

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
БРЯНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

В.В. Варывдин
В.В. Никитин
Н.Ю. Кожухова
Н.А. Романеев

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебное пособие содержит сведения, необходимые для формирования профессиональных компетенций при подготовке бакалавров по направлению «Агроинженерия» и рекомендуется Научно-методическим советом по технологиям, средствам механизации и энергетическому оборудованию в сельском хозяйстве для использования в учебном процессе

БРЯНСК 2016

УДК 621.81(07)

ББК 34.42

В 18

Варывдин В.В. Курсовое проектирование деталей машин / В.В. Варывдин, В.В. Никитин, Н.Ю. Кожухова, Н.А. Романеев – Брянск: Изд-во Брянского ГАУ, 2016. – 189 с.

ISBN 978-5-88517-273-8

Учебное пособие предназначено для самостоятельной работы студентов по дисциплине Детали машин и основы конструирования при освоении образовательных программ бакалавриата по направлению подготовки «Агроинженерия».

Рецензенты:

Заикин А.Н., д.т.н., профессор кафедры транспортно-технологических машин и сервиса Брянского ГИТУ;

Чугунов В.А., к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Основы конструирования механизмов и машин» (Пензенская ГСХА).

Рекомендовано к изданию методической комиссией инженерно-технологического факультета, протокол № 8 от июня 2016 г.

ISBN 978-5-88517-273-8

© Брянский ГАУ, 2016

© В.В. Варывдин, 2016

© В.В. Никитин, 2016

© Н.Ю. Кожухова, 2016

© Н.А. Романеев, 2016

Введение

Курс деталей машин завершает изучение цикла общетехнических дисциплин. Эта наука цементирует знание всех предыдущих дисциплин цикла, открывает студентам пути творческого подхода к решению инженерных задач, предоставляет возможность перешагнуть границы формальной логики теоретических наук.

Учебным планом подготовки бакалавров по направлению агроинженерия по большинству специальностей предусмотрено выполнение курсового проекта по деталям машин.

В проекте рассматриваются конструкции редукторов, их регулировки, расчеты на прочность. Знакомство с устройством и работой редукторов служит развитию технической грамотности студентов, создает базу для поиска и принятия самостоятельного решения по принципиальной схеме редуктора и конкретной конструкции отдельного узла, выбора стандартных параметров деталей и узлов или агрегатов.

Целью курсового проекта является практическое закрепление знаний по дисциплине и приобретение навыков проектирования основных узлов и деталей.

Объектом курсового проектирования являются механические передачи вращательного движения, передачи непосредственного контакта и посредством гибкой связи, передачи трением и зацеплением.

В рассматриваемых вариантах заданий представлены основные детали общего назначения.

При проектировании редуктора находят практическое приложение такие сведения из курса деталей машин, как расчеты на контактную и объемную прочность, тепловой расчет червячного редуктора, выбор материалов и их термообработки, системы смазки и вида масел, посадок, параметров шероховатости.

Широко используются знания из курсов теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, технологии машиностроения и т.д.

Курсовой проект по деталям машин является первой конструкторской работой, в результате которой студент получает знания и умение проектирования машин.

Работая над проектом, студент анализирует условия работы детали и обязательно учитывает процедуру сборки узла, обеспечение смазкой рабочих поверхностей, производит кинематический и силовой расчет привода, решает вопросы с выбором материала деталей, определяет действующие силы.

В связи с быстрым развитием информационных технологий, внедрением в практику расчета систем *CAD* и *CAE*, компьютерной техники и программного обеспечения, например, *AutoCAD*, *КОМПАС*, *ANSYS*, *NASTRAN* и т.д. В условиях обеспечения наших лабораторий для решения задач курсового проектирования по курсу Деталей машин целесообразно использовать пакет лицензионных программ *APM Win Machine*. Этот пакет предназначен для расчёта и проектирования передач любых типов, подшипников, валов. Этот пакет имеет обширную справочную базу данных, где содержатся сведения по большинству стандартных элементов изделий машиностроения, узлов и агрегатов.

С курсовым проектированием студент осваивает также практику защиты своих решений.

1. Содержание работы

ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТ НАД КУРСОВЫМ ПРОЕКТОМ

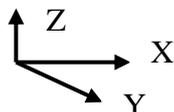
При выполнении расчётной части курсового проекта студенты выдерживают следующую последовательность работ:

1. Кинематический и силовой расчёт привода, содержащий определение момента на быстроходном валу, выбор двигателя и расчёт величин вращающих моментов и угловых скоростей на всех валах привода.

2. Проектный и проверочных расчёт закрытой зубчатой (червячной) передачи. Определение сил, действующих в полюсе зацепления (поиск величины и направления действия составляющих нормальной силы F_n в полюсе зацепления, которые выступают в роли нагрузки на вал – окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a – составляющие).

3. Расчёт открытых передач (ременной, цепной, зубчатой), состоящий в определении положения проектируемой передачи в пространстве, обоснование величины угла наклона линии центров к горизонту согласно общей схеме компоновки агрегатов (двигателя, редуктора и рабочей машины), выбираемой конструктором (автором проекта). Вычислить геометрические параметры ведущего и ведомого элементов передачи. Найти величину и линию действия сил давления на вал в названных передачах.

4. Для расчёта валов определить горизонтальные и вертикальные составляющие в дополнение к силам в полюсе зацепления закрытых передач и выполнить расчётные схемы балок (валов) в каждой из названных плоскостей XOZ и XOY



На расчётных схемах линии активных сил и опорных реакций служат границами участков при построении эпюр моментов.

5. На основе расчётных схем, выполненных по нагрузкам балок соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях, по уравнениям равновесия механики найти опорные реакции подшипников в опорах: A и B (рисунок 4): R_{A1} , R_{B1} и R_{A2} , R_{B2} . Соответственно

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2} \text{ и } R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2}.$$

6. Построить эпюру изгибающих моментов в названных плоскостях: M_g и M_z , а также эпюру суммарного изгибающего момента $M = \sqrt{M_g^2 + M_z^2}$ и вращающего момента T_1 .

7. Рассчитать для характерных сечений вала (по границам участков) – для средних сечений шестерни (червяка) и цапфы – величину эквивалентного момента и построить эпюру $M_{экр}$ – условного изгибающего момента

эквивалентного одновременному действию изгибающего и вращающего моментов

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M^2 + T_1^2}.$$

По наибольшей, величине момента в среднем сечении шестерни или цапфы найти диаметр вала. Расчётную величину диаметра сравнить с диаметром соответствующего сечения, назначенного эскизной компоновкой (диаметр окружности ножек шестерни (червяка) найден геометрическим расчётом зацепления – шестерни $d_{f1}=mz_1-2,4m$ (или червяка $d_{f1}=mq-2,4m$), а диаметр цапфы d_{n1} (диаметр вала под подшипник) назначен эскизной компоновкой. Когда визуально по величине пикового эквивалентного момента назвать наиболее нагруженное сечение затруднительно, поскольку на этот вопрос объективный ответ даёт величина напряжений, но не момента, то диаметр следует определять для обоих сечений вала, и в обоих сечениях вала расчётные значения диаметра не должны превышать результатов эскизной компоновки. В противном случае эскизную компоновку надо переделывать с учетом расчётной величины диаметра опасного сечения.

8. Определить запас прочности в опасном сечении вала, имеющем концентратор напряжения в виде шпоночного паза, галтели малого радиуса), – т.е. выполнить проверочный расчёт на выносливость [1, стр. 267, п.11.3].

9. Выбрать подшипник согласно действующим нагрузкам – радиальный (при наличии радиальных нагрузок на вал, например, в зубчатом редукторе с прямозубыми колёсами) или радиально-упорный (в косозубом или червячном редукторе).

Размер подшипника выбирать средней серии в соответствии с диаметром цапфы d_{n1} , найденным эскизной компоновкой вала.

Средняя серия подшипника оставляет конструктору возможность маневрировать, если расчётная долговечность окажется несопоставимой с заданным сроком службы редуктора по заданию (скажем $L_h=10$ тыс. час). Можно перейти на тяжёлую серию подшипника, если его срок службы не достигает 10 тыс. час, и наоборот, при переборе срока службы перейти на лёгкую серию подшипника.

10. Проверочный расчёт шпонки, видимой на сборочном чертеже редуктора. Размеры шпонки выбрать с чертежа редуктора, сверив их с данными стандарта (таблица приложений П1 или [1, стр. 470, К42]; вращающий момент на валу принять по кинематическому расчёту.

2. Типы редукторов и электродвигателей

Заданиями на курсовое проектирование предусмотрены одноступенчатые цилиндрические и конические зубчатые редукторы, которые в принципе исчерпываются двумя схемами а) и б) [3, стр. 206, рис. 12.29].

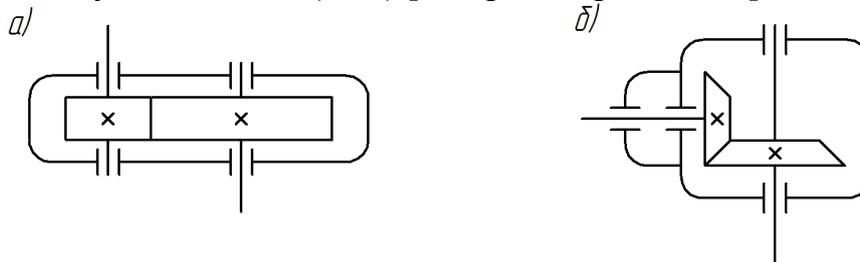


Рисунок 1. Схемы зубчатых редукторов:
а) цилиндрического; б) конического

Основные параметры одноступенчатых зубчатых параметров: цилиндрические и конические; прямо- и косозубые; термический или термохимический способ обработки; твердость рабочих поверхностей; коэффициент относительной ширины колес ψ_{ba} ; межосевое расстояние; модуль зацепления; передаточное число. Четыре последних параметра стандартизованы [2, стр. 62], [3, стр. 211].

И червячные редукторы а, б, в, г [3, стр. 239, рис. 13.10].

Оси валов цилиндрических редукторов параллельны, конические пересекаются.

Более обширной является серия одноступенчатых червячных редукторов.

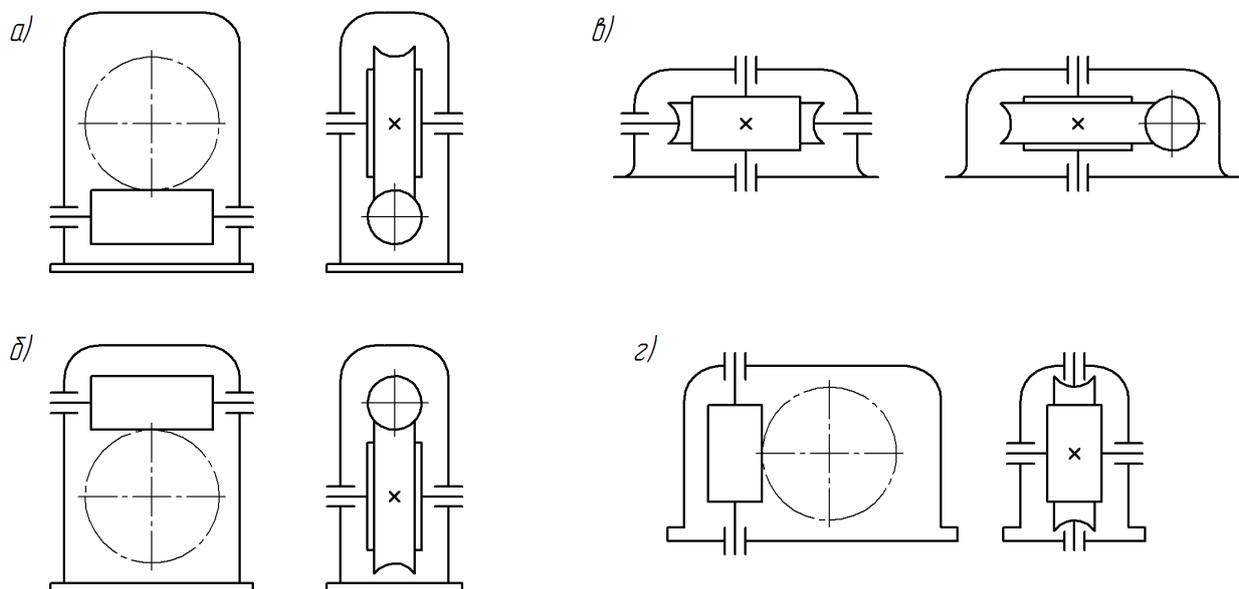


Рисунок 2. Схемы червячных редукторов

Основные параметры одноступенчатых червячных редукторов: модуль зацепления, коэффициент диаметра червяка, число зубьев червячного колеса и заходность червяка, межосевое расстояние; скорость скольжения, передаточное число [2, стр. 102...103], [3, стр. 225...227].

Причем стандартом ГОСТ 2144-76 предусмотрено определенное соотношение названных параметров.

Геометрические оси колеса и червяка перекрещиваются в пространстве.

В связи с присутствием трения скольжения во всех фазах зацепления червячная пара во время работы сильно нагревается. Существует тепловой расчет червячной передачи. Допустимая температура нагревания масла $[t_m]=90^\circ\text{C}$ при нижнем расположении червяка, $[t_m]=80^\circ\text{C}$ при его верхнем расположении [2, стр. 110].

Для снижения температуры масла применяют оребрение корпуса и крышек редуктора и обдув крыльчаткой, установленной на валу червяка. При высокой температуре ставят змеевик в масляной ванне с циркулирующей водой.

В приводе стационарных машин широко применяются асинхронные трёхфазные электрические двигатели. Они неприхотливы в обслуживании, в период пуска развивают повышенный момент, что обеспечивает преодоление информационных сил и сил трения в период трогания машины и её разгона. Двигатели общепромышленной серии имеют пусковой момент, превышающий их номинал, в 1,8...2 раза. Специальные модификации двигателей для условий частых остановок и пусков имеют 2х - 3х кратное превышение момента в период пуска в сравнении с работой в установившемся решении. Такие двигатели используются, например, в грузоподъёмных машинах.

При длительной работе с нагрузкой близкой к постоянной используются двигатели серии 4А, 4АМ, МТК; при кратковременной периодической нагрузке (в грузоподъёмных машинах) – 5А, АИР, МТ, МТК, и другие.

Двигатели называются асинхронными потому, что частоты вращения их роторов не синхронны частоте вращения магнитного силового поля статора.

$$n_c = \frac{60 \cdot f}{p} \text{ – синхронная частота вращения магнитного поля, } \text{мин}^{-1},$$

где f – промышленная частота переменного электрического тока, равная 50 Гц (50 с^{-1});

p – число пар полюсов в обмотке статора двигателя.

Синхронная частота вращения при числе пар полюсов 1, 2, 3, 4 составит 3000, 1500, 1000, 750 мин^{-1} . В специальных случаях частота вращения может быть и ниже указанной (при соответствующем увеличении $p > 4$).

В асинхронном двигателе ротор отстаёт от магнитного силового поля статора. Только в этом случае на ротор наводится вращающий момент. Величина «отставания» для двигателей серии 4АМ составляет 2,5... 11%, коэффициент скольжения соответственно $s = 0,025...0,11$.

В специальных двигателях, обладающих повышенным пусковым моментом, скольжение ещё выше.

Асинхронная частота вращения

$$n = n_c \cdot (1 - s), \quad \text{мин}^{-1} \quad (1.1)$$

В каталогах на асинхронные трёхфазные двигатели задаётся вместе с синхронной частотой либо коэффициент скольжения s , либо асинхронная частота вращения n (или $n_{\text{об}}$).

Часто бывают нужны формулы взаимных пересчётов между n и ω . В общем виде это формулы

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad \text{мин}^{-1} \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad \text{с}^{-1} \quad (1.2)$$

И в качестве примера вычисление частоты вращения выходного вала и угловой скорости быстроходного валов

$$n_{\text{вых}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{бых}}}{\pi}, \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

где n_1 и $n_{\text{вых}}$ – частота вращения соответственно быстроходного и выходного валов, мин^{-1} ;

ω_1 и $\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость соответственно быстроходного и выходного валов привода, с^{-1} .

3. Выбор электродвигателя

Выбор электродвигателя производится по двум расчётным параметрам: по мощности и частоте вращения.

Номинальная мощность двигателя P_n должна быть не меньше расчётной мощности на быстроходном валу привода P_1 ($P_n \geq P_1$). Быстроходный вал всегда имеет индекс 1.

Частота вращения двигателя определяется, исходя из величины $n_{\text{вых}}$ по формуле (1.2) $n_{\text{вых}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{бых}}}{\pi}$ и ожидаемого передаточного числа привода.

Назначение величины ожидаемого передаточного числа привода вызывает у студентов некоторые затруднения. Первой подсказкой здесь может стать обращение к рисунку 3. Рисунок наглядно демонстрирует зависимость принимаемой синхронной частоты вращения двигателя от числа ступеней привода. Число частных значений, составляющих общего передаточного числа, равно числу ступеней рассматриваемого привода, а ожидаемое передаточное число u_0 равно произведению передаточных чисел всех ступеней:

$$\begin{aligned} &\text{для одноступенчатого привода } u_0 = u_1; \\ &2\text{-х ступенчатого } u_0 = u_1 \cdot u_2 \text{ (см. рисунок 3)} \\ &3\text{-х ступенчатого } u_0 = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \end{aligned} \quad (1.3)$$

где u_0 – ожидаемое передаточное число привода;

u_1, u_2, u_3 – передаточное число соответствующей 1-й ... 3-й ступеней.

Частота вращения двигателя n_1 , соотнесённая с частотой вращения выходного вала привода,

$$n_1 = n_{\text{вых}} \cdot u_0 \text{ или } \omega_1 = \omega_{\text{вых}} \cdot u_0 \quad (1.4)$$

Студенту остаётся, отыскать ту схему в пп. 1 и 2 рисунка 3, которая соответствует его персональному заданию, а также проанализировать её с точки зрения числа ступеней привода, какие это ступени, какие значения передаточных чисел могут быть приняты из числа рекомендуемых [1, стр. 45, табл. 2.3], табл. П.2.

Кстати в заданиях на курсовой проект имеют место кинематические схемы, где вместо открытой цепной передачи (схема *в*) присутствует открытая зубчатая передача. В кинематическом расчёте наличие открытой зубчатой вместо цепной передачи никак не влияет на порядок расчёта.

Для одноступенчатого привода (рисунок 3, позиции 1, *а* и 2, *а*) рекомендуется двигатель с синхронной частотой вращения 1000 (750) мин^{-1} (без скобок указана приоритетная частота).

Двухступенчатые приводы (рисунок 3, схемы *б* и *в*) позволяют использовать двигатели с синхронной частотой $n_c = 1500$ или 1000 мин^{-1} : с увеличением числа ступеней увеличиваются потенциальные возможности перехода на более высокие частоты вращения двигателя, поскольку каждая ступень вносит «свой вклад» в общее передаточное число.

Привод трёхступенчатый позволяет применять двигатель с $n_c = 1500$ (3000) мин^{-1} . Так нам открывается секрет искомой синхронной частоты вращения двигателя.

Теперь исполнителю курсового проекта становится известна синхронная частота двигателя проектируемого привода в соответствии с тяготением его задания (по содержанию кинематической схемы) к одной из рассматриваемых позиций (*а*, *б*, *в*, *г* на рисунке).

По таблице каталога (табл. П 3), [1, стр. 406, т. К9] мы находим строчку, соответствующую $P_n \geq P_1$, и проводим её до колонки с характеристиками интересующего нас двигателя. Из колонки выписываем величину номинальной мощности двигателя $P_{\text{дв}} = P_n$, и $n_{\text{дв}} = n_1$.

Тогда из уравнения (1.4) остаётся определить величину общего передаточного числа

$$u_{\text{общ}} = u_0 = \frac{n_1}{n_{\text{вых}}}, \quad (1.5)$$

где $u_{\text{общ}} = u_0$ – общее передаточное число привода, которое до сих пор фигурировало у нас как ожидаемое u_0 ;

n_1 – асинхронная частота вращения двигателя, найденная в таблице П 3 по строчке $P_n \geq P_1$, в колонке синхронной частоты вращения двигателя;

$n_{\text{вых}}$ – частота вращения выходного вала (1.2).

Асинхронная частота вращения находится по таблице ПЗ или [1, стр. 406, табл. К9] в строке $P_n \geq P_1$, в колонке с синхронной частотой двигателя, найденной по рисунку 3.

В отношении некоторых моделей двигателей имеются пожелания: не спешить выбирать двигатель с синхронной частотой вращения $n_1=750 \text{ мин}^{-1}$ из-за его дороговизны и большой материалоемкости по меди.

Применение двигателя с $n_c=1000 \text{ мин}^{-1}$ (вместо 750 мин^{-1}) потребует увеличения передаточного числа редуктора примерно в $1000/750 = 1,25$ раза. Однако такая процедура не всегда возможна. Например, для зубчатого конического редуктора увеличение передаточного числа $u_0 > 4,5$ связано с необходимостью бондажирования зубчатого колеса.

Двигатели с $n_c=3000 \text{ мин}^{-1}$ также имеют ограничения к применению в связи с пониженной долговечностью.

Отказ от применения двигателя с частотой вращения $n_c=3000 \text{ мин}^{-1}$ повлечет необходимость уменьшения передаточного числа редуктора (или вообще привода) – в 2 раза.

Одним словом, надо убедиться, что привлечение редуктора с изменённым передаточным числом возможно. Только после этого можно решать задачу по переходу на двигатель с изменённой частотой вращения.

С помощью рисунка 3 решается весь комплекс проблем кинематического и силового расчёта привода. В каждой ячейке рисунка в соответствии с заданной схемой привода собраны сведения о требуемой синхронной частоте магнитного силового поля двигателя, зависимости для расчёта ожидаемого передаточного числа и КПД привода для каждой из возможных кинематических схем.

Пример 1. По аналогии со схемой рис. 2, б определить общий КПД привода, состоящего из ременной передачи и червячного редуктора (см. ячейку 2, б рисунок 3).

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n^2,$$

где η_{1-2} , η_{2-3} – КПД ременной и закрытой червячной передач;

η_n – КПД пары подшипников (η_n^2 – тоже для 2-х пар подшипников).

Для схемы 2, в общий КПД привода рассчитывается в соответствии со своей спецификой (опять формулу см. на рисунке 3):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_m,$$

где η_{1-2} – КПД закрытой червячной передачи;

η_{2-3} – КПД цепной передачи;

η_n^3 – КПД трёх пар подшипников;

η_m – КПД муфты.

Таким же образом в полном соответствии с заданной кинематической схемой необходимо вести расчёт u_0 и $\eta_{общ}$ по каждому индивидуальному заданию.

Чтобы минимизировать ошибку в определении потерь мощности при расчете величины P_1 следует принимать средние значения КПД из предложенного в таблице диапазона [1, стр. 42, табл. 2.2].

По схеме 1 а, 2 а

$$\eta_{общ} = \eta_{1-2} \cdot \eta_n^2 \cdot \eta_m;$$

1 б, 2 б

$$\eta_{общ} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n^3;$$

1 в, 2 в

$$\eta_{общ} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_m;$$

1 г, 2 г

$$\eta_{общ} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_{3-4} \cdot \eta_n^3.$$

Зная величину общего КПД $\eta_{общ}$, найдём значение мощности на быстроходном валу привода $P_1 = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}}$ и обратимся к таблице [1, стр. 406, табл. К9] для выбора марки двигателя.

Рассмотрим пример 2. Привод мощностью $P_1 = 2,0 \text{ кВт} \leq P_n = 2,2 \text{ кВт}$ (см. табл. П 3) выполнен по схеме 2, б рисунка 3 – ременная передача u_1 , и червячный редуктор u_2 . Угловая скорость на выходном валу привода $\omega_{вых} = 2 \text{ с}^{-1}$

$$P_1 = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}},$$

где $\eta_{общ} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n^2$ – общий КПД привода (рисунок 3, поз. 2, б).

По формуле (1.2) пересчёт в частоту вращения

$$n_{вых} = \frac{30 \cdot \omega_{вых}}{\pi} = \frac{30 \cdot 2}{3,14} = 19,1 \text{ мин}^{-1},$$

По таблице П3 «Двигатели асинхронные короткозамкнутые трёхфазные серии 4А» [1, стр. 406, табл. К9] в строке $P_1 \leq P_n$ в 4-х колонках, характеризующих двигатели в зависимости от синхронной частоты вращения: 3000, 1500, 1000 и 750 мин^{-1} . Для каждой из названных синхронных частот вращения в соответствующих колонках мы находим двигатели с асинхронной частотой вращения $n_{\partialв} = n_1 = 2850, 1425, 950$ и 700 мин^{-1} .

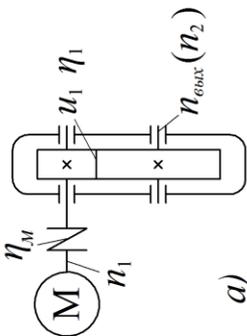
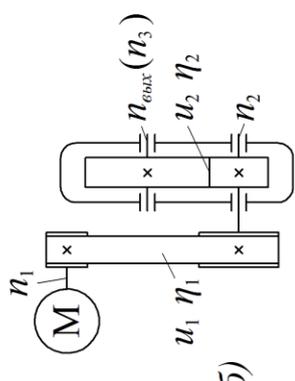
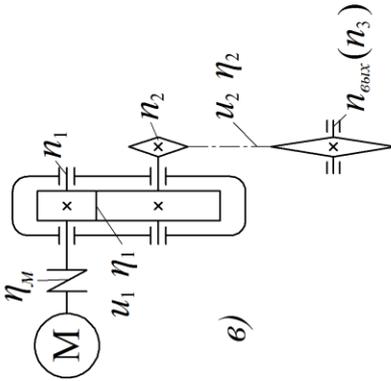
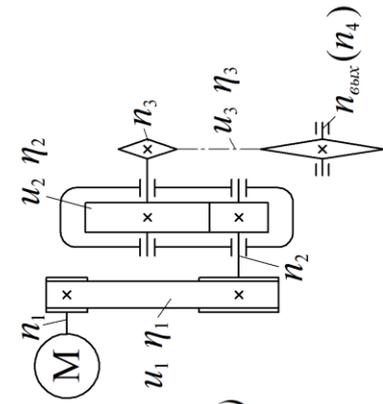
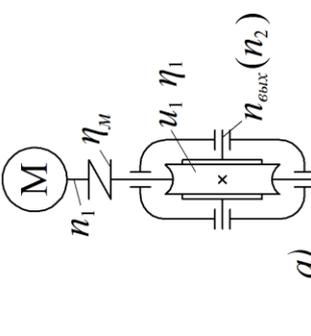
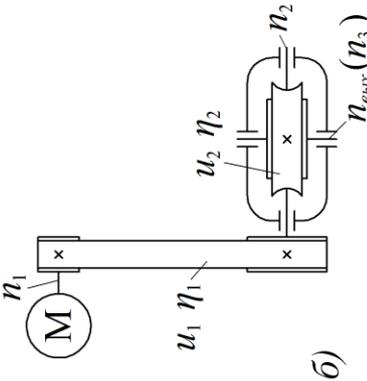
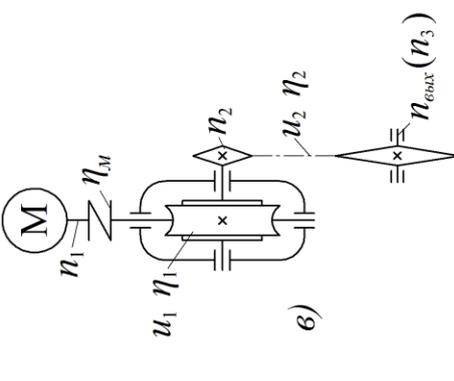
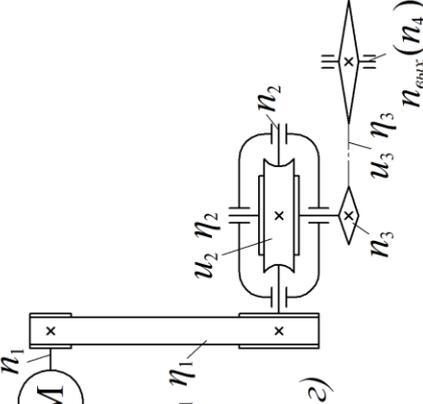
$n_c = 1000 (750) \text{ мин}^{-1}$	$n_c = 1500; 1000 \text{ мин}^{-1}$		$n_c = (3000) 1500 \text{ мин}^{-1}$
 <p>a)</p>	 <p>б)</p>	 <p>в)</p>	 <p>з)</p>
 <p>а)</p>	 <p>б)</p>	 <p>в)</p>	 <p>з)</p>
$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_n^2 \cdot \eta_M$ $u_{\text{общ}} = u_1$	$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^2$ $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2$	$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_M$ $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2$	$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^3$ $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3$

Рисунок 3

По рисунку 3 для двухступенчатого привода рекомендуются двигатели с синхронной частотой вращения 1500 и 1000 мин^{-1} . Следовательно, мы принимаем двигатели 4АМ90L4У3 и 4АМ100L6У3 с частотами вращения $n_{\text{об}} = 1425$ и 950 мин^{-1} .

Теперь можно определить общее передаточное число привода (расчёт ведём для двух вариантов).

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_{\text{вых}}}; \quad 1) u_{\text{общ}} = \frac{1425}{19,1} = 74,6; \quad 2) u_{\text{общ}} = \frac{950}{19,1} = 49,7.$$

Первый вариант даёт нам громоздкий привод с большим передаточным числом, остановимся на втором варианте: $u_{\text{общ}} = 49,7$.

Помним, что $u_0 = u_1 \cdot u_2$ (см. рисунок 3).

Вначале следует принять стандартную величину передаточного числа закрытой передачи. В данном случае это червячный редуктор. По таблице 2.3 [1, стр. 45] принимаем несколько сочетаний u_2 и u_1 ,

u_2 – по стандарту	16	20	25
$u = u_{\text{общ}}/u_2 = 49,7/u_2$	3,1	2,48	1,98
d_2/d_1	315/100	250/100	200/100

Для ременной передачи отсутствует требование назначения стандартного передаточного числа, но диаметры шкивов должны быть стандартными d_2/d_1 [1, стр. 418, т. К40].

Принимаем $d_1 = 100$ мм неизменным для всех трёх случаев. Для исполнения примем значения $u_1 = 16$, $u_2 = 3,1$ (здесь три случая примерно равноценны).

Окончательное решение о выборе электродвигателя с помощью таблицы рисунка 3 остается за конструктором (автором проекта). Если в результате расчета передаточные числа закрытой (т.е. редуктора) и открытой передач окажется, как говорится в известной поговорке: «ни два, ни полтора», то автор смело может принять двигатель с большей частотой n_c , а следовательно $n_{\text{об}}$.

В другом случае передаточные числа ступеней окажутся у верхнего предела рекомендуемых передаточных чисел [1, стр. 45, табл. 2.3]. Зубчатые редукторы будут казаться «горбатыми», а открытые передачи – крупногабаритными из-за больших размеров ведомых шкивов (звездочек).

В этом случае следует отказаться от величины n_c , найденных с помощью таблицы (рисунок 3) и перейти на меньшую частоту вращения двигателя.

4. Содержание графической части проекта

Чертеж общего вида (ГОСТ 2.118-73 – ГОСТ 2.120-73) – это документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его составных частей и поясняющий принцип работы изделия.

На чертеже общего вида должны быть изображены виды, разрезы и сечения изделия, нанесены надписи и текстовая часть, необходимые для понимания конструктивного устройства изделия, взаимодействия его составных частей и принципа работы изделия.

Приведены необходимые размеры и, если требуется, схема изделия и технические характеристики.

Чертеж выполняют с максимальными упрощениями, предусмотренными ГОСТ 2.109-73 (СТ СЭВ 858-78, СТ СЭВ 1182-78) на оформление рабочих чертежей и другими стандартами ЕСКД. Составные части изделия (в том числе заимствованные и покупные) изображают упрощенно (отдельные даже контурными очертаниями), если при этом понятны конструктивное устройство, взаимодействие составных частей и принцип работы изделия. Составные части изделия могут изображаться на одном листе с общим видом или на отдельных последующих листах чертежа общего вида.

По времени разработки чертеж общего вида предшествует сборочному чертежу: и сборочный чертеж, и чертежи деталей разрабатываются с учетом чертежа общего вида. Обычно чертеж общего вида составляется на крупные сборочные единицы. Одному чертежу общего вида могут соответствовать несколько сборочных чертежей (изделия в целом, входящих в изделие агрегатов и узлов), так как состав сборочной единицы определяется не только конструкцией изделия, но и условиями и способами изготовления и эксплуатации.

Технические требования записывают пунктами со сквозной нумерацией (каждый из которых начинается с новой строки).

В технической характеристике указываются производительность аппарата, частота вращения, мощность электродвигателя привода и т. п.

Наименования и обозначения составных частей изделия на чертежах общего вида указывают одним из следующих способов:

- на полках линий-выносок;
- в таблице, размещаемой на том же листе, что и изображение изделия;

Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Материал

в таблице, выполненной на отдельных листах формата А4 по ГОСТ 2.301-68 в качестве последующих листов чертежа общего вида.

На чертеже общего вида наносят **габаритные, присоединительные, установочные и необходимые конструктивные размеры**, причем размерные линии не должны пересекаться между собой и с линиями – выносками.

Габаритные размеры определяют предельные контуры изделия (его длину, ширину и высоту или максимальный диаметр), и указывают пространство, нужное для правильного размещения оборудования. При наличии в изделии перемещающихся частей, меняющих его габариты, габаритный размер указывают для крайних положений этих частей.

Присоединительные и установочные размеры определяют расположение и размеры элементов, по которым изделие устанавливается на место монтажа или присоединяют к другому изделию.

Конструктивные размеры, определяющие расчетную, конструктивную характеристику изделия, например диаметры проходных отверстий, размеры резьбы на присоединительных элементах и т. п.

Графический документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления) и контроля, называется **сборочным чертежом**.

Оформление сборочного чертежа не отличается от оформления чертежа общего вида. Обязательны: изображения, отражающие взаимное положение всех входящих в изделие деталей; размеры, определяющие взаимное положение деталей и установку изделия; нумерация позиций составных частей изделия и составление спецификации. Поэтому, в частных случаях чертеж общего вида может не отличаться от сборочного чертежа. Однако назначение этих чертежей разное. В отличие от сборочного чертежа, который предназначен только для того, чтобы собрать и проконтролировать собранное изделие, чертеж общего вида должен раскрыть конструкцию и принцип работы изделия. Это может потребовать введения в чертеж дополнительных видов (разрезов, сечений) и дополнительных размеров. Упрощения, допустимые на сборочном чертеже, не всегда можно использовать в чертежах общего вида. По времени разработки чертеж общего вида предшествует сборочному чертежу: и сборочный чертеж, и чертежи деталей разрабатываются с учетом чертежа общего вида.

На сборочном чертеже дается минимальное, но достаточное число видов, разрезов, сечений, необходимых для сборки и контроля сборочной единицы. Сборочный чертеж должен содержать: изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимосвязи составных частей, соединяемых по данному чертежу и обеспечивающих возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы; размеры габаритные, установочные, присоединительные, а также необходимые справочные размеры.

Разрезы и сечения на сборочных чертежах служат для выявления внутреннего устройства сборочной единицы и взаимосвязи входящих в нее деталей.

Разрез на сборочном чертеже представляет собой совокупность разрезов отдельных частей, входящих в сборочную единицу. Штриховку одной и той же детали в разрезах на разных изображениях выполняют в одну и ту же сторону, выдерживая одинаковое расстояние (шаг) между линиями штриховки. Штриховку смежных деталей из одного материала разнообразят изменением направления штриховки, сдвигом штрихов или изменением шага штриховки. Сварное, паяное или клееное изделия из одного материала, находящиеся в сборе с другими изделиями, в разрезах и сечениях штрихуют как монолитное тело, показывая границы между деталями сварного изделия сплошными основными линиями. Шарик в разрезах и сечениях всегда показывают нерассеченными. Винты, болты, шпильки, штифты, шпонки, шайбы, гайки и другие стандартные крепежные изделия при продольном разрезе показывают нерассеченными. Непустотелые валы, шпиндели, рукоятки, шатуны и т. п. при продольном разрезе также изображают нерассеченными. На сборочных чертежах допускается не показывать фаски, округления, проточки, углубления, выступы, рифления, оплетку и другие мелкие элементы. Допускается не изображать зазоры между стержнем и отверстием. Если необходимо показать составные части изделия, закрытые крышкой, кожухом, щитом и т. п., то закрывающие изделия можно не изображать, а над изображением выполнить надпись по типу «Крышка поз. 5 не показана».

На сборочном чертеже наносят: ***габаритные, монтажные, установочные и эксплуатационные размеры.***

Габаритные размеры, характеризующие три измерения изделия.

Монтажные размеры, указывающие на взаимосвязь деталей в сборочной единице, например расстояние между осями валов, монтажные зазоры и т. п.

Установочные размеры, определяющие величины элементов, на которых изделие устанавливается на месте монтажа или присоединяется к другому изделию, например размеры окружностей и диаметры отверстий под болты, расстояние между осями фундаментных болтов и т. п.

Эксплуатационные размеры, определяющие расчетную, конструктивную характеристику изделия, например диаметры проходных отверстий, размеры резьбы на присоединительных элементах и т. п.

Сборочные чертежи следует выполнять, как правило, с упрощениями, соответствующими требованиям стандартов Единой системы конструкторской документации и настоящего стандарта.

На сборочных чертежах допускается не показывать:

а) фаски, округления, проточки, углубления, выступы, накатки, насечки, оплетки и другие мелкие элементы;

б) зазоры между стержнем и отверстием;

в) крышки, щиты, кожухи, перегородки и т. п., если необходимо показать закрытые ими составные части изделия. При этом над изображением делают соответствующую надпись, например: «Крышка поз. 3 не показана»;

г) видимые составные части изделий или их элементы, расположенные за сеткой, а также частично закрытые впереди расположенными составными частями;

д) надписи на табличках, фирменных планках, шкалах и других подобных деталях, изображая только их контур.

На сборочных чертежах применяют следующие способы упрощенного изображения составных частей изделий:

а) на разрезах изображают нерассеченными составные части, на которые оформлены самостоятельные сборочные чертежи.

б) типовые, покупные и другие широко применяемые изделия изображают внешними очертаниями. Внешние очертания изделия, как правило, следует упрощать, не изображая мелких выступов, впадин и т. п.

На сборочных чертежах, включающих изображения нескольких одинаковых составных частей (колес, опорных катков и т. п.), допускается выполнять полное изображение одной составной части, а изображения остальных частей – упрощенно в виде внешних очертаний.

Сварное, паяное, клееное и тому подобное изделие из однородного материала в сборе с другими изделиями в разрезах и сечениях штрихуют в одну сторону, изображая границы между деталями изделия сплошными основными линиями. Допускается не показывать границы между деталями, т. е. изображать конструкцию как монолитное тело.

Для изготовления каждой детали нужен ее рабочий чертеж. **Рабочим чертежом детали** называется документ, содержащий изображение детали, размеры и другие данные, необходимые для изготовления, ремонта и контроля детали. Этот документ содержит данные о материале, шероховатости поверхностей, технические требования и др. Таким образом, рабочий чертеж включает в себя как графическую, так и текстовую часть.

При выполнении рабочего чертежа детали определяют вид, дающий наибольшее представление об ее устройстве (главный вид), и необходимое количество других видов и изображений.

Размеры на рабочем чертеже детали должны быть нанесены так, чтобы обеспечить наименьшую трудоемкость изготовления детали. Неудачное нанесение размеров может привести к выполнению лишних технологических операций и повышению себестоимости детали. Наличие одинаковых размеров у отдельных элементов детали, например, фасок, канавок, проточек, уменьшает число необходимого режущего и измерительного инструмента, что приводит к снижению себестоимости изготовления детали.

Нанесение размеров должно соответствовать технологии изготовления детали, т. е. учитывать последовательность операции-обработки заготовки детали и то оборудование, на котором деталь может быть изготовлена.

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Задача №1 Пример расчета привода, содержащего открытую зубчатую передачу и конический редуктор

Рассчитать привод ленточного транспортера (рисунок 4).

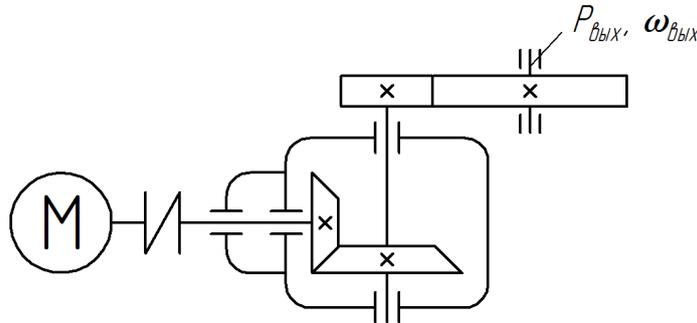


Рисунок 4 – Схема привода

Данные для расчета:

Выходной момент на валу барабана приводной станции $T_{вых} = 620 \text{ Нм}$;

Частота вращения выходного вала (барабана) $n_{вых} = 100 \text{ мин}^{-1}$;

Синхронная частота вращения двигателя $n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$;

Срок службы привода $L_h = 10000 \text{ час}$.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1. Определение мощности на тихоходном валу привода

$$P_{вых} = T_{вых} \cdot \omega_{вых} = 620 \cdot 10,47 = 6491 \text{ Вт} = 6,49 \text{ кВт};$$

$$\omega_{вых} = \frac{\pi \cdot n_{вых}}{30} = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,47 \text{ с}^{-1}.$$

1.2. Мощность на быстроходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}} = \frac{6,49}{0,92} = 7 \text{ кВт},$$

где $\eta_{общ} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n^2 = 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,995^2 = 0,92$ – общий КПД привода;

$\eta_{1-2} = 0,98$ – КПД закрытой зубчатой передачи [1, стр.42, табл. 2.2], [2, стр. 46, табл. 4.1];

$\eta_{2-3} = 0,95$ – КПД открытой зубчатой передачи [там же];

$\eta_n = 0,995$ – КПД одной пары подшипников [1, стр.42, табл. 2.2].

1.3. Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель единой общепромышленной серии

[4, стр. 26], [1, стр.406, табл. К9] 4A160S8Y3 мощностью $P_{\text{дв}} = 7,5 \text{ кВт}$, относительным скольжением $s = 2,5\%$ и кратностью

$$T_{\text{пуск}} / T_{\text{ном}} = 1,4.$$

Частота вращения:

$$n_{\text{дв}} = n_c \cdot (1 - s) = 750 \cdot (1 - 0,025) = 731 \text{ мин}^{-1}.$$

1.4. Общее передаточное число привода:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_{\text{вых}}} = \frac{731}{100} = 7,31.$$

1.5. Разбивка общего передаточного числа по ступеням

Принимаем передаточное число открытой зубчатой передачи $u_2 = 3$.

Тогда для редуктора: $u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2} = \frac{7,31}{3} = 2,44$.

имея в виду округлить полученное значение до стандартного:

$u_1 = 2,5$ [1, стр. 45, табл. 2.3], [8, стр. 63, табл. 2].

Эта величина будет уточнена после назначения числа зубьев колес редуктора, но в дальнейших расчетах будет участвовать именно стандартное значение.

1.6. Угловые скорости и вращающие моменты на валах привода:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{7 \cdot 10^3}{76,4} = 91,5 \text{ Нм},$$

где $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 731}{30} = 76,4 \text{ с}^{-1}$.

При определении величины вращающего момента использована расчетная мощность на быстроходном валу, а не номинальная мощность двигателя.

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_{1-2} \cdot \eta_n = 91,5 \cdot 2,5 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 222 \text{ Нм};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{76,4}{2,5} = 30,56 \text{ с}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{30 \cdot \omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 30,56}{\pi} = 292 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n = 222 \cdot 3 \cdot 0,95 \cdot 0,995 = 632 \text{ Нм};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{30,56}{3} = 10,19 \text{ с}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{292}{3} = 97,3 \text{ мин}^{-1}.$$

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_3|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100 = \frac{|620 - 632|}{620} \cdot 100 = 1,9\% < 5\%;$$

$$\Delta n = \frac{|n_{\text{вых}} - n_3|}{n_{\text{вых}}} \cdot 100 = \frac{|100 - 97,2|}{100} \cdot 100 = 2,7\% < 4\%.$$

Расчет величины T_3 и ω_3 одновременно выполняет роль проверки. При большом расхождении с величиной названных параметров в задании необходимо проверить ход выполненных вычислений.

Кинематические параметры привода определены. Приступим к прочностным расчетам.

Предваряя расчет редуктора, производим расчет всех иных типов передач, поскольку и ременная, и цепная, и зубчатые передачи нагружают валы редуктора. При последующем расчете валов необходимо учитывать эти нагрузки. В нашем случае имеет место открытая зубчатая передача.

2. РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Выбор материала колес (их нумерация вслед за 1 и 2 колесами редуктора – 3 и 4)

Принимаем для шестерни и колеса одну марку стали с одинаковой термообработкой [1, стр. 52] – сталь 35 нормализованную.

В этом случае твердость HB = 162...192 (HB_{ср}=177) [4, стр.88], [1, стр.53, табл. 3.2], см. также [2, стр. 57, табл. 5.1].

2.2. Расчет открытой зубчатой передачи на изгиб

Методика проектного расчета открытых зубчатых передач включает расчет по напряжениям изгиба [2, стр. 67].

2.2.1. Расчетное значение модуля [2, стр. 67, (5.47)]

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta}}{z_3^2 \cdot \psi_{ed} \cdot [\sigma]_F}} \cdot Y_{F3}, \text{ мм}$$

где $K_m = 14$ расчетный коэффициент для прямозубой передачи [2, стр. 67];
 $K_{F\beta} = 1,4$ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине контактной линии при $\psi_{ed} = 0,4$ [2, стр. 64, рис. 5.7];

$[\sigma]_{F3}$ – допускаемые напряжения зуба колеса z_3 (см. с учетом особенностей проектирования передач для сельскохозяйственной техники [2, стр. 60...62]);

Y_{F3} – коэффициент формы зуба шестерни открытой передачи;

ψ_{ed} – коэффициент ширины шестерни (Принимаем $\psi_{ed} = 0,4$ [2, стр. 67, табл. 5.12]).

2.2.2. Допускаемое напряжение изгиба для зуба шестерни [2, стр. 62, (5.21)]

$$[\sigma]_{F3} = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot Y_A, \text{ МПа}$$

где $\sigma_{F\lim}^0$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений при одностороннем приложении нагрузки;

K_{FL} – коэффициент долговечности;

Y_A – коэффициент, учитывающий способ приложения нагрузки; при одностороннем приложении (пульсирующий цикл) $Y_A = 1$, при двустороннем $Y_A = 0,7 \dots 0,8$;

$S_F = 1,7$ – коэффициент запаса прочности [2, стр.61, табл. 5.3]).

$\sigma_{F\lim}^0 = 1,7 \text{ НВ МПа}$ [2, стр.61, табл. 5.3].

Для стали 35 НВ_{ср}=177, $\sigma_{F\lim}^0 = 1,7 \cdot 177 = 300 \text{ МПа}$.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_u}}$$

где N_{F0} – базовое число циклов напряжений при деформации изгиба; для всех сталей

$$N_F = 4 \cdot 10^6 \text{ [1, стр. 56], [2, стр. 60];}$$

$$N_u = N_2 = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h = 573 \cdot 30,56 \cdot 10000 = 17,5 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

$$K_{FL} = K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{17,5 \cdot 10^7}} = 0,53 < 1. \text{ Принимаем } K_{FL} = 1,0.$$

$$[\sigma]_{F3} = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot Y_A = \frac{300}{1,7} \cdot 1,0 \cdot 1 = 176 \text{ МПа.}$$

2.2.3. Вычисление геометрических параметров зацепления

Согласно приведенной формуле (п. 2.2.1) с увеличением числа зубьев модуль имеет тенденцию к уменьшению. Поэтому проведем небольшое исследование по определению минимальных габаритов открытой передачи, хотя имеются рекомендации [2, стр. 67], согласно которым можно принимать число зубьев меньшего из колес $z_3=17...25$. Число зубьев одновременно следует назначать таким, чтобы межосевое расстояние при любом значении модуля получалось стандартным (или близким к стандартному).

Производим подстановку численных значений величин и определяем модуль зацепления, задаваясь последовательно величиной $z_3=20, 30, 40$ зубьев; $z_4=z_3 \cdot u_2=60, 90, 120$; $d_3=m z_3$; $d_4=m z_4$;

$$m = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{222 \cdot 1,4}{40^2 \cdot 0,4 \cdot 176}} \cdot 3,7 = 3,75 \text{ – вычисления сводим в табл.1.}$$

Таблица 1. Результаты вычислений

Варианты	Z_1	Y_{F0} [2,стр.67]	m , мм	m по ГОСТ 9063-60	$d_3=m z_3$, мм	$d_4= m z_4$, мм	a , мм
1	40	3,7	3	4	160	480	320
2	30	3,8	3,68	5	150	450	300
3	20	4,08	4,96	6,5	130	390	260

При округлении по ГОСТ модуль изнашиваемых колес увеличивается на 30%.

Третий вариант приносит компактную передачу с $a = 260$ мм, что соответствует ГОСТ 6636-69, ряд $R_a 40$. Для открытой зубчатой передачи такое согласование с ГОСТ вполне допустимо в отличие от межосевого расстояния редуктора, регламентируемого специальным стандартом ГОСТ 2185-66.

2.3. Число зубьев шестерни принято $z_3 = 20$ (см. п. 2.2.3).

2.4. Число зубьев колеса:

$$z_4 = z_3 \cdot u_2 = 20 \cdot 3 = 60.$$

2.5. Определяем фактическое передаточное число:

$$u_\phi = \frac{z_4}{z_3} = \frac{60}{20} = 3.$$

2.6. Находим фактическое межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{(z_3 + z_4) \cdot m}{2} = \frac{(20 + 60) \cdot 6,5}{2} = 260 \text{ мм.}$$

2.7. Диаметры делительных окружностей шестерни и колеса:

$$d_3 = m \cdot z_3 = 6,5 \cdot 20 = 130 \text{ мм};$$
$$d_4 = m \cdot z_4 = 6,5 \cdot 60 = 390 \text{ мм}.$$

2.8. Диаметры окружностей вершин:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m = 130 + 2 \cdot 6,5 = 143 \text{ мм};$$
$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m = 390 + 2 \cdot 6,5 = 403 \text{ мм}.$$

2.9. Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f3} = d_3 - 2,4 \cdot m = 130 - 2,4 \cdot 6,5 = 114,4 \text{ мм};$$
$$d_{f4} = d_4 - 2,4 \cdot m = 390 - 2,4 \cdot 6,5 = 374,4 \text{ мм}.$$

2.10. Ширина венца колеса и шестерни:

$$b_4 = \psi_{ed} \cdot d_1 [2, \text{ стр. 67}].$$
$$b_4 = \psi_{ed} \cdot d_1 = 0,4 \cdot 130 = 52 \text{ мм}.$$

Принимаем по ГОСТ 6636-69 $b_4 = 52 \text{ мм}$.

$$b_3 = b_4 + (2...4) \text{ мм} = 52 + (2...4) \text{ мм} = 54...56 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_3 = 55 \text{ мм}$.

2.11. Силы в полюсе зацепления, создающие консольную нагрузку на выходном валу редуктора [4, стр. 293], [1, стр. 100, табл. 6.2],

- окружная сила $F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 222 \cdot 10^3}{130} = 3431 \text{ Н}$,

- радиальная сила $F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3431 \cdot 0,364 = 1249 \text{ Н}$.

При вычислении нагрузки на вал необходимо внимательно следить за размерностью величин и индексами параметров передачи: делительный диаметр шестерни открытой зубчатой передачи d_3 , а посажена она на выходной конец тихоходного вала, нагруженного вращающим моментом T_2 .

3. РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

3.1. Выбор материала зубчатых колес

Примем для шестерни и колеса одну марку стали. Согласно рекомендациям [1, 2, 4] выбираем сталь 40Х улучшенную. Полагая, что для шестерни диаметр заготовки не превышает 100 мм, находим твердость

269...302 HB при среднем значении HB_{cp1} 285 [2, стр. 57, табл. 5.1], [4, стр. 68, табл. 4.5],[1, стр. 53, табл. 3.2]. Для колеса при диаметре заготовки не более 200 мм средняя твердость HB_{cp2} 248 [там же].

3.2. Допускаемые контактные напряжения

При разности средних значений твердостей $HB_1 - HB_2 = 20..50$ зубчатые передачи рассчитывают по меньшему значению $[\sigma]_H$ из полученных для шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$ [1].

