

**НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ**

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**Задания и методические указания
для выполнения курсового проекта**

Новосибирск 2016

Кафедра теоретической и прикладной механики

Составитель: Л.Н. Ишутина

Детали машин и основы конструирования. Задания и методические указания для выполнения курсового проекта / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженерн. Ин-т; сост. Л.Н. Ишутина – Новосибирск, 2016. – 89 с.

В методических указаниях представлены задания для выполнения курсового проекта, необходимые формулы и справочные данные для расчета.

Предназначены для самостоятельной работы студентов очного отделения Инженерного института НГАУ и для студентов Института заочного образования и повышения квалификации НГАУ всех профилей и направлений, выполняющих курсовой проект.

Утверждены и рекомендованы к изданию методическим советом Инженерного института (протокол № 1 от 30 августа 2016 г.).

© Новосибирский государственный
аграрный университет, 2016

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по деталям машин и основам конструирования представляет заключительный этап в изучении этой дисциплины. Цель выполнения проекта – углубление и закрепление теоретических знаний, полученных студентом при изучении общетехнических дисциплин.

В методические указания включены варианты индивидуальных заданий на курсовое проектирование по курсу «Детали машин», а так же вопросы оформления и последовательности расчета.

Работа предназначена для студентов дневного и заочного обучения.

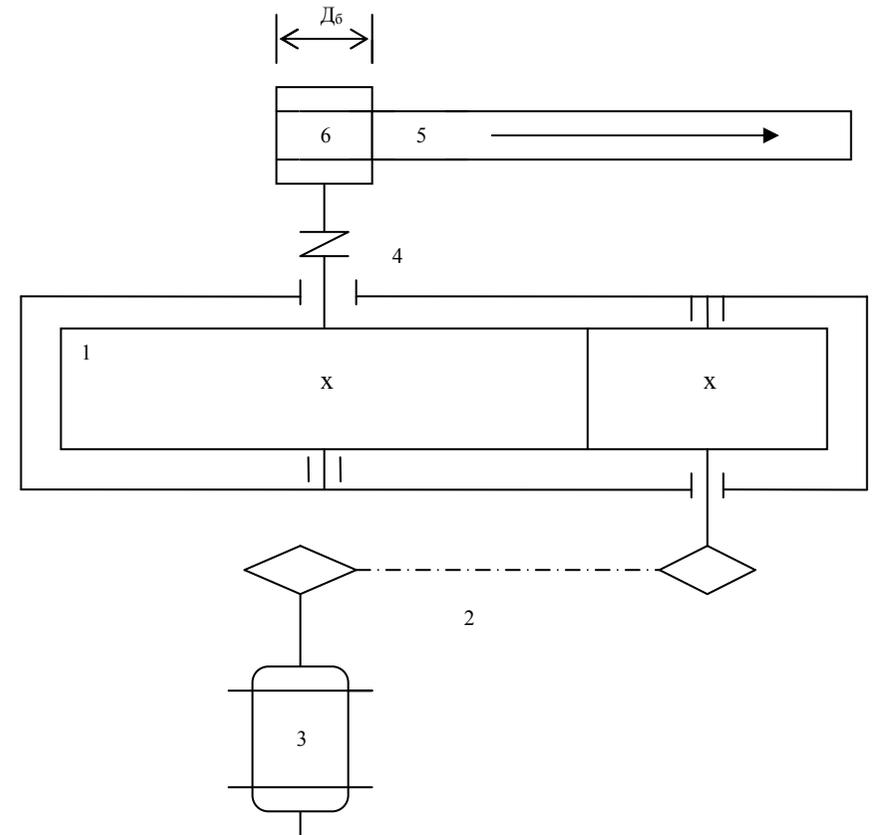
Студентам очного отделения номер варианта выдается руководителем проекта. Студенты-заочники задание на курсовое проектирование выбирают сами по трем последним цифрам шифра. По первой цифре шифра справа выбирается номер задания, по второй – номер варианта. Если третья цифра шифра справа 0, то берется задание из подварианта «а», если любая другая, то из подварианта «б».

Так например, студент, имеющий шифр зачетной книжки 13056 выполняет курсовой проект по заданию № 6, вариант № 5, подвариант «а», а студент с шифром 13134 – по заданию № 4, вариант № 3, подвариант «б».

Варианты задания № 1

№ пп	Диаметр барабана D_6 , м	Скорость V , м/с	Окружное усилие на барабане, Р,Н	Тип редуктора
1 а	0.15	0.7	8000	Цилиндрический прямозубый
1 б	0.15	0.65	7900	Цилиндрический прямозубый
2 а	0.16	0.65	7800	Цилиндрический прямозубый
2 б	0.16	0.6	7700	Цилиндрический прямозубый
3 а	0.17	0.6	7600	Цилиндрический прямозубый
3 б	0.17	0.55	7500	Цилиндрический прямозубый
4 а	0.18	0.55	7000	Цилиндрический косозубый
4 б	0.18	0.6	6800	Цилиндрический косозубый
5 а	0.19	0.65	6500	Цилиндрический косозубый
5 б	0.19	0.7	6200	Цилиндрический косозубый
6 а	0.2	0.75	6000	Цилиндрический косозубый
6 б	0.2	0.8	5800	Цилиндрический косозубый
7 а	0.21	0.85	5600	Цилиндрический косозубый
7 б	0.21	0.9	5400	Цилиндрический косозубый
8 а	0.22	1	4000	Цилиндрический шевронный
8 б	0.22	1.2	3800	Цилиндрический шевронный
9 а	0.23	1.5	3200	Цилиндрический шевронный
9 б	0.23	1.6	3000	Цилиндрический шевронный
0 а	0.24	1.8	2500	Цилиндрический шевронный
0 б	0.24	2	2200	Цилиндрический шевронный

Схема к варианту задания №1
Спроектировать привод к ленточному транспортеру:

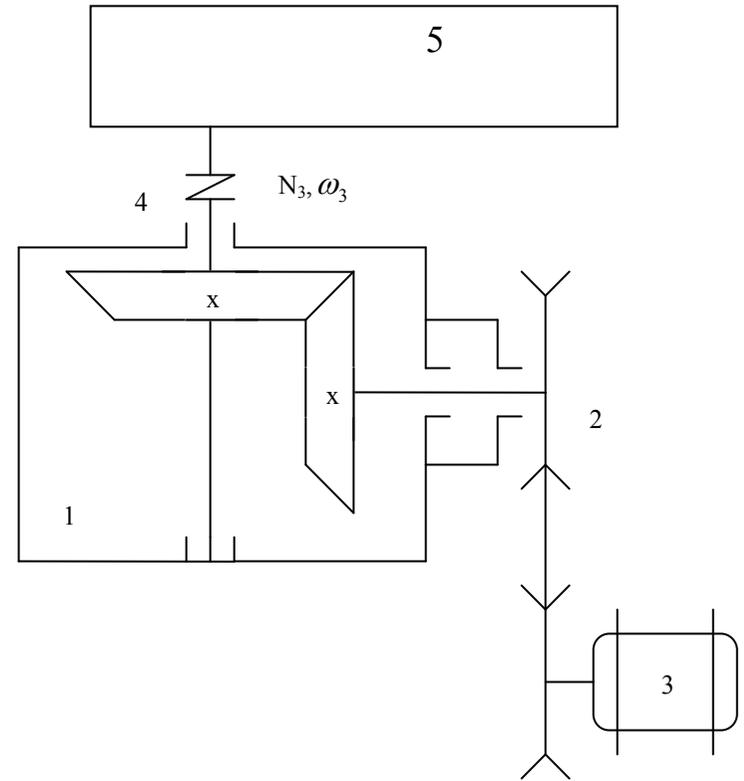


- 1.Редуктор
- 2.Цепная передача
- 3.Электродвигатель
- 4.Муфта
- 5.Лента транспортера
- 6.Ведущий барабан транспортера

Варианты задания № 2

№ пп	Мощность, потребляем. зерноочист. машиной N_3 , кВт	Угловая ско- рость вала зерноочист. машины ω_3 , 1/с	Расчетный срок эксплуатации редуктора Н, ч	Тип редуктора
1 а	10	40	7000	Конический прямозубый
1 б	9.5	38	7200	Конический прямозубый
2 а	9.2	36	7400	Конический прямозубый
2 б	9	34	7600	Конический прямозубый
3 а	8.8	32	7800	Конический прямозубый
3 б	8.6	30	8000	Конический прямозубый
4 а	8.4	28	8200	Конический прямозубый
4 б	8.2	26	8400	Конический прямозубый
5 а	8	24	8600	Конический прямозубый
5 б	7.5	25	8800	Конический прямозубый
6 а	7.2	23	9000	Конический прямозубый
6 б	7	22	9200	Конический прямозубый
7 а	6.5	21	9400	Конический прямозубый
7 б	6.3	20	9600	Конический прямозубый
8 а	6.1	33	9800	Конический прямозубый
8 б	6	31	10000	Конический прямозубый
9 а	5.8	22	8500	Конический прямозубый
9 б	5.6	20	8700	Конический прямозубый
0 а	5.4	19	8900	Конический прямозубый
0 б	5	18	9100	Конический прямозубый

Схема к варианту задания №2
Спроектировать привод к зерноочистительной машине:

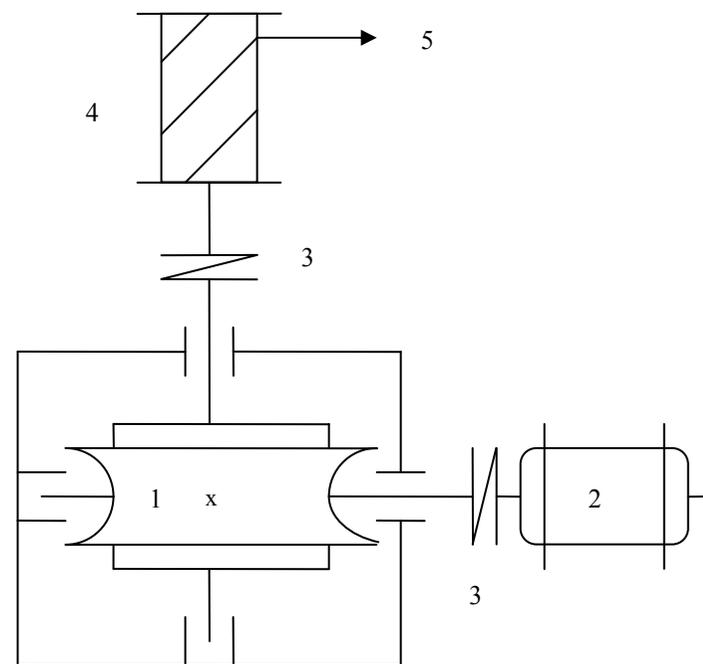


- 1.Редуктор
- 2.Клиноременная передача
- 3.Электродвигатель
- 4.Муфта
- 5.Зерноочистительная машина

Варианты задания № 3

№ пп	Диаметр барабана D_b , м	Скорость троса V , м/с	Усилие на канате P , Н	Тип зацепления
1 а	0.25	0.7	4000	Архимедов червяк
1 б	0.25	0.7	4000	Архимедов червяк
2 а	0.3	0.65	3800	Архимедов червяк
2 б	0.3	0.65	3800	Архимедов червяк
3 а	0.65	0.6	3600	Конволютный червяк
3 б	0.65	0.6	3600	Конволютный червяк
4 а	0.38	0.55	3400	Конволютный червяк
4 б	0.38	0.55	3400	Конволютный червяк
5 а	0.4	0.5	3200	Эвольвентный червяк
5 б	0.4	0.5	3200	Эвольвентный червяк
6 а	0.32	0.52	3000	Эвольвентный червяк
6 б	0.32	0.52	3000	Эвольвентный червяк
7 а	0.28	0.62	2800	Архимедов червяк
7 б	0.28	0.62	2800	Архимедов червяк
8 а	0.36	0.66	2600	Архимедов червяк
8 б	0.36	0.66	2600	Архимедов червяк
9 а	0.42	0.54	2400	Эвольвентный червяк
9 б	0.42	0.54	2400	Эвольвентный червяк
0 а	0.34	0.56	2200	Эвольвентный червяк
0 б	0.34	0.56	2200	Эвольвентный червяк

Схема к варианту задания №3
Спроектировать привод к лебедке:

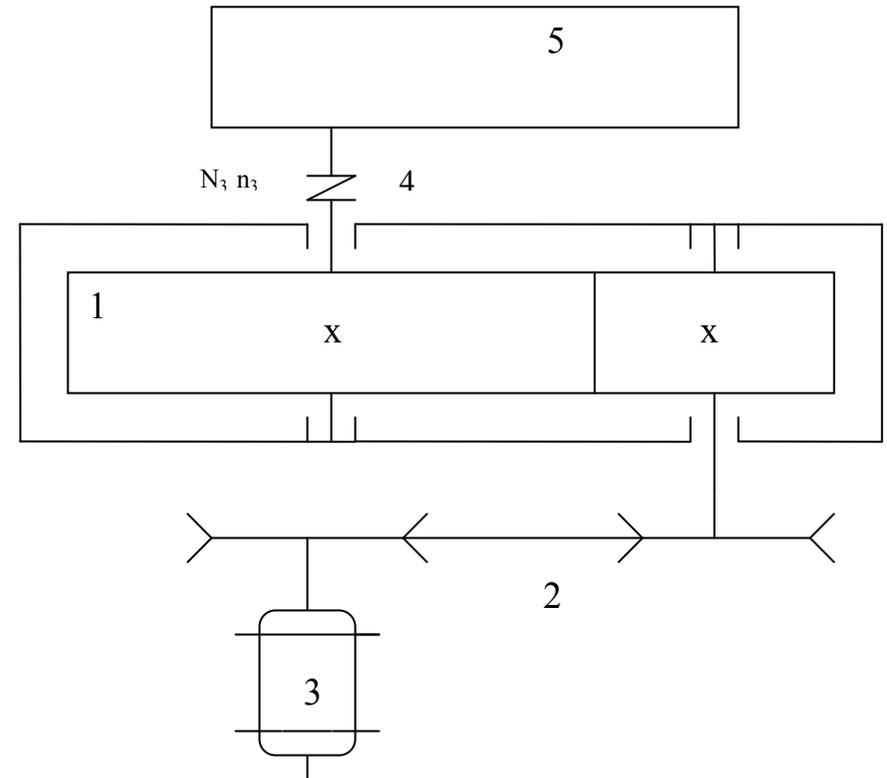


- 1.Редуктор червячный
- 2.Электродвигатель
- 3.Муфта
- 4.Барабан
- 5.Трос

Варианты задания № 4

№ пп	Мощность на выходном валу редуктора N_3 , кВт	Число оборотов выходного вала редуктора n_3 , об/мин.	Тип редуктора
1 а	9.5	140	Цилиндрический прямозубый
1 б	9.2	150	Цилиндрический прямозубый
2 а	9	160	Цилиндрический прямозубый
2 б	8.8	170	Цилиндрический прямозубый
3 а	8.6	180	Цилиндрический косозубый
3 б	8.4	190	Цилиндрический косозубый
4 а	8.2	200	Цилиндрический косозубый
4 б	8	210	Цилиндрический косозубый
5 а	7.8	220	Цилиндрический косозубый
5 б	7.4	230	Цилиндрический косозубый
6 а	7.2	240	Цилиндрический шевронный
6 б	7	250	Цилиндрический шевронный
7 а	6.8	260	Цилиндрический шевронный
7 б	6.4	270	Цилиндрический шевронный
8 а	6.2	280	Цилиндрический шевронный
8 б	6	290	Цилиндрический шевронный
9 а	5.8	300	Цилиндрический косозубый
9 б	5.6	310	Цилиндрический косозубый
0 а	5.4	320	Цилиндрический косозубый
0 б	5	330	Цилиндрический косозубый

Схема к варианту задания №4
Спроектировать привод к конвейеру:

