



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

В. Д. Василёнок

РАСЧЕТ ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Пособие

**Минск
БНТУ
2025**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

В. Д. Василёнок

РАСЧЕТ ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Пособие

для обучающихся первой ступени образования
специальности 6-05-0714-02 «Технология машиностроения,
металлорежущие станки и инструменты»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
по образованию в области машиностроительного оборудования
и технологий*

Минск
БНТУ
2025

УДК 621.833.3 (075.8)

ББК 34.44я7

В19

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Материаловедение и проектирование технических систем»
факультета лесной инженерии, материаловедения и дизайна
Белорусского государственного технологического университета
(заведующий кафедрой, кандидат технических наук, доцент *Д. В. Куис*);
заведующий кафедрой «Технологии и организация технического сервиса»
Белорусского государственного аграрного технического университета,
кандидат технических наук, доцент *В. Е. Тарасенко*

Василёнок В. Д.

В19 Расчет глобоидных передач: пособие для обучающихся первой ступени образования специальности 6-05-0714-02 «Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты» : пособие / В. Д. Василёнок. – Минск : БНТУ, 2025. – 44 с.
ISBN 978-985-31-0140-9.

Методическое пособие содержит основные теоретические предпосылки, необходимые для расчета глобоидной передачи. В издание включены рекомендации для расчета типовой глобоидной передачи, дан пример расчета. Представленные зависимости позволяют алгоритмизировать расчет. Пособие предназначено для студентов очных и заочных факультетов, выполняющих курсовые проекты по дисциплинам деталей машин и основам проектирования приводов машин и механизмов по дисциплинам: прикладной механики и механики.

УДК 621.833.3 (075.8)

ББК 34.44я7

ISBN 978-985-31-0140-9

© Василёнок, В. Д., 2025

© Белорусский национальный
технический университет, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	4
1. ТЕХНОЛОГИЯ НАРЕЗАНИЯ ГЛОБОИДНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ	5
2. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГЛОБОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ	8
2.1. Червяки	9
2.2. Червячные колеса	9
3. ОБРАЗОВАНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ГЛОБОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ	11
4. ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ГЛОБОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ	13
4.1. Скорость скольжения и силовые характеристики	13
5. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА	15
5.1. Глобоидный червяк	18
5.2. Червячное колесо	21
6. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ	23
7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ ПРИ РАБОТЕ ПЕРЕДАЧИ	25
8. РАСЧЕТ ВАЛА ЧЕРВЯКА НА ПРОЧНОСТЬ	25
9. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА НА ПРОЧНОСТЬ	27
10. ПРИМЕР РАСЧЕТА	29
ЛИТЕРАТУРА	39
ПРИЛОЖЕНИЯ	40

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач. Передача движения осуществляется по принципу винтовой пары. Винтом является червяк, а червячное колесо представляет собой узкую часть длинной гайки, изогнутой по окружности резьбой наружу. В осевом сечении зубья колеса имеют дуговую форму. Это обеспечивает облегание тела червяка, увеличивает длину контактных линий и повышает прочность и качество работы передачи.

Достоинства червячных передач: возможность получения большого передаточного отношения (силовых до 80 и кинематических до 300); высокая плавность и бесшумность работы; самоторможение.

Недостатки большинства червячных передач: более низкий КПД; необходимость применения для колеса дорогостоящих антифрикционных материалов (бронзы, латуни).

Червячные передачи широко применяются в лифтах, станках, в подъемно-транспортном оборудовании, а также в боевых и транспортных машинах (в натяжном механизме танка Т72А, подъемном механизме 122-мм гаубицы, приводе лебедки армейских автомобилей и др.).

Витки червяка нарезают на токарно-винторезных или резбифрезерных станках. Зубья червячного колеса нарезаются на зубофрезерных станках инструментом, который представляет собой аналог сопряженного червяка, снабженный режущими кромками. Поэтому профиль зубьев колеса получается автоматически в зависимости от формы профиля витков.

В современном отечественном машиностроении находят широкое применение глобоидные червячные пары. Большой ресурс работы, надежность, высокая нагрузочная способность, повышенный КПД, самоторможение, плавность хода, точность позиционирования и отсутствие обратного механического воздействия обеспечили их применение в приводах машин, лифтах и в рулевых механизмах судов.

Работы ряда ведущих ученых в области проектирования и технологии изготовления червячных передач: Я. И. Дикера, П. С. Зака, В. Л. Журавлёва, Л. И. Сагина, И. С. Кривенко, В. И. Парубца, С. А. Сандлера, С. А. Лагутина, А. В. Верховского направлены на совершенствование эксплуатационных характеристик глобоидной передачи.

1. ТЕХНОЛОГИЯ НАРЕЗАНИЯ ГЛОБОИДНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

При обработке деталей 6–7 квалитета (2 класса точности), особенно на операциях первого технологического цикла, наиболее распространено нарезание винтовой поверхности фасонными резцами и фрезами. Причем на нарезание радиальными фасонными резцами приходится более 80 % от общего числа операций.

Недостаток обработки цилиндрических винтовых поверхностей радиальными фасонными резцами проявляется в том, что технологическая шероховатость R_a составляет 33–35 мкм вместо требуемой 2,5–5 мкм и износостойкость инструмента недостаточна. Поломка инструмента превалирует над нормальным износом, режущая часть инструмента, используемого на черновой операции, более чем в 90 % случаев не подлежит дальнейшей переточке. При нарезании глобоидных винтовых поверхностей (ВП) в связи с особенностью их зацепления в глобоидной передаче необходимо более точное, по сравнению с цилиндрической винтовой поверхностью того же профиля, соблюдение требований по шагу, биению и другим метрологическим параметрам. Обработка глобоидной винтовой поверхности производится специальными инструментами, такими как резцовая головка с двумя профилирующими резцами, трехрезцовая головка (рис. 1.1), многооборотные протяжные головки на специализированном технологическом оборудовании (рис. 1.2–1.4). Основным недостатком является конструктивное исполнение режущего инструмента для нарезания винтовой поверхности, особенно это характерно для изготовления червяков крупногабаритных передач (для глобоидной передачи с межцентровым расстоянием 1 250 мм диаметр инструмента будет равен 2 072 мм), что требует специального технологического оснащения. Также процесс нарезания винтовой поверхности отличается очень низкой производительностью, на черновом нарезании скорость резания V составляет 8–15 м/мин, на чистовом – 1–1,5 м/мин, подача S – 0,05–0,3 мм на оборот инструмента.

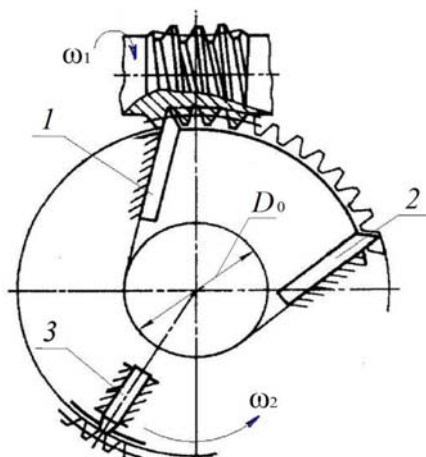


Рис. 1.1. Схема трехрезцовой головки для нарезания витков глобоидного червяка:
 1 – левый резец; 2 – правый резец; 3 – задний резец; D_0 – диаметр профильной окружности; ω_1 – угловая скорость вращения червяка; ω_2 – угловая скорость вращения трехрезцовой головки

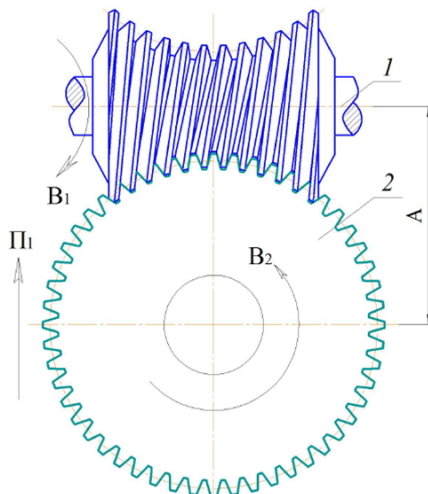


Рис. 1.2. Схема многорезцовой головки для нарезания ВП глобоидного червяка при радиальной подаче инструмента:
 1 – заготовка глобоидного червяка; 2 – инструмент;
 A – станочное межосевое расстояние; B_1 – вращение заготовки глобоидного червяка;
 B_2 – вращение инструмента; Π_1 – радиальная подача инструмента

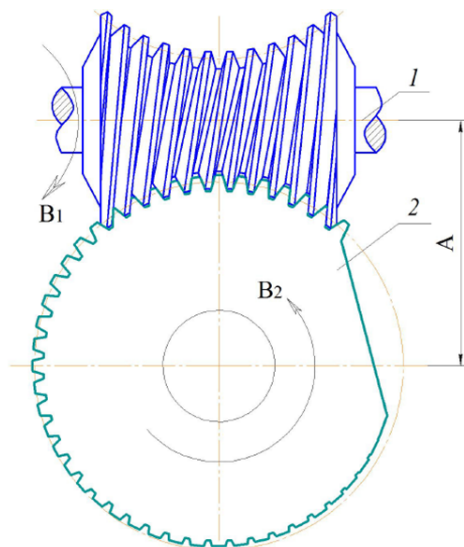


Рис. 1.3. Схема многолезцовый головки для нарезания ВП глобоидного червяка по методу кругового протягивания:

