

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение
среднего профессионального образования
«АРХАНГЕЛЬСКИЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ
ИМПЕРАТОРА ПЕТРА I »
(ГОУ СПО «АЛТК Императора Петра I»)

В.Н. Удальцов

РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНОЙ ЧАСТИ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

Учебно-методическое пособие

Архангельск 2005

Рецензенты: Иванкин И.И. – преподаватель АГТУ, доцент, к.т.н.
Куроптев В.Г. – преподаватель ГОУ СПО «АЛТК
Императора Петра I»

Удальцов В. Н. Расчет конструктивной части дипломного проекта :
учебно-метод. пособие / В. Н. Удальцов. – Архангельск : ГОУ СПО «АЛТК
Императора Петра I», 2005. – 64 с.

Методическое пособие содержит требования, предъявляемые к
конструктивной части дипломного проекта. Даны методики расчета стендов,
некоторых наиболее распространенных передач. Рассмотрены требования,
предъявляемые к графической части дипломного проекта.

© Удальцов В. Н., 2005
© ГОУ СПО «Архангельский
лесотехнический колледж Императора Петра I»

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОФОРЛЕНИЮ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА	4
2 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕКСТОВОЙ ЧАСТИ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ.....	5
3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТОВ.....	11
3.1 Определение усилия на рабочем органе.....	11
3.1.1 Определение осевого усилия при выпрессовке зубчатых колес или шкивов ременных передач.....	12
3.1.2 Определение осевого усилия при монтаже и демонтаже подшипников.....	13
3.1.3 Пример расчета усилия выпрессовки подшипника.....	14
3.1.4 Крутящий момент при расчете стенов – кантователей....	16
3.1.5 Крутящий момент при расчете гайковертов.....	17
3.1.6 Расчет размеров маховика.....	19
3.2 Кинематический расчет.....	21
3.2.1 Пример выполнения кинематического расчета.....	27
3.3 Примеры расчетов механических передач привода.....	30
3.3.1 Пример расчета открытой конической передачи.....	30
3.3.2 Пример расчета открытой цилиндрической передачи.....	38
3.3.3 Пример расчета клиноременной передачи.....	42
3.3.4 Пример расчета передачи винт – гайка.....	51

4	ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	59
4.1	Правила заполнения номера чертежа в штампе.....	59
4.2	Правила проставления размеров, позиций, посадок, отклонений, шероховатостей на чертежах.....	59
4.3	Рекомендуемые значения параметров шероховатости поверхностей.....	61
4.4	Рекомендуемые посадки в системе отверстия (ЕСДП).....	62
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	63
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	64
5	ПРИЛОЖЕНИЕ.....	65
5.1	Приложение А Номограмма для определения типа ремня.....	65
5.2	Приложение Б Чертеж общего вида.....	66
5.3	Приложение В Спецификация к чертежу общего вида.....	67
5.4	Приложение Г Чертеж сборочный.....	68
5.5	Приложение Д Спецификация к сборочному чертежу.....	70
5.6	Приложение Ж Детализовочный чертеж.....	72

ВВЕДЕНИЕ

Дипломный проект является заключительным и самым ответственным этапом процесса обучения студента. Во время которого студент должен суммировать все знания, полученные за весь период обучения, показать владение всем аспектом навыков и умений, полученных в колледже. А так как конструктивная часть дипломного проекта является одной из самых трудоемких и сложных разделов дипломного проекта, то данное учебно-методическое пособие значительно облегчит работу студента и руководителя дипломного проекта над данным разделом.

Данное учебно-методическое пособие содержит требования, предъявляемые к конструктивной части дипломного проекта. Рассмотрены требования, предъявляемые к графической части дипломного проекта.

Даны методики расчета станков-кантователей, гайковертов, съемников. Даны примеры выполнения расчетов некоторых наиболее распространенных механических передач. Рассмотренные методики могут быть использованы при проектировании различных станков и средств малой механизации.

Учебно-методическое пособие может быть использовано преподавателями специальных дисциплин при курсовом проектировании.

1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ОФОРЛЕНИЮ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

Конструктивная часть дипломного проекта должна содержать в себе две части: РАСЧЕТНУЮ ЧАСТЬ и ГРАФИЧЕСКУЮ ЧАСТЬ.

Расчетная часть дипломного проекта оформляется в виде пояснительной записки и должна содержать в себе следующие разделы:

- **ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ ЧАСТИ** – в данном разделе рассматривается целесообразность предлагаемой конструктивной разработки;
- **ПАТЕНТНЫЙ ПОИСК ИЛИ АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ** – в данном разделе рассматриваются существующие конструкции, аналогичные предполагаемой к разработке, приводятся их краткие технические характеристики, кинематические схемы или общий вид, описание работы, достоинства и недостатки каждой конструкции, дается обоснование выбора аналога;
- **ОПИСАНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ РАЗРАБОТКИ** – в данном разделе описывается конструкция и работа предлагаемой конструктивной разработки;
- **РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ** – в данную часть могут быть включены следующие разделы:
 - Определение усилия на рабочем органе;
 - Кинематический расчет;
 - Расчет элементов привода (зубчатые передачи, ременные передачи, валы, производится подбор подшипников, муфт и т.д.).

2 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ТЕКСТОВОЙ ЧАСТИ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Обоснование конструктивной части

В качестве конструктивной разработки предлагается стенд для правки шатунов автомобиля ЗиЛ. Данный стенд позволит существенно сэкономить на запасных частях, так как позволит использовать шатуны, получившие деформации во время эксплуатации.

Анализ существующих конструкций

Рассмотрение существующих конструкций.

В качестве конструктивной разработки спроектируем стенд для правки шатунов двигателя автомобиля ЗиЛ. Основными дефектами шатуна является изгиб и скручивание стержня шатуна, износ отверстия втулки верхней головки и отверстия под втулку, износ отверстия и торцов поверхностей нижней головки. Для разработки стенда рассмотрим несколько аналогичных конструкций. На рисунке 1. представлен комплекс приспособлений для правки шатунов. Приспособление на рисунке А предназначена для исправления изгиба за счет усилия развиваемого силовым винтом. Приспособление изображенное на рисунке Б – исправляет скрученность – данное приспособление основано на тех же принципах, но конструктивно выполнено иначе. Приспособление на рисунке В предназначено для проверки параллельности осей нижней и верхней головки и плоскости шатуна.

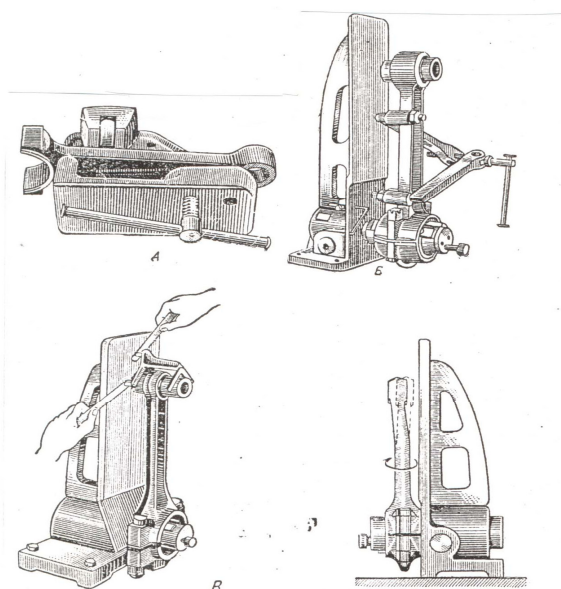


Рисунок 1 - Комплекс приспособлений для правки шатунов: А – исправление изгиба; Б – исправление скрученности; В – проверка.

Приспособление изображенное на рисунке 2. предназначено для контроля и правки шатуна. Шатун крепится в приспособление за счет оправки 10, при помощи оправки для верхней головки 4 с опорными выступами 6 и 8 и индикаторов 5 и 7 определяется параллельность осей верхней и нижней головок. В случае обнаружения деформации превышающей допустимые пределы, шатун правят ключом для правки 9, установив шатун на упор для правки 1. На рисунке 3 представлено приспособление для контроля и правки шатуна. На данном приспособлении одновременно проверяют изгиб и скручивание шатуна, а также расстояние между центрами его головок. Шатун плотно устанавливают в приспособление с помощью большой скалки 8, пропущенной через стойки 9, малую скалку 10 поочередно упирают в сухари стоек 11. наличие зазора, указывает на наличие скручивания шатуна.