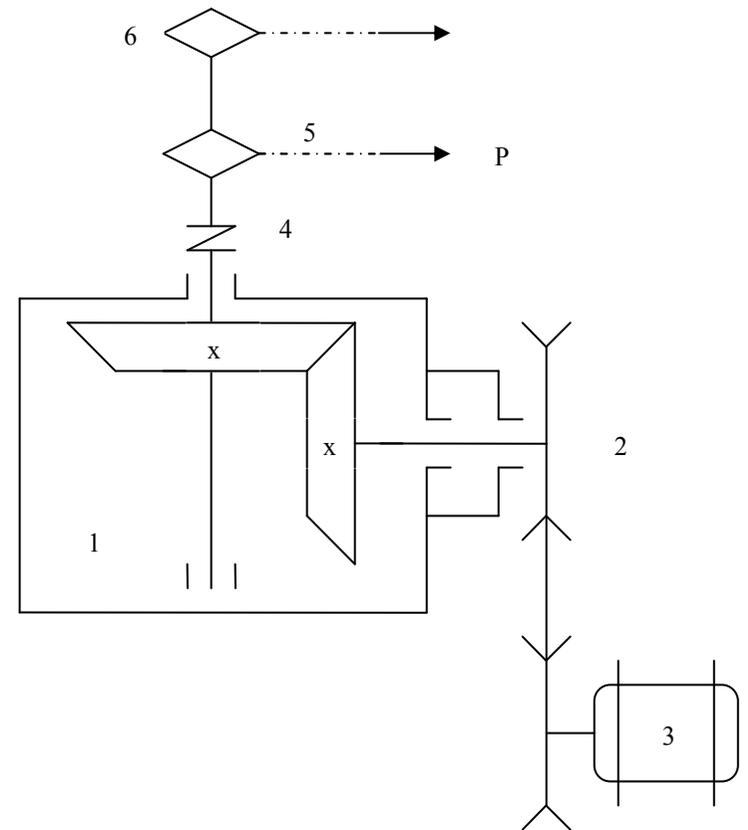


- 1.Редуктор
- 2.Клиноременная передача
- 3.Электродвигатель
- 4.Муфта
- 5.Конвейер

Варианты задания № 5

№ пп	Диаметр звездочки D_3 , м	Скорость цепи трансп. V , м/с	Усилие на цепи портера P , Н	Тип редуктора
1 а	0.15	1.2	4000	Конический прямозубый
1 б	0.18	1.3	3800	Конический прямозубый
2 а	0.2	1.4	3600	Конический прямозубый
2 б	0.22	1.5	3400	Конический прямозубый
3 а	0.24	1.6	3200	Конический прямозубый
3 б	0.26	1.7	3000	Конический прямозубый
4 а	0.28	1.8	2900	Конический прямозубый
4 б	0.3	1.9	2800	Конический прямозубый
5 а	0.32	2	2700	Конический прямозубый
5 б	0.34	2.1	2600	Конический прямозубый
6 а	0.36	2.2	2500	Конический прямозубый
6 б	0.38	2.3	2400	Конический прямозубый
7 а	0.4	2.4	2300	Конический прямозубый
7 б	0.42	2.5	2200	Конический прямозубый
8 а	0.44	2.6	2100	Конический прямозубый
8 б	0.46	2.7	2000	Конический прямозубый
9 а	0.48	2.8	1900	Конический прямозубый
9 б	0.5	2.9	1800	Конический прямозубый
0 а	0.52	3	1700	Конический прямозубый
0 б	0.54	3.2	1600	Конический прямозубый

Схема к варианту задания №5
Спроектировать привод к цепочно-планчатому транспортеру:

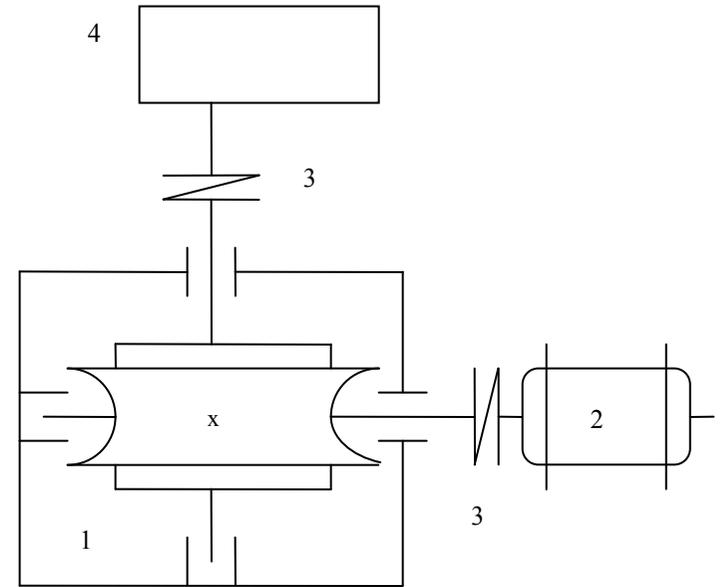


- 1.Редуктор
- 2.Клиноременная передача
- 3.Электродвигатель
- 4.Муфта
- 5.Цепь
- 6.Звездочка

Варианты задания № 6

№ пп	Крутящий момент на валу подвѐмника. T_3 , Н*м	Угловая скорость вала подвѐмника ω_3 , 1/с	Расчетный срок эксплуатации редуктора Н, ч	Тип зацепления
1 а	550	2	6000	Архимедов червяк
1 б	540	2.1	6200	Архимедов червяк
2 а	530	2.2	6400	Архимедов червяк
2 б	520	2.3	6600	Архимедов червяк
3 а	510	2.4	6800	Архимедов червяк
3 б	500	2.5	7000	Архимедов червяк
4 а	490	2.6	7200	Эвольвентный червяк
4 б	480	2.7	7400	Эвольвентный червяк
5 а	470	2.8	7600	Эвольвентный червяк
5 б	460	2.9	7800	Эвольвентный червяк
6 а	450	3	8000	Эвольвентный червяк
6 б	440	3.1	8200	Эвольвентный червяк
7 а	430	3.2	8400	Эвольвентный червяк
7 б	420	3.3	8600	Эвольвентный червяк
8 а	410	3.4	8800	Эвольвентный червяк
8 б	400	3.5	9000	Эвольвентный червяк
9 а	380	3.6	9200	Архимедов червяк
9 б	360	3.7	9400	Архимедов червяк
0 а	350	3.8	9600	Архимедов червяк
0 б	430	3.9	9800	Архимедов червяк

Схема к варианту задания №6
Спроектировать привод к подъёмному механизму:



- 1.Редуктор червячный
- 2.Электродвигатель
- 3.Муфта
- 4.Подъёмный механизм

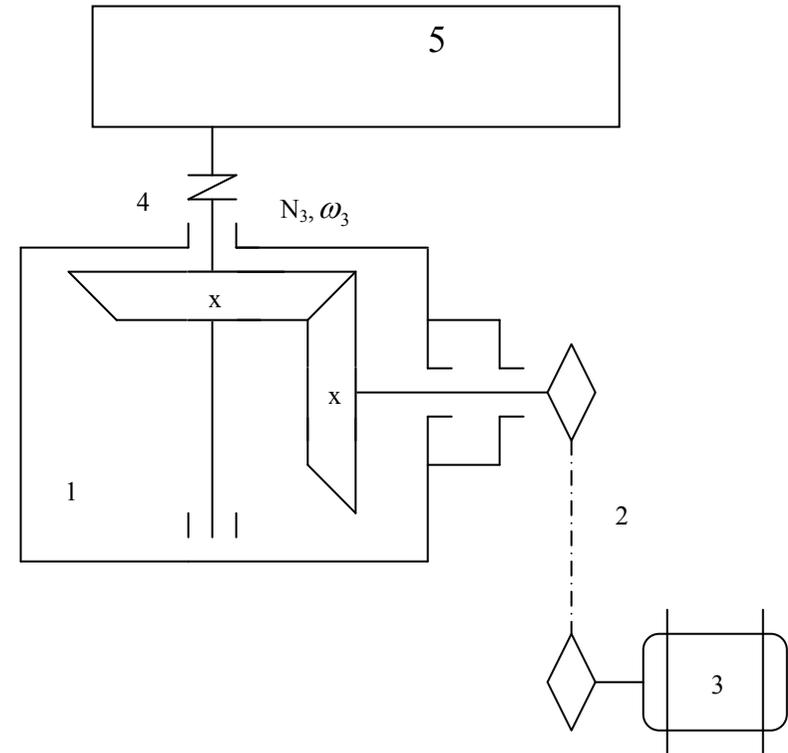
Варианты задания № 7

№ пп	Мощность на валу транспортера N_3 , кВт	Частота вращения вала транспортера n_3 , об/мин.	Тип редуктора
1 а	5	160	Цилиндрический прямозубый
1 б	5.2	170	Цилиндрический прямозубый
2 а	5.4	180	Цилиндрический прямозубый
2 б	5.6	190	Цилиндрический прямозубый
3 а	5.8	200	Цилиндрический прямозубый
3 б	6	210	Цилиндрический прямозубый
4 а	6.2	220	Цилиндрический шевронный
4 б	6.4	230	Цилиндрический шевронный
5 а	6.6	240	Цилиндрический шевронный
5 б	6.8	250	Цилиндрический шевронный
6 а	7.5	260	Цилиндрический шевронный
6 б	7.2	270	Цилиндрический шевронный
7 а	7.4	280	Цилиндрический косозубый
7 б	7	290	Цилиндрический косозубый
8 а	6.5	270	Цилиндрический косозубый
8 б	6.2	260	Цилиндрический косозубый
9 а	6	250	Цилиндрический косозубый
9 б	5.5	240	Цилиндрический косозубый
0 а	5.2	230	Цилиндрический косозубый
0 б	5	220	Цилиндрический косозубый

Варианты задания № 8

№ пп	Угловая скорость вала гра- нулятора ω_3 , 1/с	Мощность потреб. гранулято- ром N, кВт	Расчетный срок эксплуатации гранулятора Н, ч	Тип редуктора
1 а	18	6	6000	Конический прямозубый
1 б	19	6.2	6200	Конический прямозубый
2 а	20	6.5	6400	Конический прямозубый
2 б	21	7	6600	Конический прямозубый
3 а	22	7.2	6800	Конический прямозубый
3 б	23	7.5	7000	Конический прямозубый
4 а	24	8	7200	Конический прямозубый
4 б	25	8.2	7400	Конический прямозубый
5 а	26	8.4	7600	Конический прямозубый
5 б	27	8.6	7800	Конический прямозубый
6 а	28	9	8000	Конический прямозубый
6 б	29	9.2	8200	Конический прямозубый
7 а	30	9.4	8400	Конический прямозубый
7 б	31	9.6	8600	Конический прямозубый
8 а	32	9	8800	Конический прямозубый
8 б	33	8.5	9000	Конический прямозубый
9 а	34	8.2	9200	Конический прямозубый
9 б	35	8	9400	Конический прямозубый
0 а	36	7.5	9600	Конический прямозубый
0 б	37	7	9800	Конический прямозубый

Схема к варианту задания №8
Спроектировать привод к гранулятору кормов:

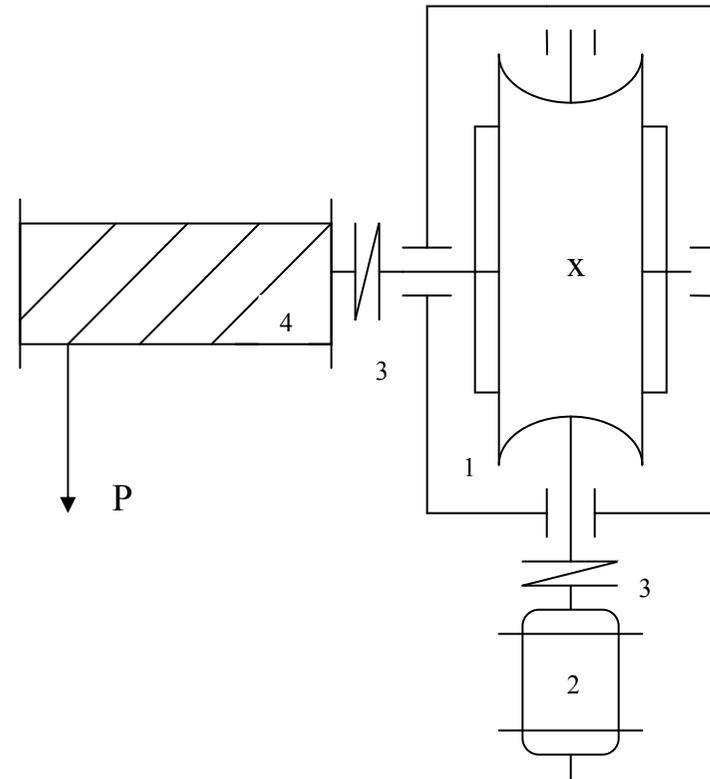


- 1.Редуктор
- 2.Цепная передача
- 3.Электродвигатель
- 4.Муфта
- 5.Гранулятор кормов

Варианты задания № 9

№ пп	Диаметр барабана D_b , м	Скорость подъема груза V , м/с	Усилие на барабане P , Н	Тип зацепления
1 а	0.1	0.15	10000	Архимедов червяк
1 б	0.12	0.16	9800	Архимедов червяк
2 а	0.14	0.17	9600	Архимедов червяк
2 б	0.14	0.18	9400	Архимедов червяк
3 а	0.18	0.19	9200	Архимедов червяк
3 б	0.2	0.2	9000	Архимедов червяк
4 а	0.22	0.21	8800	Эвольвентный червяк
4 б	0.24	0.22	8600	Эвольвентный червяк
5 а	0.26	0.23	8400	Эвольвентный червяк
5 б	0.28	0.24	8200	Эвольвентный червяк
6 а	0.3	0.25	8000	Эвольвентный червяк
6 б	0.28	0.26	7800	Эвольвентный червяк
7 а	0.26	0.27	7600	Эвольвентный червяк
7 б	0.24	0.28	7400	Эвольвентный червяк
8 а	0.22	0.29	7200	Конволютный червяк
8 б	0.2	0.3	7000	Конволютный червяк
9 а	0.18	0.31	6800	Конволютный червяк
9 б	0.16	0.32	6600	Конволютный червяк
0 а	0.14	0.33	6400	Конволютный червяк
0 б	0.12	0.34	6200	Конволютный червяк

Схема к варианту задания №9
Спроектировать привод к подъемному крану:

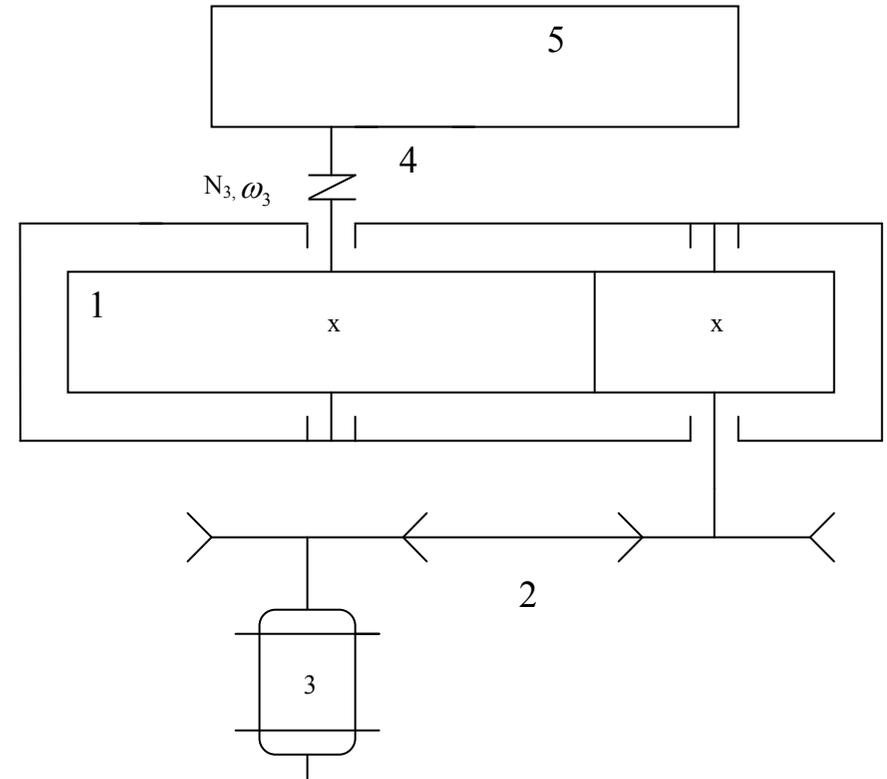


- 1.Редуктор червячный
- 2.Электродвигатель
- 3.Муфта
- 4.Барабан подъемного крана

Варианты задания № 0

№ пп	Угловая скорость зерноп. ω_3 , 1/с	Мощность потреб. зерноп. N, кВт	Расчетный срок эксплуатации редукт. Н, ч	Тип редуктора
1 а	20	9.2	8000	Цилиндрический прямозубый
1 б	21	9	8200	Цилиндрический прямозубый
2 а	22	8.4	8400	Цилиндрический прямозубый
2 б	23	8.2	8600	Цилиндрический прямозубый
3 а	24	8	8800	Цилиндрический прямозубый
3 б	25	7.5	9000	Цилиндрический прямозубый
4 а	26	6.6	9200	Цилиндрический косозубый
4 б	27	6.4	9400	Цилиндрический косозубый
5 а	28	5.6	9600	Цилиндрический косозубый
5 б	29	5.8	9800	Цилиндрический косозубый
6 а	30	7.6	10000	Цилиндрический косозубый
6 б	31	8.2	10100	Цилиндрический косозубый
7 а	32	8	10200	Цилиндрический косозубый
7 б	33	7.5	10400	Цилиндрический косозубый
8 а	34	7.2	10500	Цилиндрический шевронный
8 б	35	7	10600	Цилиндрический шевронный
9 а	36	6.8	10800	Цилиндрический шевронный
9 б	37	6.6	11000	Цилиндрический шевронный
0 а	38	6.4	11500	Цилиндрический шевронный
0 б	39	6	12000	Цилиндрический шевронный

Схема к варианту задания №0
Спроектировать привод к зернопульту:



- 1.Редуктор
- 2.Клиноременная передача
- 3.Электродвигатель
- 4.Муфта
- 5.Зернопульт

СОДЕРЖАНИЕ И ОФОРМЛЕНИЕ ПРОЕКТА

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Весь материал в **расчетно-пояснительной записке** располагают в следующей последовательности:

1. Оглавление.
2. Задание на курсовое проектирование.
3. Описание привода.
4. Силовой и кинематический расчет.
5. Расчет клиноременной (цепной) передачи.
6. Расчет редуктора.
 - 6.1. Расчет зубчатой (червячной) пары.
 - 6.2. Расчет валов.
 - 6.3. Расчет и выбор подшипников.
 - 6.4. Расчет шпоночных соединений.
 - 6.5. Расчет элементов корпуса редуктора.
 - 6.6. Выбор посадок.
 - 6.7. Выбор сорта и определение количества масла.
7. Выбор муфты.
8. Библиографический список.