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{HO1}; \quad [\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{HO2};$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_u}},$$

где N_{HO} – базовое число циклов перемены контактных напряжений, зависящее от механических свойств материала

(в нашем случае $N_{HO} = 1,65 \cdot 10^7$ [1, стр. 55, табл. 3.3]);

N_u – число циклов перемены напряжений за весь срок службы.

$$N_{u1} = 573 \cdot \omega_1 \cdot L_h = 573 \cdot 76,4 \cdot 10000 = 43,8 \cdot 10^7 \text{ циклов},$$

$$N_{u2} = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h = 573 \cdot 30,56 \cdot 10000 = 17,5 \cdot 10^7 \text{ циклов}.$$

При $N_u > N_{HO}$ принимают $K_{HL} = 1$, следовательно $[\sigma]_H = [\sigma]_{HO}$.

В свою очередь $[\sigma]_{HO} = 1,8HB + 67$ [1, стр.52, табл. 3.1].

Тогда расчет передачи будем вести по допускаемому напряжению для колеса

$$[\sigma]_{HO} = 1,8 \cdot HB_{2cp} + 67 = 1,8 \cdot 248 + 67 = 513 \text{ МПа}.$$

Допускаемые напряжения изгиба найдем по рекомендациям [1, стр. 55...56]. Вычисляем коэффициент долговечности [1, стр. 56, п.3] для шестерни и колеса:

$$K_{FL1,2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{u1,2}}},$$

где $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ [6, стр.т56] – число циклов нагружения, соответствующее пределу выносливости;

$N_{u1} = 43,8 \cdot 10^7$ – число циклов нагружения зуба шестерни (см. выше),

$N_{u1} > N_{F0}$, поэтому $K_{FL1} = 1$.

По тем же соображениям для колеса $K_{FL2} = 1$, так как

$$N_{u2} = 17,5 \cdot 10^7 > N_{F0}.$$

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_1 \text{ и } [\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_2 \text{ [1, стр.т52, табл. 3.1]}$$

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_1 = 1,03 \cdot 285 = 294 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_{2cp} = 1,03 \cdot 248 = 255 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1} = 1 \cdot 294 = 294 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{FO2} = 1 \cdot 255 = 255 \text{ МПа}.$$

3.3. Внешний делительный диаметр колеса [1, стр. 65] , [4, стр. 126]:

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2 \cdot v_H}} \cdot K_{H\beta}, \text{ мм}$$

где $u = u_1 = 2,5$; $T_2 = 223 \text{ Нм}$ – из кинематического расчета (см. п.п. 1.1...1.5);
в проектном расчете ориентировочно $K_{H\beta} = 1,1$ [2, стр. 82, рис. 5.27],
 $v_H = 0,85$ – для конических передач с прямым зубом [2, стр. 81].

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,5 \cdot 222 \cdot 10^3}{513^2 \cdot 0,85}} \cdot 1,1 = 230 \text{ мм}.$$

Вычисленное значение диаметра d_{e2} округляется до ближайшего значения в едином ряду главных параметров [4, стр. 51], [1, стр. 60, табл. 4.1], [2, стр. 83, табл. 5.17]. Согласно расчетной формуле округление до стандартного значения следует проводить в большую сторону, т.е. принимать $d_{e2} = 250 \text{ мм}$. Однако большой разрыв между расчетным и стандартным значениями позволяет ожидать состояния недогрузки проектируемой передачи поэтому принимаем $d_{e2} = 224 \text{ мм}$.

3.4. Число зубьев колеса можно приблизительно посчитать согласно рекомендациям [4]:

$$z_2' = K \cdot \sqrt[5]{u^2} \cdot \sqrt[6]{d_{e2}},$$

где $K = 18,0$ [4, стр. 127, табл. 4.18] – коэффициент, зависящий от термообработки материалов колес.

В нашем случае термообработка – улучшение для шестерни и колеса.

$$z_2' = 18,0 \cdot \sqrt[5]{2,5^2} \cdot \sqrt[6]{224} = 63,8.$$

3.5. Число зубьев шестерни и колеса [4, стр. 128]

$$z_1' = z_2' / u_1 = 63,8 / 2,5 = 25,42.$$

Полученную величину округляем до ближайшего целого числа.

Принимаем $z_1 = 25$ (см. также [2, стр. 78, рис. 5.24]).

Тогда $z_2 = z_1 \cdot u_1 = 25 \cdot 2,5 = 62,5$.

Принимаем $z_2 = 62$.

3.6. Фактическое передаточное число редуктора

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{62}{25} = 2,48;$$

отклонение от стандартного

$$\frac{2,5 - 2,48}{2,5} \cdot 100\% = 0,8\% < 4\% .$$

3.7. Внешний окружной модуль [4, стр. 127]:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{224}{62} = 3,6129 \text{ мм.}$$

Для конических колес значения модуля разрешается не округлять до стандартного.

3.8. Углы делительных конусов [1, стр. 69]:

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \arctg(u) = \arctg(2,5) = 68^{\circ}11'; \\ \delta_1 &= \operatorname{arccrcc}(u) = \operatorname{arccrcc}(2,5) = 21^{\circ}49'. \end{aligned}$$

3.9. Внешнее конусное расстояние [1, стр. 69]:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{224}{2 \sin 68^{\circ}11'} = \frac{224}{2 \cdot 0,928} = 120,6896 \text{ мм,}$$

последние рекомендации [1, 4] позволяют значение R_e до целого числа не округлять.

3.10. Длина зуба (ширина зубчатого венца) [4, стр. 126], [1, стр. 69] [2, стр. 83, табл. 5.17].

Принимаем $\Psi_R = 0,285$.

$$b = 0,285 \cdot R_e = 0,285 \cdot 120,6896 = 34,39 \text{ мм,}$$

значение b округляем до целого числа по ряду R_{a40} .

$$b = 34 \text{ мм} \quad [1, \text{стр. 326, табл. 13.15}], [2, \text{стр. 83, табл. 5.17}].$$

3.11. Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3,6129 \cdot 25 = 90,32 \text{ мм.}$$

3.12. Средний делительный диаметр шестерни

$$d_1 = 2 \cdot (R_e - 0,5b) \cdot \sin \delta_1 = 2 \cdot (120,6896 - 0,5 \cdot 34) \cdot \sin 21^\circ 49' = 77,04 \text{ мм.}$$

3.13. Внешние диаметры шестерни и колеса [1, стр. 70, п.10]:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1 = 90,32 + 2 \cdot 3,6129 \cdot \cos 21^\circ 49' = 97,025 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2 = 224 + 2 \cdot 3,6129 \cdot \cos 68^\circ 11' = 226,68 \text{ мм.}$$

3.14. Средний окружной модуль

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{77,04}{25} = 3,08 \text{ мм.}$$

3.15. Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{34}{77,04} = 0,44.$$

3.16. Средняя окружная скорость:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{76,4 \cdot 77,04}{2 \cdot 1000} = 2,943 \text{ м/с.}$$

Назначаем 8-ю степень точности колес при $v < 4 \text{ м/с}$ [1, стр. 64, табл. 4.2], [2, стр. 65, табл. 5.7].

3.17. Уточненное значение коэффициента нагрузки (после определения размеров колес, вычисления окружных скоростей)

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv},$$

где $K_{H\beta} = 1,1$ [1, стр. 68], [2, стр. 82, рис. 5.27] – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца;

$K_{H\alpha} = 1,0$ [4, стр. 92], [1, стр. 72], [2, стр. 65, рис. 5.8] – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

$K_{Hv} = 1,24$ [2, стр. 66, табл. 5.11] – коэффициент динамичности.

При $v < 4 \text{ м/с}$.

$$K_H = 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,24 = 1,36.$$

3.18. Проверяем контактные напряжения при уточненных величинах параметров передачи и коэффициентов [4, стр. 127].

$$\sigma_H = \frac{2120}{d_{e2}} \cdot \sqrt{\frac{u \cdot T_2 \cdot K_H}{d_{e2}}} = \frac{2120}{224} \sqrt{\frac{2,5 \cdot 222 \cdot 10^3 \cdot 1,36}{224}} = 550 \text{ МПа} < [\sigma]_H.$$

Перегрузка передачи составляет

$$\frac{|\sigma_H - \sigma_H|}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{|513 - 550|}{513} \cdot 100 = 7,2\% > 5\%.$$

В приведенной формуле числитель перед знаком радикала содержит стандартный коэффициент ширины зубчатого венца.

При невыполнении условия прочности можно изменить ширину зубчатого колеса и шестерни. Используем иную формулу проверочного расчета [1, стр. 72], где учитывается ширина зубчатого венца b , что позволяет осуществлять названную процедуру. См. аналогичную формулу [2, стр. 82, (5.77)].

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{v_H \cdot d_2 \cdot b}} \cdot K_H \leq [\sigma]_H,$$

где $u_\phi = 2,48$ – см. п. 3.6

$F_t = 2375 \text{ Н}$ – п. 3.19

$v_H = 0,85$ – п. 3.3

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{2375 \cdot \sqrt{2,48^2 + 1}}{0,85 \cdot 224 \cdot 34}} \cdot 1,36 = 542 \text{ МПа} > [\sigma]_H = 513 \text{ МПа}.$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_H - \sigma_H|}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{|513 - 542|}{513} \cdot 100 = 5,75\% > 5\%.$$

Факт перегрузки подтверждается, что лишь подчеркивает правильность наших расчетов: при расчетной величине $d_{e2} = 230 \text{ мм}$. Округление до стандартной было проведено в ближайшую, но меньшую сторону до $d_{e2} = 224 \text{ мм}$. При изменении ширины зубчатого венца до $b = 35 \text{ мм}$ получаем $\sigma_H = 535 \text{ МПа}$. При этом перегрузка составит $\Delta\sigma = 4,3\%$.

Если эта мера не дает нужного результата, то при перегрузке можно увеличить d_{e2} до следующего стандартного размера или применить материал колес с более высокими механическими характеристиками.

Недогрузка допускается до 10% [1, стр. 72], [2, стр. 66], либо 15% [4, стр. 98].

Допускаемая перегрузка передачи до 5% (см. те же ссылки на литературные источники).

3.19. Определяем силы, действующие в зацеплении [4, стр. 294], [1, стр. 100, табл. 6.1].

$$\text{Окружная сила } F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 91,5 \cdot 10^3}{77,04} = 2375 \text{ Н};$$

Радиальная для шестерни и осевая для колеса:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 2375 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 21^\circ 49' = 801 \text{ Н};$$

Осевая для шестерни и радиальная для колеса:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 2375 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 21^\circ 49' = 321 \text{ Н}.$$

3.20. Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба: зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} [1].

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{v_F \cdot b \cdot m_e} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$
$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} = [\sigma]_{F1},$$

где Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба, определяемые по эквивалентному числу зубьев;

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 21^\circ 49'} = 26,9;$$

$$Y_{F1} = 3,86 \text{ [1, стр.71, табл. 4.7];}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{62}{\cos 68^\circ 11'} = 166,9;$$

$$Y_{F2} = 3,59 \text{ [1, стр. 71, табл. 4.7];}$$

$Y_\beta = 1$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба [1, стр. 73];

$v_F = 0,85$ – коэффициент вида конических колес – для прямозубых [1, стр. 69];

$K_{F\alpha} = 1$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями [1, стр. 72];

$K_{F\beta} = 1$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба [1, стр. 69];

$K_{Fv} = 1,38$ – коэффициент динамичности [1, стр. 64, табл. 4.3].

Допускаемые напряжения $[\sigma]_{F1} = 294 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{F2} = 255 \text{ МПа}$ (см. п. 3.2).

После подстановки величин:

$$\sigma_{F2} = 3,59 \cdot 1 \cdot \frac{2375}{0,85 \cdot 34 \cdot 3,6129} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,38 = 112,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} = 112,7 \cdot 3,86 / 3,59 = 121,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} < [\sigma_{F1}] = 294 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma_{F2}] = 255 \text{ МПа}.$$

4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

4.1. Находим диаметр выходного конца быстроходного вала расчетом на кручение [1, стр. 112], [2, стр. 149, (10.4)], [4, стр. 296]:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 91,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 26,6 \text{ мм.}$$

$$[\tau]_k = 25 \text{ МПа.}$$

Сравниваем расчетный диаметр выходного конца быстроходного вала с диаметром вала электродвигателя $d_{oe}=48 \text{ мм}$ [4, стр. 519, табл. П.1], [1, стр. 407, табл. К10] и принимаем его близким к диаметру вала электродвигателя $d_{e1}=38 \text{ мм}$. Существует рекомендация по соотношению диаметров вала электродвигателя и выходного конца вала редуктора $d_{e1} = (0,8...1,2) d_{oe}$ [2, стр. 88, (5.92)].

4.2. Диаметры посадочных мест под подшипники.

$d_{n1}=45,0 \text{ мм}$ (см. по чертежу [1, стр.114, рис. 7.1, в]) – согласуется со стандартными размерами внутренних диаметров подшипников.

4.3. Параметры шестерни в п. 3.10...3.12:

$$b=34 \text{ мм}; d_{e1}=90,32 \text{ мм}; d_1=77,04 \text{ мм}; d_{ae1}=97,025 \text{ мм.}$$

4.4. Диаметр выходного конца тихоходного вала редуктора:

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 222 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 34,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{B2}=38 \text{ мм}$ (округляется по ГОСТ 6636-69 [1, стр. 326, табл. 13.15]) – принимаем $d_{B2}=d_{B1}$.

Далее действуем в соответствии с рекомендациями [4, стр. 296], [1, стр. 110-125], [2, стр. 87-92, 147-149] по определению диаметров ступеней вала.

4.5. Диаметры посадочных мест под подшипники [4, стр. 425, рис. 14.16], [1, стр. 114, рис. 7.1.в]. Ради сокращения номенклатуры подшипников примем те же размеры, что и для быстроходного вала : $d_{n2}=45 \text{ мм}$.

4.6. Диаметр вала в месте посадки конического колеса:

$$d_{k2}=46 \text{ мм. (см. ГОСТ 6636-69).}$$

4.7. Диаметр ступицы колеса [4, стр.428, (14.19)]:

$$D_{cm} = 1,5 \cdot d_{k2} + 10 = 1,5 \cdot 46 + 10 = 78 \text{ мм.}$$

(округлено по стандарту).

4.8. Эскизная компоновка валов редуктора

4.8.1. Длина плеч быстроходного вала (рисунок 5).

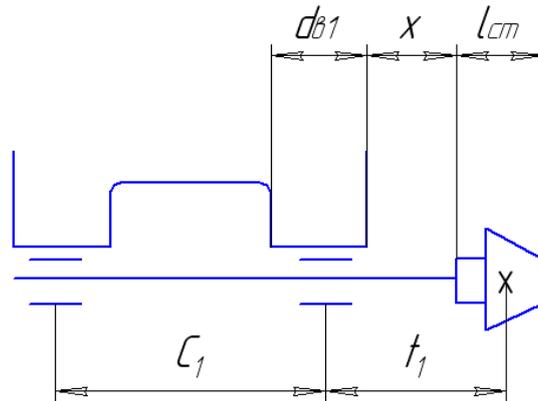


Рисунок 5 – Длина плеч быстроходного вала

Длина посадочного места шестерни $l_{CT} \approx b = 34,0$ мм (хотя ступица может быть и не выражена; можно спроектировать вал-шестерню),

$$f_1 = \frac{l_{cm1}}{2} + x + l_m + \frac{d_{B1}}{2},$$

где $x = 10$ мм – зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса редуктора;

$l_m = 15$ мм – ширина мазеудерживающего кольца (подшипники быстроходного вала смазываются консистентной смазкой);

$$f_1 = \frac{34,0}{2} + 10 + 15 + \frac{38}{2} = 61 \text{ мм.}$$

Округляем до $f_1 = 60$ мм.

$$c_1 = (1,5 \dots 2,3) \cdot f_1 = (1,5 \dots 2,3) \cdot 60 = 90 \dots 138,0 \text{ мм.}$$

Принимаем $c_1 = 120$ мм (во избежание заклинивания подшипников от теплового удлинения вала плечо c_1 ограничивают в пределах $c_1 \leq (4 \dots 6) d_{n1}$. См. также: назначение величины l_4 эскизной компоновкой графически [1, стр. 112, табл. 7.1].

4.8.2. Длина плеч тихоходного вала определяется путем замера при выполнении эскиза редуктора на миллиметровой бумаге.

При этом:

Длина ступицы $l_{cm2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{к2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 46 = 55,2 \dots 69$ мм.

Принимаем $l_{cm2} = 65$ мм.

Для размещения ступицы необходимой длины применяют бондажированные зубчатые колеса [4, стр. 431].

Толщина обода [4, стр. 428]:

$$\delta_0 = 2,5 \cdot m_e + 2 = 2,5 \cdot 3,6129 + 2 \approx 11 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_0 = 11 \text{ мм.}$

Толщина ступицы $\delta_{cm} = 0,25 d_{k2} + 5 = 16 \text{ мм.}$

Толщина диска:

$$\delta_{\partial} = (\delta_0 + \delta_{cm}) / 2 = (11 + 16) / 2 = 13,5 \text{ мм.}$$

Параллельно выполнению эскизной компоновки редуктора производим определение длины плеч c_2, f_2, f_3 тихоходного вала (рисунок 6) расчетом.

От торца ступицы колеса до внутренней стенки редуктора $x = 10 \text{ мм.}$

От стенки корпуса до торца подшипника $y = 20 \text{ мм}$ (для размещения мазеудерживающего кольца).

Длина расточки бобышки под подшипник принимается равной диаметру вала $d_{k2} = 46 \text{ мм.}$

Ширина шестерни открытой передачи $b_3 = 55 \text{ мм}$ (см. п. 2.10).

От торца ступицы шестерни до наружной стенки бобышки $x = 10 \text{ мм.}$

$$f_3 \approx \frac{b_3}{2} + x + \frac{d_{k2}}{2} = \frac{55}{2} + 10 + \frac{46}{2} = 60 \text{ мм;}$$

$$f_2 \approx \frac{d_{k2}}{2} + y + x + \frac{l_{CT2}}{2} = \frac{46}{2} + 20 + 10 + \frac{65}{2} = 85 \text{ мм.}$$

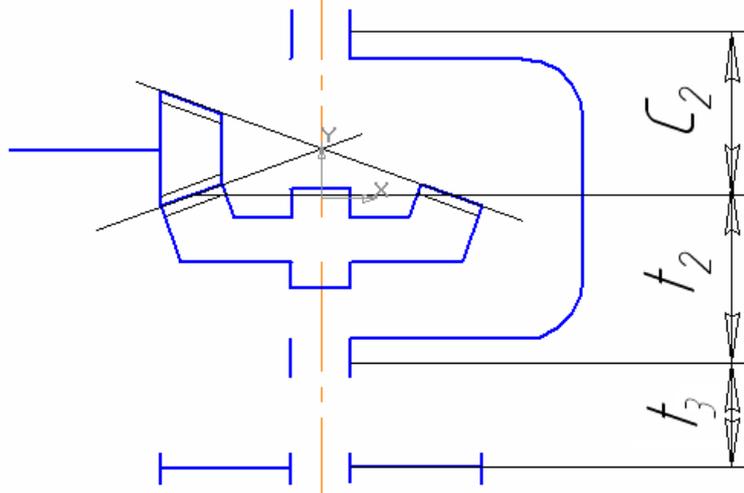


Рисунок 6 – Длина плеч тихоходного вала

Общая длина вала ввиду симметричности корпуса редуктора

$$(f_2 + c_2) = 2 (f_2 + 0,5 d_1) = 2 \cdot (85 + 0,5 \cdot 77,04) = 247 \text{ мм.}$$

(d_1 – средний диаметр конической шестерни). Решая последнее уравнение относительно c_2 получим

$$c_2 = 247 - f_2 = 247 - 85 = 162 \text{ мм.}$$

Эскизная компоновка и расчет взаимно дополняют друг друга и корректируют. Конструктор не может слепо следовать за своими же расчетами. При выполнении сборочного чертежа редуктора в зависимости от принятой конструкции опоры можно изменить длину расточки бобышки, сместить подшипник с середины длины расточки к внутренней стенке редуктора (установить подшипник заподлицо с внутренней стенкой). Всякий раз конструктор руководствуется практической целесообразностью: удобством монтажа, обеспеченностью смазкой, уменьшением длины плеча вала ради увеличения жесткости последнего и т.д.

5. ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ (одновременно построение эпюр изгибающих моментов)

Нами приняты одинаковые размеры подшипников для быстроходного и тихоходного валов – 7209.

5.1. Определение опорных реакций при известных нагрузках на вал (см. п. 3.19):

$$F_{t1} = 2375 \text{ Н}; \quad F_{r1} = 801 \text{ Н}; \quad F_{a1} = 321 \text{ Н (рисунок 7)}$$

Примечание: в формуле пп. 5.4 и 5.5 при расчете долговечности подшипников для избежания повторения индекса F_{a1} – для осевой нагрузки на подшипник осевая составляющая в полюсе зацепления как внешняя осевая нагрузка получит обозначение F_A .

Составляем уравнения равновесия во взаимно перпендикулярных плоскостях:

В плоскости XOZ $\sum T_A = 0$, откуда $R_{B1} \cdot c_1 - F_{t1} \cdot (c_1 + f_1) = 0$;

$$R_{B1} = \frac{F_{t1} \cdot (c_1 + f_1)}{c_1} = \frac{2375 \cdot (120 + 60)}{120} = 3562,5 \text{ Н.}$$

$$\sum X = 0, \text{ откуда } R_{A1} - R_{B1} + F_{r1} = 0;$$

$$R_{A1} = R_{B1} - F_{r1} = 3562,5 - 801 = 1187,5 \text{ Н.}$$

В плоскости YOZ $\sum T_A = 0$, откуда $R_{B2} \cdot c_1 - F_{r1} \cdot (c_1 + f_1) = 0$;

$$R_{B2} = \frac{F_{r1} \cdot (c_1 + f_1)}{c_1} = \frac{801 \cdot (120 + 60)}{120} = 1201,5 \text{ Н.}$$

$\sum Y=0$, откуда $R_{A2} = R_{B2} - F_{r1} = 1201,5 - 801 = 400,5 \text{ H}$.

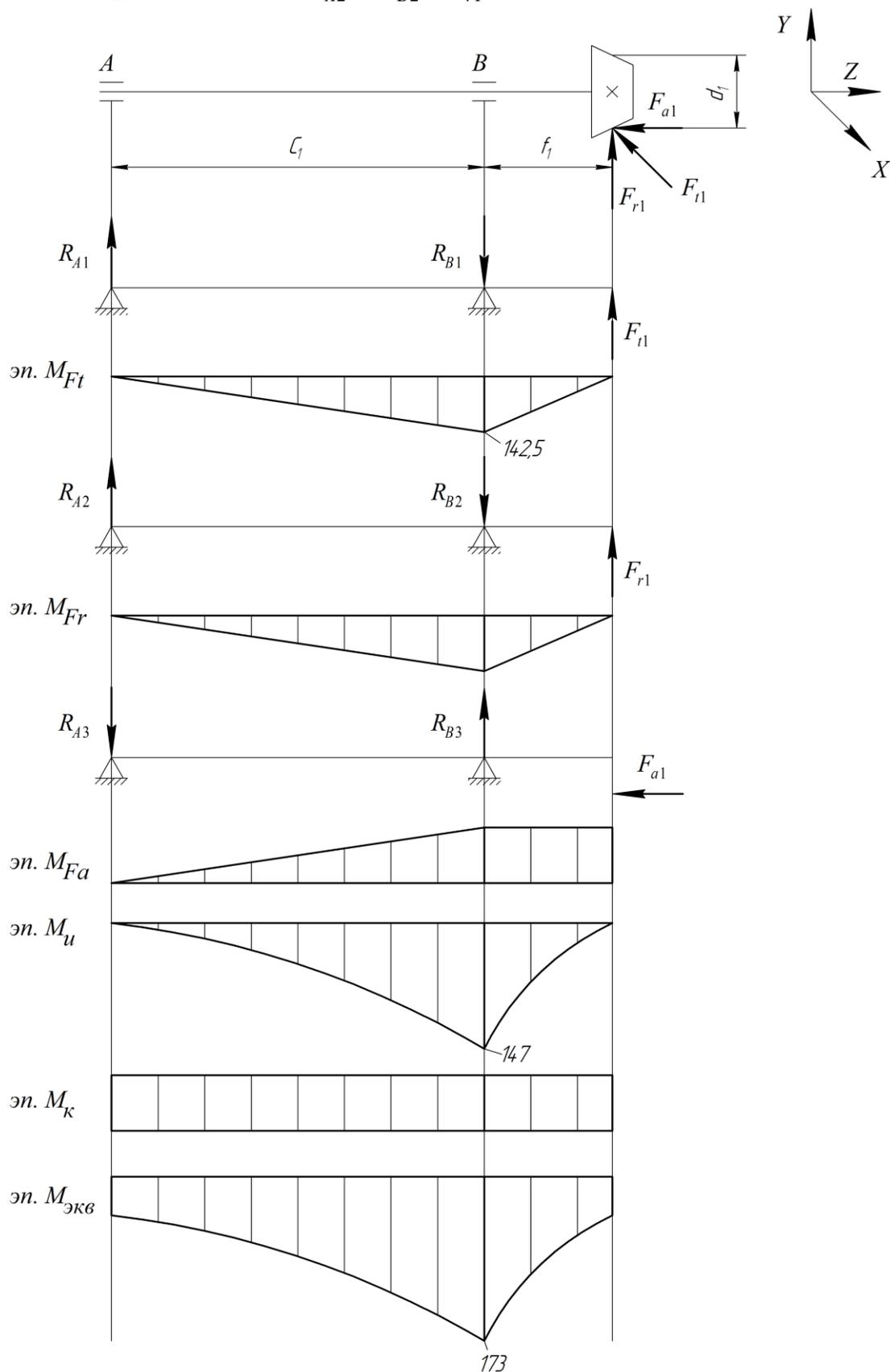


Рисунок 7 – Эпюры изгибающих моментов

$$\sum T_A = 0, \text{ откуда } F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{B3} \cdot c_1 = 0;$$

$$R_{B3} = \frac{F_{a1} \cdot d_1}{2 \cdot c_1} = \frac{321 \cdot 77,04}{2 \cdot 120} = 103,04 \text{ Н.}$$

$$R_{A3} = R_{B3} = 103,04 \text{ Н.}$$

5.2. Суммарные радиальные нагрузки на опоры:

Опора А:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{A1}^2 + (R_{A2} - R_{A3})^2} = \sqrt{1187,5^2 + (400,5 - 103,04)^2} = 1224 \text{ Н.}$$

R_{A3} со знаком «-» ввиду противоположного направления реакции R_{A2} .

Опора В:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{B1}^2 + (R_{B2} - R_{B3})^2} = \sqrt{3562,5^2 + (1201,5 - 103,04)^2} = 3740 \text{ Н.}$$

В радиальном направлении опора В более нагруженная, поэтому конструкцию опор выполним таким образом, чтобы осевая сила воспринималась опорой А.

5.3. Осевые составляющие радиальных реакций роликовых радиально-упорных подшипников [4, стр. 363]; [1, стр. 141, табл. 9.1]:

$$S_A = 0,83 \cdot e \cdot F_{rA} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 1224 = 406,4 \text{ Н.}$$

$$S_B = 0,83 \cdot e \cdot F_{rB} = 0,83 \cdot 0,4 \cdot 3740 = 1242 \text{ Н.}$$

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 0,4 [4, \text{стр. 360}] \text{ при } \alpha = 15^\circ.$$

Угол контакта для подшипников серии 7200 $\alpha = 11^\circ \dots 16^\circ$. Угол контакта роликовых радиально-упорных подшипников не меняется в зависимости от радиальной нагрузки.

5.4. Суммарная осевая нагрузка на подшипник (рисунок 8) [3, стр. 306] при $S_A < S_B$ для подшипника, не воспринимающего внешней осевой нагрузки, $F_{a1} = S_B$ от силы затяжки, $F_{a2} = F_{a1} + F_A$, где F_A – внешняя нагрузка на подшипник (от полюса зацепления),

$$F_{A\Sigma} = F_A + S_B = 321 + 1242 = 1563 \text{ Н}$$

- осевая нагрузка на опору А. Схему нагружения подшипников см. также [1, стр. 148, табл. 9.6].

Опора В никакой осевой нагрузки не воспринимает

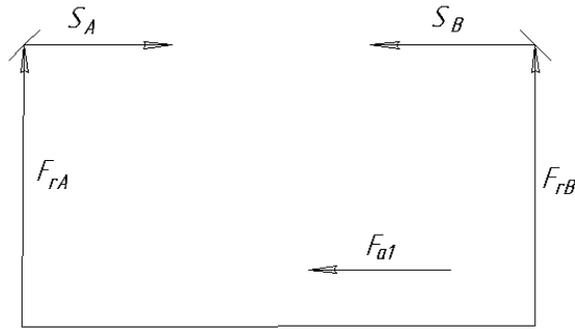


Рисунок 8 – Схема сил, действующих на подшипник

5.5. Эквивалентная нагрузка [4, стр. 359].

$$\text{Для опоры А: } \frac{F_{A\Sigma}}{F_{rA}} = \frac{1563}{1224} = 1,2 > e \text{ (см. п.5.2 и 5.3)}$$

- соотношение учитывается в последующих расчетах при выборе коэффициентов X и Y.

$$P_{\Sigma A} = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{A\Sigma}) \cdot K_{\sigma} \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 1224 + 1,492 \cdot 1563) \cdot 1,2 \cdot 1 = 2332 \text{ Н,}$$

где $X = 0,4$; $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha = 0,4 \cdot 3,732 = 1,492$ [4, стр.366, табл.12.26];

$V = 1$ [4, стр. 359], [1, стр. 142, табл. 9.1];

$K_{\sigma} = 1,2$ [4, стр. 362, табл. 12.27], [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T = 1$ [4, стр. 359], [1, стр. 147, табл. 9.5].

Для опоры В: $P_{\Sigma B} = V F_{rB} K_{\sigma} K_T$, [4, стр. 359], [1, стр. 141, табл. 9.1].

$V = 1$; $K_{\sigma} = 1,2$; $K_T = 1$ по аналогии с опорой А.

$$P_{\Sigma B} = 1 \cdot 3740 \cdot 1,2 \cdot 1 = 4488 \text{ Н.}$$

Долговечность определяют по более нагруженному подшипнику.

5.6. Расчетная долговечность [4, стр. 359] или [1, стр. 140].

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C}{P_{\Sigma B}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 731} \cdot \left(\frac{42,7}{4,488} \right)^{10/3} = 42600 \text{ час,}$$

где $C = 42,7 \text{ кН}$ [1, стр. 436, табл. К29].

6. ПРОВЕРКА ВАЛА НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

6.1. Определить величины максимальных изгибающих моментов (в сечении над опорой В, как видно по эпюру эквивалентного момента – рисунок 7).

- от окружной силы F_{t1} (в горизонтальной плоскости, вокруг оси Y):

$$M_y = R_{A1} \cdot c_1 = 1197,5 \cdot 120 = 142,5 \cdot 10^3 \text{ Нмм} = 142,5 \text{ Нм};$$

- от радиальной F_{r1} и осевой F_{a1} составляющих (в вертикальной плоскости, вокруг оси X)

$$M_x = (R_{A2} - R_{A3}) \cdot c_1 = (400,5 - 103,04) \cdot 120 = 35,7 \cdot 10^3 \text{ Нмм} = 35,7 \text{ Нм};$$

- суммарный изгибающий момент:

$$M_u = \sqrt{M_y^2 + M_x^2} = \sqrt{142,5^2 + 35,7^2} = 147 \text{ Нм}.$$

6.2. Эквивалентный момент

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_H^2 + T_1^2} = \sqrt{147^2 + 91,5^2} = 173 \text{ Нм}.$$

6.3. Диаметр вала расчетом на статическую прочность (для наиболее нагруженного сечения – в опоре В):

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{173 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 32,6 \text{ мм}.$$

В наших расчетах $d_{n1} = 45 \text{ мм}$, следовательно, прочность обеспечена с запасом.

$$[\sigma]_u = 50 \dots 60 \text{ МПа}.$$

7. РАСЧЕТ ВАЛА НА УСТАЛОСТЬ

(уточненный расчет после вычерчивания и конструктивного оформления вала)

Опасное сечение выбираем по галтели посадочного места под подшипник. Определяем фактический коэффициент запаса прочности по методике [4]. Более рациональную методику расчета см. [1, стр. 273, п. 7...10], [2, стр. 152...154]:

Материал валов сталь 30, (Ст5).

7.1. Исходная формула [4, стр. 297], [1, стр. 273, п. 10], [2, стр. 152, (10.8)]:

$$s = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{s_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{s_\tau}\right)^2}} \geq 2,5...3.$$

7.2. Коэффициент запаса прочности при изгибе [4, стр. 297], [2, стр. 152, (10.9)]:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_\alpha}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{220}{\frac{1,86 \cdot 16,0}{0,83} + 0,05 \cdot 0} = 5,82,$$

где $\sigma_{-1} = 220 \text{ МПа}$ [2, стр. 153, табл. 10.7];

действующее напряжение изгиба – амплитуда цикла (рисунок 9):

$$\sigma_\alpha = \sigma_{\max} = \frac{M_u}{W} = \frac{147 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 45^3} = 16,0 \text{ МПа};$$

$\sigma_m = 0$ – среднее напряжение для симметричного цикла нагружения (рисунок 9).

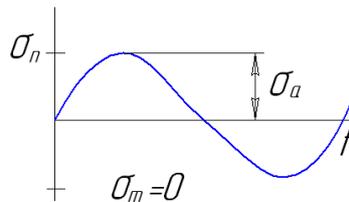


Рисунок 9 – График знакопеременного цикла напряжений изгиба

$K_\sigma = 1,96$ [4, стр. 298, табл. 11.2], [1, стр. 271, табл. 11.2];

$\varepsilon_\sigma = 0,83$ [4, стр. 301, табл. 11.6], [1, стр. 272, табл. 11.3];

$\psi_\sigma = 0,05$ [4, стр. 299].

7.3. Коэффициент запаса прочности при кручении [4, стр. 297], [2, стр. 153, (10.10)]:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_\alpha}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{130}{\frac{1,36 \cdot 2,53}{0,72} + 0 \cdot 2,53} = 27,4,$$

где $\tau_{-1} = 130 \text{ МПа}$ [2, стр. 153, табл. 10.7].

Принимаем $\tau_{-1} = 130 \text{ МПа}$ (см. также $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$ [1, стр. 273]);

напряжения кручения:

$$\tau_k = \frac{T_1}{W_p} = \frac{91,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 45^3} = 5,06 \text{ МПа},$$

$\tau_m = \tau_\alpha = 2,53 \text{ МПа}$ – для пульсирующего цикла (рисунок 10) $\left(\tau_m = \frac{\tau_k}{2} \right)$

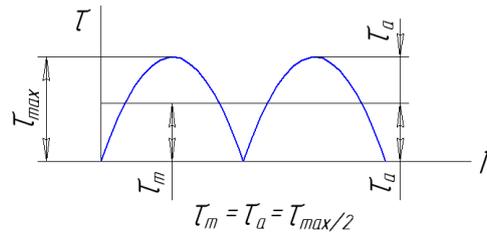


Рисунок 10 – График пульсирующего цикла напряжений кручения

$$K_{\tau} = 1,36 \text{ [4, стр. 298, табл. 11.2];}$$

$$\varepsilon_{\tau} = 0,72 \text{ [4, стр. 301, табл. 11.6];}$$

$$\Psi_{\tau} = 0 \text{ [4, стр. 299].}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям могут быть посчитаны также по учебному пособию [1, стр. 273, п.9], [2, стр. 152...153, (10.8...10.10)].

7.4. Общий коэффициент запаса прочности:

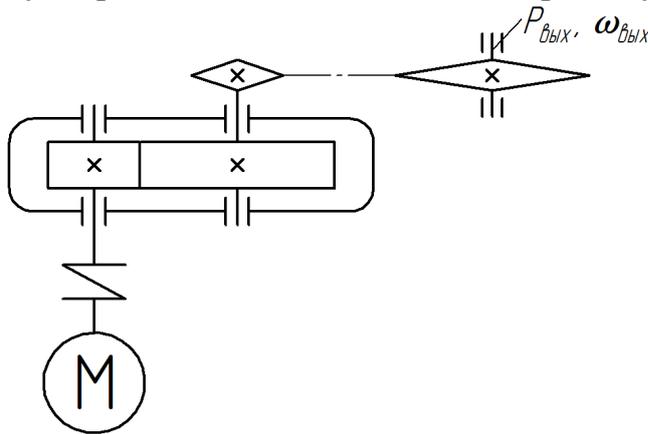
$$s = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{s_{\sigma}}\right)^2 + \left(\frac{1}{s_{\tau}}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{5,82}\right)^2 + \left(\frac{1}{27,4}\right)^2}} = 5,5 > [s].$$

Условие прочности вала выполняется.

Контрольные вопросы к задаче №1

1. Какой фактор принят в качестве критерия прочности закрытых конических зубчатых передач?
2. Какой геометрический параметр конической передачи определяется расчетом на прочность?
3. Как назначается число зубьев колес конической передачи?
4. Как определяется внешний модуль зацепления после определения размеров колеса расчетом на прочность?
5. Где находится внешнее конусное расстояние в коническом колесе и шестерне?
6. Как определить средний делительный диаметр шестерни?
7. Чему равна ширина зубчатого венца конических колес?
8. Чему равно передаточное число передачи при известном числе зубьев шестерни и колеса?
9. По каким эмпирическим формулам определяется величина допускаемых контактных напряжений и напряжений изгиба? По какому свойству материала вычисляются допускаемые напряжения?
10. Как влияет число циклов нагружения зубьев на величину допускаемых напряжений?
11. Какие усилия действуют в полюсе зацепления конической передачи?
12. Почему необходим проверочный расчет передачи?
13. Какой фактор принят в качестве критерия прочности открытых зубчатых передач?
14. Расчетом на какую деформацию определяют модуль открытой зубчатой передачи?
15. Как ориентировочно определяется межосевое расстояние открытой цилиндрической зубчатой передачи? На основе какого прочностного расчета?
16. Как вычислить диаметры делительной окружности, окружностей головок и ножек зубьев колес цилиндрической прямозубой передачи?
17. Как определить усилия в полюсе зацепления прямозубой цилиндрической передачи? Какие составляющие полной силы в полюсе зацепления определяют?
18. От каких параметров колеса зависит коэффициент формы зуба?

Задача №2 Вариант расчета привода с зубчатым цилиндрическим редуктором по исходным данным предыдущей задачи



Вращающий момент на выходном валу $T_{вых}=620 \text{ Нм}$;
 Частота вращения выходного вала $n_{вых} = 100 \text{ мин}^{-1}$;
 Синхронная частота вращения двигателя $n_c = 750 \text{ мин}^{-1}$; Срок службы привода $L_h = 10000 \text{ час}$.

Рисунок 11 – Схема привода

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

В связи с одинаковыми исходными данными кинематический расчет привода не отличается от расчета предыдущего варианта с коническим редуктором. Этот расчет выполняется по упомянутому образцу расчета привода, содержащего конический редуктор (для студентов его выполнение обязательно).

В результате расчета получено:

мощность на выходном валу привода $P_{вых} = 6,49 \text{ кВт}$;

угловая скорость $\omega_{вых} = 10,47 \text{ с}^{-1}$;

мощность на быстроходном валу $P_1 = 7 \text{ кВт}$;

электродвигатель типа 4А160S8У3 [1, стр. 406, табл. К9], [4, стр. 26, табл. 2.2], [2, стр. 384, табл. 1].

$$P_{дв} = 7,5 \text{ кВт} [1, \text{стр. 406, табл. К9}], [4, \text{стр. 26, табл. 2.2}],$$

$$n_{дв} = 731 \text{ мин}^{-1}, d_{дв} = 48 \text{ мм};$$

общее передаточное число привода $u_{общ} = 7,31$;

передаточное число редуктора $u_1 = u_p = 2,5$;

передаточное число открытой цепной передачи $u_2 = u_u = 3$.

Силловые и кинематические параметры для каждого вала привода принять по п. 1.6 предыдущей задачи:

$$T_1 = 91,5 \text{ Нм}; \quad n_1 = 731 \text{ мин}^{-1}; \quad \omega_1 = 76,4 \text{ с}^{-1};$$

$$T_2 = 222 \text{ Нм}; \quad n_2 = 292 \text{ мин}^{-1}; \quad \omega_2 = 30,56 \text{ с}^{-1};$$

$$T_3 = 632 \text{ Нм}; \quad n_3 = 97,3 \text{ мин}^{-1}; \quad \omega_3 = 10,19 \text{ с}^{-1}.$$

2. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Определить шаг цепи t [1, стр. 90], [2, стр. 138, (8.15)]:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_э}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}, \text{ мм}$$

где t – шаг цепи, мм (такое обозначение принято в [2]; нам это представляется более удобным, чем величина p , см [1,3] и др., так как не перекликается с величиной давления в шарнирах цепи p , МПа);

T_2 – вращающий момент на выходном валу редуктора, где установлена ведущая звездочка, Нм;

$K_э$ – коэффициент эксплуатации;

10^3 – перевод единицы измерения вращающего момента с Нм в Нмм;

$$K_э = K_д \cdot K_{рег} \cdot K_θ \cdot K_{см} \cdot K_p \text{ [1, стр 92, п. 1 и табл. 5.7],}$$

где $K_д = 1,0$ – коэффициент инерционности при равномерной нагрузке, которую можно предположить для ленточного транспортера;

$K_{рег} = 1,25$ – коэффициент учета регулировки межосевого расстояния - предполагаем нерегулируемое натяжение цепи;

$K_θ = 1,0$ – коэффициент положения передачи – будем проектировать передачу при наклоне линии центров к горизонту $θ < 60^\circ$;

$K_{см} = 1,0$ – коэффициент способа смазки – при капельной смазке цепи;

$K_p = 1,0$ – коэффициент режима работы – при односменной эксплуатации;

z_1 – число зубьев меньшей звездочки;

$[p]$ – допустимое давление в шарнирах цепи, МПа;

m – коэффициент рядности цепи.

Из кинематического расчета известно $T_2 = 223 \text{ Нм}$;

$$K_э = K_д \cdot K_{рег} \cdot K_θ \cdot K_{см} \cdot K_p = 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,25;$$

$z_1 = 29 - 2 \cdot u_2$ [2, стр. 136], u_2 – передаточное число цепной передачи (см. кинематический расчет), и $z_1 = 29 - 2 \cdot u_2 = 29 - 2 \cdot 3 = 23$ [1, стр. 95]:

принимая $z_1 = 23$ в пользу более компактной передачи, да и число зубьев звездочек рекомендуется принимать нечетным.

$[p] = 28 \text{ МПа}$ [1, стр. 95, табл. 5.8], [2, стр. 137, табл. 8.2] – найдено для частоты вращения ведущей звездочки $n_2 = 292$ (~ 300) мин^{-1} , предполагаемой величины шага $t = 19,05 \dots 25,4 \text{ мм}$, так как шаг еще не подсчитан:

$m = 1$ для однорядной цепи [2, стр. 137, (8.13)].

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{222 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{23 \cdot 28 \cdot 1}} = 21,2 \text{ мм.}$$

Принимаем шаг цепи $t = 25,4 \text{ мм}$ [2, стр. 135, табл. 8.1], [1, стр. 431, табл. К 32], [9, стр. 39, табл. 19].

2.2. Число зубьев ведомой звездочки [1, стр. 95, п. 2]:

$$z_2 = z_1 \cdot u_2 = 23 \cdot 3 = 69.$$

В данном случае (при целом передаточном числе и неокругляемой величине z_2) нет необходимости считать фактическое передаточное число цепной передачи.

2.3. Оптимальное межосевое расстояние [1, стр. 96, п. 4]:

$$a = (30 \dots 50) \cdot t.$$

Принимаем $a = 40 \cdot t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм}$ (монтажное межосевое расстояние будет уменьшено на $0,005a$ [1, стр. 98, п. 7]).

2.4. Определить скорость цепи [1, стр. 98, п. 12], [2, стр. 136, (8.7)]:

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 25,4 \cdot 292}{60 \cdot 10^3} = 2,8 \text{ м/с}.$$

2.5. Определить окружную силу, передаваемую цепью [1, стр. 98, п. 13], [2, стр. 136, (8.8)]:

$$F_t = \frac{P_2 \cdot 10^3}{v} = \frac{6,83 \cdot 10^3}{2,8} = 2440 \text{ Н},$$

где $P_2 = P_1 \cdot \eta_{1-2} \cdot \eta_n = 7 \cdot 0,98 \cdot 0,995 = 6,83 \text{ кВт}$ (величины P_1 , η_n , η_{1-2} найдены в кинематическом расчете) – мощность на 2-ом валу привода – тихоходном валу редуктора.

2.6. Проверить давление в шарнирах цепи [1, стр. 98, п. 14], [2, стр. 137, (8.13)]:

$$p = \frac{F_t \cdot K_9}{A} = \frac{24400 \cdot 1,25}{125,8} = 24,24 \text{ МПа} < [p] = 28 \text{ МПа}.$$

Площадь проекции шарнира $A = d_1 \cdot b_3 = 7,92 \cdot 15,88 = 125,8 \text{ мм}^2$, где d_1 и b_3 – геометрические параметры цепи [1, стр. 431, табл. К 32].

2.7. Натяжение цепи от провисания ведомой ветви [1, стр. 100, п. 15, в], [2, стр. 136, (8.9)]:

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g = 6 \cdot 2,6 \cdot 1,016 \cdot 9,81 = 155,5 \text{ Н},$$

где $K_f = 6$ – коэффициент провисания для горизонтальных передач [там же];

$q=2,6$ – масса 1 м цепи [1, стр. 431, табл. К 32], [2, стр. 135, табл. 8.1], кг/м;

$a = 1,016$ – межосевое расстояние (см. п. 2.3), м;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести.

2.8. Определить силу давления цепи на вал [1, стр. 100, п. 16]:

$F_{on} = K_g \cdot F_t + 2 \cdot F_0 = 1,15 \cdot 2425 + 2 \cdot 155,5 = 3100$ Н (с округлением до целого), где $K_g = 1,15$ [1, стр. 95, табл. 5.7] для горизонтальной передачи.

Наряду с силами в полюсе зацепления закрытой зубчатой передачи F_v , F_r , F_a усилие давления цепи на вал (сила давления на вал открытой передачи) F_{on} будет участвовать в расчете тихоходного вала на прочность. Речь идет о расчете вала на статическую прочность: на изгиб и кручение.

3. РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

3.1. Выбор материала зубчатых колес.

Не будем повторять этого расчета. Материал колес выбираем таким же, как в предыдущей задаче для конического редуктора [п.3.1] – сталь 40Х улучшенную.

3.2. Допускаемые напряжения также будут получены для колеса [см. там же п.3.2]:

$[\sigma]_{H2} = 513$ МПа (студентам эти вычисления необходимо проделать).

3.3. Определить главный параметр – межосевое расстояние [1, стр. 61, п. 1], [2, стр. 62, (5.22)]:

$$a_m \geq K_a \cdot (u_1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_a \cdot u_1^2 \cdot [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}}, \text{ мм}$$

где $K_a = 49,5$ – коэффициент для прямозубой передачи [1, стр. 61] ($K_a=43$ – для косозубой);

$\psi_a = 0,28 \dots 0,36$ – коэффициент ширины венца колеса. При симметричном расположении колес относительно опор можно принять большее значение [2, стр. 62], [3, стр. 186] $\psi_a = 0,36$;

$u_1 = u = 2,5$ – передаточное число редуктора (см. кинематический расчет);

$T_2 = 222$ Нм – вращающий момент на тихоходном валу редуктора (кинематический расчет);

$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 513$ МПа – допускаемые напряжения колеса с менее проч-

ным зубом при $HV_{cp1}-HV_{cp2}<50$ (см. выше п. 3.3 предыдущей задачи);
 $HV_{cp1}=285$ и $HV_{cp2}=249$;

$K_{н\beta} = 1,1$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине контактной линии при проектном расчете [2, стр. 62, (5.22)]:

$$a_w \geq 49,5 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{222 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{0,36 \cdot 2,5^2 \cdot 513^2}} = 124,75 \text{ мм.}$$

($a_w = 108 \text{ мм}$ – для косозубой принимаем $a_w = 112 \text{ мм}$) [4, стр. 50].

Принимаем по стандарту $a_w = 125 \text{ мм}$ [1, стр. 60, табл. 4.1], [2, стр. 62], [3, стр. 211].

Здесь и далее: слева приводятся данные для прямозубых передач, справа – для косозубых.

3.4. Для закрытых зубчатых передач невысокой твердости ($HV < 350$) величина нормального модуля принимается по соотношению [2, стр. 62] $m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w$, для открытых передач величина модуля определяется расчетом зубьев на изгиб [2, стр. 62, (5.42)] – в обоих случаях значение модуля округляется до стандартного.

$m_n = (0,01 \dots 0,02) 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм}$, ($m_n = (0,01 \dots 0,02) 112 = 1,12 \dots 2,24$,
 принимаем $m_n = 2,5 \text{ мм}$ [1, стр. 61], [2, стр. 62], принимаем $m_n = 2 \text{ мм}$ для косозубой)

Для прямозубых передач $m = m_n$

3.5. Суммарное число зубьев [1, стр. 62, п.4].

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 125}{2,5} = 100. \quad z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 112 \cdot 0,9821}{2} = 110.$$

$\cos \beta = 0,9821$, $\beta = 10^{\circ}51'$ – для получения целого числа зубьев z_{Σ} выбрано подбором при $\beta = 8 \dots 18^{\circ}$ [3, стр. 158].

3.6. Число зубьев шестерни [1, стр. 63, п.6]:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u_1} = \frac{100}{1 + 2,5} = 28,6 \quad z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u_1} = \frac{110}{1 + 2,5} = 31,4$$

Принимаем $z_1 = 29$ Принимаем $z_1 = 31$,

3.7. Число зубьев колеса [1, стр. 63, п.7]:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 100 - 29 = 71$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 110 - 31 = 79.$$

3.8. Фактическое передаточное число [1, стр. 63 , п.8]:

$$u_{\phi 1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{71}{29} = 2,45$$

$$u_{\phi 1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{79}{31} = 2,55.$$

3.9. Отклонение от заданного:

$$\Delta u = \frac{|u_1 - u_{\phi 1}|}{u_1} \cdot 100\% \leq 4\%,$$

$$\Delta u = \frac{|2,5 - 2,45|}{2,5} \cdot 100\% = 2\% < 4\%$$

$$\Delta u = \frac{|2,5 - 2,55|}{2,5} \cdot 100\% = 2\% < 4\%.$$

3.10. Фактическое межосевое расстояние [1, стр. 63 , п.9]:

$$a_w = \frac{(z_3 + z_4) \cdot m}{2} = \frac{(29 + 71) \cdot 2,5}{2} = 125 \text{ мм}$$

$$a_w = \frac{z_\Sigma \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{110 \cdot 2}{2 \cdot 0,9821} = 112 \text{ мм}.$$

3.11. Определить основные геометрические параметры зубчатой передачи

Параметры	Шестерня		Колесо	
	прямозубая	косозубая	прямозубая	косозубая
Делительный	$d_1 = mz_1 = 2,5 \cdot 29 = 72,5$	$d_1 = mz_1 / \cos \beta = 2 \cdot 31 / 0,9821 = 63,13$	$d_2 = mz_2 = 2,5 \cdot 71 = 177,5$	$d_2 = mz_2 / \cos \beta = 2 \cdot 79 / 0,9821 = 160,87$
Диаметры	Вершин зубьев $d_{a1} = d_1 + 2m = 72,5 + 2 \cdot 2,5 = 77,5$	Вершин зубьев $d_{a1} = d_1 + 2m = 63,13 + 2 \cdot 2 = 67,13$	Вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m = 177,5 + 2 \cdot 2,5 = 182,5$	Вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m = 160,87 + 2 \cdot 2 = 164,87$
	Впадин зубьев $d_{b1} = d_1 - 2,4m = 72,5 - 2,4 \cdot 2,5 = 66,5$	Впадин зубьев $d_{b1} = d_1 - 2,4m = 63,13 - 2,4 \cdot 2 = 58,33$	Впадин зубьев $d_{b2} = d_2 - 2,4m = 177,5 - 2,4 \cdot 2,5 = 171,5$	Впадин зубьев $d_{b2} = d_2 - 2,4m = 160,87 - 2,4 \cdot 2 = 156,07$
	Параметры	Шестерня	Колесо	
Ширина венца	прямозубая $b_1 = b_2 + (2..4) = 47..49$ Принимаем $b_1 = 48$	косозубая $b_1 = b_2 + (2..4) = 42..44$ Принимаем $b_1 = 42$	прямозубая $b_2 = \psi_\alpha \cdot a_w = 0,36 \cdot 125 = 45$	косозубая $b_2 = 0,36 \cdot 112 = 40,32$ Принимаем $b_2 = 40$ ГОСТ 6636-69

Интересно сравнить межосевое расстояние прямозубой ($a_w = 125 \text{ мм}$) и косозубой ($a_w = 112 \text{ мм}$) и ширину колес соответственно $b_1 = 42$ и 40 – косозубая передача имеет меньшие размеры, она более компактна. Этот вывод надо принять только к сведению.