Определение величины скручивания и изгиба производят при нахождении шатуна в вертикальном положении. При этом малая скалка 10 соприкасаясь с упором коромысла 4, находясь в контакте с штифтами 2 индикаторов 1 и 7, которые указывают скрученность шатуна. Индикатор 5 устанавливает

отклонения расстояний, через оси отверстий верхней и нижней головок, а индикатор 6 – не параллельность осей.

При обнаружении отклонений, превышающих допустимые значения, шатун правят специальным ключом без снятия с приспособления. При этом верхняя головка шатуна должна занимать положение между вертикальной и горизонтальной плитами. После правки с помощью рычага 9 скалка 8 выдавливается из нижней головки шатуна.

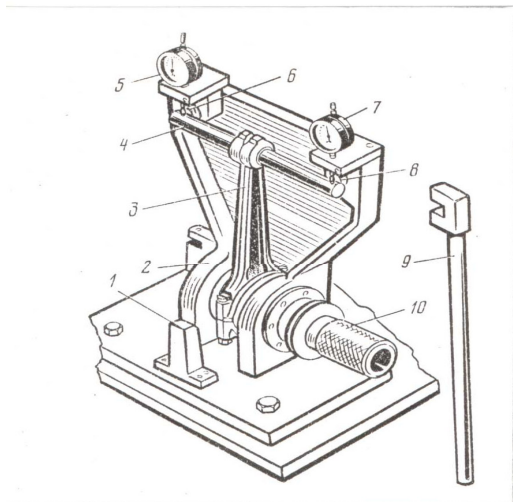


Рисунок 2 - Приспособление для контроля и правки шатуна.

1- упор для правки шатуна; 2 – корпус приспособления; 3 – шатун;
4 – оправка для верхней головки; 5, 7 – индикаторы; 6,8 – опорные выступы;
9- ключ для правки; 10 – оправка для нижней головки шатуна

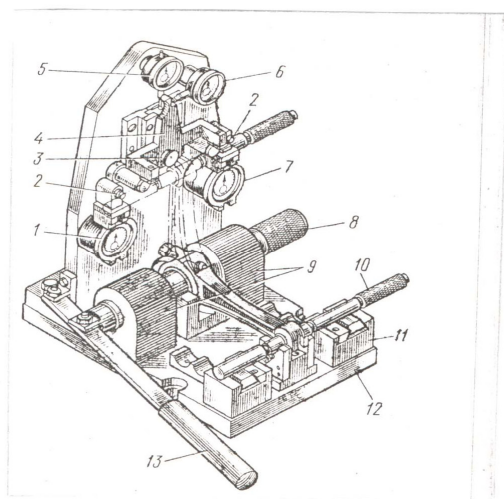


Рисунок 3 - Приспособление для контроля и правки шатуна.

1- 1,5,6,7 – индикаторы, 2 – штифты, 3 – ось коромысла, 4 – коромысло, 8, 10 – скалки, 9, 11 – стойки, 12 – плита, 13 – ручка.

Анализ и оценка вариантов.

Стенд для контроля изгиба и скручивания и правки шатунов представленный на рисунке 1 имеет возможность производства большого объема работ, но в нем применяется большое количество индикаторов. Для правки шатунов также необходимо соблюдать технологию правки:

- обратный прогиб в размере в 10-15 раз больше;
- дать выдержку при таком прогибе;
- добиться свободного обратного прогиба по значению равного прогибу до правки;
- вернуть прогиб в нулевой прогиб.

На данном стенде правка ведется вручную без контроля прогиба в процессе правки. Также нет возможности контролировать разные шатуны.

Эти же недостатки присущи стенду представленному на рисунке 3, хотя применено большее количество индикаторов.

У стенда изображенного на рисунке 2 применен другой способ контроля взаимного расположения поверхностей и осей верхней и нижней головок шатуна. Хотя на этом стенде нет возможности правки шатуна без снятия его со стенда. К недостаткам так же можно отнести необходимость снятия шатуна со стенда при правке и отсутствие механизации процесса.

Выбор оптимального варианта.

Оптимальным с точки зрения технологичности, точности и унификации считаю объединение элементов стенда представленного на рисунке 3 с механическим прессом типа винт-гайка для облегчения изгиба и контроля.

Шатун базируется на двух призмах, предусмотрена возможность перемещения их по оси шатуна для возможности правки шатунов различных размеров. Контроль взаимного расположения осей головок ведется при помощи одного индикатора, расположенного в проемах призмы на стальной площадке, расположенный на определенном расстоянии от головок шатуна

Стенд позволит восстанавливать геометрические размеры шатунов двигателя автомобиля ЗиЛ, что позволяет повторно их использовать после ремонта. При этом снижаются материальные затраты на ремонт, так как снижается потребность в запасных частях. Одновременно сокращаются трудозатраты на восстановление шатунов, облегчается труд слесаря-ремонтника.

За основу возьмем принцип винтового пресса, так как данная конструкция проста в изготовлении, кроме того, такая конструкция позволяет быстро освоить работу на ней.

На рисунке 4 приведена кинематическая схема предлагаемого стенда. Усилие, развиваемое слесарем через пару винт-гайка 1,2 и наконечник 3,

передается на шатун, установленный на опоры 4. при этом можно применять двойную правку (правку с перегибом). Такая конструкция облегчает операцию снятия и установки шатуна.

На рисунке 5 представлен внешний вид стенда.(*в данном примере рисунки 4 и 5 не приводятся*)

3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТОВ

3.1 Определение усилия на рабочем органе

В зависимости от конструкции стенда или съемника рабочий орган может совершать:

- поступательное движение (например при выпрессовке подшипников, зубчатых колес, шкивов ременных передач или подъеме груза – например при вывешивании колес автомобиля домкратом);
- вращательное движение (головки гайковертов, поворотные стенды-кантователи).

При поступательном движении определяется осевое усилие, развиваемое штоком одним из следующих способов:

- Усилие задается исходя из технических характеристик рассмотренных стендов-аналогов, технических требований, приведенных в паспортной литературе или из конструктивных соображений;
- Усилие задается исходя из веса поднимаемой конструкции (при вывешивании автомобиля или его мостов)
- Усилие выпрессовки может быть определено аналитическим способом.

При вращательном движении определяется крутящий момент на рабочем органе одним из следующих способов:

- Крутящий момент задается исходя из технических характеристик рассмотренных стендов-аналогов, технических требований,

приведенных в паспортной литературе или из конструктивных соображений;

- Крутящий момент станков- кантователей определяется исходя из веса поворачиваемого агрегата и способа крепления его на поворотной раме относительно поворотной оси;
- Крутящий момент гайковертов рассчитывается из потребности момента на отворачивание по резьбе.

Частота вращения рабочего органа – n (об/мин), как правило, задается конструктивно.

3.1.1 Определение осевого усилия при выпрессовке зубчатых колес или шкивов ременных передач

Усилие выпрессовки зубчатых колес или шкивов ременных передач F_a , Н ;

$$F_a = \frac{a * (D/d + 0.3) * i * l * 10^4}{D/d + 6.35}, \quad (1) [1]$$

где D – наружный диаметр ступицы насаженной детали, мм;

d - внутренний диаметр насаженной детали (диаметр вала), мм;

i – табличный натяг (определяется по справочным таблицам в зависимости от основного отклонения и качества точности см. табл.1), мм;

l – длина ступицы насаженной детали, мм;

a – коэффициент, зависящий от материала детали (для стали 7,5 , для чугуна 4,3).

Таблица 1 - Предельные отклонения размеров валов

Интервалы размеров, мм	Поля допусков											
	j _s 6	k6	m6	n6	p6	r6	s6	j _s 7	k7	m7	n7	s7
Св.18 до 30	+6,5 -6,5	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	+10 -10	+23 +2	+29 +8	+36 +15	+56 +35
Св.30 до 50	+8 -8	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	+12 -12	+27 +2	+34 +9	+42 +17	+68 +43
Св.50 до 65	+9,5	+21	+30	+39	+51	+60 +41	+72 +53	+15	+32	+41	+50	+83 +53
Св.65 до 80	-9,5	+2	+11	+20	+32	+62 +43	+78 +59	-15	+2	+11	+20	+89 +59
Св.80 до 100	+11	+25	+35	+45	+59	+73 +51	+93 +71	+17	+38	+48	+58	+106 +71
Св.100 до 120	-11	+3	+13	+23	+37	+76 +54	+101 +79	-17	+3	+13	+23	+114 +79

3.1.2 Определение осевого усилия при монтаже и демонтаже подшипников

Осевое усилие при монтаже или демонтаже подшипников F_a , Н ;

$$F_a = \frac{i * f * E * \pi * B}{2 * N}, \text{ Н} \quad (2)[1]$$

где - i – табличный натяг (определяется по справочным таблицам в зависимости от основного отклонения и качества точности, см. табл.1), мм;

f – коэффициент трения, при сборке $f=0.1 \dots 0.15$;

при разборке $f=0.15 \dots 0.25$;

E – модуль упругости, для стали $E=2*10^5$ МПа;

B – ширина подшипника, мм;

N – коэффициент, учитывающий диаметр подшипника.

$$N = \frac{1}{\left(1 - \frac{d}{d_0}\right)^2} \quad (3)[1]$$

$$d_0 = d + \frac{(D - d)}{4} \quad (4)[1]$$

Где D – наружный диаметр подшипника, мм;

d – внутренний диаметр подшипника, мм.

