

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра «Цифровое проектирование»

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРОВ

Учебно-методическое пособие

для выполнения лабораторно-практических занятий
по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования»,
«Детали машин», «Прикладная механика», «Механика»
для студентов технических специальностей всех форм обучения

Севастополь
СевГУ
2024

УДК 621.83(076.5)
ББК 34.446я73
М55

Р е ц е н з е н т :

А.О. Харченко – канд. техн. наук, профессор кафедры
«Технология машиностроения»

Составитель: А.В. Неменко

М55 Механические передачи редукторов: учебно-методическое пособие для выполнения лабораторно-практических занятий по дисциплинам «Детали машин и основы конструирования», «Механика» для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения / Севастопольский государственный университет, Политехнический институт, кафедра «Цифровое проектирование»; сост. А. В. Неменко. – Севастополь : СевГУ, 2024. – 68 с. – Текст : электронный.

Целью пособия является оказание помощи студентам при изучении дисциплин «Детали машин и основы конструирования», «Механика».

УДК 621.83(076.5)
ББК 34.446я73

Учебно-методическое пособие рассмотрено и утверждено на заседании кафедры «Техническая механика и машиноведение», протокол № 7 от 4 апреля 2024 г.

© Неменко А. В., сост., 2024
© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2024

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Редуктор одноступенчатый с цилиндрической передачей с прямым зубом.....	15
1.1. Цель работы.....	15
1.2. Содержание работы.....	15
1.3. Порядок выполнения работы.....	15
1.4. Содержание отчета.....	15
1.5. Контрольные вопросы	19
2. Редуктор двухступенчатый с цилиндрическими передачами с наклонным зубом.....	20
2.1. Цель работы.....	20
2.2. Содержание работы.....	20
2.3. Порядок выполнения работы.....	20
2.4. Содержание отчета.....	20
2.5. Контрольные вопросы	23
3. Редуктор одноступенчатый с конической передачей с прямым зубом.....	24
3.1. Цель работы.....	24
3.2. Содержание работы.....	24
3.3. Порядок выполнения работы.....	24
3.4. Содержание отчета.....	24
3.5. Контрольные вопросы	29
4. Редуктор одноступенчатый с червячной передачей.....	30
4.1. Цель работы.....	30
4.2. Содержание работы.....	30
4.3. Порядок выполнения работы.....	30
4.4. Содержание отчета.....	30
4.5. Контрольные вопросы	34
Библиография.....	35
Приложение А. (справочное) Справочные данные.....	36
Приложение Б. Чертежи редукторов.....	49
Приложение В. (справочное) Виды и система условных обозначений подшипников качения.....	63

ВВЕДЕНИЕ

Механическая передача – это устройство для передачи механического движения от источника энергии к исполнительному органу, которое происходит с изменением его энерго – кинематических параметров.

Механизмы с вращательным движением позволяют реализовать непрерывное и равномерное движение с наименьшими потерями на преодоление трения и наименьшими инерционными нагрузками.

В приводах производственных машин частота вращения элементов исполнительного органа, как правило, не равна частоте вращения выходного вала двигателя. Для согласования энерго – кинематических параметров «входа – выхода» привода применяют узлы, преобразующие движение, композиция которых определяется передаточной функцией привода.

В случае, когда эта функция направлена на понижение частоты вращения, узел называется редуктором (от лат. *reductor* – отводящий назад, понижающий).

В редукторах применяют различные типы передач: цилиндрические (прямозубые, с наклонным зубом, шевронные), конические, червячные и другие.

Цилиндрическая зубчатая передача (рисунок 1) осуществляет движение между параллельными осями. Колеса, ее образующие, имеют начальные и делительные поверхности в виде цилиндров.

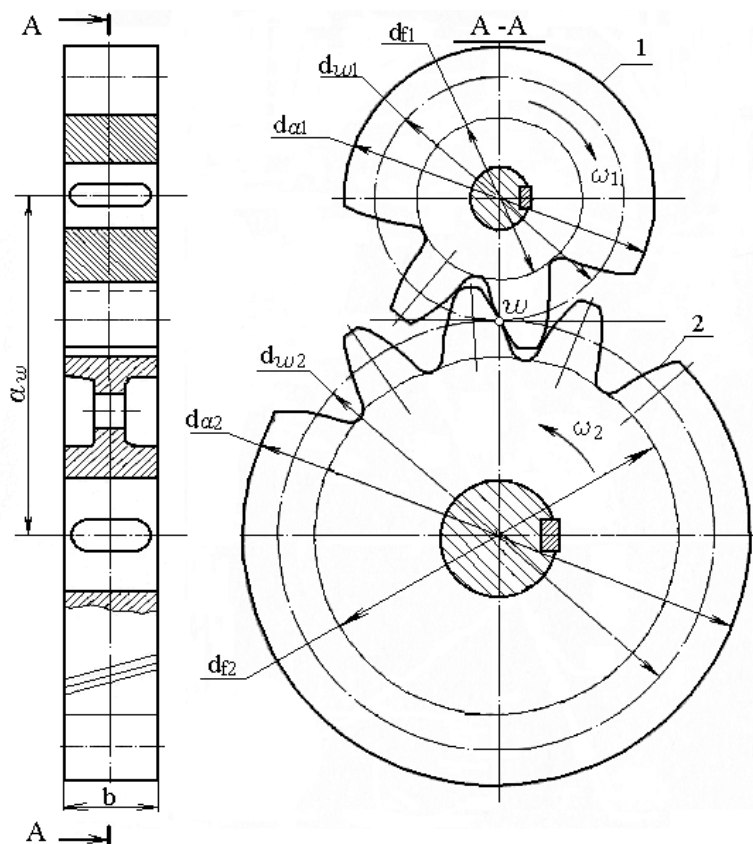


Рисунок 1. – Передача цилиндрическая:

1 – колесо ведущее; 2 – колесо ведомое

(d_{w1} , d_{w2} – диаметры начальных окружностей; d_{a1} , d_{a2} – диаметры окружностей выступов; d_{f1} , d_{f2} – диаметры окружностей впадин; a_w – межосевое расстояние; W – полюс зацепления)

Коническая зубчатая передача (рисунок 2) осуществляет передачу движения между пересекающимися осями. У зубчатых колес конической передачи начальные и делительные поверхности – конусы.

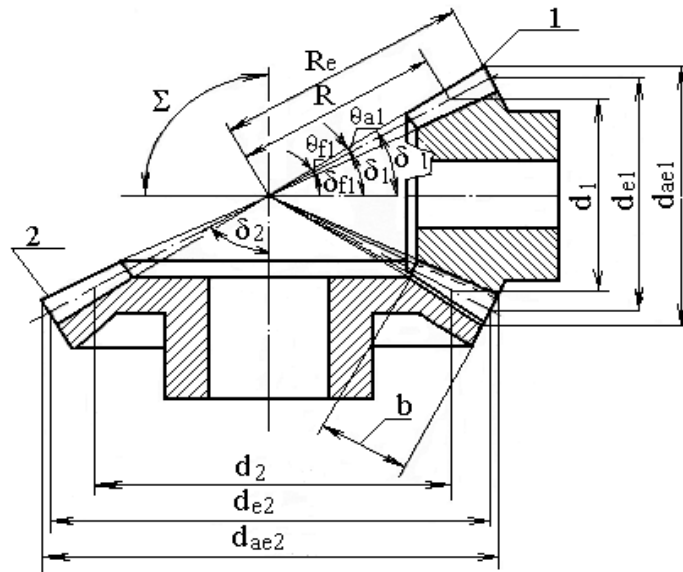


Рисунок 2. – Передача коническая: 1 – колесо ведущее; 2 – колесо ведомое (d_{m1}, d_{m2} – средние делительные диаметры; d_{e1}, d_{e2} – внешние делительные диаметры; d_{ae1}, d_{ae2} – внешние диаметры вершин зубьев; R_m, R_e – среднее и внешнее конусные расстояния; δ_1, δ_2 – углы делительных конусов колес; δ_{a1}, δ_{f1} – углы вершин и впадин; θ_a, θ_f – углы головки и ножки зуба соответственно; b – ширина зубчатого венца; Σ – межосевой угол).

Передача червячная передает движение между валами со скрещивающимися осями. Передача состоит из червяка и червячного колеса (рисунок 3).

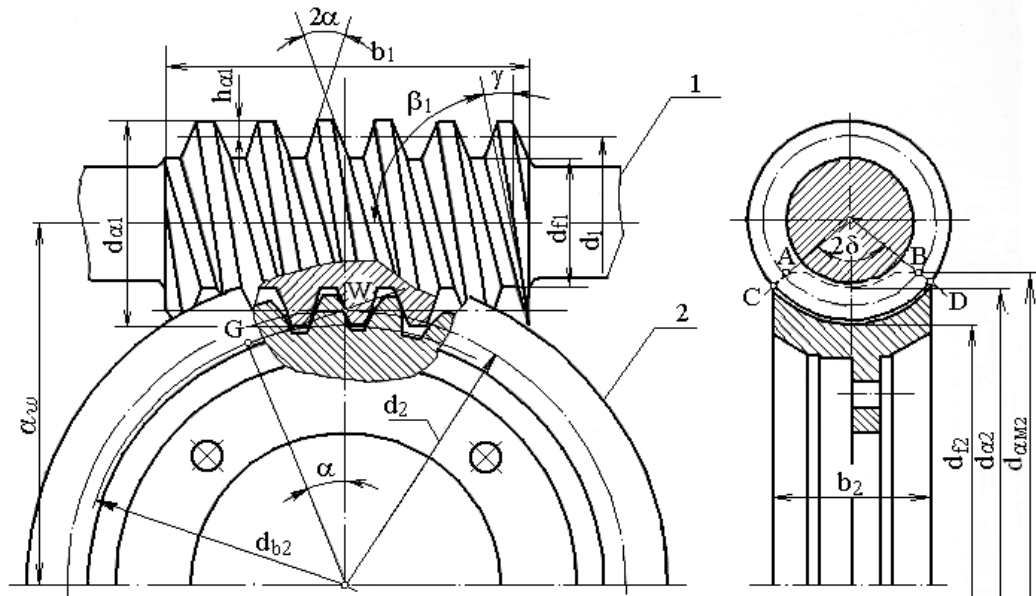


Рисунок 3. – Передача червячная: 1 – червяк; 2 – колесо червячное ($d_{w1}, d_{w2}, d_{a1}, d_{a2}, d_{f1}, d_{f2}$ – диаметры окружностей делительных, выступов и впадин червяка и червячного колеса соответственно; d_{aM2} – наибольший диаметр колеса; a_w – межосевое расстояние; b_1 – длина нарезанной части червяка; b_2 – ширина венца колеса; α – угол профиля; γ – угол подъема линии витка червяка; 2δ – угол обхвата червяка колесом)

Червячные передачи дают возможность получения большого передаточного отношения, плавность и бесшумность работы, а также возможность само-

торможения. Различают передачи с цилиндрическими (делительная поверхность червяка – цилиндрическая) и глобоидными (делительная поверхность червяка является частью вогнутой поверхности тора) червяками.

При передаче движения червячное колесо вступает в зацепление с витками червяка. Угол наклона зуба червячного колеса равен углу подъема γ линии витков червяка.

Сопряженные элементы передач располагаются на валах, которые установлены в опорах.

Опоры валов (рисунок 4) служат для их поддержания и обеспечения стабильной работы передачи.

Подшипники обеспечивают перемещение вала в опоре.

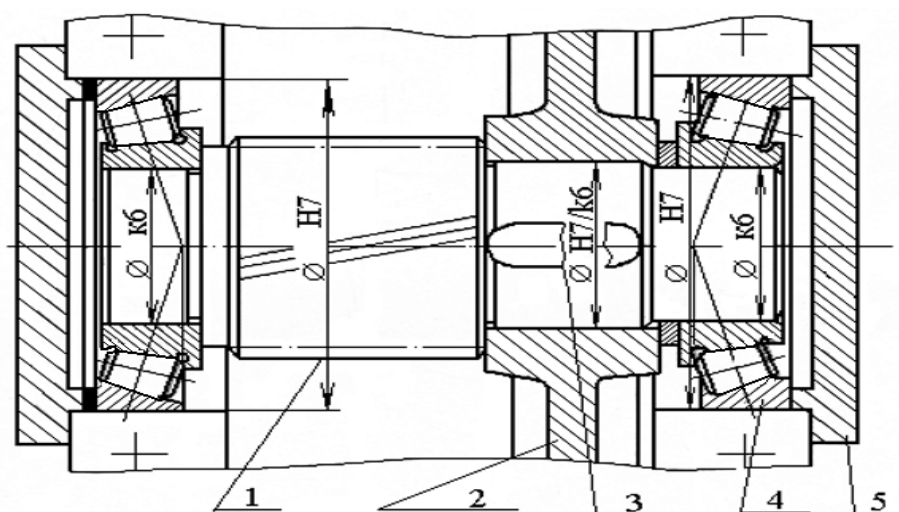


Рисунок 4. – Вал с опорами: 1– вал–шестерня; 2 – колесо; 3 – шпонка; 4 – подшипник; 5 – крышка подшипника

Вращающиеся звенья контактируют по высшей кинематической паре. Параметры механизмов устанавливаются целевой функцией, основанной на передаточной функции и отражающей соотношения входных и выходных параметров привода. Для механизмов с вращающимися звеньями кинематическая передаточная функция отождествляется с передаточным отношением.

Контактирующие поверхности будут сопряжены, если вектор скорости относительного движения в любой точке контакта находится в касательной плоскости, а общая нормаль к нему перпендикулярна.

Передаточное отношение устанавливается на основании теоремы о соотношении скоростей в высшей кинематической паре, где показано, что нормаль в точке контакта P профилей двух звеньев, совершающих вращательное движение, делит расстояние между центрами вращения O_1 и O_2 на отрезки O_1P и O_2P обратно пропорциональные угловым скоростям этих звеньев.

Геометрические места точек на плоскостях пары звеньев, приходящих в соприкосновение по линии центров называют центроидами относительного движения с радиусами r_1 и r_2 . Перекатывание центроид без скольжения друг относительно друга воспроизводит передаточную функцию механизма.

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1. \quad (1)$$

В случае, когда общая нормаль пары звеньев проходит через одну и ту же точку на линии центров называемую полюсом, отношение угловых скоростей будет величиной постоянной, а центроиды в этом случае называют начальными окружностями r_{w1} и r_{w2} .

Сопряженные профили располагается относительно центроид так, чтобы в любой точке контакта нормаль проходила через полюс.

Профили зубьев, удовлетворяющие этому условию, обеспечивают выполнение основного закона зацепления: *для сохранения постоянства передаточного отношения зубчатого механизма необходимо, чтобы нормаль к соприкасающимся профилям зубьев в точке контакта всегда проходила на линии центров через одну и ту же точку, называемую полюсом зацепления, которая занимает неизменное положение.*

Относительные линейные скорости на начальных окружностях равны

$$v_{w1} = \omega_1 \cdot r_{w1}, \quad (2)$$

$$v_{w2} = \omega_2 \cdot r_{w2}. \quad (3)$$

В случае, когда величины линейных скоростей на начальных окружностях колес равны между собой, и угловые скорости ω_1 и ω_2 имеют неизменный характер, передаточная функция является величиной постоянной, что отражает основной закон зацепления, а вращательное движение будет равномерным.

При постоянном передаточном отношении расстояния между соседними профилями зубьев по начальным окружностям одинаковы, поэтому отношение числа зубьев z_2 к числу зубьев z_1 равно отношению длин их начальных окружностей и называется *передаточным числом* u_{12} , которое равно

$$u_{12} = z_2 / z_1 = 2\pi \cdot r_{w2} / 2\pi \cdot r_{w1} = r_{w2} / r_{w1}. \quad (4)$$

Номинальные передаточные числа относят к основным параметрам передач. Дискретная величина передаточного числа не всегда совпадает с аналоговым значением передаточного отношения

$$u_{12} = z_2 / z_1 = \omega'_1 / \omega'_2 = i'_{12}, \quad (5)$$

где ω'_1 и ω'_2 – фактические значения угловых скоростей колес 1 и 2;

i'_{12} – скорректированное значение передаточного отношения пары колес.

Постоянство передаточного отношения обеспечивается формой взаимодействующих профилей зубьев по отношению к центрам вращения колес.