3.12. Проверить контактные напряжения [1, стр. 6.4]

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_{\phi 1} + 1)}{d_2 \cdot b_2}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \leq [\sigma]_H,$$

где $K = 436$ – коэффициент для расчета прямозубых колес [1, стр. 6.4, п. 13]
 $K=376$ – для косозубых передач; $F_t=2T_2 \cdot 10^3/d_2$ – окружная сила в зацеплении, H ;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;
 $K_{H\alpha}=1$ – для прямозубых колес [2, стр. 64, (5,38)]; $K_{H\alpha}=1,07$ [2, стр. 65, рис. 5.8)

K_{Hv} – коэффициент динамичности при окружной скорости $v=\omega_2 d_2/(2 \cdot 10^3)=30,56 \cdot 177,5/2 \cdot 10^3=2,7$ м/с, 8-ой степени точности $2 < v < 6$ м/с [1, стр. 64, табл.4.2] → $v=2,5$ м/с – для косозубой

$K_{Hv}=1,16$ [1, стр.64, табл.4.3]. $K_{Hv}=1,06$ – [2, стр. 66, табл. 5.11]

$F_t=2T_2 \cdot 10^3/d_2=2 \cdot 222 \cdot 10^3/177,5=2500$ Н $F_t=2 \cdot 222 \cdot 10^3/160,87=2760$ Н

$K_{H\beta}=1,06$ [2, рис. 5.7] при $HВ_2 < 350$, $\psi_{bd}=0,50$; $K_{H\beta}=0,062$ при $\psi_{bd}=0,63$

$K_H=K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}=1 \cdot 1,06 \cdot 1,16=1,23$ $K_H=K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}=1,7 \cdot 1,062 \cdot 1,06=1,2$

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{2500 \cdot (2,45 + 1)}{177,5 \cdot 45}} \cdot 1 \cdot 1,06 \cdot 1,16 = 502 \text{ МПа}$$

- недогрузка передачи

$$\sigma_H = 376 \cdot \sqrt{\frac{2760 \cdot (2,55 + 1)}{160,87 \cdot 40}} \cdot 1,7 \cdot 1,062 \cdot 1,06 = 508 \text{ МПа}$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{|[\sigma]_H - \sigma_H|}{[\sigma]_H} \cdot 100\% < 10\% \text{ [1, стр. 65]}$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{|513 - 502|}{513} \cdot 100\% = 4\% < 10\%. \quad \Delta\sigma_H = \frac{513 - 508}{513} \cdot 100\% = 0,97\% < 10\%$$

Шейнблит А.Е. в качестве предельной недогрузки называет 10% [1, стр. 66], у С.А. Чернавского приводится предельное соотношение $\sigma_H / [\sigma_H] \leq 0,85$ [4, стр. 99].

Никаких мероприятий по изменению напряженности зуба проводить не следует, так как недогрузка лежит в пределах допустимого.

3.13. Проверить напряжение изгиба зубьев шестерни и колеса [1, стр.65,п.14]

$$\sigma_{F_2} = Y_{F_2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_1 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F_2} \text{ МПа}, \quad z_{v1} \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{31}{0,9821^3} = 32,7;$$

где $Y_{F_2}=3,61$ (при $z_2=71$)

$$Y_{F_1}=3,77;$$

и $Y_{F_1}=3,805$ (при $z_1=29$) [1, стр. 67, табл.4.4].

$$z_{v2} \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{79}{0,9821^3} = 83,4$$

$Y_{\beta}=1$ – для прямоугольных колес [1, стр. 66];

$$Y_{F_2}=3,61$$

$b_2=45$ мм, $m=2,5$ мм (см. выше);

$$b_2=40 \text{ мм}$$

$K_{F\alpha}=1$; $K_{F\beta}=1$ [1, стр. 65]; $K_{Fv}=1,38$

[1, стр. 64, табл. 4.3].

$[\sigma]_{F_0}=1,03$ НВ: [1, стр. 52, табл. 3.1].

$[\sigma]_{F_0}=1,03 \cdot 249 = 256$ МПа

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{N_{F_0} / N_2} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 175 \cdot 10^6} < 1, \text{ принимаем } K_{FL}=1$$

$$N_{F_0}=4 \cdot 10^6 \text{ [1, стр. 56];}$$

$$N_2 = 573 \cdot \omega_1 \cdot L_h = 573 \cdot 30,56 \cdot 10000 = 175 \cdot 10^6,$$

$$\text{тогда } [\sigma]_{F_2} = [\sigma]_{F_0} \cdot K_{FL2} = 256 \cdot 1 = 256 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F_2} = 3,61 \cdot 1 \cdot \frac{2500}{45 \cdot 2,5} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,38 = 111 \text{ МПа} \quad \sigma_{F_2} = 3,61 \cdot 1 \cdot \frac{2760}{40 \cdot 2} \cdot 0,91 \cdot 1 \cdot 1,11 = 125 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_2} = 111 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 256 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F_2} = 125 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_2} = 256 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F_1} = \frac{\sigma_{F_2} \cdot Y_{F_1}}{Y_{F_2}} \leq [\sigma]_{F_1}$$

$$[\sigma]_{F_1} = [\sigma]_{F_0} \cdot K_{FL1} = 294 \cdot 1 = 294 \text{ МПа}, \quad \sigma_{F_1} = \frac{125 \cdot 3,77}{3,61} = 130 \text{ МПа} < [\sigma]_{F_1} = 294 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F_0} = 1,03 \text{ НВ}_{cp1} = 1,03 \cdot 285 = 294 \text{ МПа.}$$

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{N_{F_0} / N_1} = \sqrt[6]{4 \cdot 10^6 / 438 \cdot 10^6} < 1$$

следовательно, $K_{FL1}=1$ (см. график выносливости [3, стр. 184, рис. 12.20]):

$$N_1 = 573 \cdot \omega_1 \cdot L_h = 573 \cdot 76,4 \cdot 10000 = 438 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$$\sigma_{F_1} = \frac{\sigma_{F_2} \cdot Y_{F_1}}{Y_{F_2}} = \frac{111 \cdot 3,805}{3,61} = 117 \text{ МПа} \ll [\sigma]_{F_1} = 294 \text{ МПа.}$$

4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА [1, стр. 112, табл. 7.1 и стр. 114, рис. 7.1, б]

Определяем численные значения величин d_{e1} и d_{e2} – диаметров выходных концов соответственно быстроходного и тихоходного валов [1, стр. 112, табл. 7.1 и стр. 114, рис. 7.1. б], [2, стр. 149, (10.11)], [4, стр. 296].

4.1. Диаметр выходного конца вала d_{e1} :

$$d_{e1} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{91,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 35,8 \text{ мм.}$$

Здесь $T_1=91,5 \text{ Нм}$; $[\tau]_K = 10 \dots 25 \text{ МПа}$. Принимаем для быстроходного вала $[\tau]_K=10 \text{ МПа}$.

Диаметр вала двигателя 4А160S8У3 $d_{dв}=48 \text{ мм}$ [4, стр. 519, табл. п.1].

Диаметр выходного конца быстроходного вала не должен существенно отличаться от диаметра вала электродвигателя. Существует рекомендация по которой $d_{e1}=(0,8 \dots 1,2) \cdot d_{dв}$ [2, стр. 88, (5,92)].

Принимаем $d_{e1}=(0,8 \dots 1,2) \cdot d_{dв}=(0,8 \dots 1,2) \cdot 48=38,4 \dots 57,6 \text{ мм}$. В соответствии со стандартом ГОСТ6636-69 можно принять $d_{e1}=40 \text{ мм}$ [1, стр. 326, табл. 13.15].

4.2. Диаметр выходного конца тихоходного вала d_{e2} :

$$d_{e2} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{222 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 38,2 \text{ мм.}$$

Здесь $[\tau]_K=20 \text{ МПа}$.

По ГОСТ 6636-69 принимаем $d_{e2} = 42 \text{ мм}$.

4.3. При расчете балки на изгиб ее необходимо разбить на участки. Границами участков служат линии действия внешних сил и опорных реакций. В нашем случае (рис. 12) границы проходят через полюс зацепления закрытой пары колес (точка С на рис. 14), по средним сечениям подшипников и среднему сечению ступицы присоединенной детали (шкива ременной передачи или полумуфты), располагаемых на ступени вала длиной l_1 – рисунок 12. До расчета ременной передачи и выбора муфты длину l_1 можно назначить по рекомендациям [1, стр. 112, табл. 7.1]. Под шкив $l_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{e1}$, под муфту $l_1 = (1,0 \dots 1,5) d_{e1}$. Таким образом, для перечисленных случаев можно рекомендовать $l_1 = 1,2 d_{e1}$.

В отличие от учебного пособия [1] диаметр выходного конца вала обозначен нами d_{e1} (вместо d_1 , поскольку последнее принято и для диаметров шестерни и червяка, и для диаметра быстроходного шкива ременной

передачи и ставит студентов в тупик); введено также обозначение диаметра посадочного места под подшипник d_{n1} .

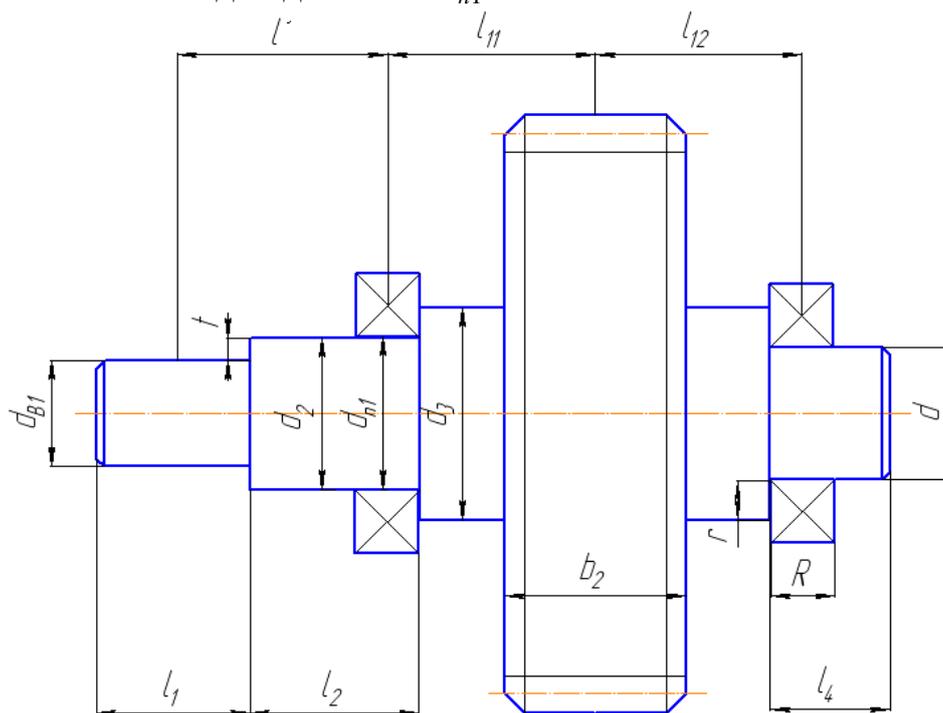


Рисунок 12 – Эскизная компоновка вала

4.4. Эскизной компоновкой редуктора определяем длину плеч вала (рисунок 13). Расчету подвергнем вал косозубого редуктора.

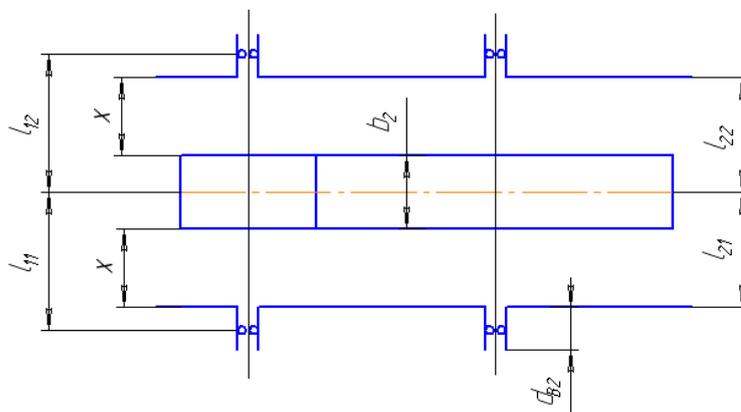


Рисунок 13 – Эскизная компоновка редуктора

В расчетах вала на изгиб необходимо знать длины плеч по серединам опор (рис. 12): l_{11} – левое плечо и l_{12} – правое. Принимаем, что подшипники установлены в середине по длине расточек бобышек корпуса редуктора. Длина расточки бобышки принимается равной величине диаметра выходного конца тихоходного вала d_{e2} – одинаково для всех подшипников быстроходного и тихоходного валов. Зазор между внутренней стенкой корпуса редуктора и торцом зубчатых колес (как и любыми поверхностями

вращающихся колес) $x = 5 \dots 10$ мм. Принимаем $x = 5$ мм.

$$\text{Тогда } l_{11} = \frac{d_{e2}}{2} + x + \frac{b_2}{2} = \frac{42}{2} + 5 + \frac{40}{2} = 46 \text{ мм},$$

где $b_2 = 40$ мм – ширина зубчатого колеса [см. выше, п. 3.11] $d_{e2} = 42$ мм (см. выше).

$$l_{12} = l_{11} = 46 \text{ мм}.$$

$$l' = \frac{l_m}{2} + x + \frac{d_{e2}}{2},$$

где $l_m = 1,2 \cdot d_{e1}$ – длина ступицы муфты (см. п. 4.3), $l_m = 1,2 \cdot 40 = 48$ мм.

$$l' = \frac{48}{2} + 5 + \frac{42}{2} = 50 \text{ мм}.$$

Вернемся к рисунку 12 и назначим диаметры всех ступеней быстроходного вала. Ступень вала $d_2 = d_{e1} + 2t$ (по учебному пособию [1]) работает с уплотнением и удерживает подшипник быстроходного вала. Однако диаметр посадочного места подшипника должен строго соответствовать стандарту на подшипники. В диапазоне требуемых размеров подшипников в наших заданиях эти диаметры будут кратны пяти. Если полученную по расчету величину d_2 можно в пределах $1 \dots 2$ мм округлить до стандартного размера подшипника, ее округляют и тогда $d_{n1} = d_2$ – гладкий участок вала. В противном случае для работы с уплотнением остается диаметр d_2 , а для посадки подшипника выполняем еще одну ступень d_{n1} шириной B (ширина подшипника) в пределах того же участка l_2 [1, стр. 112, табл. 7.1, стр. 114, рис. 7.1б].

Номер подшипника назначается ориентировочно тут же. Тип подшипника конструктор назначает в зависимости от направления сил в полюсе зацепления: подшипник радиальный – при наличии только радиально направленных сил по отношению к сечению вала, упорный – при наличии только осевой силы и радиально-упорный – при комбинированной нагрузке. Первоначально предполагается легкая или средняя серия подшипника при диаметре d_{n1} . Тогда по каталогу можно отыскать сам подшипник и все его размеры [1, стр. 432...439], [2, стр. 396...412], в том числе ширину B .

Диаметр вала в месте установки уплотнения

$$d_2 = d_{e1} + 2 \cdot t = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм}.$$

$t = 2,5 \text{ мм}$ [1, стр. 113, табл. 7.1], – величина заплечика для упора ступицы полумуфты.

Для посадки подшипника диаметр вала должен быть кратен пяти. В нашем случае принимаем $d_{n1} = d_2 = 45 \text{ мм}$.

Величина заплечика для упора подшипника

$$d_3 = d_{e1} + 3,2 \cdot r = 45 + 3,2 \cdot 3 = 54,6 \text{ мм},$$

где $r = 3 \text{ мм}$ [1, стр. 113, табл. 7.1]

Принимаем $d_3 = 55 \text{ мм}$ [1, стр. 326, табл. 13.15].

Примечание: Если $d_3 > d_{a1}$, принимать $d_3 = d_{a1}$. В нашем случае диаметр окружности головок зубьев шестерни (см. п. 3.11) $d_{a1} = 68,13 > d_3 = 55$.

Диаметры ступеней вала, назначенные эскизной компоновкой должны быть проверены в ходе расчета вала на статическую прочность и последующего расчета на усталость (вычисление фактических коэффициентов запаса прочности в сечениях, имеющих концентраторы напряжений). Практически размеры ступеней (длина и диаметр) будут нужны при исполнении чертежа вала. Подшипник принимаем радиально-упорный в связи с тем, что вместе с радиальной нагрузкой на вал в косозубом зацеплении присутствует осевая составляющая F_{a1} . Внутренний диаметр подшипника принят по диаметру посадочного места на валу $d_{n1} = 45 \text{ мм}$. Для обеспечения свободы маневра: перехода на особо легкую или на тяжелую серию при подборе подшипника по сроку службы принимаем подшипник легкой серии 36209 [1, стр. 434, табл. К28].

4.5. Расчет быстроходного вала на статическую прочность для варианта косозубого редуктора (так как при переходе к прямозубому надо лишь исключить осевую составляющую F_a).

Известно из кинематического и силового расчета:

$$T_1 = 91,5 \text{ Нм}$$

$$F_{t1} = F_{t2} = 2760 \text{ Н (п. 3.12)}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2760 \cdot 0,364 = 1005 \text{ Н}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364;$$

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2760 \cdot 0,1917 = 529 \text{ Н}; \quad \operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} 10^\circ 51' = 0,1917;$$

Принимаем $F_m = 100 \cdot \sqrt{T_1} = 100 \cdot \sqrt{91,5} = 960 \text{ Н}$, действует вдоль оси У (фактическое направление силы F_m нам неизвестно).

4.5.1. Определить опорные реакции во взаимоперпендикулярных плоскостях и изгибающие моменты в характерных сечениях (по границам участка вала), для чего составляем уравнения равновесия.

$$\text{В плоскости ZOХ: } \sum T_A = 0; \quad -F_{t1} \cdot l_{11} + R_{B1} \cdot (l_{11} + l_{12}) = 0;$$

$$R_{B1} = \frac{F_{r1} \cdot l_{11}}{l_{11} + l_{12}} = \frac{2760 \cdot 46}{46 + 46} = 1380 \text{ H}.$$

$$\sum Z = 0; -R_{A1} + F_{r1} - R_{B1} = 0; R_{A1} = F_{r1} - R_{B1} = 2760 - 1380 = 1380 \text{ H}.$$

$$M_{Cy} = R_{A1} \cdot l_{11} = 1380 \cdot 46 = 63480 \text{ Hмм} = 63,48 \text{ Hм} - \text{ величина момента в сечении С (см. рис. 14).}$$

$$\text{В плоскости УОХ: } \sum T_A = 0; -F_m \cdot l' + F_{r1} \cdot l_{11} - R_{B2} \cdot (l_{11} + l_{12}) = 0;$$

$$R_{B2} = \frac{-F_m \cdot l' + F_{r1} \cdot l_{11}}{l_{11} + l_{12}} = \frac{-960 \cdot 50 + 1005 \cdot 46}{46 + 46} = -19,24 \text{ H} \text{ Н} - \text{ изменить по}$$

направлению, так как результат получен со знаком «-». Учесть это обстоятельство при составлении следующего уравнения.

$$\sum Y = 0; -F_m + R_{A2} - F_{r1} - R_{B2} = 0;$$

$$R_{A2} = F_m + F_{r1} + R_{B2} = 960 + 1005 + 19,24 = 1984,24 \text{ H}.$$

$$M_{Az} = F_m \cdot l' = 960 \cdot 50 = 48000 \text{ Hмм} = 48 \text{ Hм} - \text{ величина момента в сечении А.}$$

$$M_{Cz} = R_{B2} \cdot l_{12} = 19,24 \cdot 46 = 885,04 \text{ Hмм} = 0,885 \text{ Hм} - \text{ величина момента в сечении С (см. рис. 14).}$$

$$\sum T_A = 0; F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{B3} \cdot (l_{11} + l_{12}) = 0; R_{B3} = \frac{F_{a1} \cdot d_1}{2 \cdot (l_{11} + l_{12})} = \frac{529 \cdot 63,13}{2 \cdot (46 + 46)} = 181,5 \text{ H}.$$

$$\sum Y = 0; R_{A3} - R_{B3} = 0; R_{A3} = R_{B3} = 181,5 \text{ H}.$$

$$M'_{Cz} = R_{A3} \cdot l_{11} = 181,5 \cdot 46 = 8349 \text{ Hмм} = 8,35 \text{ Hм}.$$

$$M''_{Cz} = R_{B3} \cdot l_{12} = 181,5 \cdot 46 = 8349 \text{ Hмм} = 8,35 \text{ Hм}.$$

M'_{Cz} и M''_{Cz} – соответственно момент изгибающий, подсчитанный слева и справа для сечения С.

$$M_A = M_{AZ} = 48000 \text{ Hм} = 48 \text{ Hм} - \text{ изгибающий момент в сечении А,}$$

$$M'_C \rightarrow M_C = \sqrt{M_{Cy}^2 + (M_{Cx} + M'_{Cz})^2} = \sqrt{63,48^2 + (0,885 + 8,35)^2} = 64,15 \text{ Hм}$$

– в сечении С (слева),

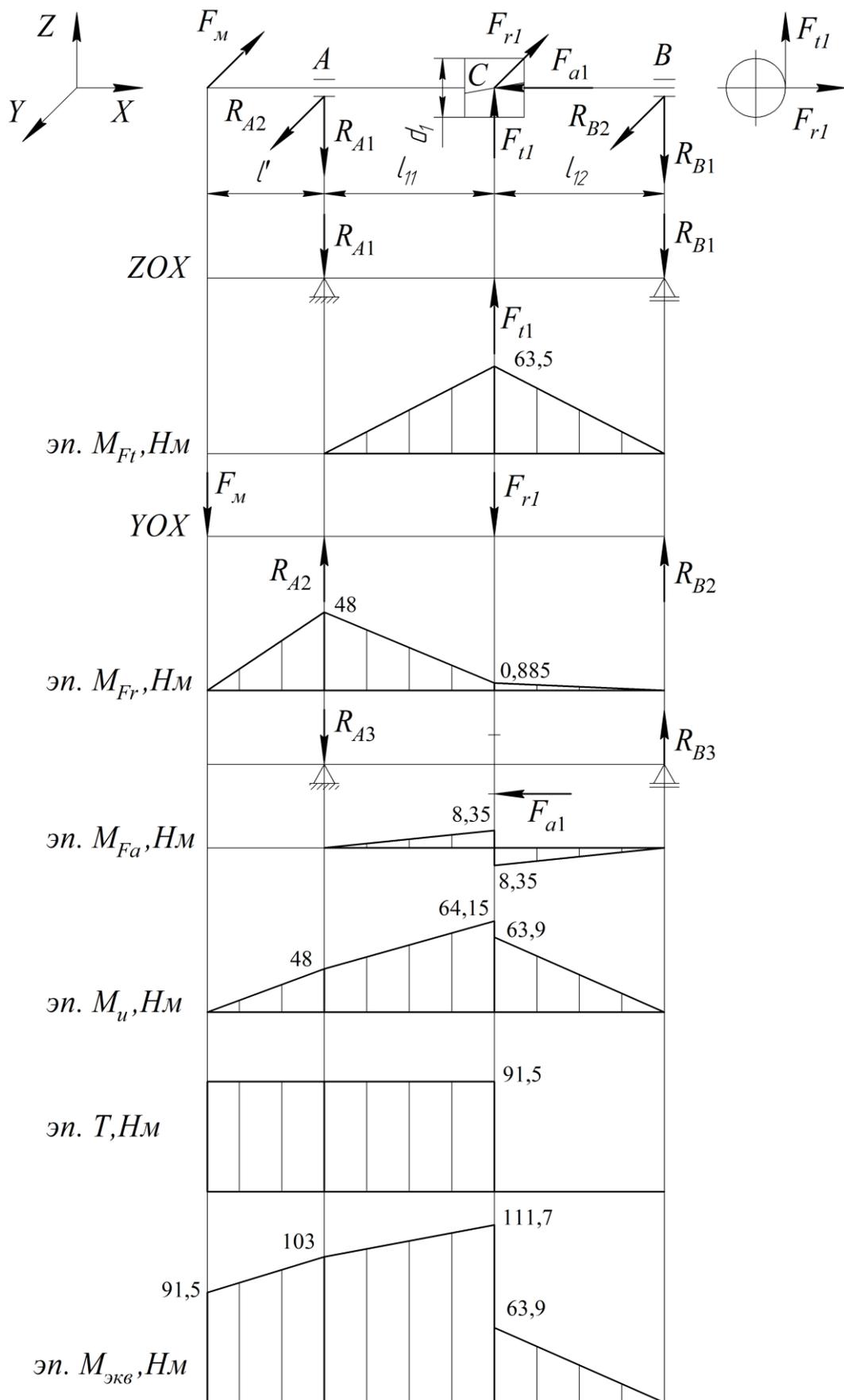


Рисунок 14 – Схема нагружения быстроходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

$$M''_C \rightarrow M' = \sqrt{M_{Cy}^2 + (M_{Cx} - M''_{Cz})^2} = 63,9 \text{ Нм} - \text{то же справа.}$$

$$M_{A_{\text{экв}}} = \sqrt{M_A^2 + T_1^2} = \sqrt{48^2 + 91,5^2} = 103,3 \text{ Нм.}$$

$$M_{C_{\text{экв}}} = \sqrt{M_c^2 + T_1^2} = \sqrt{64,15^2 + 91,5^2} = 111,7 \text{ Нм.}$$

4.5.2. Проверка вала по величине эквивалентного момента

Для вала-шестерни опасным будет сечение A по цапфе левого подшипника. Проверим на прочность:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{A_{\text{экв}}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{103,3 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 27,4 \text{ мм} < d_{n1} = 45 \text{ мм} - \text{прочность обеспечена.}$$

$[\sigma_{-1}] = 50 \text{ МПа}$ для валов из стали 35, Ст. 5 по месту напрессованных деталей [3, стр. 266, табл. 16.1].

Проверяем вал в сечении C :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_C}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{111,7 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 28,2 \text{ мм} < d_3 = 55 \text{ мм} - \text{также с запасом прочности.}$$

4.6. Определяем суммарные опорные реакции

$$\text{- в опоре } A: R_A = F_{rA} = \sqrt{R_{A1}^2 + (R_{A2} - R_{A3})^2} = \sqrt{1380^2 + (1984 - 181,5)^2} = 2270 \text{ Н};$$

$$\text{- в опоре } B: R_B = F_{rB} = \sqrt{R_{B1}^2 + (R_{B2} + R_{B3})^2} = \sqrt{1380^2 + (19,24 + 181,5)^2} = 1395 \text{ Н.}$$

$F_{rA} > F_{rB}$, поэтому осевую нагрузку передадим на опору B .

4.7. Находим эквивалентную нагрузку для подшипников

$$\text{- в опоре } A: P_{A_{\text{экв}}} = V \cdot R_A \cdot K_{\sigma} \cdot K_T = 1 \cdot 2270 \cdot 1,6 \cdot 1 = 3632 \text{ Н};$$

$V=1$ – коэффициент кольца при циклической нагрузке внутренней обоймы [1, стр. 141, табл. 9.1];

$K_{\sigma}=1,6$ – коэффициент безопасности подшипников редукторов с колесами 8-й степени точности [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T=1,0$ – температурный коэффициент [1, стр. 147, табл. 9.5].

$$\text{- в опоре } B: P_{B_{\text{экв}}} = (X \cdot V \cdot R_B + Y \cdot R_a) \cdot K_{\sigma} \cdot K_T \text{ [1, стр. 141, табл. 9.1].}$$

Выбираем e и U [1, стр. 145, табл. 9.3] для радиально-упорного подшипника 36209 с $\alpha=12\dots15^\circ$, статическая грузоподъемность $C_{or}=25,6 \text{ кН}$, динамическая (базовая) грузоподъемность подшипника $C_r= 32,3 \text{ кН}$ [1, стр. 434, табл. К 28], [2, стр. 406, табл. 22].

Для радиально-упорного подшипника 36209 с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ из каталога [2, стр. 406, табл. 22] выписываем $d = 45 \text{ мм}$, $D = 85 \text{ мм}$, $D_w = 12,7$, $z = 13$, $\alpha = 15^\circ$.

Диаметр окружности по центрам шариков [2, стр. 198] $D_{pw} = 0,5(D + d) = 0,5(85 + 45) = 65 \text{ мм}$;

$D_w \cdot \cos \alpha / D_{pw} = 12,7 \cos 15^\circ / 65 = 0,1887$; $f_0 = 14,3$ [2, стр. 198, табл. 11.13].

Обозначим цифрой 2 подшипник, воспринимающий осевую силу F_A в зацеплении [1, стр. 148, табл. 9.6], [3, стр. 306]. Мы условились в п. 4.6, что таким подшипником у нас будет опора B .

Для определения коэффициента e воспользуемся соотношением

$$\frac{F_{a1}}{C_{or}} = \frac{529}{25600} = 0,02, \text{ где } F_a \text{ – осевая сила в зацеплении.}$$

Тогда $e = 0,32$; [1, стр. 145, табл. 9.3], найдено интерполяцией.

Полную осевую нагрузку на подшипник $F_{асумм}$ можно будет вычислить после определения осевых составляющих S_A (S_1) и S_B (S_2), что уже предполагает знание коэффициента e .

$$S_A = e \cdot R_A = 0,32 \cdot 2270 = 726,4 \text{ Н};$$

$$S_B = e \cdot R_B = 0,32 \cdot 1395 = 446,4 \text{ Н}.$$

В соответствии с ГОСТ 1885-94 при $S_A \geq S_B$ и $F_a \geq 0$ [3, стр. 306]

$$F_{a1} = C; F_{a2} = F_{a1} + F_A = S_1 + F_A;$$

$F_{асумм} = F_{a1} + S_A = 529 + 726,4 = 1255 \text{ Н}$ – суммарная осевая нагрузка, где S_A и S_B – осевые составляющие радиальной нагрузки на подшипник.

$$\text{По отношению } \frac{f_0 \cdot F_{асумм}}{C_{or}} = \frac{14,3 \cdot 1255}{25600} = 0,703$$

с учетом $F_{асумм} / F_{rB} = 1255 / 1389,5 = 0,9 > e$

$$U = 1,30; X = 0,44 \text{ [2, стр. 200, табл. 11.14].}$$

$$P_{Вэкс} = (0,44 \cdot 1 \cdot 1389,5 + 1,30 \cdot 1255) \cdot 1,6 \cdot 1 = 2243 \text{ Н}.$$

$$P_{Аэкс} = 3632 \text{ Н} = 3,632 \text{ кН (смотри выше).}$$

4.8. Вычисляем долговечность наиболее нагруженного подшипника

$P_{Aэкв} > P_{Bэкв}$ – долговечность подшипника рассчитаем по опоре A [1, стр. 140], [2, стр. 205, (11.15), стр. 197, (11.3), стр. 206].

$$L_h = \frac{10^6}{573 \cdot \omega_1} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{Aэкв}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{Aэкв}} \right)^3,$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{Aэкв}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 731} \cdot \left(\frac{32,3}{3,632} \right)^3 = 16025 \text{ час} - \text{ больше заданного}$$

срока службы привода.

При необходимости изменения расчетного срока службы подшипника можно переходить на особо легкую серию или уходить на среднюю, либо тяжелую серию подшипника, подставляя в последнюю формулу соответствующее значение динамической грузоподъемности.

Контрольные вопросы к задаче № 2

1. Что принято за критерий прочности закрытых цилиндрических передач при расчете контактной прочности зубьев?
2. Какой геометрический параметр определяется расчетом на контактную прочность?
3. Чему равна ширина колеса?
4. Как назначить модуль зацепления для цилиндрической зубчатой передачи? Нормальный модуль зацепления стандартизован?
5. Как определить суммарное число зубьев колес?
6. Как определить число зубьев шестерни и колеса?
7. Как посчитать фактическое передаточное число передачи?
8. Почему возникает необходимость проверочного расчета на контактную прочность?
9. Какая цель проверочного расчета зубьев на изгиб?
10. Как определить силы в полюсе зацепления?
11. Как выполнить эскизную компоновку вала?
12. Какая последовательность различных этапов расчета вала?
13. Какая цель расчета вала на динамическую прочность (уточненного расчета вала)?
14. Как выбрать тип муфты для соединения валов (глухую, компенсационную, упругую) для своего привода?
15. По каким параметрам выбирается муфта?
16. По каким параметрам выбирается сорт смазочных масел?
17. Как выбирается тип подшипника?
18. Как окончательно принимают тип и размер подшипника?
19. Какой параметр цепи при ее выборе определяют расчетом?
20. Каким показателем характеризуется работоспособность цепной передачи?
21. Чему равна оптимальная величина межосевого расстояния цепной передачи в шагах?
22. Какие условия работы цепной передачи влияют на величину эксплуатационного коэффициента?
23. Как влияет величина передаточного числа проектируемой цепной передачи на выбор числа зубьев быстроходной звездочки?

Задача №3 Пример расчета привода, содержащего червячный редуктор

Спроектировать привод внутрицевого конвейера по заданной схеме (рисунок 15)

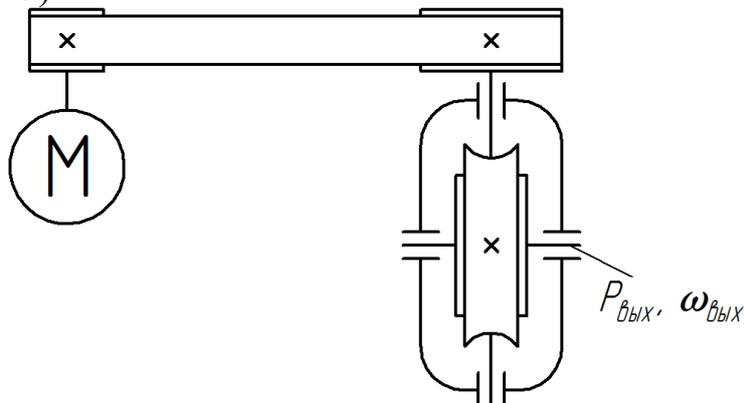


Рисунок 15 – Схема привода

Исходные данные для проектирования:

Момент на тихоходном валу $T_{\text{вых}} = 100 \text{ Нм}$;

Частота вращения электродвигателя (синхронная) $n_1 = 3000 \text{ мин}^{-1}$;

Частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}} = 94 \text{ мин}^{-1}$.

Срок службы $L_h = 8000 \text{ час}$.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1. Определить мощность на выходном валу редуктора [2, стр. 46, (4.1)]:

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{вых}} = 100 \cdot 9,84 = 984 \text{ Вт};$$

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{вых}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 94}{30} = 9,84 \text{ с}^{-1}.$$

1.2. Мощность на быстроходном валу привода:

$$P_1 = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{984}{0,7} = 1405 \text{ Вт} = 1,4 \text{ кВт};$$

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n^2 = 0,95 \cdot 0,75 \cdot 0,995^2 = 0,7,$$

где $\eta_{1-2} = 0,95$ – КПД ременной передачи;

$\eta_{2-3} = 0,75$ – КПД червячной передачи;

$\eta_n = 0,995$ – КПД пары подшипников [2, стр. 46, табл. 4.1], [1, стр. 42, табл. 2.2].

1.3. Выбор электродвигателя.

Принимаем электродвигатель 4АМ80А2У3:

$$P_{\text{дв}} = 1,5 \text{ кВт}; n_{\text{дв}} = 2850 \text{ мин}^{-1} [1, \text{стр.406, табл.К.9}].$$

1.4. Общее передаточное число привода [2, стр.47, (4.4)]:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{2850}{94} = 30,3.$$

1.5. Разбивка общего передаточного числа по ступеням [1, стр.43, п.2.2].

Принимаем $u_2 = 16$ [2, стр. 48, 102], [1, стр. 45, табл. 2.3] – передаточное число закрытой червячной передачи в соответствии с ГОСТ 2144-76.

Передаточное число ременной передачи [2, стр. 102]:

$$u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2} = \frac{30,3}{16} \approx 1,89.$$

1.6. Угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{1,4 \cdot 10^3}{298} = 4,7 \text{ Нм}, \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2850}{30} = 298 \text{ с}^{-1},$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_{1-2} \cdot \eta_n = 4,7 \cdot 1,89 \cdot 0,95 \cdot 0,995 = 8,4 \text{ Нм},$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{2850}{1,89} = 1508 \text{ мин}^{-1}, \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = 157,8 \text{ с}^{-1},$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_{2-3} \cdot \eta_n = 8,4 \cdot 16 \cdot 0,75 \cdot 0,995 = 100,3 \text{ Нм},$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{1508}{16} = 94,2 \text{ мин}^{-1}, \quad \omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{157,8}{16} = 9,86 \text{ с}^{-1}.$$

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_3|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% = \frac{|100 - 100,3|}{100} \cdot 100 = 0,3\% < 5\%.$$

$$\Delta n = \frac{|n_{\text{вых}} - n_3|}{n_{\text{вых}}} \cdot 100\% = \frac{|94 - 94,2|}{94} \cdot 100 = 0,21 < 4\%.$$

2. РАСЧЕТ ПЛОСКОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Методика расчета ременных передач постоянно совершенствуется, приходят новые материалы и конструкции ремней. Поэтому с каждым изданием учебной литературы вносятся некоторые изменения при сохранении общей основы расчета на тяговую способность ремня.

В настоящем издании рассмотрим расчет передачи с резинотканевым ремнем

Определить диаметр ведущего шкива D_1 по формуле [2, стр.119,(7.3)]:

$$D_1 = (52...64) \cdot \sqrt[3]{T_1} = (52...64) \cdot \sqrt[3]{4,7} = 87,1...107,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_1=100 \text{ мм}$ [2, стр. 119], [4, стр. 257], [1, стр. 448, табл. К40].

Диаметр ведомого шкива D_2 [2, стр. 119], [1, стр. 448, табл. К40], [4, стр. 257], приняв относительное скольжение $\varepsilon = 0,01$:

$$D_2 = D_1 \cdot u_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 100 \cdot 1,89 \cdot (1 - 0,01) = 187 \text{ мм.}$$

Округляем до ближайшего стандартного $D_2=180 \text{ мм}$ [см. там же, где выбран D_1].

Уточнить передаточное число [2, стр. 119, (7.2)], [1, стр. 81, п. 3]:

$$u_\phi = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{180}{100 \cdot (1 - 0,01)} = 1,82.$$

Определить межосевое расстояние [2, стр.120,(7.5)], [4, стр.256], [1, стр.81]:

$$a = 1,5 \cdot (D_1 + D_2) = 1,5 \cdot (100 + 180) = 420 \text{ мм}$$

и длину ремня L [2, стр. 120, (7.5),(7.7)], [1, стр. 81]:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 420 + \frac{\pi}{2}(100 + 180) + \frac{(180 - 100)^2}{4 \cdot 420} = 1283,4 \text{ мм.}$$

Округлить до $L=1800 \text{ мм}$.

Ремни тканые прорезиненные, резинотканевые и кордшнуровые выпускают конечной длины, поэтому округления до стандартной величины не требуется.

Определить угол охвата α_1 [4, стр. 257, (9.3)], [2, стр. 120, (7.9)], [1, стр. 81, п. 7]:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60 \cdot \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 60 \cdot \frac{180 - 100}{420} = 168,5^\circ,$$

вычислить коэффициент C_α или выбрать по таблицам [2, стр. 122], [1, стр. 82, табл. 5.2]:

$$C_\alpha = 1,0 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1) = 1,0 - 0,003 \cdot (180 - 168,5) = 0,96.$$

Найти скорость ремня [2, стр. 119], [1, стр. 81, п. 8]:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{1000 \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 2850}{1000 \cdot 60} = 14,86 \text{ м/с},$$

вычислить коэффициент C_v или выбрать по таблицам [2, стр. 122, под (7.26)], [1, стр. 82, табл. 5.2]:

$$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 14,86^2 = 0,95.$$

Находим $C_p=1$ и $C_\theta=1$ [1, стр.82, табл.5.2].

Коэффициенты C_α , C_v , C_p , C_θ см. также [2, стр. 122, пояснения к (7.26)].

Наибольшая допустимая нагрузка на прокладку $[p_0] = 3 \text{ Н/мм}$ [2, стр. 122, табл. 7.1]

Допускаемая удельная нагрузка [2, стр.122, (7.26)]:

$$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_\theta = 3 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 = 2,736 \text{ Н/мм}.$$

Определить окружное усилие [2, стр. 120 (7.10)], [1, стр. 83, п. 10]:

$$F_t = \frac{1000P_1}{v} = \frac{1000 \cdot 1,4}{14,86} = 94,2 \text{ Н}$$

и найти натяжение ведущей ветви F_1 [2, стр.121, (7.17)].

Выбираем резинотканевый ремень типа БК НЛ-65, число прокладок $z=3$, толщина прокладок $\delta_1=1,2 \text{ мм}$ [2, стр. 122, табл. 7.1]

Ширина ремня $b \geq \frac{F_1}{[p]z}$, мм [2, стр. 122, (7.27)]

где F_1 – натяжение ведущей ветви ремня, H ;
[p] – допускаемая удельная нагрузка, $H/мм$.
С участием уравнения Эйлера имеем

$$F_1 = F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad [2, \text{стр.121, (7.17)}]$$

где $e = 2,72$ – основание натурального логарифма;
 $f = 0,35$ – коэффициент трения ремня по шкиву [2, стр.121, пояснение к (7.16)];

$\alpha = \frac{\pi}{180} \alpha_1 = 2,939$ – угол обхвата ведущего шкива в радианах.

$$F_1 = 94,2 \cdot \frac{2,72^{0,35 \cdot 2,939}}{2,72^{0,35 \cdot 2,939} - 1} = 146,6 \text{ H.}$$

$$b \geq \frac{F_1}{[p] \cdot z} = \frac{146,6}{2,736 \cdot 3} = 17,86 \text{ мм.}$$

Округляем полученную величину по стандарту [2, стр. 123] $b=20$ мм.

Определить натяжение ветвей ремня и силу давления на вал.
Предварительное натяжение [2, стр.121, (7.17)]:

$$F_0 = \frac{F_t \cdot (e^{f\alpha} + 1)}{2 \cdot (e^{f\alpha} - 1)} = \frac{94,2 \cdot 3,797}{2 \cdot 1,797} = 99,5 \text{ H.}$$

Сила давления на вал [2, стр. 121, (7.19)], [1, стр. 84]:
для самонатяжных передач

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 99,5 \cdot \sin \frac{168,5^\circ}{2} = 198 \text{ H,}$$

или для передач с периодическим регулированием натяжения ремня

$$Q = 3 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 3 \cdot 99,5 \cdot \sin \frac{168,5^\circ}{2} = 295,5 \text{ H.}$$

Угол наклона ременной передачи к горизонту $\beta=0^\circ$.

3. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Выбор типа сечения ремня по величине передаваемого момента [2, стр. 123, табл. 7.2] или по номограмме $P_1 - n_1$ [1, стр. 86, рис. 5.2].

При скорости ремня $v > 5$ м/с и мощности $P \leq 2$ кВт рекомендуются ремни типа О, А [1, стр. 86, рис. 5.2].

3.2 Выбор диаметра шкива [2, стр. 124, табл. 7.3], [1, стр. 89, табл. 5.5]. Принимаем $D_1 = 100$ мм или $D_1 = 140$ мм – в зависимости от типа сечения ремня. Можно прикидочно посчитать диаметр шкива [2, стр. 119, (7.4)].

$$D_1 = C \cdot \sqrt{T_1}.$$

где $C = 38 \dots 42$ для ремней нормального сечения.

3.3 Диаметр ведомого шкива [2, стр. 119, (7.2)], [1, стр. 87, п.4]

$$D_2 = D_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon)$$

Для сечения О. $D_2 = 100 \cdot 1,89 \cdot (1 - 0,01) = 187$ мм по ГОСТ 20889-88; $D_2 = 180$ мм [1, стр. 448, табл. К40];

Для сечения А. $D_2 = 140 \cdot 1,89 \cdot (1 - 0,01) = 262$ мм, принимаем $D_2 = 250$ мм [1, стр. 448, табл. К40].

Примечание: $u = u_1 = 1,89$ – из кинематического расчета.

3.4 Уточненное значение передаточного числа [2, стр. 119, (7.2)]:

$$u_\phi = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}.$$

О. $u_\phi = 1,82$;

А. $u_\phi = 1,8$.

3.5 Предварительное межосевое расстояние [2, стр. 120], [1, стр. 88, п. 6]. Принимаем $a = D_2$.

О. $a = 180$ мм;

А. $a = 250$ мм.

3.6 Длина ремня [1, стр. 120, (7.7)], [1, стр. 88, п. 7]:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}.$$

$$\text{О. } L = 2 \cdot 180 + \frac{\pi}{2} \cdot (100 + 180) + \frac{(180 - 100)^2}{4 \cdot 180} = 808,5 \text{ мм};$$

$$\text{А. } L = 2 \cdot 250 + \frac{\pi}{2} \cdot (140 + 250) + \frac{(250 - 140)^2}{4 \cdot 250} = 1124,4 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартные ремни [2, стр. 120], [1, стр. 440, табл. К31]:

$$\text{О. } L = 900 \text{ мм};$$

$$\text{А. } L = 1250 \text{ мм}.$$

Примечание: после выбора стандартного ремня можно пересчитать межосевое расстояние [2, стр. 120, (7.8)], [1, стр. 88, п. 8].

3.7 Угол охвата $\alpha_1 = 180^\circ - 60 \cdot \frac{D_2 - D_1}{a}$ [2, стр. 120, (7.9)], [1, стр. 85, п. 9]:

$$\text{О. } \alpha_1 = 180^\circ - 60 \cdot \frac{180 - 100}{180} = 153^\circ;$$

$$\text{А. } \alpha_1 = 180^\circ - 60 \cdot \frac{250 - 140}{250} = 153,6^\circ.$$

3.8 Коэффициент угла охвата [1, стр. 82, табл. 5.2]:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1).$$

$$\text{О. } C_\alpha = 1 - 0,003(180 - 153) = 0,92;$$

$$\text{А. } C_\alpha = 1 - 0,003(180 - 150) = 0,92.$$

3.9 Скорость ремня [2, стр.119]:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}.$$

$$\text{О. } v = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 2850}{60 \cdot 1000} = 14,8 \text{ м/с};$$

$$\text{А. } v = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 2850}{60 \cdot 1000} = 20,8 \text{ м/с}.$$

3.10 Коэффициент режима $C_p = 1$ [1, стр. 82, т.5.2].

3.11 Число пробегов [3, стр.142, (11.33)], [1, стр. 88, п. 11]:

$$\frac{v}{L}, c^{-1}$$

- О. $v/L=14,8/0,9=16,4$;
 А. $v/L=20,8/1,25=16,6$.

$$\left[\frac{v}{L} \right] = 30 \text{ c}^{-1}.$$

3.12 Принимаем $\sigma_0=1,2 \text{ МПа}$ – напряжения предварительного натяжения.

3.13 Принимаем допускаемую приведенную мощность, передаваемую одним клиновым ремнем при $u=1$, и расчетной скорости ремня $v=10 \text{ м/с}$ [P_0], кВт [2, стр. 124, табл. 7.3], [1, стр. 89, табл. 5.5]:

- О. $[P_0]=1,69 \text{ кВт}$;
 А. $[P_0]=3,42 \text{ кВт}$.

3.14 Допускаемая мощность, передаваемая одним ремнем [1, стр. 90, п. 12]:

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_u, \text{ кВт}$$

где при $u=2$ $C_u=1,12$ [2, стр. 123].

- О. $[P_n] = 1,69 \cdot 1 \cdot 0,91 \cdot 1,12 = 1,66 \text{ кВт}$;
 А. $[P_n] = 3,42 \cdot 1 \cdot 0,91 \cdot 1,12 = 3,35 \text{ кВт}$.

3.15 Определить количество клиновых ремней [2, стр. 123, (7.31)], [1, стр. 90, п. 13], если $z_{\min} = 2$:

- О. $z \geq P_{\text{ном}}/[P_n] = 1,5/1,66 = 0,9 \approx 1$;
 А. $z \geq P_{\text{ном}}/[P_n] = 1,5/3,35 = 0,45$,

где $P_{\text{ном}}$ – номинальная мощность двигателя, кВт.

Принимаем ремень типа О, число ремней $z=2$ [3, стр. 142].
 Ремень типа А не может быть принят, так как $z < 1$.

3.16 Площадь сечения ремня [1, стр. 440, табл. К31]:

$$\text{тип О } A=47 \text{ мм}^2.$$

3.17 Определить силу давления на вал [1, стр. 91, п. 17].

$$Q = 2 \cdot \sigma_0 \cdot A \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 1,2 \cdot 47 \cdot 2 \cdot \sin \frac{153^\circ}{2} = 216 \text{ Н}.$$

Пример расчета клиноременной передачи см. [2, стр. 131...132].

4. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1 Выбор материала червяка и червячного колеса:

- материал червяка [2, стр. 107] – принимаем сталь 40Х, термообработка улучшение + ТВЧ, HRC=45...50 [1, стр.52, табл. 3.1; стр.53, табл. 3.2];

- для выбора материала колеса находим скорость скольжения [1, стр. 57] по эмпирическому соотношению, пока не известна геометрия передачи:

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_3 \cdot u_2}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_3} = \frac{4,3 \cdot 9,86 \cdot 16}{10^3} \cdot \sqrt[3]{100} = 3,1 \text{ м/с.}$$

(Обратить внимание: в формуле для вычисления v_s [1, стр. 57] проставлены ω_2 и T_2 , в нашем же случае индексы соответствуют номеру выходного вала редуктора в заданной расчетной схеме).

В таблице [1, стр. 57, табл. 3.5], [2, стр. 107, табл. 6.6] при скорости скольжения $v_s=2...5$ м/с рекомендуются безоловянистые бронзы группы II.

Принимаем бронзу БрА9Ж3Л центробежной отливки, для которой $\sigma_B=500$ МПа, $\sigma_T=245$ МПа [2, стр. 107, табл. 6.6].

4.2 Определение допускаемых напряжений для червячного колеса [1, стр. 58, табл. 3.6], [2, стр. 107, (6.13)]:

- контактное напряжение при твердости червяка HRC>45:

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 3,1 = 222,5 \text{ МПа};$$

- напряжение изгиба [1, стр. 58, табл. 3.6]:

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot \sigma_B + 0,25 \cdot \sigma_T) \cdot K_{FL}.$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{25 \cdot 10^6}} = 0,745;$$

$$N = 573 \cdot \omega_3 \cdot L_h = 573 \cdot 9,89 \cdot 8000 = 45,3 \cdot 10^6.$$

Если $N < 10^6$, то его принимают 10^6 , если $N > 25 \cdot 10^6$, то необходимо принять $25 \cdot 10^6$ [1, стр.58, табл. 3.6].

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot 500 + 0,25 \cdot 200) \cdot 0,745 = 67 \text{ МПа.}$$

4.3 Определить межосевое расстояние [6, стр. 74]:

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}} = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{100 \cdot 10^3}{222,5^2}} = 77 \text{ мм.}$$

Принимаем $a_w=80$ мм [1, стр. 60, табл. 4.1], [2, стр. 103], [4, стр. 51].
См. также [2, стр. 108, (6.23)].

4.4 Выбрать число заходов червяка [1, стр. 74]:

$$z=2 \text{ (при } u_2=14\dots30\text{)}.$$

4.5 Определить число зубьев червячного колеса [2,стр.102]:

$$z_2 = z_1 \cdot u_2 = 2 \cdot 16 = 32.$$

Стандартное число зубьев по ГОСТ 2144-76 $z_2=32$.

4.6 Определить модуль зацепления [1, стр. 74]:

$$m = (1,5\dots1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2} = (1,5\dots1,7) \cdot \frac{80}{32} = 3,5\dots4,25.$$

Ориентируясь на ГОСТ, принимаем $m=4$ мм [2, стр. 102], [1, стр. 75].

4.7 Коэффициент диаметра червяка [1, стр. 75], [2, стр.102, (6.2)]

$$q = \frac{z_1 \cdot a_w}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 80}{4} - 32 = 8$$

или

$$q = (0,212\dots0,25) \cdot z_2 = (0,212\dots0,25) \cdot 32 = 6,9\dots8.$$

Принимаем $q=8$ [1, стр. 72, п. 5], [2, стр. 102].

4.8 Определить фактическое передаточное число [1, стр. 76, п. 7], [2, стр. 102, (6.1)]:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{32}{2} = 16;$$

что соответствует принятому в расчетах.

При отклонениях $\Delta u = \frac{u_\phi - u_2}{u_2} \cdot 100\% > 5\%$ требуется согласование с заказчиком. В учебной работе заказчиком выступает руководитель курсового проекта. По согласованию с заказчиком такое отклонение ($>5\%$) может быть

принято. В противном случае пришлось бы выполнять нестандартный редуктор.