3.1.3 Пример расчета усилия выпрессовки подшипника

Исходные данные для расчета:

Подшипник № 306

D – наружный диаметр подшипника, мм; $D = 72$ мм;

d – внутренний диаметр подшипника, мм; $d = 30$ мм;

B – ширина подшипника, мм; $B = 19$ мм;

Посадка – $k6$.

Усилие выпрессовки подшипника F_a , Н ;

$$F_a = \frac{i * f * E * \pi * B}{2 * N}, \quad (1)$$

где - i – табличный натяг, мм;

основное отклонение – k ; квалитет – 6 ; табличный натяг составит $i = 0,015$ мм;

f – коэффициент трения, при разборке $f = 0.15 \dots 0.25$, принимаем $f = 0.2$;

E – модуль упругости для стали $E = 2 * 10^5$ МПа;

B – ширина подшипника, $B = 19$ мм;

N – коэффициент, учитывающий диаметр подшипника.

$$N = \frac{1}{\left(1 - \frac{d}{d_0}\right)^2} \quad (2)$$

$$d_0 = d + \frac{(D - d)}{4} \quad (3)$$

$$d_0 = 30 + \frac{(72 - 30)}{4} = 40.5 \text{ мм}$$

$$N = \frac{1}{\left(1 - \frac{30}{40.5}\right)^2} = 0.933$$

Тогда осевое усилие составит

$$F_a = \frac{0.015 * 0.2 * 2 * 10^5 * 3.14 * 19}{2 * 0.933} = 19183 \text{ Н}$$

3.1.4 Крутящий момент при расчете стендов – кантователей.

Составляется схема установки агрегата на раму стенда.

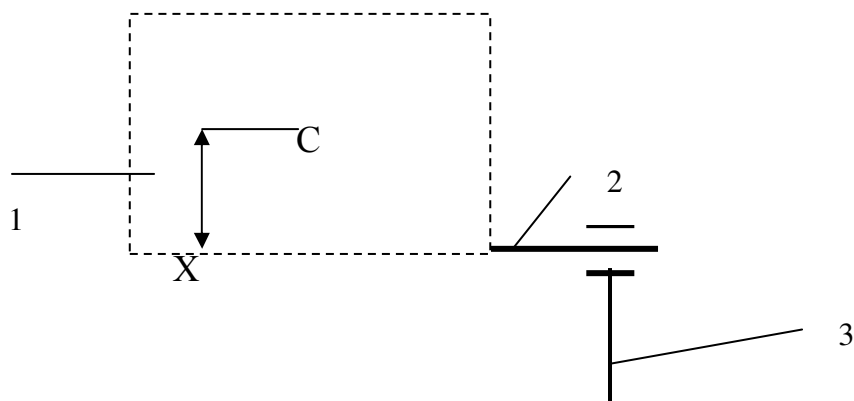


Рисунок 3.1 - Схема стенда – кантователя.

1- агрегат; 2- поворотная рама; 3- станина.

Центр тяжести агрегата расположен в точке C, X – расстояние от центра тяжести до оси поворота рамы.

Крутящий момент T , Н*м определяется по формуле;

$$T = G * X \quad (5)$$

где T – крутящий момент на рабочем органе, Н*м;

G – сила тяжести агрегата, Н;

X – расстояние от центра тяжести до оси вращения, м.

3.1.5 Крутящий момент при расчете гайковертов

Крутящий момент на рабочем органе T , Н*м определяется по формуле;

$$T = T_p + T_f, \quad (6)$$

где – T – крутящий момент на рабочем органе, Н*м ;

T_p – момент в резьбе, Н*м ;

T_f – момент трения на торце, Н*м ;

$$T_p = F_a * \frac{d_2}{2} * \operatorname{tg}(\psi + \rho'), \quad (7)$$

где – F_a – сила прижатия (осевая сила), Н;

$$F_a = d_2^2 * \pi * \nu * \psi_d * [p], \quad (8)$$

где – d_2 – средний диаметр резьбы, мм [3];

ν - коэффициент, зависящий от вида резьбы [3]

для метрической резьбы, $\nu = 0,541$, для трапециидальной $\nu = 0,5$;

ψ_d – коэффициент, зависящий от формы гайки [3], для неразрезных гайки $\psi_d = 1,2 \dots 2,5$;

$[p]$ - допустимое давление в витках резьбы, МПа [3].

ψ - угол подъема резьбы

$$\psi = \arctg \frac{n * p}{\pi * d_2}, \quad (9)$$

Где - n – количество заходов резьбы;

p – шаг резьбы, мм .

ρ' – приведенный угол трения

$$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (10)$$

Где – f – коэффициент трения [3];

α - угол профиля резьбы, для метрической $\alpha=60^0$, для трапециидальной $\alpha=30^0$

$$T_f = f * F_a * R_{np}, \quad (11)$$

Где R_{np} – приведенный радиус, мм;

$$R_{np} = \frac{1}{3} d_m, \quad (12)$$

Где d_m – диаметр торцевого контакта, мм.

Полученный крутящий момент увеличивают в 1,5...2 раза, так как резьба, как правило, подвержена коррозии (если в конструкции предусмотрен

ударно-инерционный механизм (маховик) – увеличивать крутящий момент нет необходимости).

3.1.6 Расчет размеров маховика

Ударно-инерционный механизм состоит из маховика и управляемой (включающейся и выключающейся) фрикционной или кулачковой муфты. Ударно-инерционный механизм проектируется в гайковертах, которые *используются для отворачивания резьбы подверженной коррозии.

Маховик представляет собой достаточно массивное колесо, обладающее большой инерционностью. Маховик может быть выполнен в двух вариантах:

- колесо с массивным ободом;
- сплошное массивное колесо.

Основой расчета является крутящий момент превышающий номинальный (необходимый на отворачивание резьбы) в 1,5...2 раза.

При конструировании маховика стремятся к тому, чтобы получить необходимый момент инерции при возможно малой массе и диаметре маховика. С этой целью маховик выполняют в виде тяжелого обода соединенного со ступицей тонким диском или спицами. С некоторым допущением можно считать, что масса маховика сосредоточена в ободе. Тогда средний диаметр обода D_{cp} можно определить по формуле:

$$D_{cp} = \sqrt[3]{\frac{4g * I}{\pi * \gamma * \beta * \epsilon}}, \quad (13)$$

Где I – момент инерции маховика, мм⁴;

$$I = \frac{T}{\epsilon}, \quad (14)$$

Где T – крутящий момент, Н*м;

ε - угловое ускорение (замедление), с^{-2} ;

$$\varepsilon = \frac{\omega - \omega_0}{t}, \quad (15)$$

ω - угловая скорость вала, на который насажен маховик, с^{-1} ;

ω_0 – конечная угловая скорость вала, с^{-1} ; $\omega_0 = 0$;

t – время торможения, с ;

g – ускорение свободного падения;

γ - объемный вес материала маховика, для чугуна $\gamma = 7,8 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^3$;

β - коэффициент пропорциональности ширины обода b , $\beta = 0,1$;

$$\beta = \frac{b}{D_{cp}} \quad (16)$$

ε - коэффициент пропорциональности толщины обода h , $\varepsilon = 0,2$;

$$\varepsilon = \frac{h}{D_{cp}} \quad (17)$$

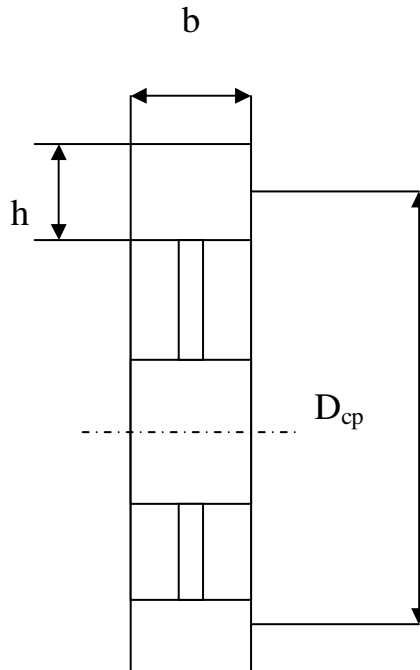


Рисунок 3.2 – Маховик с массивным ободом

Маховик сплошной также может быть применен в конструкции инерционно-ударного гайковерта. Диаметр D маховика определяем по формуле;

$$D = \sqrt[4]{\frac{32 * I}{\pi * b * \gamma}}, \quad (18)$$

Где D – диаметр маховика, мм;

b – ширина маховика, мм;

3.2 Кинематический расчет

Кинематический расчет начинают с составления кинематической схемы станда, станка или приспособления (кинематический расчет рекомендуется

проводить при проектировании стендов, в которых использован электромеханический привод). К исходным данным относятся параметры, определенные в предыдущих расчетах - крутящий момент на рабочем органе и частота вращения рабочего органа.