Пример оформления титульного листа приведен на рис. 1.

НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ

Кафедра теоретической и прикладной
механики

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ
по деталям машин и основам конструирования
Пояснительная записка

Выполнил: студент _____ группы

(Фамилия И. О. шифр)

Проверил _____
(Фамилия И. О.)

НОВОСИБИРСК 2015

Рис. 1 - Пример оформления титульного листа

Графическую часть проекта выполняют на двух листах чертежной бумаги формата А1 (594 x 841). На первом листе выполняют сборочный чертеж редуктора, на втором – рабочие чертежи деталей.

Все чертежи проекта выполняют карандашом в соответствии с действующими стандартами или с помощью компьютерных графических программ. Масштабы чертежей выбирают из стандартного ряда. При этом следует иметь в виду, что независимо от выбранного масштаба на чертежах проставляют действительные размеры (без деления или умножения на масштаб).

На **сборочном чертеже** редуктора должны быть указаны:

- а) габаритные размеры;
- б) размеры между геометрическими осями валов;
- в) номера позиций составных частей привода;
- г) посадки (зубчатых колес, червяков, червячных колес на валы; подшипников на валы и в гнезда; венцов червячных колес на ступицы; стаканов подшипников в гнезда; шпонок; распорных и маслоотражательных колец на валы).

На втором листе выполняют **рабочие чертежи** пяти деталей :

1. зубчатое или червячное колесо (А3);
2. тихоходный вал (А3);
3. шкив, звездочка, вал червяк (А3);
4. крышка подшипника (А4);
5. деталь на выбор (крышка подшипника, крышка смотрового окна и т.д. (А4)).

На рабочих чертежах деталей должны быть указаны:

- а) размеры необходимые для изготовления;
- б) предельные отклонения размеров в буквенном виде;
- в) обозначение шероховатости поверхностей;
- г) данные, характеризующие свойства материала готовой детали (твердость, глубина термообработки и т.д.).

Кроме того, на чертежах зубчатых колес, червяков, червячных колес, звездочек цепных передач, шкивов необходимо выполнить в правом верхнем углу чертежа таблицу с основными параметрами.

СИЛОВОЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

1. Определение мощности и угловой скорости на выходном валу редуктора (для заданий № 1, 3, 5, 6, 9).

Угловую скорость определяют по следующим зависимостям:

$$\omega_3 = \frac{2V}{D}, \text{ 1/с}$$

$$\text{или } \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30}, \text{ 1/с}$$

где: V – скорость каната, цепи, м/с;
 D – диаметр барабана, звездочки, м;
 n_3 – частота вращения выходного вала редуктора, об/мин.

Мощность:

$$N_3 = \frac{P \cdot V}{1000}, \text{ кВт}$$

$$N_3 = \frac{T_3 \cdot \omega_3}{1000}, \text{ кВт}$$

где: P – усилие на цепи, канате, Н;
 T – крутящий момент на выходном валу редуктора, Н*м.

2. Определение расчетной мощности.

Так как часть передаваемой через привод энергии затрачивается на преодоление внутренних сил сопротивления самого привода, требуется расчетную мощность определять с учетом потерь по формуле:

$$N_p = \frac{N_3}{\eta_o}, \text{ кВт}$$

где: N_3 – мощность на выходном валу редуктора, кВт;

η_o – общий КПД привода, равный:

- а) для заданий № 1, 2, 4, 5, 7, 8, 0

$$\eta_o = \eta_p \cdot \eta_{к,ч} \cdot \eta_n^2$$

б) для заданий № 3, 6, 9

$$\eta_o = \eta_p \cdot \eta_n^2$$

где: η_p - КПД редуктора;

$\eta_{к,ч}$ - КПД клиноременной или цепной передачи;

η_n - КПД одной пары подшипников качения.

Значения КПД для различных механических передач и подшипников приведены литературе [3, 4, 5].

3. Выбор электродвигателя

После определения расчетной мощности выбирают электродвигатель [1, 3, 4, 5]. Причем, если двигатель допускает перегрузку и работает в повторно – кратковременном режиме, то можно выбрать двигатель с номинальной мощностью меньше требуемой. Если двигатель не допускает перегрузок или работает в непрерывном режиме, то мощность его должна быть равной расчетной или больше. С целью уменьшения габаритов привода следует по возможности выбрать электродвигатель с минимальным числом оборотов в минуту.

Двигатели трехфазные асинхронные серии 4А (ГОСТ 19523-81)

Синхронная частота вращения $n_{дв} = 750$ об/мин.

Типоразмер двигателя	Номинальная мощность, N, кВт
4A100L8	1.5
4A112MA8	2.2
4A112MB8	3.0
4A132S8	4.0
4A132M8	5.5
4A160S8	7.5
4A160M8	11.0

4. Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по ступеням

Общее передаточное число привода определяют по формуле:

$$u_o = \frac{n_{дв}}{n_3}$$

где: $n_{дв}$ – частота вращения вала электродвигателя, об/мин ;

n_3 – частота вращения выходного вала редуктора, об/мин.

Для заданий № 3, 6, 9 общее передаточное число привода округляют до стандартного передаточного числа червячного редуктора $u_p^{cm} = u_o$ [3, 4, 5].

Для заданий № 1, 2, 4, 5, 7, 8, 0 производят разбивку общего передаточного числа привода по ступеням.

$$u_o = u_p^{cm} \cdot u_{к,ц}$$

где: u_p^{cm} - стандартное передаточное число редуктора; [3, 4, 5].

$u_{к,ц}$ - передаточное число клиноременной или цепной передачи.

Ставят условия: $u_{к,ц} = 1,2...2,5$ и $u_p^{cm} > u_{к,ц}$ из стандартного ряда подбираем передаточное число редуктора и определяем передаточное число клиноременной или цепной передачи:

$$u_{к,ц} = \frac{u_o}{u_p^{cm}}$$

ПРИМЕР РАСЧЕТА КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать передачу для привода компрессора. Передаваемая мощность $N = 6$ кВт при числе оборотов ведущего вала $n_1 = 700$ об/мин и ведомого $n_2 = 500$ об/мин.

1. Определяется крутящий момент на ведущем валу

$$T_1 = 10^6 \cdot \frac{N}{\omega_1}, \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

где, N - передаваемая мощность, кВт

ω_1 - угловая скорость ведомого вала, 1/с

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_1} = 10^6 \cdot 9,55 \cdot \frac{6}{700} = 8,2 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

2. По величине крутящего момента (T_1) выбирается тип ремня (таблица 1). Принимаем тип Б.

Таблица 1. Размеры ремней

Тип ремня	T , Н м	Площадь сечения, мм ²	Рекомендуемый диаметр малого шкива D_1 , мм	Диапазон длины, м
О (Z)	30	47	71, 80, 90	0,4...2,5
А	15...60	81	110, 112, 125	0,56...4,0
Б (В)	50...150	138	140, 160, 180	0,8...6,3
В (С)	120...600	230	224, 250, 280	1,8...10
Г (D)	450...2400	476	355, 400, 450	3,15...15
Д (Е)	1600...6000	692	560, 630, 710	4,5...18

3. По профилю ремня выбирается диаметр малого шкива $D_1 = 160$ мм (таблица 1).

4. Определяется передаточное отношение без учета скольжения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

где, ω_1 - угловая скорость ведущего вала, 1\с ;

ω_2 - угловая скорость ведомого вала, 1\с ;

n_1 – число оборотов ведущего вала, об/мин ;

n_2 – число оборотов ведомого вала, об/мин .

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{700}{500} = 1,4$$

5. Определяется диаметр большого шкива

$$D_2 = D_1 \cdot u = 160 \cdot 1,4 = 224 \text{ мм.}$$

Округляется D_2 до ближайшего стандартного значения (стандартные диаметры: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800).

$$D_2 = 224 \text{ мм.}$$

6. Определяется расчетное межосевое расстояние (если оно не задано)

$$a_p = 1,5(D_1 + D_2) = 1,5(160 + 224) = 576 \text{ мм.}$$

7. Определяется расчетная длина ремня

$$L_p = 2a_p + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_p}$$

$$L_p = 2 \cdot 576 + 1,57(160 + 224) + \frac{(224 - 160)^2}{4 \cdot 576} = 1757 \text{ мм.}$$

Округляется L_p до ближайшего стандартного значения (стандартные длины ремней: 400, 450, 500, 600, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000).

Принимаем $L = 1800$ мм.

8. Уточняется межосевое расстояние

$$a = 0,25 \left\{ L - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \sqrt{\left[L - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) \right]^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right\} =$$

$$= 0,25 \left\{ 1800 - 1,57 \cdot 384 + \sqrt{[1800 - 1,57 \cdot 384]^2 - 2 \cdot 64^2} \right\} = 598 \text{ мм}$$

9. Определяется угол обхвата малого шкива

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \frac{224 - 160}{598} \approx 174^\circ$$

10. Определяется окружную скорость ремня

$$V = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} ; \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 700}{30} = 73,3 \text{ 1/с}$$

$$V = \omega_1 \cdot D_1/2 = 73,3 \cdot 160/2 = 5864 \text{ мм/с} = 5,9 \text{ м/с}$$

11. Определяется окружное усилие, которое может передать один ремень выбранного типа (таблица 2).

Интерполируя, находим

$$p_0 = p_{02} + \frac{p_{01} - p_{02}}{5} \cdot (V_{02} - V)$$

$$p_0 = 315 + \frac{366 - 315}{5} \cdot 4,1 \approx 357 \text{ Н}$$

12. Определяется допускаемое окружное усилие на один ремень

$$[p] = p_0 \cdot C_\alpha \cdot C_p,$$

где C_α - коэффициент угла обхвата;

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha) = 1 - 0,003(180^\circ - 174^\circ) \approx 0,98$$

C_p - коэффициент нагрузки. При переменной нагрузке

$C_p = 0,9$. При равномерной нагрузке $C_p = 1$.

$$[p] = 357 \cdot 0,98 \cdot 1 = 350 \text{ Н}$$

13. Определяется окружное усилие в передаче

$$P = 1000 \cdot \frac{N}{V} = 1000 \cdot \frac{6}{5,9} \approx 1017 \text{ Н}$$

14. Расчетное число ремней

$$Z = P / [p] = 1017 / 350 \approx 3 \text{ шт.}$$

Таблица 2. Значения p_0 , Н

Тип ремня	Д ₁ , мм	V, м/с					
		5	10	15	20	25	30
О (Z)	71	112	95	81	68	56	-
	80	124	107	94	80	66	-
	90	134	116	104	86	75	62
А	100	190	160	138	115	91	-
	112	210	182	160	137	112	83
	125	230	200	177	155	132	105
Б (В)	140	322	270	230	191	-	-
	160	366	315	275	236	196	149
	180	402	351	310	272	230	184
В (С)	224	630	536	453	393	318	235
	250	696	602	530	460	384	302
	280	756	663	590	520	444	383
Г (D)	355	1350	1140	990	840	680	513
	400	1510	1300	1150	1000	840	670
	450	1650	1440	1290	1140	980	816
Д (E)	560	2280	1990	1760	1550	1330	1090
	630	2480	2180	1960	1740	1520	1280
	710	2640	2360	2120	1910	1690	1440

15. Усилие действующее на валы.

$$F_k = 2 \cdot \sigma_0 \cdot A \cdot z \cdot \sin(\alpha / 2)$$

где, A - площадь сечения ремня, равная для профиля Б 138 мм² (таблица 1);

σ_0 - напряжения предварительного натяга ремня, для клиновых ремней $\sigma_0 = 1,6$ МПа;

$$F_k = 2 \cdot 1,6 \cdot 138 \cdot 3 \cdot \sin 87^\circ \approx 1320 \text{ Н}$$

КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Конструкция шкива определяется его диаметром, типом выбранного ремня и числом ремней. Все необходимые параметры для конструирования шкивов указаны в таблице 3. Конструкция шкива и конструкции ступицы показаны на рисунках 4 и 5.

Таблица 3. Параметры шкивов

Элемент шкива	Параметр	Значение
Обод	Диаметр шкива конструктивный	$D_e = D + 2p$
	Ширина шкива	$B = (z - 1)t + 2s$
	Толщина для чугунных шкивов Толщина для стальных шкивов	$\delta_{чуг} = (1,1 \dots 1,3)e$ $\delta_{ст} = 0,8 \cdot \delta_{чуг}$
Диск	Толщина	$c = (1,2 \dots 1,3) \delta$
	Отверстия	$d_0 \geq 25 \text{ мм}$ $n_0 = 4 \dots 6$
Ступица	Диаметр внутренний Диаметр наружный для шкивов: чугунных стальных Длина	$d = d_1$ $d_{ст} = 1,6d$ $d_{ст} = 1,55d$ $l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d$

Примечание: z - число ремней; d_1 - диаметр вала под шкивом; s, t, p см. таблицу 4.

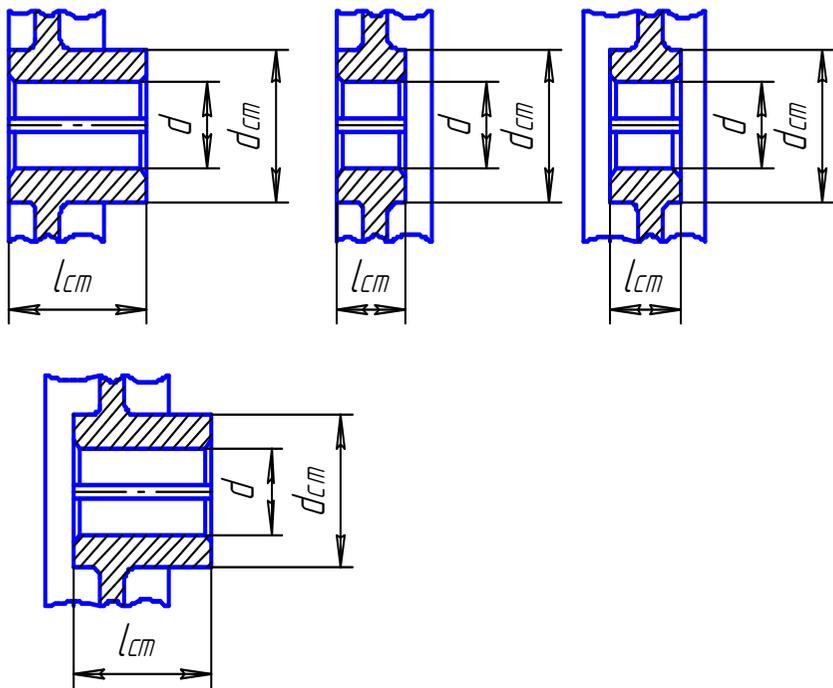


Рис. 4 – Конструкции ступицы шкива:

а) выступающая с одного торца обода; б) укороченная с одного торца обода; в) укороченная с обоих торцов обода; г – выступающая с одного и укороченная с другого торца обода.