4.9 Проверка возможности выполнения некоррегированной передачи:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2) = 0,5 \cdot 4 \cdot (8 + 32) = 80 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние равно стандартному, коррекция передачи не требуется. При необходимости коэффициент коррекции можно подсчитать [2, стр. 103, (6.4)], [1, стр. 75, п.6]:

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2) \leq |1|.$$

$$x = \left(\frac{80}{4} \right) - 0,5 \cdot (8 + 32) = 0 < |1|.$$

4.10 Основные геометрические параметры передачи [1, стр. 76], [2, стр. 103, табл. 6.2], [3, стр. 225...226], [12, стр. 28]:

делительный диаметр $d_1 = m \cdot q = 4 \cdot 8 = 32 \text{ мм}$;

диаметр окружности вершин $d_{a1} = d_1 + 2m = 32 + 2 \cdot 4 = 40 \text{ мм}$;

диаметр окружности впадин $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 32 - 2,4 \cdot 4 = 22,4 \text{ мм}$;

длина нарезаемой части червяка [2,стр.104. табл.6.3]:

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m + C = (10 + 5,5 \cdot 0 + 2) \cdot 4 + 0 = 48 \text{ мм},$$

при $x \leq 0$ $C=0$;

соответственно размеры колеса:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4 \cdot 32 = 128 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 128 + 2 \cdot 4 \cdot (1 + 0) = 136 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,2 - x) = 128 - 2 \cdot 4 \cdot (1,2 - 0) = 118,4 \text{ мм};$$

ширина венца:

$$b_2 = 0,355 \cdot a_w = 0,315 \cdot 80 = 28 \text{ мм}$$

(по ГОСТ 6636-69 принимаем $b_2=28$ мм [1, стр. 326, табл. 13.15]);
 угол подъема винтовой линии червяка и угол наклона зуба колеса:

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{2}{8}\right) = 14^\circ;$$

наибольший диаметр колеса:

$$d_{a2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 136 + \frac{6 \cdot 4}{2 + 2} = 142 \text{ мм};$$

условный угол обхвата 2δ :

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = \frac{28}{40 - 0,5 \cdot 4} = 0,735;$$

$$\delta = \arcsin(0,735) = 47^\circ 20'.$$

4.11 Фактическая скорость скольжения из геометрических параметров передачи [1, стр. 77, п. 10], [2, стр. 105, (6.7)]:

$$v_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_3 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3} = \frac{16 \cdot 9,89 \cdot 32}{2 \cdot \cos 14^\circ \cdot 10^3} = 2,6 \text{ м/с}.$$

4.12 Проверить контактные напряжения зубьев колеса [1, стр. 77, п. 11], [2, стр. 109, (6.25)]:

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K = 340 \cdot \sqrt{\frac{1560}{32 \cdot 128}} \cdot 1 = 214 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 235 \text{ МПа}.$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3}{128} = 1560 \text{ Н} [2, \text{стр. 106, (6.10)}].$$

При

$$v_2 = \frac{\omega_3 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{9,89 \cdot 128}{2 \cdot 10^3} = 0,63 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с} \text{ принимаем } K=1.$$

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot 2,6 = 235 \text{ МПа} [1, \text{стр. 58, т. 3.6}]$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{|235-214|}{235} \cdot 100\% = 8,9\% < 15\% \text{ [1, стр. 78, п.11], [2, стр. 116].}$$

4.13 Проверить напряжения изгиба зубьев колеса [1, стр. 78, п. 12], [2, стр. 110, (6.28)]:

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K = 0,7 \cdot 1,64 \cdot \frac{1560}{28 \cdot 4} \cdot 1 = 16 \text{ МПа} \ll [\sigma]_F = 67 \text{ МПа.}$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 14} = 35.$$

$$Y_{F2} = 1,64 \text{ [1, стр. 78, табл. 4.10], [2, стр. 110].}$$

Пример расчета червячной передачи см.[2, стр. 114... 116].

5. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

5.1 Определяем диаметр выходного конца быстроходного вала расчетом на кручение [2, стр. 149, (10.4)], [4, стр. 296], [1, стр. 112, табл. 7.1]:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8,75 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 12,35 \text{ мм.}$$

$$[\tau]_K = 25 \text{ МПа [4, стр. 157], [1, стр. 110, п. 7.2].}$$

Сравниваем расчетный диаметр выходного конца быстроходного вала с диаметром вала электродвигателя: $d_{de} = 22 \text{ мм}$ [1, стр. 407, табл. К10], [2, стр. 386, 388, табл. 1.2] для случая возможного соединения редуктора с электродвигателем посредством муфты. Тогда принимаем $d_{e1} = 20 \text{ мм}$ (свободные диаметры и длины округляем по ГОСТ 6636-69 [1, стр. 326, табл. 13.15]. Разница диаметров валов двигателя и редуктора «+», «-» 20% [2, стр. 88, (5.92)].

5.2 Диаметры посадочных мест под подшипники

$$d_{n1} = 25 \text{ мм (кратно пяти – внутренний диаметр подшипника).}$$

5.3 Параметры нарезанной части червяка определены в п. 4.10:

$$d_{f1} = 22,4 \text{ мм; } d_1 = 32 \text{ мм; } d_{a1} = 40 \text{ мм; } b_1 = 48 \text{ мм.}$$

5.4 Диаметр выходного конца тихоходного вала редуктора:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_3}{\pi \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 27,4 \text{ мм.}$$

Округляем по ГОСТ до $d_{e2}=30 \text{ мм.}$

5.5 Диаметры посадочных мест под подшипники $d_{n2}=35 \text{ мм.}$

Для обеспечения необходимой высоты запечиков для упора подшипников диаметр следующего (за подшипником) участка вала $d_{3n}=44 \text{ мм}$ [1, стр. 112, табл. 7.1, примеч.; стр. 185, рис. 10.12, размер d_3].

5.6 Диаметр вала в месте посадки червячного колеса

$d_{K2}=46 \text{ мм}$ (см. ГОСТ 6636-69 [1, стр. 326, табл. 13.15; стр. 172, рис. 10.13, опять обозначен d_3]).

5.7 Диаметр ступицы червячного колеса [2, стр. 228, рис. 13.15], [4, стр. 428, (14.19)], [1, стр. 178, табл. 10.4]:

$$d_{cm2} = (1,6...1,8) \cdot d_{K2} = (1,6...1,8) \cdot 46 = 73,6...82,8 \text{ мм.мм.}$$

Принимаем $d_{cm2}=80 \text{ мм.}$

5.8 Эскизная компоновка валов редуктора

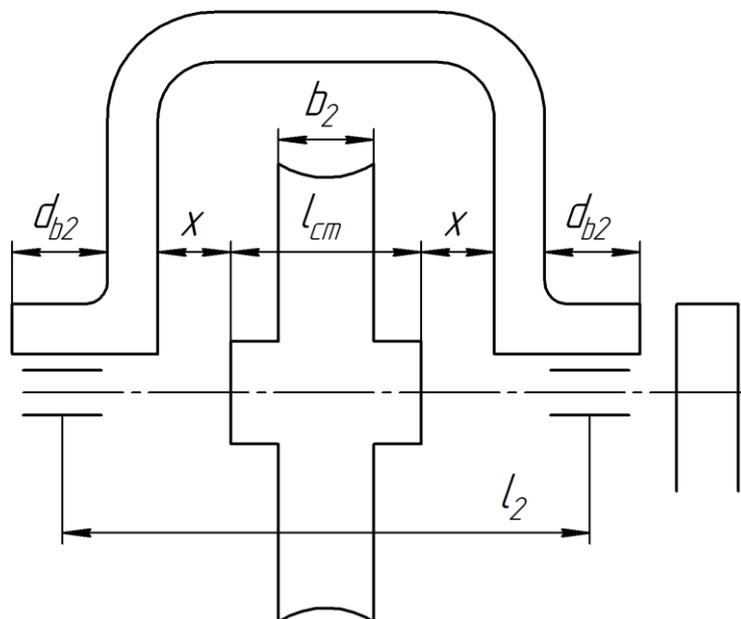


Рисунок 16 – Схема компоновки вала червячного колеса

5.8.1 Длина вала червяка (по серединам опор) l_1 и длина консольной части выходного конца l_3 :

$$l_1 \approx d_2 = 140 \text{ мм; } l_3 = \frac{d_{e1}}{2} + x + \frac{B}{2} = \frac{20}{2} + 5 + \frac{28}{2} = 29 \text{ мм,}$$

где d_{e1} – длина расточки бобышки быстроходного вала, принятая равной его диаметру, (подшипник расположен в середине по длине расточки);

l_1, l_3 – длины плеч, см. на рисунке 17.

$$B = (1,1 \dots 1,15) \cdot b \text{ – ширина шкива [2, стр.126].}$$

Для резинотканевого ремня $b=20$ мм – см. п. 2.11.

Принимаем $B=28$ мм [1, стр. 82, п. 12] по аналогии $b=32, B=40$ мм.

5.8.2 Длина вала червячного колеса: (рисунок 16)

$$l_2 = l_{cm} + 2 \cdot x + d_{e2};$$

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,8) \cdot d_{K2} = (1,2 \dots 1,8) \cdot 46 = 55,2 \dots 82,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_{cm}=75$ мм. Длина расточки бобышки под подшипник принимается равной диаметру вала d_{e2} – в процессе конструирования может уточняться; $x=5 \dots 15$ мм зависит от размеров редуктора. Принимаем $x=5$ мм.

$$l_2 = l_{cm} + 2 \cdot x + d_{e2} = 75 + 2 \cdot 5 + 30 = 115 \text{ мм.}$$

Этого этапа эскизной компоновки достаточно для приближенного расчета валов и подбора подшипников.

6. ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

(одновременно построение эпюр изгибающих моментов)

Подшипники принимаем радиально-упорные, 46305 – для быстроходного [1, стр. 434, табл. К28], 7207 – для тихоходного валов [4, стр. 538], [1, стр. 436, табл. К29].

6.1 Определить реакции опор вала червяка [2, стр. 166, п. 2], [1, стр. 138, рис. 8.4]

Внешние нагрузки на вал

$$Q = 295,5 \text{ Н}; \quad \beta = 0; \quad F_{r1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 8,75 \cdot 10^3}{32} = 546,9 \text{ Н};$$

β – угол наклона ременной передачи к горизонту;

$$F_{r1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 8,75 \cdot 10^3}{32} = 546,9 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = 1560 \text{ Н} = F_{t2} \text{ (см. п.4.12);}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1560 \cdot 0,364 = 564,7 \text{ Н.}$$

Q принято по расчету резиноканевой передачи при ее горизонтальном расположении (см. п. 2.12).

Запишем уравнение равновесия сил, действующих на балку в плоскости чертежа (от силы F_{t1}), затем – в перпендикулярной плоскости – от сил F_{r1} , F_{a1} и Q .

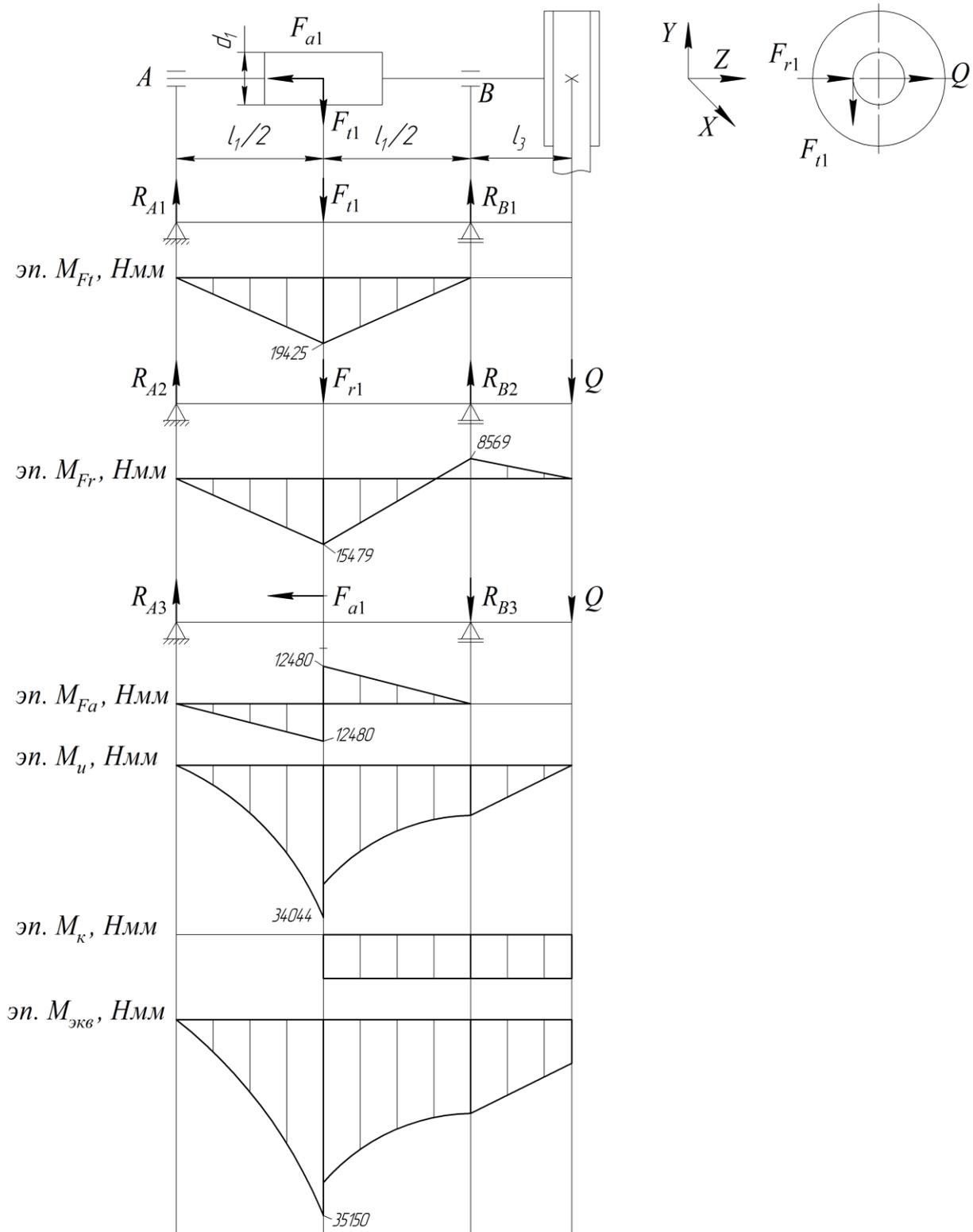


Рисунок 17 – Схема нагружения быстроходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

- от силы F_{t1}

$$\sum T_A = 0 \rightarrow F_{t1} \cdot \frac{l_1}{2} - R_{B1} \cdot l_1 = 0;$$

$$R_{B1} = \frac{F_{t1} \cdot l_1}{2 \cdot l_1} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{546,9}{2} = 273,45 \text{ H};$$

$R_{A1} = R_{B1} = 273,45 \text{ H}$ – при симметричной нагрузке;

- от силы F_{r1}, Q

$$\sum T_A = 0 \rightarrow F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} - R_{B2} \cdot l_1 + Q \cdot (l_1 + l_3) = 0.$$

$$R_{B2} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_1}{2} + Q \cdot (l_1 + l_3)}{l_1} = \frac{564,7 \cdot \frac{140}{2} + 295,5 \cdot (140 + 29)}{140} = 639,06 \text{ H}.$$

$$\sum y = 0; \quad R_{A2} = F_{r1} + Q - R_{B2} = 564,7 + 295,5 - 617,9 = 221,14 \text{ H}.$$

- от осевой силы F_{a1}

$$\sum T_A = 0 \rightarrow -F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + R_{B3} \cdot l_1 = 0.$$

$$R_{B3} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 1560 \cdot \frac{32}{2 \cdot 140} = 178,28 \text{ H}.$$

$$\sum y = 0; \quad R_{A3} - R_{B3} = 0; \quad R_{A3} = R_{B3} = 178,28 \text{ H}.$$

6.2 Суммарные радиальные нагрузки на опоры.

Опора А:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{A1}^2 + (R_{A2} + R_{A3})^2} = \sqrt{273,45^2 + (221,14 + 178,28)^2} = 484,06 \text{ H}.$$

Опора В:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{B1}^2 + (R_{B2} - R_{B3})^2} = \sqrt{273,45^2 + (639,06 - 178,28)^2} = 535,81 \text{ H}.$$

R_{B3} введена со знаком «-», так как направлена против R_{B2} (см. рисунок 17).

В радиальном направлении опора В более нагруженная, поэтому конструкцию опор выполним таким образом, чтобы осевая сила воспринималась опорой А (для этого подшипники установим враспор).

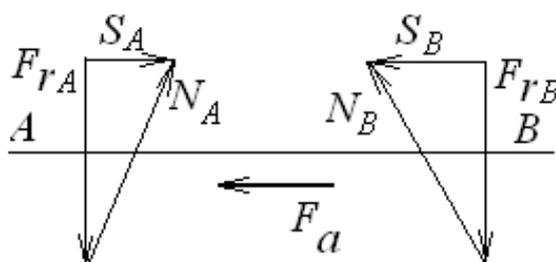
6.3 Осевые составляющие радиальных реакций шариковых радиально-упорных подшипников [4, стр. 363], [1, стр. 141, табл. 9.1]:

$$S_A = e \cdot F_{rA} = 0,68 \cdot 484,06 = 329,1 \text{ H};$$

$$S_B = e \cdot F_{rB} = 0,68 \cdot 535,81 = 364,3 \text{ H}.$$

$e=0,68$ [4, стр. 360, табл. 12.26)], [1, стр. 145, табл. 9.3] при углах давления подшипника 46305 $\alpha = 26^\circ$. По каталогу для названного подшипника имеем: $d = 25 \text{ мм}$, $D = 62 \text{ мм}$; $D_w = 11,51 \text{ мм}$; $z = 10$, $C_r = 2690 \text{ Н}$; $C_0 = 14600 \text{ Н}$ [2, стр. 407, табл. 22]. Знание параметра окружности центров набора шариков D_{pw} для радиально-упорного подшипника с углом контакта $>18^\circ$ не потребуется. Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок будут получены непосредственно из таблицы [2, стр.200, табл. 11.14)], соответственно $X = 0,41$; $Y = 0,87$.

6.4 Суммарная осевая нагрузка на подшипник [3, стр. 306]:



$$F_{асумм} = F_a + S_B = 1560 + 364,3 = 1924 \text{ Н}.$$

- осевая нагрузка на опору A .

Опора B никакой осевой нагрузки не воспринимает.

6.5 Эквивалентная нагрузка.

Для опоры A :

$$\frac{F_{асумм}}{F_{rA}} = \frac{1924}{484,06} = 3,97 > e.$$

$P_{\partial A} = (X \cdot F_{rA} \cdot V + Y \cdot F_{асумм}) \cdot K_\sigma \cdot K_T$ [2, стр. 197, (11.4)], [4, стр.360, (8.4)], [1, стр. 141, табл. 9.1], [13, стр. 305, (18.4)];

$X=0,41$; $Y=0,87$ [2, стр. 200, табл. 11.14], [4, стр. 360 табл. 12.26], [1, стр. 141, табл. 9.1];

$V=1$ [2, стр. 197], [4, стр. 359], [1, стр. 142, табл. 9.1];

$K_\sigma=1,2$ [2, стр. 198, табл.11.12], [4, стр. 362, табл. 12.27], [1, стр. 145, табл. 9.4].

$K_T=1,0$ [2, стр. 197], [4, стр. 359], [1, стр. 147, табл. 9.5].

$$P_{\partial A} = (0,41 \cdot 484,06 \cdot 1 + 0,87 \cdot 1924) \cdot 1,2 \cdot 1 = 1872 \text{ Н}.$$

Для опоры В:

$P_{\text{ЭВ}} = V \cdot F_{rB} \cdot K_B \cdot K_T$ [3, стр. 306, (18.6)], [4*, стр. 233, (8.5)], [1, стр. 141, табл. 9.1];

$$V=1; K_B=1,2; K_T=1,0.$$

$$P_{\text{ЭВ}} = 1 \cdot 535 \cdot 1,2 \cdot 1 = 642 \text{ Н}.$$

Долговечность определяем по более нагруженному подшипнику.

6.6 Расчетная долговечность [1, стр. 140], [2, стр. 205], [3, стр. 305, (18.3)]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P_{\text{ЭА}}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 1420} \cdot \left(\frac{21,1}{1,87} \right)^3 = 17100 \text{ час}.$$

$$C=21,1 \text{ кН} [1, \text{стр. 434, табл. К 28}].$$

Имеется возможность перейти на легкую серию. Например, переход на подшипник 46205 обеспечит долговечность $L_h=4460$ час. В этом случае в середине срока эксплуатации (при проектном $L_h=8000$ час) производится ревизия подшипников.

Для тихоходного вала принят конический подшипник 7207 (см. выше п. б). В роликовых радиально-упорных подшипниках угол давления не изменяется при изменении нагрузки. Поэтому методика их расчета упрощается. Пример расчета см. в задаче 1 при расчете опор быстроходного вала конического редуктора.

6.7 Произведем расчет величин изгибающих моментов в характерных точках в среднем сечении червяка:

$$M_{Ft} = R_{A1} \cdot \frac{l_1}{2} = 273,45 \cdot \frac{140}{2} = 19425 \text{ Нмм};$$

$$M_{Fr} = R_{A2} \cdot \frac{l_1}{2} = 221,14 \cdot \frac{140}{2} = 15479 \text{ Нмм};$$

и в сечении под опорой В:

$$M_Q = Q \cdot l_3 = 295,5 \cdot 29 = 8569 \text{ Нмм};$$

$$M_{Fa} = R_{A3} \cdot \frac{l_1}{2} = 178,28 \cdot \frac{140}{2} = 12480 \text{ Нмм}.$$

Из анализа результатов получаем, что наиболее напряженным будет среднее сечение червяка.

6.8 Суммарный изгибающий момент для среднего сечения червяка [3,стр.234,(13.59)]:

$$M_{II} = \sqrt{M_{Ft}^2 + (M_{Fr} + M_{Fa})^2} = \sqrt{19425^2 + (15479+12480)^2} = 34044 \text{ Нмм.}$$

6.9 Эквивалентный момент [3, стр.234, (13.60)]:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{II}^2 + T_2^2} = \sqrt{34044^2 + 8750^2} = 35150 \text{ Нмм.}$$

6.10 Диаметр вала в опасном сечении [3, стр. 267, (16.10)]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_u}} = \sqrt[3]{\frac{35150}{0,1 \cdot 50}} = 19,15 \text{ мм} < d_{f1} = 22,4 \text{ мм (см. п. 4.10).}$$

$$[\sigma_{-1}]_u = 50 \dots 60 \text{ МПа [3, стр. 266, табл.16.1].}$$

Контрольные вопросы к задаче №3

1. Какой материал червяка используется обычно в закрытых червячных передачах?
2. От какого кинематического параметра червячного зацепления в первую очередь зависит выбор материала червячного колеса?
3. Какая сравнительная стоимость серого чугуна и бронзы, оловянистой и безоловянистой бронзы?
4. В каких случаях для изготовления червячного колеса используют чугун, в каких случаях – оловянистую бронзу?
5. Какой фактор является критерием прочности закрытой червячной передачи?
6. По каким напряжения производят проверочный расчет червячной передачи?
7. Как определить диаметр делительной окружности червячного колеса, диаметр делительного цилиндра червяка?
8. Как производится проверка соответствия выбранного модуля и коэффициента диаметра червяка величине стандартного межосевого расстояния?
9. Какую процедуру выполняют при несоответствии межосевого расстояния стандарту?
10. Какая расчетная схема сопротивления материалов используется при расчете вала на изгиб?
11. Как определить силы, действующие на зуб колеса (F_{t2} , F_{r2} , F_{a2})?
12. Какую деформацию испытывает вал червяка кроме изгиба?
13. Как определить эквивалентный изгибающий момент?
14. Как определить диаметр быстроходного шкива в расчетах плоскоременной (клиноременной) передачи?
15. Как соотносится оптимальное полезное напряжение в ремне и кривая скольжения ремня?
16. Как перейти от оптимальных полезных напряжений в ремне к допускаемым?
17. Как определить площадь поперечного сечения ремня плоскоременной передачи?
18. Как выбрать тип сечения клинового ремня?
19. Как выполнить проверку фактического передаточного числа ременной передачи?
20. Как определить окружную силу на ободе тихоходного шкива?
21. Чему равна сила давления ремня на вал в ременной передаче?
22. Как посчитать число ремней клиноременной передачи?

2. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

2.1. КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ APM WinMachine

APM WinMachine – это пакет прикладных программ, созданный для автоматизированного расчёта и проектирования в машиностроении и строительстве. Он состоит из отдельных модулей, предназначенных для решения отдельных классов задач.

APM WinMachine содержит:

APM WinJoint – модуль расчёта и проектирования соединений элементов машин;

APM WinShaft – модуль расчёта и проектирования валов и осей;

APM WinBear – модуль расчёта и проектирования неидеальных подшипников качения;

APM WinPlain – модуль расчёта подшипников скольжения;

APM WinScrew - модуль расчёта неидеальных винтовых передач;

APM WinTrans – модуль расчёта и проектирования механических передач вращения;

APM WinSpring – модуль расчёта и проектирования упругих элементов машин;

APM WinCam – модуль расчёта и проектирования кулачковых механизмов;

APM WinSlider – модуль расчёта и проектирования рычажных механизмов произвольной структуры;

APM WinFEM2D – модуль конечно-элементного анализа плоских деталей;

APM WinBaem – модуль расчёта и проектирования балочных конструкций;

APM WinTruss – модуль расчёта ферменных конструкций;

APM WinFrame3D – модуль расчёта и проектирования трёхмерных рамных конструкций;

APM WinStructure3D – модуль расчёта и проектирования стержневых, пластинчатых, оболочечных конструкций и их произвольных комбинаций;

APM WinDrive – модуль расчёта и проектирования редукторов.

Ниже приводится краткое описание модулей, предлагаемых для использования в курсовом проектировании по курсу "Деталей машин".

2.2. APM WinJoint

APM WinJoint - это модуль расчета и проектирования соединений. Он позволяет выполнить комплексный расчет и анализ соединений, которые наиболее часто используются в машиностроении и строительстве.

Модуль позволяет рассчитать:

- групповые резьбовые соединения, поставленные в отверстие с зазором и без него, установленные в произвольном порядке и предназначенные для соединения различных поверхностей.

- сварные соединения при произвольной внешней нагрузке и произвольном размещении сварных швов следующих типов:

- * стыковые;
- * тавровые;
- * нахлесточные;
- * соединения, выполненные точечной сваркой;
- заклепочные соединения произвольного размещения;
- соединения деталей вращения, конструктивно выполненные как:
 - * соединения с натягом цилиндрической или конической форм;
 - * шлицевые или шпоночные соединения разных типов;
 - * штифтовые радиальные и осевые соединения;
 - * соединения коническими кольцами;
 - * клеммовые соединения различного конструктивного выполнения;
 - * профильные соединения различных модификаций.

APM WinJoint позволяет выполнить все необходимые для выбранного типа соединения расчеты (в форме проверочного и проектировочного). При проектировочном расчёте производится комплекс вычислений по определению основных геометрических размеров соединения, а при проверочном - находятся значения коэффициентов запаса прочности. При этом критериями расчета резьбовых соединений являются: условие отсутствия сдвига и разъединения стыка сопряженных поверхностей, а также статическая и усталостная прочность элементов соединения. Сварные швы рассчитываются из условия статической и усталостной прочности, а заклепочные - из условия прочности при постоянной нагрузке. Критерием расчета соединений деталей вращения может быть (в зависимости от типа): условие отсутствия сдвига; условие появления зазоров в сопряженных поверхностях при износе; статическая и усталостная прочность элементов соединения, а также совокупность этих критериев.

2.3. APM WinShaft

Модуль APM WinShaft представляет собой программу для расчета и проектирования валов. Валы предназначены для передачи крутящего момента и поддержания вращающихся вместе с ним деталей. Они относятся к числу наиболее ответственных деталей машин, поэтому к ним предъявляются высокие требования по точности изготовления, прочности, жесткости, устойчивости и характеру колебаний. Модуль APM WinShaft позволяет выполнить весь цикл проектирования валов и осей, начиная от разработки конструкции и заканчивая полным статическим и динамическим расчетом.

С помощью APM WinShaft можно рассчитать и построить:

- реакции в опорах валов;
- эпюры моментов изгиба, и углов изгиба;

- эпюры моментов вращения и углов закручивания;
- деформацию вала;
- напряженное состояние при статическом нагружении;
- коэффициент запаса по усталостной прочности;
- эпюры распределения поперечных сил;
- собственные частоты и формы вала.

Модуль APM WinShaft имеет специализированный графический редактор для задания геометрии валов и осей. Редактор обеспечивает:

- задание конструкции вала;
- ввод нагрузок, действующих на вал;
- размещение опор, на которых установлен вал.

Примитивы APM WinShaft - это основные элементы конструкции вала (цилиндрические и конические участки, фаски, галтели, канавки, отверстия, участки с резьбой, шпонки, шлицы и т. д.), а также нагрузки, которые могут действовать на вал или опору.

Напряженное и деформированное состояния вала рассчитываются методами сопротивления материалов. Так, деформированное состояние описывается методом Мора, а раскрытие статической неопределимости выполняется методом сил. Статическая прочность оценивается по эквивалентным напряжениям, полученным энергетическим методом. Динамические характеристики, такие как собственные частоты и собственные формы, определяются методом начальных параметров.

Расчет усталостной прочности сводится к нахождению коэффициента запаса в сечении вала при постоянной и переменной нагрузке.

В состав системы APM WinMachine входит единая база. Все необходимые параметры материалов, такие как модуль Юнга, коэффициент Пуассона, плотность и т. п., берутся из нее.

2.4. APM WinBear

APM WinBear выполняет комплексный анализ подшипников качения. Используя этот модуль, можно рассчитать основные характеристики подшипников и выбрать оптимальные конструкции подшипниковых узлов.

С помощью APM WinBear можно рассчитать:

- перемещения (жесткость);
- долговечность;
- наибольшие контактные напряжения;
- потери мощности;
- силы, действующие на тела качения;
- тепловыделение;
- момент трения.

В APM WinBear выполняется весь комплекс проверочных расчетов, когда по известной геометрии подшипника рассчитываются его выходные характеристики. Решения предоставляют пользователю возможность наглядно качественно и количественно оценить пригодность подшипника и

при необходимости наметить пути для подбора параметров более эффективных опор.

В АРМ WinBear могут быть рассчитаны подшипники восьми типов:

- шариковые радиальные;
- шариковые сферические;
- шариковые радиально-упорные;
- шариковые упорные;
- роликовые радиальные;
- роликовые сферические;
- роликовые радиально-упорные;
- роликовые упорные.

Результаты расчета нагрузок позволяют также определить серию энергетических характеристик, от которых зависит потребление энергии и рабочая температура подшипника: коэффициент полезного действия, моменты трения, потери мощности при трении, тепловыделение и т. д.

Результаты расчета представляются в виде:

- **таблиц** со статистическими характеристиками;
- **гистограмм** компонент перемещений;
- **пространственного поля** положений центра подшипника;
- **анимации** движения подшипника;
- **графиков**, описывающих изменения параметра по углу поворота подшипника.

Так как важным параметром расчета является информация о нагрузках, действующих на тела качения, в модуле АРМ WinBear предусмотрен наглядный вывод этой информации на экран. Кроме этого можно также наблюдать за вращением подшипника качения и изменять нагрузки.

Все геометрические размеры подшипника задаются вручную, но можно воспользоваться единой базой данных, которая входит в состав АРМ WinMachine. Нагрузки на подшипник вводятся с экрана в зависимости от типа установки подшипника. Параметры точности по желанию пользователя выбираются с помощью базы данных по заданному классу точности.

Для случая, если действующие на вал внешние нагрузки изменяются во времени, имеется специализированный графический редактор с полным набором необходимых для ввода переменных параметров функций.

Нагрузки, действующие на подшипник, могут быть произвольными, при этом в качестве внешней нагрузки можно рассматривать также и силу предварительного натяга. Величина натяга в зависимости от типа подшипника задается либо в виде приложенной осевой (радиальной) нагрузки, либо в виде радиальных (осевых) перемещений.

2.5. APM WinTrans

Модуль APM WinTrans производит расчет передач и подготавливает конструкторскую документацию, включая рабочие чертежи. Процесс проектирования с использованием APM WinTrans сводится к заданию исходных данных и анализу полученного результата. С помощью модуля APM WinTrans можно выполнить весь комплекс конструкторских и технологических расчетов (как проектировочных, так и проверочных) передач вращательного движения, а также выполнить рабочие чертежи основных деталей этих передач в автоматическом режиме. В качестве объектов для расчетов выбраны передачи, широко используемые в практике проектирования.

С помощью APM WinTrans можно проектировать следующие типы передач:

- цилиндрические с прямым зубом как внешнего, так и внутреннего зацепления;
- цилиндрические косозубые внешнего зацепления;
- шевронные;
- конические с прямыми и круговыми зубьями;
- червячные;
- цепные;
- ремённые.

При проектировочном расчете известными считаются выходные кинематические и энергетические параметры, а результатом является определение геометрических размеров передачи при выбранных материалах и термообработке. Для выполнения расчета необходимо указать следующие исходные параметры передачи: передаваемый крутящий момент, ресурс, условия работы, передаточное отношение и т.д. Опираясь на эти данные, модуль APM WinTrans рассчитает все геометрические параметры передачи.

Все расчеты проводятся как в условиях постоянного, так и переменного режимов реального нагружения. Учет переменного характера нагружения в APM WinTrans осуществляется либо в виде нормального переменного режима, либо с помощью специального инструмента для ручного задания таких режимов.

В основу проектировочного и проверочного расчетов положены следующие критерии:

- усталостная, контактная прочность и усталостная прочность на изгиб для цилиндрических, конических и червячных передач;
- износостойкость шарниров цепи для расчета цепных передач;
- нагрузочная способность и долговечность ремня при проектировании ремённых передач.

Можно наложить дополнительные ограничения на рассчитываемую передачу. Например, рассчитать передачу с требуемым межосевым расстоянием или другим каким-либо параметром.

Результатом расчета зубчатой передачи с помощью APM WinTrans является полный перечень параметров, необходимых при проектировании, а именно:

- геометрические параметры элементов передач;
- силы, действующие на валы от передач;
- действующие напряжения и величины допускаемых напряжений;
- весь спектр параметров контроля качества изготовления;
- параметры качества передачи;
- рабочие чертежи ведущего и ведомого элементов передачи.

С помощью APM WinTrans можно проверить несущую способность известной передачи (то есть, передачи с заданными геометрическими параметрами, условиями работы, термообработкой колёс и т.д.). Несущая способность оценивается по двум критериям:

- ресурс работы передачи при заданном передаваемом моменте;
- максимальный передаваемый момент при заданном ресурсе.

APM WinTrans предоставляет пользователю все необходимые данные для проверки качества изготовления элементов передачи. Для цилиндрических передач контролируются следующие параметры:

- параметры торцевого профиля зубьев;
- параметры постоянной хорды;
- параметры общей нормали;
- параметры по толщине хорды;
- параметры контроля по роликам;
- параметры проверки положения разноимённых профилей зубьев;
- параметры качества зацепления.

В модуле APM WinTrans можно создать рабочий чертёж элемента рассчитываемой передачи. Чертеж сохраняется в формате DXF. При подготовке чертежа в модуле есть возможность:

- изменять, в известных пределах, конструкцию передачи и уточнять конфигурацию изображаемой детали и других элементов чертежа;
- проставлять предельные отклонения размеров и указывать технические требования чертежа;
- заполнять главную надпись чертежа и т.д.

Все это задается в зависимости от нормативных параметров и требований действующих российских стандартов и нормалей. Для выполнения этих операций в APM WinTrans имеется полный набор простых и удобных средств. Если в компьютере пользователя установлен AutoCAD™, то его можно вызывать непосредственно из модуля WinTrans для окончательного редактирования чертежа и дальнейшей распечатки на бумаге.

2.6. APM Graph

Модуль APM Graph предназначен для выполнения графической части компьютерной подготовки конструкторской документации (возможно, из

полученной в результате расчётов заготовки чертежа спроектированной детали). APM Graph представляет собой плоский графический редактор, который можно использовать для оформления графической части конструкторской документации. Он может использоваться для подготовки исходных данных при работе отдельных модулей системы APM WinMachine. С этой целью в каждой из прикладных расчетных программ имеется возможность импорта графической информации.

Для вычерчивания объектов имеется набор примитивов (простейших объектов чертежа), таких как линия, окружность, дуга, сплайн. Причем объекты можно рисовать как в свободном режиме, так и связанными с другими объектами: параллельно, перпендикулярно, касательно и др. При выполнении чертежей существует возможность привязки к контрольным точкам (концам линии, центрам дуг и окружностей и др.) или к середине отрезка.

Для каждого примитива существует несколько способов задания. В зависимости от установленных параметров геометрические связи между объектами могут закрепляться и отслеживаться при редактировании. Точные числовые параметры примитивов можно ввести в диалоговом окне ручного ввода.

В модуле APM Graph имеются команды, которые можно использовать для нанесения линейных и угловых размеров. Размеры проставляются как в автоматическом, так и ручном режиме. Они легко редактируются. Имеется возможность простановки допусков линейных и угловых величин. Величины допусков можно взять из библиотеки APM Data.

Для рисования объектов различными типами линий имеется встроенный редактор типов линий. Разработанные типы линий можно записывать в файл и использовать их в дальнейшем в других чертежах.

При вводе текста имеется возможность форматирования абзаца: задание отступов; интервалов; выравнивания; угла наклона. Штриховка создается нескольких типов: сплошная заливка; градиентная заливка; наклонными линиями; предопределенная штриховка и текстурная, когда в качестве образца используется *bmp* или *wfm* файл.

Для нанесения размеров на чертеж используются следующие типы: линейные, угловые и радиальные. Имеется возможность простановки различных специальных символов: допусков, знаков базы, шероховатости, выносок и специальных знаков.

В чертежно-графическом редакторе есть возможность нанесения графических символов, выполненных согласно существующим ГОСТам на оформление графической документации. Эти символы используются в качестве условных обозначений чистоты обработки поверхности детали, технических требований на эти поверхности, а также некоторых специальных элементов, таких как сварные швы и т. д.

Следует отметить, что дополнительно с редактором поставляется набор библиотек стандартных элементов. Удобным инструментом оформления конструкторской документации является редактор таблиц, использование

которого существенно облегчает работу по оформлению технических документов, включающих таблицы различных форм и размеров. С помощью этого редактора можно сформировать таблицу произвольного содержания, выбрать подходящий тип линий и заполнить поля текстовой информацией. Удобно организованы операции редактирования.

Для более удобной работы с чертежом предусмотрена работа с блоками. Блок - это совокупность объектов, с которой можно работать как с одним объектом. Можно создавать блоки, как из отдельных примитивов, так и использовать вложения блоков друг в друга. Их можно сохранять в отдельном файле для организации библиотек конструкций. При работе над чертежом предусмотрена возможность размещения объектов по различным слоям. Слоями можно управлять с помощью *менеджера слоев*, где можно управлять включением/отключением и блокировкой/разблокировкой слоев.

Объекты чертежа можно редактировать различными способами: перемещать, создавать копии, вращать, масштабировать, зеркально отображать, создавать прямоугольный и круговой массивы, смещать объекты. Можно производить разрыв линий, дуг, окружностей или сплайнов в точке или между двумя точками.

В чертежном редакторе существует буфер на 200 команд отменить/повторить. Имеется возможность предварительного просмотра чертежа и его печати на принтер. В чертежно-графическом редакторе есть возможность *параметрического задания графического объекта*. Под этим понимается создание чертежа с помощью *параметризованных блоков*, которые представляют собой блоки с заданными параметрами. Например, можно создать параметризованный блок "фланец" с параметрами внутренний и внешний диаметр, количество и диаметр отверстий и т. д. После этого блок «фланец» можно использовать во многих чертежах, не создавая его каждый раз заново, а лишь задавая его новые параметры.

Крайне важен тот факт, что любая машина наполовину состоит из типовых деталей и узлов, и в этой связи параметризация позволяет автоматически рисовать геометрические объекты, если после выполнения необходимых расчетов последние были заданы параметрически. При работе в этом режиме автоматически сохраняется последовательность выполняемых команд и их атрибутов. Этим атрибутам можно присваивать соответствующие имена и задавать необходимые числовые и функциональные соотношения. Функциональные соотношения могут быть совершенно произвольными, т. е. описанными любыми аналитическими функциями. Для задания таких функций имеется специальный редактор анализа и преобразования аналитических данных.

Стандартные конструктивные графические элементы, оформленные в виде параметрических объектов в среде *APM Graph*, включены в состав единой базы и функционируют вместе с ней как в режиме расчета, так и в режиме прорисовки. При вставке параметризованной модели пользователь задает значения переменных величин, по которым строится блок.

2.7. ПРИМЕР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АРМ WinMachine

Рассмотрим использование пакета прикладных программ АРМ WinMachine на примере следующего задания курсового проекта, хотя этот пакет может быть применен для расчета деталей и ряда конструкций подъемно-транспортных машин [6, 13].

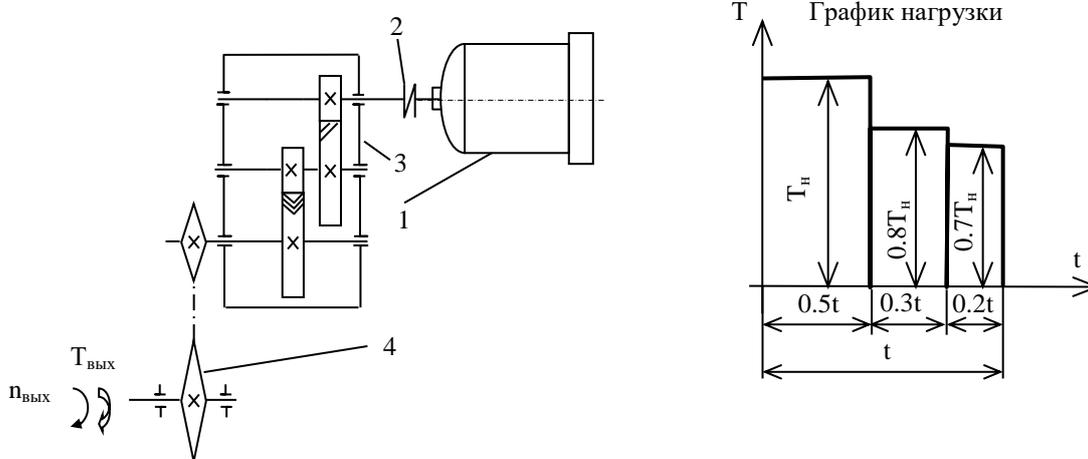
Требуется спроектировать привод к смесителю кормов, содержащий двухступенчатый цилиндрический косозубый редуктор и цепную передачу с заданными данными:

выходной момент вращения $T_{\text{вых}}=610 \text{ Нм}$;

частота вращения выходного вала $n_{\text{вых}}=38 \text{ мин}^{-1}$;

долговечность $t=14000 \text{ час}$;

Схема привода:



1- электродвигатель

2- муфта

3- редуктор

4- цепная передача

При выполнении расчётов курсового проекта мы будем использовать следующие программы:

1. АРМ WinTrans (для расчёта зубчатой и цепной передачи);
2. АРМ WinJoint (для расчёта соединений).
3. АРМ WinShaft (для расчёта валов);
4. АРМ WinBear (для расчёта подшипников);

2.7.1 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Привод содержит следующие ступени:

- быстроходная ступень;
- тихоходная ступень редуктора;
- цепная передача.

Для примера рассмотрим расчёт быстроходной ступени данного редуктора, тихоходная ступень рассчитывается аналогично.

Производим кинематический и силовой расчёт привода¹.

1 Определим общий КПД привода:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_{з.п}^2 \cdot \eta_{ц.п},$$

где η_m – КПД муфты (0,99...0,98);

η_n – КПД подшипников (0,990...0,995);

$\eta_{з.п.}$ – КПД зубчатой передачи (0,96);

$\eta_{ц.п.}$ – КПД цепной передачи (0,95...0,97 – закрытая передача).

$$\eta = 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,96^2 \cdot 0,97 = 0,85.$$

2 Определим потребную мощность электродвигателя по формуле:

$$P = \frac{T_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{вых}}}{\eta},$$

где $T_{\text{вых}}$ – момент вращения на выходном валу привода;

$\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость выходного вала привода;

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{вых}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 38}{30} = 3,98 \text{ c}^{-1};$$

$$P = \frac{610 \cdot 3,98}{0,85} = 2,86 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель типа 4АМ100S4У3 (см. приложение 1) [7].

$n_{\text{ном}} = 1435 \text{ мин}^{-1}$; $P_{\text{ном}} = 3,0 \text{ кВт}$, $d_{\text{эл}} = 28 \text{ мм}$.

3 Разбиваем передаточное число по ступеням

Определим общее передаточное число привода:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_{\text{вых}}} = \frac{1435}{38} = 37,74.$$

Определим передаточное число редуктора (см. приложение 2):

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{ц.п}} = \frac{37,74}{3} = 12,6.$$

¹ Расчёты в этом пункте производятся вручную или с использованием простейших вычислительных средств компьютера.

где $u_{ц.п}$ – передаточное число цепной передачи.

$u_{ц.п} = 2 \dots 6$, принимаем $u_{ц.п} = 3$.

Согласно рекомендациям [1, 2, 4, 8] принимаем передаточное число быстроходной ступени редуктора $u_{\bar{\sigma}} = 4,5$, а передаточное число тихоходной передачи $u_m = 2,8$.

Определим уточнённое общее передаточное число привода:

$$u'_{общ} = u_{ред} \cdot u_{ц.п} = u_{\bar{\sigma}} \cdot u_m \cdot u_{ц.п} = 4,5 \cdot 2,8 \cdot 3 = 37,5.$$

Отклонение передаточного числа:

$$\Delta u = \frac{u_{общ} - u'_{общ}}{u_{общ}} \cdot 100\% = \frac{37,74 - 37,5}{37,74} \cdot 100 = 0,64 < \pm 4\%.$$

Следовательно, выбранный электродвигатель и выбранные передаточные числа удовлетворяют данному приводу [7]. Следует заметить, что полученные данные могут быть скорректированы при расчёте передач.

4 Определим угловые скорости вращения валов привода:

$$n_1 = n_{дв} = 1435 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1435}{30} = 151 \text{ с}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\bar{\sigma}}} = \frac{1435}{4,5} = 318,9 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 318,9}{30} = 33,6 \text{ с}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_m} = \frac{318,9}{2,8} = 114 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 114}{30} = 11,98 \text{ с}^{-1};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{ц.п}} = \frac{114}{3} = 38 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 38}{30} = 4 \text{ с}^{-1}.$$

5 Определим вращающие моменты, передаваемые валами привода:

$$T_4 = T_{\text{вых}} = 610 \text{ Нм};$$

$$T_3 = \frac{T_4 \cdot \eta_{u.n}}{u_{u.n}} = \frac{610 \cdot 0,96}{3} = 213,07 \text{ Нм};$$

$$T_2 = \frac{T_3 \cdot \eta_{3.n} \cdot \eta_n}{u_m} = \frac{213,07 \cdot 0,96 \cdot 0,995}{2,8} = 80,1 \text{ Нм};$$

$$T_1 = \frac{T_2 \cdot \eta_{3.n} \cdot \eta_n}{u_\delta} = \frac{80,1 \cdot 0,96 \cdot 0,995}{4,5} = 18,94 \text{ Нм}.$$

6 Определим диаметры валов d редуктора по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau}},$$

где T – передаваемый момент вращения,

τ – допустимые касательные напряжения:

$\tau = 10 \dots 12 \text{ МПа}$ для быстроходного вала,

$\tau = 12 \dots 15 \text{ МПа}$ для промежуточного вала,

$\tau = 15 \dots 20 \text{ МПа}$ для тихоходного вала.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{18,94 \cdot 1000}{0,2 \cdot 10}} = 21,15 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{80,1 \cdot 1000}{0,2 \cdot 12}} = 32,19 \text{ мм};$$

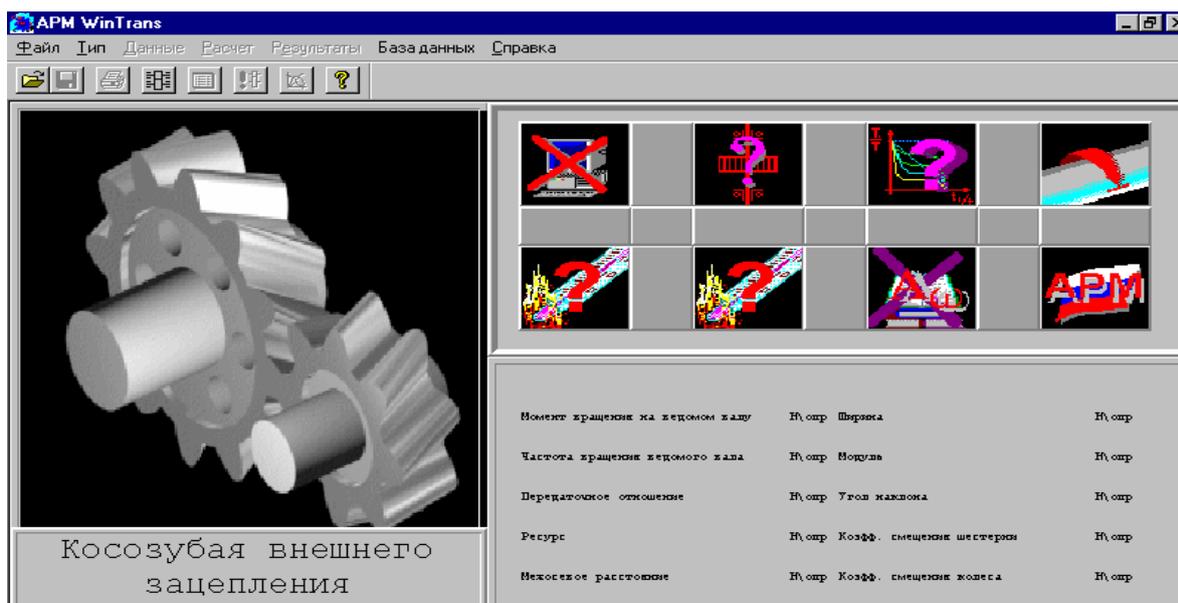
$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{213,07 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 41,41 \text{ мм}.$$

Примем $d_1 = 22 \text{ мм}$, $d_2 = 32 \text{ мм}$, $d_3 = 42 \text{ мм}$, из стандартного ряда нормальных линейных размеров [4, 6, 7, 9].

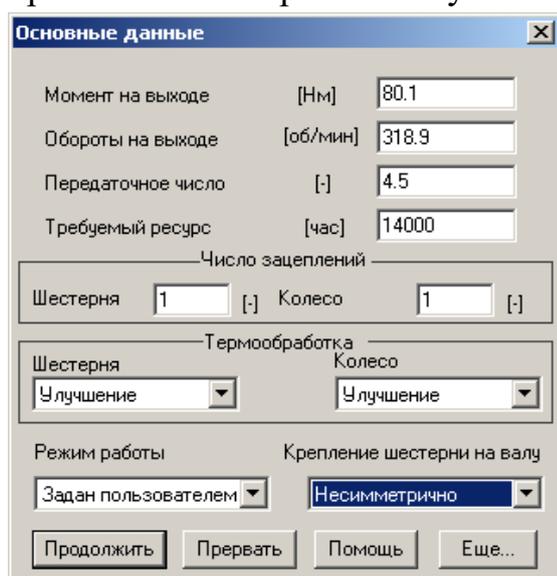
2.7.2 РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ В РЕЖИМЕ APM WinMachine

Из пакета прикладных программ APM WinMachine надо выбрать программу APM WinTrans [5, 10, 11] (расчёт передач)².

Появится диалоговое окно этой программы, в котором в меню *Тип* необходимо выбрать тип передачи, в нашем случае, - это *цилиндрическая косозубая передача внешнего зацепления*, а затем в этом же пункте меню *Тип расчёта*, в нашем случае, - это *Проектировочный расчёт*. Диалоговое окно программы APM WinTrans для расчёта цилиндрических косозубых передач выглядит следующим образом:



Выбираем меню *Данные* и в открывшемся диалоговом окне *Основные данные* вводим следующее: момент на выходе быстроходной передачи T_2 , обороты на выходе n_2 , передаточное число u_0 , требуемый ресурс, число зацеплений шестерни и колеса, термообработку шестерни и колеса, режим работы и крепление шестерни на валу.



В нашем случае используем данные из задания, а также данные, полученные в предыдущих расчётах:

Момент на выходе – 80,1 Нм;

Обороты на выходе – 318,9 мин⁻¹;

Передаточное число – 4,5;

Требуемый ресурс – 14000 часов;

Число зацеплений шестерни и колеса – 1;

Режим работы – задан пользователем.