Кинематический расчет выполняется для подбора стандартных или расчета нестандартных элементов стенда (электродвигатель, редуктора, муфты, подшипники - подбираются стандартными).

Кинематические схемы выполняются с помощью специализированных значков регламентированных стандартом.

Кинематический расчет начинают с определения крутящего момента(смотри выше), частоты вращения(смотри выше), мощности и угловой скорости рабочего органа.

Определение угловой скорости, ω с⁻¹;

$$\omega = \frac{\pi * n}{30}, \quad (19)$$

Где n - частота вращения рабочего органа (выходного вала)

Определение мощности, P кВт;

$$P = T * \omega \quad (20)$$

Где T – крутящий момент на валу рабочего органа, Н*м.

Определяется общий КПД привода исходя из кинематической схемы

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3 \quad (21)$$

Где - $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода;

η_1 – КПД первой передачи;

η_2 – КПД второй передачи;

η_3 – КПД третьей передачи (или КПД подшипников).

Таблица 2 - КПД наиболее распространенных передач

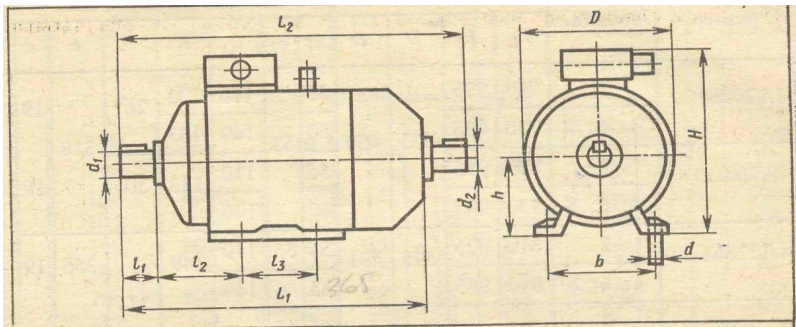
Передача	КПД
Цилиндрическая открытая	0,95÷0,96
Цилиндрическая закрытая	0,97÷0,98
Коническая открытая	0,95÷0,96
Коническая закрытая	0,96÷0,97
Червячная	0,8
Цепная открытая	0,90÷0,95
Цепная закрытая	0,95÷0,97
Клиноременная передача	0,95÷0,97
Плоскоремennая передача	0,956÷0,98
Подшипники	0,99

Определяется мощность на входном валу P_1 и подбирается электродвигатель

$$P_1 = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}} \quad (22)$$

Двигатель подбирается ближайший наибольшей мощности согласно стандарту или другому справочнику.

Определяется мощность, частота вращения габаритные и присоединительные размеры стандартного двигателя.



Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типо-размер	$s, \%$	$\frac{T_n}{T_H}$	Типо-размер	$s, \%$	$\frac{T_n}{T_H}$	Типо-размер	$s, \%$	$\frac{T_n}{T_H}$	Типо-размер	$s, \%$	$\frac{T_n}{T_H}$
0,55	63B2	8,5		71A4	7,3		71B6	10		80B8	9	
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	
1,1	71B2	6,3		80A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	1,6
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80B2	4,3	2,0	90L4	5,1	2,0	100L6	5,1	2,0	112MA8	6,0	
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4		112MA6	4,7		112M8	5,8	1,8
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		160S8	2,5	1,4
11,0	132M2	2,3	1,6	132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1		160S4	2,3		160M6	2,6		180M8	2,5	
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2,0		180S4	2,0		200M6	2,8		200L8	2,7	
30	180M2	1,9	1,4	180M4	1,9	1,4	200L6	2,1		225M8	1,8	1,2
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8		250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4	1,2	250M8	1,4	
55	225M2	1,8		225M4	1,4		250M6	1,3		280S8	2,2	
75	250S2	1,4		250S4	1,2		280S6	2,0		280M8	2,2	
90	250M2	1,4	1,2	250M4	1,3	1,2	280M6	2,0		315S8	2,0	1,0
110	280S2	2,0		280S4	2,3		315S6	2,0		315M8	2,0	

Типо-размер	Число полюсов	Габаритные размеры, мм				Установочные и присоединительные размеры, мм							
		L_1	L_2	H	D	d_1	d_2	l_1	l_2	l_3	b	d	
4AA50	2; 4	174	198	142	112	9	9	20	32	63	80	5,8	
4AA56	2; 4	194	221	152	128	11	11	23	36	71	90	5,8	
4AA63	2; 4; 6; 8	216	250	164	138	14	14	30	40	80	100	7	
4A71		285	330	201	170	19	19	40	45	90	112	7	
4A80A	2; 4; 6; 8	300	355		186	22	22	50	50	100	125	10	
4A80B		320	375										
4A90L		350	405	243	208	24	24	50	56	125	140	10	
4A100S	2; 4; 6; 8	365	427	265	235	28	28	60	63	132	160	12	
4A100L		395	457	280						140			
4A112M		452	534	310	260	32	32	80	70	140	190	12	
4A132S		480	560	350	302	38	38	80	89	178	216	12	
4A132M		530	610										
4A160S	2	624	737			42				178			
	4; 6; 8			430	358	48	42	110	108		254	15	
4A160M	2	667	780			42				210			
	4; 6; 8					48							
4A180S	2	662	778			48				203			
	4; 6; 8			470	410	55	48	110	121		279		
4A180M	2	702	818			48				241			
	4; 6; 8					55							

Рисунок 3.2 - Мощности и габаритные размеры электродвигателей серии 4А

Определяется общее передаточное число i и разбивается по ступеням

$$i = \frac{n_1}{n_{PO}} \quad (23)$$

Где - n_1 – частота вращения вала электродвигателя, об/мин;

n_{PO} – частота вращения рабочего органа, об/мин.

Разбивка передаточного числа производится исходя из формулы

$$i = i_1 * i_2 * i_3 \quad (24)$$

Где – i_1, i_2, i_3 – передаточные числа ступеней (передаточные числа зубчатых передач и редукторов назначаются стандартными :

Цилиндрические передачи – 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3 ; 8; 10; 12.(подчеркнуты рекомендованные передаточные числа первого ряда)

Конические передачи – 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3 .(подчеркнуты рекомендованные передаточные числа первого ряда)

Червячные передачи – 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.
(передаточные числа первого ряда)).

Определяется частота вращения на валах, n об/мин;

$$\begin{aligned} n_2 &= \frac{n_1}{i_1}, \\ n_3 &= \frac{n_2}{i_2} \end{aligned} \quad \text{и так далее} \quad (25)$$

Определяется угловая скорость на валах, ω с⁻¹;

$$\omega = \frac{\pi * n}{30} \quad (26)$$

Определяется мощность на валах, P кВт;

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 * \eta_1 \\ P_3 &= P_2 * \eta_2 \end{aligned} \quad \text{и так далее} \quad (27)$$

Определяются крутящие моменты на валах, T Н*м;

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (28)$$

По определенным крутящим моментам, передаточным числам, частотам вращения и угловым скоростям определяются геометрические размеры передач или подбираются стандартные редуктора и муфты.