Таблица 4. Канавки шкивов для клиновых ремней нормального сечения

Сечение ремня	p	e	t	s	Расчетные диаметры при угле φ°			
					34	36	38	40
О(Z)	2,5	7,5	12	8	63-71	80-100	112-160	180
А	3,3	9	15	10	90-112	125-160	180-400	450
Б (В)	4,2	11	19	12,5	125-160	180-224	250-500	560
В (С)	5,7	14,5	22,5	17	—	200-315	355-630	710
Г (D)	8,1	20	37	24	—	315-450	500-900	1000
Д (E)	9,6	23,5	44,5	29	—	500-560	630-1120	1250
Е (EO)	12,5	31	58	38	—	—	800-1400	1600

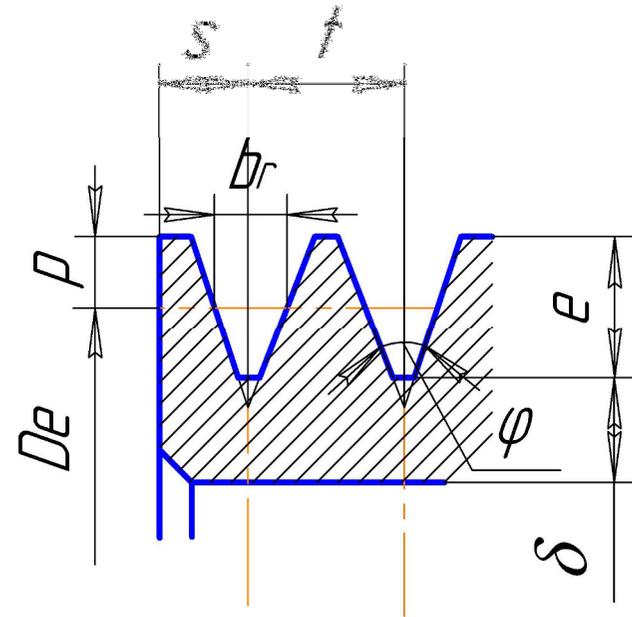


Рис5. – Конструкция шкива

ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать цепную передачу для ленточного транспортера. Передаваемая мощность $N = 8$ кВт при частоте вращения ведущего вала $n_1 = 600$ об/мин, ведомого - $n_2 = 350$ об/мин. Расположение передачи под углом 45° , работа в две смены, смазка периодическая.

1. По назначению и условиям работы выбирается тип цепи (роликовые цепи наиболее распространенные, применяются при $V \leq 20$ м/с, зубчатые цепи рекомендуются при $V \leq 30$ м/с). Выбираем роликовую цепь.

2. Определяется передаточное отношение

$$u = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = 600 / 350 \approx 1,7$$

3. Выбирается число зубьев малой звездочки z_1 по передаточному отношению (таблица 5).

Таблица 5. Значения z_1

Тип цепи	Значение u					
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6
Роликовая	31...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
Зубчатая	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17

Принимаем $z_1 = 27$ зуб.

4. Определяется число зубьев большой звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot u = 27 \cdot 1,7 \approx 47 \text{ зуб.}$$

5. Определяется крутящий момент на малой звездочке

$$T_1 = 10^6 \cdot \frac{N}{\omega_1}, \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

где, N- передаваемая мощность, кВт

$$\omega_1 - \text{угловая скорость ведомого вала, 1/с} \quad \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_1} = 10^6 \cdot 9,55 \cdot \frac{8}{600} = 1,3 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

6. Определяется допускаемое удельное давление $[P]$ на шарнире цепи (таблица 6). Предполагая, что шаг цепи t будет в пределах 12,7...25,4 мм, находим, что $[P] = 24$ МПа.

7. Определяется эксплуатационный коэффициент.

$$K_3 = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5,$$

где K_1 - коэффициент нагрузки (при равномерной нагрузке $K_1 = 1$, при переменной - $K_1 = 1,5$);

K_2 - коэффициент смазки (при картерной смазке $K_2 = 0,8$, при периодической - $K_2 = 1,4$);

K_3 - учитывает способ регулировки натяжения цепи (при автоматической регулировке $K_3 = 1$, при периодической $K_3 = 1,25$);

K_4 - учитывает расположение передачи (при наклоне до 60° $K_4 = 1$, при наклоне больше 60° $K_4 = 1,25$);

K_5 - учитывает число смен работы (при односменной работе $K_5 = 1$, при двух сменной - $K_5 = 1,25$).

В нашем случае

$$K_3 = 1 \cdot 1,4 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,25 \approx 2,2$$

Таблица 6. Значения $[P]$, МПа

n ₁ об/мин	t = 12,7...25,4		t = 31,75...50,8	
	Роликовая	Зубчатая	Роликовая	Зубчатая
50	34	20	34	20
200	30	17	27	16
400	27	15	22	14
600	24	14	18	12
800	22	13	17	10
1000	20	12	16	9
1200	18	10	15	8
1600	17	9	-	-
2000	16	6	-	-

8. Определяется шаг цепи

$$t \leq 2,83 \sqrt{\frac{T_1 K_3}{[p] m z_1}} \text{ - для роликовой цепи;}$$

$$t \leq 3,33 \sqrt{\frac{T_1 K_9}{[p] \psi z_1}} \text{ - для зубчатой цепи;}$$

где m - число рядов цепи, принимаем $m = 1$

ψ - коэффициент ширины, $\psi = 2 \dots 3$.

Получаем

$$t \leq 2,83 \sqrt{\frac{1,3 \cdot 10^5 \cdot 2,2}{24 \cdot 1 \cdot 27}} \approx 21 \text{ мм.}$$

Принимаем цепь роликтовую ПР-19,05-31,8 с шагом $t = 19,05$ мм (таблица 7).

9. Определяется ширина цепи (для зубчатых цепей)

$$e = t \cdot \psi$$

Полученное значение округляется до ближайшего стандартного значения (таблица 8).

Таблица 7. Цепи роликовые однорядные (ГОСТ 13568 – 81)

Обозначение цепи	t	b ₃ не менее	d ₁	d ₃	h, не более	b ₇ , не более	b ₆ , не более	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи q, кг
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,0	7,5	12	7	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45
ПР-12,7-9-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	8,7	—	9	0,30
ПР-12,7-9-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75
ПР-15,875-22,7-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	22,7	0,80
ПР-15,875-22,7-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	22,7	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60	2,6
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89	3,8
ПР-38,1-127	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	30	127	5,5
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172,4	7,5
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227	9,7
ПР-63,5-354	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	354	16,0

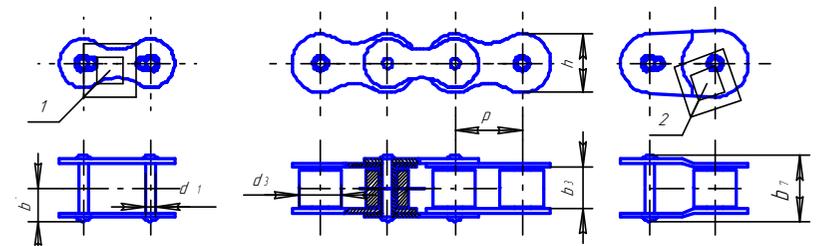


Рис. 6 - Цепи роликовые

10. Определяется межосевое расстояние (если не задано)

$$a \approx 50 t = 50 \cdot 19,05 = 952,5 \text{ мм} \approx 0,95 \text{ м}$$

11. Определяется окружное усилие

$$P = \frac{2\pi T_1}{z_1 t} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1,3 \cdot 10^5}{27 \cdot 19,05} \approx 1,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

12. Определяется окружная скорость цепи

$$V = \frac{t \cdot z_1 \cdot n_1}{60} = \frac{19,05 \cdot 27 \cdot 600}{60} = 5143,5 \text{ мм/с} = 5,14 \text{ м/с}$$

13. Определяется общее усилие, действующее на цепь при работе передачи

$$P_0 = P K_1 + q V^2 + 10q \cdot a \cdot K_p,$$

где q - масса 1 м цепи, кг (таблицы 5, 6);

K_1 - коэффициент нагрузки (при равномерной нагрузке $K_1 = 1$, при переменной - $K_1 = 1,5$);

K_p - учитывает расположение передачи (для горизонтальных передач

$K_p = 6$, при угле наклона до 60° $K_p = 1,5$, для вертикальных передач $K_p = 1$);

V - окружная скорость цепи, м/с;

a - межосевое расстояние, м.

В нашем примере

$$P_0 = 1 \cdot 1,6 \cdot 10^3 + 1,5 \cdot 5,14^2 + 10 \cdot 1,5 \cdot 0,95 \cdot 1,5 \approx 1660 \text{ Н.}$$

Таблица 8. Цепи зубчатые

Марка	Шаг p, мм	Ширина b, мм	Масса 1 м q, кг/м	Разрушающая нагрузка Q _p , кН
3-12,7-29	12,7	22,5	1,3	24
		28,5	1,6	29
		34,5	2,0	34
3-15,875	15,875	30	2,2	39
		38	2,7	48
		46	3,3	57
3-19,05-87	19,05	45	3,9	72
		57	4,9	87
		69	5,9	103
3-25,4-138	25,4	57	6,5	116
		69	7,9	138
		81	9,3	163
3-31,75-202	31,75	60	10,0	171
		81	11,6	202
		93	13,3	235

14. Определяется запас прочности цепи

$$n = Q_p / P_0 ,$$

где Q_p - разрушающая нагрузка выбранной цепи в Н (таблицы 7,8).

Получаем: $n = 31800 / 1660 \approx 19$.

Полученное значение сравнивается с рекомендуемым [n] (таблица 9). В нашем случае [n] ≈ 10. Таким образом $n > [n]$, что и требуется.

Таблица 9. Рекомендуемые значения запаса прочности, [n]

Шаг t, мм	n ₁ , об/мин					
	50	100	300	500	750	1000
12,7	7,1	7,3	7,9	8,5	9,3	10,0
15,875	7,2	7,4	8,2	8,9	10,0	10,8
19,05	7,2	7,5	8,4	9,4	10,7	11,7
25,4	7,3	7,6	8,9	10,2	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	9,4	11,0	13,0	15,0
38,1	7,5	8,0	9,8	11,8	14,0	-
44,45	7,6	8,1	10,3	12,5	-	-
50,8	7,6	8,3	10,8	-	-	-

15. Определяется усилие, действующее на валы

$$F_{ц} = 1,2 \cdot P_0 = 1,2 \cdot 1660 \approx 2000 \text{ Н.}$$

16. Определяются размеры звездочек

диаметр делительной окружности:

$$D_d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

ведущей звездочки;

$$D_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{27}} = 164 \text{ мм}$$

ведомой звездочки;

$$D_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{46}} = 279 \text{ мм}$$

диаметр окружности выступов:

при $z \leq 30$

$$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}} + 1,1 \cdot d_1 ,$$

где, d_1 – диаметр ролика, мм (таблица 7)

при $z > 30$

$$D_e = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z}} + 0,96 \cdot p$$

ведущей звездочки;

$$D_{e1} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_1}} + 1,1 \cdot d_1 = \frac{19,05}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{27}} + 1,1 \cdot 11,91 = 176 \text{ мм}$$

ведомой звездочки;

$$D_{e2} = \frac{t}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_2}} + 0,96 \cdot p = \frac{19,05}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{46}} + 0,96 \cdot 19,05 = 297 \text{ мм}$$

диаметр окружности впадин:

$$D_i = D_o - (d_1 - 0,175\sqrt{D_o})$$

ведущей звездочки;

$$\begin{aligned} D_{i1} &= D_{o1} - (d_1 - 0,175\sqrt{D_{o1}}) = 164 - (11,91 - 0,175\sqrt{164}) = \\ &= 154,3 \text{ мм} \end{aligned}$$

ведомой звездочки;

$$\begin{aligned} D_{i2} &= D_{o2} - (d_1 - 0,175\sqrt{D_{o2}}) = 279 - (11,91 - 0,175\sqrt{279}) = \\ &= 270 \text{ мм}. \end{aligned}$$

КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Звездочки обычно изготавливают из сталей 40 или 45 по ГОСТ 1050–74.

Конструкция звездочек разрабатывается с учетом стандарта на профиль зубьев и поперечное сечение обода по ГОСТ 591–69 (таблица 10, рисунок 7).

Таблица 10. Конструкция звездочек однорядных роликовых цепей

Элемент звездочка	Параметр	Значение
Обод	Ширина зуба	$b = 0,93b_3 - 0,154мм$
	Радиус закругления зуба	$r_3 = 1,7d_3$
	Расстояние от вершины зуба до линии центров закругления	$h = 0,8d_3$
	Угол скоса и фаска зуба	$\gamma = 20^0, f \approx 0 / 2b$
	$t < 35мм$ $t > 35мм$	$r_4 = 1,6мм$ $r_4 = 2,5мм$
Диск	Толщина	$C = b + 2r_2$ $C = b$ $C = b - 2r_4$
	Диаметр проточки	$D_c = pctg(180^0 / z) - 1,3h$
	Отверстия	$d_0 \geq 25мм$ $n_0 = 4...6$
Ступица	Диаметр внутренний Диаметр наружный	$d = d_1$ $d_{cm} = 1,55d$
	Длина	$l_{cm} = (0,8...1,5)$

Примечания: 1. Диаметры D_o, D_e, D_i шаг цепи t число зубьев звездочки z - см. расчет. 2. Размеры d_3, b_3, h - см. таблицу 7.

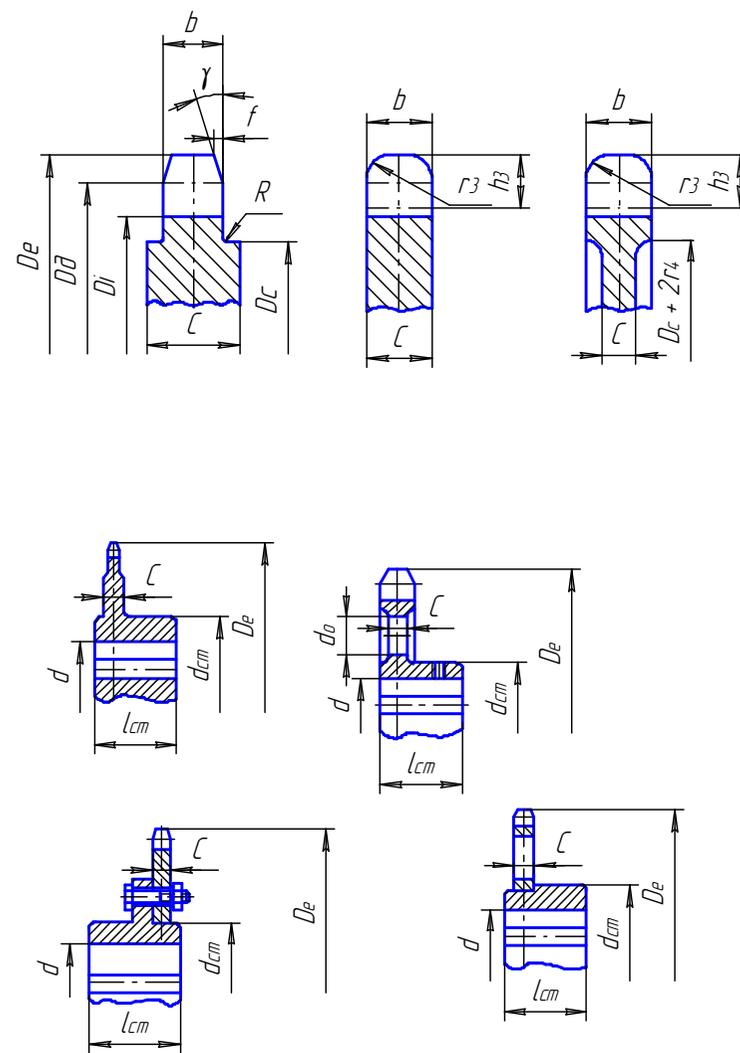


Рис. 7 – Конструкции звездочек однорядных роликовых и втулочно-роликовых цепей.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать закрытую червячную передачу (редуктор) для привода подъемного крана. Передаваемая мощность $N = 1,2$ кВт при угловых скоростях ведущего вала $\omega_1 = 150$ 1/с, ведомого $\omega_2 = 4$ 1/с. Срок эксплуатации передачи $T = 10000$ ч, температура окружающего воздуха $t_b = 20^\circ\text{C}$.