1 – заготовка глобоидного червяка; 2 – инструмент; A – станочное межосевое расстояние; B_1 – вращение заготовки глобоидного червяка; B_2 – вращение инструмента

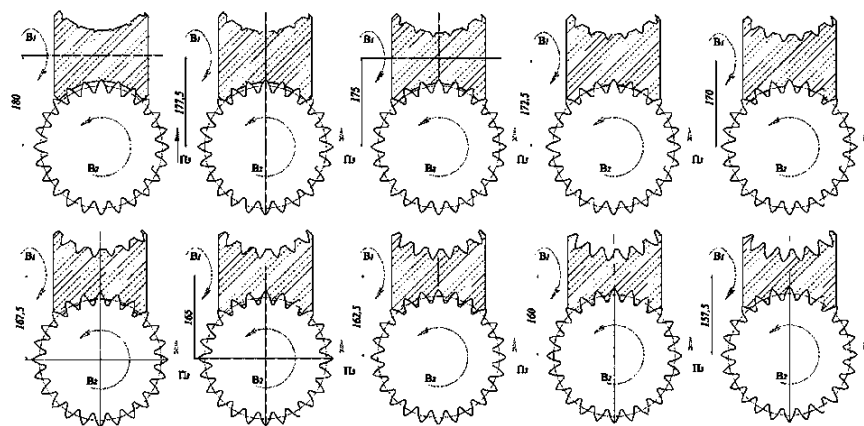


Рис. 1.4. Формирование профиля винтовой поверхности глобоидного червяка при радиальной подаче $S = 2,5$ мм/об:

B_1 – движение червяка в форме вращения; B_2 – движение инструмента в форме вращения; P_3 – движение инструмента вдоль оси детали в поступательной форме

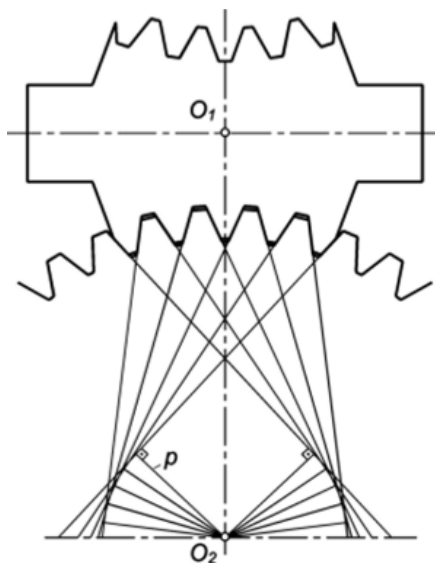


Рис. 1.5. Оценка точности глобоидной передачи по сечению главной плоскостью

Для оценки точности построенной модели выполним сечение передачи ее главной плоскостью (рис. 1.5). По конечным точкам контуров сечений витка червяка построим отрезки. Для каждого из них определим расстояние до точки O_2 как длину соответствующего отрезка p . Если длины отрезков совпадают и отрезки касательны к профильной окружности D_p , то это свидетельствует:

- о высокой точности полученной модели;
- что в глобоидной передаче *все* зубья червяка находятся в зацеплении с зубьями колеса с линейчатым контактом.

И в итоге, полная нагрузка распределяется по всем охватываемым зубьям червячного колеса.

2. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ГЛОБОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выбор материалов должен обеспечивать:

1. Минимальный коэффициент граничного трения;
2. Противозадирные свойства.

2.1. Червяки

Значительные силы, действующие в месте контакта глобоидной передачи, вызывают высокие напряжения в теле червяка и требуют проверки на выносливость.

Для червяков, работающих в сопротивлении с бронзовыми колесами, применяют:

1. Легированные стали 40X, 40XH, 38XГН, 35ХМА, улучшенные до HRC 30–38; Червяки с высокопрочными рабочими поверхностями витков выполняют модифицированием, так как приработка их затруднительна.

2. Улучшенные стали закаливаемые до HRC 40–50 и стали 10, 15, цементируемые и закаливаемые до HRC 50–55.

Для червяков, работающих с чугунными колесами, применяют:

1. Сталь 38XГН улучшенную до твердости до HRC 34–36.

2. Худшие результаты дает сталь 38XГН с улучшением до HRC 28–30.

3. Еще хуже применение стали 45 при закалке витков Т. В. Ч. до HRC 50 и шлифованием, и полировкой витков (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Механические характеристики материалов глобоидных червяков

Материал	Состояние и термообра- ботка	Твердость H(HRC)	σ_b , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа
40X	Улучшен	30–35	800	650	360
40XH	Улучшен	30–35	820	650	360
35ХМА	0,3	40–52	800	650	360
38XГН	0,3	40–52	900	700	400

2.2. Червячные колеса

Для передач с улучшенными червяками применяют высокооловянные бронзы Бр. ОНФ, Бр. ОФ 10-1 или как выход – мало оловянные бронзы ОЦС 5-5-5, ОЦС 6-6-3, ОЦС 4-4-17.

Применение, например АЖ 9-4 с червяком из стали 45 с HRC 30 показывает 3-х кратное уменьшение несущей способности и использо-

вание латуней при $v_{\text{ск}} > 2$ м/с не эффективно. Допустимо использование Бр. АЖ 9-4 с закаленными червяками при снижении КПД до 6 %, $v_{\text{ск}} > 3,5$ м/с и приработке. Тихоходные глобоидные передачи $v_{\text{ск}} > 1,2$ м/с изготавливают с улучшенным червяком из легированной стали и колесом из антифрикционного серого чугуна А 4-2 (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Механические характеристики материалов
червячных глобоидных колес

Материал	Способ отливки	Механические свойства					Коеф. материалов K_m
		Предел прочности σ_{E_2} , МПа	Предел текучести σ_{T_2} , МПа	Твердость по Бринеллю	Модуль упругости E_2 , МПа	Коеф. Попре. сжатия ν_2	
Бр 010НФ1	Ц	285	165	100–120	$0,98 \cdot 10^5$	0,335	1
Бр 010Ф1	П	216–294	137–147	80–100	$0,74 \cdot 10^5$	0,335	1
	К	245–431	196–225	100–120	$1,01 \cdot 10^5$		
Бр 06Ц6С3	П	147–196	108	60	$0,93 \cdot 10^5$	0,335	0,9
	К	176–216	78–98	60–76			
Бр 05Ц5С5	П	147–196	79–98	60–68	$0,88 \cdot 10^5$	0,35	0,9
	К	176–216	78–122	60–66			
Бр А9ЖЗЛ	П	392–490	–	110	–	0,35	0,8
	К	490–588	196–343	110–140	$(0,88–1,14) \cdot 10^5$		
	Ц	490–588	196–343	120–140	$(1,13–1,27) \cdot 10^5$		
Бр А10Ж4Н4Л	П	587	196–225	170	–	0,35	0,8–0,9
	К	650	430	170	$(0,9–1) \cdot 10^5$		
	Ц	700	460	180			
ЛЦ23А6ЖЗМц2	П	400	260	160	$(0,9–1) \cdot 10^5$	0,35	0,8–0,9
	К	450	295	175			
	Ц	500	330	190			

Примечание.

Условные сокращения в таблице: П – в песчаной форме; К – в кокиль; Ц – центробежное литье.

3. ОБРАЗОВАНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ГЛОБОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Виды глобоидных червяков:

1. Глобоидные червяки с винтовой поверхностью, образованной прямолинейной режущей кромкой инструмента.
2. Глобоидные червяки, винтовая поверхность которых образована производящей поверхностью инструмента.

В настоящее время наибольшее распространение в отечественном машиностроении получили, применительно к червячным передачам, цилиндрические и глобоидные червяки с линейчатым профилем винтовой поверхности (рис. 3.1–3.2, прил. 1).