3.2.1 Пример выполнения кинематического расчета

Исходные данные: мощность на выходном валу: $P_3 = 4,6$ кВт

Частота вращения выходного вала: $n_3 = 95$ об/мин

Определяем общий КПД привода $\eta_{общ}$;

$$\eta_{общ} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3^2$$

где: η_1 - КПД зубчатой передачи $\eta_1 = 0,98$ (см. табл.1)

η_2 – КПД цепной передачи $\eta_2 = 0,96$ (см. табл.1)

η_3 - КПД подшипников качения $\eta_3 = 0,99$ (см. табл.1)

$$\eta_{общ} = 0,98 * 0,96 * 0,99^2 = 0,92$$

Определяем мощность на первом валу P_1 кВт;

$$P_1 = P_3 / \eta_{общ}$$

$$P_1 = 4,6 / 0,92 = 5 \text{ кВт}$$

по мощности подбираем двигатель: мощность $P_{дв} = 5,5$ кВт

синхронная частота вращения $n_c = 3000$ об/мин

скольжение $S = 3,4\%$

типоразмер 4A100L2

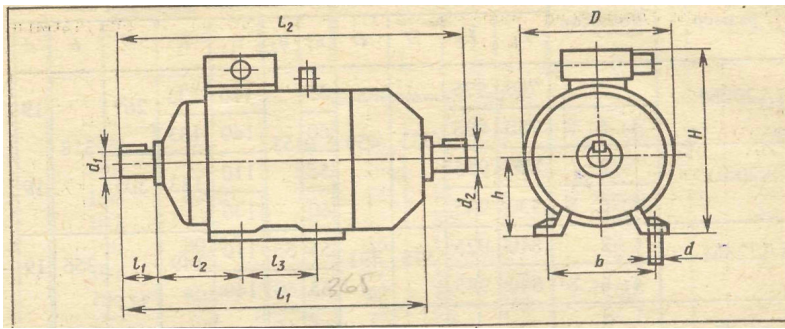


Рисунок 3.3 – Электродвигатель 4A100L2

$L_1=395\text{ мм}$; $l_1=60\text{ мм}$; $l_2=63\text{ мм}$; $l_3=140\text{ мм}$; $b=160\text{ мм}$; $H=280\text{ мм}$; $D=235\text{ мм}$; $d_1=28\text{ мм}$

Определяем частоту вращения на первом валу, n_1 об/мин;

$$n_1 = n_c - ((n_c / 100) * S)$$

$$n_1 = 3000 - ((3000 / 100) * 3,4) = 2898 \text{ об/мин}$$

Определяем общее передаточное число привода, $i_{\text{общ}}$;

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_3}$$

$$i_{\text{общ}} = \frac{2898}{95} = 30,51$$

Разбиваем его по ступеням:

назначаем передаточное число редуктора $i_1=5$ (смотри пояснения к ф-ле(18))

Определяем передаточное число цепной передачи, i_2 ;

$$i_2 = \frac{i_{\text{общ}}}{i_1}$$

$$i_2 = \frac{30.51}{5} = 6.102$$

Определяем частоты вращения на валах;

$$n_1 = 2898 \text{ об/мин}$$

$$n_2 = n_1 / i_1 = 2898 / 5 = 579.6 \text{ об/мин}$$

$$n_3 = 95 \text{ об/мин}$$

Определяем угловые скорости на валах, ω с⁻¹;

$$\omega = \pi * n / 30$$

$$\omega_1 = 303.324 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_2 = 60.6648 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_3 = 9.94 \text{ с}^{-1}$$

Определяем мощность на валах, Р кВт;

$$P_1 = 5 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 * \eta_1 * \eta_3 = 0.98 * 0.99 = 4.851 \text{ кВт}$$

$$P_3 = 4.6 \text{ кВт}$$

Определяем вращающиеся моменты на валах, Т Н*м;

$$T = P * 10^3 / \omega$$

$$T_1 = 16.48 \text{ Н*м}$$

$$T_2 = 79.96 \text{ Н*м}$$

$$T_3 = 462.78 \text{ Н*м}$$

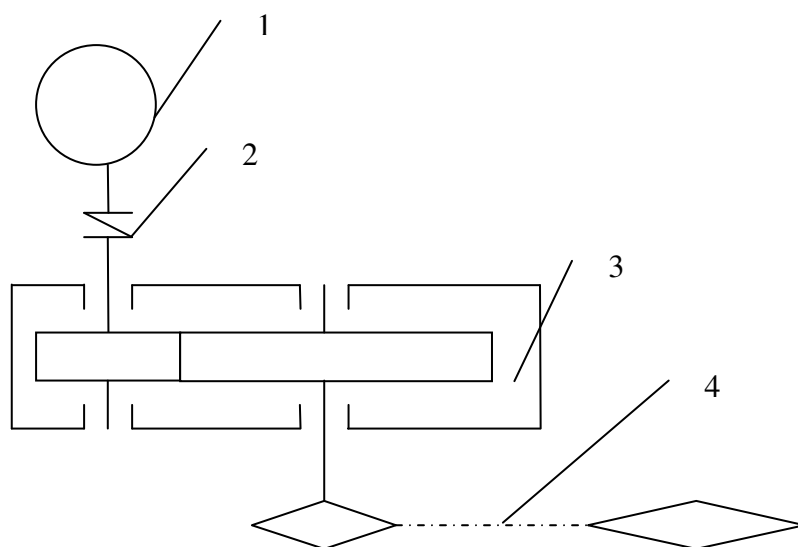


Рисунок 3.4 - Кинематическая схема приводной станции.

1- Электродвигатель; 2- муфта; 3- цилиндрический редуктор; 4- цепная передача.

3.3 Примеры расчетов механических передач привода

3.3.1 Пример расчета открытой конической передачи

Исходные данные для расчета:

Крутящий момент на шестерне $T_1 = 1414,7 \text{ Н*м}$ (значение берем из кинематического расчета)

Крутящий момент на колесе $T_2 = 3932,6 \text{ Н*м}$ (значение берем из кинематического расчета)

Передаточное число $u=2.9$ (значение берем из кинематического расчета)

Угловая скорость вала шестерни $\omega_1 = 25,8 \text{ с}^{-1}$ (значение берем из кинематического расчета)

Угловая скорость вала колеса $\omega_2=8,9 \text{ с}^{-1}$ (значение берем из кинематического расчета)

1. Материал для шестерни и колеса: Сталь 40Х, термообработка – улучшение, средняя твердость: для шестерни $\text{HB}_1=240$, для колеса $\text{HB}_2=210$.

2. Модуль m_m , мм; из условия прочности зубьев на изгиб

$$m_m = 1.4 \sqrt[3]{\frac{T_1}{0.85 z_1^2 * \psi_{bd} * \sigma_{FP}}} * K_{F\beta} * Y_F,$$

Где T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н*м;

Z_1 – число зубьев шестерни, принимаем $Z_1 = 20$;

ψ_{bd} – коэффициент ширины венца, принимаем $\psi_{bd}=0,35$ (консольное расположение шестерни по отношению к опорам);

$[\sigma_F]$ – допустимое напряжение на изгиб, МПа;

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} * K_{FL} * K_{FC}$$

где $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение на изгиб, МПа;

$\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости зубьев на изгиб,

$\sigma_{F \lim b}=1,8\text{HB}, \text{МПа};$

S_F – коэффициент безопасности, $S_F=2,0$;

K_{FL} – коэффициент долговечности, $K_{FL}=1$;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, $K_{FC}=0,75$.

$$[\sigma_{F1}] = \frac{1.8 * 240}{2} * 1 * 0.75 = 162 \text{ МПа для шестерни}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{1.8 * 210}{2} * 1 * 0.75 = 142 \text{ МПа для колеса}$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, принимаем в зависимости от $\psi_{bd}=0,35$; $K_{F\beta}=1,32$;

Y_F - коэффициент формы зуба, принимают в зависимости от эквивалентного числа зубьев, $Z_v = \frac{Z}{\cos \delta}$;

$$Z - \text{число зубьев,} \quad Z_1=20;$$

$$Z_2=Z_1*u=20*2.9=58$$

δ – угол делительного конуса

$$\delta_1 = \arctg \frac{\omega_2}{\omega_1} = \arctg \frac{8.9}{25.8} = 19^0$$

$$\delta_2 = \arctg \frac{\omega_1}{\omega_2} = \arctg \frac{25.8}{8.9} = 71^0$$

$$Z_{v1} = \frac{20}{\cos 19} = 21$$

$$Z_{v2} = \frac{58}{\cos 71} = 178$$

$$Y_{F1} = 4,03$$

$$Y_{F2} = 3,6$$

$$m_m = 1.4 * \sqrt[3]{\frac{1414.7 * 10^3}{0.85 * 20^2 * 0.35 * 162}} * 1.32 * 4.03 = 10.1 \text{ мм}$$