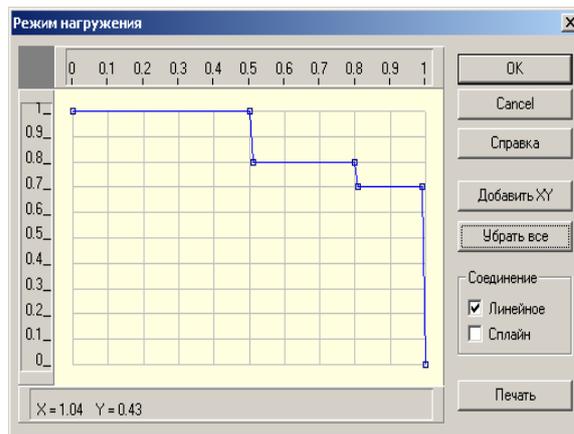
Термообработка шестерни и колеса – улучшение;

Крепление шестерни на валу – несимметрично.

² Далее расчеты производятся в автоматизированном режиме с использованием компьютера и пакета программ APM WinMachine.

Если этих данных недостаточно, то в диалоговом окне нужно нажать кнопку *Ещё* и в открывшемся диалоговом окне *Дополнительные данные* ввести данные, которые запросит программа, а именно: межосевое расстояние; коэффициент ширины колеса; модуль; угол наклона зубьев; коэффициент смещения шестерни и колеса; твёрдость поверхности зубьев шестерни и колеса; число зубьев шестерни и колеса, а также указать, возможен ли реверс в данном редукторе и применимо ли в расчёте стандартное межосевое расстояние.

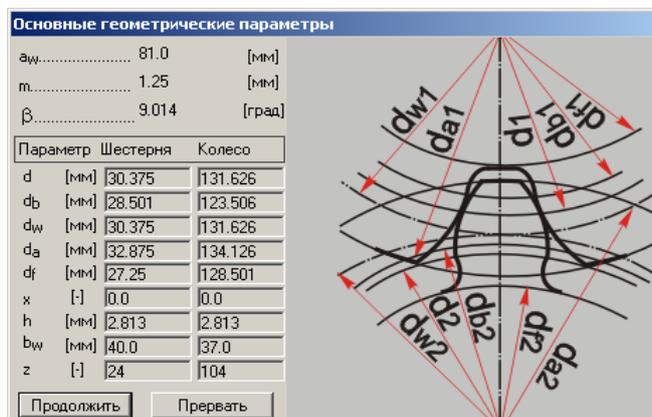
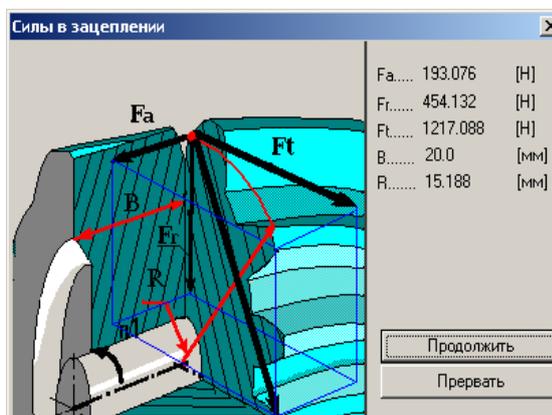
Далее нажимаем на кнопку *Продолжить*, и, если все данные введены верно, появится окно *Режим нагрузки*, в котором следует с помощью «мыши» ввести график нагрузки. В нашем случае это переменная нагрузка, поэтому в группе соединения следует пометить флаг *Линейное соединение*.



Нажимаем на кнопку *Ok*, и в меню *АРМ WinTrans* кнопку *Расчёт*, а затем кнопку *Результаты*. Появится диалоговое окно, которое выглядит следующим образом:

В этом диалоговом окне следует выбрать для вывода следующие результаты: основные результаты; силы в зацеплении, а также чертёж. Нужные пункты надо пометить и нажать кнопку *Продолжить*.

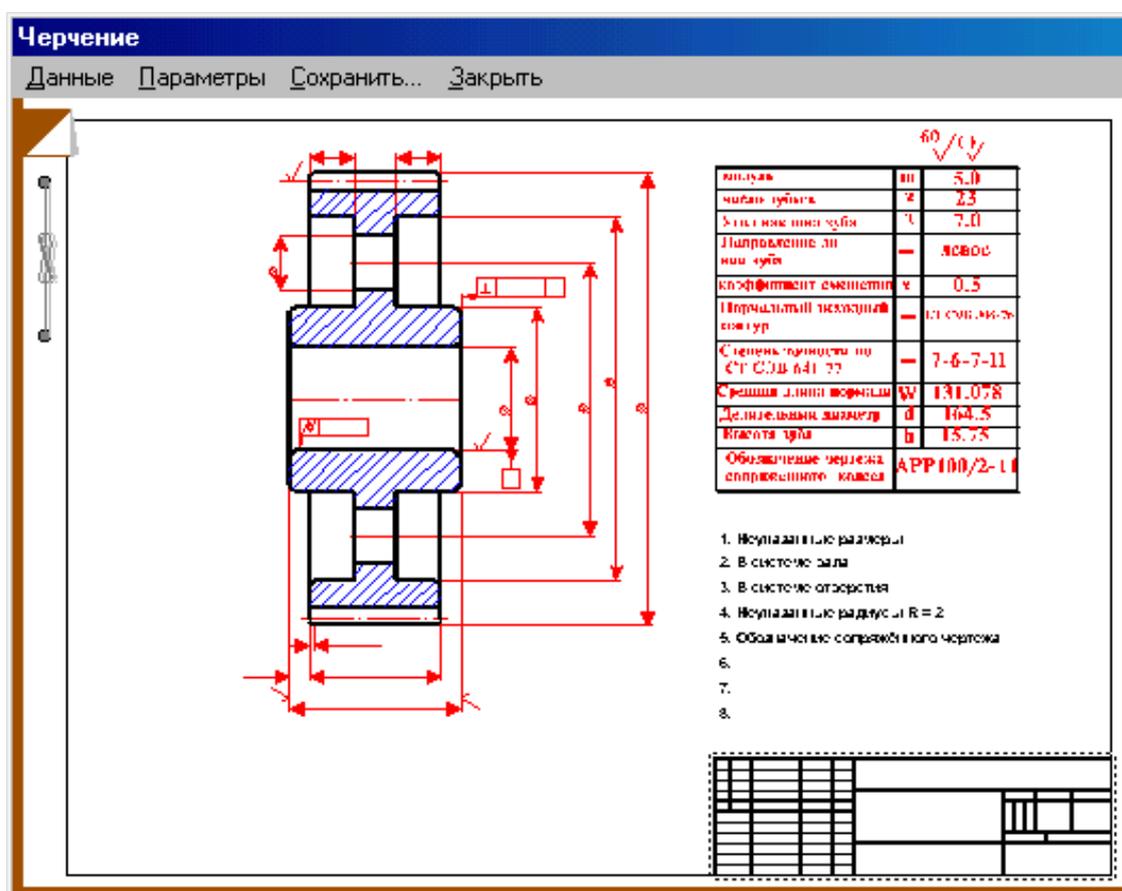
Результаты расчёта быстроходной ступени цилиндрического косозубого редуктора выглядят следующим образом (вывод результатов в любом месте можно остановить, для этого нужно нажать кнопку *Прервать*):



Результаты расчёта зубчатой передачи с помощью APM WinMachine представлены в таблице 1:

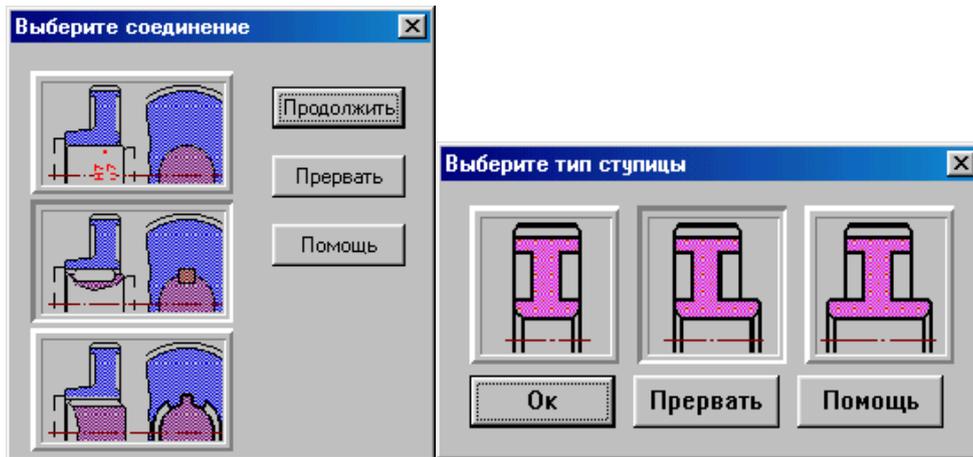
Таблица 1.

Параметры	Ед. изм.	Результаты
Межосевое расстояние	мм	81
Модуль зацепления	мм	1,25
Угол наклона зубьев	град	9,01
Делительный диаметр шестерни колеса	мм	30,38
	мм	131,63
Окружная сила в зацеплении	Н	1217,09
Радиальная сила в зацеплении	Н	454,13
Осевая сила в зацеплении	Н	193,08



Последним этапом является создание чертежа (в автоматическом режиме). Сначала появляется возможность выбрать ведущую или ведомую шестерню, а после выбора – диалоговое окно *Черчение*. В нём схематически изображён чертёж шестерни.

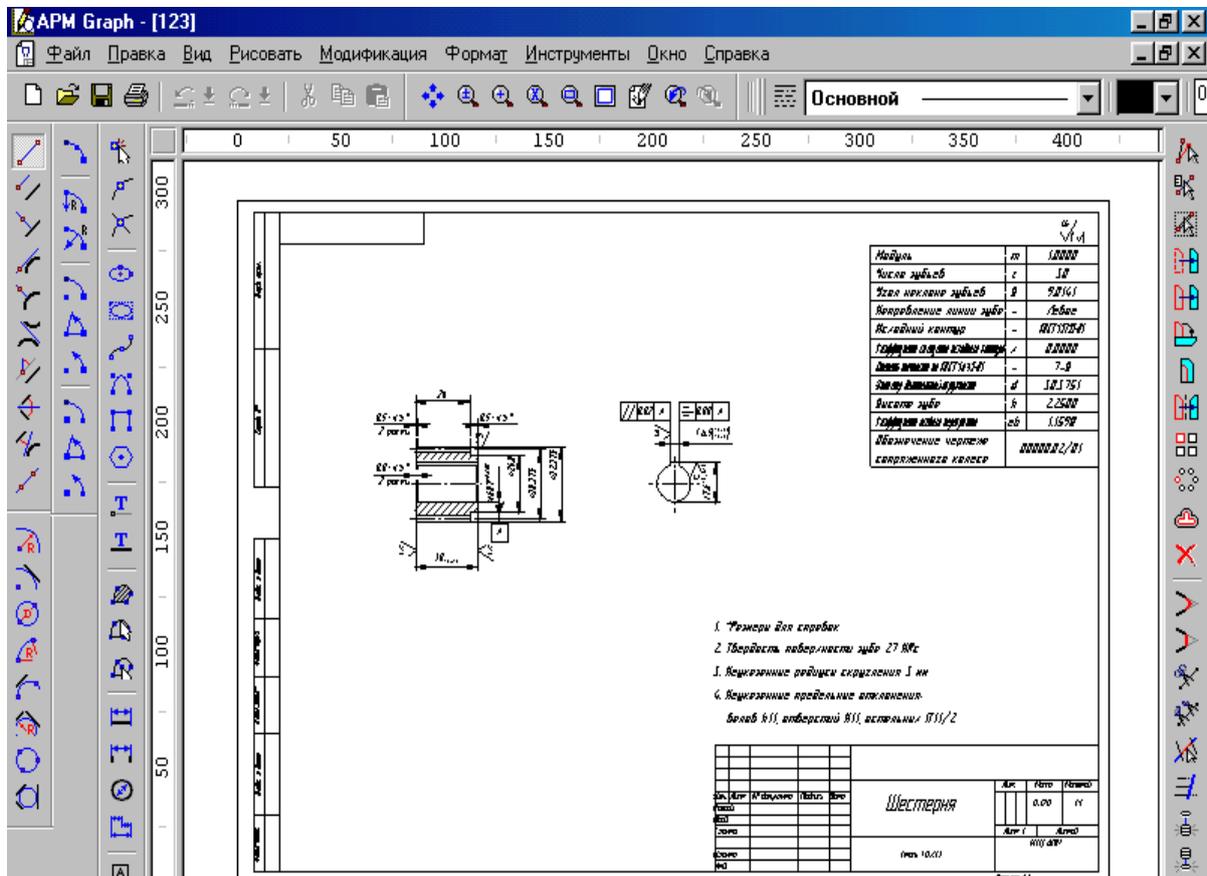
Двойным щелчком «мыши» по эскизу шестерни последовательно вызываются окна выбора исполнения шестерни, соединения её с валом (в данном случае выбираем шпоночное соединение) и окно ввода основных геометрических параметров шестерни.



После выбора соединения появится окно *Размер конструкции*. В нём следует указать внутренний диаметр шестерни, её ширину (рассчитан в пункте 2.1.6).

Двойной щелчок «мыши» по эскизу штампа позволяет перейти в режим его редактирования. Его следует заполнить как обычную таблицу. Так же следует поступить со спецификацией.

После этого в окне *Черчение* следует выбрать пункт *Сохранить*, указать имя и местоположение файла чертежа. Автоматически будет вызван редактор ARM Graph с готовым чертежом. При необходимости его можно изменить и сохранить изменения. Повторный вызов окна *Черчение* (после повторного вызова *Результатов*) позволяет начертить и вторую шестерню передачи.

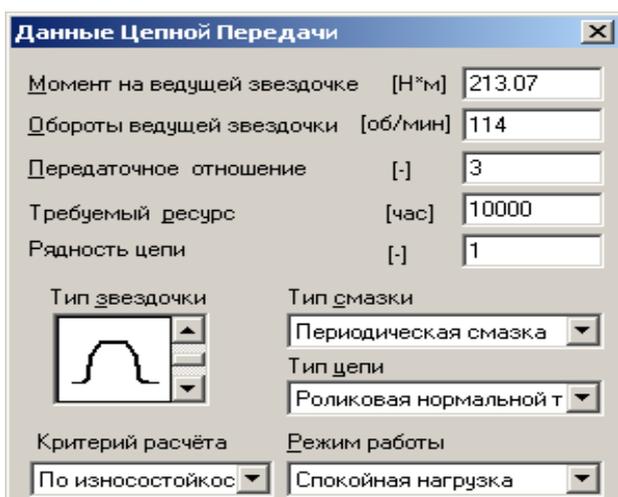
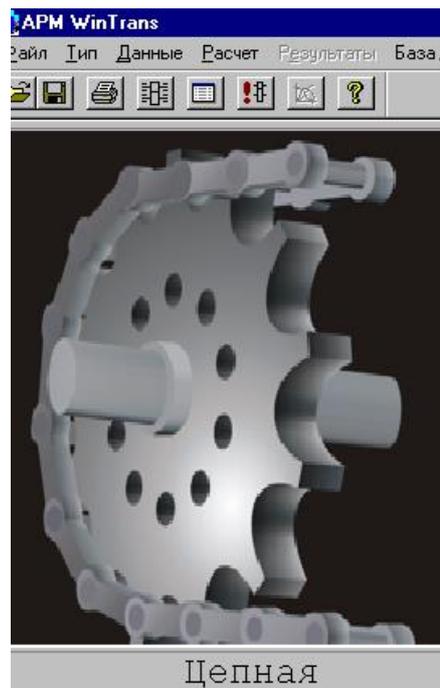


2.7.3 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выбираем из пакета прикладных программ APM WinMachine программу APM WinTrans (расчёт передач).

Появится диалоговое окно этой программы, в котором в меню *Тип* необходимо выбрать тип передачи, в нашем случае, - это *цепная передача*, а затем в этом же пункте меню *Тип расчёта*, в нашем случае, - это *Проектировочный расчёт*.

Возникнет диалоговое окно программы APM WinTrans, которое для расчёта цепной передачи выглядит следующим образом:



После выбора меню *Данные* в открывшемся диалоговом окне *Данные цепной передачи* вводим следующие основные данные: момент на ведущей звёздочке T_3 , обороты ведущей звёздочки n_3 , передаточное отношение $u_{ц,п}$, требуемый ресурс, рядность цепи, тип звёздочки, тип смазки, тип цепи и режим работы.

В нашем случае используем данные по заданию, а также данные, полученные в предыдущих расчётах:

момент на ведущей звёздочке – 213 Нм;

обороты ведущей звёздочки – 114 мин⁻¹;

передаточное отношение – 3;

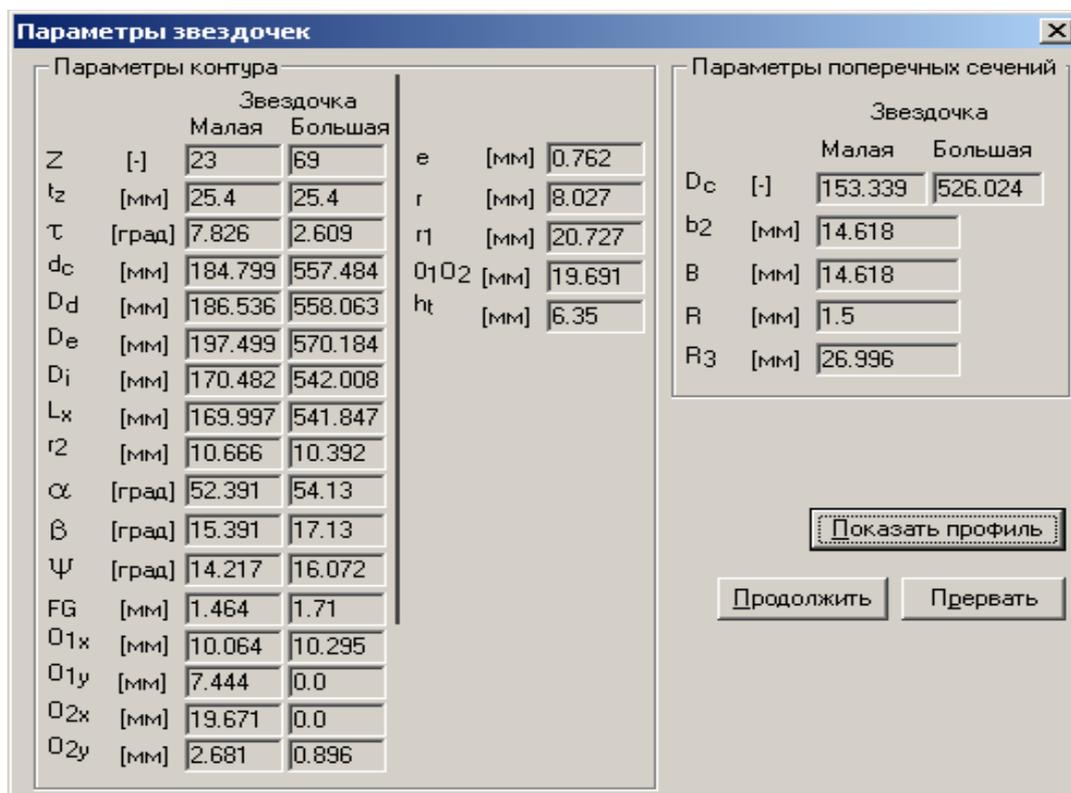
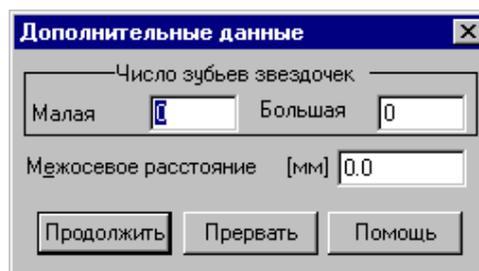
требуемый ресурс – 14000;

рядность цепи – 1;

тип смазки – периодическая смазка; тип цепи – роликовая нормальной серии; режим работы – спокойная нагрузка.

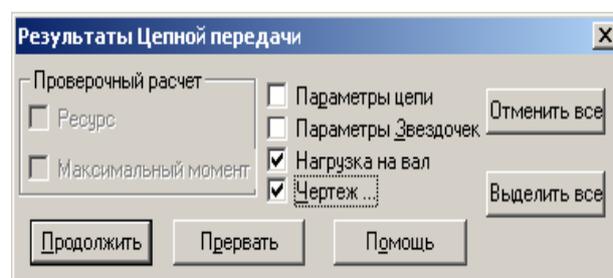
Если этих данных недостаточно, то в диалоговом окне нужно нажать кнопку *Ещё* и в открывшемся диалоговом окне *Дополнительные данные* ввести данные, которые запросит программа, а именно: число зубьев малой и большой звёздочек и межосевое расстояние.

Далее нажимаем на кнопку *Продолжить*, *Ok* и, если все данные введены верно, то в меню АРМ WinTrans нужно выбрать пункт *Расчёт*, а затем - *Результаты*. Появится диалоговое окно *Результаты цепной передачи*



В этом диалоговом окне следует выбрать следующие элементы: нагрузка на вал и чертёж. Соответствующие поля необходимо пометить и нажать кнопку *Продолжить*.

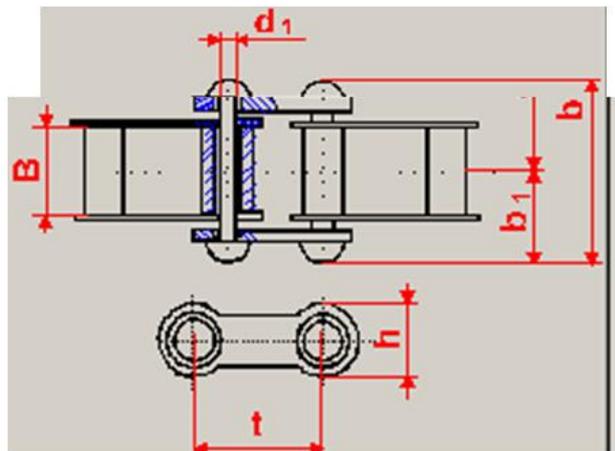
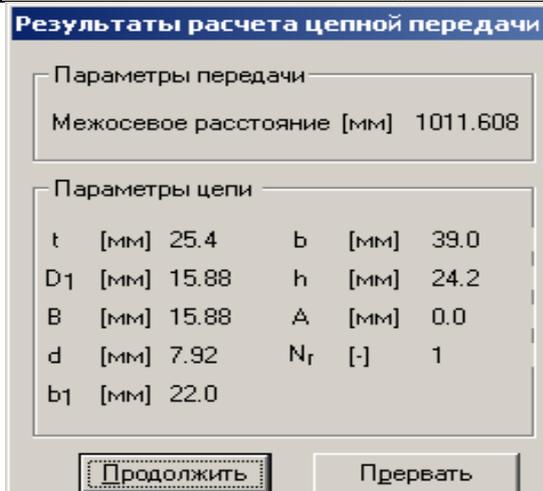
Результаты будут последовательно появляться в соответствующих диалоговых окнах. Вывод результатов в любом месте выполнения можно остановить, для этого нужно нажать кнопку *Прервать*.



При расчёте цепной передачи с помощью АРМ WinMachine были получены следующие результаты:

Таблица 2

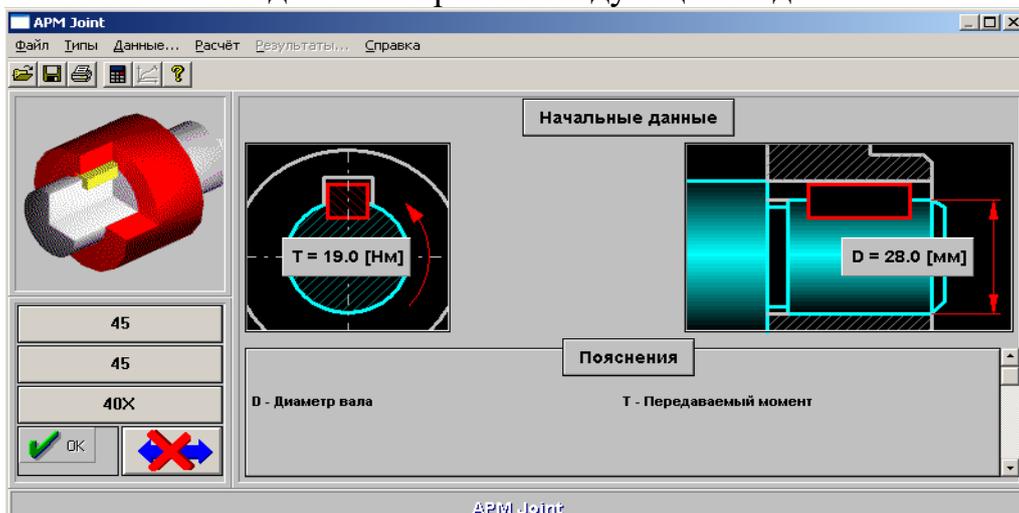
Параметры	Ед. изм.	Результаты
Число зубьев звёздочки ведущей ведомой	-	23
	-	69
Шаг цепи	мм	25,4
Межосевое расстояние	мм	1011,60
Сила, действующая на вал	Н	2283,74
Угол силы действующей на вал	град	10,52



2.7.4 РАСЧЁТ СОЕДИНЕНИЙ

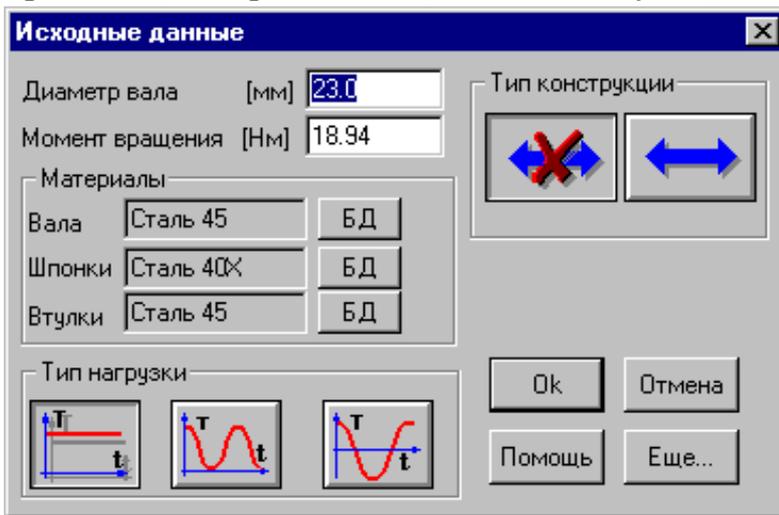
В данном курсовом проекте необходимо произвести расчёт только соединений шестерней и валов. Для примера рассмотрим расчёт шпоночного соединения входного вала редуктора и полумуфты.

Из пакета прикладных программ АРМ WinMachine выбираем программу АРМ WinJoint. Появится диалоговое окно этой программы. В меню *Тип* выбираем тип соединения, в нашем случае – это *шпоночное соединение (призматическое)*. Диалоговое окно программы АРМ WinJoint для расчёта шпоночных соединений примет следующий вид:



Выберите пункт меню *Данные* и в открывшемся диалоговом окне

Исходные данные введите следующие основные данные: диаметр вала; момент вращения; материалы вала; шпонки и втулки; тип конструкции и тип нагрузки.

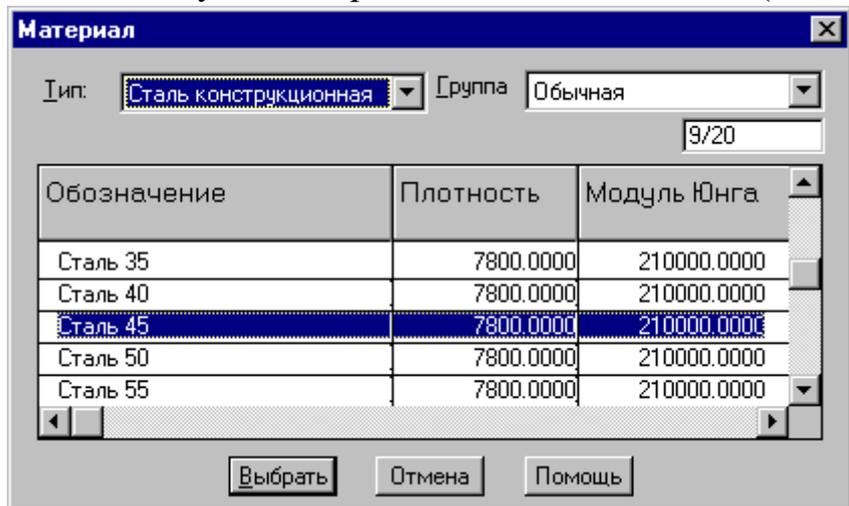


В нашем случае используем данные по заданию, а также данные, полученные в предыдущих расчётах:

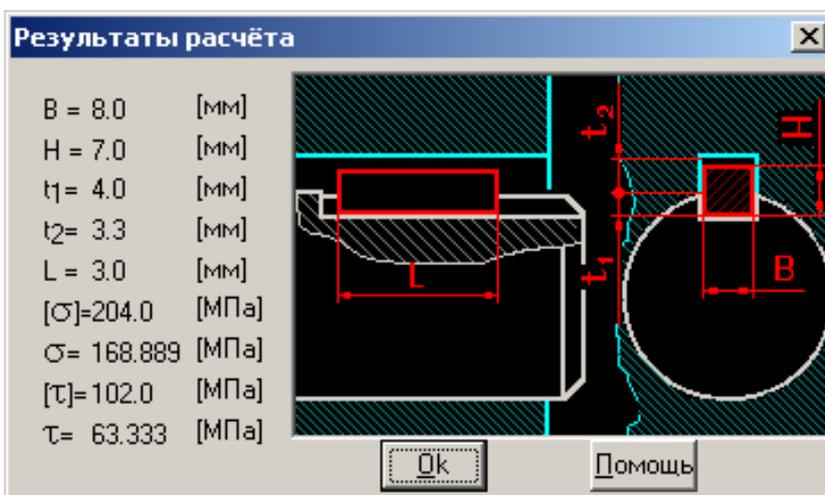
- диаметр вала – 23 мм;
- момент вращения – 18,94 Нм;
- тип конструкции – нереверсивное соединение;
- тип нагрузки – постоянная.

Для выбора материалов вала, шпонки и втулки воспользуемся справочной базой данных, для этого в диалоговом окне *Исходные данные* нужно напротив каждого элемента (вала, шпонки и втулки) нажать кнопку *БД* (база данных).

В появившемся диалоговом окне *Материал* надо выбрать необходимый тип материала, его группу и марку, после выбора нужно нажимать кнопку *Выбрать*. В нашем случае материал вала и втулки – сталь конструкци-онная Сталь 40Х, а материал шпонки – Сталь 45, [7].



Далее нажимаем на кнопку *Продолжить*, и, если все данные введены верно, то в меню АРМ WinJoint нужно выбрать *Расчет*, а затем -



Результаты. Появится диалоговое окно *Результаты расчёта*. Из него мы можем определить ширину шпонки, высоту шпонки, глубину паза вала и паза втулки, длину шпонки, а так же напряжения смятия и кручения, как рабочие, так и допустимые.

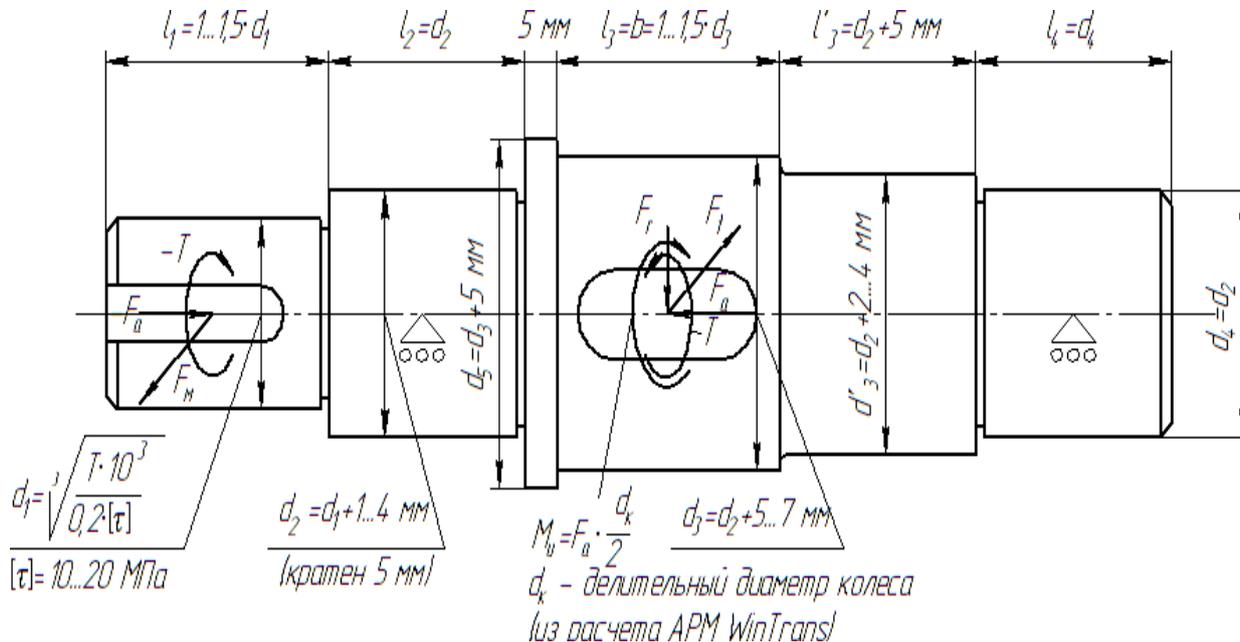
Таблица 3.

Параметры	Ед. изм.	Результаты
Ширина шпонки	мм	8
Высота шпонки	мм	7
Глубина паза вала	мм	4
Глубина паза втулки	мм	3,3
Длина шпонки	мм	30

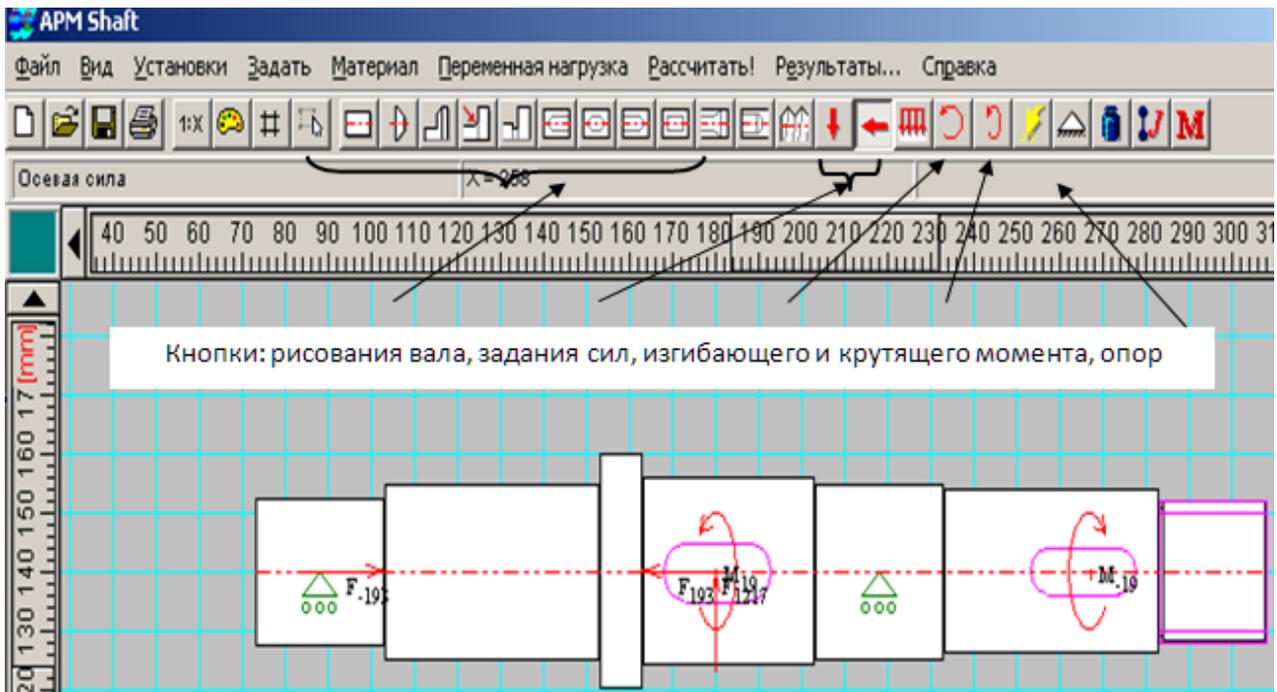
2.7.5. РАСЧЕТ ВАЛОВ

В заданном курсовом проекте редуктор имеет три вала: быстроходный, тихоходный и промежуточный. Для примера рассмотрим расчёт быстроходного вала.

Из пакета прикладных программ АРМ WinMachine необходимо выбрать программу АРМ WinShaft (расчёт валов). Появится диалоговое окно этой программы. Для расчёта надо изобразить вал, его опоры и действующие силы с моментами. Это можно сделать с помощью пунктов меню, но можно и с помощью панелей инструментов с кнопками. С их помощью нужно нарисовать вал, предварительно оценив его диаметр по известному вращающему моменту и допустимому напряжению кручения.



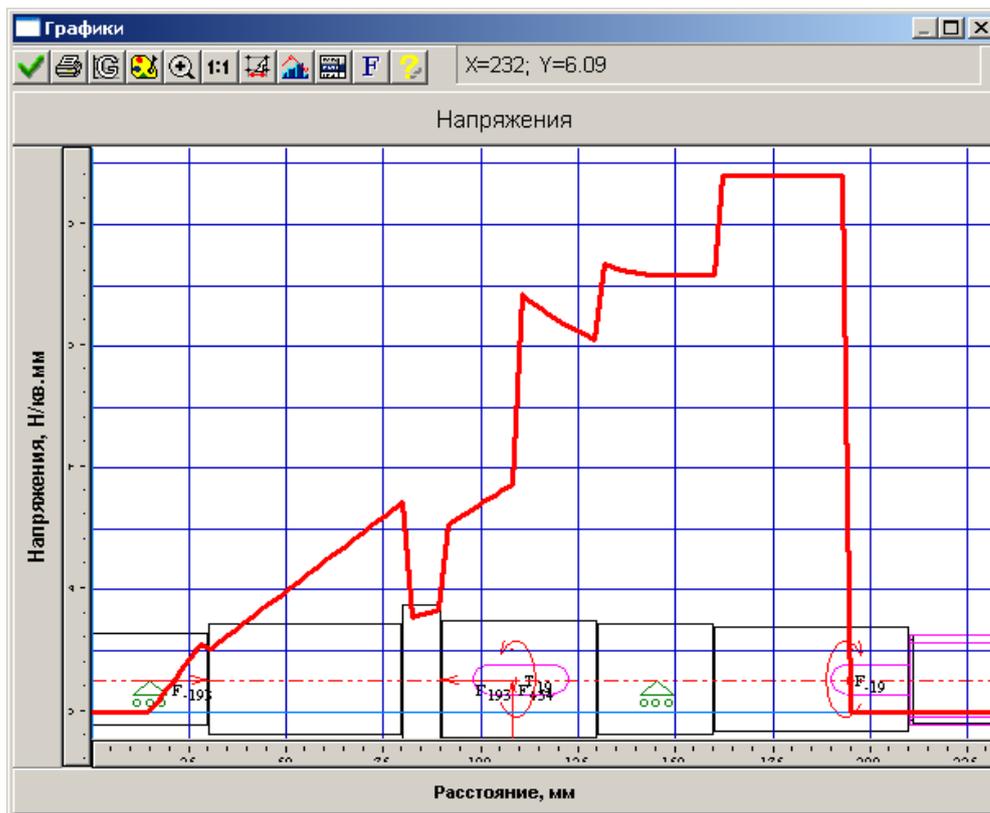
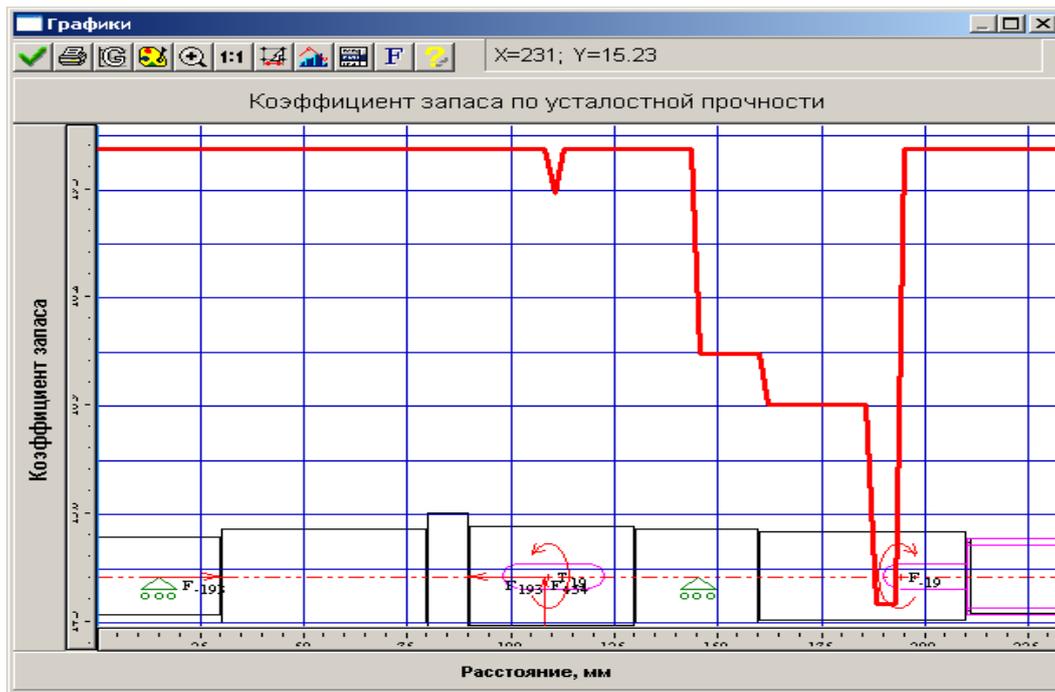
Затем необходимо изобразить посадочные места для подшипников, положение и размер шпонок, обозначить его опоры (в местах расположения подшипников). Далее указываются силы и моменты, действующие на вал (их проекции, направление действия и числовое значение), учитывая, что осевые силы и крутящие моменты должны быть скомпенсированы. В рассматриваемом случае заданный вал будет выглядеть следующим образом:



Далее в меню APM WinShaft нужно выбрать пункт *Рассчитать* и в открывшемся диалоговом окне выбрать необходимый пункт расчёта (общий расчёт вала или расчёт динамических характеристик), в нашем случае – общий расчёт вала. Затем нужно выбрать пункт *Результаты*, и если все данные введены верно, то появится диалоговое окно результатов расчёта. Предварительно программа запросит дополнительные данные: время работы вала и его обороты.

Н	Координата опоры, мм	Верт. реакция, Н
1	15	-355.738
2	145	-861.262

Из данного диалогового окна для дальнейших расчётов нам понадобятся следующие данные: реакции опор, напряжения, коэффициент запаса по усталостной прочности. Результаты расчётов могут быть выведены в табличном и графическом виде. Для их вывода надо нажать соответствующую кнопку. Приведём результаты нашего примера:



Полученные результаты позволяют судить о пригодности выбранной конструкции вала и необходимости её корректировки [6]. Рассчитанные реакции опор необходимы в дальнейших расчётах (расчёт подшипников).

Таблица 4.

Параметры	Ед. изм.	Результаты
Реакция в правой опоре	H	355,738
Реакция в левой опоре	H	861,262

Аналогично производится расчёт и остальных валов. Чертежи валов следует выполнить с использованием графического редактора АРМ WinGraph.

2.7.6 РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

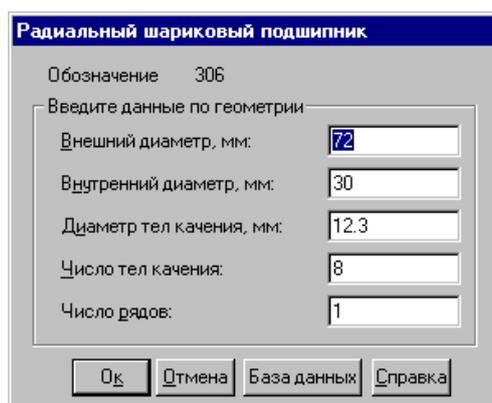
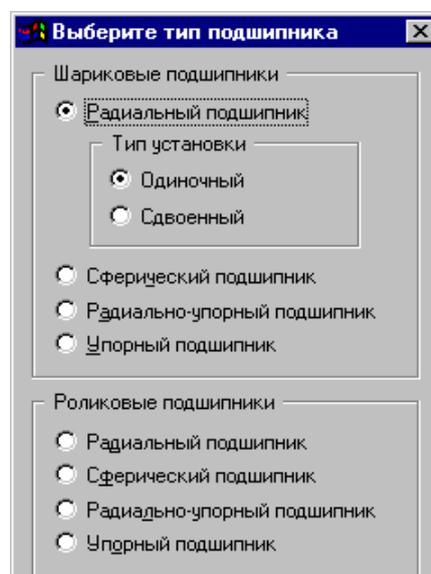
При выполнении данного курсового проекта мы выбрали следующие типы радиальных подшипников: №306 и №309 по ГОСТ 8338-75 (см. приложение 3). Это обусловлено тем, что нагрузочная способность этих подшипников средней серии удовлетворяет рассчитываемой косозубой передаче. Для примера произведем расчет левого подшипника №306, расположенного на входном валу.

Из пакета прикладных программ АРМ WinMachine выбираем программу АРМ WinBear (расчет подшипников качения).

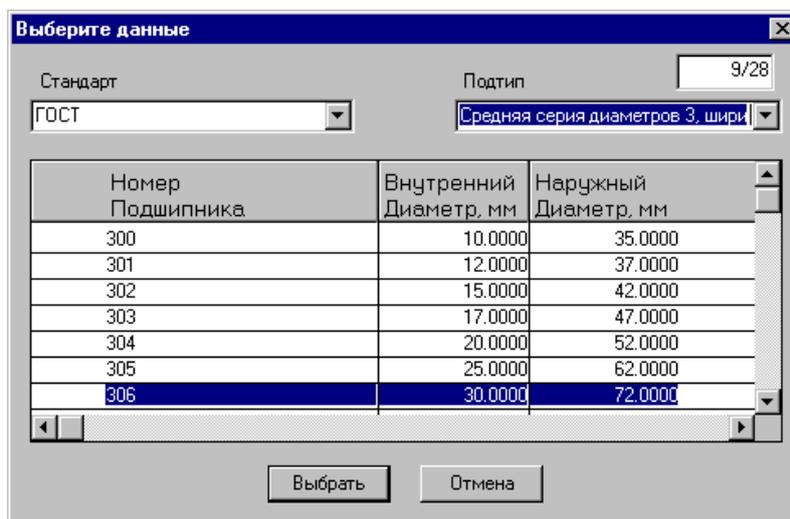
Появится диалоговое окно этой программы, в котором надо выбрать пункт меню *Данные* и в диалоговом окне *Выберите тип подшипника* необходимо выбрать тип подшипника, в нашем случае, - это радиальный одиночный подшипник.

Далее в меню *Данные* АРМ WinBear необходимо выбрать данные подшипника по геометрии. Это можно сделать как вручную, с использованием справочных таблиц ГОСТа 8338-75, или с помощью базы данных пакета прикладных программ АРМ WinMachine.

Для того чтобы воспользоваться базой данных, необходимо в диалоговом окне геометрических размеров подшипника нажать на кнопку *База данных*.



При этом появится диалоговое окно базы данных, где нужно выбрать вид стандарта, в нашем случае, - это ГОСТ, далее выбрать подтип подшипника, в нашем случае, - это средняя серия диаметров 3; выбрать номер подшипника (№306) и нажать на кнопку *Выбрать*. При этом все необходимые для расчета данные будут автоматически введены в программу [5, 8, 10].



Далее в меню *Данные* необходимо выбрать условия работы данного подшипника, т.е.: радиальную силу, скорость вращения (рассчитанные ранее в модуле WinTrans) коэффициент динамичности и тип нагрузки. В нашем случае имеем следующие данные:

осевая сила – 193 Н;

радиальная сила на нагруженной опоре – 355,738 Н;

радиальная сила на ненагруженной опоре – 861,262 Н;

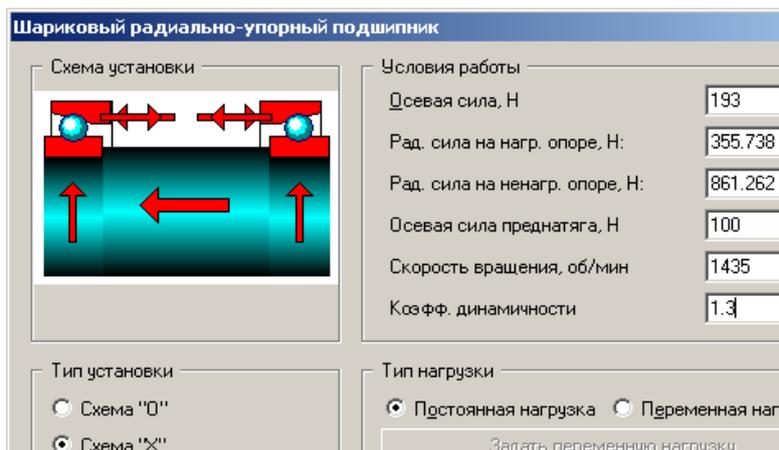
осевая сила преднатяга – 100 Н;

скорость вращения – 1435 мин⁻¹;

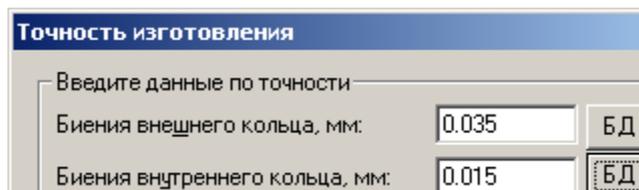
коэфф. динамичности – 1,3 [7];

осевая сила – 193 Н;

тип нагрузки – постоянная.

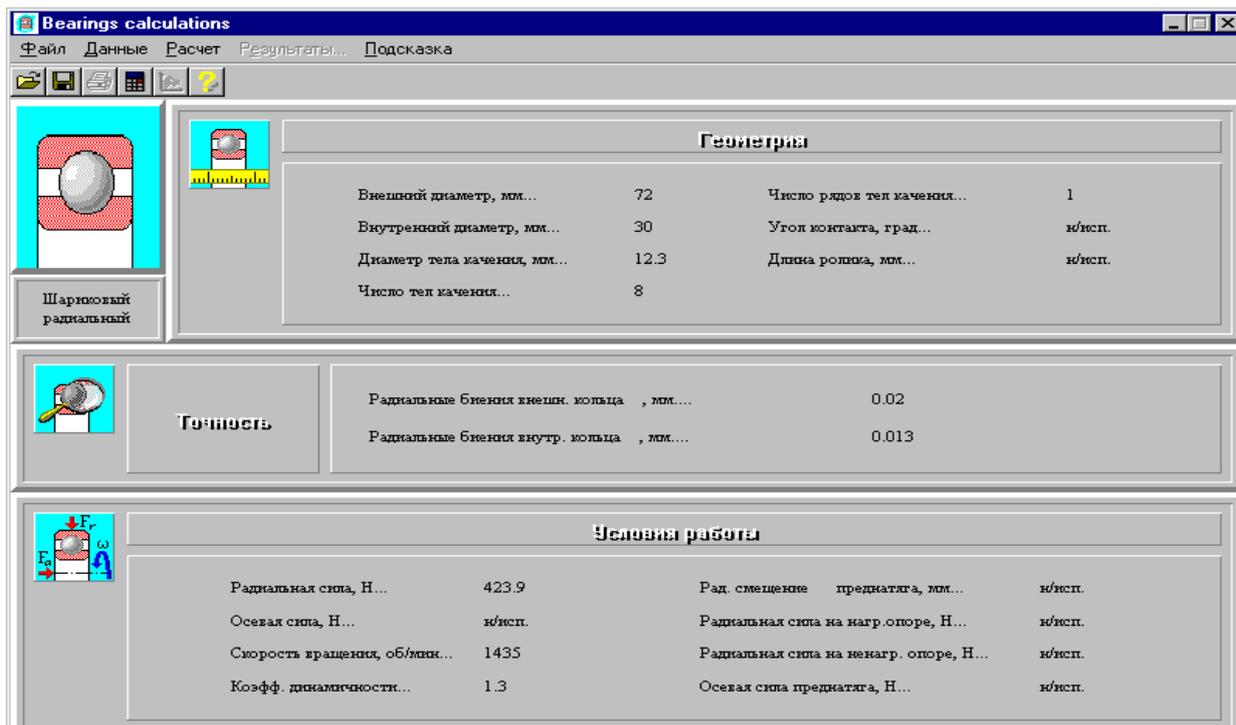


Далее в меню *Данные* необходимо выбрать точность изготовления колец подшипника. Для этого можно воспользоваться базой данных: в диалоговом окне *Точность изготовления* напротив каждого значения (биения внешнего и внутреннего колец) нужно нажать кнопку *БД* и для каждого для этих колец в зависимости от класса точности изготовления (0 - нормальный класс, 6 - повышенный класс, применяются для общего и с/х машиностроения), максимального и минимального диаметров находим отклонения диаметра. Нажимаем кнопку *Ok* и данные по отклонению диаметра будут автоматически введены в программу для дальнейшего расчета.