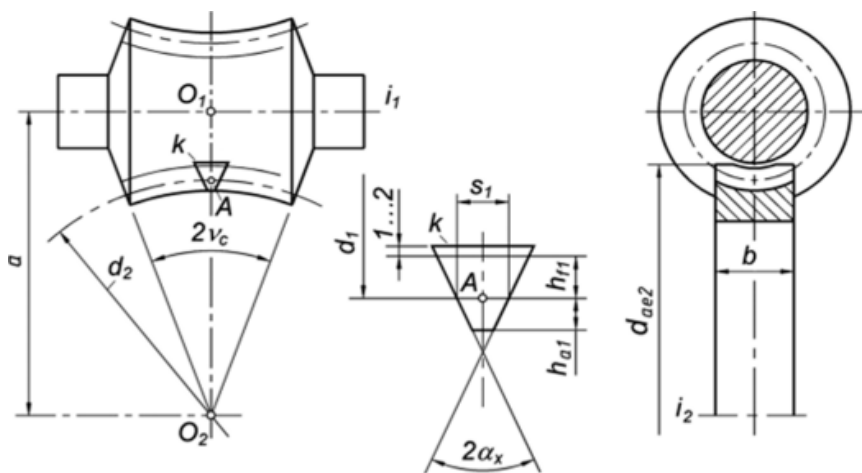


Рис. 3.1. Схема червячной глобоидной передачи с линейчатым профилем винтовой поверхности

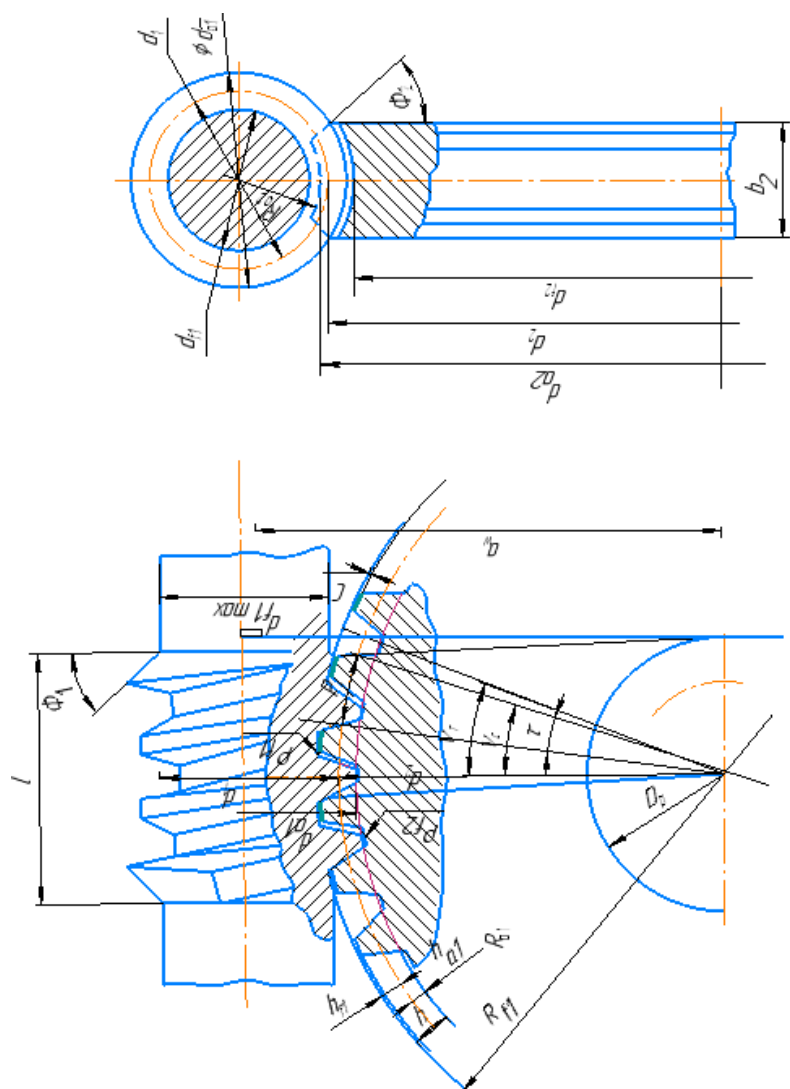


Рис. 3.2. Геометрия червячной глобоидной передачи с верхним расположением червяка

4. ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ГЛОБОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

По ГОСТ 16502-70 предусмотрено 3 (4 по ГОСТ 16502-83 (в порядке убывания точности)) степени точности 6, 7, 8 при окружной скорости – на каждую устанавливаются нормы точности изготовления червяка, червячного колеса и монтажа, регламентируется боковой зазор для сборки, регулировки и компенсация уменьшения бокового зазора от нагрева передачи. Нормируется: межосевое расстояние a , делительный диаметр d_{a2} и ширина венца червячных колес b_2 , передаточное число u (табл. 4.1, табл. 4.2). Высота головок h_{a1} , мм ; высота «ножек» h_{f1} , мм ; радиальный зазор $c = r_i$, мм ; число зубьев z_2 ; R_p – радиус профильной окружности $D_p/2$; d_{Γ} – диаметр окружности впадин в среднем горловом сечении червяка (по прил. 2).

4.1. Скорость скольжения и силовые характеристики

Скорость скольжения можно рассчитать по формуле:

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \lambda_{p0}}.$$

Коэффициент полезного действия редуктора:

$$\eta = \eta_{\text{зац}} \cdot \eta_{\text{м}},$$

где $\eta_{\text{м}} = 0,98$ – КПД, учитывающий потери на перемешивании масла, в опорах, привод вентилятора.

$$\eta_{\text{зац}} = \frac{\text{tg}(\lambda_{p0})}{\text{tg}(\lambda_{p0} + \rho)},$$

где λ_{p0} – угол подъема витка (клина) червяка на делительном цилиндре в середине расчетного глобоида;

$$\operatorname{tg} \lambda_{p0} = \frac{d_2}{u \cdot d_1} = \frac{z_1 \cdot m}{d_1}.$$

Коэффициент трения $f = 0,0915 - 0,0302 \cdot v_{\text{ск}} + 0,003 \cdot v_{\text{ск}}^2$; угол трения $\rho = \arctan f$.

Максимальное значение КПД винта получается при угле подъема $\lambda_{p0} = 45^\circ - 0,5 \cdot \rho$. На практике $\lambda_{p0} = 36^\circ$. Червячные передачи с углом подъема $\lambda_{p0} \leq 36^\circ$. Червячные передачи с углом подъема $\lambda_{p0} \leq \rho$ теоретически самотормозящие, на практике из-за вибраций механизма, самоторможение наступает, когда $\lambda_{p0} \leq 0,5\rho$, при этом КПД будет низким, что делает передачу нерациональной.

Таблица 4.1

Номинальные передаточные числа i , числа зубьев колеса Z_2 и заходов Z_2 (по ГОСТ 9369–66)

u		a , мм		u		a , мм	
1-й ряд	2-й ряд	40–630	710–1 600	1-й ряд	2-й ряд	40–630 $Z_2 : Z_1$	710–1 600 $Z_2 : Z_1$
–	10	40:4	–	31,5	–	63:2	61:2
–	11,2	35:3	–	–	35,5	35:1	71:2
12,5	–	37:3	49:4	40	–	40:1	79:2
–	14	42:3	55:4	–	45	45:1	91:2
16	–	48:3	49:3	50	–	50:1	49:1
–	18	35:2	55:3	–	56	56:1	55:1
20	–	40:2	61:3	63	–	63:1	61:1
–	22,4	45:2	67:3	–	71	71:1	71:4
25	–	50:2	49:2	80	–	–	79:1
–	28	56:2	55:2	–	90	–	91:1

Примечание.

В мелкосерийном производстве допускается взамен $Z_2 = 40, 42, 48, 50, 56$ (прил. 2) применять $Z_2 = 41, 49, 55$, а при $i = 12,5$ взамен отношения 37:3 использовать 49:4.

Таблица 4.2

Соответствие делительных диаметров глобоидных червяков d_1
и ширина венцов червячных колес b_2

мм									
a	d_1			b_1	a	d_1			b_1
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд			1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	
40	—	16,0	18,0	10	(224)	80	90,0	—	55
50	—	20,0	22,4	12	250	90	100,0	—	63
63	—	25,0	28,0	16	(280)	100	112,0	—	74
80	—	34,5	35,5	20	315	112	125,0	—	80
100	—	40,0	45,0	25	(355)	125	140,0	—	90
125	—	50,0	56,0	32	400	140	160,0	—	100
(140)	50	56,0	—	36	(450)	160	180,0	—	110
160	56	63,0	—	40	500	180	200,0	—	125
(180)	63	71,0	—	45	(560)	200	224,0	—	140
200	71	80,0	—	50	630	224	250,0	—	160

Примечания:

1. Ряды с меньшими значениями d_1 являются предпочтительными;
2. Межосевые расстояния в скобках не предпочтительными.

5. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

В зоне контакта витков червяка и червячного колеса суммарная составляющая скорости перпендикулярна контактной линии (рис. 5.1). После начальной приработки это создает условия для жидкостного трения, которое может нарушаться из-за колебания нагрузки и переходить к полужидкостному трению, а затем при возрастании износа рабочих поверхностей и к заеданию.

За определяющую характеристику допускаемой нагрузки передачи принимаем крутящий момент на валу червячного колеса. Поэтому принимаем схему расчета: $a = a(T_2, u, n_1)$.

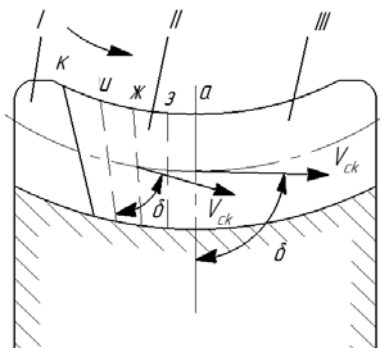


Рис. 5.1. Положение контактных линий на зубе червячного колеса классической глобоидной передачи

При жидкостном трении, принимая линейную зависимость толщины масляного слоя от размера передачи получим:

$$a \approx \sqrt[2,9]{\frac{T_2}{C}},$$

где $C = 5,6 \cdot 10^{-5}$ – из данных эксперимента.