Распространение получили передачи с *эвольвентным зацеплением*, в котором сопряженные зубья имеют теоретический торцовый профиль, выполненный по эвольвенте – кривой, геометрическое место центров кривизны которой находится на другой кривой – эволюте. Эволюту называют *основной окружностью* с радиусом r_b . Схема образования зацепления с эвольвентным зубом показана на рисунке 5.

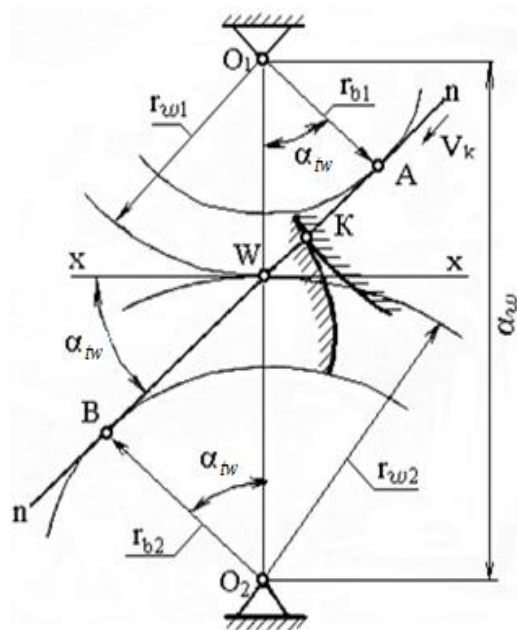


Рисунок 5 – Схема образования эвольвентного зацепления:

r_{w1} , r_{w2} – радиусы начальных окружностей колес 1 и 2, соответственно;

r_{b1} , r_{b2} – радиусы основных окружностей колес 1 и 2, соответственно;

α_{tw} – угол зацепления; a_w – межосевое расстояние колес 1 и 2; W – полюс зацепления

Нормаль $n - n$ к сопряженным профилям зубьев колес касается в точках A и B их основных окружностей и образует линию зацепления, которая проходит через полюс W , сохраняя неизменным свое положение, что свидетельствует о выполнении основной теоремы зацепления. Таким образом, основные окружности, развертки которых образуют эвольвентные профили зубьев, обеспечивают постоянство передаточной функции.

Радиусы начальных r_{w1} , r_{w2} и основных r_{b1} , r_{b2} окружностей колес 1 и 2 связаны зависимостями:

$$r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_{tw}, \quad (6)$$

$$r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_{tw}. \quad (7)$$

Расстояние между центрами вращения a_w , называемое межосевым расстоянием, рассчитывают по формуле

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = (r_{b1} + r_{b2}) / \cos \alpha_{tw}. \quad (8)$$

Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса называют *окружным шагом* p_t .

Различают *делительный* p , *начальный* p_w и другие окружные шаги зубьев, соответствующие делительной, начальной и другим концентрическим окружностям зубчатого колеса.

Расстояние между одноименными линиями соседних зубьев по линии пересечения плоскости осевого сечения зубчатого колеса с его делительной, начальной или однотипной соосной поверхностью называют *осевым шагом* p_x .

Кратчайшее расстояние по делительной, начальной или однотипной соосной поверхности зубчатого колеса между одноименными теоретическими линиями соседних зубьев называют *нормальным шагом* p_n .

При передаче непрерывного движения двумя сопряженными колесами одноименные шаги в зацеплении одинаковы для обоих колес.

Линейная величина в π раз меньшая окружного p_t (осевого p_x , нормального p_n) шага зубьев называется *окружным модулем зубьев* m_t (*осевым* m_x , *нормальным* m_n). Различают делительный, начальный и другие окружные (осевые, нормальные) модули, соответствующие делительному, начальному и другим (осевым, нормальным) шагам.

Модуль – величина стандартная и через него выражают размеры элементов зубчатых передач. Параметры колес передач с эвольвентным зацеплением стандартизованы. Форма и размеры зубьев устанавливаются нормативными документами, в которых описан исходный контур.

Теоретическая окружность, на которой модуль и шаг имеют стандартные значения называют *делительной окружностью*. Начальные и делительные окружности сопряженных элементов зацепления могут не совпадать, т.к. делительная окружность не всегда проходит через полюс зацепления по причине особенностей теоретического расчета. Величина этого несовпадения отнесенная к модулю зацепления называют коэффициентом смещения и учитывают при изготовлении ведущего и ведомого элементов передачи, соответственно.

Энерго - кинематические параметры привода машин выражают ее способность работать в заданном нагрузочном режиме. Основными характеристиками привода являются мощность P_i (кВт) на валах и вращающий момент T_i (Н·м). Валы вращаются с соответствующими угловыми скоростями ω_i (рад/с) при частоте вращения валов n_i (об/мин). Угловая скорость ω_i и частота вращения вала n_i связаны зависимостью

$$\omega_i = \pi \cdot n_i / 30. \quad (9)$$

Вращающий момент и мощность на валах связаны соотношениями через угловую скорость

$$T_i = 10^3 \cdot P_i / \omega_i. \quad (10)$$

При работе механизма происходят потеря мощности, которая отражается коэффициентом полезного действия η_m . Для многоступенчатого привода общий коэффициент полезного действия η_m равен произведению КПД каждой кинематической пары и других звеньев привода, где существует рассеивание энергии (подшипники, муфты и т.п.) $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (11)$$

Таким образом, эти потери обуславливают превышение требуемой мощности $P_{тр}$ по отношению к потребляемой (рабочей) P_p

$$P_{тр} = P_p / \eta_m. \quad (12)$$

В случае, когда выходные параметры заданы тяговым усилием F_p (Н) и скоростью перемещения рабочего органа v_p (м/с) величина рабочей мощности P_p

$$P_p = 10^{-3} \cdot F_p \cdot v_p. \quad (13)$$

В случае, когда выходные параметры заданы вращающим моментом T_p (Н·м) и угловой скоростью ω_p (рад/с) величина рабочей мощности P_p равна

$$P_p = 10^{-3} \cdot T_p \cdot \omega_p \quad (14)$$

Если кинематическая схема привода состоит из последовательно соединенных передач, то мощность передаваемая каждым последующим валом, начиная от вала двигателя, рассчитывают с учетом потерь на соответствующей ступени:

$$P_1 = P_{дв}; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1}, \quad (15)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_k$ – мощность на 1-ом, 2-ом, ..., k -ом валах привода; $\eta_1, \eta_2, \dots$,

η_{k-1} – коэффициенты полезного действия 1-ой, 2-ой, ..., $(k-1)$ -ой ступени,

соответственно.

Зависимость между частотами вращения вала двигателя $n_{дв}$ и выходного вала привода $n_{вых}$ определяет общее передаточное отношение $i_{пр}$ привода машины

$$i_{пр} = n_{дв} / n_{вых}. \quad (16)$$

Передаточное отношение привода, в состав которого входит несколько передач, равно

$$i_{пр} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_k, \quad (17)$$

где $i_1, i_2, \dots, i_k$ передаточные отношения 1-ой, 2-ой, ..., k -ой ступени привода.

Установление передаточных отношений передач, составляющих привод машины, производят в соответствии с нормативными рекомендациями.

Частота вращения последовательно рассмотренных валов привода $n_1, n_2, \dots, n_k$ определяется соотношениями:

$$n_1 = n_{дв}; n_2 = n_{дв} / i_1; \dots; n_k = n_{k-1} / i_k. \quad (18)$$

Вращающий момент T (Н·м) для каждого вала рассчитывают по формулам:

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_1 / n_1; T_2 = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_2 / n_2; \dots; T_k = 9,55 \cdot 10^3 \cdot P_k / n_k. \quad (19)$$

Элементы зацепления в силовых передачах выполняют из сталей, чугунов, сплавов цветных металлов, а также неметаллических конструкционных материалов (металлокерамика, пластмассы и т.д.).

Распространение получили передачи со стальными колесами, поверхности которых подвергнуты упрочнению. Для ответственных, тяжело нагруженных с ограниченными габаритами передач рабочие поверхности зубьев упрочняют до твердости HB>400. При этом сердцевина остается более мягкой, пластичной.

Упрочнение поверхности производится: закалкой токами высокой частоты (колеса с $m > 5$ HRC 45...55), цементацией (HRC 50...62), нитроцементацией (HRC >56) и азотированием (HRC 50...60).

Закалка токами высокой частоты (Т.В.Ч.) по контуру зуба более производительна, чем цементация и азотирование, но технологически сложнее.

Цементация, нитроцементация и азотирование позволяют получать колеса с большей нагрузочной способностью, но при этом повышается хрупкость материала и снижается сопротивление ударам.

Малоответственные передачи без ограничения габаритов колеса подвергают объемной закалке с высоким отпуском (зубья имеют по всему сечению одинаковую твердость $HB \leq 350$). Применяется также поверхностная закалка ($HRC\ 40 \dots 50$), отжиг ($HB \leq 350$), нормализация ($HB \leq 350$) и улучшение ($HB \leq 350$).

Твердость рабочих поверхностей зубьев ведущего колеса должна быть больше на (30...50) единиц HB во избежание заедания.

В малоответственных открытых передачах возможно применение чугунных колес, которые имеют меньшую склонность к заеданию и дешевле остальных. Но чугунные колеса не выдерживают ударных нагрузок.

Для венцов червячных колес используют сплавы цветных металлов (оловянные и безоловянные бронзы, а также латунь и серый чугун).

Для изготовления валов применяют среднеуглеродистые легированные конструкционные стали. Рабочие тела подшипников качения (шарики и ролики) изготавливают из специальных подшипниковых сталей, обладающих повышенной износостойкостью и прочностью при переменных напряжениях (твердость поверхности после термообработки 62...66 HRC).

Литые детали (корпусы, крышки, шкивы) изготавливают из литейных сталей, сплавов цветных металлов и чугунов.

Крепежные и другие метизные изделия выполняют из углеродистых сталей и цветных сплавов.

При передаче движения зубчатыми колесами усилия от одного элемента к другому передается посредством зубьев, последовательно вступающих в зацепление.

Выход из строя колес из-за разрушения рабочих поверхностей зубьев происходит в том случае, когда фактические напряжения в зоне контакта превышают допускаемые величины для данного материала колес.

Контактные напряжения σ_H (МПа) в полюсе зацепления равны

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot (K_H)^{1/2}, \quad (20)$$

где σ_{H0} – контактные напряжения без учета дополнительных нагрузок (динамических и от неравномерности распределения), МПа; K_H – коэффициент нагрузки.

Величину контактных напряжений σ_{H0} (МПа) в зависимости от: окружного усилия F_t (Н) на делительном цилиндре в торцовом сечении, делительного диаметра d_1 ведущего элемента, рабочей ширины b_w венца контактирующих элементов и передаточного числа устанавливают по следующей зависимости

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot [F_t \cdot (u+1) / (b_w \cdot d_1 \cdot u)]^{1/2}, \quad (21)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления (влияние радиусов кривизны боковых поверхностей и переход от окружной силы на делительном цилиндре на нормальную на

начальном цилиндре);

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

Z_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Окружное усилие F_t (Н), равно

$$F_t = 0,5 \cdot T \cdot d, \quad (22)$$

где T – вращающий момент, Н·м.

Коэффициент нагрузки K_H равен

$$K_H = K_{H\psi} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (23)$$

где $K_{H\psi}$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Допускаемые контактные напряжения σ_{HP} (МПа), не вызывающее опасной контактной усталости материала при минимальном запасе прочности S_{Hmin} , равны

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_\psi \cdot Z_{\psi\psi} \cdot Z_X / S_{Hmin}, \quad (24)$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, МПа;

Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей зубьев;

Z_ψ – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

$Z_{\psi\psi}$ – коэффициент, учитывающий влияние твердости поверхностей зубьев;

Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Нагрузочная способность передачи характеризуется мощностью P (кВт), которую она может передать. Мощность устанавливают на основании частоты вращения n (об/мин) ведомого элемента передачи и вращающего момента T (Н·м) на нем.

При работе механизма происходят потери мощности, которая отражается коэффициентом полезного действия η_m .

Потери обуславливают превышение требуемой мощности $P_{тр}$ по отношению к потребляемой (рабочей) P_p

$$P_{тр} = P_p / \eta_m, \quad (25)$$

где $P_p = 105 \cdot 10^{-6} \cdot T \cdot n$

Зависимость между частотами вращения входного вала передачи $n_{вх}$ и выходного вала $n_{вых}$ определяет передаточное отношение i передачи

$$i = n_{вх} / n_{вых}. \quad (26)$$

В случае, когда кинематическая схема редуктора состоит из последовательно соединенных k передач, общее передаточное число определяется произведением передаточных чисел всех ступеней редуктора

$$u_p = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_k \quad (27)$$

где $u_1, u_2, \dots, u_k$ передаточные числа 1-ой, 2-ой, ..., k -ой ступени редуктора.

Номинальные значения передаточных чисел u для одно – и много-ступенчатых цилиндрических редукторов устанавливает ГОСТ 25301 – 95.

Частота вращения $n_1, n_2, \dots, n_k$ последовательно рассмотренных валов редуктора определяется соотношениями:

$$n_1 = n_{\text{вх}}; n_2 = n_1 / u_1; \dots; n_k = n_{k-1} / u_k. \quad (28)$$

Угловые скорости $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_k$, соответственно, равны

$$\omega_1 = \omega_{\text{вх}}; \omega_2 = \omega_1 / u_1; \dots; \omega_k = \omega_{k-1} / u_k. \quad (29)$$

Мощность P , кВт, на каждом последующем валу равна

$$P_1 = P_{\text{вх}}; P_2 = P_1 \cdot \eta_1; \dots; P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1}, \quad (30)$$

где $P_1, P_2, \dots, P_k$ – мощность на 1-ой, 2-ой, ..., k -ой ступени редуктора;

$\eta_1, \eta_1, \dots, \eta_{k-1}$ – коэффициенты полезного действия 1-ой, 2-ой, ..., $(k-1)$ -ой ступени, показывающие какая часть подводимой энергии к каждой передаче используется полезно.

Вращающие моменты $T_1, T_2, \dots, T_k$, Н·м на каждом последующем валу равны, соответственно:

$$T_1 = 10^3 \cdot P_1 / \omega_1; T_2 = 10^3 \cdot P_2 / \omega_2; \dots; T_k = 10^3 \cdot P_k / \omega_k. \quad (31)$$

Геометрические параметры деталей количественно оценивают посредством размеров. Размеры, указанные на чертежах, которые называют *номинальными*, не всегда совпадают с действительными размерами деталей. Функциональные значения деталей и характер их сопряжения можно установить назначением различных сочетаемых предельных размеров, обеспечивающих правильную сборку и нормальную работу узла и механизма.

Предельные отклонения размеров деталей определяются единой системой допусков и посадок, что является основой *взаимозаменяемости*, которая обеспечивает возможность правильной сборки и замены при ремонте независимо изготовленных деталей и узлов без дополнительной их обработки при соблюдении требований качества.

Разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами называют *допуском*, показаны цилиндрические отверстия и валы с предельными и номинальными величинами диаметров.

Положение поля допуска относительно номинального размера определяется верхним и нижним предельными отклонениями. Верхним отклонением отверстия и вала называют алгебраическую разность между наибольшим предельным размером и номинальным, а нижним – разность наименьшим и номинальным размерами.

При схематическом изображении поля допуска обычно показывают его положение относительно нулевой линии, условно изображающей его номинальный размер.

Расположение поля допуска принято обозначать буквой или двумя буквами латинского алфавита – прописной для отверстий и строчной для валов.

При сборке двух сопрягаемых деталей различают охватывающую и охватываемую поверхности, которые условно называют *отверстием и валом*. По разности отверстия и вала устанавливают относительное перемещение деталей. Характер соединения деталей называют *посадкой*. При сопряжении деталей

может возникнуть *зазор* (положительная разность между размерами отверстия и вала, либо *натяг* (отрицательная разность между размерами отверстия и вала).

Все посадки подразделяют на три группы: *подвижные*, характеризующиеся наличием зазора; *неподвижные* (прессовые), обеспечивающие натяг соединения и *переходные*, при которых возможно получение как натягов, так и зазоров.

Различают две системы образования посадок – *система отверстия* и *система вала*.