3. Геометрические параметры зубчатых колес

Средние делительные диаметры d_m , мм;

$$d_m = m_m * z$$

$$d_{m1} = 10.1 * 20 = 202 \text{ мм}$$

$$d_{m2} = 10.1 * 58 = 585.8 \text{ мм}$$

Ширина венца b мм;

$$b = \psi_{bd} * d_{m1}$$

$$b = 0.35 * 202 = 70.7 \text{ мм}$$

Внешний модуль (производственный) m_e , мм;

$$m_e = m_m + \frac{b \sin \delta_1}{z_1},$$

$$m_e = 10.1 + \frac{70.7 \sin 19}{20} = 11.25 \text{ мм}$$

принимаем стандартное значение $m_e = 11 \text{ мм}$

Уточняем средний модуль m_m^1 , мм;

$$m_m^1 = m_e - \frac{b \sin \delta_1}{z_1},$$

$$m_m^1 = 11 - \frac{70.7 \sin 19}{20} = 9.85 \text{ мм}$$

Фактический средний делительный диаметр d_{m1}^1 мм;

$$d_{m1}^1 = m_m^1 * z_1,$$

$$d_{m1}^1 = 9.85 * 20 = 197 \text{ мм}$$

Внешние делительные диаметры d_e мм;

$$d_e = m_e * z$$

$$d_{e1} = 11 * 20 = 220 \text{ мм}$$

$$d_{e2} = 11 * 58 = 638 \text{ мм}$$

Внешние диаметры вершин d_{ae} , мм;

$$d_{ae} = d_e + 2m_e * \cos \delta$$

$$d_{ae1} = 220 + 2 * 11 * \cos 19 = 240.8 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = 638 + 2 * 11 * \cos 71 = 645.16 \text{ мм}$$

Внешние диаметры впадин зубьев d_{fe} , мм;

$$d_{fe} = d_e - 2.4m_e * \cos \delta$$

$$d_{fe1} = 220 - 2.4 * 11 * \cos 19 = 199.2 \text{ мм}$$

$$d_{fe2} = 638 - 2.4 * 11 * \cos 71 = 638 \text{ мм}$$

Внешнее конусное расстояние R_e мм;

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1},$$

$$R_e = \frac{220}{2 * \sin 19} = 337.87, \text{ мм}$$

Угол головки зуба θ_a , град;

$$\theta_a = \arctg \frac{m_e}{R_e}$$

$$\theta_a = \arctg \frac{11}{337.87} = 1.86^0$$

Угол ножки зуба θ_f , град;

$$\theta_f = \arctg \frac{1.2m_e}{R_e}$$

$$\theta_f = \arctg \frac{1.2 * 11}{337.87} = 2.24^0$$

Угол конусов вершин (угол обточки)

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 19 + 1.86 = 20.86$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 71 + 1.86 = 72.86$$

4. Окружная скорость колес, V м/с

$$V = \omega_1 \frac{d_{m1}}{2},$$

$$V = 25.8 * \frac{202}{2 * 10^3} = 2.6 \text{ м/с}$$

5. Назначают степень точности передачи в зависимости от скорости

Таблица 3 - Степень точности передачи (по нормам плавности)

Окружная скорость $V_{\max}$, м/с	9	6	4	2,5
Степень точности	6-я	7-я	8-я	9-я

Назначаем 9-ю степень точности

6. Силы в зацеплении,

а) окружная сила на шестерне (колесе) $F_{t1} = F_{t2}$, Н

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 * T_1}{d_{m1}},$$

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 * 1414.7 * 10^3}{202} = 14007 \text{ Н}$$

б) радиальная сила на шестерне (осевая на колесе) $F_{r1} = F_{a2}$, Н

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t * \operatorname{tg} \alpha_w * \cos \delta_1,$$

$$F_{r1} = F_{a2} = 14007 * \operatorname{tg} 20 * \cos 19 = 4820 \text{ Н}$$

в) осевая сила на шестерне (радиальная на колесе) $F_{a1} = F_{r2}$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t * \operatorname{tg} \alpha_w * \sin \delta_1,$$

$$F_{a1} = F_{r2} = 14007 * \operatorname{tg} 20 * \sin 19 = 1660 \text{ Н}$$

7. Напряжение на изгиб у основания зуба, σ_F МПа;

$$\sigma_F = \frac{F_t}{0.85 * b * m_m} * K_{F\beta} * K_{FV} * Y_F \leq [\sigma_F]$$

Где $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, $K_{F\beta} - 1,1$;

K_{FV} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку,

$$K_{FV} = 1,4$$

$$\sigma_{F1} = \frac{14007}{0.85 * 70.7 * 9.85} * 1.1 * 1.4 * 4.03 = 156.8 \leq 162$$

$$\sigma_{F2} = \frac{14007}{0.85 * 70.7 * 9.85} * 1.1 * 1.4 * 3.6 = 131.2 \leq 142$$

Условие прочности соблюдается

3.3.2 Пример расчета открытой цилиндрической передачи

Исходные данные для расчета:

Крутящий момент на валу шестерни $T_2 = 539,88 \text{ Н*м}$; (значение берем из кинематического расчета)

Крутящий момент на валу колеса $T_3 = 1175,6 \text{ Н*м}$; (значение берем из кинематического расчета)

Передаточное число $u_{зуб} = 2,38$ (значение берем из кинематического расчета)

Угловая скорость на валу шестерни $\omega_2 = 32,4 \text{ с}^{-1}$ (значение берем из кинематического расчета)

Угловая скорость на валу колеса $\omega_3 = 13,61 \text{ с}^{-1}$ (значение берем из кинематического расчета)

1. Материал для шестерни и колеса: Сталь 45, термообработка – улучшение, средняя твердость: для шестерни $HВ_1 = 210$, для колеса $HВ_2 = 190$.

2. Модуль из условия прочности зубьев на изгиб, m , мм ;

$$m = 1,43 \sqrt{\frac{T_2}{z_3^2 * \psi_{bd} * \sigma_{F1}}} * K_{F\beta} * Y_F$$

Где T_2 – крутящий момент на валу шестерни, Н*м;

Z_3 – число зубьев шестерни, принимаем $Z_3 = 20$;

ψ_{bd} -коэффициент ширины венца, принимаем $\psi_{bd} = 0,35$ (несимметричное расположение шестерни по отношению к опорам);

$[\sigma_F]$ - допустимое напряжение на изгиб, МПа;

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} * K_{FL} * K_{FC}$$

где $[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение на изгиб, МПа;

$\sigma_{F \lim b}$ - предел выносливости зубьев на изгиб, $\sigma_{F \lim b} = 1,8 \text{ НВ}$;

S_F – коэффициент безопасности, $S_F = 2,0$;

K_{FL} - коэффициент долговечности, $K_{FL} = 1$;

K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки, $K_{FC} = 0,75$;

$$[\sigma_{F1}] = \frac{1,8 * 210}{2} * 1 * 0,75 = 141 \text{ МПа для шестерни};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{1,8 * 190}{2} * 1 * 0,75 = 128 \text{ МПа для колеса};$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, принимаем в зависимости от $\psi_{bd} = 0,35$; $K_{F\beta} = 1,32$

Y_F - коэффициент формы зуба, принимают в зависимости от числа зубьев, $Y_{F1} = 4,09$; $Y_{F2} = 3,66$

Таблица 4 – Коэффициент формы зуба

Z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100
Y_F	4.28	4.09	3.9	3.8	3.7	3.66	3.62	3.61	3.61	3.6

$$m = 1,4 * \sqrt[3]{\frac{539,88 * 10^3}{20^2 * 0,35 * 141}} * 1,32 * 4,09 = 7,4 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение из ряда – 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20

Принимаем $m=8$ мм

3. Геометрические размеры шестерни и колеса

Диаметры делительные d , мм;

$$d = m * z$$

$$d_1 = 8 * 20 = 160 \text{ мм}$$

$$d_2 = 8 * 48 = 384 \text{ мм}$$

Диаметры вершин зубьев d_a , мм;

$$d_a = d + 2m$$

$$d_{a1} = 160 + 2 * 8 = 176 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 384 + 2 * 8 = 400 \text{ мм}$$

Диаметры впадин зубьев d_f , мм;

$$d_f = d - 2.5m$$

$$d_{f1} = 160 - 2.5 * 8 = 140 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = 384 - 2.5 * 8 = 364 \text{ мм}$$