С учетом износостойкости передачи, применяемого материала, характера нагрузки, скорости и передаточного числа определяется межосевое расстояние:

$$a_w = 12,14 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 [\text{Н} \cdot \text{м}]}{K_v \cdot K_u \cdot K_T \cdot K_z \cdot K_M \cdot K_p}}.$$

где K_v – коэффициент скорости, учитывающий снижение допускаемой нагрузки на передачу с увеличением частоты вращения червяка.

$$K_v = 2,1354405 - 0,001842 \cdot n + 0,0000008954 \cdot n^2 - 0,0000000002 \cdot n^3.$$

K_u – коэффициент передаточного числа, выбирается от предполагаемого передаточного числа и межосевого расстояния $K_u = 1,03 - 0,68$ (прил. 3) .

K_T – коэффициент точности изготовления, для нормальной – $K_T = 0,8$, для повышенной – $K_T = 1$;

K_z – коэффициент формы зацепления, $K_z = 1$ – для передачи модифицированной или приработанной под нагрузкой не < 48 час; при $i \geq 25$ $K_z = 1,2$; при $i = 10-15$ $K_z = 1,15$; при $i < 10$ $K_z = 1,1$;

K_M – коэффициент, учитывающий стойкость материала к заеданию; $K_M = 1$ при Бр ОН 10-1, Бр ОЦС 6-6-3; $K_M = 0,8$ – безоловянистые бронзы, латуни и Бр АЖ 9-4, ЛМЦС 58-2-2; $K_M = 0,3$ – чугуны;

K_p – коэффициент, учитывающий режим работы (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Коэффициент, учитывающий режим работы

Обозначение	K_p – коэффициент, учитывающий режим работы		
K_{p1}	1	Непрерывный круглосуточный спокойный без толчков и ударов, изменение нагрузки в пределах 10 %	
K_{p2}	0,85	С толчками и кратковременными перегрузками до 125–200 % от расчетной и непрерывно в течение 8–10 ч в сутки	
K_{p3}	0,75	Тоже круглосуточно	
K_{p4}	0,75	С сильными ударами и кратковременными перегрузками до 20 % от расчетной нагрузки – непрерывно 8–10 ч в сутки	
K_{p5}	1,6	Повторно-кратковременный $K_n = 0,1$; $K_n = 0,2$; $K_n = 0,3$	где $K_n = T_p / 60$ – коэффициент продолжительности включения; T_p – суммарная продолжительность работы в мин за часовой цикл
K_{p6}	1,35		
K_{p7}	1,15		

5.1. Глобоидный червяк

Окружной модуль m и нормальная относительная толщина q не стандартизируются:

$$q = \frac{d_{p1}}{m} = \frac{z_1}{\operatorname{tg} \lambda_{p0}},$$

где $\lambda_{p0} = \arctg \frac{d_{p2}}{i \cdot d_{p1}}$ – угол подъема витка червяка на расчетном

глобоиде в средней плоскости колеса. Расчетным называется глобоид, на котором ширина впадины равна толщине витка (зуба) в беззазорном зацеплении.

Заходность червяка.

В большинстве случаев ($> 95\%$) $Z_1 \leq 1$. Высота ножки витка червяка $h_{f1} = h_1 - h_{a1}$, мм. Высота головки витка червяка $h_{a1} = h_1 - h_{f1} + C$, мм.

Здесь h , мм – рабочая высота зуба колеса, она равна высоте витка червяка; h_{a2} – высота головки зуба колеса, $c > c_{\min}$, мм – радиальный зазор по ГОСТУ 9369-77. Минимальный радиальный зазор $c_{\min}$ и минимальный радиус закругления ножек зубьев колеса, ножек и головок витков червяка $r_{\min}$ следует принимать $c_{\min} = r_{\min} = 0,1 \cdot h_{\min}$ (мм).

Для нестандартной передачи полная высота витка червяка выбирается по зависимости: $h_1 = h_{a1} + h_{f1} = (1,6 - 1,8) \cdot m$, мм ($h_2 = h_{a2} + h_{f2} = (1,4 - 1,7) \cdot m$ – по ГОСТ 17696-72), либо выбирается по прил. 2.

Высота головки витка червяка $h_{a1} = (0,5 - 0,6)h_1$, мм. По ГОСТ 17696-72 выбирается значение $h_{a2} = (0,3 - 0,45)h_2$, мм. Для стандартных передач параметры согласуют с ГОСТ 9369-66. Для равнопрочности, у стальных червяков $h_{a1} > h_{f1} - C$ и соответственный зуб получается тоньше, чем бронзовые зубья у колеса. Одновременно с этими увеличивается d_{f1} , d_{f1} и жесткость червяка.

Угол подъема витка червяка на расчетном глобоиде λ_{p0} .

Угол подъема витка червяка в середине расчетного глобоида (в средней плоскости колеса):

$$\operatorname{tg} \lambda_{p0} = \frac{d_{p2}}{id_{p1}} = \frac{Z_2 \cdot m}{id_{p1}} = \frac{Z_1 \cdot m}{d_{p1}}.$$

Угол $\lambda_{p0} > 36^\circ$ принимается редко.

$$\text{Диаметр расчетной окружности } d_1 = 2a - d_2 = \frac{2 \cdot a \cdot q}{q + z_2};$$

$$\text{Диаметр окружности выступов } d_{a1} = d_1 + 2h_{a1};$$

$$\text{Диаметр окружности впадин } d_{f1} = d_2 - 2h_{f1} = 2(a - R_{f1});$$

$$\text{Радиус впадин витков червяка } R_{f1} = 0,5 \cdot d_2 + h_{a2} + C;$$

$$\text{Радиус вершин витков червяка } R_{a1} = a - \frac{d_{a1}}{2};$$

Наибольший диаметр червячного колеса по выступам $d_{a2\max}$ определяется графически (прил. 1).

Угол обхвата червяка $2\nu_T$ и $2\nu_C$.

Рабочая длина червяка L соответствует действительному (рабочему) углу обхвата $2\nu_C \approx 0,9\nu_T$. Длина L заключена между двумя разноименными первыми образующими витка червяка и включает $K_C = 3 - 8$ чисел зубьев колеса (табл. 5.2). При $K_C < 3$ – не достигается плавность зацепления, при $K_C > 8$ – из-за неточности осевых шагов при нарезании, трудно обеспечить одновременное зацепление, даже после приработки.

$D_p = d_2 \cdot \sin \nu_T$ – диаметр профильной окружности, округляется до целого числа $\nu_T = \frac{180^\circ \cdot k_T}{z_2}$ – половина угла теоретического обхвата. $k_T = (1,1 - 1,2) \cdot k_c$ – теоретический обхват,

$k_c = \frac{z_2}{10}$ – расчетный обхват, округляется до ближайшего числа – 3, 5, 4, 5, 5.5, 6.

K_C – число зубьев колеса в обхвате (табл. 5.2)

Таблица 5.2

Число зубьев колеса в охвате червяком K_c между двумя
разноименными образующими витка червяка, в зависимости
от чисел зубьев колеса Z_2

Z_2	35–42	45–50	55–67	71–79	91
K_c	4	5	6	7	8

Число окружных шагов T_α в дуге охвата v_c на 0,5 больше числа зубьев K_c : $T_\alpha = K_c + 0,5$.

Значение действительного угла охвата червяком колеса v_c :

$$2v_c = \frac{360^\circ}{Z_2} \cdot T_\alpha = \frac{360^\circ}{Z_2} (K_c + 0,5).$$

Величина теоретического угла охвата червяка $2v_T$ соответствует теоретической длине червяка $D_p = d_2 \cdot \sin v_T$ и может быть найдена из равенства:

$$\sin v_T = \frac{D_p}{d_2}$$

где d_2 – расчетный диаметр червячного колеса;

$$L = d_2 \cdot \sin v_T - \text{длина червяка.}$$

Контролируемые параметры.

Дуговая толщина витка по делительной окружности в осевом сечении червяка:

$$S_1 = 0,5\pi m - \Delta S,$$

где ΔS – обязательное утонение витка червяка (рис. 5.2) от номинальной толщины (в осевом сечении червяка) для получения бокового зазора. Величина ΔS выбирается в зависимости от межосевого расстояния a_w по ГОСТ 16502-70 (ГОСТ 16502-83).

Центральный угол соответствующей дуге S_1 :

$$\gamma_1 = \frac{180^\circ}{Z_2} - \frac{6880 \cdot \Delta S}{d_2}.$$

Измерительная толщина S_{xn1} витка червяка в нормальном сечении в горловине глобоида, мм:

$$S_{xn1} = d_2 \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} \cdot \cos \lambda_{p0} = S_{xs1} \cdot \cos \lambda_{p0},$$

где S_{xs1} – измерительная толщина витка червяка по делительной окружности в осевом сечении.