1. Определяется передаточное отношение

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = 150 / 4 \approx 37$$

2. По u выбирается заходность червяка, $z_1 = 1$ (табл.11).

Таблица 11. Заходность червяка z_1

u	7...8	9...13	14...24	25...27	28...35	35
z_1	4	4	2;4	2	1;2	1

3. Определяется число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 37 \times 1 = 37 \text{ зуб.}$$

4. Выбираются материалы для червяка и червячного колеса.

Для червяка принимаем сталь 45 с закалкой (рекомендуется стали 45, 50, 40X, 40XH с закалкой или 15X, 20X, 12XНЗА с цементацией и закалкой). Для колеса - безоловянистую бронзу Бр. АЖ9-4Л (табл. 12). Чугуны рекомендуются для открытых тихоходных передач.

Таблица 12. Материалы для колес

Материал	Способ литья	Допускаемое напряжение, МПа		
		$[\sigma_0]_F$	$[\sigma_{-1}]_F$	$[\sigma]'_H$
Бр.ОФ10-1	В кокаль	57	41	185
Бр.ОНФ	Центробежный	64	45	205
Бр.01С6-5-3	В кокаль	45	32	180
Бр.АЖ9-4Л	В кокаль	85	69	160
СЧ-15	В песчаную форму	47	23	85
СЧ-20	В песчаную форму	47	29	90

5. Определяется межосевое расстояние

$$a \geq \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170q}{z_2 [\sigma]} \right)^2 T_{p2} }$$

где $q = d_1 / m$ (берется из стандартного ряда: 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; чаще $q = 8$ или 10). Принимаем $q = 10$.

T_{p2} - расчетный крутящий момент на червячном колесе

$$T_{p2} = T_2 \cdot K ;$$

T_2 - крутящий момент на колесе

$$T_2 = 10^6 \frac{N}{\omega_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_2} = 10^6 \cdot \frac{1,2}{4} = 3 \cdot 10^5 \quad \text{Н*мм}$$

K - коэффициент, $K = 1 + (z_2 / Q)^3$;

Q - коэффициент деформации червяка (табл.13).

Таблица 13. Значения Q

z_1	q				
	6,3	8	10	12,5	16
1	63	72	108	147	194
2	50	57	86	117	163
4	42	47	70	94	131

При $z_1 = 1$ и $q = 10$ $Q = 108$, тогда

$$K = 1 + (37 / 108)^3 \approx 1,$$

$$T_{p2} = 3 \times 10^5 \times 1 = 3 \times 10^5 \quad \text{Нмм.}$$

$[\sigma]_H$ - допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H \cdot K_H ,$$

$[\sigma]_H$ - см. табл. 9. K_H - коэффициент режима работы

$$K_H = \sqrt[8]{ \frac{10^7}{N_p} }$$

N_p - рабочее число циклов за время эксплуатации

$$N_p = 60 \cdot T \cdot n_2 ,$$

T - заданный срок эксплуатации (в нашем примере $T = 10000$ ч);

n_2 - частота вращения червячного колеса, об/мин

$$n_2 = 30 \omega_2 / \pi = 30 \times 4 / 3,14 \approx 38 \text{ об/мин,}$$

$$N_p = 60 \times 38 \times 10000 = 23 \times 10^6 \text{ цикл,}$$

$$K_H = \sqrt[8]{\frac{10^7}{23 \times 10^6}} \approx 1,1.$$

Если срок эксплуатации не задан, $K_H = 1$

Получаем:

$$[\sigma]_H = 160 \times 1,1 = 175 \text{ МПа.}$$

Тогда

$$a \geq \left(\frac{37}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170 \times 10}{37 \times 175} \right)^2 3 \times 10^5} \approx 140 \text{ мм.}$$

6. Определяется модуль зацепления

$$m = \frac{2a}{q + z_2} = \frac{2 \times 140}{10 + 37} \approx 6 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный модуль $m = 6,3$ мм (из ряда; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20).

7. Уточняется межосевое расстояние

$$a = \frac{m}{2}(q + z_2) = \frac{6,3}{2}(10 + 37) = 148 \text{ мм.}$$

8. Определяются геометрические размеры червяка и червячного колеса:

а) делительные диаметры

$$d_1 = mq = 6,3 \times 10 = 63 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 6,3 \times 37 = 238,1 \text{ мм}$$

б) диаметры головок витков и зубьев

$$d_{a1} = m(q + 2) = 6,3 \times 12 = 75,6 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 6,3 \times 39 = 245,7 \text{ мм}$$

в) диаметры ножек витков и зубьев

$$d_{f1} = m(q - 2,4) = 6,3 \times 7,6 = 47,8 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,4) = 6,3 \times 34,6 = 217,9 \text{ мм}$$

Длина червяка

$$v_1 = (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \times 37) \times 6,3 \approx 80 \text{ мм}$$

для 4 заходных червяков $v_1 = (12,6 + 0,09z_2)m$

Угол подъема винтовой линии червяка
 $\operatorname{tg}\lambda = z_1 / q = 1 / 10 = 0,1$; $\lambda \approx 6^\circ$.

Ширина червячного колеса
 $v_2 = 0,7d_{a1} = 0,7 \times 75,6 = 55 \text{ мм}$.

Наибольший диаметр червячного колеса
 $d_{am2} = d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 245,7 + 6 \times 6,63 / (1 + 2) \approx 258 \text{ мм}$

9. Производится проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб

$$\sigma_F = \frac{1,2T_{p2} \cdot Y_F \cdot \gamma}{m \cdot d_2 \cdot b_2} \leq [\sigma]_F$$

где γ - коэффициент износа зубьев, для закрытых передач $\gamma = 1$, для открытых - $\gamma = 1,5$;

Y_F - коэффициент формы зуба $Y_F = 2,3$ (табл.14).

$[\sigma]_F$ - допускаемое напряжение на изгиб. Для реверсивных передач (как в нашем случае),

$$[\sigma]_F = [\sigma_{-1}]_F \cdot K_F ,$$

(для нереверсивных - $[\sigma]_F = [\sigma_0]_F \cdot K_F$),

$[\sigma_{-1}]_F$ и $[\sigma_0]_F$ - см. табл. 12.

K_F - коэффициент режима работы

$$K_F = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_p}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{23 \times 10^6}} \approx 0,9 .$$

Если срок эксплуатации не задан $K_F = 1$.

$$[\sigma]_F = 69 \times 0,9 = 62 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{1,2 \times 3 \times 10^5 \times 2,3 \times 1}{6,3 \times 233,1 \times 55} = 11 \text{ МПа} < 62 \text{ МПа}$$

т.е. прочность по изгибу обеспечивается.

Таблица 14. Значения Y_F

z_2	25...33	33...43	43...60	60...80	более 80
Y_F	2,4	2,3	2,2	2,1	2

10. Определяются усилия, действующие в зацеплении:

а) окружное усилие на червячном колесе, равное осевому усилию на червяке.

$$F_2 = F_{a1} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 3 \cdot 10^5 / 233,1 \approx 2600 \text{ Н};$$

б) окружное усилие на червяке, равное осевому усилию на червячном колесе,

$$F_1 = F_{a2} = 2 T_1 / d_1 .$$

где

$$T_1 = 10^6 \frac{N}{\omega_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_1} = 10^6 \frac{1,2}{150} = 8 \cdot 10^4 \text{ Н*мм}$$

$$F_1 = F_{a2} = 2 \cdot 8 \cdot 10^4 / 63 = 2500 \text{ Н};$$

в) радиальные усилия на червяке и колесе

$$F_{a1} = F_{a2} = F_2 \operatorname{tg} \alpha = 2600 \cdot 0,36 \approx 900 \text{ Н}$$

(α - угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$).

11. Определяется скорость скольжения в передаче

$$V_s = \omega_1 \frac{d_1}{2 \cos \lambda} = \frac{150 \cdot 63}{2 \cdot 0,93} \approx 4900 \text{ мм/с} = 4,9 \text{ м/с}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

12. Определяется угол трения между червяком и червячным колесом (табл.15), $\rho \approx 1,5^\circ$.

Таблица 15. Значения ρ^0

V_s м/с	0,5	1	1,5	2	3	4	7	10
ρ^0	3,5	3	2,5	2	1,5	1,5	1	1

13. Определяется КПД передачи

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} 6^\circ}{\operatorname{tg} 7,5^\circ} = 0,95 \frac{0,1}{0,13} \approx 0,75$$

14. Определяется необходимая поверхность охлаждения (для закрытых передач)

$$S = \frac{1000N(1-\eta)}{K_t(t_m - t_s)} \text{ м}^2$$

где K_t - коэффициент теплопередачи корпуса, для чугунного корпуса

$$K_t = 10 \text{ Вт/м}^2\text{с};$$

t_m - допускаемая температура масла, рекомендуется $t_m \approx (70..80)^\circ\text{C}$;

t_s - температура окружающего воздуха, по условию задачи $t_s = 20^\circ\text{C}$;

$$S = \frac{1000 \cdot 1,2 \cdot (1 - 0,75)}{10(80 - 20)} \approx 0,5 \text{ м}^2$$

ПРИМЕР РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать закрытую цилиндрическую косозубую зубчатую передачу (редуктор) для привода конвейера. Передаваемая мощность $N = 16 \text{ кВт}$, частота вращения ведущего вала $n_1 = 600 \text{ об/мин}$ и ведомого - $n_2 = 300 \text{ об/мин}$.

1. Определяется передаточное отношение

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = 600 : 300 = 2$$

2. Выбирается материал для изготовления зубчатых колес. Для тяжело нагруженных ответственных передач с повышенными требованиями к габаритам рекомендуется стали 20ХН, 12ХН2, 12ХНЗА с цементацией и закалкой, твердостью $HВ > 350$. При средних нагрузках обычно применяются стали 40Х, 40ХН, 40ХФА с объемной или поверхностной закалкой, твердостью $HВ > 350$. Для средне- и мало-нагруженных передач применяют стали 40,45, 50, 40Х, 40ХН с нор-

мализацией или улучшением, твердостью HB<350. В этом случае твердость материала шестерни должно быть на 20...30 единиц (HB) выше, чем колеса.

Выбираем для шестерни сталь 45 с улучшением, для колеса - 45 с нормализацией.

3. Определяется крутящий момент на колесе

$$T_2 = 10^6 \frac{N}{\omega_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{16}{300} = 5 \cdot 10^5 \quad \text{Нмм.}$$

4. Определяется расчетный крутящий момент на колесе

$$T_{p2} = T_2 \cdot K = 5 \cdot 10^5 \cdot 1,4 = 7 \cdot 10^5 \quad \text{Нмм,}$$

где K - коэффициент дополнительных нагрузок, K = 1,4...1,5.

5. Определяется межосевое расстояние из условия прочности по контактным напряжениям по формулам:

$$a \geq (u + 1)^3 \sqrt{\left(\frac{310}{u[\sigma]_H}\right)^2 \frac{T_{p2}}{\psi_a}}, \quad \text{мм}$$

для прямозубых передач и

$$a \geq (u + 1)^3 \sqrt{\left(\frac{270}{u[\sigma]_H}\right)^2 \frac{T_{p2}}{\psi_a}}, \quad \text{мм}$$

для косозубых и шевронных передач,

где ψ_a - коэффициент ширины (для прямозубых - $\psi_a = 0,15...0,25$; для косозубых $\psi_a = 0,25...0,4$; для шевронных - $\psi_a = 0,4...0,8$).

$[\sigma]_H$ - допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_H}{[n]_H} \cdot K_H,$$

σ_H - предел контактной выносливости (табл.16);

$[n]_H$ - запас прочности

Для стали 45 с нормализацией $[n]_H = 1,2$ и

$$\sigma_H = 2HB + 70 = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа}$$

K_H - коэффициент режима работы

Если срок эксплуатации не задан, $K_H = 1$.

Таблица 16. Материал для зубчатых колес

Марка стали	Термообработка	Твердость	σ_H , МПа	$[n]_H$	σ_P , МПа	$[n]_P$
40	Нормализация	НВ 180	2НВ + 70	1, 2	1,8НВ	2
45	Нормализация	НВ 190				
45, 50	Улучшение	НВ 200				
40Х, 40ХН	Улучшение	НВ 260				
40Х, 40ХН	Нормализация	НВ 220				
40Х, 40ХН, 40ХФА	Объемная закалка	НРС 50	18НРС+ 200	1, 2	520	2
40ХН, 40ХН, 40Х, 40ХФА	Поверхностная закалка	НРС 55			700	
20ХН, 12ХН2, 12ХН3А	Цементация с закалкой	НРС 60	23НРС	1, 3	950	1, 8

$$[\sigma] = \frac{450}{1,2} \cdot 1 = 375 \text{ МПа,}$$

$$a = (2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{2 \cdot 375}\right)^2 \cdot \frac{7 \cdot 10^5}{0,3}} \approx 200 \text{ , мм}$$

6. Определяется нормальный модуль зацепления

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)a \text{ , мм}$$

$$m_n = (0,01 \dots 0,02)a = 0,015 \cdot 200 = 3 \text{ мм}$$

Округляется до ближайшего стандартного значения (стандартный ряд: 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 3; 3,5; 4; 4,55; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 16).