Ширина венцов

$$b_2 = \psi_{bd} * d_1 ,$$

$$b_2 = 0.35 * 160 = 56 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + (2...5),$$

$$b_1 = 56 + 4 = 60 \text{ мм}$$

4. Межосевое расстояние, a_w мм;

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2},$$

$$a_w = \frac{160 + 384}{2} = 272 \text{ мм}$$

5. Окружная скорость колес, V м/с;

$$V = \omega_1 * \frac{d_1}{2},$$

$$V = 32.4 * \frac{160}{2 * 10^3} = 2.6 \text{ м/с}$$

По скорости принимаем степень точности – 9-я степень точности (смотри таблицу 3)

6. Силы в зацеплении

а) Окружная сила $F_t = \frac{2 * T}{d}$

$$F_t = \frac{2 * 539.88 * 10^3}{160} = 6748 \text{ Н}$$

б) Радиальная сила $F_r = F_t * \operatorname{tg} \alpha_w$

$$F_r = 6748 * \operatorname{tg} 20 = 2456 \text{ Н}$$

7. Проверочный расчет на изгиб

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b * m} * K_{F\beta} * K_{FV} * Y_F \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_{F1} = \frac{6748}{56 * 8} * 1.32 * 1.4 * 4.07 = 113 \leq 141 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{6748}{60 * 8} * 1.32 * 1.4 * 3.66 = 95 \leq 128 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено.

3.3.3 Пример расчета клиноременной передачи

Исходные данные для расчета (принимаем из кинематического расчета):

Вращающий момент на ведущем шкиву $T_1 = 196,3 \text{ Н*м}$

Вращающий момент на ведомом шкиву $T_2 = 561,3 \text{ Н*м}$

Частота вращения ведущего вала $n_1 = 730 \text{ об/мин}$

Частота вращения ведомого вала $n_2 = 240 \text{ об/мин}$

Мощность на ведущем шкиве $P_1 = 15 \text{ кВт}$

Мощность на ведомом шкиве $P_2 = 14,1 \text{ кВт}$

1. Выбор сечение ремня

По номограмме (приложение А) выбираем сечение ремня в зависимости от передаваемой мощности и частоты вращения – тип В

2. Диаметр меньшего шкива d_1 , мм;

$$d_1 = (3 \div 4) \sqrt[3]{T_1}$$

$$d_1 = (3 \div 4) \sqrt[3]{196.3 * 10^3} = 171 \div 228 \text{ мм}$$

принимаем $d_1=224$ мм (диаметры шкивов принимаем из стандартного ряда – 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 2000.)

3. Диаметр большего шкива, d_2 мм;

$$d_2 = d_1 i (1 - \varepsilon)$$

где i – передаточное число ременной передачи ; $i = 3.04$;

ε – проскальзывание ремня ; $\varepsilon = 0.015$;

$$d_2 = 224 * 3.04 (1 - 0.015) = 670.7 \text{ мм}$$

принимаем $d_2=630$ мм

4. Уточненное передаточное отношение, i ;

$$i = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}$$

$$i = \frac{630}{224(1 - 0.015)} = 2.86$$

5. Межосевое расстояние , $a_{\min}$, мм

$$a_{\min} = 0.55(d_1 + d_2) + T_0$$

где - T_0 – толщина ремня : $T_0 = 13,5$ мм

Таблица 5 - Параметры клиновых ремней (ГОСТ 1284.1-80)

Тип ремня	0(Z)	A	B(B)	B(C)	Г(D)	Д(E)	Е(ЕО)
d_1 не менее	63	90	125	200	315	500	800
T_0 толщина ремня	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
S площадь сечения ремня	47	81	133	230	476	692	1172
m масса одного метра	0,06	0,10	0,18	0,30	0,60	0,90	1,52
Расстояние от нейтрального слоя до верхней кромки у	2,3	3,1	4,6	4,6	7,6	9,2	12,3

В скобках приведены обозначения, рекомендованные к применению

$$a_{\min} = 0.55(224 + 630) + 13.5 = 483.2 \text{ мм}$$

$$a_{\max} = (d_1 + d_2)$$

$$a_{\max} = (224 + 630) = 854 \text{ мм}$$

принимаем $a=800$ мм

6. Длина ремня L ,мм;

$$L = 2a + 0.5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

$$L = 2 * 800 + 0.5 * 3.14 * (224 + 630) + \frac{(630 - 224)^2}{4 * 800} = 3126_{мм}$$

принимаем $L=3150$ мм

Стандартный ряд длин ремней: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 6300; 7100; 8000; 9000; 1000; 11200; 12500...

7. Уточненное межосевое расстояние a , мм;

$$a = 0.25 \left[(L_p - 0.5\pi(d_1 + d_2)) + \sqrt{(L_p - 0.5\pi(d_1 + d_2))^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right]$$

$$a = 0.25 \left[(3150 - 0.5 * 3.14(224 + 630)) + \sqrt{(3150 - (0.5 * 3.14(224 + 630)))^2 - 2(630 - 224)^2} \right] = 881_{мм}$$

8. Угол обхвата меньшего шкива α_1^0 , град;

$$\alpha_1^0 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} \succ 110^0$$

$$\alpha_1^0 = 180 - 57 \frac{630 - 224}{881} = 153,7^0 \succ 110^0$$

9. Скорость ремня V , м/с;

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 * 1000},$$

$$V = \frac{3.14 * 224 * 730}{60 * 1000} = 8.5_{м/с}$$

10. Число ремней

$$K = \frac{P}{P_0 C_\alpha C_k C_L}$$

где P_0 – мощность передаваемая одним ремнем, $P_0 = 5,83 \text{ кВт}$ [4], [5];

C_α - коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата,

$C_\alpha = 0,93$ [4], [5];

C_K - коэффициент, учитывающий число ремней, $C_K = 0,8$ [4], [5];

C_L - коэффициент, учитывающий длину ремня, $C_L = 0,97$ [4], [5];

$$K = \frac{15}{5,83 * 0,93 * 0,8 * 0,97} = 3,56 \quad \text{принимаем } K=4$$

11. Начальное натяжение ветви одного ремня F_0 Н;

$$F_0 = 500 \frac{(2,5 - C_\alpha)P}{C_\alpha V K} + mV^2$$

где m – масса одного ремня, $m = 0,3 \text{ кг}$;

$$F_0 = \frac{500 * (2,5 - 0,93) * 15}{0,93 * 8,5 * 4} + 0,3 * 8,5^2 = 439 \text{ Н}$$

12. Окружная сила, F_t , Н;

$$F_t = \frac{P * 10^3}{V},$$

$$F_t = \frac{15000}{8,5} = 1765 \text{ Н}$$

13. Силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремней одного клинового ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2K},$$

$$F_1 = 439 + \frac{1765}{2 * 4} = 660 \text{ Н}$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2K},$$

$$F_2 = 439 - \frac{1765}{2 * 4} = 218 \text{ Н}$$

14. Силы давления на вал F_n , Н;

$$F_n = 2F_0 K \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

$$F_n = 2 * 439 * 4 * \sin \frac{153}{2} = 3420 \text{ Н}$$

15. Напряжение в ремне от натяжения ведущей ветви σ_1 , МПа;

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S}$$

где S – площадь поперечного сечения ремня, $S = 230 \text{ мм}^2$ (смотри табл. 5)

$$\sigma_1 = \frac{660}{230} = 2.87 \text{ МПа}$$

16. Напряжение в ремне от изгиба его на меньшем шкиве, σ_u МПа;

$$\sigma_u = \frac{2y}{d_1} E_u$$

где y – расстояние от нейтрального слоя до верхней поверхности клинового ремня, $y = 4,6$ мм (смотри табл. 5)

E – модуль продольной упругости, $E=80$ МПа

$$\sigma_u = \frac{2 * 4,6}{224} * 80 = 3,3 \text{ МПа}$$

17. Напряжение в ремне от центробежных сил, σ_v , МПа;

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho V^2,$$

где ρ - плотность материала ремня, $\rho = 1100 \dots 1200 \text{ кг/м}^3$

$$\sigma_v = 10^{-6} * 1100 * 8.5^2 = 0.08 \text{ МПа}$$

18. Максимальное напряжение в ремне $\sigma_{\max}$, МПа;