Системой отверстия называют совокупность посадок, в которых предельное отклонения данного отверстий одинаковы для всех посадок, а различные посадки достигаются путем изменения предельных отклонений размеров валов. Такое отверстие называют основным и поле допуска его обозначают буквой *H*, которое ставится после номинального размера детали, например:

Системой вала называют совокупность посадок, в которых предельные отклонения валов одинаковы (для данного интервала размеров и квалитетов точности), а различные посадки достигаются путем изменений предельных отклонений отверстий. В системе вала основной деталью является вал, а поле допуска его обозначается буквой *h*, которая ставится после номинального размера детали.

В обозначении посадки входит номинальный размер, общий для обоих соединяемых элементов (отверстия и вала), за которым следует обозначение полей допусков для каждого элемента.

Посадки с зазором используют для получения подвижных соединений.

Переходные посадки предназначаются для получения неподвижных соединений, подлежащих периодической разборке и сборке. В соединениях такого типа для предотвращения относительного движения деталей предусматривают фиксирующие устройства: штифты, шпонки и др.

Неподвижные посадки обеспечивают получение неразъемных соединений без применения дополнительных крепежных устройств, только путем натяга.

В настоящем учебно – методическом пособии для лабораторно – практических занятий ставится задача определения основных параметров передач (цилиндрических, конических и червячных), которые дают возможность определить их индивидуальные достоинства.

1. РЕДУКТОР ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ

1.1. Цель работы.

Целью работы является изучение особенностей конструкции и нагрузочной способности цилиндрического редуктора.

1.2. Содержание работы.

Изучение конструкции цилиндрического редуктора. Установление параметров передачи редуктора и оценка его нагрузочной способности

1.3. Порядок выполнения работы.

1.3.1. Ознакомление с заданием и образцом для исследования.

1.3.2. Составить структурную схему редуктора.

1.3.3. Составить спецификацию редуктора.

1.3.4. Произвести необходимые замеры и рассчитать параметры передачи.

1.3.5. Установить нагрузочную способность редуктора.

1.3.6. Выполнить чертеж редуктора

1.4. Содержание отчета

1.4.1. Цель работы.

1.4.2. Схема редуктора.

1.4.3. Параметры передачи и её нагрузочная способность (Таблица 1.1, Таблица 1.2).

1.4.4. Чертеж редуктора.

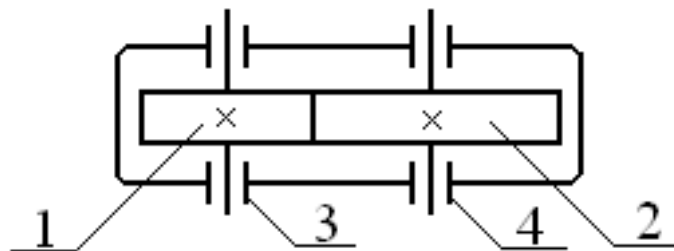


Рисунок 1. 1. – Схема редуктора цилиндрического одноступенчатого :

1 – ведущий элемент (колесо цилиндрическое); 2 – ведомый элемент (колесо цилиндрическое); 3 – подшипники ведущего элемента;

4 – подшипники ведомого элемента

Таблица 1.1. – Исходные данные

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790

Продолжение таблицы 1.1.

№ варианта	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890

Продолжение таблицы 1.1.

№ варианта	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990

Таблица 1.2. – Параметры цилиндрической передачи и ее нагрузочная способность

Искомая величина	Обозначение величины	Формула, источник	Результат	Обозначение единицы измерения
Геометрические параметры передачи				
1) Межосевое расстояние: - измеренное - уточненное	a'_w a_w	Таблица А.4		мм
2) Ширина зубчатых колес (замеренная): - ведущего - ведомого	b_1 b_2	Примечание – Полученные результаты измерений согласовать с таблицей А.28		мм
3) Длина зубьев колес замеренная: - ведущего - ведомого	l_1 l_2	Примечание – Полученные результаты измерений согласовать с таблицей А.28		мм
4) Диаметры впадин зубьев (замеренные): - ведущего колеса - ведомого колеса	d_{f1} d_{f2}			мм
5) Число зубьев колес: - ведущего - ведомого - суммарное	z_1 z_2 z_Σ	$z_\Sigma = (z_1 + z_2)$		
6) Передаточное число: - фактическое на передаче - по ГОСТ 2185-66 - погрешность	u u' Δu	$u = z_2/z_1$ Таблица А.3 $\Delta u = (u' - u)/u'$		
7) Коэффициент ширины колеса: а) относительно межосевого расстояния - расчетный - уточненный б) относительно диаметра	ψ'_{ba} ψ_{ba} ψ_{bd}	$\psi'_{ba1} = b_1/a_w$ Таблица А.5 $\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u + 1)$		
8) Угол наклона зубьев	β	$\beta = \arccos(b_1/l_1)$		град.
9) Модуль зацепления : - расчетное значение - уточненное значение	m' m	$m' = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta / z_\Sigma$ Таблица А.2		мм

Продолжение таблицы 1.2

10) Межосевое расстояние передачи (делительное)	a	$a=0,5 \cdot z_{\Sigma} \cdot m / \cos \beta$		мм
11) Делительные диаметры: - ведущего колеса - ведомого колеса	d_1 d_2	$d_1 = z_1 \cdot m / \cos \beta$ $d_2 = z_2 \cdot m / \cos \beta$		мм
12) Коэффициенты смещения исходного контура колес: - ведущего - ведомого - суммарный	x_1 x_2 x_{Σ}	$x_1 = (d_1 - d_{f1} + 2 \cdot h_a^* \cdot m + 2 \cdot c^* \cdot m) / 2m$ $x_2 = (d_2 - d_{f2} + 2 \cdot h_a^* \cdot m + 2 \cdot c^* \cdot m) / 2m$ $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$		
13) Коэффициенты смещения передачи: - воспринимаемый - уравнивающий	y Δy	$y = (a_w - a) / m$ $\Delta y = (x_{\Sigma} - y)$		
14) Начальные диаметры: - ведущего колеса - ведомого колеса	d_{w1} d_{w2}	$d_{w1} = 2 \cdot a_w / (u + 1)$ $d_{w2} = 2 \cdot a_w \cdot u / (u + 1)$		мм
15) Диаметры окружностей вершин зубьев колес передачи - ведущего колеса - ведомого колеса	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) \cdot m$		мм
Кинематические параметры передачи				
16) Частота вращения: - ведущего колеса - ведомого колеса	n_1 n_2	Таблица 1 $n_2 = n_1 / u$		об/мин
17) Угловая скорость валов: - ведущего колеса - ведомого колеса	ω_1 ω_2	$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$ $\omega_2 = \omega_1 / u$		рад/с
18) Окружная скорость: - ведущего колеса - ведомого колеса	v_1 v_2	$v_1 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1 \cdot d_{w1}$ $v_2 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_2 \cdot d_{w2}$		м/с
19) Степень точности передачи	n_T	Таблица А.7		
Валы и подшипники				
20) Диаметры валов: а) ведущего - под колесом - под подшипником б) ведомого - под колесом - под подшипником	d_{1k} $d_{1п}$ d_{2k} $d_{2п}$			мм

Продолжение таблицы 1.2

21) Подшипники: а) ведущего вала - типоразмер - диаметр внутренний - диаметр внешний - ширина б) ведомого вала - типоразмер - диаметр внутренний - диаметр внешний - ширина	$d_{1п}$ $D_{1п}$ $B_{1п}$ $d_{2п}$ $D_{2п}$ $B_{2п}$	Таблицы: А.26, А.27	мм мм	
Нагрузочная способность передачи				
22) Допускаемые контактные напряжения поверхности зубца ведомого колеса	σ_{HP2}	Таблица 1		МПа
23) Коэффициенты: - нагрузки - согласующий	K_H K_a	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_v$, где: $K_{H\alpha}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями (Таблица А.9); $K_{H\beta}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (Таблица А.8); K_v – зависит от окружной скорости колес и степени точности (таблица А.10) Примечание. $K_a = 430$ –для косозубой и шевронной передач; $K_a = 495$ – для прямозубой передачи		
24) Момент крутящий на выходном валу передачи	T_2	$T_2 = a_w^3 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP2}^2 / [K_a^3 \cdot (u+1)^3 \cdot K_H]$		Н·м
25) Мощность на выходном валу передачи	P_2	$P_2 = 10^{-3} \cdot T_2 \cdot \omega_2$		кВт
26) КПД передачи	η	Примечание. $\eta = 0,96 \dots 0,97$		
27) Мощность на входном валу	P_1	$P_1 = P_2 / \eta$		кВт

1.5. – Контрольные вопросы

1. Характеристики механической передачи.
2. Передаточная функция. Передаточное отношение. Передаточное число.
3. Параметры зубчатого зацепления.
4. Шаг зацепления.
5. Модуль зацепления.
6. Делительный и начальный диаметры.
7. Диаметры окружностей выступов.
8. Диаметры окружностей впадин.
9. Материалы элементов передач.
10. Грузочная способность передач.
11. Коэффициент полезного действия
11. Опоры элементов передач

2. РЕДУКТОР ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ

2.1. Цель работы.

Целью работы является изучение конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора.

2.2. Содержание работы.

Определение основных параметров редуктора цилиндрического двухступенчатого.

2.3. Порядок выполнения работы.

2.3.1. Ознакомление с заданием и образцом для исследования.

2.3.2. Составить структурную схему редуктора.

2.3.3. Составить спецификацию редуктора.

2.3.4. Произвести необходимые замеры и рассчитать параметры передачи.

2.3.5. Установить нагрузочную способность редуктора.

2.3.6. Выполнить чертеж редуктора

2.4. Содержание отчета

2.4.1. Цель работы.

2.4.2. Схема редуктора.

2.4.3. Параметры передачи и её нагрузочная способность (Таблица 2.1, Таблица 2.2)

2.4.4. Чертеж редуктора.

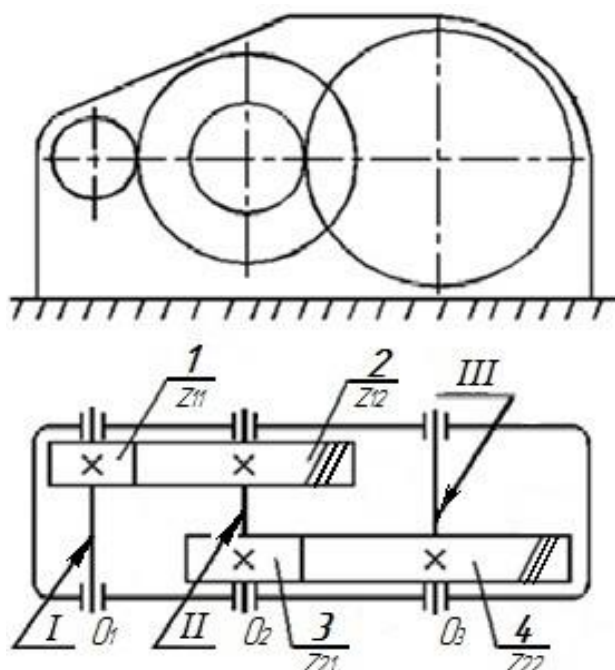


Рисунок 2.1. – Схема цилиндрического двухступенчатого редуктора:
1, 2, 3, 4 – колеса с числом зубьев z_{11} , z_{12} , z_{21} и z_{22} , соответственно; I, II, III – валы редуктора; O_1 , O_2 , O_3 – опоры валов

Таблица 2.1. – Измеряемые параметры

№ п/п	Наименование		Обозначение	Величина	Размерность
1	Межосевое расстояние колес передачи первой ступени	измеренное	a'_{w1}		мм
		уточненное (таблица А.4)	a_{w1}		
2	Число зубьев первой ступени	шестерни	z_{11}		
		колеса	z_{12}		
3	Ширина колеса передачи первой ступени		b'_{w12}		мм
4	Длина зуба колеса первой ступени		l_{12}		мм
5	Диаметр окружности вершин колес первой передачи	шестерни	d_{a11}		мм
		колеса	d_{a12}		
6	Диаметр окружности впадин колес первой передачи	шестерни	d_{f11}		мм
		колеса	d_{f12}		
7	Межосевое расстояние колес второй передачи	измеренное	a'_{w2}		мм
		уточненное (таблица А.4)	a_{w2}		
8	Число зубьев второй ступени	шестерни	z_{21}		
		колеса	z_{22}		
9	Ширина колеса передачи второй ступени		b'_{w22}		мм
10	Длина зуба колеса второй ступени		l_{22}		мм
11	Диаметр окружности вершин колес второй передачи	шестерни	d_{a21}		мм
		колеса	d_{a22}		
12	Диаметр окружности впадин колес второй передачи	шестерни	d_{f21}		мм
		колеса	d_{f22}		

Таблица 2.2. – Вычисляемые параметры

№ п/п	Наименование		Обозначение	Формула, источник	Подстановка значений	Результат	Размерность
Геометрические параметры							
1	Передаточное число 1-ой ступени	вычисленное	u'_1	$u'_1 = z_{12}/z_{11}$			-
		уточненное	u_1	Таблица А.3			
2	Передаточное число 2-ой ступени	вычисленное	u'_2	$u'_2 = z_{22}/z_{21}$			
		уточненное	u_2	Таблица А.3			
3	Передаточное число редуктора		u_p	$u_p = u_1 \cdot u_2$			
4	Угол наклона колес передачи	1– ой ступени	β'_1	$\beta'_1 = \arccos(\frac{b'_{w12}}{l_{12}})$			мм
		2 – ой ступени	β'_2	$\beta'_2 = \arccos(\frac{b'_{w22}}{l_{22}})$			
5	Модуль первой ступени	расчетный	m_1'	$m_1' = 2a_{w1} \cdot \cos\beta'_1/(z_{11}+z_{12})$			мм
		уточненный	m_1	Таблица А.2			

Продолжение таблицы 2.2

6	Модуль второй ступени	расчетный	m_2'	$m_2' = 2a_{w2} \cdot \cos \beta_2' / (z_{21} + z_{22})$			мм
		уточненный	m_2	Таблица А.2			
7	Угол наклона линии зуба уточненный	первой ступени	β_1	$\beta_1 = \arccos \left[\frac{m_1(z_{11} + z_{12})}{2a_{w1}} \right]$			град
		второй ступени	β_2	$\beta_2 = \arccos \left[\frac{m_2(z_{21} + z_{22})}{2a_{w2}} \right]$			
8	Диаметр делительной окружности первой ступени	шестерни	d_{11}	$d_{11} = \frac{m_1 \cdot z_{11}}{\cos \beta_1}$			мм
		колеса	d_{12}	$d_{12} = \frac{m_1 \cdot z_{12}}{\cos \beta_1}$			
9	Диаметр делительной окружности второй ступени	шестерни	d_{21}	$d_{21} = \frac{m_2 \cdot z_{21}}{\cos \beta_2}$			мм
		колеса	d_{22}	$d_{22} = \frac{m_2 \cdot z_{22}}{\cos \beta_2}$			
10	Делительное межосевое расстояние	первой ступени	a_1	$a_1 = \frac{m_1(z_{11} + z_{12})}{2 \cos \beta_1}$			мм
		второй ступени	a_2	$a_2 = \frac{m_2(z_{21} + z_{22})}{2 \cos \beta_2}$			
11	Угол профиля	первой ступени	α_{t1}	$\operatorname{tg} \alpha_{t1} = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta_1$, где α - угол главного профиля (таблица) А.1			град
		второй ступени	α_{t2}	$\operatorname{tg} \alpha_{t2} = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta_2$, где α - угол главного профиля (таблица А.1)			
12	Угол зацепления	первой ступени	α_{tw1}	$\cos \alpha_{tw1} = a_1 \cdot \cos \alpha_{t1} / a_{w1}$			град
		второй ступени	α_{tw2}	$\cos \alpha_{tw2} = a_2 \cdot \cos \alpha_{t2} / a_{w2}$			
13	Коэффициенты смещения исходного контура первой передачи	суммарный	$x_{\Sigma 1}$	$(z_{11} + z_{12})(\operatorname{inv} \alpha_{tw1} - \operatorname{inv} \alpha_{t1}) / (2 \operatorname{tg} \alpha)$, где $\operatorname{inv} \alpha_{tw1}$ и $\operatorname{inv} \alpha_{t1}$ выбрать из таблицы А.6			-
		шестерни	x_{11}	$(d_{11} - d_{f11} + 2 \cdot h_a^* \cdot m + 2 \cdot c^* \cdot m) / 2m$			
		колеса	x_{12}	$x_{12} = x_{\Sigma 1} - x_{11}$			
14	Коэффициенты смещения исходного контура второй передачи	суммарный	$x_{\Sigma 2}$	$(z_{21} + z_{22})(\operatorname{inv} \alpha_{tw2} - \operatorname{inv} \alpha_{t2}) / (2 \operatorname{tg} \alpha)$, где $\operatorname{inv} \alpha_{tw2}$ и $\operatorname{inv} \alpha_{t2}$ выбрать из таблицы А.6			-
		шестерни	x_{21}	$(d_{21} - d_{f21} + 2 \cdot h_a^* \cdot m + 2 \cdot c^* \cdot m) / 2m$			
		колеса	x_{22}	$x_{22} = x_{\Sigma 2} - x_{21}$			
15	Коэффициент воспринимаемого смещения передачи	первой ступени	y_1	$y_1 = (a_{w1} - a_1) / m_1$			-
		второй ступени	y_2	$y_2 = (a_{w2} - a_2) / m_2$			