Принимаем $m_n = 3 \text{ мм}$

7. Определяется ширина зубчатых колес

$$b = \psi_a \cdot a \text{ , мм (значение } \psi_a \text{ см. в пункте 5);}$$

$$b = 0,3 \cdot 200 = 60 \text{ мм}$$

8. Определяется число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{2a \cos \beta}{m_n(u+1)}, \text{зуб.}$$

$$z_1 = \frac{2a \cos \beta}{m_n(u+1)} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos 12^\circ}{3(2+1)} = 44 \text{ зуб.}$$

9. Определяется число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u, \text{зуб.}$$

$$z_2 = 44 \cdot 2 = 88 \text{ зуб.}$$

10. Производится проверочный расчет зубьев на изгиб

$$\sigma_F = \frac{2K_F \cdot T_{p2} \cdot Y_F}{\sigma \cdot z_2 \cdot m_n^2} \leq [\sigma]_F$$

K_F - учитывает дополнительные нагрузки, $K_F = 1,3 \dots 1,5$ (при симметричном относительно опор расположении зубчатых колес);

$$K_F = 1,3$$

Y_F (см. таблицу 17);

$[\sigma]_F$ (см. таблицу 16).

$$[\sigma]_F = \sigma_F / [n]_F$$

$$\sigma_F = 1,8 \text{ HB} = 1,8 \cdot 190 \approx 340 \text{ МПа}, \quad [n]_F = 2.$$

$$[\sigma]_F = 340 / 2 = 170 \text{ МПа}$$

Таблица 17 - Значения Y_F

z_1	17	20	25	30	40	50	60	80	100
Y_F	4,3	4,1	3,9	3,8	3,7	3,65	3,6	3,6	3,6

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 7 \cdot 10^5 \cdot 3,7}{60 \cdot 88 \cdot 3^2} = 142 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F$$

11. Определяются размеры зубчатых колес:

а) делительные диаметры

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 44}{\cos 12^\circ} = 135 \text{ мм}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 88}{\cos 12^\circ} = 270 \text{ ,мм}$$

б) диаметры головок зубьев

$$d_{a1} = \frac{m_n (z_1 + 2)}{\cos \beta} = \frac{3(44 + 2)}{0,98} = 141 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = \frac{m_n (z_2 + 2)}{\cos \beta} = \frac{3(88 + 2)}{0,98} = 275,5 \text{ , мм}$$

в) диаметры ножек зубьев

$$d_{f1} = \frac{m_n}{\cos \beta} (z_1 - 2,5) = \frac{3(44 - 2,5)}{0,98} = 127 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = \frac{m_n}{\cos \beta} (z_2 - 2,5) = \frac{3(88 - 2,5)}{0,98} = 262 \text{ мм}$$

г) межосевое расстояние

$$a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 + z_2) = \frac{3(44 + 88)}{2 \cdot 0,98} = 202 \text{ , мм}$$

12. Определяются усилия в зацеплении:

а) окружное усилие

$$F = 2T_2 / d_2 = \frac{2 \cdot 5 \cdot 10^5}{270} = 3704 \text{ Н}$$

б) радиальное усилие

$$F_r = F \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = \frac{3704 \cdot 0,36}{0,98} = 1360 \text{ Н}$$

(α - угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$);

в) осевое усилие

$$F_a = F \cdot \operatorname{tg} \beta = 3704 \cdot 0,21 = 778 \text{ Н.}$$

Конструктивные размеры шестерни и колеса

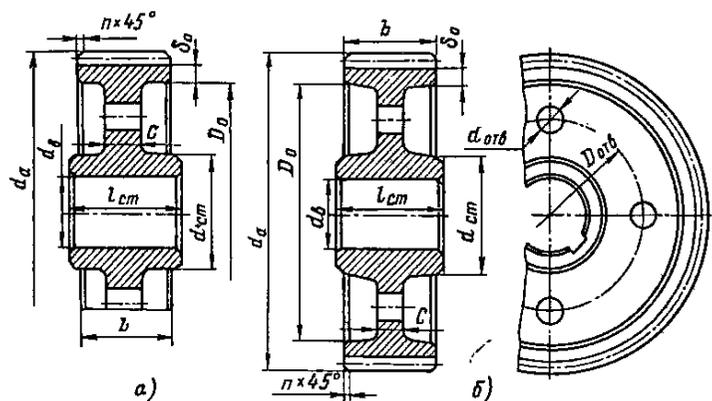


Рис.8 – Цилиндрические зубчатые колеса при $d_a \leq 500$ мм
а - кованные; б – штампованные

Таблица 18 - Определение размеров зубчатых металлических колес

Параметр	Формула
Диаметр ступицы стальных колес	$d_{cm} \approx 1,6 \cdot d_e$
То же. Чугунных	$d_{cm} \approx 1,8 \cdot d_e$
Длина ступицы	$l_{cm} \approx (1,2-1,5) \cdot d_e$
Толщина обода цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5-4,0)m$, но не менее 8 мм
Толщина диска кованных колес	$C = 0,3b$
То же штампованных колес	$C = (0,2 \div 0,3)b$
Литых колес	$C = 0,2b$
Внутренний диаметр обода	$D_o = d_f - 2\delta_0$
Диаметр центральной окружности	$D_{ome} = 0,5(D_o + d_{cm})$
Диаметр отверстий (в шестернях малого диаметра отверстия не делают)	$d_o = \frac{(D_o - d_{cm})}{4}$
Толщина ребер	$S = 0,8 \cdot C$
Фаска	$n \approx 0,5 \cdot m \times 45^\circ$

ПРИМЕР РАСЧЕТА КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать прямозубую коническую передачу (редуктор). Передаваемая мощность $N = 8$ кВт при частоте вращения ведущего вала $n_1 = 750$ об/мин, ведомого $n_2 = 320$ об/мин.

1. Определяется передаточное отношение

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = 750 / 320 = 2,3 .$$

2. Определяются углы конуса шестерни δ_1 и колеса δ_2

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u = 2,3 ; \delta_2 = 66^\circ 30' ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 66^\circ 30' = 23^\circ 30' .$$

3. Определяется крутящий момент на колесе

$$T_2 = 10^6 \frac{N}{\omega_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{8}{320} = 2,4 \cdot 10 \text{ Н*мм}$$

4. Выбираются материалы для изготовления зубчатых колес (см. пункт 2 примера расчета цилиндрических зубчатых колес и табл. 16).

Принимаем для шестерни сталь 45, для колеса сталь 40 с нормализацией.

5. Выбирается число зубьев шестерни

$$z_1 = 18 \dots 30 ; \quad z_1 = 18 \text{ зуб.}$$

6. Определяется число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 18 \times 2,3 \approx 41 \text{ зуб.}$$

7. Принимается коэффициент ширины зубчатых колес

$$\psi_\epsilon = \epsilon / R_\epsilon = 0,3$$

где ϵ - ширина зубчатых колес,

R_ϵ - максимальное конусное расстояние.

8. Определяется допускаемое контактное напряжение для более слабого материала

σ_H - предел контактной выносливости (табл.16);

$[n]_H$ - запас прочности

Для стали 40 с нормализацией $[n]_H = 1,2$

$$\sigma_H = 2HB + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ МПа}$$

K_H - коэффициент режима работы

$$K_H = \sqrt[7]{\frac{10^7}{N_p}}$$

где N_p - рабочее число циклов, $N_p = 60 n_1 T$ (T - заданный срок эксплуатации).

Если срок эксплуатации не задан $K_H = 1$

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_H}{[n]_H} \cdot K_H,$$

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_H}{[n]_H} \cdot K_H = \frac{430}{1,2} \cdot 1 = 358 \text{ МПа}$$

9. Определяется делительный диаметр колеса из условия прочности по контактным напряжениям

$$d_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_{H'}}\right)^2 \frac{K \cdot T_2 \cdot u}{(1 - 0,5\psi_\epsilon)^2 \psi_\epsilon}}, \text{ мм}$$

где K - коэффициент дополнительных нагрузок, $K = 1,2$, если твердость материала $HB < 350$, а если $HB > 350$, то $K = 1,4$.

$$d_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{358}\right)^2 \frac{1,2 \cdot 2,4 \cdot 10^5 \cdot 2,3}{(1 - 0,5 \cdot 0,3)^2 \cdot 0,3}} = 278 \text{ мм}$$

10. Определяется допускаемое напряжение на изгиб для материала шестерни

$$[\sigma]_F = \sigma_F / [n]_F,$$

где σ_F и $[n]_F$ - см. табл. 13.

$$\sigma_F = 1,8 HB = 1,8 \times 190 = 342 \text{ МПа}, \quad [n]_F = 2,$$

$$[\sigma]_F = 342 / 2 = 171 \text{ МПа}.$$

11. Определяется максимальный окружной модуль:

$$m = d_2 / z_2, \text{ мм}$$

$$m = 278 / 41 = 6,78 \text{ мм}.$$

Полученное значение m округляется до ближайшего стандартного значения (стандартный ряд: 1; 1,25; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 12; 14; 16).

$$m = 7 \text{ мм.}$$

12. Определяются основные размеры зубчатых колес:

а) делительные диаметры

$$d_1 = m \cdot z_1 = 7 \times 18 = 126 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 7 \times 41 = 287 \text{ мм}$$

б) диаметры головок зубьев

$$d_{a1} = m (z_1 + 2 \cos \delta_1) = 7(18 + 2 \times 0,92) \approx 139 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = m (z_2 + 2 \cos \delta_2) = 7(41 + 2 \times 0,4) \approx 293 \text{ мм;}$$

в) диаметры ножек зубьев

$$d_{f1} = m (z_1 - 2,4 \cos \delta_1) = 7(18 - 2,4 \times 0,92) \approx 110 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = m (z_2 - 2,4 \cos \delta_2) = 7(41 - 2,4 \times 0,4) \approx 280 \text{ мм;}$$

г) максимальное конусное расстояние

$$R_e = \frac{m \cdot z_1}{2} \sqrt{1 + u^2} = \frac{7 \cdot 18}{2} \sqrt{1 + 2,3^2} = 158 \text{ мм}$$

д) среднее конусное расстояние

$$R = R_e - v / 2 = 158 - 48/2 = 134 \text{ мм}$$

$$v = \psi_g \cdot R_e = 0,3 \cdot 158 = 48 \text{ мм}$$

13. Определяется средний модуль и средние делительные диаметры шестерни и колеса

$$m_c = \frac{m \cdot R}{R_e} = \frac{7 \cdot 134}{158} = 5,9 \text{ мм}$$

$$d_{c1} = m_c \cdot z_1 = 5,9 \times 18 \approx 106 \text{ мм}$$

$$d_{c2} = m_c \cdot z_2 = 5,9 \times 41 \approx 242 \text{ мм}$$

14. Определяются усилия в зацеплении:

а) окружное усилие

$$F = 2T_2 / d_{2c} = 2 \cdot 2,4 \cdot 10^5 / 242 = 1983 \text{ Н}$$

б) радиальное усилие на шестерне, равное всему усилию на колесе

$$F_{r1} = F_{a2} = F \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 1983 \times 0,36 \times 0,92 = 660 \text{ Н}$$

(α - угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$).

в) осевое усилие на шестерне, равное радиальному усилию на колесе

$$F_{a1} = F_{r2} = F \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 1983 \times 0,36 \times 0,4 = 285 \text{ Н.}$$

15. Проверка зубьев по контактному напряжению

$$\sigma_H = \frac{335}{R_e - 0,5b} \sqrt{\frac{T_2 * K_H \cdot \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{\epsilon * U^2}} < [\sigma]_H$$

$$\sigma_H = \frac{335}{158 - 0,5 \cdot 48} \sqrt{\frac{2,4 \cdot 10^5 \cdot 1 \cdot \sqrt{(2,3^2 + 1)^3}}{48 \cdot 2,3^2}} = 305 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 305 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 358 \text{ МПа}$$

16. Проверка зубьев на выносливость по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{F \cdot k_F \cdot Y_F}{\epsilon \cdot m} = \frac{1983 \cdot 1,4 \cdot 4,3}{48 \cdot 7} = 35 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 171 \text{ МПа}$$

K_F - учитывает дополнительные нагрузки, $K_F = 1,3 \dots 1,5$ (при симметричном относительно опор расположении зубчатых колес);

Y_F - см табл.19.

Таблица 19 - Значения Y_F

z_1	18	20	25	30	40	50	60	80	100
Y_F	4,3	4,1	3,9	3,8	3,7	3,65	3,6	3,6	3,6

РАСЧЕТ ВАЛА

Порядок расчёта

Расчет вала (ведущего или ведомого) любого типа редуктора рекомендуется проводить в определённой последовательности:

1. Выписываются исходные данные, полученные в результате расчета клиноременной (цепной) и зубчатой (червячной) передач.

Для расчёта ведущего вала цилиндрического редуктора необходимы следующие исходные данные (рис. 9):

- а) T_1 - крутящий момент на ведущем валу, Н · мм ;
- б) d_1 - делительный диаметр шестерни, мм;
- в) b_1 - ширина шестерни, мм;
- г) F - окружное усилие, Н;
- д) F_r - радиальное усилие, Н;
- е) F_a - осевое усилие, Н (для прямозубых и шевронных колёс не требуется);
- ж) F_k - усилие от клиноременной передачи (или от цепной передачи $F_{ц}$), Н;
- з) l_c - длина ступицы шкива клиноременной передачи (или длина ступицы звёздочки цепной передачи), мм.

Исходные данные для расчёта ведомого вала цилиндрического редуктора:

$T_2, d_2, b_2, F, F_r, F_a, l_c$ - длина ступицы полумуфты.

Исходные данные для расчёта ведущего вала конического редуктора (рис. 10): $T_1, b_1, F, F_{r1}, F_{a1}, F_{ц}$ - усилие от цепной (или клиноременной - F_k) передачи, l_c, d_{1c} - средний делительный диаметр шестерни.

Исходные данные для расчёта ведомого вала конического редуктора (рис. 10): $T_2, b_2, F, F_{r2}, F_{a2}, l_c$ - длина ступицы полумуфты, d_{2c} - средний делительный диаметр колеса.

Исходные данные для расчета вала червяка (рис. 11): $T_1, d_1, F_1, F_{r1}, F_{a1}, d_{ам2}$ - максимальный диаметр червячного колеса, l_c - длина ступицы полумуфты.

Исходные данные для расчёта вала червячного колеса (рис. 11): $T_2, d_2, F_2, F_{r2}, F_{a2}, d_{a1}, l_c$ - длина ступицы полумуфты.

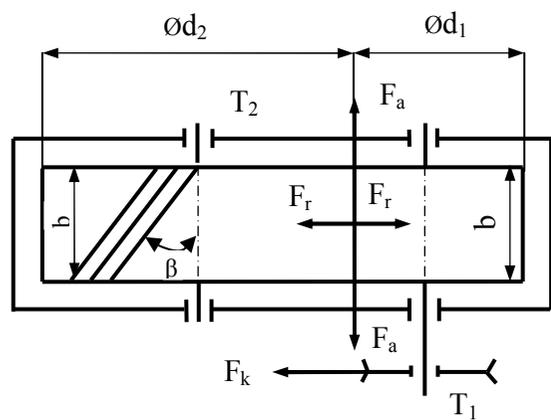


Рис. 9 - Схема цилиндрического редуктора

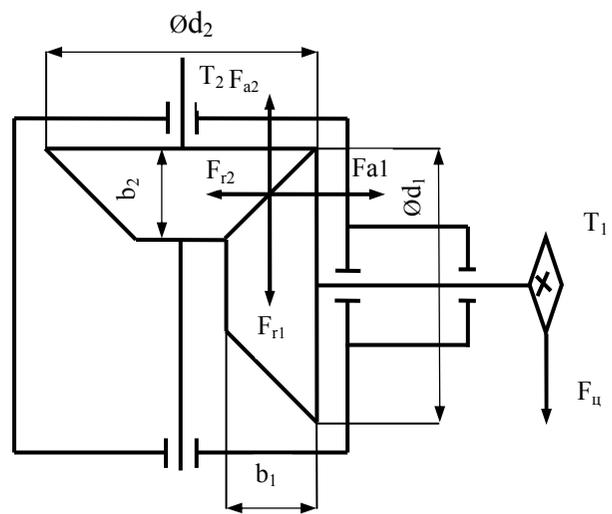


Рис. 10 - Схема конического редуктора

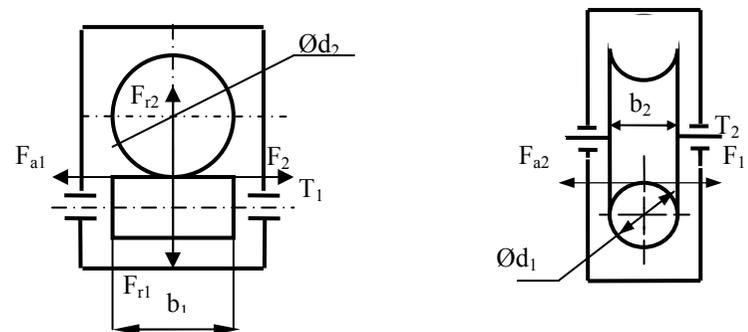


Рис. 11 - Схема червячного редуктора

2. Выбирается материал для изготовления вала. Для валов редукторов рекомендуют стали 35, 40, 45 с нормализацией или стали 45, 40Х, 40ХН (для ответственных редукторов) с улучшением (табл. 20).

Таблица 20. Материалы для изготовления валов

Марка стали, термообработка	Нормализация			Улучшение		
	35	40	45	45	40Х	40ХН
Предел прочности σ_s , МПа	480	520	570	750	880	880

3. Проектируется форма вала и определяются длины его расчётных участков. На рисунках 12...15 представлены наиболее часто применяемые формы валов различных видов одноступенчатых редукторов. Валы (ведущий и ведомый) цилиндрических редукторов, а

также вал червячного колеса червячного редуктора обычно имеют форму, показанную на рисунке 12, на рисунках 13 и 14 изображены рекомендуемые формы соответственно ведущего и ведомого валов конического редуктора, а на рисунке 15 – вала червяка червячного редуктора.

Определяются длины расчётных участков вала.

Для валов (ведущего и ведомого) цилиндрических редукторов (рис. 12):

$$l_1 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм},$$

$$l_2 \approx b + (40 \dots 50) \text{ мм}.$$

Для вала червячного колеса червячного редуктора (рис. 12):

$$l_1 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм},$$

$$l_2 \approx d_{a1} + (40 \dots 50) \text{ мм},$$

где d_{a1} – диаметр окружности головок витков червяка, мм.