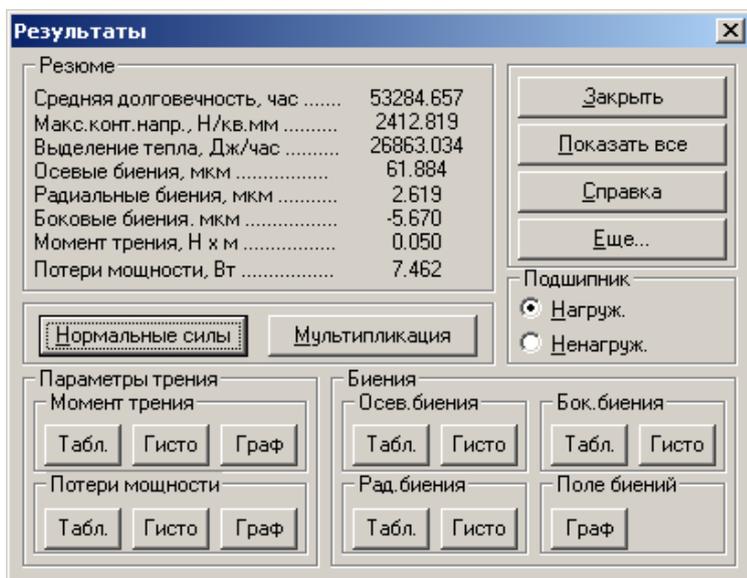


Диалоговое окно программы АРМ WinBear, если все данные введены верно, будет выглядеть следующим образом:

Далее в меню программы для расчета подшипников качения необходимо выбрать пункт меню *Расчет*, а затем *Результаты*. Появится диалоговое окно *Результаты*.



Определены следующие параметры: средняя долговечность; максимальные контактные напряжения; выделение тепла; осевые и радиальные биения; боковые биения; момент трения; потери мощности. Также из этого окна мы можем вывести следующие данные:



нормальные силы; мультипликация; параметры трения: момент трения и потери мощности. Параметры биения: осевые; боковые; радиальные и поле биений могут быть выведены в виде таблицы или гистограммы. Также можно определить

дополнительные параметры: долговечность подшипника и динамическую грузоподъемность. Для этого нужно нажать на кнопку **Ещё**. Из данных расчетов следует, что выбранный подшипник №306 удовлетворяет по долговечности и динамической грузоподъемности требованиям, предъявляемым к рассчитываемому подшипнику. Если расчетная долговечность много больше заданной, то следует выбрать подшипник более легкой серии, например №206.

Выполнение расчета базового варианта цилиндрического редуктора в модуле Drive.

Выполнить проекторочный расчет двухступенчатого цилиндрического редуктора со следующими параметрами рассчитанными ранее [5, 10, 11]:

момент на выходе – 213 *Нм*;

частота вращения выходного вала – 114 *мин⁻¹*;

передаточное число – 12;

ресурс работы – 14000 *часов*;

типы зубчатых передач – косозубая и шевронная внешнего зацепления;

термообработка зубчатых колес – закалка ТВЧ до твердости 50 HRC;

расположение шестерни относительно опор вала – несимметричное;

материал валов –

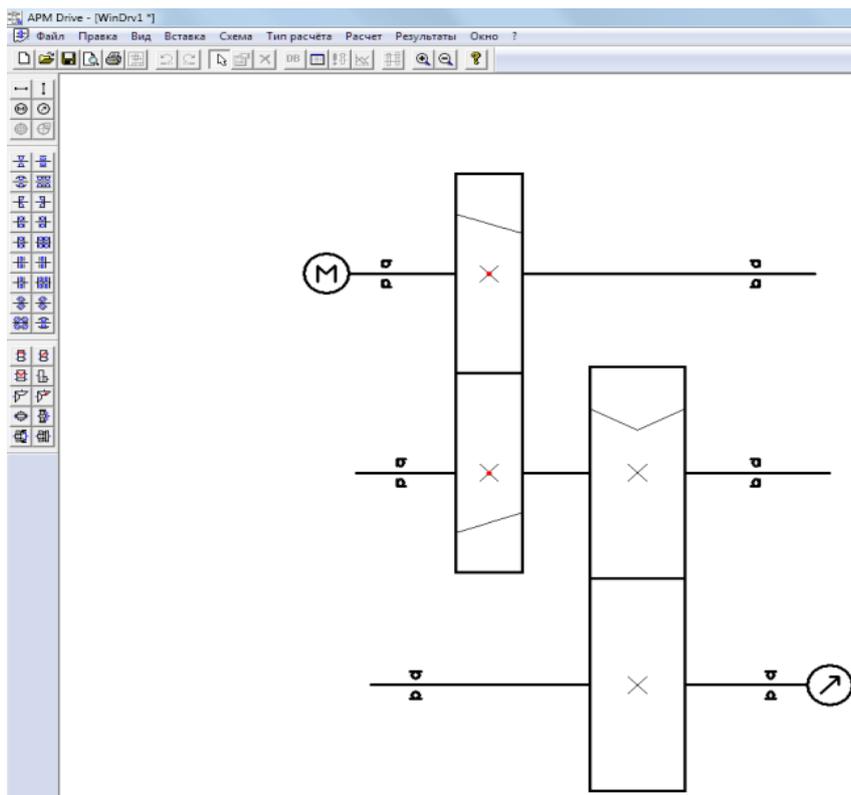
Сталь 40;

тип подшипников –

шариковые радиальные;

схема установки подшипников – схема «О»;

режим работы – постоянный.



Решение

Рисунок 1. Схема редуктора

1. Выбор типа расчета редуктора. Перед началом расчета необходимо выбрать тип расчета – проекторочный или проверочный. Для этого, открываем меню **Тип расчета** и ставим флажок напротив опции **Проекторочный**.

2. Создание кинематической схемы редуктора.

Кинематическая схема редуктора состоит из передающих элементов (зубчатых передач), валов и подшипников. Программный модуль APM Drive, предназначенный для расчета элементов кинематических схем, объединяющий модули APM Trans, APM Shaft и APM Bear и использующий все их возможности по заданию параметров и выводу результатов расчета соответствующих элементов схемы.

2.1. Создание валов. Задание кинематической схемы начинаем с создания валов. Пусть для примера это будут «вертикальные» валы. Нажимаем кнопку «Горизонтальный вал»  на инструментальной панели «Валы» (меню **Вставка/Вал/ Горизонтальный**), а затем, нажав левую кнопку мыши, изображаем вал «вытягиванием» линии в вертикальном направлении. Вытягивать линию можно или сверху вниз, или снизу вверх. Таким способом создаем два вертикальных вала и один горизонтальный: входной, промежуточный и выходной.

2.2. Моделирование зубчатых передач. После построения валов размещаем на них зубчатые передачи. В рассматриваемой задаче необходимо использовать косозубые передачи внешнего зацепления, следовательно, нажимаем на инструментальной панели «Передачи» кнопку «Косозубая внешнего зацепления»  (меню **Вставка/Передача/Косозубая внешнего зацепления**). Затем, нажав левую кнопку мыши, «вытягиваем» штриховую линию до другого вала до тех пор, пока не появится динамический объект в виде прямоугольника. Далее щелкаем левой кнопкой мыши, и появляется схематическое изображение зубчатой передачи. Аналогично создаем вторую шевронную передачу.

2.3. Размещение подшипников. На каждом из валов кинематической схемы необходимо расположить как минимум два подшипника. Для задания шарикового радиального подшипника, нажимаем на инструментальной панели «Подшипники» кнопку «Радиальный»  (меню **Вставка/Подшипник/Радиальный** и перемещаем курсор в то место, где на валу будет установлен подшипник – до появления динамического объекта в виде небольшого прямоугольника. Для фиксации места установки подшипника щелкаем левой кнопкой мыши. Если устанавливаем роликовые или шариковые радиально-упорные подшипники, то на одной стороне вала следует установить левые подшипники, а на другой стороне – правые, в зависимости от схемы установки «Схема «О» или «Схема «Х»».

2.4. Указание входа и выхода схемы. На входе кинематической схемы (на одном из концов входного вала) устанавливаем значок с условным обозначением двигателя (мотора). Для этого на инструментальной панели «Валы» нажимаем кнопку «Входной вал» , затем подводим курсор к одному из концов входного вала и, после появления на конце вала объекта в

виде небольшого квадратика, щелкаем левой кнопкой мыши для его установки. Аналогичным способом устанавливаем значок с условным обозначением нагрузки на выходном валу редуктора. Для этого нажимаем на инструментальной панели «Валы» кнопку  «Выходной вал». На этом задание кинематической схемы редуктора завершено (рис. 1).

2.5. Редактирование элементов кинематической схемы. Если возникает необходимость в изменении местоположения отдельных элементов кинематической схемы, а также их удалении или замены одних типов элементов другими, то предварительно такие элементы следует выделить. Для выделения нажимаем на инструментальной панели «Основная» кнопку «Выделить» , а затем щелкаем на выделяемом элементе левой кнопкой мыши – этот элемент выделится.

С выделенными элементами возможно проведение следующих действий:

Удаление. Для удаления выделенных элементов нужно нажать на панели инструментов «Основная» кнопку «Удалить» (меню **Правка/Удалить**).

Изменение положения выделенного элемента. Подводим курсор к выделенному элементу, и, как только курсор приобретает вид, нажимаем левую кнопку мыши и, не отпуская ее, перемещаем этот элемент схемы. Данная операция применима к передачам и подшипникам – она позволяет сместить их вдоль вала, а также к отдельному валу – его можно переместить в любом направлении.

Замечание 1. После выполнения этой операции все установленные на валу подшипники сместятся вместе с валом. Передачи останутся на месте, но при перемещении валов в поперечном направлении.

Изменение размеров валов. При выделении вала его левый конец отмечается белым квадратиком, а правый – черным. Пользователь имеет возможность изменить положение правого конца вала в направлении его оси. Для изменения размера вала подводим курсор к черному концу выделенного вала, и, когда курсор приобретает вид двунаправленной стрелки, нажимаем левую кнопку мыши и, не отпуская ее, перемещаем конец вала.

3. Ввод исходных параметров редуктора.

Нажимаем на панели инструментов «Основная» кнопку «Начальные данные» (меню **Схема/Начальные данные**) и в соответствующие поля ввода появившегося диалогового окна «Начальные данные» записываем исходные данные проектируемого редуктора:

Этих данных достаточно для проведения проекторочного расчета редуктора. Разбиение общего передаточного отношения по ступеням произойдет автоматически. Но у пользователя есть возможность просмотреть результаты разбиения и скорректировать его. Для перехода в режим корректировки разбиения по ступеням нужно нажать кнопку «**Ручное разбиение**», после чего откроется диалоговое окно «**Исходные данные**» (рис. 2).

Начальные данные	
Момент на выходе, Нхм	213
Частота вращения на выходе, об/мин	114
Передаточное число	12
Долговечность, ч	14000
<input type="button" value="ОК"/> <input type="button" value="Отмена"/>	

Рисунок 2. Исходные параметры расчета

В верхней части этого окна показываются те параметры элементов схемы, которые предлагаются программой. Пользователь может изменить любой из них. Для этого необходимо, во-первых, в группе параметров *Условия разбиения* отметить строку **Ручная**, а во-вторых, из выпадающего списка *Параметр ручного разбиения* выбрать тот параметр, который нужно изменить.

4. Выполнение расчета базового варианта редуктора.

Расчет производится после нажатия на панели инструментов «Основная» кнопки «Расчет» (меню *Схема/Расчет*).

Процесс расчета происходит следующим образом: вначале рассчитываются передачи выбранного пользователем типа, затем на основе полученных результатов конфигурируются состоящие из цилиндрических секций валы, коэффициент запаса по усталостной прочности каждого из которых не ниже 1,5. Наконец, по рассчитанным диаметрам участков вала, на которых по условию должны стоять подшипники, из базы данных автоматически подбираются подшипники указанного типа различных серий, причем с проверкой их по долговечности. В том случае, если по диаметру вала не удалось найти подшипник из базы данных, или найденный подшипник не обеспечивает заданную долговечность, пользователю выдается соответствующее сообщение с перечнем тех подшипников, с которыми возникли подобные проблемы.

Если после проведения расчета программа выдает сообщение «*Не все подшипники выбраны из базы данных или имеют требуемую долговечность...*», то это означает одно из двух:

под предложенный диаметр вала в базе данных не нашлось подходящего подшипника с таким же внутренним диаметром;

подшипник найден, но полученная в результате его расчета долговечность ниже той, которая задана в исходных данных для всего редуктора.

В обоих случаях необходимо изменить в сторону увеличения диаметр секции вала на том участке, где будет установлен подшипник. Под больший диаметр вала программа подберет подшипник с большей грузоподъемностью, который в результате будет иметь большую долговечность. После внесения всех изменений следует обязательно произвести повторный расчет редуктора.

Кнопка «**Результаты**» (меню **Схема/Результаты расчета**) на панели инструментов «**Основная**» становится активной после окончания расчета только при выборе пользователем определенного элемента схемы.

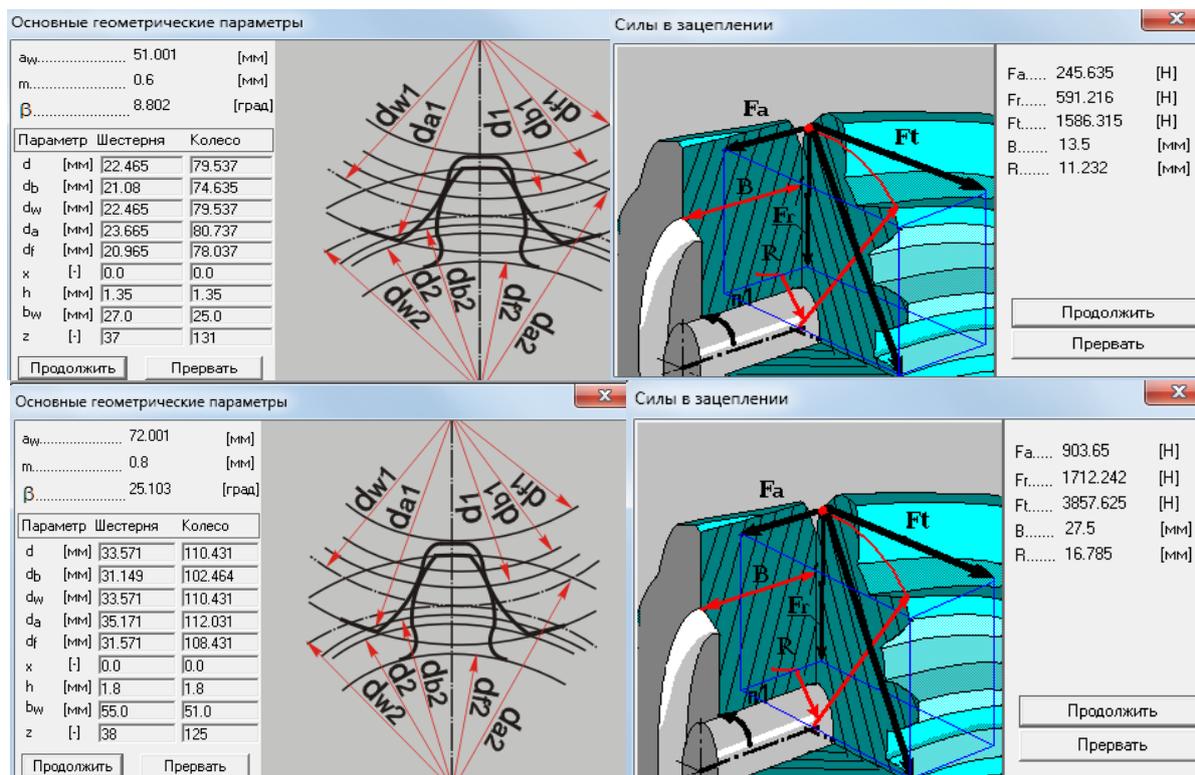


Рисунок 3. Результаты расчета быстроходной и тихоходной передачи

5. Просмотр результатов расчета.

Выделяем тот элемент схемы, результаты расчета которого необходимо просмотреть. Для просмотра результатов удобнее использовать контекстное меню, вызываемое щелчком правой кнопкой мыши на каком-либо элементе. Элемент при этом выделять не обязательно.

В зависимости от элемента схемы из контекстного меню могут быть выбраны следующие пункты:

Параметры... – при этом открывается окно задания исходных данных:

в модуле APM Trans – диалоговое окно «**Основные параметры**»;

в модуле APM Shaft – окно редактора с геометрией вала;

в модуле APM Bear – окно задания геометрии подшипника.

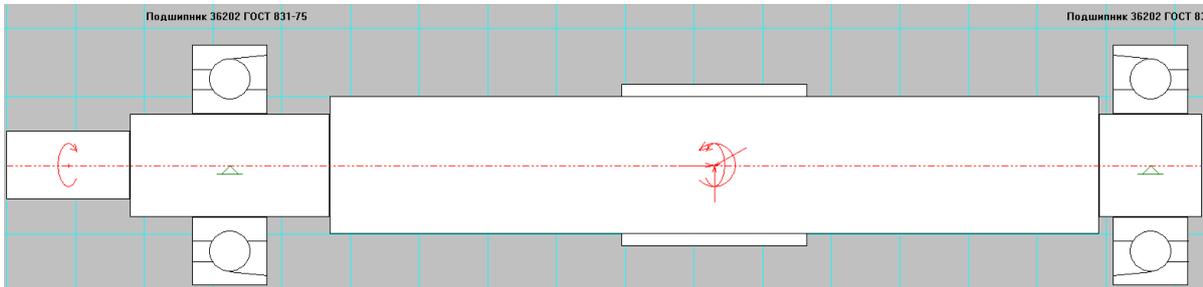
Данные пользователя – этот пункт становится активным (и отмечается по умолчанию флажком) в том случае, если были изменены какие-либо данные, устанавливаемые по умолчанию.

Результаты расчета... – при этом открывается окно результатов расчета выбранного элемента схемы.

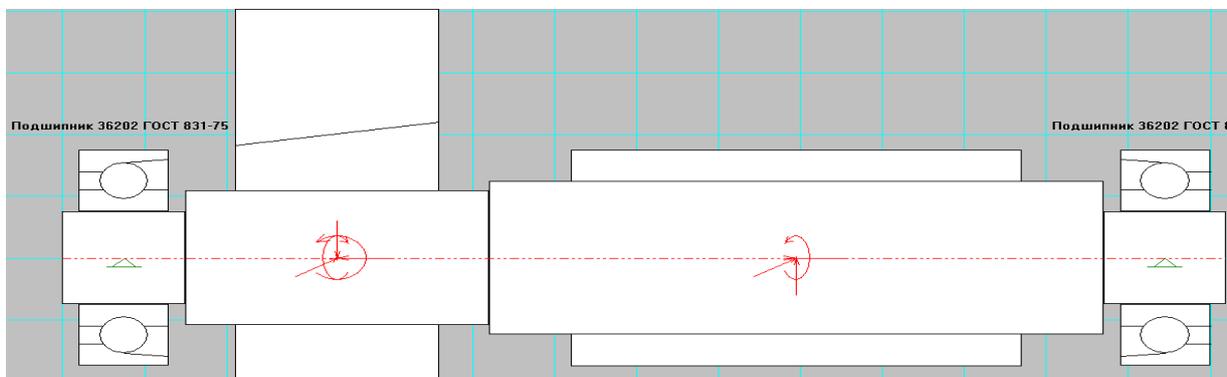
Точность... – данный пункт меню будет активным, если вызов контекстного меню происходит при позиционировании курсора на подшипнике; при этом открывается диалоговое окно «**Точность изготовления**», с помощью которого можно задать/изменить параметры точности подшипника.

Условия работы... — этот пункт меню также относится только к подшипникам. Его выбор вызывает открытие диалогового окна «Условия работы», позволяющего задать/изменить параметры нагрузки подшипника.

Быстроходный вал



Промежуточный вал



Тихоходный вал

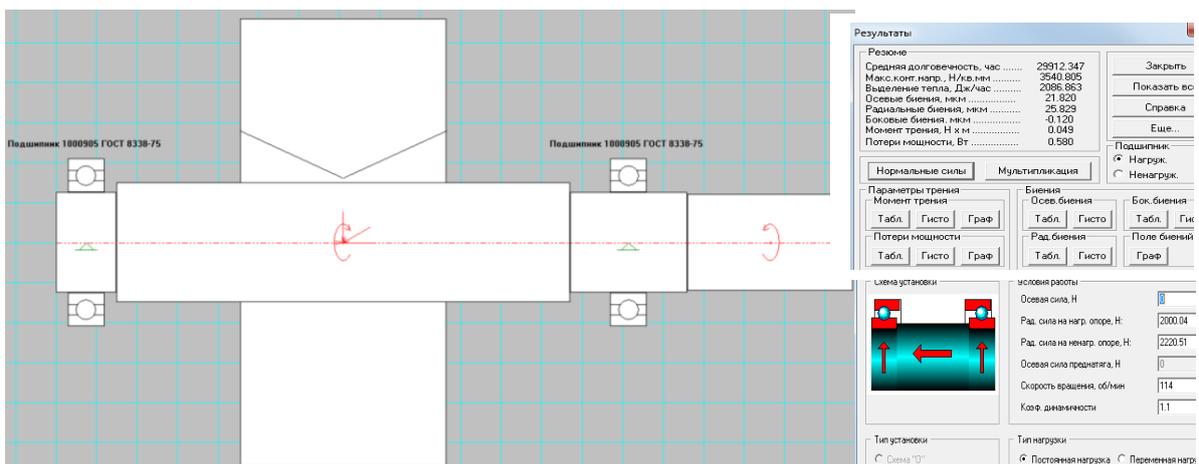


Рисунок 4. Результаты расчета валов и подшипников редуктора

Печать... – открывает стандартное окно задания параметров печати в модуле APM Shaft или окно выбора данных для печати в модулях APM Trans и APM Bear.

Печать в RTF... – открывает стандартное окно сохранения файла в формате *.rtf в модуле APM Shaft или окно выбора данных для печати и

сохранения в файл формата *.rtf в модулях APM Trans и APM Bear.

Материал вала... – этот данный пункт меню становится активным, если вызов контекстного меню происходит при позиционировании курсора на валу, и вызывает открытие диалогового окна **«Материал вала»**, позволяющего задать/изменить параметры материала вала или выбрать материал из базы данных.

6. Корректировка конструктивных параметров элементов редуктора.

После проведения расчета базового варианта редуктора следует внести в конструкцию элементов некоторые коррективы. Так, обязательно нужно добавить концентраторы в виде галтелей или канавок для выхода шлифовального круга в местах перехода от одного диаметра сегмента вала к другому, иначе эти концентраторы не будут учитываться при расчете.

Для перехода в режим редактирования вала (напомним, что вначале нужно выделить тот вал, который необходимо отредактировать) следует либо нажать кнопку **«Параметры выделенного элемента»** на панели инструментов **«Основная»** (меню **Вид/Параметры**), либо выбрать строку **Параметры...** контекстного меню (подробнее см. п. 5). В результате откроется основное окно модуля APM Shaft, с помощью которого в конструкцию вала можно внести необходимые изменения и дополнения.

7. Расчет откорректированного варианта редуктора.

После корректировки конструктивных параметров элементов редуктора расчет необходимо повторить

8. Генерация чертежей отдельных элементов.

Пользователь имеет возможность получить чертежи отдельных элементов редуктора – зубчатых колес и валов.

8.1. Генерация чертежа зубчатого колеса. Выбираем соответствующую передачу и либо нажимаем на панели инструментов **«Основная»** кнопку **«Результаты»**, либо выбираем в контекстном меню передачи строку **Результаты расчета....** В открывшемся диалоговом окне модуля APM Trans нужно выбрать пункт *Чертеж* (поставить возле него флажок) и нажать кнопку **«Продолжить»**. Далее поступаем в соответствии с процессом генерации чертежа зубчатого колеса в APM Trans.

8.2. Генерация чертежа вала. Выбираем соответствующий вал и либо нажимаем на панели инструментов **«Основная»** кнопку **«Параметры выделенного элемента»** (меню **Вид/Параметры**), либо выбираем в контекстном меню передачи строку **Параметры....** В открывшемся основном окне модуля APM Shaft в меню **Файл** выбираем строку *Экспорт....* Далее поступаем обычным путем в соответствии с процессом генерации вала в APM Shaft.

9. Генерация чертежей спроектированного редуктора.

Для генерации чертежа спроектированного редуктора вала нужно на панели инструментов **«Основная»** основного окна модуля APM Drive нажать кнопку **«Экспорт»** (меню **Файл/Экспорт**), а затем сохранить чертеж как

файл с расширением *.agr. После этого произойдет запуск плоского чертежного редактора **АРМ Graph**, в окне которого будет показана заготовка сборочного чертежа рассчитанного редуктора (вместе с корпусом), а также различные виды корпуса (рис.5).

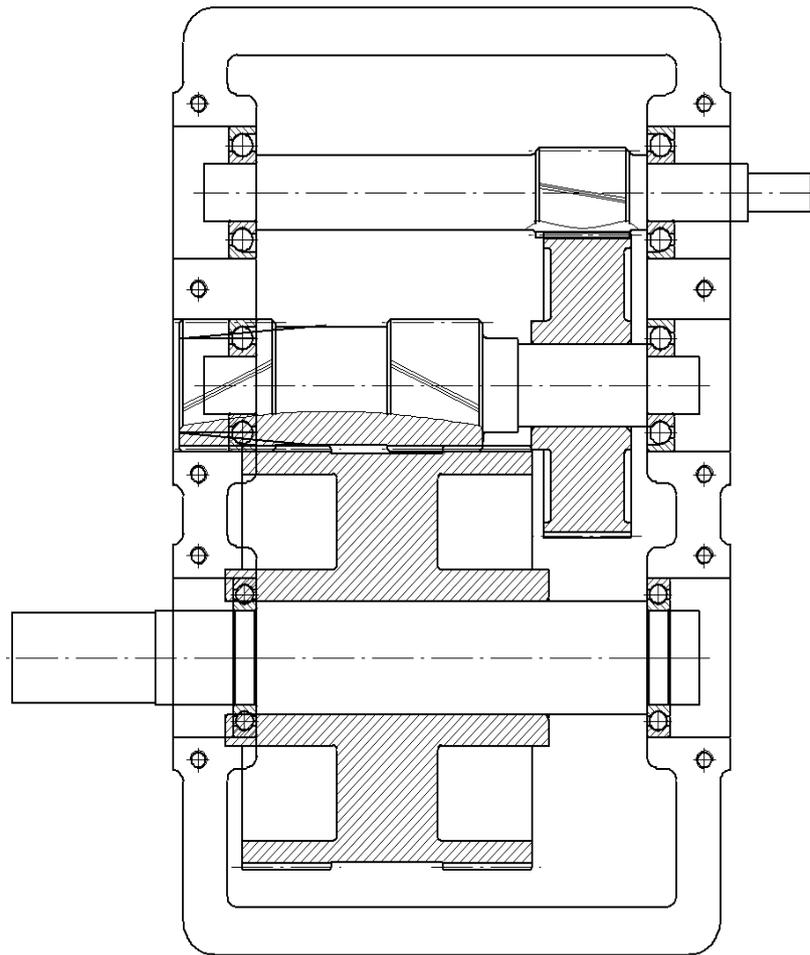


Рисунок 5. Сборочный чертеж

По сравнительному анализу расчетов установлено, что полученные результаты двух вариантов отличаются. Это вызвано тем, что при расчете зубчатой передачи аналитически: передаточные числа определены и взяты из стандартного ряда $u_b = 4,5$, $u_m = 2,8$. В модуле Drive разбивка передаточного числа редуктора произведена автоматизированно: $u_b = 3,54$, $u_m = 3,3$ нестандартные передаточные числа). Это привело к увеличению нагрузок на передачи, но при этом уменьшились межосевые расстояния и размеры редуктора. Он стал компактнее.

В целом можно сказать, что расчеты, проведенные аналитически и в АРМ, отличаются в пределах 1...5%. Это позволяет значительно сократить время проектирования и повысить точность расчета. Расчеты, проведенные в АРМ Drive показали, что редуктор получается компактнее, хотя используются нестандартные размеры: передаточные числа, межосевые расстояния и т.д. Кроме того можно получить заготовку сборочного чертежа рассчитанного редуктора.

Заключение

Учебное пособие «Курсовое проектирование деталей машин» рассчитано на осознание студентами нового качества своих знаний, полученных в процессе работы над проектом. Осваивая в качестве учебного пособия по курсовому проектированию решенные задачи в соответствии с содержанием его индивидуального задания, студент постоянно получит подсказку по характеру своих действий: с чего начинать решение каждого очередного вопроса, какое решение принимать при выборе величины поправочных коэффициентов (они подавались с адресной подсказкой на литературу в зависимости от приведенных факторов), какие материалы принимать для элементов проектируемых передач, какой отклик на принятое решение получен в результате. Каждый вопрос освещен, каждое решение взвешено, остается лишь согласиться с ними. Полученные знания, образно говоря, укладываются кирпичик к кирпичику...

На очереди – подготовка к защите своего проекта.

Литература

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – Калининград: Янтарный сказ, 2005. – 456 с.
2. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: Колос, 2004. – 462 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
4. Проектирование механических передач / Под ред. С.А. Чернавского. – М.: Машиностроение, 1984. – 558 с.
5. Безик Д.А., Романеев Н.А. Автоматизированное проектирование машин на примере расчета редуктора. Учебное пособие. – Брянск: Издательство Брянской, 2006. – 31 с.
6. Безик Д.А., Романеев Н.А. Расчеты напряженного состояния элементов грузоподъемных машин с использованием современного программного обеспечения // Подъемно-транспортное дело. – 2008. – №1. – С. 2-5.
7. Чавтараева Т.С. Детали машин. Справочные материалы. – М.: МГАУ, 2010. – 73 с.
8. Никитин В.В., Варывдин В.В. Расчет курсового проекта по деталям машин. – Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2010. – 76 с.
9. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Никитин В.В. Пример расчета курсовой и расчетно-графической работ по дисциплине «Детали машин». – Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2010. – 44 с.
10. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Механические передачи и соединения. Проектирование и расчет. – Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2009. – 183 с.
11. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Проектирование механических передач. Учебное пособие для самостоятельной работы студентов. – Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2010. – 103 с.
12. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю., Никитин В.В. Лабораторный практикум по деталям машин. – Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2014. – 134 с.
13. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Никитин В.В. Расчет деталей и механизмов подъемно-транспортных машин с элементами САПР. – Брянск: Издательство Брянской ГСХА, 2013. – 131 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная передача при передаточном числе u:		
свыше 30	0,70...0,75	-
от 14 до 30	0,80...0,85	-
от 8 до 14	0,85...0,95	-
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	-	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	-	0,95...0,97

Таблица 2 – Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185-66):										
1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3				
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1				
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.										
Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75):										
1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.										
Открытая зубчатая передачи: 3...7.										
Цепные передачи: 2...4.										
Ременные передачи (все типы): 2...3.										

Таблица 3 – Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения

$P_{\text{ном}},$ кВт	Синхронная частота вращения, мин^{-1}											
	3000		1500		1000		750					
	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}				
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680				
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675				
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700				
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90ЛА8У3	700				
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700				
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700				
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700				
3,0	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700				
4,0	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720				
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720				
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У3	730				
11	4АМ132М2У3	2900	4АМ132М4У3	1460	4АМ160С6У3	975	4АМ160М8У3	730				

Таблица 4 – Механические характеристики марок сталей для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Вид заготовк и	$D_{пред}$ мм	$S_{пред}$, мм	ТО	Твердость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
					поверхности	сердцевины			
35	Поковка	Любые размеры		Н		163...192 НВ	550	270	235
40	»	120	60	У		192...228 НВ	700	400	300
45	»	Любые размеры		Н		179...207 НВ	600	320	260
45	»	125	80	У		235...262 НВ	780	540	335
45	»	80	50	У		269...302 НВ	890	650	380
40Х	»	200	125	У		235...262 НВ	790	640	375
40Х	»	125	80	У		269...302 НВ	900	750	410
40Х	»	125	80	У+ТВЧ		45...50HRC 269...302НВ	900	750	410
40ХН	»	315	200	У		235...262 НВ	800	630	380
40ХН	»	200	125	У		269...302 НВ	920	750	420
40ХН	»	200	125	У+ТВЧ		48...53HRC 269...302НВ	920	750	420
35ХМ	»	315	200	У		235...262 НВ	800	670	380
35ХМ	»	200	125	У		269...302 НВ	920	790	420
35ХМ	»	200	125	У+ТВЧ		48...53HRC 269...302НВ	920	790	420
35Л	Литье	Любые размеры		Н		163...207 НВ	550	270	235
40Л	»	»	»	Н		147 НВ	520	295	225
45Л	»	315	200	У		207...235 НВ	680	440	285
40ГЛ	»	315	200	У		235...262 НВ	850	600	365

Таблица 5 – Материалы червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения $v_s, м/с$
			МПа		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
	БрО10Ф1	К	275	200	
		З	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	
З		145	80		
II	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	2...5
		З	450	300	
	БрА9Ж3Л	Ц	530	245	
		К	500	230	
		З	425	195	
	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330	
		К	450	295	
З		400	260		
III	СЧ18	З	355	-	<2
	СЧ15	З	315	-	

Таблица 6 – Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материала	Червяк улучшенный, ≤ 350 НВ	Червяк закален при нагреве ТВЧ, ≥ 45 HRC	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H, МПа$		$[\sigma]_F, МПа$	
I	$K_{HL} \cdot C_v \cdot 0,75 \cdot \sigma_B$	$K_{HL} \cdot C_v \cdot 0,9 \cdot \sigma_B$	$(0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) \cdot K_{FL}$	$0,16 \cdot \sigma_B \cdot K_{FL}$
II	$250 - 25 \cdot v_s$	$300 - 25 \cdot v_s$		
III	$175 - 35 \cdot v_s$	$200 - 35 \cdot v_s$	$0,12 \cdot \sigma_{ВИ} \cdot K_{FL}$	$0,075 \cdot \sigma_{ВИ} \cdot K_{FL}$

Таблица 7 – Значения числа циклов N_{HO} при базовом нагружении

Средняя твердость поверхностей зубьев	НВ _{ср}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC _{ср}	-	25	32	38	43	47	52	56	60
$N_{HO}, млн. циклов$		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Таблица 8 – Главный параметр одноступенчатых редукторов

Цилиндрические редукторы									
Межосевое расстояние, мм	63	80	100	125	140	160	180	200	225
Конические редукторы									
Внешний делительный диаметр колеса, мм	$u=2-2,28$	80	125	140	160	180	200	224	224
	$u=3,15-5$	100	160	180	200	224	250	280	
Червячные редукторы									
Межосевое расстояние, мм	63	80	100	125	140	160	180	200	225

Таблица 9 – Модуль зацепления цилиндрической передачи

m , мм	1-й ряд – 1,0; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10
	2-й ряд – 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Таблица 10 – Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} при $H \leq 350$ НВ

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	K_{Hv}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	K_{Fv}	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	K_{Hv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	K_{Hv}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	K_{Hv}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	K_{Fv}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

Таблица 11 – Коэффициент формы зуба Y_{F3} и Y_{F4} зубчатого колеса

z или z_v	Y_F	z_v	Y_F								
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Таблица 12 – К определению числа витков червяка

u	св. 8 до 14	св. 14 до 30	св. 30
z_1	4	2	1

Таблица 13 – Модуль зацепления червячной передачи

m , $мм$	1-й ряд – 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16
	2-й ряд – 3; 3,5; 6; 7; 12; 14

Таблица 14 – Коэффициент диаметра червяка

q	1-й ряд – 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20
	2-й ряд – 7,1; 9; 11,2; 14; 18

Таблица 15 – Сочетание модуля зацепления и коэффициента диаметра червяка червячной передачи

m , $мм$	2; 2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5;	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

Таблица 16 – Значение угла трения φ

v_s , $м/с$	φ	v_s , $м/с$	φ	v_s , $м/с$	φ
0,1	4°30'...5°10'	1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'
0,5	3°10'...3°40'	2	2°00'...2°30'	4	1°20'...1°40'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'

Примечание: Меньшие значения – для материалов группы I, большие – для групп II и III.

Таблица 17 – Значения поправочных коэффициентов C

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями			со значительными колебаниями	ударная и резко неравномерная		
C_p	1	0,9			0,8	0,7		
Коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве C_α								
Угол обхвата α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
C_α	плоский ремень	1	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	клиновой ремень	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент положения передачи C_Θ								
Наклон линии центров к горизонту Θ , град		0...60°			60...80°		60...90°	
C_Θ		1			0,9		0,8	

Таблица 18 – Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение, l_0 , мм	d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клиновой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07

Таблица 19 – Значения поправочных коэффициентов K при расчетах цепной передачи

Условия работы передачи		Коэффициент	
		обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная	K_D	1
	Переменная или толчкообразная		1,2...1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами	$K_{рез}$	1
	Нажимными звездочками		0,8
	Нерегулируемые передачи		1,25
Положение передачи	Наклон линии центров к горизонту, град	K_θ	$\theta=0...40$
			$\theta=40...90$
	K_θ	$\theta \leq 60$	1
		$\theta > 60$	1,25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне)	K_c	0,8
	Капельный		1
	Периодический		1,5
Режим работы	Односменная	K_p	1
	Двухсменная		1,25
	Трехсменная		1,5

Таблица 20 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, МПа

Шаг цепи, мм	При частоте вращения меньшей звездочки, мин^{-1}							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Таблица 21 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, МПа

$v, \text{м/с}$	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p_u], \text{МПа}$	32	28	25	21	17	14	12	10

Таблица 22 – Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $z=15\dots30$

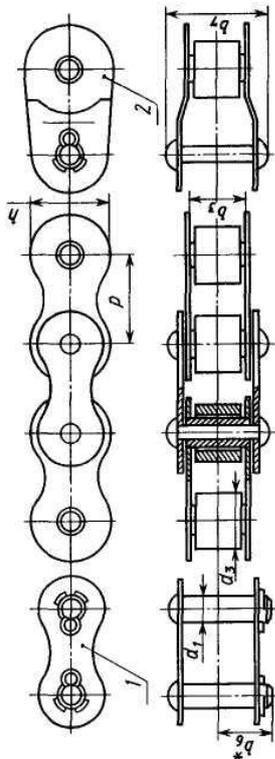
Шаг цепи, мм	Частота вращения меньшей звездочки, мин^{-1}								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

Таблица 23 – Коэффициент формы зуба Y_{F2} червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Таблица 24 – Цепи приводные роликовые нормальной серии однорядные типа ПР (ГОСТ 13568-75)

Цепь	p , мм	b_3 , мм	d_3 , мм	d_1 , мм	$A_{отр}$, мм ²	$F_{раз}$, даН	q , кг
ПР-9,525-910	9,525	5,72	6,35	3,28	28	910	0,45
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	8,51	4,45	40	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	50	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	10,16	5,08	55	2300	0,8
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	10,16	5,08	71	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	5,94	105	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,92	180	6000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	19,05	9,53	260	8900	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	22,23	11,10	395	12700	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	25,7	12,70	475	17240	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	28,58	14,27	645	22700	9,7



* – размер для справок;
 1 – звено соединительное;
 2 – звено переходное.

Таблица 25 – Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

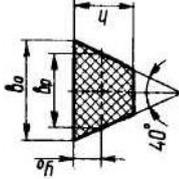
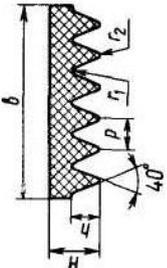
Основные размеры, мм									
	Обозначение сечения ремня								
	Нормальное сечение		Узкое сечение		Поликлиновое сечение				
	0	A	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
b_p	8,5	11	14	8,5	11	14	-	-	-
b_0	10	13	17	10	13	17	-	-	-
y_0	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5	-	-	-
h	6	8	10,5	8	10	13	2,35	4,85	10,35
Площадь сечения A , мм ²	47	81	138	56	95	158	0,5b(2H-h)		
Предельное значение l , мм	400-2500	560-4000	800-6300	630-3550	800-4500	1250-8000	400-2000	1250-6000	2000-6000
	Масса 1 м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,09	0,45	1,6

Таблица 26 – Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения		
	О	А	Б
$d_{1min}, мм$	63	90	125

Таблица 27 – Стандартные значения диаметров шкивов, мм

40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000.

Таблица 28 – Стандартный ряд длин ремней, мм

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 1800.

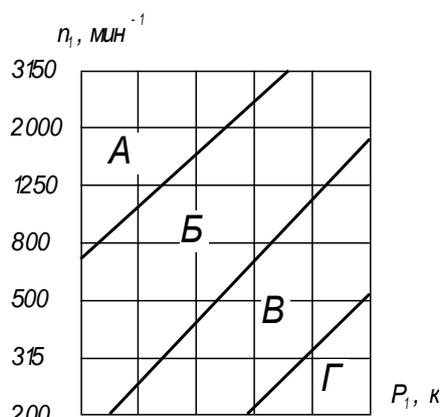


Рисунок 15 – Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

Таблица 29 – Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4-87)

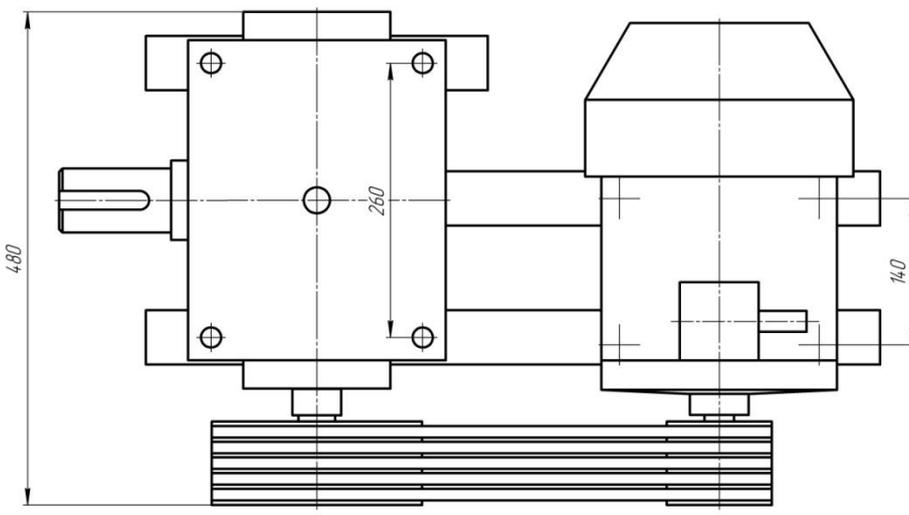
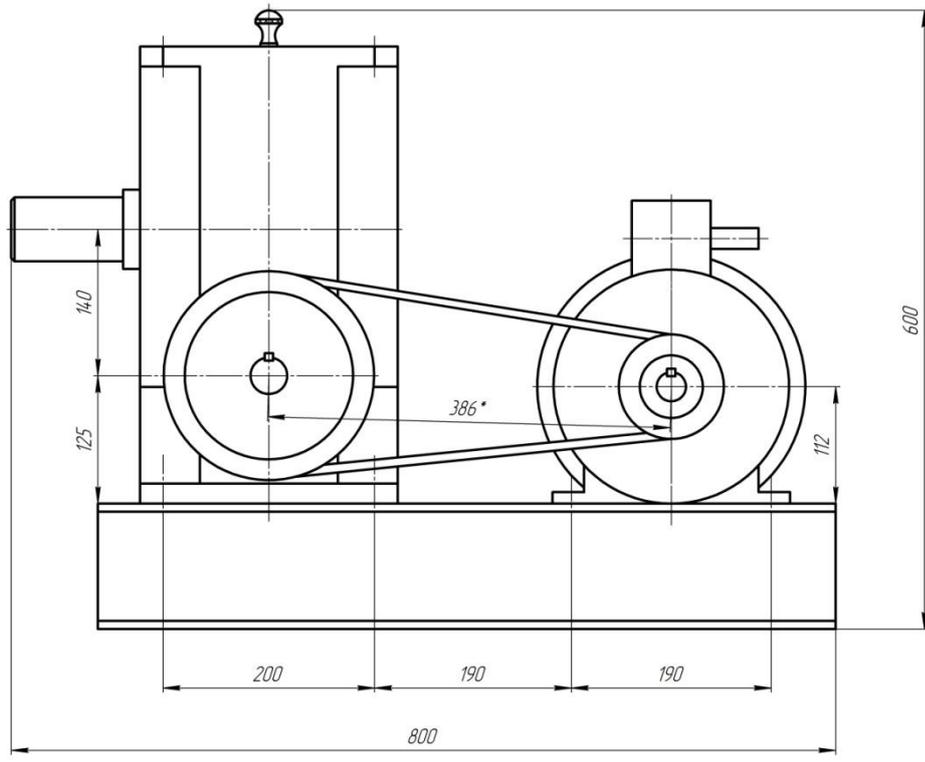
Передача	Контактные напряжения $\sigma_H, МПа$	Окружная скорость зубчатых передач $v, м/с$ Скорость скольжения червячных передач $v_s, м/с$		
		до 2	св. 2 до 5	св. 5
Зубчатая	до 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
	св. 600 до 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
	св. 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-68
Червячная	до 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
	св. 200 до 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
	св. 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220

Примечание. Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых показывает: И – промышленное; второй – принадлежность к группе по назначению (Г – для гидравлических систем, Т – для тяжело нагруженных узлов); третий – принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (А – масло без присадок; С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противоадгезионными присадками); четвертый (число) – класс кинематической вязкости.

Таблица 30 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры
R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40	
8,0	8,0	8,0	8,2	40	40	40	41	200	200	200	205
		8,5	8,8		42	44	210				
	9,0	9,0	9,2		45	45	46		220	220	
		9,5	9,8		48	49			240		
10	10	10	10,2	50	50	50	52	250	250	250	
		10,5	10,8		53	55	260				
	11	11	11,2		56	56	58		280	280	
		11,5	11,8		60	62			300	290	
										310	
12	12	12	12,5	63	63	63	65	320	320	320	330
		13			67		340				
	14	14	13,5		71	71	70		360	360	
		15	14,5		75	73			380	370	
		15,5	15,5			78					
16	16	16	16,5	80	80	80	82	400	400	400	410
		17	17,5		85		420		440		
	18	18	18,5		90	90	92		450	450	
		19	19,5		95	98			480	490	
20	20	20	20,5	100	100	100	102	500	500	500	515
		21			105		530				
	22	22	21,5		110	110	108		560	560	
		24	23,0			112			600	580	
						115					
						118					
25	25	25		125	125	125		630	630	630	615
		26			130		670		650		
	28	28	27		140	140	135		710	710	
		30	29		150	145			750	730	
32	32	32	31	160	160	160	155	800	800	800	775
		34	33		170	165	850		825		
	36	36	35		180	180	175		900	900	
		38	37		190	185			950	925	
		39	39			195				975	

КПДМ 490.009.00080



Техническая характеристика

1. Электродвигатель 4АМ112М2У3 ТУ 16-510.810-81, $P_{\text{эб}}=7,5$ кВт, $n_{\text{эб}}=2900$ мин⁻¹.
2. Редуктор червячный $U=12,5$; $a_w=140$ мм; $T_{\text{вых}}=435$ Нм.
3. Передаточное число ременной передачи $U=2,02$.

				КПДМ 490.009.00080			
Эксп. проект	И. Иванов	Иванов	Иванов	Привод к цветочной проростеру для багачевых культур	И	Масса	Метризм
Черт. проект	Иванов	Иванов	Иванов		И	12	
Эксп. проект	Иванов	Иванов	Иванов	И	Иванов	И	
Исполн.				БГСХА И-411			
Дата				Копировать		Формат А1	

Перв. примен.		Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
						<i>Документация</i>				
		A1			КПДМ 490.009.000СБ	Сборочный чертеж				
						<i>Сборочные единицы</i>				
Справ. №		A3	1		КПДМ 490.009.100	Колесо червячное	1			
			2		КПДМ 490.009.200	Маслоуказатель	1			
						<i>Детали</i>				
			3		КПДМ 490.009.001	Ручка-отдушина	1			
			4		КПДМ 490.009.002	Кольцо мазеудерживающее	2			
			5		КПДМ 490.009.003	Кольцо	1			
			6		КПДМ 490.009.004	Кольцо мазеудерживающее	2			
			7		КПДМ 490.009.005	Крышка редуктора	1			
			8		КПДМ 490.009.006	Крышка редуктора	1			
			9		КПДМ 490.009.007	Пробка	1			
Подп. и дата		A3	10		КПДМ 490.009.008	Вал тихоходный	1			
			11		КПДМ 490.009.009	Червяк	1			
Инв. № дубл.			12		КПДМ 490.009.010	Корпус редуктора	1			
			13		КПДМ 490.009.011	Прокладка	2			
Взам. инв. №			14		КПДМ 490.009.012	Прокладка	2			
			15		КПДМ 490.009.013	Прокладка	2			
Подп. и дата										
					КПДМ 490.009.000					
		Изм. / Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
Инв. № подл.		Разрад.	Иванов			Редуктор червячный		Лист	Лист	Листов
		Проб.	Варьвдин						1	2
		Н.контр.						БГСХА И-411		
		Утв.								