Продолжение таблицы 2.2

16	Коэффициент уравнивающего смещения	первой ступени	Δy_1	$\Delta y_1 = (x_{\Sigma 1} - y_1)$			-
		второй ступени	Δy_2	$\Delta y_2 = (x_{\Sigma 2} - y_1)$			
17	Начальные диаметры колес первой ступени	шестерни	d_{w11}	$d_{w11} = 2 \cdot a_{w1} / (u_1 + 1)$			мм
		колеса	d_{w12}	$d_{w2} = 2 \cdot a_{w1} \cdot u_1 / (u_1 + 1)$			
18	Начальные диаметры колес второй ступени	шестерни	d_{w21}	$d_{w21} = 2 \cdot a_{w2} / (u_2 + 1)$			мм
		колеса	d_{w22}	$d_{w22} = 2 \cdot a_{w2} \cdot u_2 / (u_2 + 1)$			
19	Ширина колеса	первой ступени	b_{w1}	$b_{w1} = \psi_{ba} \cdot a_{w1}$, где ψ_{ba} - из таблицы А.5			мм
		второй ступени	b_{w2}	$b_{w2} = \psi_{ba} \cdot a_{w1}$, где ψ_{ba} - из таблицы А.5			
Примечания:							
1. Для прямозубых передач $\beta=0$, тогда $a = 0,5(z_1 + z_2)m$, $\alpha_t = \alpha$, $d = z \cdot m$							
2. При $a = a_w$ получаем $\alpha_{tw} = \alpha_t$, $x_{\Sigma} = 0$, $d_w = d$, $y = 0$, $\Delta y = 0$							
3. При $x_{\Sigma} = 0$ получаем $a_w = a$							
Проверка качества зацепления по геометрическим показателям							
20	Коэффициент торцевого перекрытия	первой ступени	ε_{a1}	$[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{11}} + \frac{1}{z_{12}} \right) \cos \beta_1]$			-
		второй ступени	ε_{a2}	$[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_{21}} + \frac{1}{z_{22}} \right) \cos \beta_2]$			
Примечание - Условие достаточности: $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$ при $\beta=0$; $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,0$ при $\beta \neq 0$							
21	Коэффициент осевого перекрытия	первой ступени	$\varepsilon_{\beta 1}$	$\varepsilon_{\beta 1} = \left(\frac{b_{w1}}{\pi m_1} \right) \sin \beta_1$			-
		второй ступени	$\varepsilon_{\beta 2}$	$\varepsilon_{\beta 2} = \left(\frac{b_{w2}}{\pi m_2} \right) \sin \beta_2$			
Примечание - Условие достаточности $\varepsilon_{\beta} \geq 1,0$							
22	Коэффициент перекрытия	первой ступени	$\varepsilon_{\gamma 1}$	$\varepsilon_{\gamma 1} = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{\beta 1}$			-
		второй ступени	$\varepsilon_{\gamma 2}$	$\varepsilon_{\gamma 2} = \varepsilon_{a2} + \varepsilon_{\beta 2}$			
Примечание - Условие достаточности: $\varepsilon_{\gamma} \geq 1$ при $\beta \neq 0$; $\varepsilon_{\gamma} \geq 1,2$ при $\beta = 0$							

2.5. Контрольные вопросы

1. Особенности передаточной функции многоступенчатого редуктора.
2. Какие параметры многоступенчатого редуктора зависят от количества передач, его образующих?
3. Какие параметры зацепления в каждой передаче многоступенчатого редуктора могут быть различны по величине?
4. Нагрузочная способность многоступенчатого редуктора.
5. Качество зацепления передач многоступенчатого редуктора.
6. Применение многоступенчатых редукторов.
7. Достоинства и недостатки многоступенчатых редукторов.

3. РЕДУКТОР КОНИЧЕСКИЙ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ

3.1. Цель работы.

Целью работы является изучение особенностей конструкции и нагрузочной способности конического редуктора.

3.2. Содержание работы.

Изучение конструкции конического редуктора. Установление параметров передачи редуктора и оценка его нагрузочной способности.

3.3. Порядок выполнения работы.

3.3.1. Ознакомление с заданием и образцом для исследования.

3.3.2. Составить структурную схему редуктора.

3.3.3. Составить спецификацию редуктора.

3.3.4. Произвести необходимые замеры и рассчитать параметры передачи.

3.3.5. Установить нагрузочную способность редуктора.

3.3.6. Выполнить чертеж редуктора

3.4. Содержание отчета

3.4.1. Цель работы.

3.4.2. Схема редуктора.

3.4.3. Параметры передачи и её нагрузочная способность (Таблица 3.1, Таблица 3.2)

3.4.4. Чертеж редуктора.

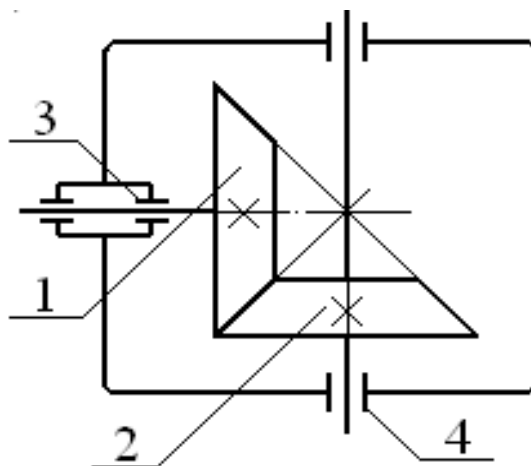


Рисунок 3.1. – Схема редуктора конического одноступенчатого:

1 – ведущий элемент (колесо коническое); 2 – ведомый элемент (колесо коническое); 3 – подшипники ведущего элемента; 4 – подшипники ведомого элемента

Таблица 3.1. - Исходные данные

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\pi 2}$, МПа	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790

Продолжение таблицы 3.1.

№ варианта	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\pi 2}$, МПа	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890

Продолжение таблицы 3.1.

№ варианта	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\pi 2}$, МПа	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990

Таблица 3.2. – Параметры передачи и ее нагрузочная способность

Искомая величина	Обозначение величины	Формула, источник	Результат	Обозначение единицы измерения
Геометрические параметры передачи (передача ортогональная)				
1) Межосевой угол	Σ			
2) Внешнее конусное расстояние передачи: - измеренное - уточненное	R'_e R_e	Таблица А.28		мм
3) Ширина колес: - ведущего - ведомого	b_1 b_2	Примечание – Полученные результаты измерений согласовать с таблицей А.14		мм
4) Внешние диаметры вершин зубьев колес: - ведущего - ведомого	d_{ae1} d_{ae2}	Примечание – d_{ae2} согласовать с таблицей А.13		мм
5) Число зубьев колес: - ведущего - ведомого - плоского колеса	z_1 z_2 z_c	$z_c = (z_1^2 + z_2^2)^{1/2}$		
6) Передаточное число: - фактическое на передаче - по ГОСТ 12289-76 - погрешность	u u' Δu	$u = z_2/z_1$ Таблица А.12 $\Delta u = (u' - u)/u'$		
7) Углы делительных конусов: - ведущего колеса - ведомого колеса	δ_1 δ_2	$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2)$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$		град.
8) Среднее конусное расстояние	R	$R = R_e - 0,5 \cdot b_1$		мм
9) Модуль внешний окружной: - расчетное значение - уточненное значение	m'_e m_e	$m'_e = 2 \cdot R_e / z_c$ Таблица А.2		мм
10) Модуль средний окружной	m	$m = m_e \cdot R / R_e$		мм

Продолжение таблицы 3.2

11) Делительные диаметры: а) внешние - ведущего колеса - ведомого колеса б) средние - ведущего колеса - ведомого колеса	d_{e1} d_{e2} d_1 d_2	$d_{e1}=m_e \cdot z_1$ $d_{e2}=m_e \cdot z_2$ $d_1=m \cdot z_1$ $d_2=m \cdot z_2$		мм
12) Коэффициент ширины колес относительно диаметра: - расчетный - уточненный	ψ'_{bd} ψ_{bd}	$\psi_{bd}=b_1/d_1$ Таблица А.15		
13) Коэффициенты сме- щения исходного кон- тура: - ведущего - ведомого	x_1 x_2	$x_1=2(1-1/u^2) \cdot (\cos^2 \beta/z_1)^{1/2}$ $x_2=-x_1$		
14) Высота головки зуба внешняя: - ведущего колеса - ведомого колеса	h_{ae1} h_{ae2}	$h_{ae1}=(h_a^*+x_1) \cdot m_e$ $h_{ae2}=(h_a^*+x_2) \cdot m_e$		мм
15) Высота ножки зуба внешняя: - ведущего колеса - ведомого колеса	h_{fe1} h_{fe2}	$h_{fe1}=(h_a^*+c^*-x_1) \cdot m_e$ $h_{fe2}=(h_a^*+c^*+x_1) \cdot m_e$		мм
16) Высота зуба внешняя: - ведущего колеса - ведомого колеса	h_{e1} h_{e2}	$h_{e1}=h_{ae1}+h_{fe1}$ $h_{e2}=h_{ae2}+h_{fe2}$ Примечание. $h_{e1}=h_{e2}$		мм
Кинематические параметры передач				
17) Частота вращения: - ведущего колеса - ведомого колеса	n_1 n_2	Таблица 1 $n_2=n_1/u$		об/мин
18) Угловая скорость валов: - ведущего колеса - ведомого колеса	ω_1 ω_2	$\omega_1=\pi \cdot n_1/30$ $\omega_2=\omega_1/u$		рад/с
19) Окружная скорость на среднем делительном диаметре колес: - ведущего - ведомого	v_1 v_2	$v_1=0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1 \cdot d_1$ $v_2=0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_2 \cdot d_2$		м/с
20) Степень точности	n_T	Таблица А.7		

Продолжение таблицы 3.2.

Валы и подшипники				
25) Диаметры валов: - ведущего под колесом - ведущего под подшипником - ведомого под колесом - ведомого под подшипником	d_{1k} $d_{1п}$ d_{2k} $d_{2п}$			мм
26) Подшипники: - ведущего вала типоразмер диаметр внутренний диаметр внешний ширина - ведомого вала типоразмер диаметр внутренний диаметр внешний ширина	$d_{1п}$ $D_{1п}$ $B_{1п}$ $d_{2п}$ $D_{2п}$ $B_{2п}$	Таблицы: А.29, А.30		мм мм мм мм мм мм
Нагрузочная способность передачи				
27) Допускаемые контактные напряжения поверхности зуба ведомого колеса	σ_{HP2}	Таблица 1		МПа
28) Коэффициенты: - нагрузки - согласующий	K_H K_d	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_v$, где: $K_{H\alpha}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями (таблица А.9); $K_{H\beta}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица А.16); K_v – зависит от окружной скорости колес и степени точности передачи (таблица А.10) $K_d = 335$		
29) Момент крутящий на выходном валу	T_2	$T_2 = \sigma_{HP2}^2 \cdot (R_e - 0,5 \cdot b_2)^2 \cdot u^2 \cdot b_2 / [K_H \cdot d^2 \cdot \sqrt{(u^2 + 1)}^3]$		Н·м
30) Мощность на выходном валу передачи	P_2	$P_2 = 10^{-3} \cdot T_2 \cdot \omega_2$		кВт
31) КПД передачи	η	Примечание. $\eta = 0,95 \dots 0,96$		
32) Мощность на входном валу	P_1	$P_1 = P_2 / \eta$		кВт

3.5. Контрольные вопросы

1. Передаточная функция конической передачи.
2. Аксоиды, образующие коническую передачу.
3. Передаточное число конической передачи.
4. Углы пересечения осей колес конической передачи.
5. Модули зацепления конической передачи.
6. Конусное расстояние конической передачи.
7. Диаметры выступов колес конической передачи.
8. Диаметры впадин колес конической передачи.
9. Опоры колес конической передачи.
10. Опоры валов в конической передаче

4. РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ

4.1. Цель работы.

Целью работы является изучение особенностей конструкции и нагрузочной способности червячного редуктора.

4.2. Содержание работы.

Изучение конструкции червячного редуктора. Установление параметров передачи редуктора и оценка его нагрузочной способности.

4.3. Порядок выполнения работы.

- 4.3.1. Ознакомление с заданием и образцом для исследования.
- 4.3.2. Составить структурную схему редуктора.
- 4.3.3. Составить спецификацию редуктора.
- 4.3.4. Произвести необходимые замеры и рассчитать параметры передачи.
- 4.3.5. Установить нагрузочную способность редуктора.
- 4.3.6. Выполнить чертеж редуктора

4.4. Содержание отчета

- 4.4.1. Цель работы.
- 4.4.2. Схема редуктора.
- 4.4.3. Параметры передачи и её нагрузочная способность (Таблица 4.1, Таблица 4.2)
- 4.4.4. Чертеж редуктора.

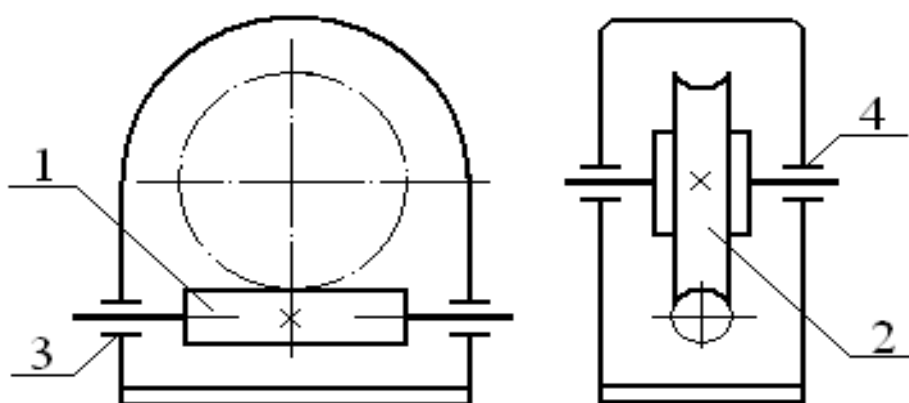


Рисунок 4.1. – Схема редуктора червячного:

1 – ведущий элемент (червяк); 2 – ведомый элемент (колесо червячное);
3 – подшипники ведущего элемента; 4 – подшипники ведомого элемента

Таблица 4.1. - Исходные данные

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа	140	145	150	155	160	165	170	175	180	185

Продолжение таблицы 4.1.

№ варианта	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа	190	195	200	205	210	215	220	225	230	235

Продолжение таблицы 4.1.

№ варианта	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Частота вращения ведущего колеса n , об/мин	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Допускаемое контактное напряжение материала колеса $\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа	240	245	250	255	260	265	270	275	280	285

Таблица 4.2. – Параметры передачи и ее нагрузочная способность

Искомая величина	Обозначение величины	Формула, источник	Результат	Обозначение един. измер.
Геометрические параметры передачи				
1) Межосевое расстояние: - измеренное - уточненное	a'_w a_w	Таблица А.21		мм
2) Длина нарезанной части червяка	b_1			мм
3) Ширина венца колеса	b_2			мм
4) Число витков червяка	z_1			
5) Число зубьев червячного колеса	z_2			
6) Передаточное число: - фактическое на передаче - по ГОСТ 2144-93 - погрешность	u u' Δu	$u = z_2/z_1$ Таблица А.20 $\Delta u = (u' - u)/u'$		
7) Диаметр окружности вершин червячного колеса	d_{a2}			мм
8) Модуль зацепления: - расчетный - уточненный	m' m	$m' = d_{a2}/(z_2 + 2)$ Таблица А.18		мм
9) Диаметр окружности вершин червяка	d_{a1}			мм
10) Коэффициент диаметра червяка: - расчетный - уточненный	q' q	$q' = (d_{a1} - 2m)/m$ Таблица А.19		
11) Угол подъема витков червяка	γ	$\gamma = \arctg z_1/q$; Таблица А.22		град.
12) Коэффициенты смещения исходного контура червяка	x	$x = (a_w/m) - 0,5 \cdot (q + z_2)$ Примечание. Условие достаточности: $-1 \leq x \leq 1$		

Продолжение таблицы 4.2.