Для вала червяка червячного редуктора (рис. 15):

$$l_2 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм}.$$

$$l_1 \approx d_{ам2} + (40 \dots 50) \text{ мм},$$

где $d_{ам2}$ – максимальный диаметр червячного колеса.

Для ведущего вала конического редуктора (рис. 13):

$$l_1 \approx b_1 / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм},$$

$$l_2 \approx (80 \dots 100) \text{ мм},$$

$$l_3 \approx l_c / 2 + (30 \dots 40) \text{ мм}.$$

Для ведомого вала конического редуктора (рис. 14):

$$l_1 \approx b_2 / 2 + (20 \dots 30) \text{ мм},$$

$$l_2 \approx l_c/2 + (30 \dots 40) \text{ мм},$$

$$l_3 \approx d_{a1} + (40 \dots 50) \text{ мм},$$

где d_{a1} – диаметр окружности головок зубьев шестерни.

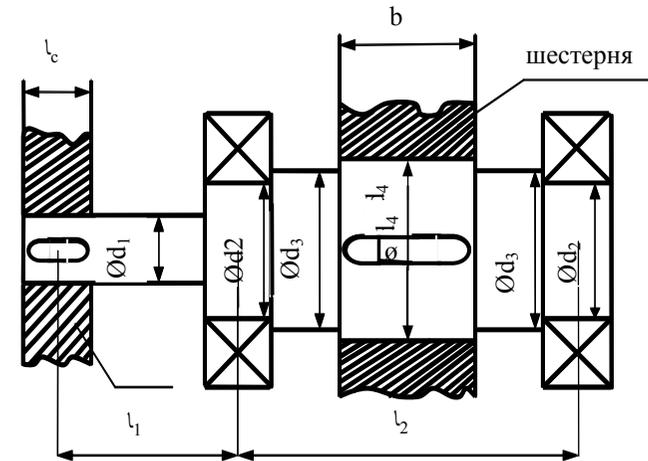


Рис. 12 - Чертеж ведущего (ведомого) вала цилиндрического редуктора и ведомого вала червячного редуктора

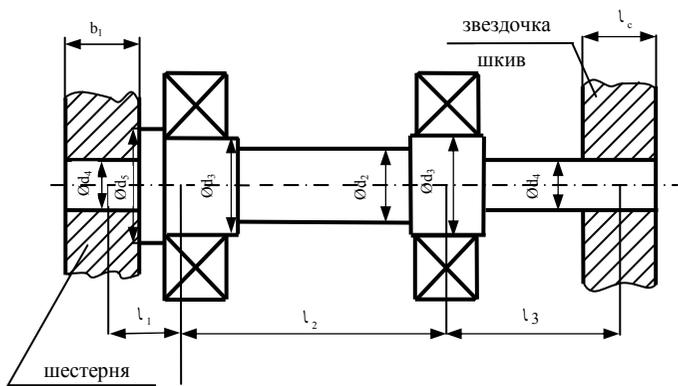


Рис. 13 - Чертеж ведущего вала конического редуктора

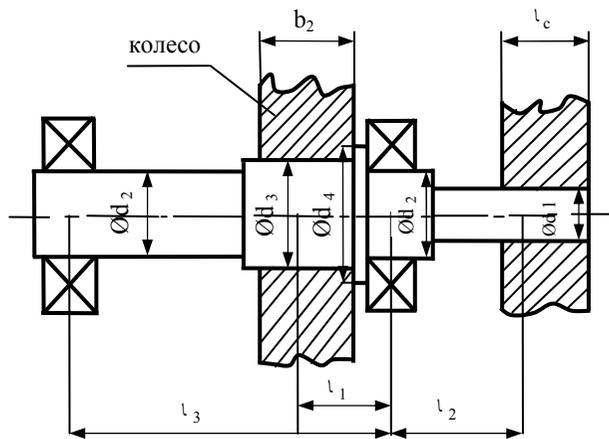


Рис. 14 - Чертеж ведомого вала конического редуктора

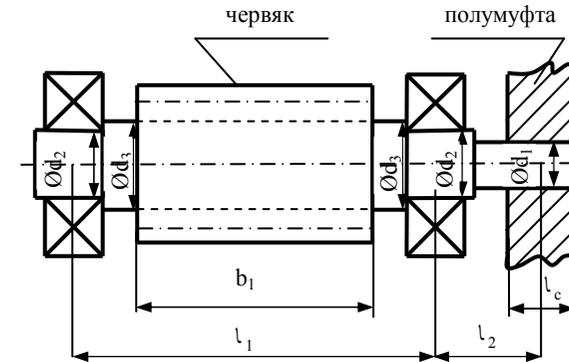


Рис. 15 - Чертеж вала-червяка

4. Строятся расчетные схемы вала. В любом редукторе силы (F , F_r , F_a , F_k и т.д.) действуют в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, поэтому расчётные схемы строят в горизонтальной (Γ) и фронтальной (Φ) плоскостях. Действующие на вал нагрузки наносят с учётом направления их действия (см. рис. 9,10,11). Расчётные схемы для ведущего вала цилиндрического редуктора представлены на рисунке 16, ведомого вала цилиндрического редуктора и ведомого вала червячного редуктора - на рисунке 17, на рисунках 18 и 19 показаны расчётные схемы для расчёта ведущего и ведомого валов конического редуктора, а на рисунке 20 – вала червяка. Для удобства дальнейших расчётов рекомендуется расчётные схемы совмещать с эпюрами изгибающих и крутящих моментов. На всех расчётных схемах присутствует изгибающий момент m , который возникает от действия осевых усилий F_a (следовательно, m не будет только на расчётных схемах валов прямозубых шевронных цилиндрических редукторов). Величина этого момента определяется следующим образом:

$$m = F_a \cdot \frac{d_1}{2} \text{ – для ведущего вала цилиндрического редуктора;}$$

$m = F_a \cdot \frac{d_2}{2}$ – для ведомого вала цилиндрического редуктора;

$m = F_{a1} \cdot \frac{d_{1c}}{2}$ – для ведущего вала конического редуктора;

$m = F_{a2} \cdot \frac{d_{2c}}{2}$ – для ведомого вала конического редуктора;

$m = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}$ – для вала червяка;

$m = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}$ – для вала червячного колеса.

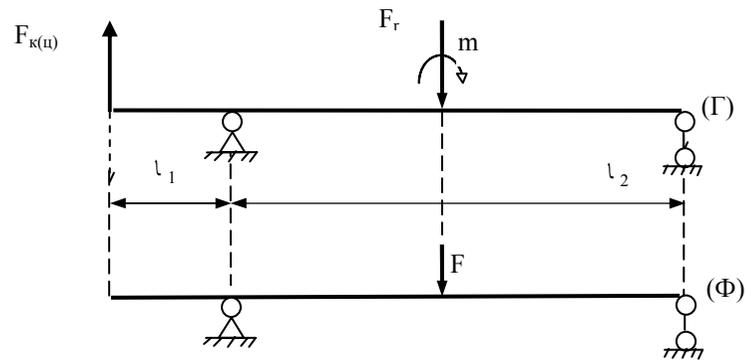


Рис. 16 - Расчетная схема ведущего вала цилиндрической передачи

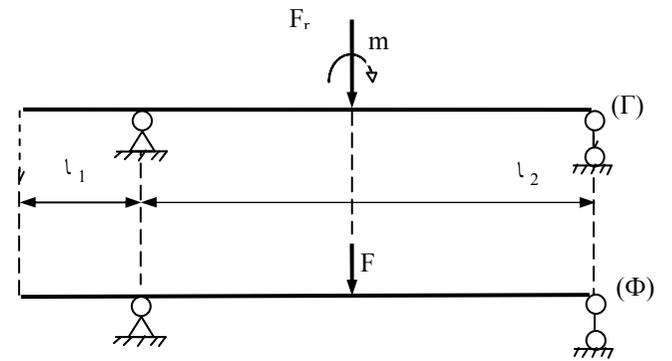


Рис. 17 - Расчетная схема ведомого вала цилиндрического и червячного редукторов.

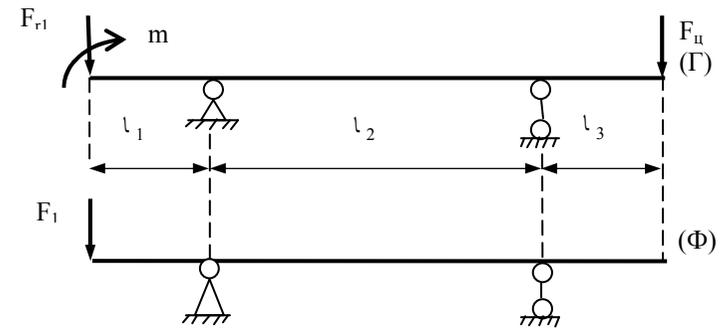


Рис. 18 - Расчетная схема ведущего вала конического редуктора

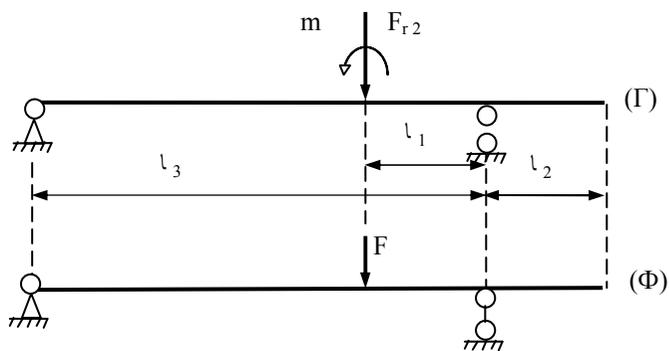


Рис. 19 - Расчетная схема ведомого вала конического редуктора

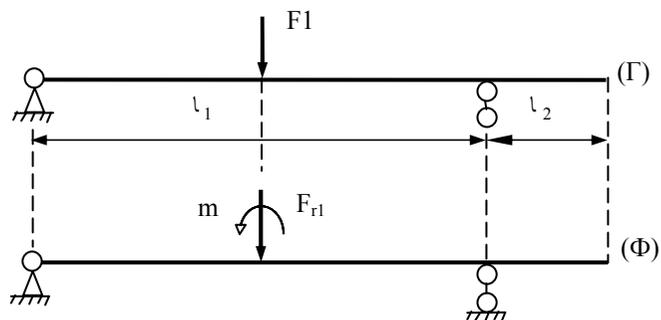


Рис. 20 - Расчётная схема ведущего вала червячного редуктора

5. Строятся эпюры изгибающих (в горизонтальной M_r и фронтальной M_ϕ плоскостях) и крутящего моментов.

6. Определяются диаметры участков вала. Рекомендуется вычислить минимальный и максимальный диаметры вала, а диаметры промежуточных ступеней выбирают между этими расчетными значениями. При выборе диаметров посадочных мест под подшип-

ники стоит иметь в виду, что подшипники качения (начиная с $d = 20$ мм) имеют внутренний диаметр, оканчивающийся на цифры 5 или 0.

Если на данном участке вала действуют изгибающий момент в одной плоскости и крутящий момент, то расчетная формула имеет вид:

$$\sigma_u = \frac{M_{np}}{W_x} \leq [\sigma],$$

где M_{np} – приведенный момент, $H \cdot мм$:

$$M_{np} = \sqrt{M_u + 0,75T^2} ;$$

M_u – изгибающий момент в рассчитываемом сечении, $H \cdot мм$;

T – крутящий момент, $H \cdot мм$;

W_x – линейный момент сопротивления сечения , $мм^3$:

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} ,$$

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала вала, МПа.

Обычно принимают $[\sigma] \approx 0,2\sigma_b$.

Если на данном участке вала действуют изгибающие моменты в двух плоскостях и крутящий момент, то расчетная формула имеет вид:

$$\sigma_u = \frac{M_{np}}{W_x} \leq [\sigma],$$

где M_{np} – приведенный момент, $H \cdot мм$:

$$M_{np} = \sqrt{M_{рез}^2 + 0,75T^2} ,$$

где $M_{рез}$ – результирующий момент, $H \cdot мм$:

$$M_{рез} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} ,$$

M_x – изгибающий момент в горизонтальной плоскости, $H \cdot мм$;

M_y – изгибающий момент в вертикальной плоскости, $H \cdot мм$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{np}}{\pi[\sigma]}} \quad , \text{ мм}$$

Если выходной конец вала работает на чистое кручение (валы червячных редукторов, ведомые валы других типов редукторов), то диаметр определяют из условия прочности на кручение

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_{кр} \quad ,$$

где W_p – полярный момент сопротивления, $мм^3$:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad ,$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]_{кр}}} \quad , \text{ мм,}$$

$[\tau]_{кр}$ – допускаемое напряжение на кручение для материала вала, МПа:

$$[\tau]_{кр} \approx 0,15\sigma_v$$

Диаметр вала округляют до стандартного значения из ряда R40: 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160.

Диаметр вала под подшипник округляют в зависимости от размера внутреннего кольца подшипника (кратно 5).

7. Определяются запасы прочности в опасных сечениях вала. Для валов редукторов рекомендуется определить запас прочности в одном сечении каждого вала, в месте посадки зубчатого (червячного) колеса и посередине вала червяка.

Общий запас прочности

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

где n_{σ} – запас прочности по напряжениям изгиба;
 n_{τ} – запас прочности по напряжениям кручения.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_u / \varepsilon_{\sigma}};$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \cdot \tau_{кр} / \varepsilon_{\tau}} \text{ - для реверсивных передач;}$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\psi_{\tau} \cdot \tau_{кр}} \text{ - для нереверсивных передач,}$$

где σ_{-1} и τ_{-1} - пределы выносливости материала вала на изгиб и кручение, равные

$$\sigma_{-1} \approx 0,4 \cdot \sigma_{в},$$

$$\tau_{-1} \approx 0,25 \cdot \sigma_{в},$$

k_{σ} и k_{τ} - коэффициенты концентрации напряжений, принимаемые по таблице 21.

Таблица 21. Значения коэффициентов концентрации напряжений

Коэффициенты	σ_B , МПа				
	600	700	800	900	1000
K_σ	1,6	1,75	1,8	1,9	2
K_τ	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1

ε_σ и ε_τ – масштабные коэффициенты, принимаемые по таблице 22.

Таблица 22. Значения ε_δ и ε_τ

Сталь		Диаметр вала d, мм					
Углеродистая	ЭОшибка! Объект не может быть создан из кодов полей редактирования. ε_{τ}	20	30	40	50	70	100
		0,92 0,83	0,88 0,77	0,85 0,73	0,82 0,7	0,76 0,65	0,7 0,6
Легированная	ε_{σ} ε_{τ}						

ψ_{τ} -коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений, равный $\psi_{\tau} \approx 0,1$.

σ_u и $\tau_{кр}$ – напряжения изгиба и кручения в рассчитываемом сечении, равные:

$$\sigma_u = \frac{M_{рез}}{W_x} = \frac{32M_{рез}}{\pi d^3} \cdot \begin{matrix} 0,77 & 0,73 & 0,7 & 0,65 & 0,6 \end{matrix}$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi d^3}.$$

Рекомендуется, чтобы запас прочности $n \geq 1,5$.

Если $n < 1,5$ диаметр вала в рассчитываемом сечении необходимо увеличить и заново определить запас прочности.

8. Определяются усилия, действующие на подшипники.

$$F_{rA} = \sqrt{A_1^2 + A_2^2},$$

$$F_{rB} = \sqrt{B_1^2 + B_2^2}.$$

Пример расчета ведущего вала косозубого цилиндрического редуктора

Исходные данные:

- Крутящий момент на ведущем валу $T_1 = 1 \cdot 10^5$ Н*мм.
- Делительный диаметр шестерни $d_1 = 100$ мм.
- Ширина шестерни $B = 50$ мм.
- Окружное усилие $F = 2000$ Н.
- Радиальное усилие $F_r = 1000$ Н.
- Осевое усилие $F_a = 500$ Н.
- Усилие от клиноременной передачи $F_k = 1000$ Н.
- Длина ступицы шкива $l_c = 40$ мм.

Выбирают материал для изготовления вала.

Для проектируемого вала выбирают сталь 45 с нормализацией ($\sigma_B = 570$ Па).

Проектируют форму вала и определяют длину его расчётных участков:

$$l_1 = l_c/2 + (30..40) = 40/2 + 40 = 60 \text{ мм};$$

$$l_2 = B + (40..50) = 50 + 50 = 100 \text{ мм}.$$

Строят расчетные схемы вала в горизонтальной и фронтальной плоскостях.