Измерительная высота головки витка червяка:

$$h_{xn1} = h_{a1} - d_2 \cdot \sin^2 \frac{\gamma_1}{4}, \text{ мм.}$$

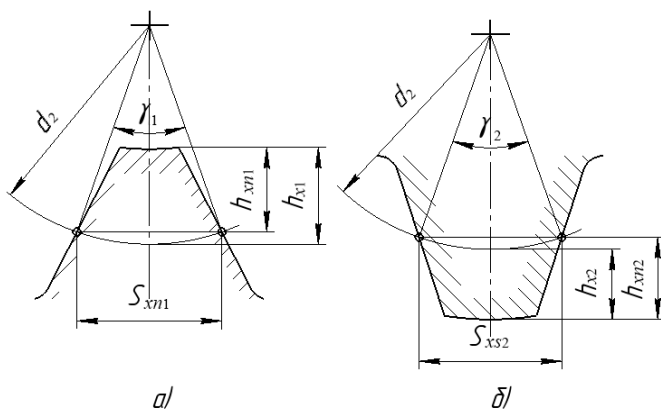


Рис. 5.2. Сечение витка червяка и зуба колеса:
а – осевое сечение витка червяка; б – сечение зуба колеса в средней плоскости

5.2. Червячное колесо

Высота ножки h_{f2} червячного колеса находится по зависимости: $h_{f2} = h_2 - h_{a2}$, мм.

Диаметр расчетной окружности d_2 : $d_2 = 2a - d_1$ мм.

Диаметр окружности выступов: $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$.

Диаметр окружности впадин: $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$.

Диаметр профильной окружности: $D_p \approx \frac{a}{1,6} \approx d_2 \cdot \sin \nu_T$.

С округлением до величин межосевых расстояний: 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200.

Наибольший диаметр червячного колеса по выступам $d_{a2\max}$ определяется графически (рис. 5.3).

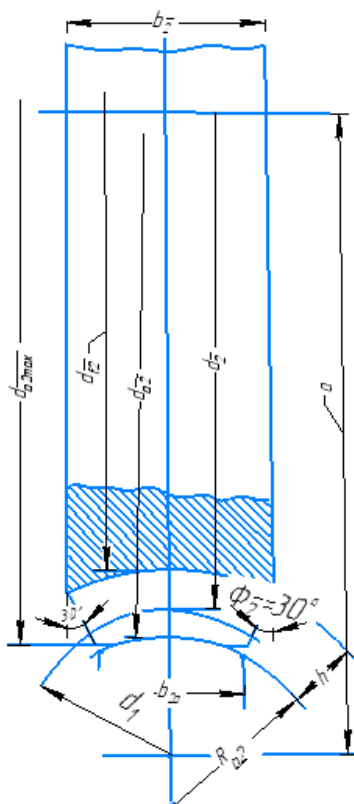


Рис. 5.3. Основные параметры колеса червячной глобоидной передачи в сечении осевой плоскостью

Радиус впадины заготовки венца червячного колеса:

$$r_{bn} \approx 0,53d_{f1\max}.$$

Число зубьев z_2 червячного колеса рекомендуется выбирать по стандарту (прил. 2) в зависимости от межосевого расстояния. Минимальное число зубьев червячного колеса $z_{2\min} = 35$ вытекает из рекомендации, что бы число находящихся в дуге обхвата $2\nu_C$ колеса червяком и передающих нагрузку было $7 \geq K_C \geq 4$.

Число z_2 не должно быть кратным z_1 , для участия всех резцов инструмента в нарезании витков червяка.

Ширина червячного колеса выбирается из табл. 4.2, или в пределах $b = (0,6 - 0,75 - 0,8)d_1$ с округлением до целого числа с окончанием на 0 или 5.

Контролируемые параметры.

Дуговая толщина S_2 зуба в средней плоскости по делительной окружности $S_2 = 0,5\pi \cdot m$.

Центральный угол γ_2 соответствующий дуге $\gamma_2 = \frac{180^\circ}{z_2}$.

Измерительная толщина зуба колеса S_{xn2} в нормальном сечении:

$$S_{xn2} = d_2 \cdot \sin \frac{\gamma_2}{2} \cdot \cos \lambda_{p0} = S_{xs2} \cdot \cos \lambda_{p0},$$

где S_{xs2} — измерительная толщина зуба колеса по делительной окружности в сечении средней плоскостью.

Измерительная высота головки зуба колеса, мм:

$$h_{xn2} = h_{a2} + d_2 \cdot \sin^2 \frac{\gamma_2}{4}.$$

6. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

По формуле (5.1) выполняем проектировочный расчет межосевого расстояния. Далее по табл 4.1 и табл 4.2 ГОСТа 9369-77 прил. 2

(ГОСТ 9369-60) в зависимости от межосевого расстояния a , выбираем рекомендуемые соотношения величин и нормальные размеры глобоидной передачи:

- $d_1 = (0,355 - 0,4)a$ – делительный диаметр червяка;
- b_2 – ширина червячного колеса (предварительно допускается выбирать $b_2 = \psi_{ba} \cdot a$, где $\psi_{ba} = 0,16; 0,20; 0,315$ – коэффициент относительной ширины);
- d_{f1min} – диаметр впадин червяка в среднем сечении;
- D_p – диаметр профильной окружности;
- z_2 – число зубьев колеса;
- h_{a1} – высота головки витка червяка;
- h_{f1} – высота ножки витка червяка;
- $C = r$ – радиальный зазор и радиус переходной кривой.

Нормальные размеры глобоидных передач по рекомендации ГОСТ 9369-60.

Каждому из межосевых расстояний a может соответствовать три диаметра червяка d_1 и диапазон значений $i = \frac{z_2}{z_1}$. Меньшие диамет-

ры d_1 позволяют получать более высокий КПД, в ущерб прочности и жесткости червяка, хотя суммарный прогиб валов червяка и колеса не должен превышать 15–20 %.

Выбор числа зубьев колеса z_2 не кратным числу заходов червяка z_1 обусловлен лучшей приработкой передачи и обеспечением их зацепления не менее четырех зубьев.

Червяки передач, за исключением случаев, обусловленных кинематикой привода, должны иметь линию витка *правого направления*.

После определения основных параметров проводится проверочный расчет геометрии передачи в соответствии с ГОСТ 17696-72 и 17696-89. Назначаются контролируемые параметры передачи по ГОСТ 16502-70 и ГОСТ 16502-83.

7. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ ПРИ РАБОТЕ ПЕРЕДАЧИ

Крутящие моменты на червяке – $T_1 = 9\,550 \cdot \frac{P}{n_1}$, на колесе –

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta.$$

Основная часть нагрузки, передаваемой глобоидной передачей приходится на входную половину червяка, меняющейся от уровня $0,5T_2$ до $2,5T_2$. Угол давления $\alpha_R = 12^\circ$ – угол наклона равнодействующей нагрузки к оси червяка меняется по $\sin$. Точку ее приложения условно считают в середине глобоида. Окружная составляющая на червячном колесе, равная осевой F_{a1} на червяке:

$$F_{t2} = \frac{2\,000 \cdot T_2}{d_2} = F_{a1}.$$

Окружная на червяке, равная осевой на червячном колесе F_{a2} :

$$F_{t1} = \frac{2\,000 \cdot T_1}{d_1} = F_{a2}.$$

Радиальная составляющая (распорная):

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_R.$$

8. РАСЧЕТ ВАЛА ЧЕРВЯКА НА ПРОЧНОСТЬ

Нормальное напряжение изгиба в поперечном сечении глобоида $\frac{H}{\text{мм}^2}$:

$$\sigma = \frac{M_{\text{и}}}{0,1 \cdot d_{f1}^3},$$

где $M_{\text{и}}$ – максимальный изгибающий момент в самом меньшем диаметре.

Касательное напряжение кручения глобоида ((рис. 8.1) $\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$):

$$\tau = \frac{T_1}{0,2 \cdot d_{f1}^3}.$$

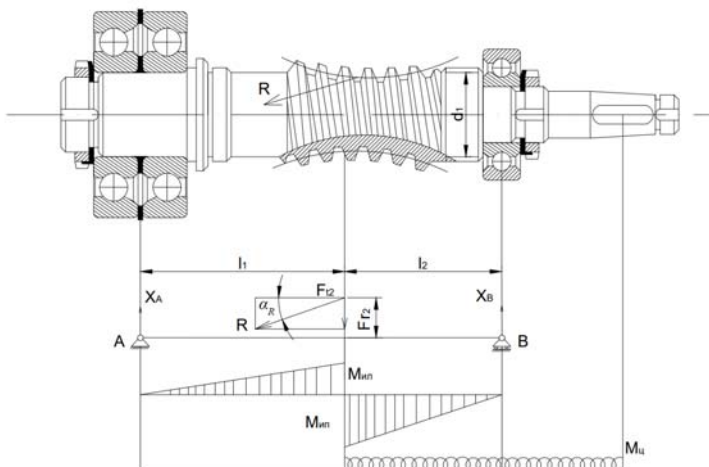


Рис. 8.1. Вал червяка

Коэффициент запаса прочности при изгибе:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma - 1}{\sigma_u \cdot K_{\sigma}}.$$

При кручении:

$$n_{\tau} = \frac{\tau - 1}{\tau \cdot K_{\tau}}.$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжения изгиба 1:

$$K_{\sigma} = 1,233 + 0,00083 \cdot a.$$

Тогда эффективный коэффициент концентрации напряжения при кручении $K_\tau \approx 1 + 0,6 \cdot (K_\sigma - 1)$.