13) Делительные диаметры : - ведущего звена (червяка) - ведомого звена (колеса)	d_1 d_2	$d_1 = q \cdot m$ $d_2 = z_2 \cdot m$		мм
14) Начальные диаметры: - ведущего звена (червяка) - ведомого звена (колеса)	d_{w1} d_{w2}	$d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot x)$ $d_{w2} = m \cdot z_2$		мм
15) Диаметры окружности вершин: - ведущего звена (червяка) - ведомого звена (колеса)	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x)$		мм
16) Диаметры впадин : - ведущего звена (червяка) - ведомого звена (колеса)	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_1^*)$ $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_2^* - x)$		мм
17) Начальный угол подъема витков червяка	γ_w	$\gamma_w = \arctg(z_1 \cdot m / d_{w1})$		град.
Кинематические параметры передачи				
18) Частота вращения: - входного вала - выходного вала	n_1 n_2	Таблица 1 $n_2 = n_1 / u$		об/мин
19) Угловая скорость валов: - входного - выходного	ω_1 ω_2	$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$ $\omega_2 = \omega_1 / u$		рад/с
20) Окружная скорость на начальном диаметре червяка	v_1	$v_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_{w1}$		м/с
21) Скорость скольжения сопряженных профилей при зацеплении в полюсе	v_s	$v_s = v_1 / \cos \gamma_w$		м/с
22) Степень точности	n_T	Таблица А.23		
Валы и подшипники				
23) Диаметры валов: а) ведущего под подшипником б) ведомого - под колесом - под подшипником	$d_{1п}$ $d_{2к}$ $d_{2п}$			мм

Продолжение таблицы 2

24) Подшипники: - ведущего вала (червяка) типоразмер диаметр внутренний диаметр внешний ширина - ведомого вала (колеса) типоразмер диаметр внутренний диаметр внешний ширина	$d_{1п}$ $D_{1п}$ $B_{1п}$ $d_{2п}$ $D_{2п}$ $B_{2п}$	Таблицы: А.29, А.30		мм мм мм мм мм мм
Нагрузочная способность передачи				
25) Допускаемые контактные напряжения колеса	σ_{HP2}	Таблица 1		МПа
26) Коэффициенты: - нагрузки - согласующий	K_H K_a	$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} / K_T$, где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца $H\beta = 0,5 \cdot (K_{H\beta}^0 + 1)$ ($K_{H\beta}^0$ - по таблице А.24); $K_{H\alpha}$ - коэффициент, зависящий от окружной скорости колес и степени точности их изготовления (Таблица А.25); K_T - коэффициент, учитывающий степень точности передачи (Таблица А.23) $K_a = 610$		
27) Момент крутящий на выходном валу	T_2	$T_2 = a_w^3 \cdot \sigma_{HP2}^2 / (K_a^3 \cdot K_H)$		Н·м
28) Мощность на выходном валу	P_2	$P_2 = 10^{-3} \cdot T_2 \cdot \omega_2$		кВт
29) Коэффициент полезного действия передачи	η	$\eta_{чп} = \operatorname{tg} \gamma_w / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$, где φ' по таблице А.26		
30) Мощность на входном валу	P_1	$P_1 = P_2 / \eta$		кВт

4.5. Контрольные вопросы

1. Передаточная функция червячной передачи.
2. Особенности конструкции червячной передачи.
3. Передаточное число червячной передачи.
4. Расположение осей элементов червячной передачи.
5. Коэффициент диаметра червяка.
6. Модуль зацепления червячной передачи.
8. Чему равны диаметры червяка и червячного колеса?
9. Коэффициент полезного действия червячного редуктора

БИБЛИОГРАФИЯ

1. ГОСТ 16530–83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения; введ. 01–01–84. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 49с.
2. ГОСТ 16531–83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения. Введ. 01–01–84. – М.: Изд-во стандартов; 1983. – 25 с.
3. ГОСТ 16532–70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии; введ. 01–01–72. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 42с.
4. ГОСТ 13755-2015. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые Цилиндрические эвольвентные. Исходные контуры; введ 01–01– 2017. – М.: Стандартиформ, 2016. – 10 с.
5. ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры; введ. 01–11–93. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 4 с.
6. ГОСТ 9563-60. Колеса зубчатые. Модули; введ. 01–03–94. – М.: Изд-во стандартов, 1994. – 4 с.
7. ГОСТ 2.403-75 ЕСКД. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес; введ. 01–01–76. – М.: Изд-во стандартов, 1998. – 14 с.
8. ГОСТ 25301 – 95. Редукторы цилиндрические. Параметры; введ. 01–07–2000. – М.: Изд-во стандартов, 2006. – 6 с
9. ГОСТ 18498–89. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения; введ. 01–01–90. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 33с.
10. ГОСТ 2.109–73 Единая система конструкторской документации. Основные требования к чертежам; введ. 01–07–74. – М.: Стандартиформ, 2007. – 38с.
13. ГОСТ 2144-93. Передачи червячные цилиндрические. Основные параметры; введ. 01–07–77. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 2 с.
11. ГОСТ 19650–97. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии; введ. 01–001–2002. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 7с.
12. ГОСТ 19672–74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка; введ. 01–01–76. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 122 с.
13. ГОСТ 19036–94 Передачи червячные цилиндрические. Исходный червяк и исходный производящий червяк; введ. 01–01–97. – М. : Изд-во стандартов, 2003. – 5 с.
14. ГОСТ 3189–75. Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений; введ. 01–01–76. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 10 с.
15. ГОСТ 520 – 2011. Подшипники качения. Общие технические условия. Введ. 01–07–2012. М. : Стандартиформ, 2012. – 66 с.
16. Детали машин и основы конструирования : учебник и практикум для вузов/ Е. А. Самойлов [и др.] ; под редакцией Е. А. Самойлова, В. В. Джамая. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2022.—419 с. — (Высшее образование). — ISBN 978-5-534-12069-1. — Текст : электронный // Образовательная платформа Юрайт [сайт]. — URL: <https://urait.ru/bcode/498830>.
17. Балдин, В. А. Детали машин и основы конструирования. Передачи : учебник для бакалавриата и специалитета / В. А. Балдин, В. В. Галевко ; под ред. В. В. Галевко. — 2-е изд., перераб. и доп. — Москва : Издательство Юрайт, 2019. — 333 с. — (Серия : Бакалавр и специалист). — ISBN 978-5-534-06285-4. - Текст : электронный // ЭБС Юрайт [сайт]. — URL: <https://biblio-online.ru/bcode/439021>

Приложение А. (справочное) Справочные данные

Таблица А.1 – Параметры исходного контура (ГОСТ 13755 – 2015).

Угол главного профиля	α	$\alpha=20^\circ$
Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^*=1$
Коэффициент радиального зазора в паре исходных контуров	c^*	$c^*=0,25$
Примечание – Допускается увеличение радиального зазора цилиндрической зубчатой передачи до $0,35m$ при обработке колес долбяками и до $0,40 m$ при обработке под зубошлифование		

Таблица А.2 - Модули нормальные m цилиндрических зубчатых колес и внешние окружные делительные m_e конических прямозубых колес, мм (ГОСТ 9563-60)

Ряд1	0,05		0,06		0,08		0,1		0,12		0,15
Ряд2		0,055		0,07		0,09		0,11		0,14	
Ряд1		0,2		0,25		0,3		0,4		0,5	
Ряд2	0,18		0,22		0,28		0,35		0,45		0,55
Ряд1	0,6		0,8		1,0		1,25		1,5		2,0
Ряд2		0,7		0,9		1,125		1,375		1,75	
Ряд1		2,5		3,0		4,0		5,0		6,0	
Ряд2	2,25		2,75		3,5		4,5		5,5		7,0
Ряд1	8,0		10,0		12,0		16,0		20,0		25,0
Ряд2		9,0		11,0		14,0		18,0		22,0	
Ряд1		32,0		40,0		50,0		60,0		80,0	100,0
Ряд2	28,0		36,0		45,0		55,0		70,0		90,0

Таблица А.3 – Номинальные передаточные числа цилиндрических зубчатых передач (ГОСТ 2185-66 или СТ СЭВ 312-76)

Ряд 1	1,0	-	1,25	-	1,5	-	2,0	-	2,5	-	3,0	-
Ряд 2	-	1,125	-	1,375	-	1,75	-	2,25	-	2,75	-	3,5
Ряд 1	4,0	-	5,0	-	6,0	-	8,0	-	10,0	-	12,0	-
Ряд 2	-	4,5	-	5,5	-	7,0	-	9,0	-	11,0		

Таблица А.4 – Межосевые расстояния a_w цилиндрических зубчатых передач, мм

Ряд1	40	50	63	-	80	-	100	-	125	-	160	-	200	-
Ряд2	-	-	-	71	-	90	-	112	-	140	-	180	-	224
Ряд1	250	-	315	-	400	-	500	-	630	-	800	-	1000	
Ряд2	-	280	-	355	-	450	-	560	-	710	-	900	-	

Таблица А.5–Коэффициенты ширины цилиндрических колес ψ_{ba} (ГОСТ 2185–66)

Расположение колеса относительно опор	ψ_{ba}	
	при твердости рабочих поверхностей зубьев	
	НВ<350	НВ≥350
Симметричное	0,5	0,315; 0,4
Несимметричное	0,4	0,25; 0,315
Консольное	0,25	0,2
Примечание - Значения ψ_{ba} по ГОСТ 2185 – 66: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25		

Таблица А.6 - Значения эвольвентной функции $\operatorname{inv} \alpha$

Угол α , град.	Порядок	0,0'	10'	20'	30'	40'	50'
15	0,0	61488	63611	65773	67985	70248	72561
16	0,0	07493	077350	07982	08234	08492	08756
17	0,0	09025	09299	09580	09866	10158	10456
18	0,0	10760	11071	11387	11709	12038	12373
19	0,0	12715	13063	13418	13779	14148	14523
20	0,0	14904	15293	15689	16092	16502	16920
21	0,0	17345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,0	20054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,0	23044	23577	24414	24660	25214	25778
24	0,0	26350	26931	27521	28121	28729	29348
25	0,0	29975	30613	31260	31917	32583	33260

Таблица А.7– Рекомендуемая степень точности n_T для цилиндрических и конических зубчатых передач (ГОСТ 1643 – 81)

Вид зубьев	Вид передачи	Степень точности, n_T				
		5	6	7	8	9
Прямые	Цилиндрическая	$v > 15$	$v < 20$	$v < 20$	$v < 8$	$v < 3$
	Коническая	$v > 10$	$v < 14$	$v < 10$	$v < 5$	$v < 2$
Непрямые	Цилиндрическая	$v > 30$	$v < 40$	$v < 30$	$v < 12$	$v < 6$
	Коническая	$v > 20$	$v < 25$	$v < 16$	$v < 8$	$v < 4$

Таблица А.8 - Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца колес цилиндрической передачи

Коэффициент ширины шестерни ψ_{bd}	Шестерня расположена симметрично относительно опор		Шестерня расположена несимметрично относительно опор				Консольное расположение одного из колес	
			Весьма жесткий вал		Менее жесткий вал			
	$k_{H\beta}$		$k_{H\beta}$		$k_{H\beta}$		$k_{H\beta}$	
	при твердости рабочих поверхностей зубьев HB							
	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350
0,2	1,0	1,0	1,01	1,02	1,02	1,06	1,07	1,17
0,4	1,01	1,02	1,02	1,05	1,05	1,13	1,15	1,34
0,6	1,02	1,03	1,04	1,08	1,08	1,20	1,24	1,60
0,8	1,03	1,05	1,06	1,14	1,12	1,20	1,37	-
1,0	1,04	1,09	1,08	1,19	1,16	1,38	-	-
1,2	1,05	1,12	1,10	1,25	1,20	1,48	-	-
1,4	1,07	1,16	1,13	1,32	1,24	-	-	-
1,6	1,09	1,21	1,16	-	1,29	-	-	-
1,8	1,11	-	1,19	-	-	-	-	-
2,0	1,15	-	1,24	-	-	-	-	-

Таблица А.9 - Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающих распределение нагрузки между зубьями колес цилиндрической и конической передач

Окружная Скорость v , м/с	$K_{H\alpha}$				
	Степень точности				
	5	6	7	8	9
5		1,018	1,048	1,095	
10	1,008	1,025	1,07	1,135	1,16
15	1,015	1,04	1,09		
20	1,018	1,055	1,12		1,04

Таблица А.10 - Динамический коэффициент K_{Hv} для колес зубчатых передач

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверх- ности зубьев колес	Значения K_{Hv} при v , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7	> 350 НВ	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9	> 350 НВ	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 НВ	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$

Примечание - В числителе приведены значения для прямозубых, а в знаменателе для косозубых зубчатых колес

Таблица А.11.- Параметры внешнего торцового номинального исходного контура конических зубчатых колес по ГОСТ 13754-81

Угол профиля	α	$\alpha=20^\circ$
Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^*=1$
Коэффициент радиального зазора	c^*	$c^*=0,25$

Таблица А.12 – Номинальные значения передаточных чисел $u_{ном}$ конических зубчатых передач (по ГОСТ 12289—76)

Ряд1	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00	5,00	6,30
Ряд2	1,12	1,40	1,80	2,24	2,80	3,55	4,50	5,60	-

Таблица А.13- Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2}
для конических колес по ГОСТ 12279 – 76, мм

50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600
Примечание – Дополнительные значения внешнего делительного диаметра указаны в скобках

Таблица А.14 - Ширина зубчатых венцов b ортогональных конических зубчатых передач (ГОСТ 12289 – 76)

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса, мм	Ширины зубчатых венцов b , мм, для номинальных передаточных чисел																
	1,00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	5,60	6,30
50	10	9,5	9	9	8,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
56	11	10,5	10	10	9,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
71	14	14	13	12	12	11,5	11,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	-	-	-	-	-	-	-	-
90	18	17	16	16	15	15	14	14	14	-	-	-	-	-	-	-	-
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	-	-	-	-	-	-
112	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	-	-	-	-	-	-
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	-	-	-	-
140	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	-	-	-
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
180	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	28	28
225	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70
560	-	-	-	-	-	90	90	90	85	85	85	85	80	80	80	80	80
630	-	-	-	-	-	100	100	100	95	95	95	95	90	90	90	90	90
710	-	-	-	-	-	120	110	110	110	110	105	105	105	105	105	105	100
800	-	-	-	-	-	130	130	125	125	120	120	120	120	120	120	120	120
900	-	-	-	-	-	-	-	140	140	140	130	130	130	130	130	130	130
1000	-	-	-	-	-	-	-	160	150	150	150	150	150	150	150	140	140
1120	-	-	-	-	-	-	-	170	170	170	170	170	160	160	160	160	160
1250	-	-	-	-	-	-	-	190	190	190	190	190	180	180	180	180	180
1400	-	-	-	-	-	-	-	220	210	210	210	210	210	210	200	200	200
1600	-	-	-	-	-	-	-	250	250	240	240	240	240	240	240	240	240

Таблица А.15 - Коэффициент ширины относительно диаметра конического колеса ψ_{bd}

ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
-------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Таблица А.17 – Параметры исходного червяка по ГОСТ 19036 – 94

Таблица А.18– Модули цилиндрических червячных передач m , мм (ГОСТ 19672-74)

1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0
10,0	12,5	16	20	25					

Примечание - Допускаются модули: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 12; 14

Таблица А.19 – Коэффициенты диаметра червяка q (ГОСТ 19672-74)

Ряд 1	6,3	-	8,0	-	10,0	-	12,5	-	16,0	-	20,0	-	25,0
Ряд 2	-	7,1	-	9,0	-	11,2	-	14,0	-	18,0	-	22,4	-

Таблица А.20 – Номинальные передаточные числа u цилиндрических червячных передач (ГОСТ 2144-93)