Изгибающий момент m , который будет возникать от осевого усилия F_a :

$$m = F_a \cdot \frac{d_1}{2} = 500 \cdot \frac{100}{2} = 2,5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Строят эпюры изгибающих (в горизонтальной M_r и фронтальной M_ϕ плоскостях) и крутящих моментов.

Обозначают опорные реакции A_1, A_2, B_1, B_2 и определяют их.

$$\sum F_y = A_1 + B_1 - F_r + F_k = 0;$$

$$\sum m_B = -F_k(l_1 + l_2) - A_1 l_2 + F_r \cdot l_2/2 - m = 0;$$

$$A_1 = (-F_k(l_1 + l_2) + F_r * l_2 / 2 - m) / l_2 = (-1000 * 160 + 1000 * 50 - 2,5 * 10^4) / 100 = -1350 \text{ Н};$$

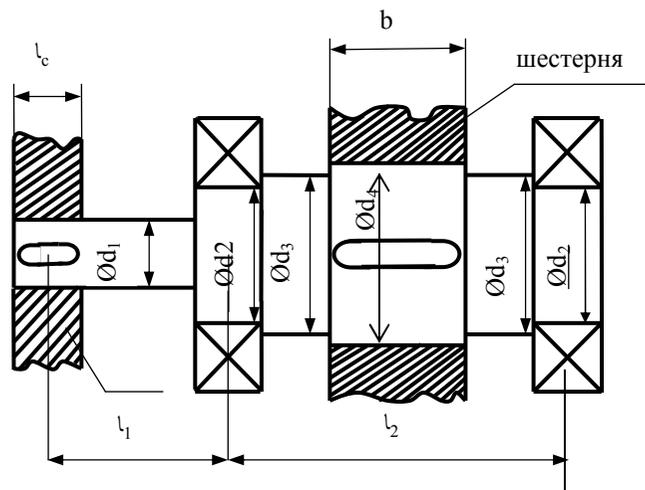
$$\sum m_A = -F_k * l_1 - F_r * l_2 / 2 + B_1 * l_2 - m = 0;$$

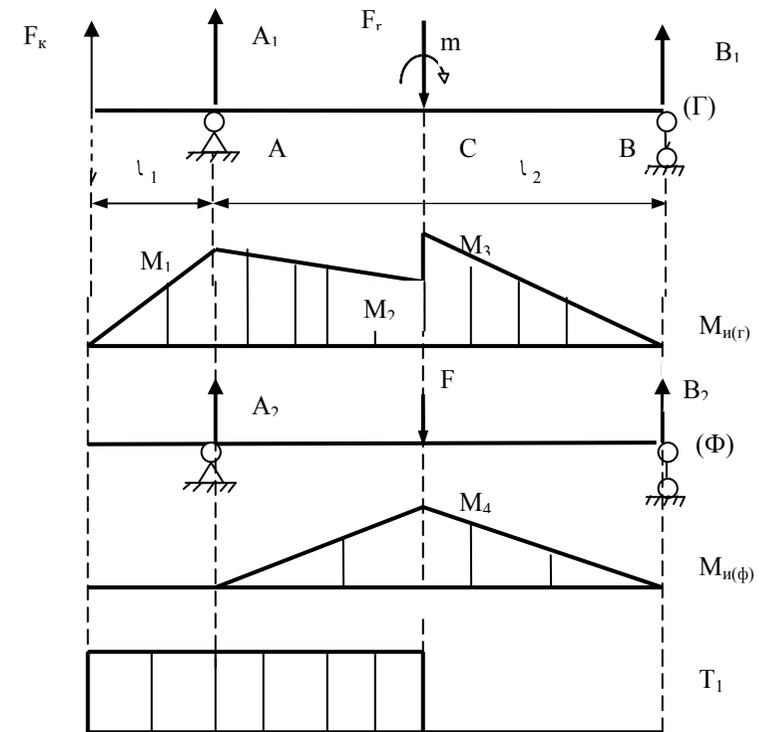
$$B_1 = (F_k * l_1 + F_r * l_2 / 2 + m) / l_2 = (1000 * 60 + 1000 * 50 + 2,5 * 10^4) / 100 = 1350 \text{ Н}.$$

Выполняют проверку:

$$\sum F_y = -1350 + 1350 - 1000 + 1000 = 0.$$

Из схемы видно, что $A_2 = B_2 = F/2 = 2000/2 = 1000 \text{ Н}$.





Расчетная схема

Определяют изгибающие моменты:

$$M_1 = F_k \cdot l_1 = 1000 \cdot 60 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н*мм};$$

$$M_2 = F_k(l_1 + l_2/2) + A_1 \cdot l_2/2 = 1000 \cdot (60 + 50) + (-1350 \cdot 50) = 4,25 \cdot 10^4 \text{ Н*мм};$$

$$M_3 = B_1 \cdot l_2/2 = 1350 \cdot 50 = 6,75 \cdot 10^4 \text{ Н*мм};$$

$$M_4 = A_2 \cdot l_2/2 = 1000 \cdot 50 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н*мм}.$$

Определяют диаметры участков вала. Вычисляют минимальный и максимальный диаметры вала, а диаметры промежуточных ступеней выбирают между этими расчётными значениями.

На участке вала диаметром d_2 действуют максимальный изгибающий момент в горизонтальной плоскости $M_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ и крутящий момент $T_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$. Изгибающего момента в фронтальной плоскости нет.

Определяют приведённый момент:

$$M_{np.A} = \sqrt{M_1^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{(6 \cdot 10^4)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 10^5)^2} = 1,05 \cdot 10^5 \text{ Нмм.}$$

Уравнение прочности:

$$\sigma = M_{np.A} / W_X \leq [\sigma],$$

где W_x – линейный момент сопротивления сечения ,

$$W_x = \frac{\pi \cdot d^3}{32} .$$

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала вала, МПа.

$$[\sigma] = 0,2 \cdot \sigma_s = 0,2 \cdot 570 = 114 \text{ МПа,}$$

$$\text{откуда } d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{np.A}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,05 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 114}} = 21,5 \text{ мм.}$$

На участке диаметром d_4 в горизонтальной плоскости действует максимальный изгибающий момент $M_3 = 6,75 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$, в фронтальной плоскости $M_4 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ и крутящий момент $T_1 = 1 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Определяют результирующий изгибающий момент:

$$M_{резс} = \sqrt{M_3^2 + M_4^2} = \sqrt{(6,75 \cdot 10^4)^2 + (5 \cdot 10^4)^2} = 8,4 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Приведённый момент :

$$M_{пр.С} = \sqrt{M_{резс}^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{(8,4 \cdot 10^4)^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 10^5)^2} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Следовательно:

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{пр.С}}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,2 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 114}} = 22 \text{ мм}.$$

Учитывая стандартные диаметры принимают:

$$d_4 = 28 \text{ мм}, d_3 = 26 \text{ мм}, d_2 = 25 \text{ мм}, d_1 = 24 \text{ мм}.$$

Определяют запас прочности в опасном сечении вала. Для этого случая опасным является сечение С-С.

$$\text{Общий запас прочности: } n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

где n_σ - запас прочности по напряжениям изгиба;

n_τ - запас прочности по напряжениям кручения.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_u}, \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot \varepsilon_\tau}{k_\tau \cdot \tau_{kp}},$$

где σ_{-1} , τ_{-1} - пределы выносливости материала вала на изгиб и кручение равные:

$$\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_B = 0,4 \cdot 570 = 228 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 570 = 142,5 \text{ МПа},$$

где k_σ, k_τ - коэффициенты концентрации напряжений, $k_\sigma = 1,6$,
 $k_\tau = 1,5$;

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ - масштабные коэффициенты, $\varepsilon_\sigma = 0,88$, $\varepsilon_\tau = 0,77$;

σ_u и $\tau_{кр}$ - напряжения изгиба и кручения в рассчитываемом сече-

нии, равные:

$$\sigma_u = \frac{M_{рез.c}}{W_X} = \frac{32 \cdot M_{рез.c}}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{32 \cdot 8,4 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 28^3} = 39 \text{ МПа};$$

$$\tau_{кр} = \frac{T_1}{W_p} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_4^3} = \frac{16 \cdot 1 \cdot 10^5}{3,14 \cdot 28^3} = 23 \text{ МПа};$$

$$n_\sigma = \frac{228 \cdot 0,88}{1,6 \cdot 39} = 3,2;$$

$$n_\tau = \frac{142,5 \cdot 0,77}{1,5 \cdot 23} = 3,18,$$

тогда

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3,2 \cdot 3,18}{\sqrt{3,2^2 + 3,18^2}} = 2,9.$$

Прочность обеспечивается ($n > 1,5$).

Определяют усилия, действующие на подшипники ведущего вала. Имея в виду, что горизонтальные и фронтальные составляющие реакций опор А и В были обозначены A_1, A_2, B_1, B_2 , определяют радиальные нагрузки на эти подшипники:

$$F_{rA} = \sqrt{A_1^2 + A_2^2} = \sqrt{1350^2 + 1000^2} = 1680 \text{ Н},$$

$$F_{rB} = \sqrt{B_1^2 + B_2^2} = \sqrt{1350^2 + 1000^2} = 1680 \text{ Н}.$$

РАСЧЁТ И ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

Подшипники выбираются по характеру нагрузки и диаметру вала.

Тип и номер подшипника выбирают по справочной литературе [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Определяется расчётная грузоподъёмность подшипника и сравнивается с допускаемой.

$$P = (X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_A) \cdot K_\delta \cdot K_t \cdot (6 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot L_H)^{0,3}, \text{ Н}$$

где V-коэффициент кольца, V=1

X, Y-коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (по таблице)

F_R – радиальная нагрузка, Н

F_A – осевая нагрузка, Н

K_δ - коэффициент, учитывающий характер нагрузки, $K_\delta = (1 \dots 1,5)$

K_t -температурный коэффициент, $K_t=1$

n- число оборотов вала, об/мин

L_H –желаемая долговечность подшипника, $L_H = 5000 \dots 30000$ часов

РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Размеры поперечного сечения выбираем в зависимости от диаметра вала.

Принимается длина шпонки из стандартного ряда так, чтобы она на 5-10 мм была меньше длинны ступицы.

Проверяют шпонку на смятие боковых поверхностей:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)} \leq [\sigma]_{см}, \text{ где}$$

T- крутящий момент, Н*мм

d- диаметр вала, мм

h, b -высота и ширина шпонки, мм (табл.22)

t_1 - глубина паза вала, мм (табл.22)

l- длина шпонки, мм

$[\sigma]_{см}$ - допускаемые напряжения смятия при стальной ступице из

малоуглеродистой стали $[\sigma_{см}] = 100$ МПа, из среднеуглеродистой стали $[\sigma_{см}] = 140$ МПа.

Таблица 22. Шпонки призматические (выборка). Размеры, мм

Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	Вал t_1	Втулка t_2
12-17	5	5	3	2,3
17-22	6	6	3,5	2,8
22-30	8	7	4	3,3
30-38	10	8	5	3,3
38-44	12	8	5	3,3
44-50	14	10	5,5	3,8
50-58	16	10	6	4,3
58-65	18	11	7	4,4
65-75	20	12	7,5	4,9
75-85	22	14	9	5,4

Примечание. Длину шпонки выбирают из ряда, мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140 и др.

Поле допуска на ширину шпонки b h9, на высоту шпонки h h11 (h9 до 6 мм), на длину шпонки h14.

ВЫБОР СОРТА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА МАСЛА

Таблица 23. Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4-87)

Передача	Окружная скорость зубчатых передач V , м/с Скорость скольжения червячных передач V_s , м/с		
	до 2	от 2 до 5	св.5
Зубчатая	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
Червячная	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68

Объём масла: $V_m = (0,4 \dots 0,8) N_p$, л
где N_p – расчётная мощность, кВт

РАСЧЁТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА РЕДУКТОРА

Таблица 24 - Определение размеров основных элементов корпуса из чугуна

Параметры	Ориентировочные соотношения, мм
<p style="text-align: center;">Толщина</p> <p><i>Стенки корпуса и крышки редуктора:</i></p> <p style="padding-left: 40px;">цилиндрического верхнего пояса корпуса; нижнего пояса крышки корпуса; нижнего пояса корпуса;</p> <p style="text-align: center;">Диаметр</p> <p>фундаментальных болтов; болтов: у подшипников; соединяющих основание с крышкой; соединяющих крышку подшипника с редуктором; крепления смотровой крышки; резьбы пробки (для слива масла из корпуса редуктора)</p>	<p>Во всех случаях $\delta > 8\text{мм}$ и $\delta_1 > 8\text{мм}$</p> <p>$\delta = 0.025a + 1$; $\delta_1 = 0.02a + 1$</p> <p>$b = 1.5 \delta$ $b_1 = 1.5 \delta_1$ $p = 1.5 \delta$</p> <p>$d_1 = (1.5 \dots 2.5) \delta$</p> <p>$d_2 = (0.7 \dots 0.75) d_1$ $d_3 = (0.5 \dots 0.6) d_1$</p> <p>$d_4 = (0.7 \dots 1.4) \delta$ $d_5 = 0.4 d_1$</p> <p>$d_{пр} = (1.6 \dots 2.2) \delta$</p>

Минимальное расстояние от колеса до корпуса редуктора $X \geq \delta$, мм, расстояние от колеса до нижнего пояса корпуса $Y = 4X$.

ВЫБОР ПОСАДОК

Таблица 25. Посадки основных деталей передач

Рекомендуемые посадки	Пример соединения
$\frac{H7}{r6}, \frac{H7}{s6}$	Зубчатые и червячные колеса на валы при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{p6}, \frac{H7}{r6}$	Зубчатые и червячные колеса и зубчатые муфты на валы; венцы червячных колес на центр
$\frac{H7}{n6}, \frac{H7}{m6}, \frac{H7}{k6}$	Зубчатые колеса при частом демонтаже; шестерни на валах электродвигателей; муфты; мазеудерживающие кольца
$\frac{H7}{j_s6}, \frac{H7}{h6}, \frac{H7}{h7}$	Стаканы под подшипники качения в корпус; распорные втулки
$\frac{H7}{r6}$	Муфты при тяжелых ударных нагрузках
$\frac{H7}{j_s6}, \frac{H7}{h6}$	Шкивы и звездочки
$\frac{H8}{h8}$	Распорные кольца; сальник
Отклонение вала $k6$	Внутренние кольца подшипников качения на валы
Отклонение отверстия $H7$	Наружные кольца подшипников качения в корпусе
Отклонение вала $m6, n6$	Внутренние кольца подшипников качения свыше 100 мм при тяжелых ударных нагрузках
<i>Примечание.</i> Для подшипников качения указаны отклонения валов и отверстий, а не обозначения полей допусков соединений, потому что подшипники являются готовыми изделиями, идущими на сборку без дополнительной обработки.	

ВЫБОР МУФТЫ

Муфта выбирается в зависимости от действующей нагрузки, крутящего момента и диаметра вала [2, 3, 4, 5].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Детали машин и основы конструирования : учебник и практикум для академического бакалавриата/ под ред. Е.А. Самойлова и В.В. Джамая. - 2-е изд. Перераб. и доп. – М.: Издательство Юрайт, - 423с. – Серия: Бакалавр. Академический курс.
2. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин: Учебник \ Под общ. ред. д. т. н., проф. Н.В. Гулиа. – 2-е изд., испр. – СПб.: Издательство «Лань», 2010. – 416 с.: ил. – (Учебник для вузов. Специальная литература).
3. Курмаз Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: Справочное-учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, О.Л.Курмаз. – М.: Высш. шк., 2007. – 455 с.
4. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А.Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. – 3-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. – М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416с.
5. Чернилевский Д.В. Основы проектирования машин. – М.: 1998
6. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн. - Калининград: Янтар. сказ. 2002. - 454 с
7. Перель Д.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Справочник. – 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с.

Составитель: Ишутина Лилия Николаевна

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**Задания и методические указания
для выполнения курсового проекта**

Компьютерная вёрстка

Л.Н. Ишутина

Подписано в печать 30 августа 2016 г.
Формат 60x84 1/16. Объем 5,6 усл. печ. л. ,уч.-изд.л.
Тираж экз. Изд. № . Заказ №

Отпечатано в мини-типографии Инженерного института НГАУ
690039, Новосибирск, ул. Никитина, 147