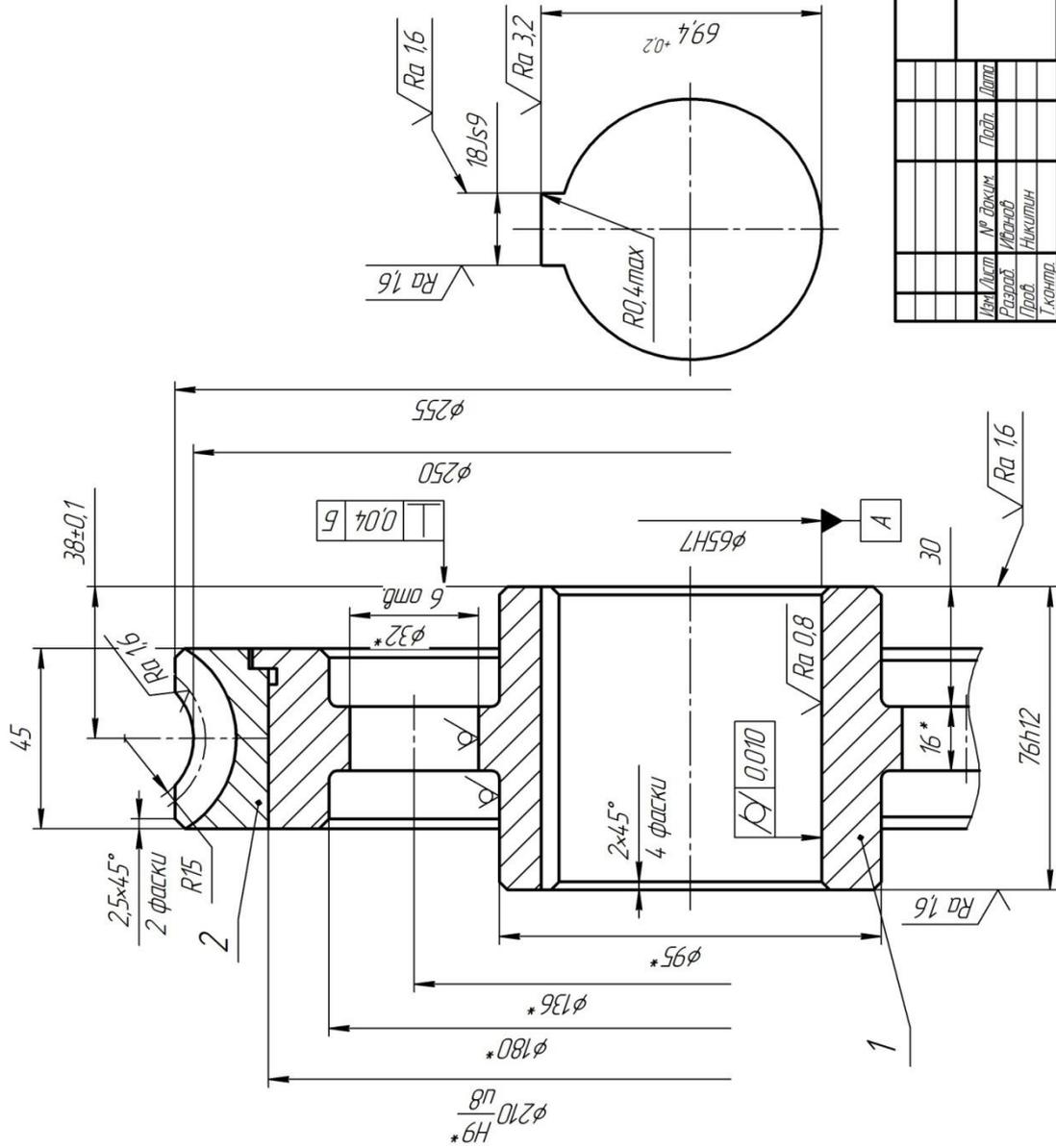
Копировал

Формат А4

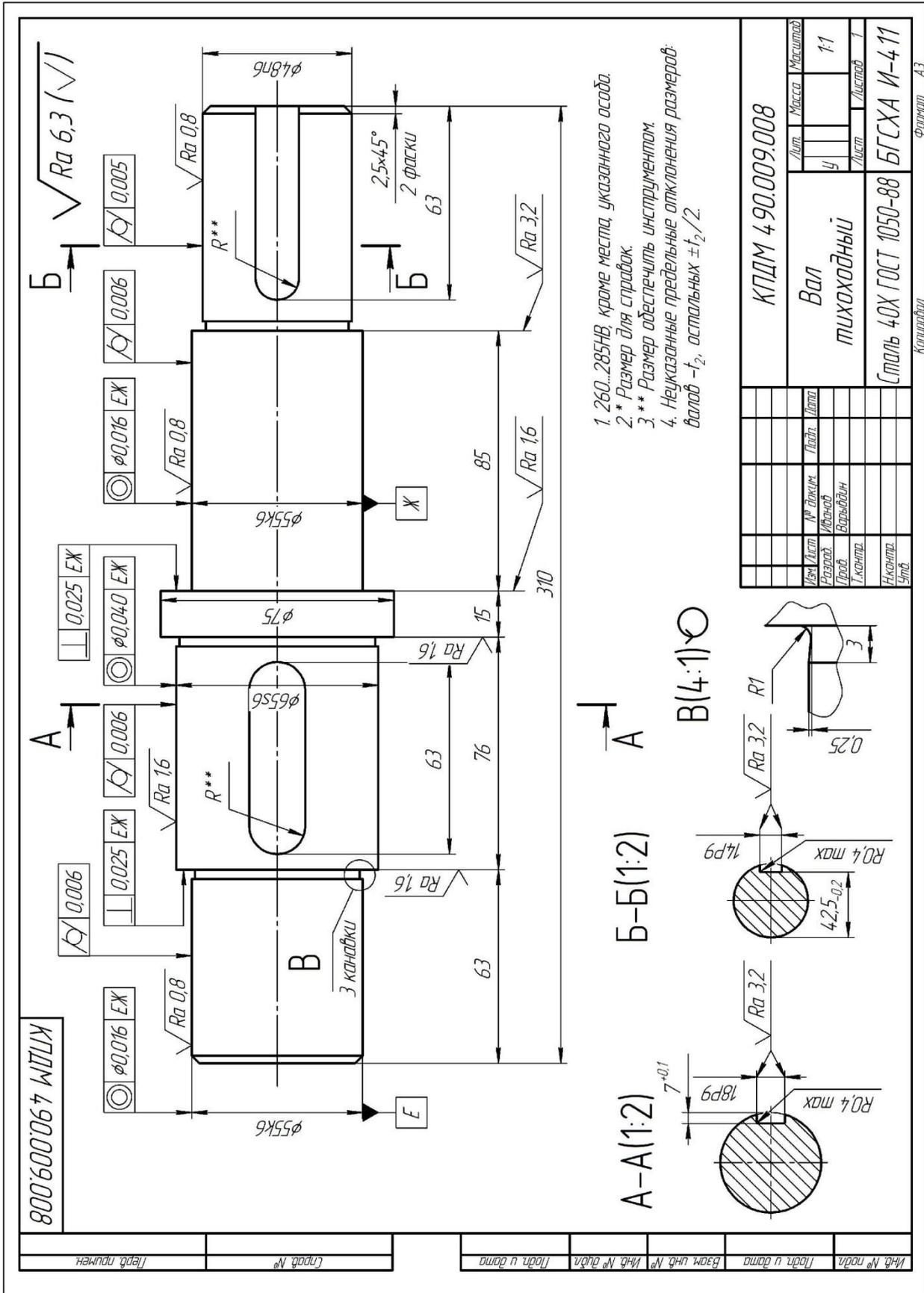
$\sqrt{Ra\ 6,3\ (\sqrt{1})}$

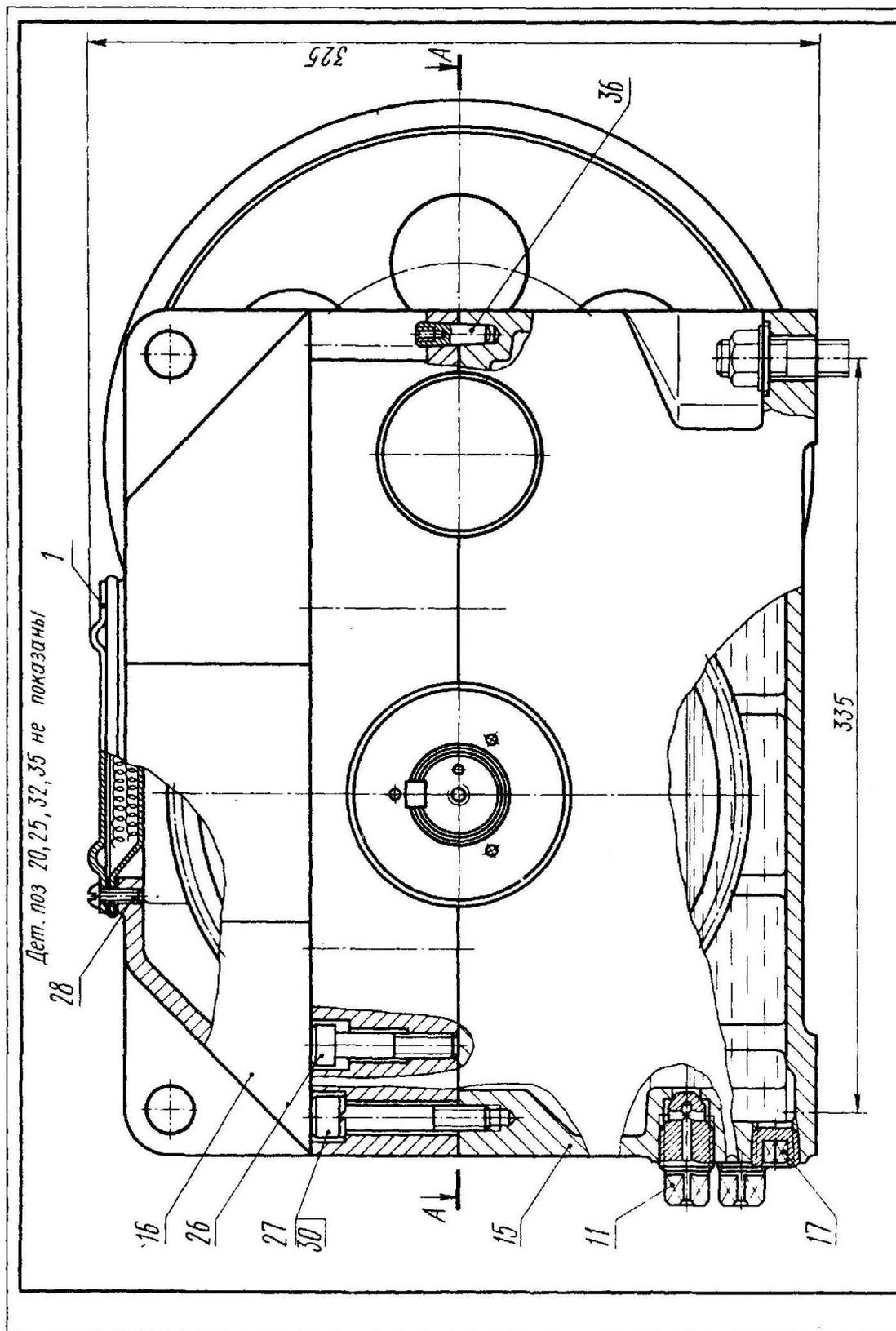
Модуль	m	5
Число зубьев	z ₂	50
Направление линии загиба	-	правое
Коэффициент смещения червяка	x	-1
Исходный производящий червяк	-	ГОСТ 1936-75
Степень точности по ГОСТ 3675-80	-	8-B
Делительный диаметр червячного колеса	d _f	250
Межосевое расстояние	a _w	140
Число витков сопряженного червяка	z ₁	4
Обозначение чертежа	КПДМ 490.009.100СБ	

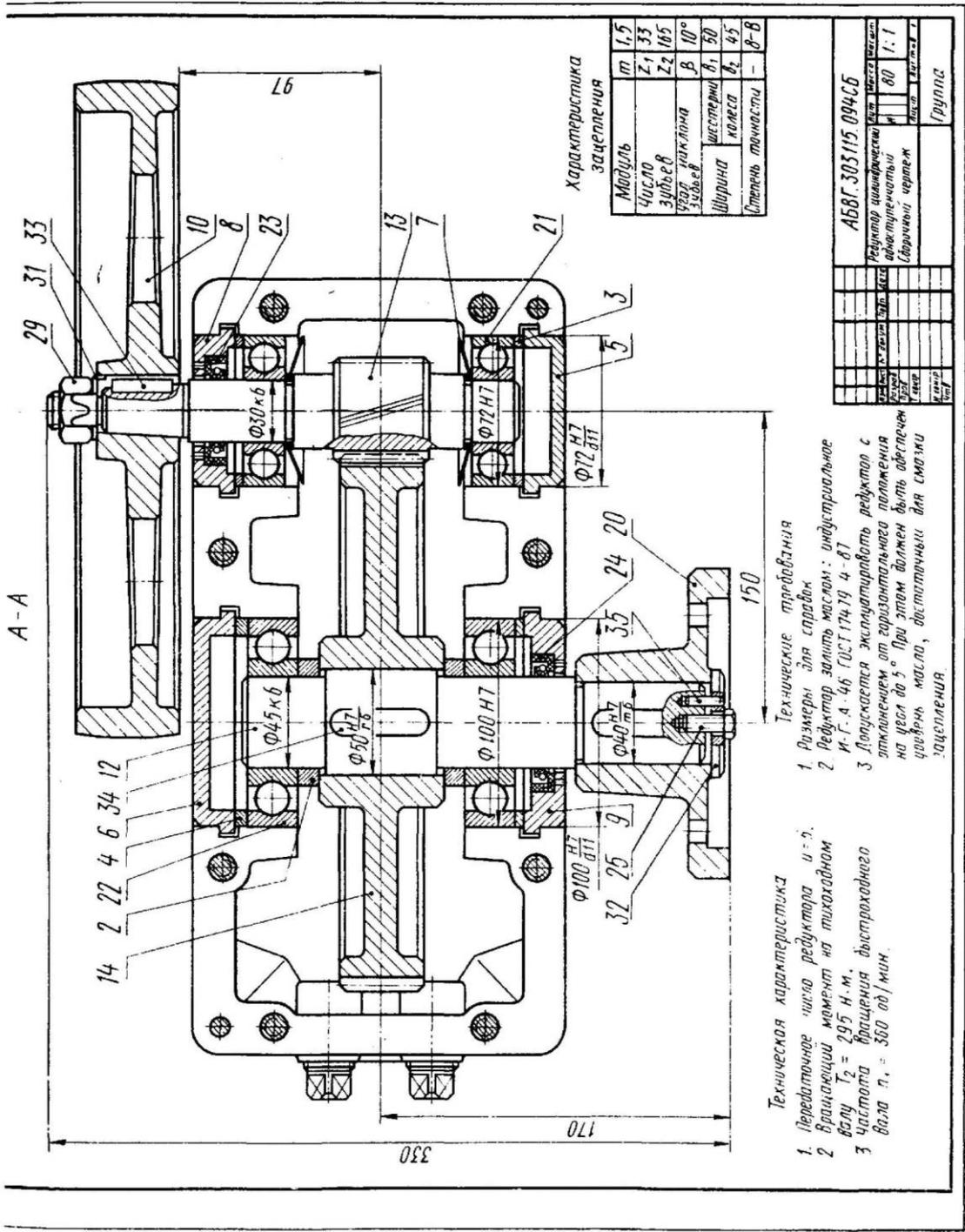
1. * Размеры для справок.
2. Неуказанные радиусы 5мм max.
3. Уклоны формовочные 3°.
4. Неуказанные предельные отклонения размеров: валов -t₂, остальные ±t₂/2.



КПДМ 490.009.100СБ		Лист	Масса	Масштаб
Колесо червячное		У		1:1
Изм. Лист	№ док. Исполн.	Подп.	Дата	Листов 1
Проб.	Никитин			
Г. контро.				
И. контро.				
Упр.				
БГСА И-411				







Характеристика зацепления

Модуль	т, 1,5
Число зубьев	Z ₁ 33
Угол зацепления	Z ₂ 165
Ширина	β, 10°
Шаг	φ, 50
Степень точности	φ, 45
	φ-β-φ

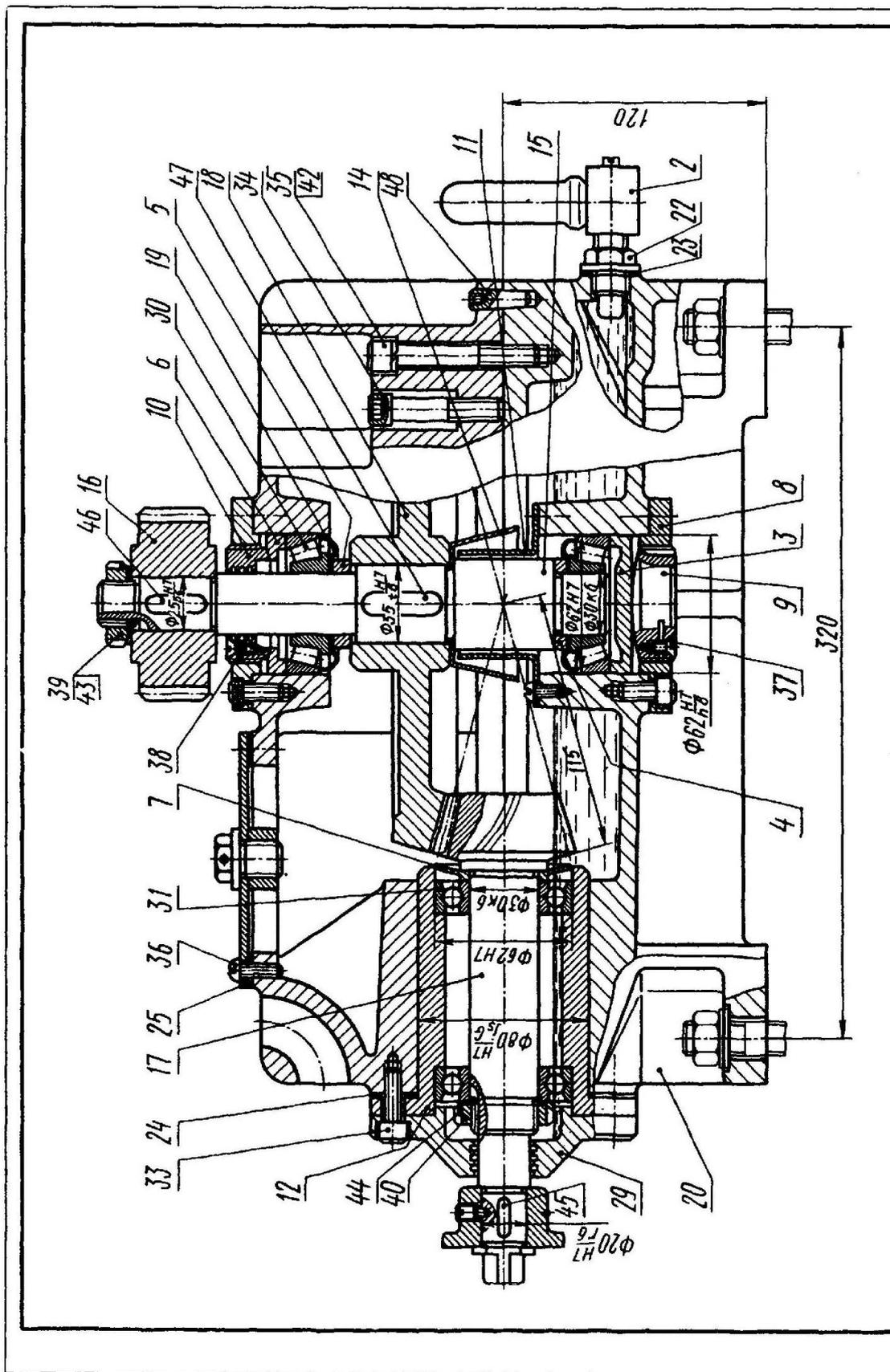
- Техническая характеристика
1. Передаточное число редуктора и-в.
 2. Вращающий момент на тихоходном валу T₂ = 295 Н·м.
 3. Частота вращения тихоходного вала n₂ = 360 об/мин.

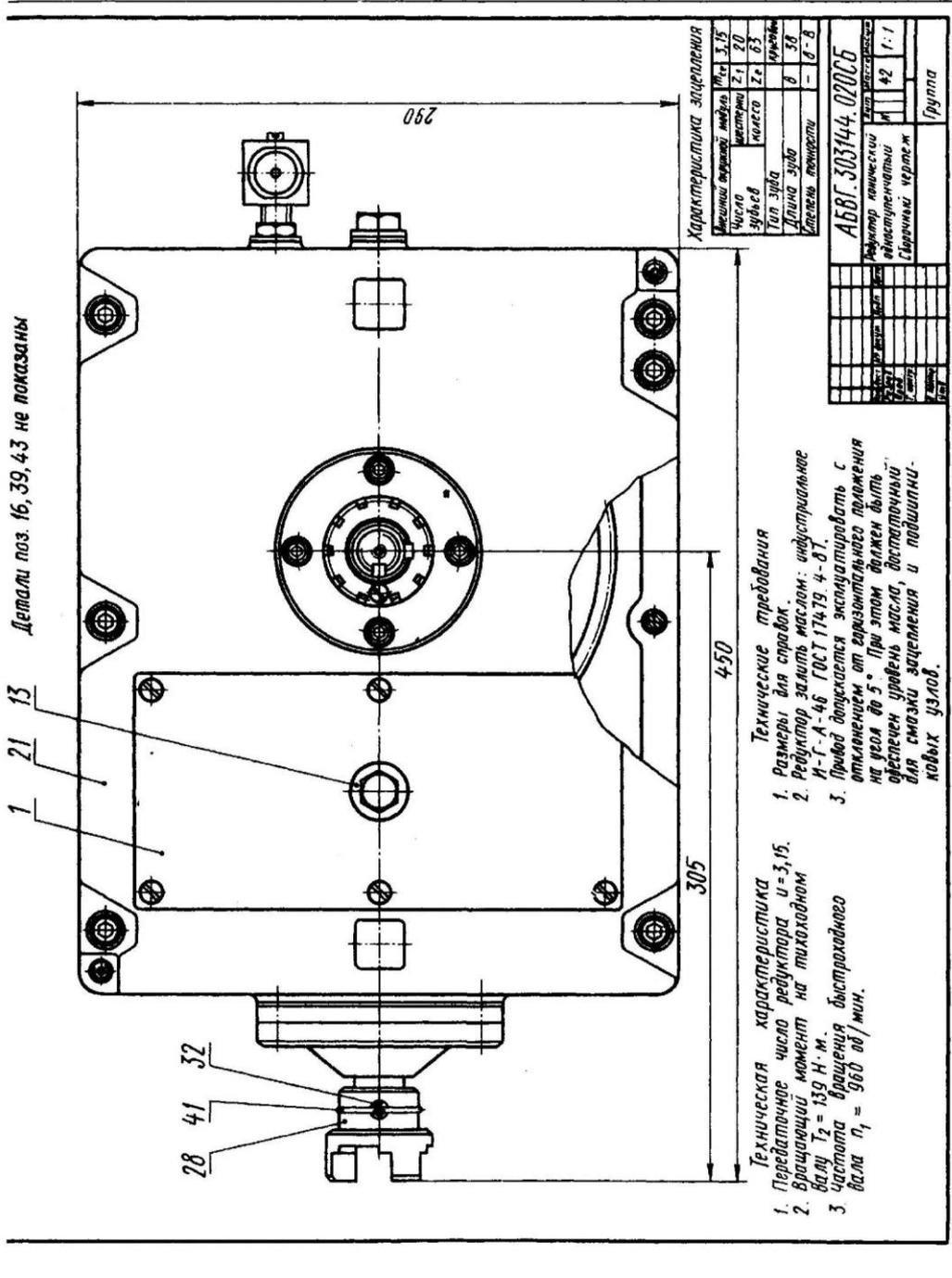
Технические требования

1. Размеры для справок
2. Редуктор заливается маслом: индустриальное И.Г. А. 46 ГОСТ 17419-4-87
3. Допускается эксплуатировать редуктор с отклонением от горизонтального положения на угол до 5°. При этом должен быть обеспечен хороший доступ для смазки зацепления

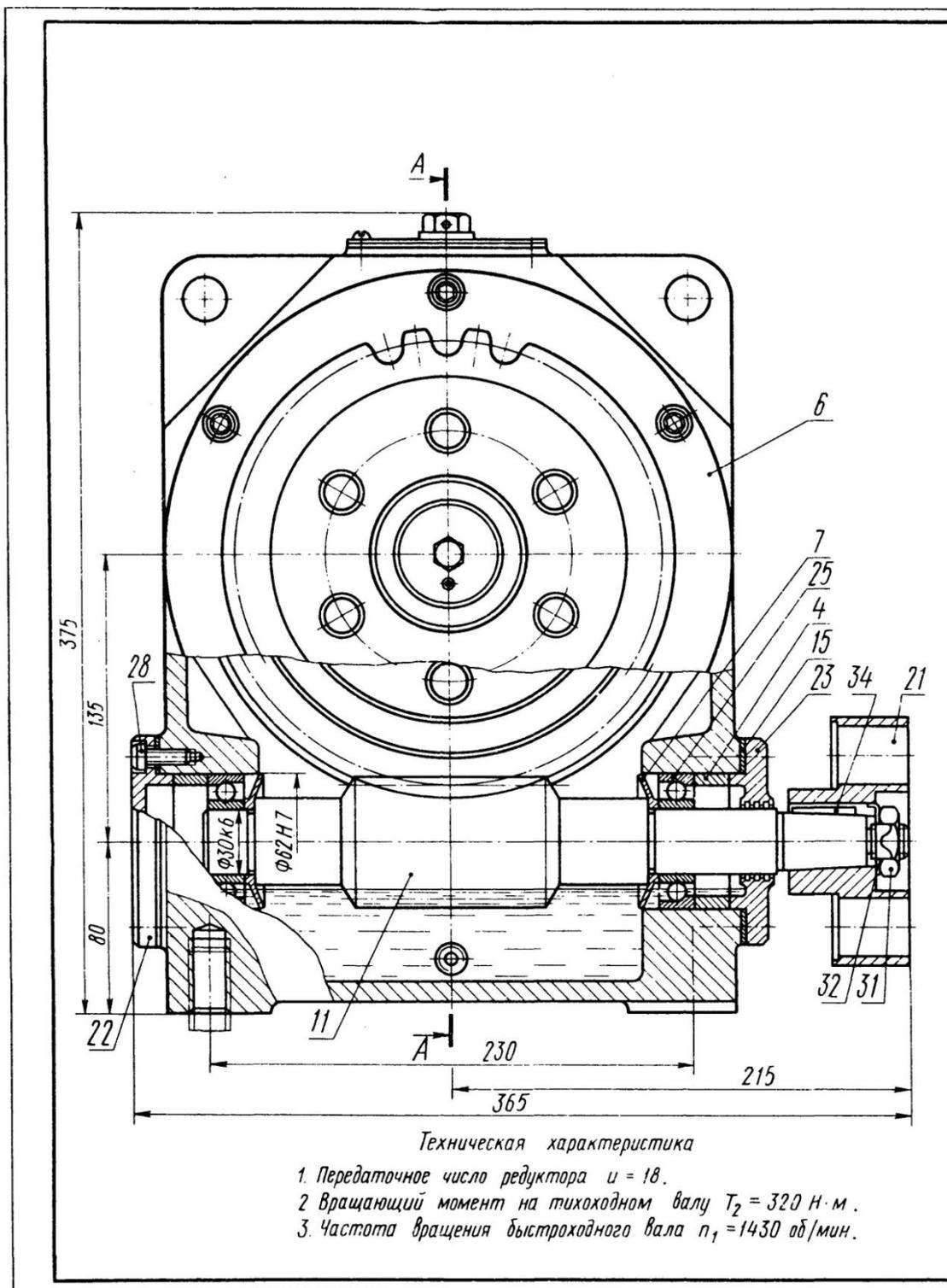
АБВГ.305115.094СБ	
Редуктор (шлицевый)	Класс точности
Автоматический	φ
Сборочный чертеж	φ
Лист	φ
Кол-во листов	φ
Группа	φ

Пример сборочного чертежа цилиндрического одноступенчатого редуктора с шкивом плоскоресной передачи и полумуфтой

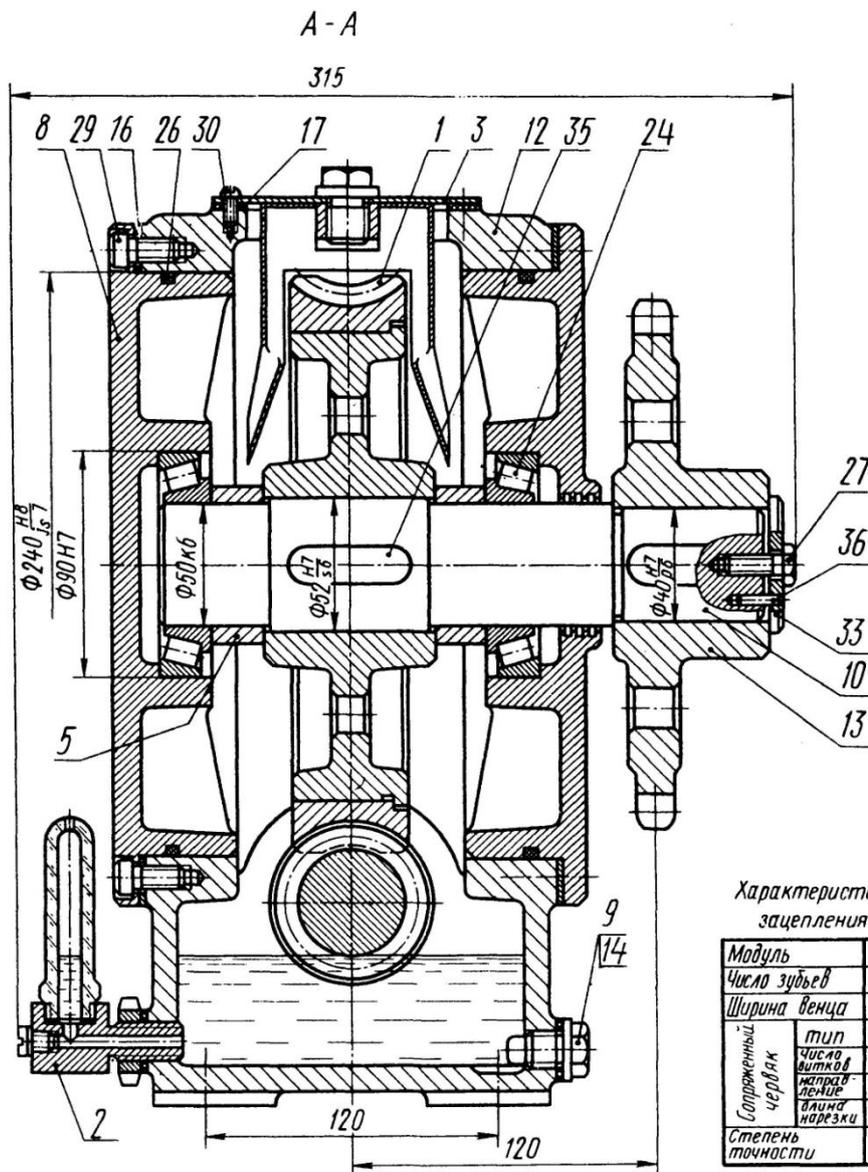




Пример сборочного чертежа конического одноступенчатого редуктора с шестерней открытой цилиндрической передачи и полумуфтой



Пример сборочного чертежа
со звездочкой цепной



Технические требования

1. Размеры для справок.
2. Редуктор залить маслом: промышленное И-Т-Д-100 ГОСТ 17479.4-87.
3. Допускается эксплуатировать редуктор с отклонением от горизонтального положения на угол до 5°. При этом должен быть обеспечен уровень масла, достаточный для смазки зацепления и подшипниковых узлов червяка.

АБВГ.303163.127СБ							
Редуктор червячный одноступенчатый				Лист	72	Из всего	1
Сборочный чертеж				Лист		Листов	1
				Группа			

**червячного одноступенчатого редуктора
передачи и полумуфтой**

Спецификация сборочного чертежа конического одноступенчатого редуктора

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A1			АБВГ.303144.020СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
A4	1		АБВГ.305354.020	Крышка-отдушина	1	
A4	2		АБВГ.305441.020	Маслоуказатель	1	
				<u>Детали</u>		
A4	3		АБВГ.711115.020	Шайба регулировочная	1	
A4	4		АБВГ.711141.020	Кольцо	1	
	5		-01	Кольцо	1	
A4	6		АБВГ.711155.020	Шайба регулировочная	1	
A4	7		АБВГ.711345.020	Шайба маслоотбойная	1	
A4	8		АБВГ.711362.020	Крышка	2	
A4	9		АБВГ.711514.020	Винт	1	
A4	10		АБВГ.711554.020	Винт	1	
A4	11		АБВГ.713342.020	Стакан маслозащитный	1	
A4	12		АБВГ.713352.020	Стакан	1	
A4	13		АБВГ.713524.020	Пробка	1	
A4	14		АБВГ.714171.020	Насадка	1	
A4	15		АБВГ.715513.020	Вал	1	
A4	16		АБВГ.721363.020	Шестерня	1	
A3	17		АБВГ.722412.020	Вал-шестерня	1	
A3	18		АБВГ.722464.020	Колесо зубчатое	1	
A4	19		АБВГ.725247.020	Шайба уплотнительная	2	
A2	20		АБВГ.732121.020	Основание корпуса	1	
A2	21		АБВГ.732155.020	Крышка корпуса	1	
			АБВГ.303144.020			
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.					Лит	Лист
Пров.					И	1
Н. контр.					Листов	
Утв.					3	
					Редуктор конический одноступенчатый	
					Группа	

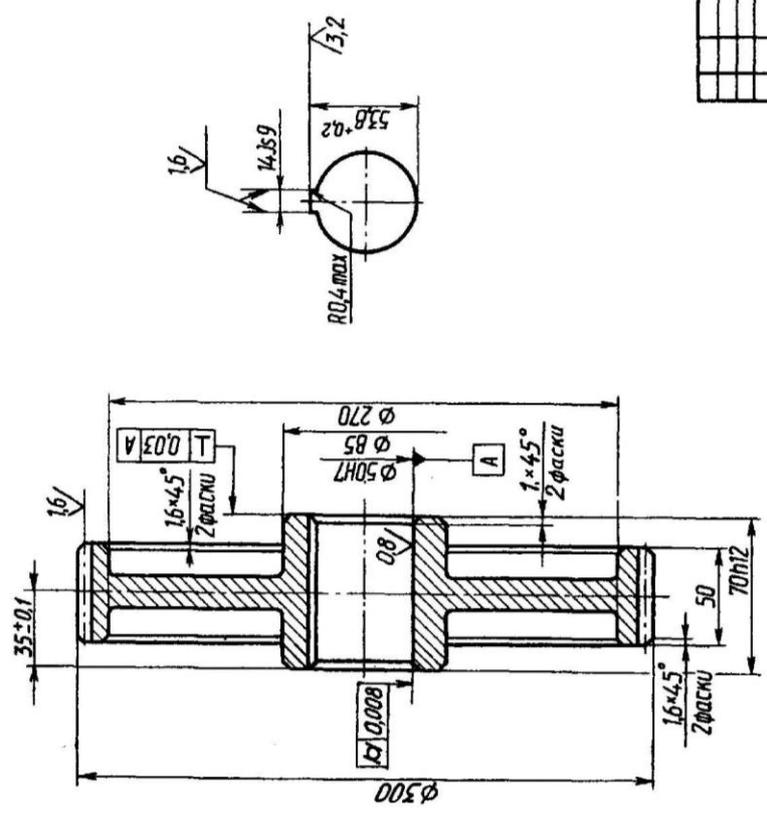
Фирма	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Шайба ГОСТ 11872-89		
		43		20.02.029	1	
		44		30.02.029	1	
				Шпонка ГОСТ 23360-78		
		45		6 x 6 x 22	1	
		46		8 x 7 x 28	1	
		47		10 x 8 x 36	1	
		48		Штифт 6 x 25	2	
				ГОСТ 9464-79		

					АБВГ. 303144. 020		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			3

Формат	Зона	Поз	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Стандартные изделия</u>		
		21		Муфта упругая втулочно-пальцевая 63-24-1.2-28-П.2-У3 ГОСТ 21424-93	1	Показана полу- муфта
		22		Крышка 21-62 ГОСТ 18511-73	1	
		23		Крышка 11-62×25 ГОСТ 18513-73	1	
		24		Подшипник 7210H ГОСТ 27365-87	2	
		25		Подшипник 46206 ГОСТ 831-75	2	
		26		Кольцо 230-240-46-2-4 ГОСТ 9833-73	2	
		27		Болт М6-6d × 20. 68. 029 ГОСТ 7798-70 Винт ГОСТ 11738-84	1	
		28		М6-6d × 20. 68. 029	8	
		29		М8-6d × 20. 68. 029	12	
		30		Винт А. М6-6d × 10. 48. 029 ГОСТ 17473-80	4	
		31		Гайка М20 × 1,5-6Н. 5. 029 ГОСТ 5916-70	1	
		32		Шайба 20. 02. 029 ГОСТ 13465-77	1	
		33		Шайба 7019-0629 ГОСТ 14734-69 Шпонка ГОСТ 23360-78	1	
		34		5 × 5 × 30	1	
		35		16 × 10 × 50	2	
		36		Штифт 4т 6 × 16 ГОСТ 3128-70	1	
				АБВГ.303163.127		Лист 2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

6.3/ (M)

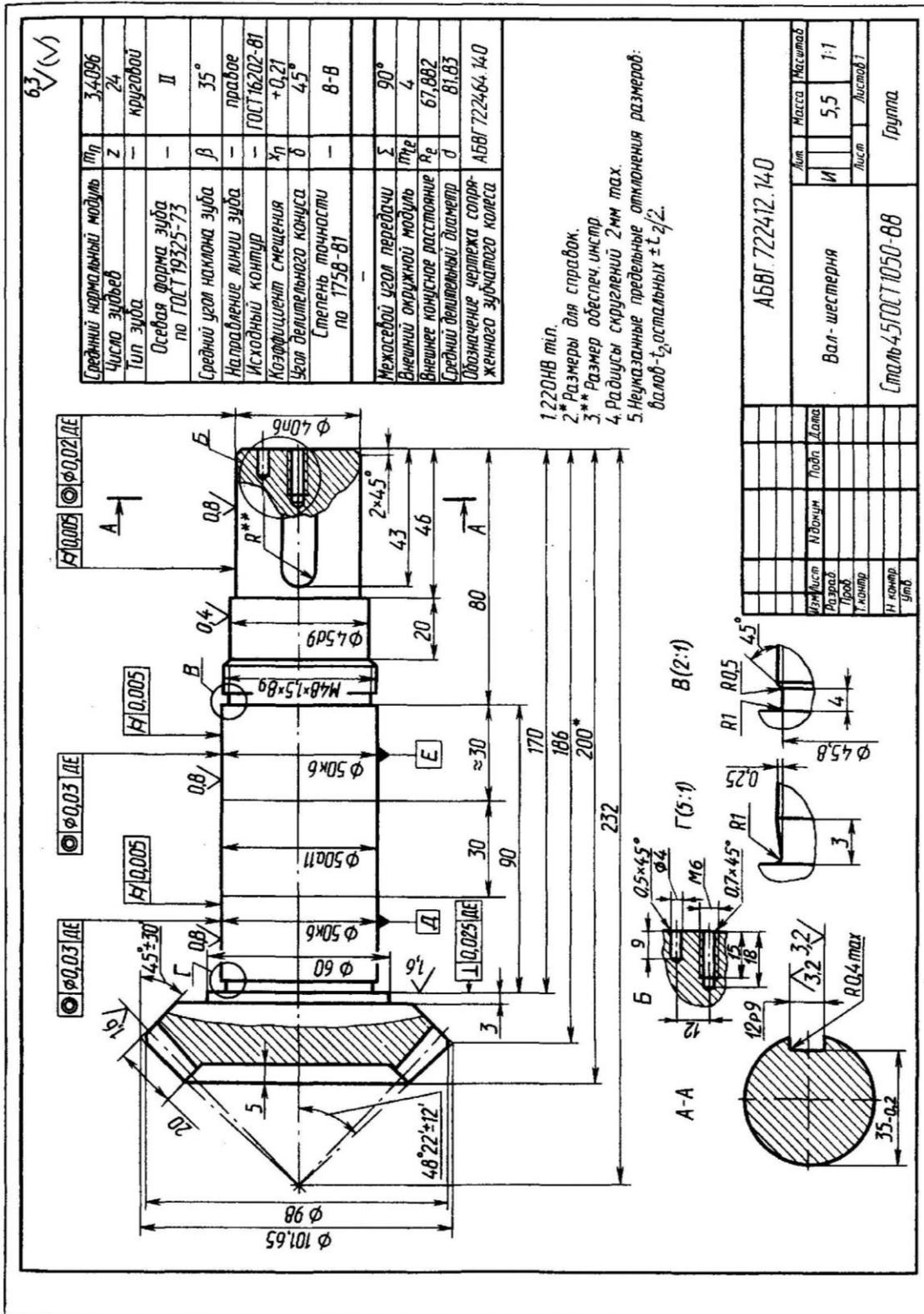
Модуль	m	2,5
Число зубьев	z ₂	116
Угол наклона	β	11°40'20"
Направление линии зуба		правое
Нормальный исходный контур	-	ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения исходного контура	x	0
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8-B
Делительный диаметр	φ ₂	295
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		АБВГ.7214.22.154



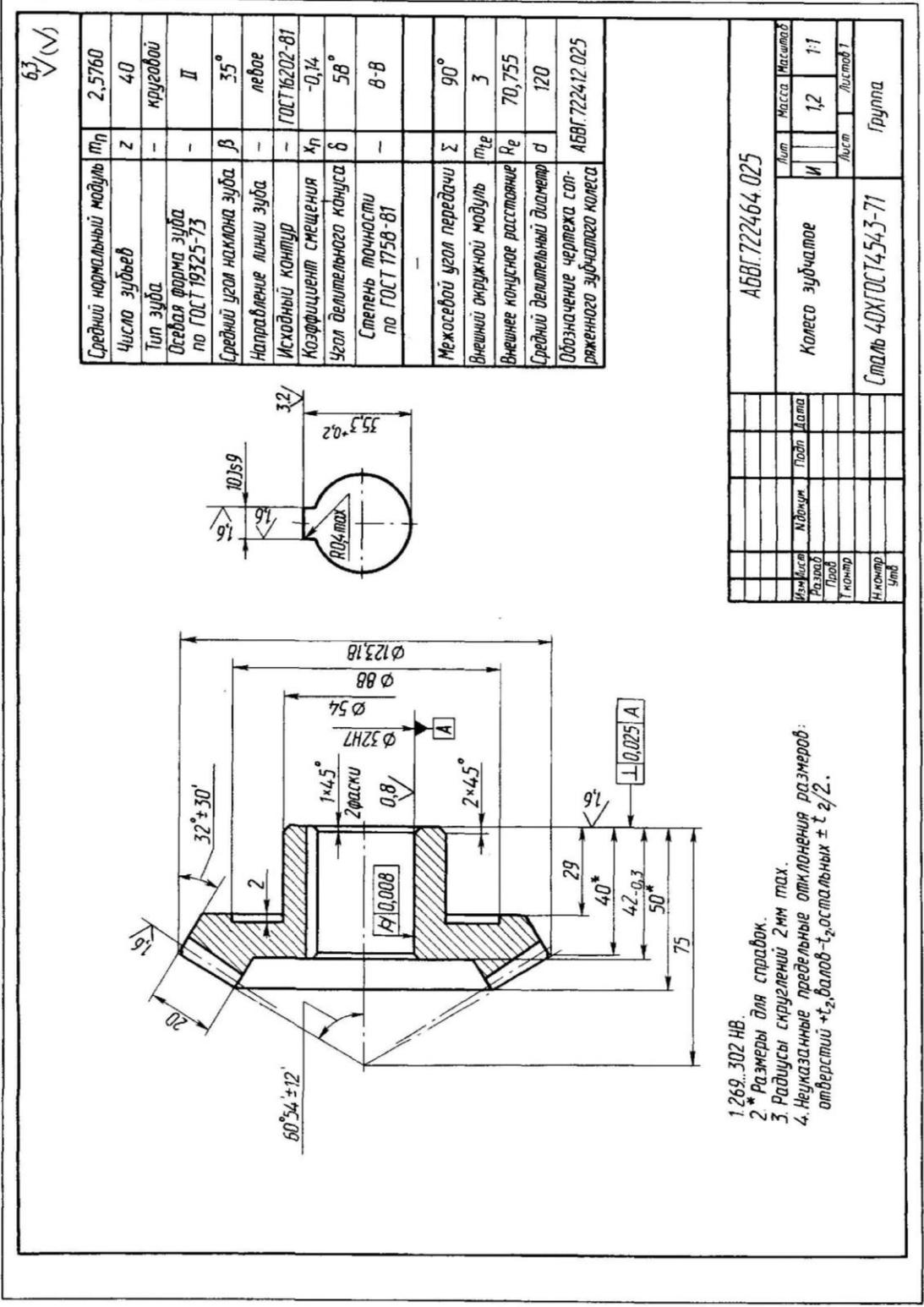
1. 269...302 НВ.
2. Радиусы скруглений 1,6мм max.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий +t₂, валов -t₂, остальных ± t/2.

АБВГ.7214.83.154		Лист	Масса	Масштаб
Колесо зубчатое		И	3,2	1:2
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71		Лист	Группа	
Изм/лист	Лист	Подп	Дата	
Разраб				
Пров				
Т.контр				
И.контр				
Суб				

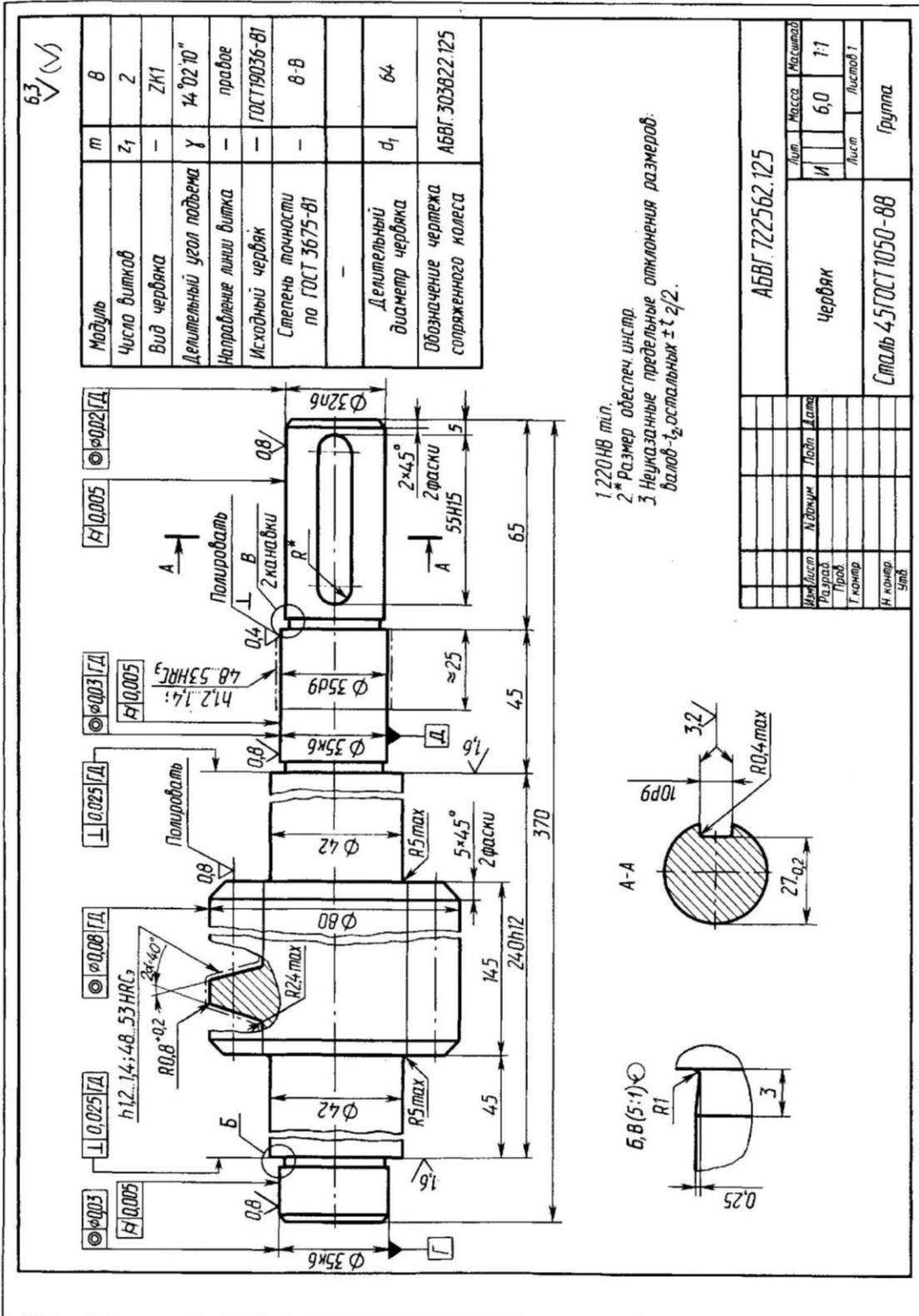
Пример рабочего чертежа цилиндрического зубчатого колеса



Пример рабочего чертежа вала-шестерни конической



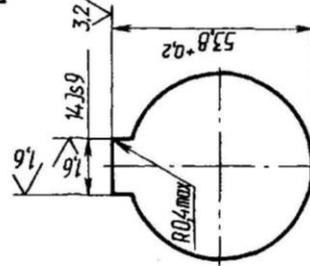
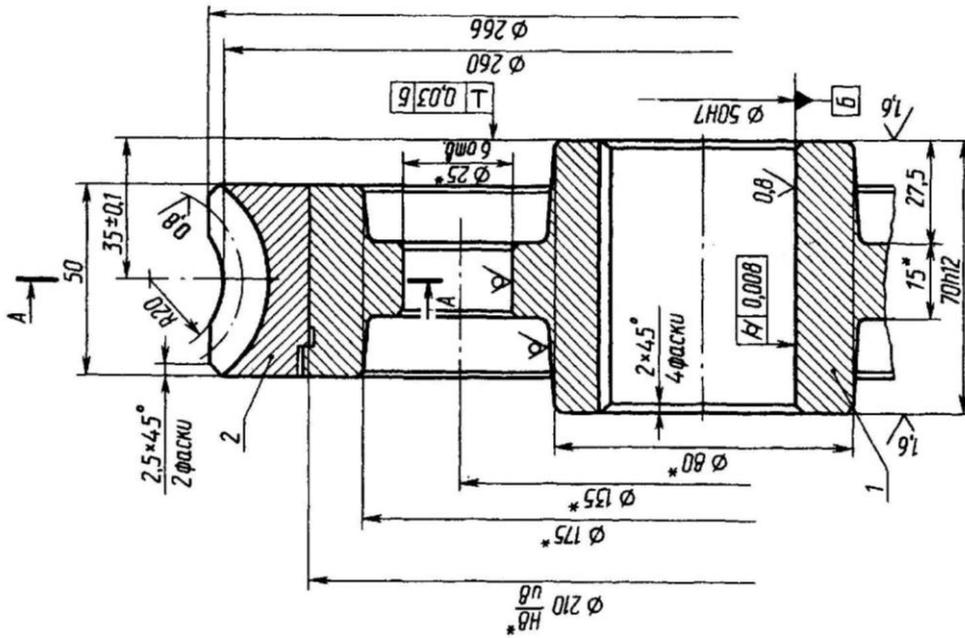
Пример рабочего чертежа конического зубчатого колеса



Пример рабочего чертежа вала-червяка

63/√(✓)

Модуль	m	5
Число зубьев	z ₂	50
Направление линии зуба		правое
Коэффициент смещения червяка	x	0
Исходный производящий червяк		ГОСТ 19036-75
Степень точности по ГОСТ 3675-81		8-8
Межосевое расстояние a _ш		130
Делительный диаметр червячного колеса d ₂		250
Вид сопряженного червяка		ZA
Число витков сопряженного червяка z ₁		2
Обозначение чертежа сопряженного червяка		АБВГ.722562.067

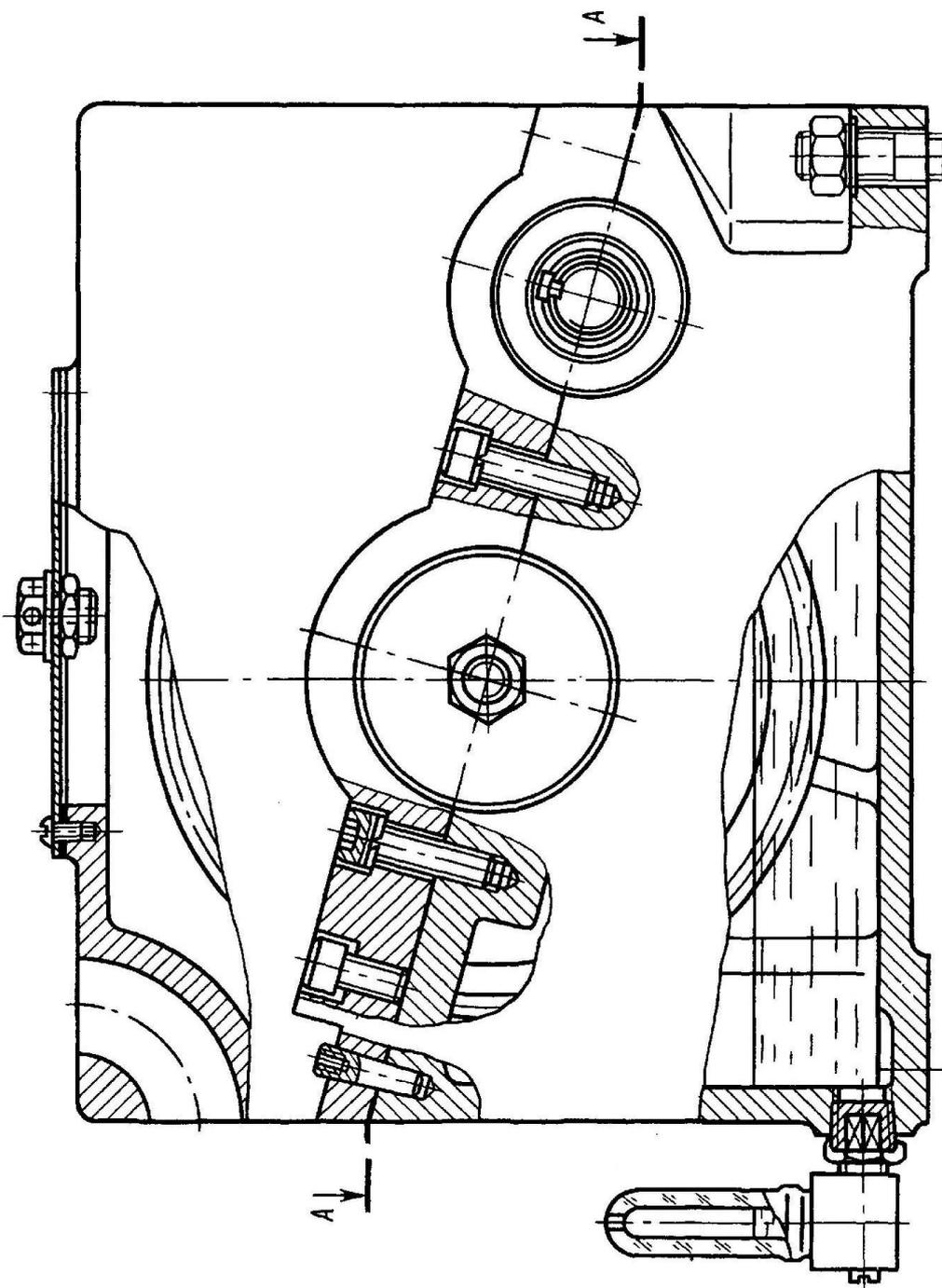


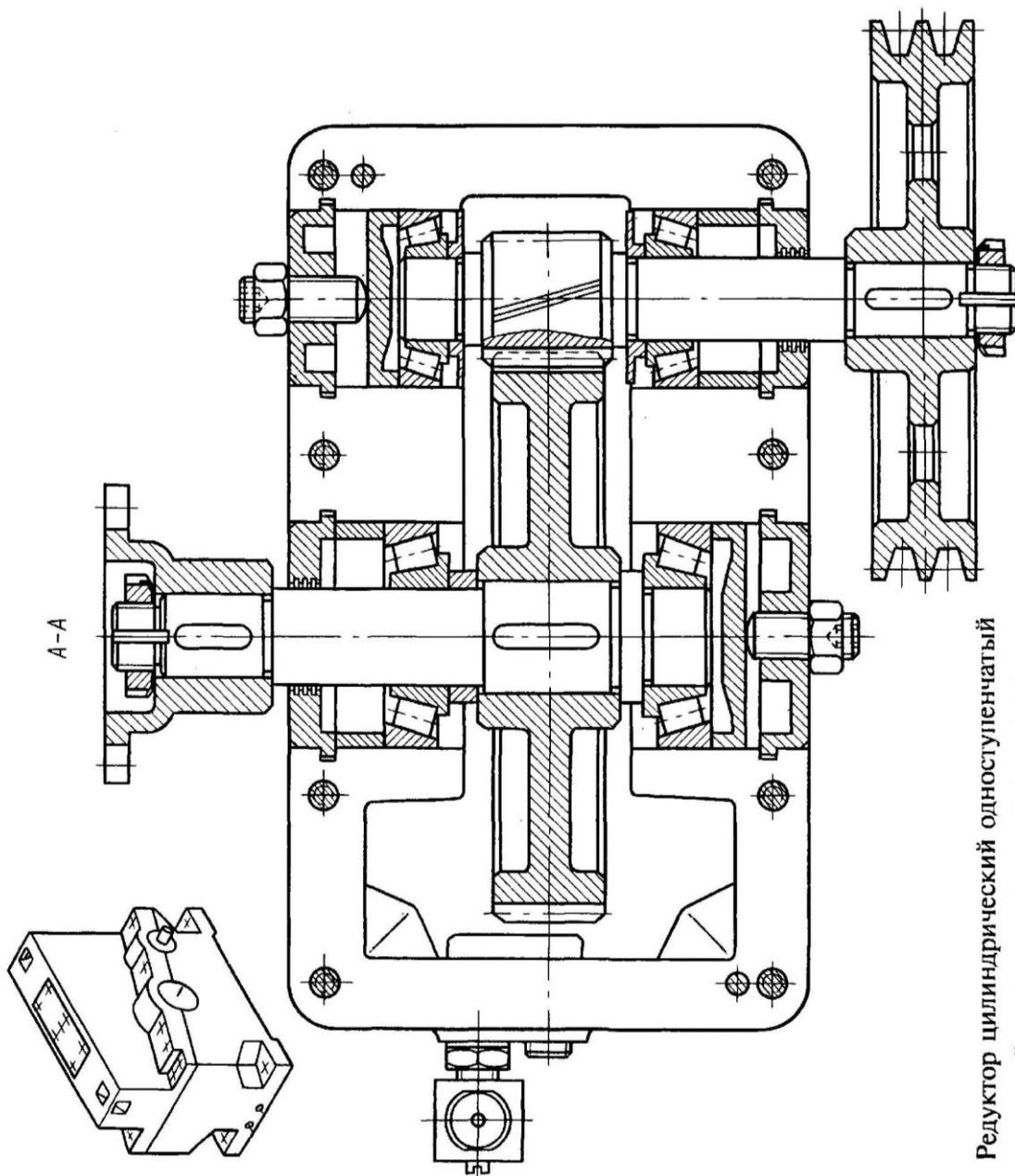
- 1* Размеры для справок.
- 2 Неуказанные радиусы 5мм max.
- 3 Углы формовочные 3°.
- 4 Неуказанные предельные отклонения размеров: валов- t_2 остальных $\pm t_2/2$.