Ряд 1	8	-	10	-	12,5	-	16	-	20	-	25
Ряд 2	-	9	-	11,2	-	14	-	18	-	22,4	-
Ряд 1	-	31,5	-	40	-	50	-	63	-	80	
Ряд 2	28	-	35,5	-	45	-	56	-	71	-	

Таблица А.21 - Межосевое расстояние a_w червячных передач, мм (по ГОСТ 2144-76)

Ряд1	40		50		63		80		100		125	
Ряд2		-		-		-		-		-		140
Ряд1	160		200		250		315		400		500	
Ряд2		180		225		280		355		450		

Таблица А.22 - Делительные углы подъема линии витка червяка γ

z_1	Значения γ при коэффициенте диаметра червяка q									
	6,3	7,1	8,0	9,0	10,0	11,2	12,5	14,0	16,0	
1	9°1'10"	8°1'1"	7°7'30"	6°20'25"	5°42'38"	5°6'8"	4°34'26"	4°5'8"	3°34'35"	
2	17°36'45"	15°43'55"	14°2'10"	12°31'44"	11°18'36"	10°7'29"	9°5'25"	8°7'48"	7°7'30"	
4	32°24'45"	29°23'46"	26°33'54"	23°57'35"	21°48'5"	19°39'12"	17°44'49"	15°50'43"	14°2'10"	

Таблица А.23 – Степень точности n_T и коэффициент точности K_T червячных передач

n_T	K_T	Скорость скольжения v_s , м/с	Методы нарезания и обработки	Условия работы
7	1,15	<10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезано шлифованной червячной фрезой. Обкатка под нагрузкой.	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	1,1	< 5	Червяк с Н< НВ 350, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой.	Передачи среднескоростные со средними требованиями по шуму и габаритам
9	1,0	< 1	Червяк с Н< НВ 350 не шлифуется.	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие

Таблица А.24 – Начальный коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}^0$ в зависимости от передаточного числа u и числа витков червяка z_1

z_1	u							
	8	10	16	20	30	40	50	60
1					1,1	1,05	1,025	1,012
2			1,2	1,1	1,05			
4	1,3	1,18	1,1					

Таблица А.25 – Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} червячной передачи

n_T	При скорости скольжения v_s , м/с					
	1,5	3	7,5	12	16	25
	K_{Hv}	K_{Hv}	K_{Hv}	K_{Hv}	K_{Hv}	K_{Hv}
6	-	-	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,15	1,25	1,4	-	-	-
9	1,25	-	-	-	-	-

Таблица А.26 – Коэффициенты трения f и углы трения ϕ' между стальным червяком и колесом из оловянистой бронзы

Скорость скольжения v_s , м/с	f	ϕ'
0,1	0,080....0,090	4°30'....5°10'
0,5	0,055....0,065	3°10'....3°40'
1	0,045...0,055	2°30'....3°10'
1,5	0,040....0,050	2°20'....2°50'
2	0,035....0,045	2°00'....2°30'
2,5	0,030....0,040	1°40'....2°20'
3	0,028....0,035	1°30'....2°00'
4	0,023....0,030	1°20'....1°40'
7	0,018...0,026	1°00'....1°30'
10	0,016....0,024	0°55'....1°20'

Таблица А.27 – Сравнительная таблица твердости металлов и сплавов

Бринелль HB	Роквелл HRC	Виккерс HV	Бринелль HB	Роквелл HRC	Виккерс HV	Бринелль HB	Роквелл HRC	Виккерс HV	Бринелль HB	Роквелл HRC	Виккерс HV
143	-	144	202	-	201	302	33	305	495	51	551
146	-	147	207	18	209	311	34	312	512	52	587
149	-	149	212	19	213	321	35	320	532	54	606
153	-	152	217	20	217	332	36	335	555	56	649
156	-	154	223	21	221	340	37	344	578	58	694
159	-	159	229	22	226	351	38	361	600	59	746
163	-	162	235	23	235	364	39	380	627	61	803
166	-	165	241	24	240	375	40	390	652	63	867
170	-	171	248	25	250	387	41	401	-	65	940
174	-	174	255	26	255	402	43	423	-	67	1021
179	-	177	262	27	261	418	44	435	-	69	1114
183	-	183	269	28	272	430	45	460	-	72	1220
187	-	186	277	29	278	444	47	474	-	-	-
192	-	190	286	30	285	460	48	502	-	-	-
196	-	197	293	31	291	477	49	534	-	-	-

Таблица А.28 - Нормальные линейные размеры (мм) по ГОСТ 6636 –69

Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные	Ra 20	Дополнительные
1,0	1,25 1,35 1,45 1,55 1,65 1,75 1,85 1,95 2,05 2,15 2,30 2,7 2,9	4,0	4,1	16	16,5	63	65	250	270 290 310 330 350 370 390 410 440 460 490 515 545 580 615 650 690 730 775 825 875 925
1,1		4,5	4,4 4,6	18	17,5 18,5	71	70 73	280	
1,2		5,0	4,9 5,2	20	19,5 20,5	80	78 82	320	
1,4		5,6	5,5 5,8	22	21,5 23	90	88 92	360	
1,6		6,3	6,2 6,5	25	27	100	98 102	400	
1,8		7,1	7,0 7,3	28	29 31	110	108 112	450	
2,0		8,0	7,8 8,2	32	33 35	125	115 118	500	
2,2		9,0	8,8 9,2	36	37 39	140	135 145	560	
2,5		10	9,8 10,2	40	41 44	160	155 165	630	
2,8		11	10,8 11,2	45	46 49	180	175 185	710	
				50	52 55	200	195 205	800	
3,2		12		56	58 62	220	215 230	900	

Продолжение таблицы А. 2.9

Размеры подшипников, мм			Радиальные однорядные типа 300				Радиальные двухрядные сферические типа 1300				Радиально-упорные однорядные типа 36300 ($\alpha=12^\circ$)				Радиально-упорные однорядные типа 46300 ($\alpha=26^\circ$)			
d	D	B	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		Угол контакта α	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н		Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н				
				C	C ₀			C	C ₀		C	C ₀		C	C ₀			
10	35	11	300	8060	3750	12°	1300	7250	2000				-	-	-			
12	37	12	301	9750	4650	13°	1301	9360	2600				-	-	-			
15	42	13	302	11400	5400	13°	1302	9560	2800	36302	13600	6800	-	-	-			
17	47	14	303	13500	6650	12°	1303	12500	3660	36303	17200	8700	46303	16100	8000			
20	52	15	304	15900	7800	11°	1304	14500	4660				46304	17800	9000			
25	62	17	305	22500	11400	11°	1305	17800	6000				46305	26900	14600			
30	72	19	306	28100	14600	10°	1306	21200	7700				46306	32600	18300			
35	80	21	307	33200	18000	9°	1307	25100	9800				46307	42600	24700			
40	90	23	308	41000	22400	10°	1308	29600	12200	36308	53900	32800	46308	50800	30100			
45	100	25	309	52700	33000	9°	1309	37700	15900				46309	61400	37000			
50	110	27	310	61800	36000	9°	1310	43600	17500				46310	71800	44000			
55	120	29	311	71500	41500	9°	1311	50700	22500				46311	82800	51600			
60	130	31	312	81900	48000	9°	1312	57200	26500				46312	100000	65300			
65	140	33	313	92300	56000	9°	1313	61800	29500				46313	113000	75000			
70	150	35	314	104000	63000	8°	1314	74100	35500				46314	127000	85300			
75	160	37	315	112000	72500	8°	1315	79300	38500				-	-	-			
80	170	39	316	124000	80000	8°	1316	88400	42000				-	-	-			
85	180	41	317	133000	90000	8°	1317	97500	48500				-	-	-			
90	190	43	318	143000	99000	8°	1318	117000	56000	36318	189000	145000	46318	165000	122000			
95	200	45	319	153000	110000	-	-	-	-				-	-	-			
100	215	47	320	174000	120000	9°	1320	143000	723000				46320	213000	177000			

[illegible]

Таблица А. 30 - Размеры и грузоподъемность роликотподшипников

Размеры подшипников, мм						Радиальные однорядные типа 2200				Радиальные сферические двух- рядные типа 3500				Радиально-упорные конические однорядные типа 7200			
d	D	B	B*	T _{max}	c	Обозна- чение подшип- ника	Грузоподъем- ность, Н		α	Обозна- чение подшип- ника	Грузоподъем- ность, Н		α	Обозна- чение подшип- ника	Грузоподъем- ность, Н		
							C	C ₀			C	C ₀			C	C ₀	C
15	35	11	-	12,0	9	-	-	-	-	-	-	-	-	7202	10500	6100	
17	40	12	-	13,5	11	-	-	-	-	-	-	-	-	7203	14000	9000	
20	47	14	-	15,5	12	2204	14700	7350	-	-	-	-	-	7204	21000	13000	
25	52	15	-	16,5	13	2205	16800	8800	-	-	-	-	-	7205	24000	17500	
30	62	16	-	17,5	14	2206	22400	12000	-	-	-	-	-	7206	31000	22000	
35	72	17	-	18,5	15	2207	31900	17600	-	-	-	-	-	7207	38500	26000	
40	80	18	23	20,0	16	2208	41800	24000	3508	12°	57000	33300	14°	7208	46500	32500	
45	85	19	23	21,0	16	2209	44000	25500	3509	10°	64000	35000	15°	7209	50000	33000	
50	90	20	-	22,0	17	2210	45700	27500	-	-	-	-	14°	7210	56000	40000	
55	100	21	-	23,0	18	2211	56100	34000	-	-	-	-	15°	7211	65000	46000	
60	110	22	-	24,0	19	2212	64400	43000	-	-	-	-	13°	7212	78000	58000	
65	120	23	-	-	-	2213	76500	51000	-	-	-	-	-	-	-	-	
70	125	24	31	26,5	21	2214	79200	57000	3514	10°	132000	93800	14°	7214	96000	82000	
75	130	25	-	27,5	22	2215	91300	63000	-	-	-	-	15°	7215	107000	84000	
80	140	26	33	28,5	22	2216	106000	68000	3516	10°	160000	118000	16°	7216	112000	95200	
85	150	28	36	31,0	24	2217	119000	78000	3517	10°	183000	130000	16°	7217	130000	109000	
90	160	30	40	33,0	26	2218	142000	105000	3518	10°	216000	159000	14°	7218	158000	125000	
95	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14°	7219	168000	131000	
100	180	34	46	37,0	29	2220	183000	125000	3520	10°	275000	212000	15°	7220	185000	146000	

Продолжение таблицы А. 30

Размеры подшипников, мм						Радиальные однорядные типа 2300				Радиальные сферические двухряд- ные типа 3600				Радиально-упорные конические одно- рядные типа 7300			
d	D	B	B*	T _{max}	c	Обозна- ние	Грузоподъем-ность, Н		Обозна- чение	α	Грузоподъем-ность, Н		Обозна- ние	α	Грузоподъем-ность, Н		
							C	C ₀			C	C ₀			C	C ₀	
20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	7304	11°	26000	17000	
25	62	17	-	18,5	15	2305	28600	15000	-	-	-	-	7305	14°	33000	23200	
30	72	19	-	21,0	17	2306	36900	20000	-	-	-	-	7306	14°	43000	29500	
35	80	21	-	23,0	18	2307	44600	27000	-	-	-	-	7307	12°	54000	38000	
40	90	23	33	25,5	20	2308	56100	32500	3608	16°	95000	64900	7308	11°	66000	47500	
45	100	25	36	27,5	22	2309	72100	41500	3609	15°	114000	74900	7309	11°	83000	60000	
50	110	27	40	29,5	23	2310	88000	52000	3610	15°	150000	101000	7310	12°	100000	75500	
55	120	29	43	32,0	25	2311	102000	67000	3611	15°	170000	118000	7311	13°	107000	81500	
60	130	31	46	34,0	27	2312	123000	76500	3612	15°	196000	128000	7312	12°	128000	96500	
65	140	33	48	36,5	28	2313	138000	85000	3613	14°	220000	143000	7313	12°	146000	112000	
70	150	35	51	38,5	30	2314	151000	102000	3614	14°	270000	181000	7314	12°	170000	137000	
75	160	37	55	40,5	31	2315	183000	125000	3615	14°	300000	207000	7315	12°	180000	148000	
80	170	39	58	-	-	2316	190000	135000	3616	14°	325000	227000	-	-	-	-	
85	180	41	60	45	35	2317	212000	146000	3617	14°	365000	270000	7317	12°	230000	195000	
90	190	43	64	47	36	2318	242000	160000	3618	14°	400000	300000	7318	12°	250000	201000	
95	200	45	-	-	-	2319	264000	190000	-	-	-	-	-	-	-	-	
100	215	47	73	52	39	2320	303000	220000	3620	14°	520000	410000	7320	12°	284200	264600	
Упорные одинарные с цилиндрическими роликами										Упорные одинарные с цилиндрическими роликами (двухрядные)							
Обозначение подшипника		Размеры подшипников, мм				Грузоподъемность, Н			Обозначение подшипника		Размеры подшипников, мм					Грузоподъемность, Н	
		d	D	H	h	C	C ₀	d			D	H	h	C	C ₀		
Особо легкая серия										Тяжелая серия (стандартная)							
1009917		85	100	40	10	16400	82500		90009422		110	230	73	20	744000	1150000	
Средняя серия										Тяжелая серия (нестандартная)							
9809352		260	420	95	24,8	500000	2700000		889752		260	540	132	40	580000	2200000	

