hong L., Li W., Liu Y.* High Precision Machining of Zc1 Worm Gear Drives with Large Modulus // Mechanism and Machine Theory. 2021. V. 165. P. 104437.
17. *Chernets M.* Research of Influence of Engagement Pairing of the corrected Worm Gear with Involute Worm on the life and Contact Pressure // Tribology in Industry. 2020. V. 42. № 3. P. 363.