Запас прочности по пределу выносливости:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n];$$

$$[n] = 1,3485 + 0,000637 \cdot a.$$

Для червяка необходимо устанавливать допустимую стрелу прогиба f_T в средней плоскости, для обеспечения его жесткости. Тогда приблизительно:

$$f_T = \frac{F_r \cdot l_r^3}{48E_1 \cdot J_1},$$

где $J_1 \approx 0,05 \cdot d_{f1}^4$ – расчетный момент инерции сечения червяка;

$l_r = l_1 + l_2$ – расстояние между опорами червяка;

$E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ Н/мм² – модуль упругости червяка.

В действительности упругая линия червяка имеет S-образный вид, направление прогиба к колесу и от колеса. Прогиб червяка f_T должен быть не более 0,6–0,65 от Δa – предельно допустимого отклонения межосевого расстояния при нагрузке, превышающей номинальную в 2,5 раза.

9. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА НА ПРОЧНОСТЬ

В зацеплении уже приработанной передачи находятся около $\frac{1}{9}$ части зубьев червячного колеса. Опасность представляет длительная работа передачи при перегрузках, приводящая к повышению износа, тепловыделению, заеданию и падению КПД. При пиковых перегрузках работают лишь 2–3 зуба колеса, за расчетное принимают $Z_p = 2,5$ или половину зубьев, находящихся в зацеплении.

Равнодействующая нагрузка $\frac{H}{\text{мм}^2}$ при этом находится вблизи основания зубьев и приводит к деформации среза:

$$\tau = \frac{F_{\text{ср1}}}{A_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}].$$

Допускаемое напряжение $[\tau_{\text{ср}}] \approx 0,5\sigma_B$, где σ_B – предел прочности при растяжении. Для чугуна $[\tau_{\text{ср}}] = (0,5 - 0,9) \cdot \sigma_B$, где $\sigma_B = 100 - 400 \text{ Н/мм}^2$

Нагрузка $F_{\text{ср1}}$ на 1 зуб с учетом сил трения:

$$F_{\text{ср1}} = \frac{\sqrt{F_{t2}^2 + [F_{t2} \cdot \text{tg}(\lambda_{p0} + \rho)]^2}}{2,5}.$$

Площадь опасного сечения на срез:

$$A_{\text{ср}} \approx \frac{S_b \cdot b}{\cos \lambda_{p0}},$$

где S_b – толщина зуба у основания.

$$S_b = 0,5 \cdot \pi \cdot m_n + 2x \cdot \text{tg} \alpha_2.$$

$$\alpha_2 = \arcsin \cdot \frac{D_p - 180^\circ}{d_2 - Z_2}.$$

$$m_n = m \cdot \cos \lambda_{p0}.$$

Проверка на отсутствие пластической деформации зубьев колеса при перегрузках, выполняется по зависимости Федорова Г. В.:

$$\sigma_H = \frac{0,168}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{E_{np}}{\rho_{np}}} \cdot T_{2\text{max}} \leq \sigma_{HP\text{пер}},$$

где σ_H – контактное напряжение при максимальном крутящем моменте на колесе $T_{2\max}$, Н·м; $\sigma_{H\text{пер}} = 6\sigma_T$, Н/мм² – допускаемое контактное напряжение при перегрузках; $\rho_{np} = K_p \cdot a_w$, мм – приведенный радиус кривизны рабочих поверхностей:

$$K_p = 0,4721 + 0,009725 \cdot u;$$

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \text{ Н/мм}^2 \text{ – приведенный модуль упругости.}$$

10. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Исходные данные:

- 1) крутящий момент на колесе $T_2 = 1\,500$ Н·м;
- 2) $n_1 = 1\,450$ об/мин;
- 3) $n_2 = 36$ об/мин – частоты вращения червяка и червячного колеса;
- 4) материал венца червячного колеса – БрОНФ;
- 5) материал червяка – сталь 40Х, улучшенная до твердости HRC 30–35;
- 6) $\sigma_{-1} = 410$ Н/мм²; $\tau_{-1} = 240$ Н/мм²;
- 7) точность изготовления передачи – нормальная. Режим работы – повторно кратковременный с коэффициентом продолжительности включая $\frac{t_{\text{раб}}}{t_{\text{цикла}}} = 0,3$.

$$1. \text{ Передаточное число: } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1\,450}{36} = 40.$$

2. Коэффициент скорости p . 5:

$$\begin{aligned} K_v &= 2,1354405 - 0,001842 \cdot n + 0,0000008954 \cdot n^2 - 0,0000000002 \cdot \\ &\cdot n^3 = 2,1354405 - 0,001842 \cdot 1\,450 + 0,0000008954 \cdot 1\,450^2 - \\ &- 0,0000000002 \cdot 1\,450^3 = 0,73. \end{aligned}$$

3. Коэффициент передаточного числа (прил. 3):

$$\begin{aligned} K_u &= 0,8517755409 + 0,254858974 \cdot u - 0,0011530349 \cdot u^2 + \\ &+ 0,0000187372 \cdot u^3 - 0,0000001068 \cdot u^4 = 0,8517755409 + \\ &+ 0,254858974 \cdot 40 - 0,0011530349 \cdot 40^2 + 0,0000187372 \cdot 40^3 - \\ &- 0,0000001068 \cdot 40^4 = 0,95. \end{aligned}$$

4. Коэффициент точности изготовления р. 5: $K_T = 0,8$.

5. Коэффициент формы зацепления р. 5: $K_F = 1,2$.

6. Коэффициент материала р. 5: $K_M = 1$.

7. Коэффициент режима работы табл. 5.1: $K_p = 1,15$.

8. Определяем межосевое расстояние (5.1):

$$\begin{aligned} a_w &= 12,14 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 [\text{Н} \cdot \text{м}]}{K_v \cdot K_i \cdot K_T \cdot K_z \cdot K_M \cdot K_p}} = \\ &= 12,14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1500}{0,74 \cdot 0,95 \cdot 0,8 \cdot 1,2 \cdot 1,15}} = 151 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Принимаем ближайшее значение в соответствии с прил. 2 $a = 150$ мм.

9. Заходность червяка: $Z_1 = 1$.

10. Число зубьев колеса: $Z_2 = 40$.

11. Диаметр профильной окружности:

$$D_p = \frac{a}{1,6} = \frac{150}{1,6} = 87,5 \approx 100 \text{ мм}.$$

Принимаем $D_p = 100$ по ряду межосевых расстояний прил. 2.

12. Коэффициент диаметра червяка $q = 8$ принимаем из табл. 10.1.

Таблица 10.1

Коэффициент диаметра червяка

Z_2	До 40	41–50	50–60	>60
q	6–8	7–10	8–11	9–13

13. Диаметр расчетной окружности червяка:

$$d_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot q}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 8}{8 + 40} = 50 \text{ мм.}$$

14. Диаметр расчетной окружности колеса:

$$d_2 = 2 \cdot a_w - d_1 = 2 \cdot 150 - 50 = 250 \text{ мм.}$$

15. Модуль передачи: $m = \frac{d_2}{Z_2} = \frac{250}{40} = 6,25$.

16. Расчетный обхват: $K_C = \frac{Z_2}{10} = \frac{40}{10} = 4$, округляется до ближайшего числа – 3,5; 4,5; 5,5 $K_C = 4,5$.

17. Теоретический обхват:

$$K_T = (1,1 - 1,2) K_C = (1,1 - 1,2) \cdot 4,5 \approx 5.$$

18. Половина угла теоретического обхвата:

$$\nu_T = \frac{180^\circ \cdot K_T}{Z_2} = \frac{180^\circ \cdot 5}{40} \approx 22,5^\circ.$$

19. Половина расчетного обхвата:

$$\nu_C = \frac{180^\circ \cdot K_C}{Z_2} = \frac{180^\circ \cdot 4,5}{40} = 20,25^\circ.$$

20. Диаметр профильной окружности:

$$D_p = d_2 \cdot \sin \nu_T = 250 \cdot \sin 22,5^\circ \approx 100 \text{ мм.}$$

Уточняем $\nu_T = \arcsin D_p/d_2 = \arcsin 100/250 = 23,5782^\circ$.