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
ЧЕРТЕЖИ РЕДУКТОРОВ

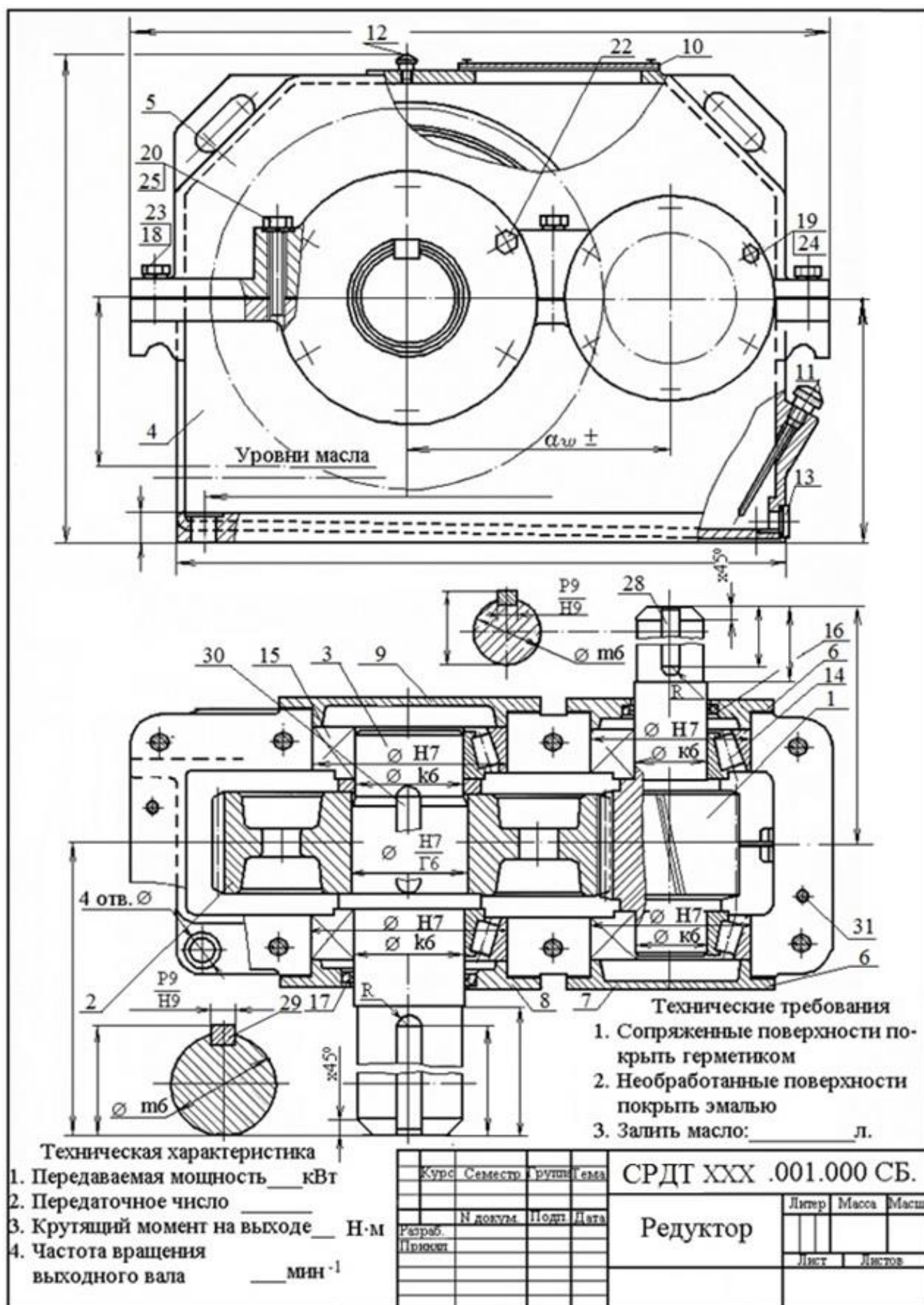


Рисунок Б.1 – Редуктор цилиндрический одноступенчатый

Перв. применение	Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
					<u>Документация</u>			
Справ. №	A1			XXX XXX.001.000 СБ	Сборочный чертеж			
				XXX XXX.001.000 ПЗ	Расчетно - пояснительная записка			
					<u>Детали</u>			
			1		Вал - шестерня	1		
	A3		2	XXX XXX.001.002	Колесо зубчатое	1		
	A3		3	XXX XXX.001.003	Вал	1		
	бч		4		Основание корпуса редуктора	1		
	бч		5		Крышка корпуса редуктора	1		
	бч		6		Крышка подшипника	1		
	бч		7		Крышка подшипника	1		
	бч		8		Крышка подшипника	1		
	бч		9		Крышка подшипника	1		
	бч		10		Крышка смотрового люка	1		
					<u>Стандартные изделия</u>			
Подп. и дата			11		Маслоуказатель	1		
			12		Отдушина	1		
			13		Пробка	1		
					Подшипники:			
			14		7 XXX	2		
			15		7 XXX	2		
					Уплотнения манжетные:			
			16		d x D x h	1		
			17		d x D x h	1		
					<u>Стандартные детали</u>			
Взам. инв. №					Болты ГОСТ 7808 – 70:			
			18		M d x p x l	4		
			19		M d x p x l	4		
			20		M d x p x l	4		
Подп. и дата					XXX XXX.001.000 СП			
	Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата			
Инв. № подл.	Разработ.				Редуктор	Литер	Лист	Листов
	Провер.						1	2
	Н. контр.							
	Утверд.							

Рисунок Б.2–Спецификация редуктора цилиндрического одноступенчатого

Перв. применение		Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №						Винты ГОСТ 11738 — 84:		
			21			M d x p x l 56.05	12	
			22			M d x p x l 56.05	12	
						Шайбы ГОСТ 6402 - 70:		
			23			d 65Г.06	4	
			24			d 65Г.06	4	
			25			d 65Г.06	4	
						Шайба d.05.096 ГОСТ 11371—78		
			26			d 05.096	12	
			27			d 05.096	12	
						Шпонки СТ СЭВ 189 — 75:		
			28			b x h x l	1	
			29			b x h x l	1	
			30			b x h x l	1	
			31			Штифты d x l ГОСТ 12207—79	2	
Инв. № подл.								
					СРДТ XXX. 001.000 СП			Лист
								2
Изм.	Лист	№ документа		Подпись	Дата			

[illegible]



CPDT XXX.001.000 GB

[illegible]

Popovum A3

Konzeption

Продолжение рисунка БЗ

Рисунок Б.4 – Спецификация редуктора цилиндрического двухступенчатого

Формат	Зона	Паз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		25	СРДТ ХХХ.001.025	Крышка с отверстием под винт	1	
		26	СРДТ ХХХ.001.026	Винт регулировочный	1	М 120 ГОСТ 24705-2004
		27	СРДТ ХХХ.001.027	Шайба нажимная	1	
		28	СРДТ ХХХ.001.028	Втулка	1	
		29	СРДТ ХХХ.001.029	Втулка	1	
		30	СРДТ ХХХ.001.030	Шайба защитная	1	
		31	СРДТ ХХХ.001.031	Шайба защитная	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
				Болт ГОСТ 7798-70		
		32		М8-6г х 20 . 58	4	
		33		М18-6г х 40 .58	2	
		34		М18-6г х 50 .58	4	
		35		М20-6п х 150 .58	6	
				Манжета ГОСТ 8752-79		
		36		1-50х70-3	1	
		37		1-110х135-3	1	
				Подшипник ГОСТ 27365-87		
		38		7610	2	
		39		7515А	2	
		40		7122	2	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		41		8 3Х13	4	
		42		18 3Х13	4	
		43		20 3Х13	6	
				Шпонка ГОСТ 23360-78		
		44		14х9х 70	1	
		45		22х14х 50	1	
		46		28х16х90	1	
		47		28х16х 160	1	
		48		Штифт 10х60		
				ГОСТ 3129-70	2	
Изм. Лист						Лист
						2
Изм. Лист						№ докум.
Подп.						Дата
СРДТ ХХХ.001.000 СП						
Копировал						Формат А4

Продолжение рисунка Б.4

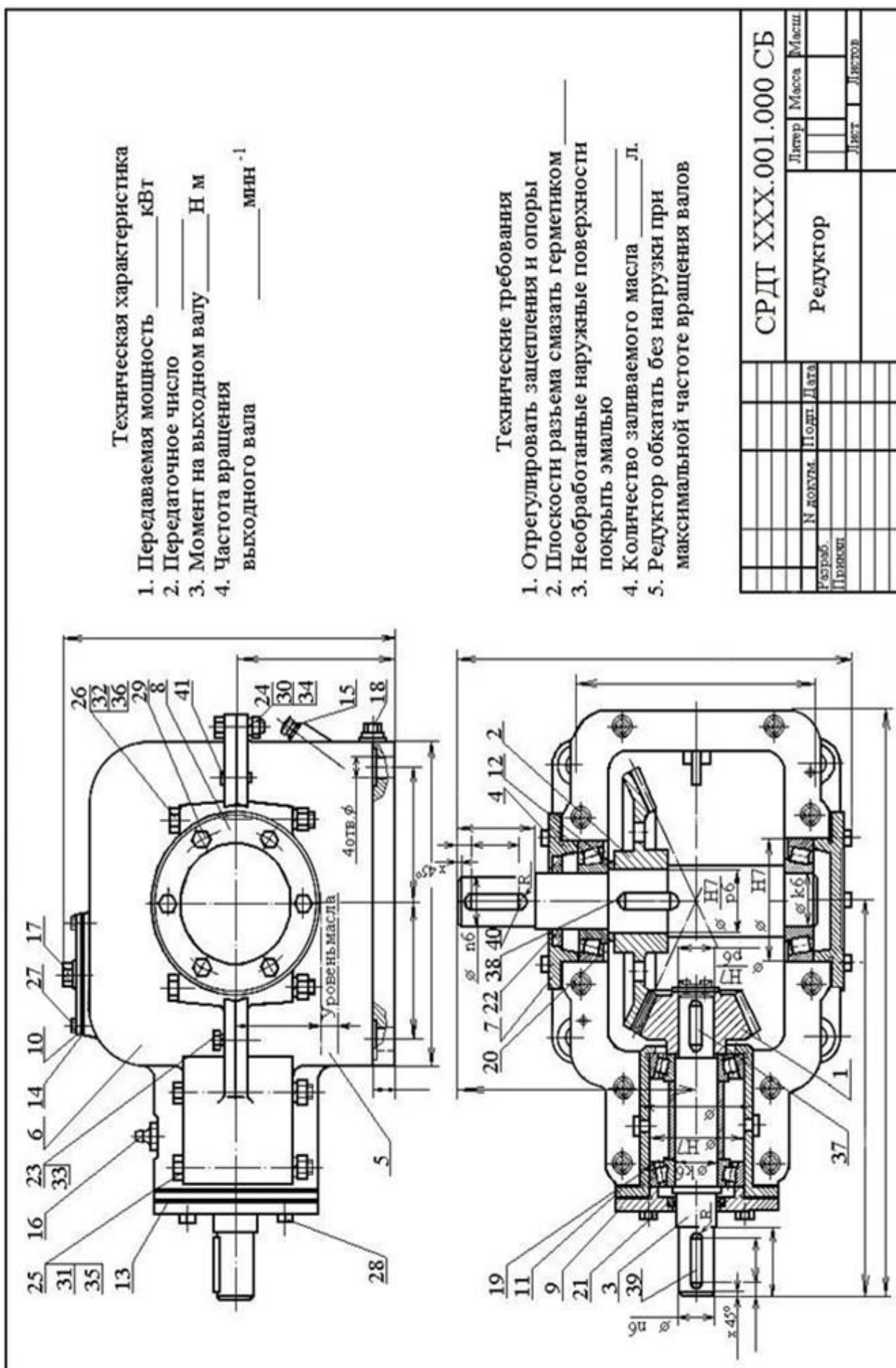


Рисунок Б. 5 — Чертеж редуктора конического одноступенчатого

Перв. применение		Справ. №		Подп. и дата		Инв. № дубл.		Взам. инв. №		Подп. и дата		Изм		Лист		Литер		Лист		Листов			
Формат	Зона	Позиц.	Обозначение			Наименование			Кол.	Примечание													
						<u>Документация</u>																	
A1			XXX XXX.001.000 СБ			Сборочный чертеж																	
			XXX XXX.001.000 ПЗ			Расчетно - пояснительная записка																	
						<u>Детали</u>																	
		1	XXX XXX.001.001			Колесо зубчатое			1														
A3		2	XXX XXX.001.002			Колесо зубчатое			1														
A3		3	XXX XXX.001.003			Вал			1														
бч		4	XXX XXX.001.004			Вал			1														
бч		5				Основание корпуса редуктора			1														
бч		6				Крышка корпуса редуктора			1														
бч		7				Крышка подшипника			1														
бч		8				Крышка подшипника			1														
бч		9				Крышка подшипника			1														
бч		10				Крышка смотрового люка			1														
		11				Стакан			1														
		12				Втулка			1														
		13				Кольцо уплотнительное			1														
		14				Кольцо регулировочное			2														
						<u>Стандартные изделия</u>																	
		15				Маслоуказатель			1														
		16				Масленка			1														
		17				Отдушина			1														
		18				Пробка			1														
						Подшипники:																	
		19				7 XXX			2														
		20				7 XXX			2														
						Уплотнения манжетные:																	
		21				d x D x h			1														
		22				d x D x h			1														

Рисунок Б.6 – Спецификация редуктора конического одноступенчатого

Перв. применение		Справ. №		Подп. и дата		Инв. № дубл.		Инв. инв. №		Взам. инв. №		Подп. и дата		Инв. № подл.	
Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание									
				Стандартные детали											
				Болты ГОСТ 7808 — 70:											
		23		M d x p x l	1										
		24		M d x p x l	4										
		25		M d x p x l	4										
		26		M d x p x l	4										
				Винты ГОСТ 11738 — 84:											
		27		M d x p x l 56.05	4										
		28		M d x p x l 56.05	12										
		29		M d x p x l 56.05	12										
				Гайки ГОСТ 5915—70:											
		30		M .5	4										
		31		M .5	4										
		32		M .5	4										
				Шайбы ГОСТ 6402 — 70:											
		33		d 65Г.06	2										
		34		d 65Г.06	4										
		35		d 65Г.06	4										
		36		d 65Г.06	4										
				Шпонки СТ СЭВ 189 — 75:											
		37		b x h x l	1										
		38		b x h x l	1										
		39		b x h x l	1										
		40		b x h x l	1										
		41		Штифт d x l ГОСТ 12207 — 79	2										

Продолжение рисунка Б.6

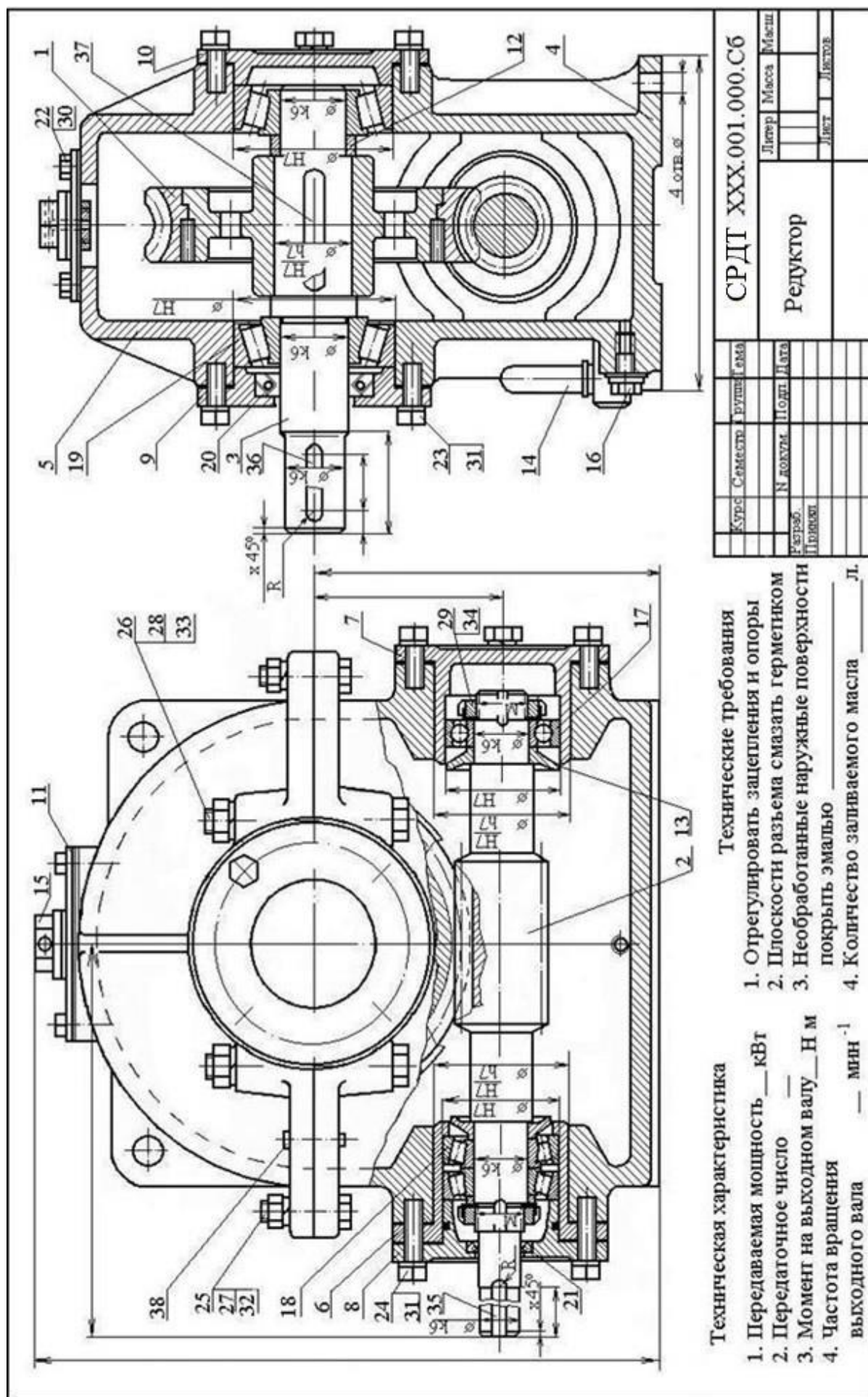


Рисунок Б.7 — Редуктор червячный одноступенчатый

Перв. применение		Формат	Зона	Позиц.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						<u>Документация</u>			
		A1			СРДТ XXX.001.000 С Б	Сборочный чертеж			
					СРДТ XXX.001.000 ПЗ	Расчетно - пояснительная записка			
						<u>Сборочные единицы</u>			
		A3	1		СРДТ XXX.001.001	Колесо червячное	1		
						<u>Детали</u>			
		бч	2		СРДТ XXX.001.002	Червяк	1		
		A3	3		СРДТ XXX.001.003	Вал	1		
		бч	4			Основание корпуса редуктора	1		
		бч	5			Крышка корпуса редуктора	1		
		бч	6			Стакан	1		
		бч	7			Крышка подшипника	1		
			8			Крышка подшипника	1		
			9			Крышка подшипника	1		
			10			Крышка подшипника	1		
			11			Крышка смотрового люка	1		
			12			Втулка распорная	1		
			13			Рассекатель	1		
						<u>Стандартные изделия</u>			
			14			Маслоуказатель	1		
			15			Отдушина	1		
			16			Пробка	1		
						Подшипники:			
			17			XXX	1		
			18			7 XXX	2		
			19			7 XXX	2		
						Уплотнения манжетные			
			20			d x D x h	1		
			21			d x D x h	1		
						СРДТ XXX.001.000 СП			
		Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата			
		Разработ.							
		Провер.							
		Н. контр.							
		Утверд.							
		Редуктор					Литер	Лист	Листов
								1	2

Рисунок Б.8 – Спецификация редуктора червячного одноступенчатого

ПРИЛОЖЕНИЕ В.