АБВГ.303822.067 СБ		Лист	Масса	Кол-во листов
Колесо червячное.		И	6,7	1:1
Сборочный чертеж		Лист		Листов Т
		Группа		

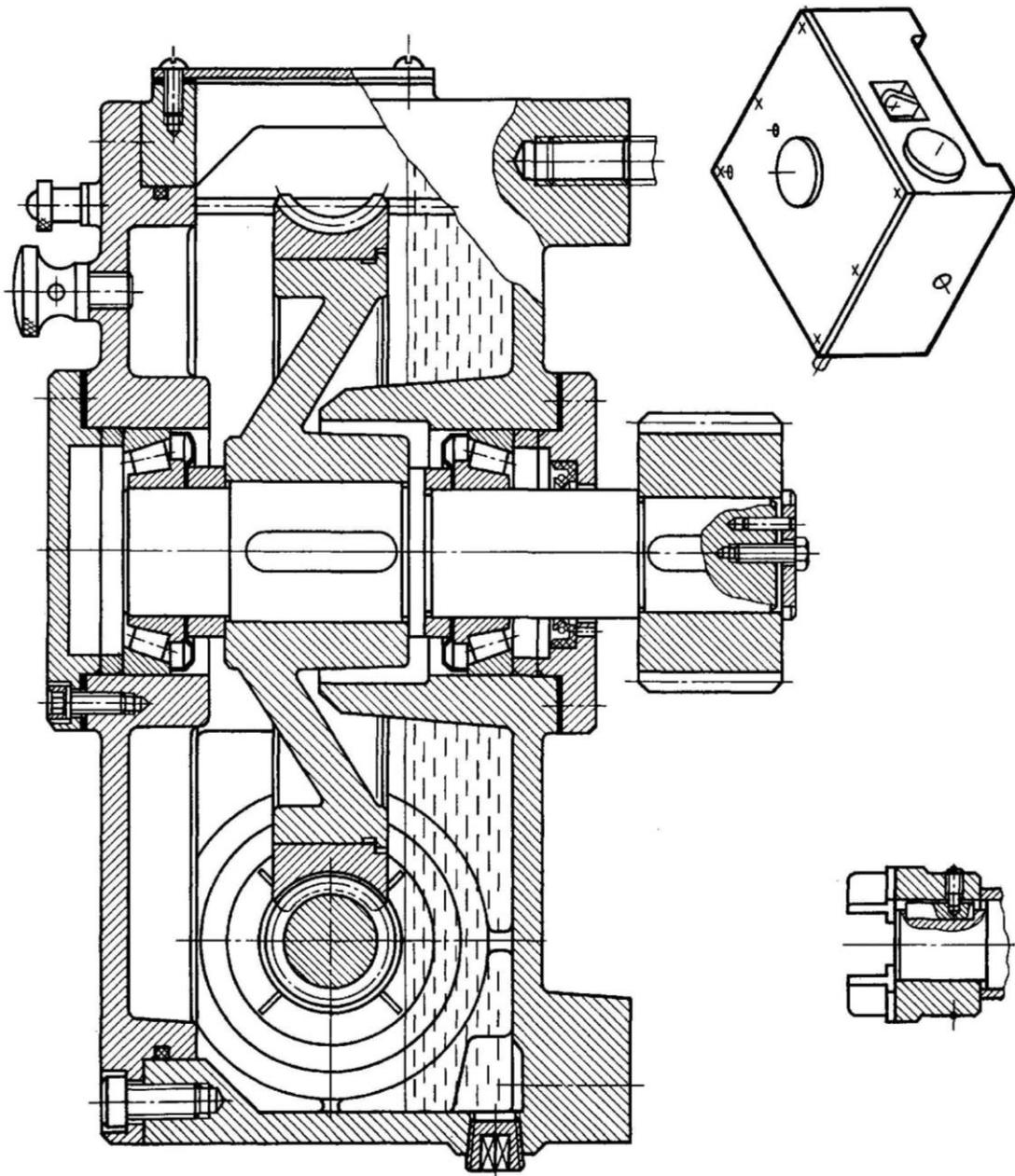
Пример сборочного чертежа червячного колеса

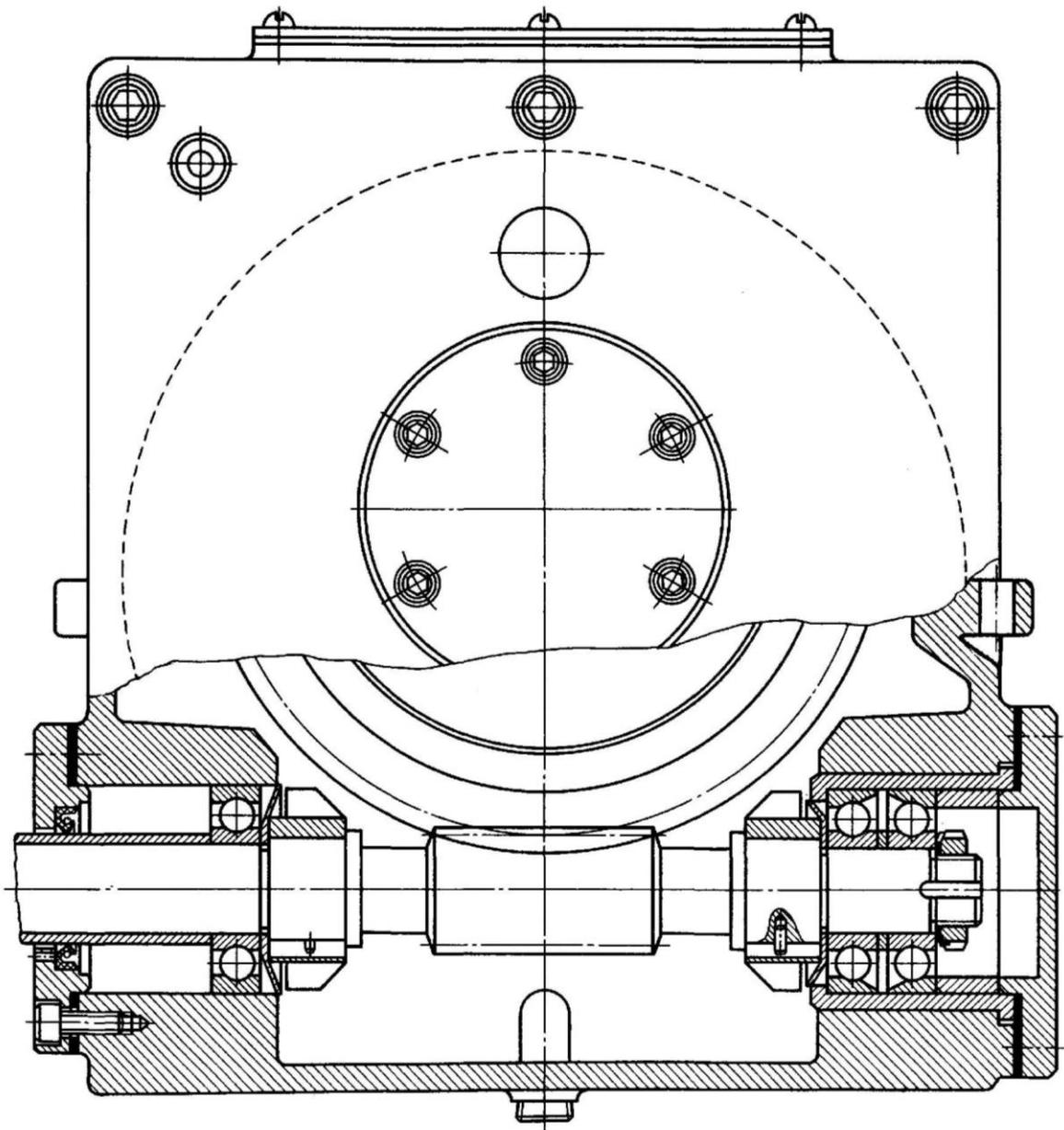
Шкив, гайка, шайба не показаны



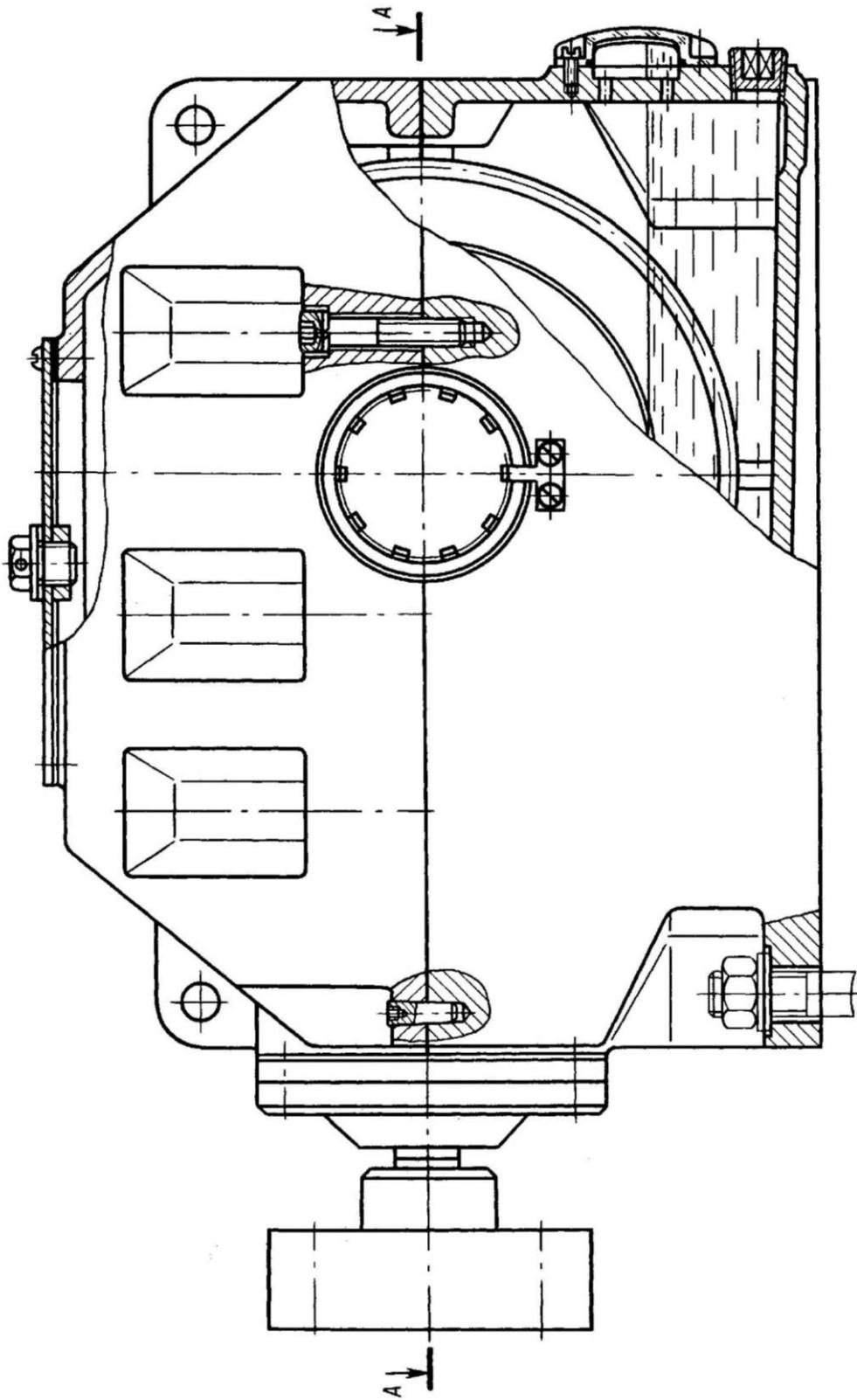


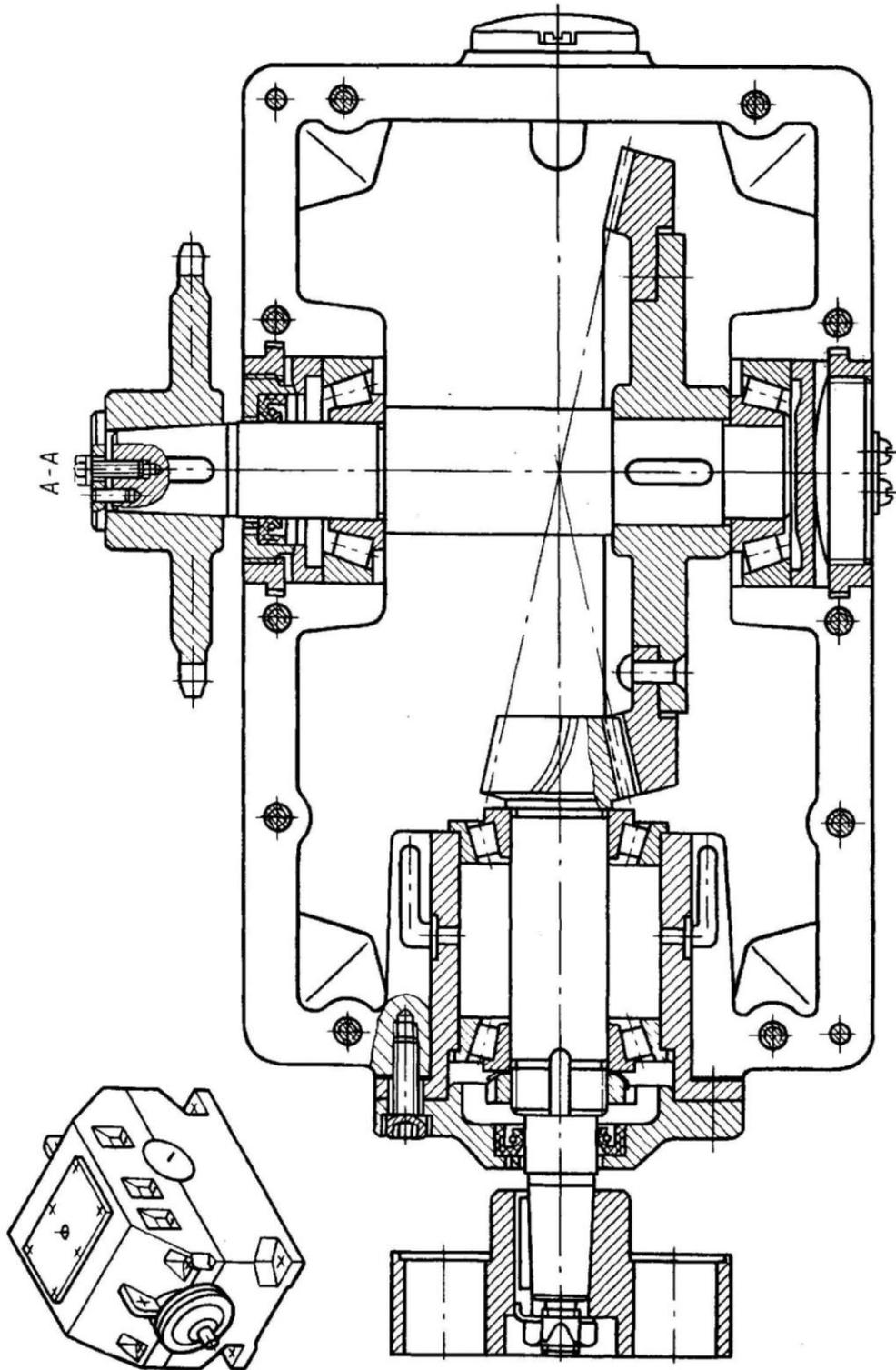
Редуктор цилиндрический одноступенчатый
горизонтальный с наклонным разъемом корпуса



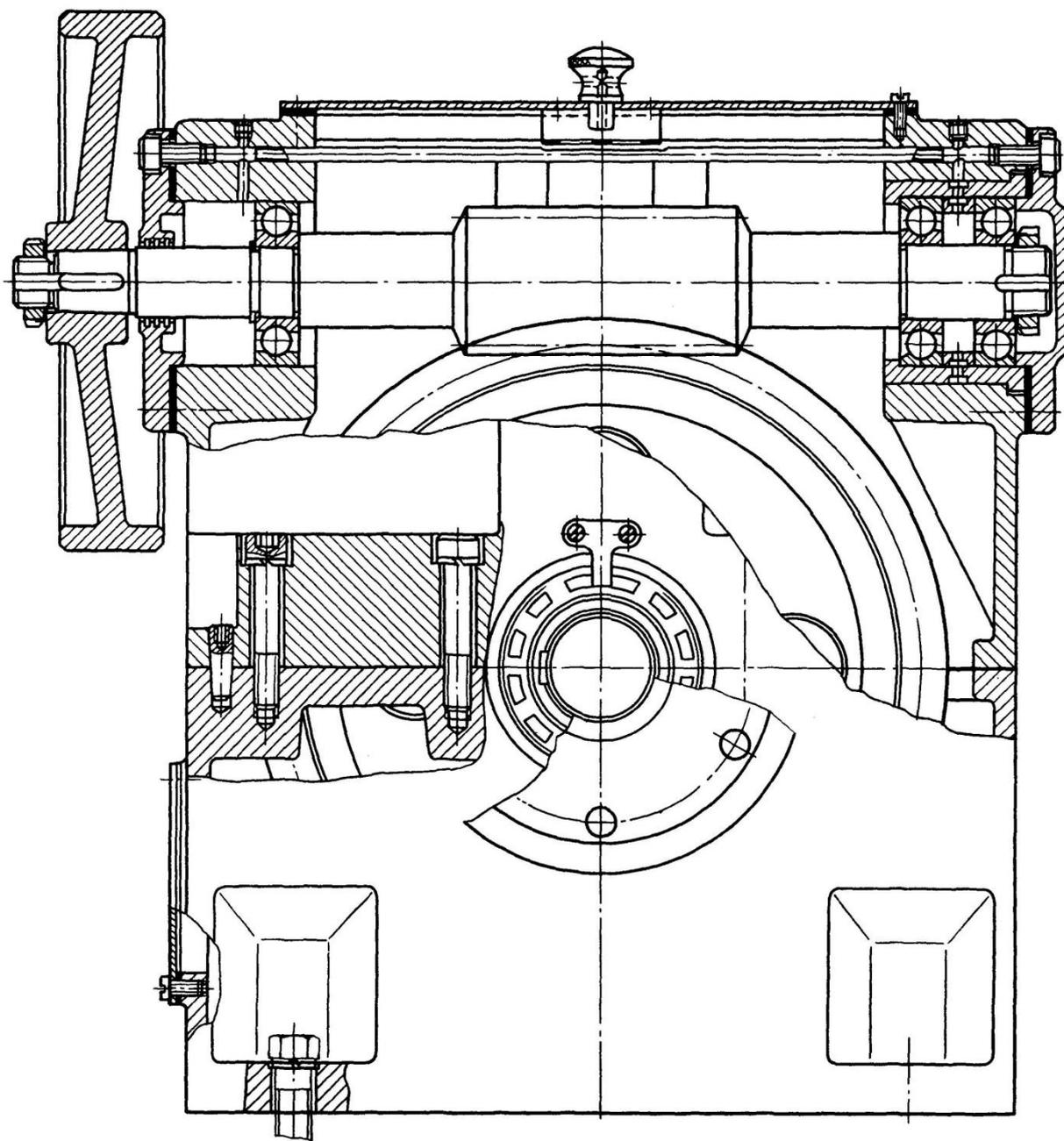


Редуктор
червячный одноступенчатый с боковым расположением червяка

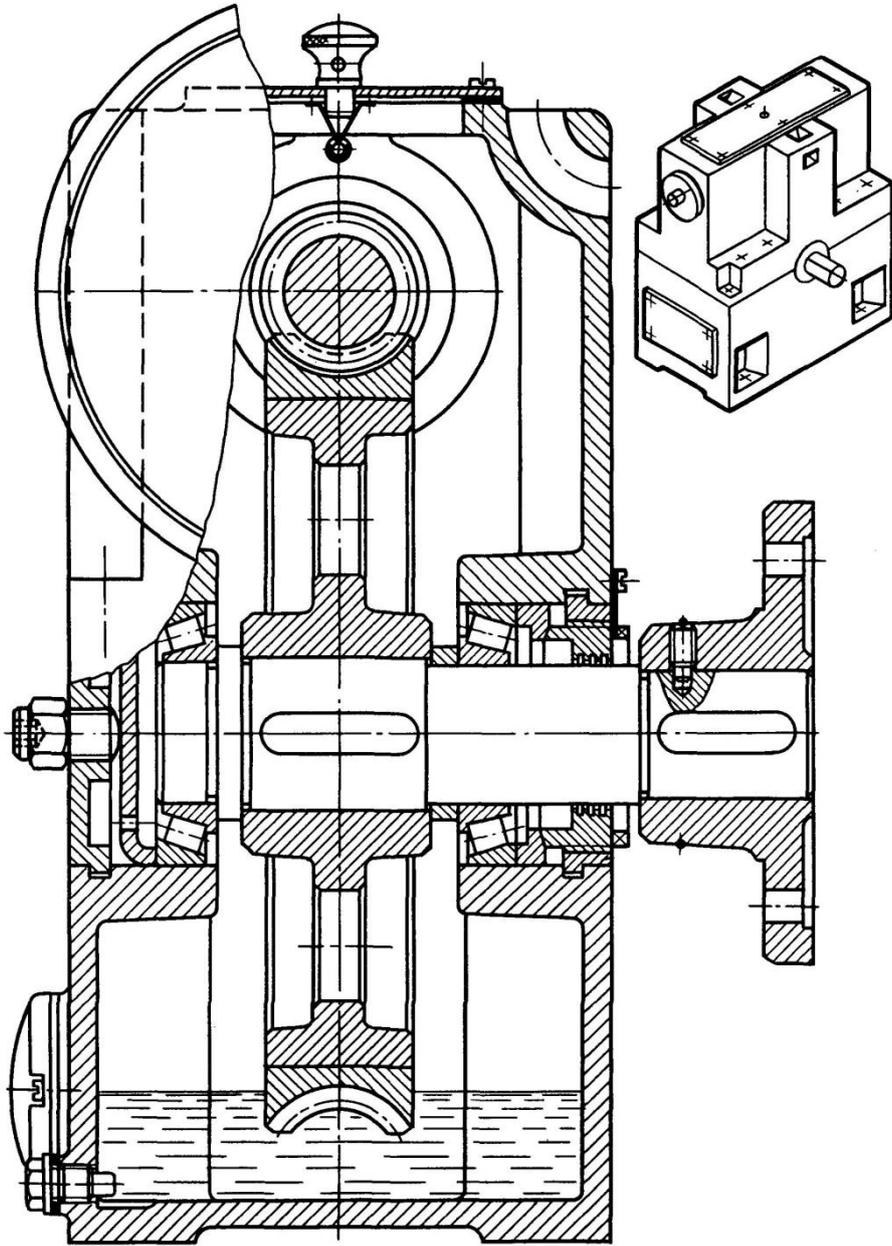




Редуктор конический одноступенчатый горизонтальный



Редуктор червячный одноступенчатый

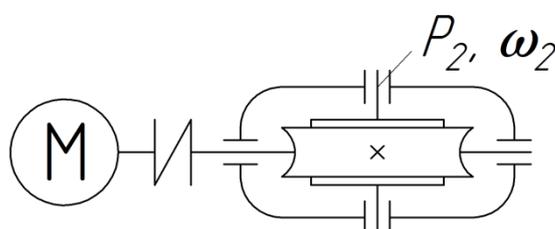


с верхним расположением червяка

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 1	

Спроектировать привод к ленточному транспортеру для зерносклада

Схема привода

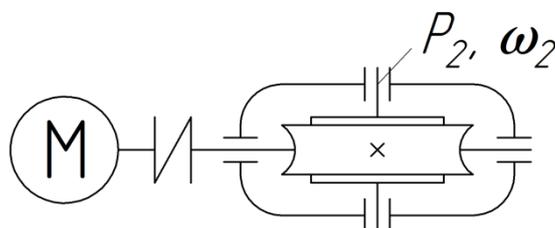


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	3	3,3	3,6	3,9	4,2	4,5	4,8	5,1	5,4	5,7
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с ⁻¹	2	2,5	3	3,5	2	2,5	3	3,5	2	2,5
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 2	

Спроектировать привод к конвейеру для сортировки

Схема привода

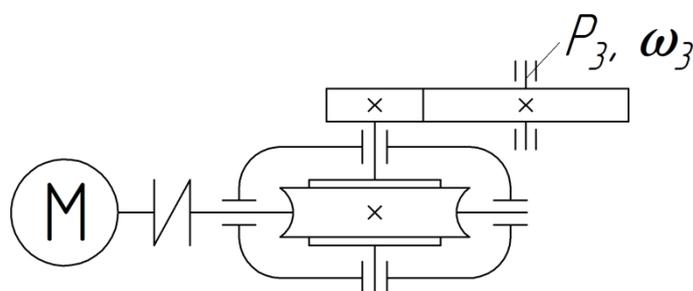


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	0,5	0,8	1,1	1,4	1,7	2	2,3	2,6	2,9	3,2
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	4	4,5	5	5,5	4	4,5	5	5,5	4	4,5
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 3	

Спроектировать привод к голтовочному барабану

Схема привода

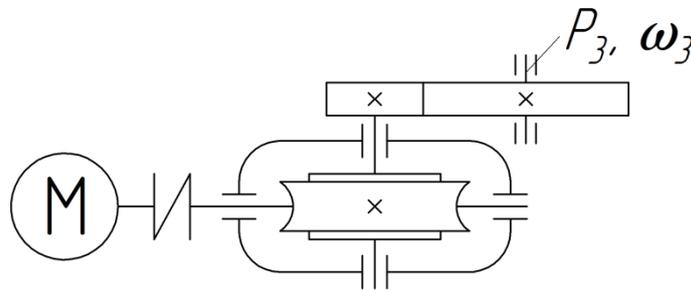


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	4,1	4,4	4,7	5	5,3	5,6	5,9	6,2	6,5	6,8
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с ⁻¹	1,8	2,1	2,4	2,7	1,8	2,1	2,4	2,7	1,8	2,1
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 4	

Спроектировать привод к ленточному транспортеру для корнеплодов

Схема привода

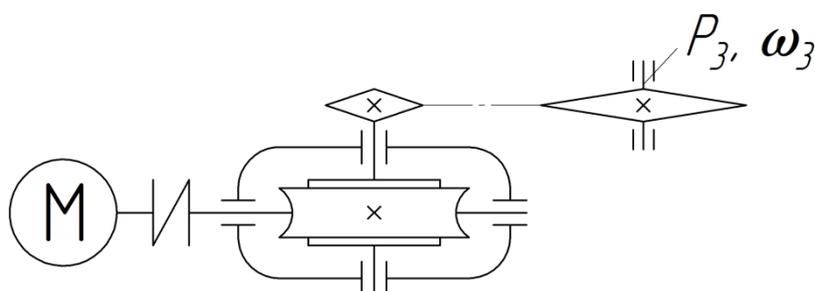


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	5,1	5,4	5,7	6	6,3	6,6	6,9	7,2	7,5	7,8
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	1	1,2	1,4	1,6	1	1,2	1,4	1,4	1	1,2
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 5	

Спроектировать привод к транспортеру-погрузчику

Схема привода

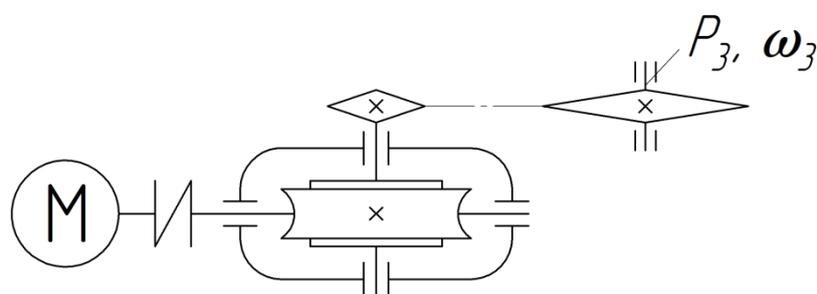


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	4,3	4,6	4,9	5,2	5,5	5,8	6,1	6,4	6,7	7
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с ⁻¹	1,4	1,7	2	2,3	1,4	1,7	2	2,3	1,4	1,7
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 6	

Спроектировать привод к скребковому транспортеру

Схема привода

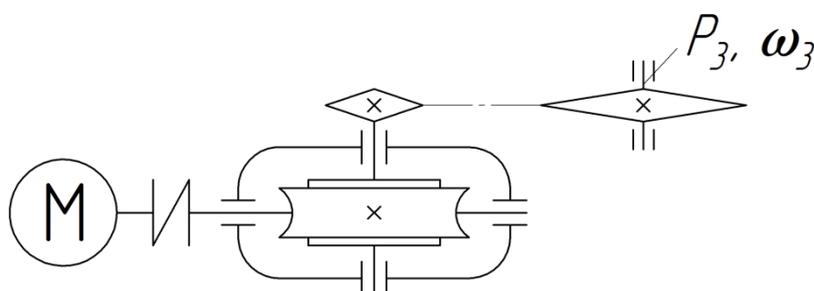


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3	3,3	3,6	3,9
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	1,9	2,2	2,5	2,8	1,9	2,2	2,5	2,8	1,9	2,2
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 7	

Спроектировать привод к ленточному транспортеру для корнеплодов

Схема привода

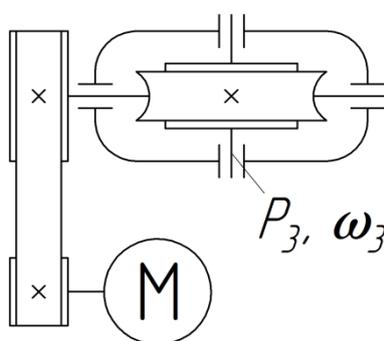


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	4,5	4,8	5,1	5,4	5,7	6	6,3	6,6	6,9	7,2
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	4,3	4,6	4,9	5,1	4,3	4,6	4,9	5,1	4,3	4,6
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 8	

Спроектировать привод к кормозапарнику-смесителю

Схема привода

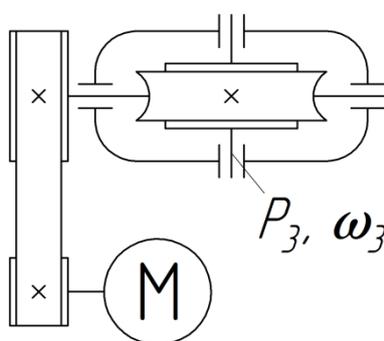


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	3,2	3,5	3,8	4,1	4,4	4,7	5	5,3	5,6	5,9
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	6	6,3	6,6	6,9	6	6,3	6,6	6,9	6,3	6,9
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 9	

Спроектировать привод к транспортеру для бахчевых культур

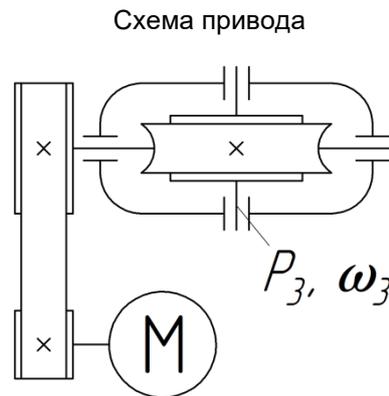
Схема привода



Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	5,4	5,7	6	6,3	6,6	6,9	7,2	7,5	7,8	8,1
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	2,3	2,5	2,8	3,1	2,3	2,5	2,8	3,1	2,3	2,5
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 10	

Спроектировать привод к навозному транспортеру

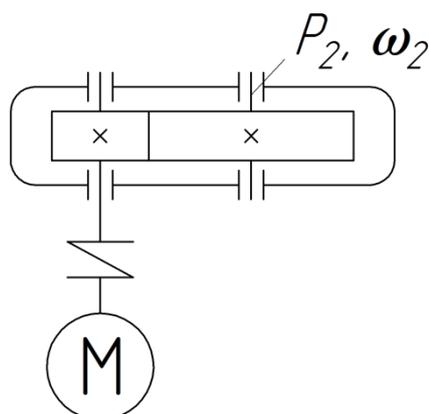


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5	2,8	3,1	3,4	3,7	4
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с ⁻¹	3,1	3,4	3,7	4	3,1	3,4	3,7	4	3,1	3,4
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 11	

Спроектировать привод к транспортеру для бахчевых культур

Схема привода

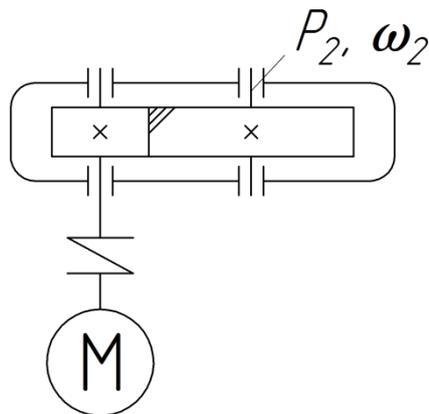


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	4	4,3	4,6	4,9	5,2	5,5	5,8	6,1	6,3	6,6
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	46	43	40	37	34	31	29	26	23	20
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 12	

Спроектировать привод к ленточному транспортеру для зерносклада

Схема привода

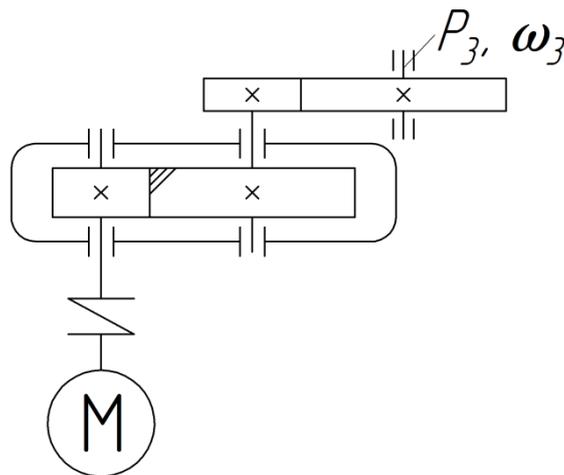


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	2	2,3	2,6	2,9	3,2	3,5	3,8	4,1	4,4	4,7
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с ⁻¹	34	31	28	25	20	23	26	29	32	35
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 14	

Спроектировать привод к ленточному транспортеру для кукурузы

Схема привода

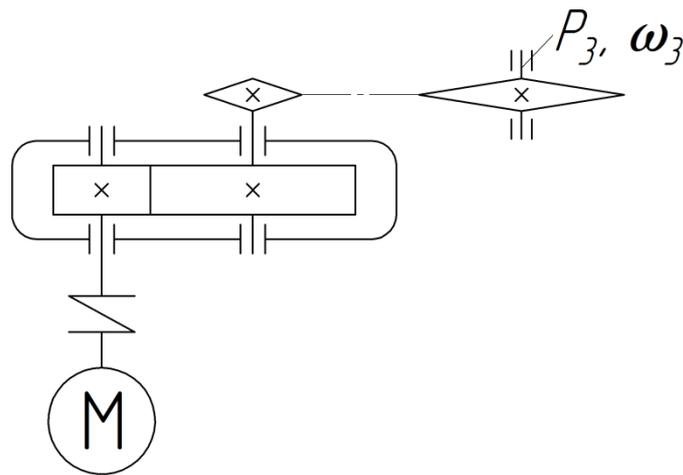


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	5,1	5,4	5,7	6	6,3	6,6	6,9	7,2	7,5	7,8
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	4	6	8	10	4	6	8	10	4	6
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 15	

Спроектировать привод к тяговой цепи конвейера для ремзавода

Схема привода

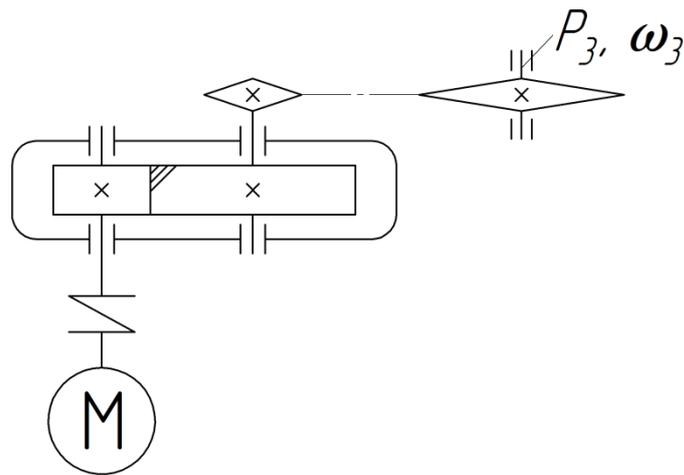


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{ввых}}$, кВт	4,3	4,6	4,9	5,2	5,5	5,8	6,1	6,4	6,7	7
Угловая скорость, $\omega_{\text{ввых}}$, с^{-1}	18	17	16	15	14	19	20	21	22	23
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 16	

Спроектировать привод к ленточному транспортеру

Схема привода

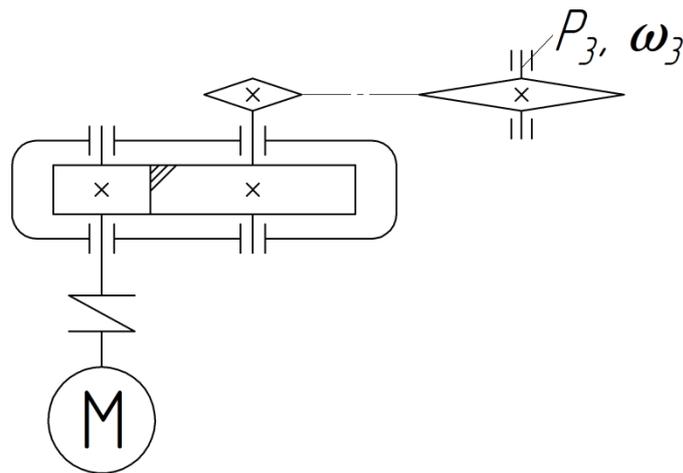


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	3,2	3,5	3,8	4,1	4,4	4,7	5	5,3	5,6	5,9
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	13	11	15	12	8	11	9	10	12	14
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 17	

Спроектировать привод к ленточному транспортеру кормоцеха

Схема привода

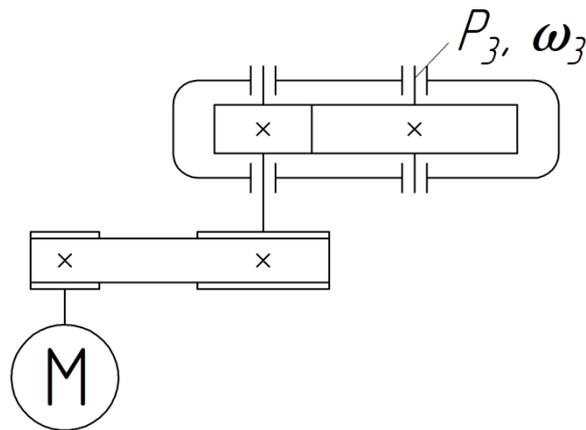


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{ввых}}$, кВт	4,1	4,4	4,7	5	5,3	5,6	5,9	6,2	6,5	6,8
Угловая скорость, $\omega_{\text{ввых}}$, с^{-1}	6	7	8	12	5	9	8	7	6	5
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 18	

Спроектировать привод к цепному транспортеру

Схема привода

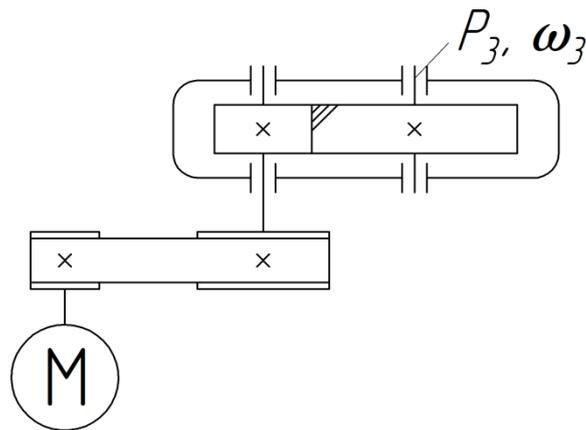


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вх}}$, кВт	6,4	6,7	7	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,1
Угловая скорость, $\omega_{\text{вх}}$, с^{-1}	10	9	7	6	5	8	11	12	14	13
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 19	

Спроектировать привод к транспортеру сухих кормов

Схема привода

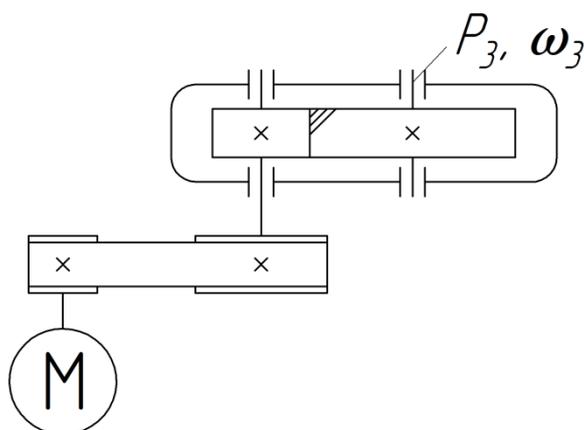


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вх}}$, кВт	1,4	1,7	2	2,3	2,6	2,9	3,2	3,5	3,8	4,1
Угловая скорость, $\omega_{\text{вх}}$, с ⁻¹	9	8	5	10	7	6	15	16	7	6
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 20	

Спроектировать привод к транспортеру для корнеплодов

Схема привода

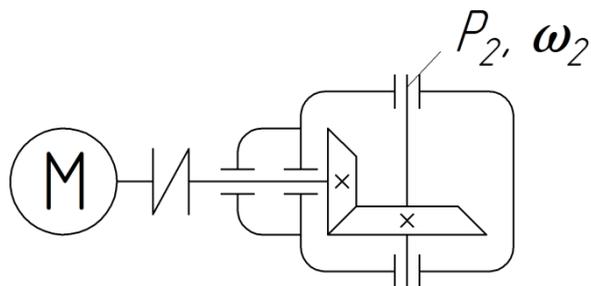


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вх}}$, кВт	5,7	6	6,3	6,6	6,9	7,2	7,5	7,8	8,1	8,4
Угловая скорость, $\omega_{\text{вх}}$, с^{-1}	7	5	6	8	6	10	9	5	8	9
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 21	

Спроектировать привод к конвейеру для сортировки

Схема привода

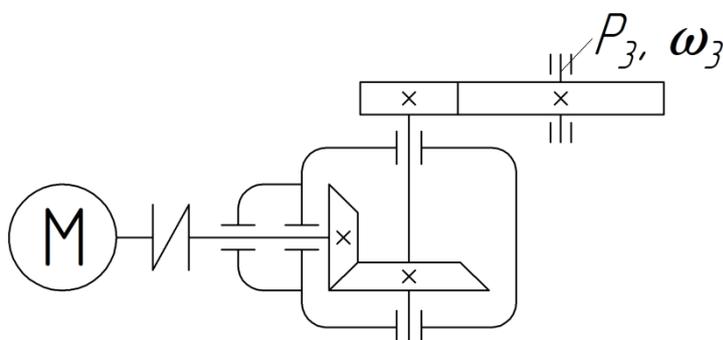


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{ввых}}$, кВт	3,6	3,9	4,2	4,5	4,8	5,1	5,4	5,7	6	6,3
Угловая скорость, $\omega_{\text{ввых}}$, с ⁻¹	25	28	31	34	38	35	32	29	26	23
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 22	

Спроектировать привод к скребковому транспортеру

Схема привода

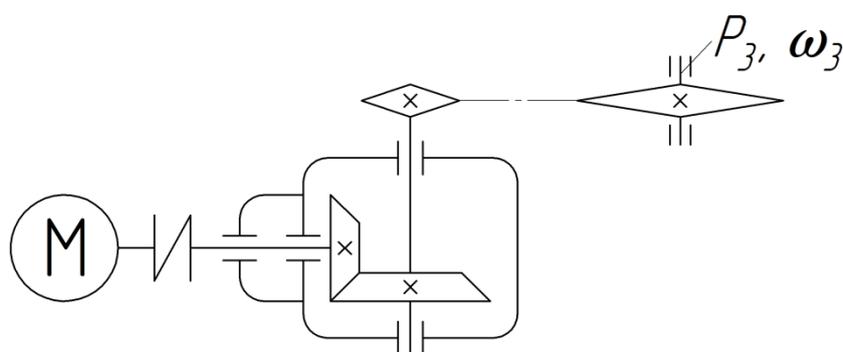


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	2,3	2,6	2,9	3,2	3,5	3,8	4,1	4,4	4,7	5
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	23	28	29	24	26	21	22	25	20	28
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 23	

Спроектировать привод к навозному транспортеру

Схема привода

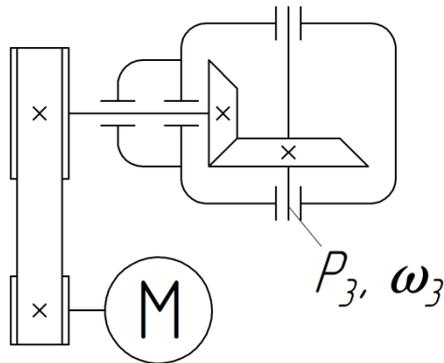


Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	4,7	5	5,3	5,6	5,9	6,2	6,5	6,8	7,1	7,4
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с ⁻¹	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

БГАУ	Курсовой проект (работа) по дисциплине «Детали машин»	Кафедра механики и основ конструирования
	Задание № 24	

Спроектировать привод к транспортеру для кукурузы

Схема привода



Курсовой проект					Курсовая работа (БТП)					
Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Сборочный чертеж редуктора (А-1) 3. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					Разработать и вычертить: 1. Общий вид привода (А-1) 2. Рабочие чертежи двух сопряженных деталей					
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потребляемая мощность $P_{\text{вых}}$, кВт	1,9	2,2	2,5	2,8	3,1	3,4	3,7	4	4,3	4,6
Угловая скорость, $\omega_{\text{вых}}$, с^{-1}	4	10	12	6	5	9	7	8	4	11
Исполнитель					Группа					
Консультант					Вариант					

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ (<i>В.В. Варывдин, Н.Ю. Кожухова</i>).....	3
1. Содержание работы	5
2. Типы редукторов и электродвигателей	7
3. Выбор электродвигателя.....	9
4. Содержание графической части проекта	14
ЗАДАЧА №1 Пример расчета привода, содержащего открытую зубчатую передачу и конический редуктор (<i>В.В. Варывдин</i>)	19
1. Кинематический и силовой расчет привода	19
2. Расчет открытой зубчатой передачи.....	21
3. Расчет закрытой зубчатой пары конического редуктора	24
4. Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора	31
5. Проверка долговечности подшипников	34
6. Проверка вала на статическую прочность	38
7. Расчет вала на усталость.....	38
Контрольные вопросы к задаче №1	41
ЗАДАЧА №2 Вариант расчета привода с зубчатым цилиндрическим редуктором по исходным данным предыдущей задачи (<i>В.В. Никитин</i>).....	42
1. Кинематический и силовой расчет привода	42
2. Расчет цепной передачи	43
3. Расчет закрытой зубчатой пары цилиндрического редуктора.....	45
4. Предварительный расчет валов редуктора	50
Контрольные вопросы к задаче № 2	59
ЗАДАЧА №3 Пример расчета привода, содержащего червячный редуктор (<i>Н.Ю. Кожухова</i>)	60
1. Кинематический и силовой расчет привода	60
2. Расчет плоскоременной передачи	62
3. Расчет клиноременной передачи.....	65
4. Расчет червячной передачи.....	68
5. Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора	72
6. Проверка долговечности подшипников	74
Контрольные вопросы к задаче №3	80
2. Использование системы автоматизированного проектирования машин (<i>Н.А. Романев</i>)	81

2.1. Краткое описание APM WinMachine.....	81
2.2. APM WinJoint.....	81
2.3. APM WinShaft.....	82
2.4. APM WinBear.....	83
2.5. APM WinTrans.....	85
2.6. APM Graph.....	86
2.7. Пример использования APM WinMachine.....	89
2.7.1 Расчет зубчатых передач.....	89
2.7.2 Расчет передач в режиме APM WinMachine.....	93
2.7.4 Расчет соединений.....	99
2.7.5. Расчет валов.....	101
2.7.6 Расчет подшипников.....	104
Заключение.....	115
Литература.....	116
Приложения.....	117

Учебное издание

Варывдин Владимир Васильевич
Никитин Виктор Васильевич
Кожухова Нэлли Юрьевна
Романеев Николай Александрович

Курсовое проектирование деталей машин

Учебное пособие

Редактор Павлютина И.П.

Компьютерный набор и верстка
Кожуховой Н.Ю. и Никитина В.В.



Подписано к печати 9.10.2016 г. Формат 60x84 1/12. Бумага печатная.
Усл. п.л. 10,99. Тираж 200. Издат. №5131.

Издательство Брянского государственного аграрного университета
243365 Брянская обл., Выгоничский р-он, с. Кокино, Брянский ГАУ