21. Рабочая высота зуба червяка и колеса:

$$h = (1,4 - 1,7) \cdot m = (1,4 - 1,7) \cdot 6,25 = 8,75 - 10,625 \approx 11 \text{ мм}.$$

22. Высота головки зуба колеса и витка червяка:

$$h_{a2} = (0,3 - 0,45) \cdot h = (0,3 - 0,45) \cdot 11 = 3,3 - 4,95 \approx 5 \text{ мм}.$$

$$h_{a1} = h - h_{a2} = 11 - 5 = 6 \text{ мм}.$$

23. Радиальный зазор:

$$c = (0,15 - 0,25) \cdot m = (0,15 - 0,25) \cdot 6,25 \approx 1,25 \text{ мм}.$$

24. Высота ножки витка червяка и зуба колеса:

$$h_{f1} = h_{a1} + c = 6 + 1,25 = 7,25 \text{ мм}.$$

$$h_{f2} = h_{a2} + c = 5 + 1,25 = 6,25 \text{ мм}.$$

25. Диаметры выступов, впадин и радиальные размеры витка червяка в средней плоскости:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = 50 + 2 \cdot 6 = 62 \text{ мм}.$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = 50 - 2 \cdot 7,25 = 35,5 \text{ мм}.$$

$$R_{a1} = a - \frac{d_{a1}}{2} = 150 - \frac{62}{2} = 119 \text{ мм}.$$

$$R_{f1} = a - \frac{d_{f1}}{2} = 150 - \frac{35,5}{2} = 132,25 \text{ мм}.$$

26. Диаметры окружности выступов и впадин зуба колеса в средней плоскости:

$$d_{a2} = 2(R_{f1} - C) = 2(132,25 - 1,25) = 262 \text{ мм}.$$

$$d_{f2} = 2(R_{a1} - C) = 2(119 - 1,25) = 235,5 \text{ мм.}$$

27. Угол подъема червяка на расчетном глобоиде:

$$\lambda_{po} = \arctg \frac{z_{\text{ч}} \cdot m}{d_{\text{пч}}} = \arctg \frac{1 \cdot 6,25}{50} = 7,12^\circ.$$

28. Рабочая длина червяка:

$$L = d_2 \cdot \sin \nu_T = 250 \cdot \sin 22,5^\circ = 87 \text{ мм.}$$

29. Наибольший диаметр червяка по впадинам:

$$d_{f1\max} = 2 \cdot (a_w - \sqrt{R_{f1}^2 - (0,25L)^2}) = 2 \cdot (150 - \sqrt{132,25^2 - (0,25 \cdot 100)^2}) = 40,26.$$

30. Наибольший диаметр колеса по выступам находится графически: $d_{a2\max} = 133 \text{ мм.}$

31. Радиус впадины заготовки венца колеса:

$$R_{a2} \cong 0,53 \cdot d_{f1\max} = 0,53 \cdot 40,26 = 21,34 \text{ мм.}$$

32. Утонение витка червяка для получения бокового зазора (выбирается по ГОСТ 16502-70(83):

$$\Delta S = 150 \text{ мкм.}$$

33. Дуговая толщина витка червяка по делительной окружности в осевом сечении:

$$S_1 = 0,5\pi m - \Delta S = 0,5\pi \cdot 6,25 - 0,15 = 9,667 \text{ мм.}$$

34. Центральный угол, соответствующий дуге S_1 :

$$\gamma_1 = \frac{180^\circ}{z_2} - \Delta\gamma = \frac{180^\circ}{z_2} - \frac{6\,880 \cdot \Delta S}{d_2} = \frac{180^\circ}{40} - \frac{6\,880 \cdot 0,15}{250} = 4^\circ 26'.$$

35. Измерительная толщина S_{xn1} витка червяка в нормальном сечении в горловине глобоида:

$$S_{xn1} = d_2 \cdot \sin \frac{\gamma_1}{2} \cdot \cos \lambda_{po} = 250 \cdot \sin \left(\frac{4^\circ 26'}{2} \right) \cdot \cos 7^\circ 12' = 9,548.$$

$$S_{xn1} = 9,548_{-\delta S_1} = 9,548_{-0,1}$$

δS_1 – допуск на толщину витка червяка, мм. ГОСТ 16502-70 табл. 10.2

Таблица 10.2

Допуск на толщину зуба колеса δS_1 , мкм

Степень точности	Межосевое расстояние a_w , мм		
	80–160	160–400	400–630
Нормальная	–100	–150	–300
Повышенная	–100	–150	–300

36. Измерительная высота головки витка червяка:

$$h_{xn1} = h_{a1} - d_2 \cdot \sin^2 \frac{\gamma_1}{4} = 6 - 250 \cdot \sin^2 \frac{4^\circ 26'}{4} = 5,914 \text{ мм.}$$

37. Дуговая толщина зуба колеса в средней плоскости по расчетной окружности:

$$S_2 = 0,5\pi m = 0,5\pi \cdot 6,25 = 9,817 \text{ мм.}$$

38. Центральный угол, соответствующий дуге S_2 :

$$\gamma_2 = \frac{180^\circ}{z_2} = 4,5^\circ.$$

39. Измерительная толщина зуба колеса S_{xn2} в нормальном сечении:

$$S_{xn2} = d_2 \cdot \sin \frac{\gamma_2}{2} \cdot \cos \lambda_0 = S_{xs2} \cdot \cos \lambda_0 = 250 \sin \frac{4,5^\circ}{2} \cdot \cos 7,12^\circ = 3,739 \text{ мм.}$$

$$S_{xn2} = 3,739_{-\delta S_2} = 3,739_{-0,15},$$

где S_{xs2} – измерительная толщина зуба колеса по делительной окружности в средней плоскости; δS_2 – допуск на толщину зуба колеса, мм. по табл. 10.3.

Таблица 10.3

Допуск на толщину зуба колеса δS_2 , мкм

Степень точности	Межосевое расстояние a_w , мм		
	80–160	160–400	400–630
Нормальная	–150	–200	–350
Повышенная	–100	–150	–300

40. Измерительная высота головки зуба колеса:

$$h_{xn2} = h_{a2} + d_2 \sin^2 5 + 250 \cdot \sin^2 \left(\frac{4,5^\circ}{4} \right) = 5,096 \text{ мм.}$$

41. Окружная сила на червячном колесе:

$$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 1500}{250} = 12000 \text{ Н.}$$

42. Скорость скольжения:

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \lambda_0} = \frac{\pi \cdot 50 \cdot 1450}{60 \cdot 1000 \cdot \cos 7,12^\circ} = 3,82.$$

43. Коэффициент трения в зацеплении:

$$f = 0,0915 - 0,0302 \cdot v_{\text{ск}} + 0,003v_{\text{ск}}^2 = 0,0915 - 0,0302 \cdot 3,82 + 0,003 \cdot 3,82^2 = 0,02.$$

44. Угол трения:

$$\rho = \arctg f = \arctg 0,02 = 1,141^\circ.$$

45. Коэффициент полезного действия в зацеплении:

$$\eta_{\text{зац}} = \frac{\operatorname{tg} \lambda_{p0}}{\operatorname{tg}(\lambda_{p0} + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} 7,12^\circ}{\operatorname{tg}(7^\circ 12' + 1,141^\circ)} = 0,860.$$

46. Окружная сила червяка:

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{u \cdot \eta_{\text{зац}} \cdot d_1} = \frac{2 \cdot 1\,500 \cdot 1000}{40 \cdot 0,86 \cdot 50} = 1\,744 \text{ Н.}$$

47. Радиальная сила:

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_R = 12\,000 \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 2\,551 \text{ Н.}$$

48. Реакция опоры А в вертикальной плоскости:

$$R_{AY} = \frac{F_r \cdot l_2 + F_{t2} \cdot 0,5d_1}{l_1 + l_2} = \frac{2\,551 \cdot 100 + 12\,000 \cdot 0,5 \cdot 50}{200 + 100} = 1\,850 \text{ Н.}$$

49. Реакция опоры А в поперечной плоскости:

$$R_{AX} = \frac{F_{t1} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{1\,744 \cdot 100}{200 + 100} = 581 \text{ Н.}$$

50. Реакция опоры А:

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2} = \sqrt{1\,850^2 + 581^2} = 1\,939 \text{ Н.}$$

51. Реакция опоры В в вертикальной плоскости:

$$R_{BY} = \frac{F_r \cdot l_1 - F_{t2} \cdot 0,5d_1}{l_1 + l_2} = \frac{2\,551 \cdot 200 - 12\,000 \cdot 0,5 \cdot 50}{200 + 100} = 701 \text{ Н.}$$

52. Реакция опоры в горизонтальной плоскости:

$$R_{BX} = \frac{F_{t1} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{1\,744 \cdot 200}{200 + 100} = 1\,163 \text{ Н.}$$

53. Реакция опоры В:

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2} = \sqrt{701^2 + 1\,163^2} = 1\,358 \text{ Н.}$$

54. Изгибающий момент в горловине глобоида слева от сечения:

$$M_{ил} = R_A \cdot l_1 = 1\,939 \cdot 200 = 387\,800 \text{ Н.}$$

55. Изгибающий момент в горловине глобоида справа от сечения:

$$M_{ин} = M_{ил} - F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} = 387\,800 - 12\,000 \cdot 0,5 \cdot 50 = 87\,800 \text{ Н.}$$