(справочное)

ВИДЫ И СИСТЕМА УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Система основных условных обозначений подшипников предусмотрена ГОСТ 3189 – 75. Условные обозначения наносятся на торцевые поверхности колец и состоят из ряда цифр.

Две первые цифры, считая справа, представляют собой условное обозначение по внутреннему диаметру подшипника:

- для подшипников диаметром до 9 мм первая цифра справа указывает фактический размер внутреннего диаметра в мм;
- в диапазоне от 10 мм до 17 мм обозначения 00, 01, 02, 03 относятся к внутренним диаметрам 10 мм, 12 мм, 15 мм, 17 мм соответственно;
- в диапазоне от 20 мм до 495 мм эти цифры представляют собой частное от деления внутреннего диаметра (в мм) на число пять;
- для подшипников, внутренние диаметры которых равны 22 мм, 28 мм, 32 мм, 500 мм и более, цифры представляют собой номинальную величину этого диаметра с добавленной слева косой чертой.

Третья и седьмая цифры справа означает серии по габаритным размерам (Таблица В.1)

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипников по телам качения и нагрузочной способности:

- 0 – шариковый, радиальный (рисунок В.1);
- 1 – шариковый радиальный, сферический, двухрядный, самоустанавливающийся (рисунок В.2);
- 2 – роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами (рисунок В.3);
- 3 – роликовый радиальный, двухрядный, самоустанавливающийся с бочкообразными роликами (рисунок В.4);
- 4 – роликовый радиальный с длинными цилиндрическими (игольчатыми) роликами (рисунок В.5);
- 5 – роликовый радиальный с витыми роликами (рисунок В.6);
- 6 – шариковый радиально– упорный (рисунок В.7);
- 7 – роликовый радиально – упорный с коническими роликами (рисунок В.8);
- 8 – шариковый упорный, шариковый упорно- радиальный (рисунок В.9);
- 9 – роликовый упорный, роликовый упорно- радиальный (рисунок В.10).

Пятая и шестая цифры справа характеризует конструктивные особенности подшипников.

Класс точности подшипника обозначают цифрами 0; 6; 5; 4; 2, которые проставляются слева от основной части условного обозначения после разделительного знака «–».

Нули, стоящие левее последней значащей цифры, не проставляют.

Пример условного обозначения подшипника № 2007114 -

подшипник роликовый, конический, однорядный, особо легкой серии по диаметру, широкой серии по ширине с внутренним диаметром 70 мм, ГОСТ 333-79

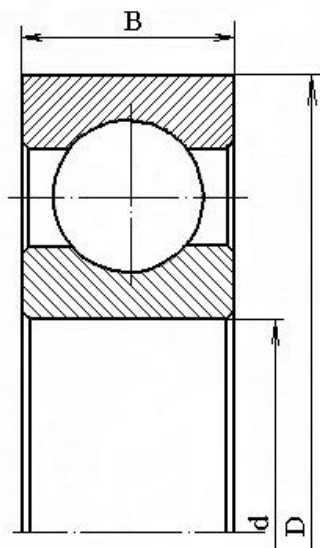
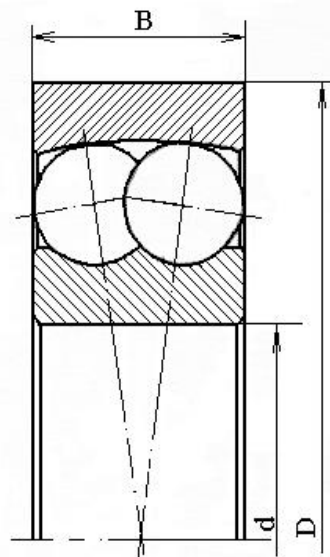


Рисунок В.1 – Подшипник шариковый радиальный



В.2– Подшипник шариковый радиальный, сферический, двухрядный, самоустанавливающийся

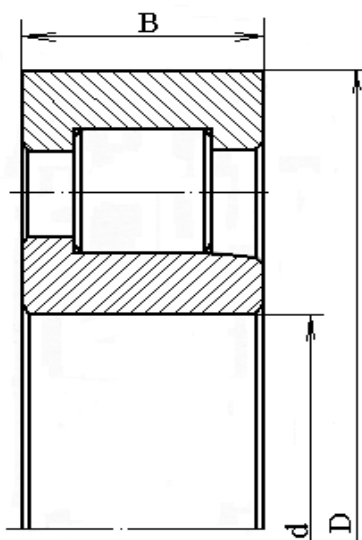


Рисунок В.3 – Подшипник роликовый радиальный, с короткими цилиндрическими роликами

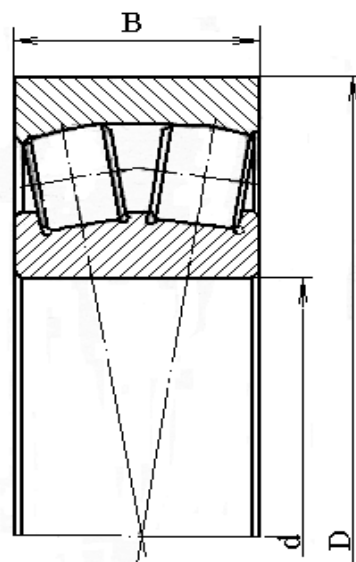


Рисунок В.4 – Подшипник роликовый радиальный, двухрядный, самоустанавливающийся с бочкообразными роликами

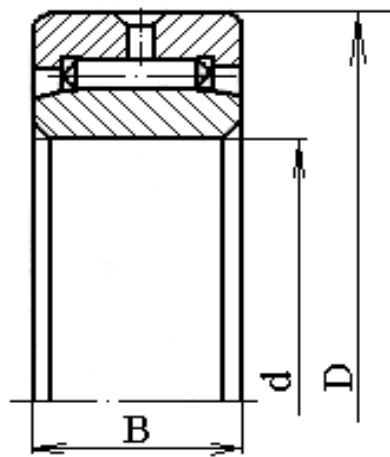


Рисунок В.5 – Подшипник роликовый с длинными цилиндрическими роликами

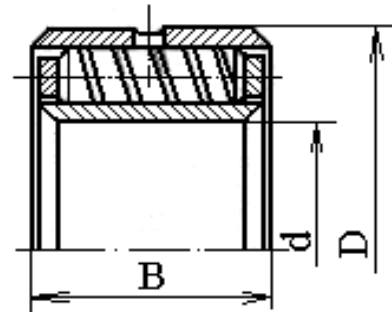


Рисунок В.6 – Подшипник роликовый радиальный с витыми роликами

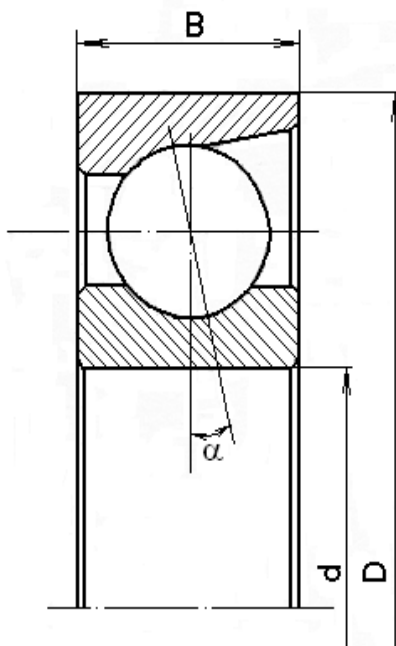


Рисунок В.7 – Подшипник шариковый радиально - упорный

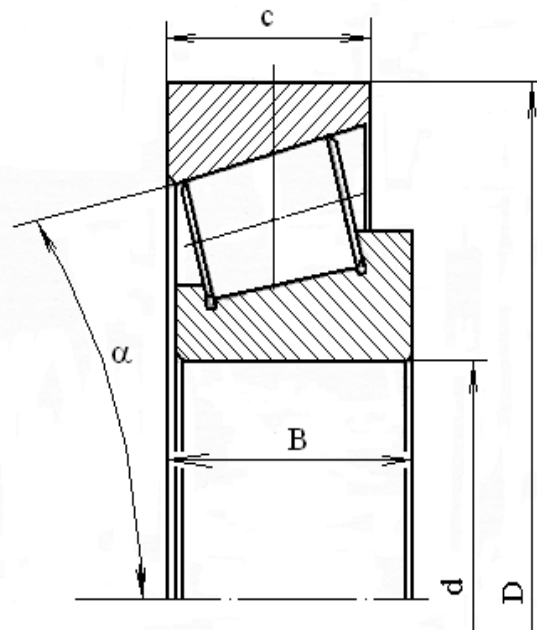


Рисунок В.8 – Подшипник роликовый радиально – упорный с коническими роликами

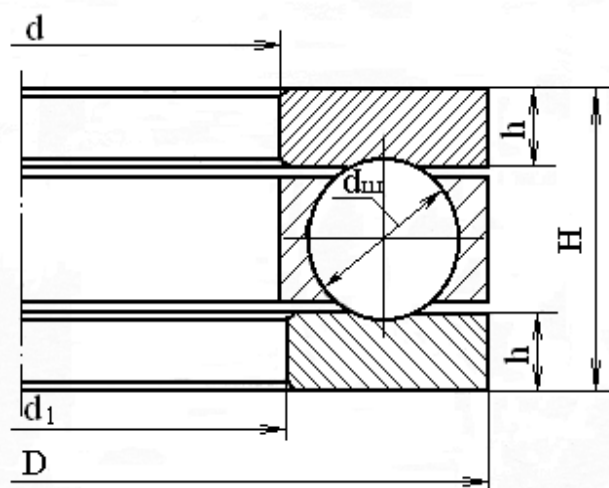


Рисунок В.9 – Подшипник шариковый упорный, однорядный

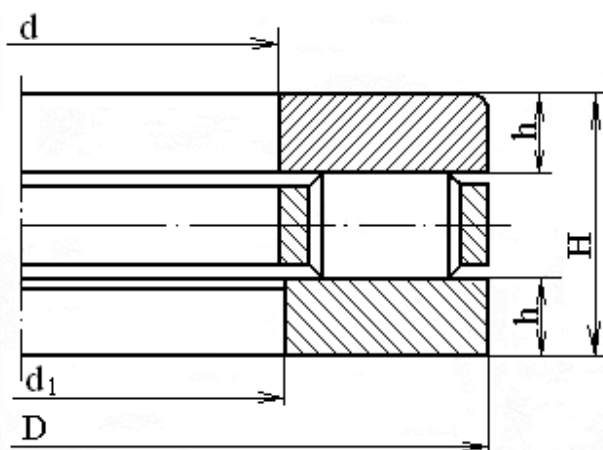


Рисунок В.10 – Подшипник роликовый упорный, однорядный

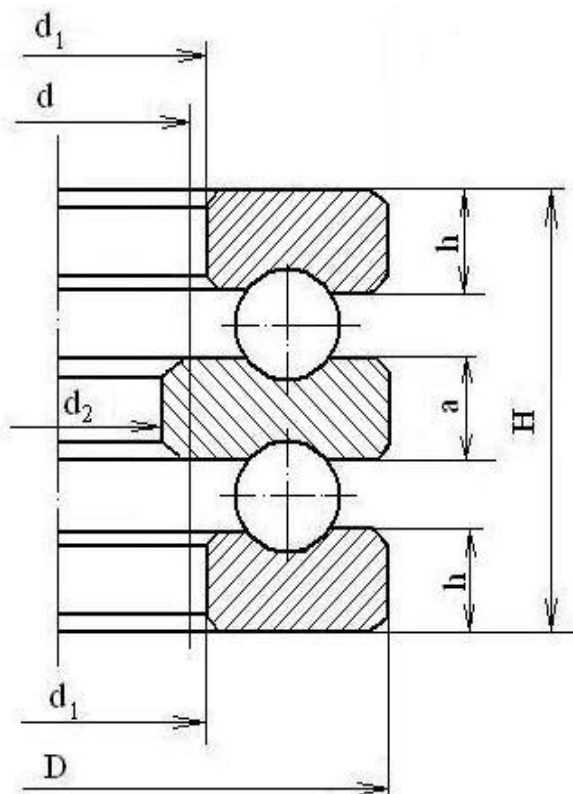


Рисунок В.11 – Подшипник шариковый упорный двухрядный

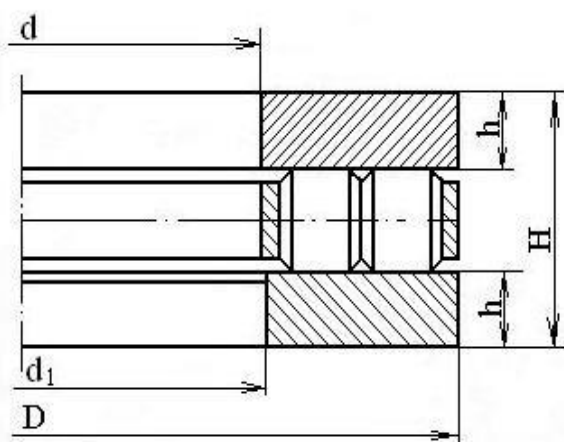


Рисунок В.12 – Подшипник роликовый упорный двухрядный

Таблица В.1 – Обозначение серий подшипников по габаритным размерам

Серия по диаметру		Характеристика ширины	Обозначение серий в типоразмере	
			3-я цифра справа	7-я цифра справа
Сверхлегкая	8	Узкая	8	7
		Нормальная	8	1
		Широкая	8	2
		Особо широкая	8	3
	9	Узкая	8	4
			9	7
			9	1
		Нормальная	9	2
			9	3
			9	4
Особо легкая	1	Узкая	9	5
			9	6
			9	7
		Нормальная	1	0
			1	1
			1	2
	7	Широкая	1	3
			1	4
			1	5
		Особо широкая	1	6
			7	7
			7	1
Легкая	2 или 5*	Узкая	7	2
		Нормальная	7	3
		Широкая	7	0
		Особо широкая	5	1
			2	0
Средняя	3 или 6*	Особо узкая	2	3
		Узкая	2	8
		Нормальная	2	0
		Широкая	3	1
		Особо широкая	3	0
Тяжелая	4	Узкая	6	0
		Широкая	3	2
Мелкогабаритная	0	Разные	0	0

Примечания:

1. Цифры 5 и 6, отмеченные *, характеризуют серию по диаметру и ширине.
2. Для упорных подшипников цифра 5 на третьем месте при цифре 0 на седьмом месте обозначает особо тяжелую серию.

Таблица В.2 – Дополнительные условные обозначения подшипников
(справа от основного обозначения) и их отличительные признаки

Отличительные признаки подшипников	Дополнительные условные обозначения подшипников
Материалы деталей: - теплостойкие стали - цементируемые стали - стали со специальными присадками (ванадий, кобальт и др.) - коррозионностойкие стали - твердых сплавы, стекло, керамика и другие редко применяемые материалы. Материалы сепаратора: - безоловянистая бронза - черные металлы - алюминиевые сплавы - пластические материалы (текстолит и др.) - латунь. Специальные требования: - к температуре отпуска деталей (цифра при букве Т соответствует определенной температуре отпуска колец) - к шероховатости поверхности деталей, к радиальному зазору и осевой игре, к технологии изготовления (свинцевание, анодирование, кадмирование) колец из стали ШХ 15 или штампованных сепараторов из стали 10 или 20 - по шуму - по смазочному материалу, заполняющему подшипники шариковые однорядные типа 80000 с двумя защитными шайбами.	Р Х Э Ю Я Б Г Д Е Л Т, Т1, Т2, Т3 и т.д. У Ш С1, С2, С3, С4, С5, С6, С7, С8

В авторской редакции