56. Напряжение изгиба в горловине глобоида:

$$\sigma_u = \frac{M_{ил}}{0,1 d_{f1}^3} = \frac{387\,800}{0,1 \cdot 35,5^3} = 37 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Напряжение кручения в горловине глобоида:

$$\tau_{кр} = \frac{F_{t1} \cdot 0,5 d_1}{0,2 d_{f1}^3} = \frac{1\,744 \cdot 0,5 \cdot 50}{0,2 \cdot 35,5^3} = 4,9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

57. Коэффициент концентрации при изгибе:

$$K_\sigma = 1,233 + 0,00083 \cdot a = 1,233 + 0,00083 \cdot 150 = 1,35.$$

58. Коэффициент концентрации при кручении:

$$K_\tau = 1 + 0,6(K_\sigma - 1) = 1 + 0,6(1,35 - 1) = 1,21.$$

59. Коэффициент запаса усталостной прочности при изгибе:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_u - K_{\sigma}} = \frac{410}{37 \cdot 1,35} = 3,2.$$

60. Коэффициент запаса усталостной прочности при кручении:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{кр}} - K_{\tau}} = \frac{240}{4,3 \cdot 1,21} = 4,6.$$

61. Запас усталостной прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,2 \cdot 4,6}{\sqrt{3,2^2 + 4,6^2}} = 3,2.$$

62. Допускаемый запас усталостной прочности:

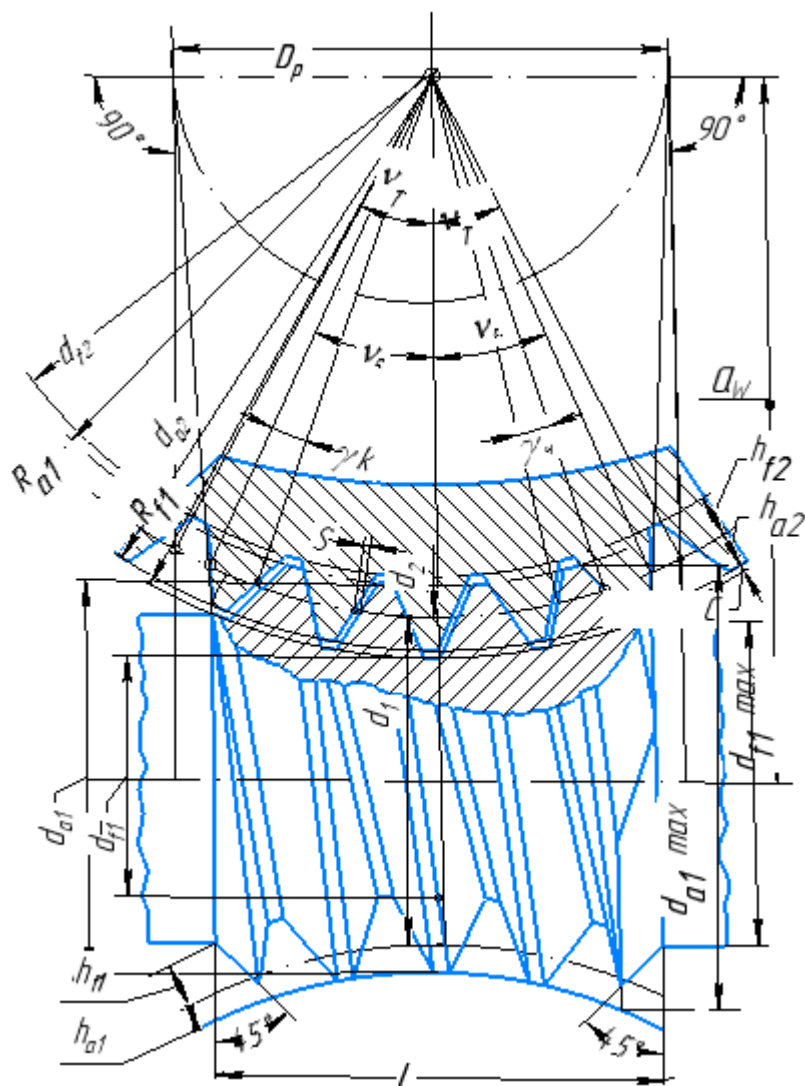
$$[n] = 1,3485 + 0,000637 \cdot a = 1,3485 + 0,000637 \cdot 150 = 1,44.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Виноградов А. Б. Исследование глобоидной передачи с червяком, шлифуемым плоскостью / А. Б. Виноградов, В. А. Павлов // Известия вузов. Серия: Машиностроение. – 1984. – № 11. – С. 30–34.
2. Журавлев В. Л. Технология изготовления глобоидных передач / В. Л. Журавлев. – М. : Машиностроение, 1965. – 152 с
3. Зак П. С. Глобоидная передача / П. С. Зак. – М. : Машгиз, 1962. – 256 с.
4. Карцев А. К. Производство глобоидных передач / А. К. Карцев. – М. : Машгиз, 1954. – 135 с.
5. Кривенко И. С. Исследование червячных передач с новой геометрией зацепления / И. С. Кривенко // Сб. зубчатые и червячные передачи / 1959. – С. 5–7.
7. Либуркин Л. Я. Локализация контакта в технологичной глобоидной передаче / Л. Я. Либуркин, Ю. И. Ремизов, В. А. Трубняков. // Известия вузов. Серия: Машиностроение. – 1983. – № 9. – С. 43–46.
8. Овумян Г. Г. Непрерывное зубостроение закаленных цилиндрических колес / Г. Г. Овумян // Вестник машиностроения. – 1986, № 12. – С. 43–46.
9. Петров М. С. Червячные глобоидные передачи / М. С. Петров. – М : МАМИ, 2006. – 19 с.
10. Передачи глобоидные. Основные параметры : ГОСТ 9369-77 – Взамен ГОСТ 9369-66; введ. 01.01.1982 г. М. : Издательство Стандартов, 1983. – 4 с.
11. Передачи глобоидные. Расчет геометрии : ГОСТ 17696-89. – Взамен ГОСТ 17696-80; введ. 18.10.1989. – М. : Издательство Стандартов, 1989. – 23 с.
12. Передачи глобоидные. Исходный червяк и исходный производящий червяк : ГОСТ 24438-80. – Введ. 24.11.1980. – М. : Издательство Стандартов, 1980. – 9 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Глобоидная передача с нижним расположением червяка



	R_0	d_{f1}			Рекомендуемые значения z_2 (z_1 может быть равно 1, 2 или 4 при любом z_2)																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																										
		1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																											
мм																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																															

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Коэффициент передаточного числа K_u

При $a_w = 40$ мм:

$$K_u = 0,8836054687 + 0,0187104167 \cdot u - 0,0007007552 \cdot u^2 + \\ + 0,0000076458 \cdot u^3 - 0,0000000280 \cdot u^4.$$

При $a_w = 60$ мм:

$$K_u = 0,8740024038 + 0,021024 \cdot u - 0,0008645994 \cdot u^2 + \\ + 0,0000117949 \cdot u^3 - 0,0000000581 \cdot u^4.$$

При $a_w = 80$ мм:

$$K_u = 0,86521875 + 0,0227916667 \cdot u - 0,000979375 \cdot u^2 + \\ + 0,0000145833 \cdot u^3 - 0,0000000781 \cdot u^4.$$

При $a_w = 115$ мм:

$$K_u = 0,8540039062 + 0,0250541667 \cdot u - 0,0011270573 \cdot u^2 + \\ + 0,0000182083 \cdot u^3 - 0,0000001048 \cdot u^4.$$

При $a_w = 150$ мм:

$$K_u = 0,8517755409 + 0,0254858974 \cdot u - 0,0011530349 \cdot u^2 + \\ + 0,0000187372 \cdot u^3 - 0,0000001068 \cdot u^4.$$

При $a_w = 220$ мм:

$$K_u = 0,84553125 + 0,0267354167 \cdot u - 0,001233 \cdot u^2 + \\ + 0,0000206458 \cdot u^3 - 0,0000001198 \cdot u^4.$$

ОКОНЧАНИЕ ПРИЛ. 3

При $a_w = 300$ мм:

$$K_u = 0,8331303317 + 0,0281801262 \cdot u - 0,0013266947 \cdot u^2 + \\ + 0,000022891 \cdot u^3 - 0,0000001355 \cdot u^4.$$

При $a_w = 450$ мм:

$$K_u = 0,8333293269 + 0,0291830128 \cdot u - 0,0013913622 \cdot u^2 + \\ + 0,00002443 \cdot u^3 - 0,0000001462 \cdot u^4.$$

При $a_w = 600$ мм:

$$K_u = 0,8273716947 + 0,0303810897 \cdot u - 0,0014690925 \cdot u^2 + \\ + 0,000026323 \cdot u^3 - 0,0000001597 \cdot u^4$$

Учебное издание

ВАСИЛЁНОК Василий Дмитриевич

РАСЧЕТ ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Пособие

для обучающихся первой ступени образования
специальности 6-05-0714-02 «Технология машиностроения, металлорежущие
станки и инструменты»

Редактор *А. С. Быховцова*

Компьютерная верстка *А. В. Степанкиной*

Подписано в печать 25.07.2025. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 1,26. Тираж 100. Заказ 628.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.