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_u$$

$$\sigma_{\max} = 2.87 + 3.3 + 0.08 = 6.25 < 10 \text{ МПа}$$

19. Частота пробега ремня λ с⁻¹;

$$\lambda = \frac{V}{L_p}$$

$$\lambda = \frac{8.5 \cdot 10^3}{3150} = 2.7 < 10 = [\lambda]$$

20. Ширина обода шкива M мм;

$$M = (K - 1)e + 2f$$

Где e и f – размеры профиля канавок [4], [5];

$$M = (4 - 1) \cdot 25.5 + 2 \cdot 17 = 110.5 \text{ мм}$$

21. Наружный диаметр шкивов

$$d_{1e} = d_1 + 2b$$

Где b - размер профиля канавок [4], [5];

$$d_{1e} = 224 + 2 \cdot 5.7 = 235.4 \text{ мм}$$

$$d_{2e} = d_2 + 2b$$

$$d_{2e} = 630 + 2 \cdot 5.7 = 641.4 \text{ мм}$$

22. Толщина обода δ мм;

$$\delta = 1.6h$$

Где h - размер профиля канавок [4], [5];

$$\delta = 1.6 * 14.3 = 22.88 \text{ мм}$$

принимаем $\delta=25$ мм

23. Толщина диска C мм;

$$C = (1.2...1.3)\delta$$

$$C = (1.2...1.3) * 25 = 30...32.5 \text{ мм}$$

принимаем $C=30$ мм

24. Диаметр ступицы d_{cm} , мм;

$$d_{cm} = 1,5d_{\text{вала}} + 10$$

$$d_{cm1} = 1,5 * 55 + 10 = 92,5 \text{ принимаем } d_{cm1}=95 \text{ мм}$$

диаметр ведомого вала принимаем из расчета на кручение

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{561.3 * 10^3}{0.2 * 40}} = 41.2 \text{ мм}$$

принимаем $d=55 \text{ мм}$

$$d_{cm2} = 1,5 * 55 + 10 = 92,5, \text{ принимаем } d_{cm2} = 95 \text{ мм}$$

25. Длина ступицы l_{cm2} , мм;

$$l_{cm2} = (1.2 \dots 1.5)d = 66 \dots 92.5$$

принимаем 80 мм

3.3.4 Пример расчета передачи винт – гайка съемника

Исходные данные для расчета: материал винта – сталь 45, термообработка – улучшение; материал гайки бронза БрО10Ф1 ; грузоподъемность $F=500 \text{ кг}$ или 5000 н

Для передачи принимаем трапецеидальную резьбу, конструкцию гайки выбираем цельную

Средний диаметр резьбы d_2 , мм;

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi * \psi_d * \nu * [p]}}$$

Где ψ_d - коэффициент, зависящий от формы гайки, для неразрезных гаек $\psi_d = 1,5 \dots 2,5$; $\psi_H = 2$;

ν - коэффициент, зависящий от вида резьбы (трапециидальная резьба $\nu = 0,5$; метрическая резьба $\nu = 0,541$); $\nu = 0,5$

$[p]$ – допустимое давление в витках резьбы; сталь-бронза

$[p] = 10 \dots 12$ МПа; сталь-чугун $[p] = 8 \dots 9$ МПа;

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{5000}{3,14 * 2 * 0,5 * 10}} = 14,6 \text{ мм}$$

принимаем стандартные размеры резьбы

наружный диаметр резьбы $d = 16$ мм ;

внутренний диаметр резьбы $d_1 = 14$ мм;

средний диаметр резьбы $d_2 = 15$ мм;

шаг резьбы $p = 2$ мм (параметры резьбы принимаются из справочников)

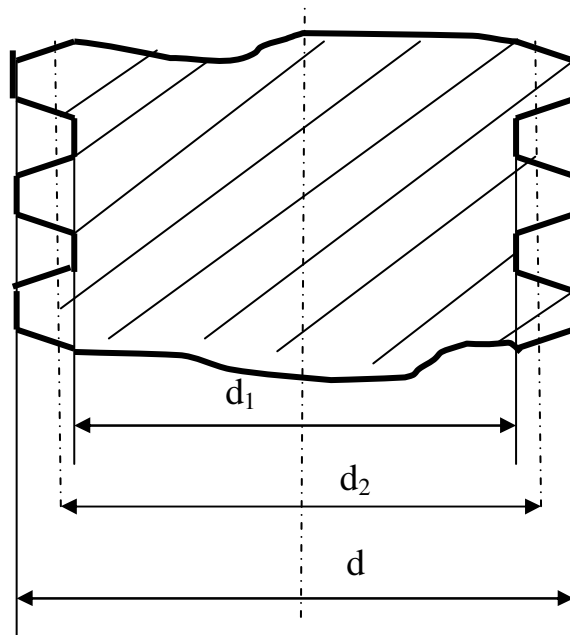


Рисунок 3.5 - Трапецеидальная резьба.

Определим высоту гайки Н, мм

$$H = \psi_d * d_2$$

$$H = 2 * 15 = 30 \text{ мм.}$$

Число витков в гайке

$$z = \frac{H}{p}$$

$$Z = \frac{30}{2} = 15$$

Наружный диаметр гайки D

$$D = \sqrt{\frac{5 * Fa}{\Pi [\sigma_p]} + d^2}$$

Где $[\sigma_p]$ - допустимое напряжение на растяжение или сжатие, МПа;

$$[\sigma_p] = 22 \text{ МПа};$$

$$D = \sqrt{\frac{5 * 5000}{\Pi * 22}} + 16^2 = 24,9 \text{ мм. Принимаем } D = 25 \text{ мм.}$$

Диаметр буртика гайки D_σ , мм;

$$D_\sigma = \sqrt{\frac{4 * F_a}{\Pi * [\sigma]} + D^2}$$

$$D_\sigma = \sqrt{\frac{4 * 5000}{3,14 * 22}} + 25^2 = 30,25 \text{ мм. принимаем } D_\sigma = 32 \text{ мм}$$

Проверочный расчет из условия прочности.

$$n = \frac{\sigma_t}{\sigma_{\text{экв}}}$$

где: σ_t - предел текучести, МПа; сталь 45 $\sigma_t = 600$ МПа.

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$$

Где: σ - нормальное напряжение, МПа;

τ – касательное напряжение, МПа

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{4 * F_a}{\pi * d_1^2}$$

Где: N – продольная сила.

A - площадь поперечного сечения.

$$\sigma = \frac{4 * 5000}{3,14 * 14^2} = 32,5 \text{ МПа.}$$

$$\tau = \frac{T_f}{W_p}$$

Где: T_f – момент от сил трения на торце винта, Н*м; (при расчете подъемников берется момент трения в резьбе T_p смотри ф-лу(7))

$$T_f = f * F_a * R_{np}$$

Где: f – коэффициент трения; f = 0,16;

R_{np} - приведенный радиус, мм;

$$R_{np} = \frac{1}{3} * d_1$$

$$R_{np} = \frac{1}{3} * 14 = 4,7 \text{ мм}$$

$$T_f = 0,16 * 5000 * 4,7 = 3760 \text{ Н*мм}$$

W_p - полярный момент сопротивления сечения, мм³

$$W_p = \frac{\pi * d_1^3}{16}$$

$$W_p = \frac{3,14 * 14^3}{16} = 538,5 \text{ мм}^3$$

$$\tau = \frac{3760}{538,5} = 7,0 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{32,5^2 + 7^2} = 33,2$$

$$n = \frac{600}{33,2} = 18,1 > 2,5 = [n] \quad \text{условие прочности соблюдается}$$

Расчет винта на устойчивость.

Определяем гибкость винта λ

$$\lambda = \frac{\mu * l}{\sqrt{\frac{I_{\min}}{A}}}$$

Где: μ - коэффициент приведения длины, $\mu = 2$;

l – длина выступающей части винта, $l = 100 \text{ мм}$;

$I_{\min}$ – минимальный момент инерции сечения, мм⁴;

$$I_{\min} = \frac{\pi * d_1^4}{64}$$

$$I_{\min} = \frac{3,14 * 14^4}{64} = 1885 \text{ мм}^4$$

A – площадь поперечного сечения, мм²

$$A = \frac{\pi * d_1^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi * 14^2}{4} = 153,8 \text{ мм}^2$$

$$\lambda = \frac{2 * 100}{\sqrt{\frac{1885}{153,9}}} = 57$$

Так как гибкость винта $\lambda=57 < 85$ – критическая гибкость

расчет ведем по формуле Ясинского (если гибкость винта ≥ 85 расчет ведем по формуле Эйлера)

$$F_{\text{пр}} = (a - b * \lambda) * A$$

Где: $F_{\text{кр}}$ – критическая сила, Н;

a – эмпирический коэффициент ; $a = 589$

b – эмпирический коэффициент; $b = 3,82$

$$F_{\text{кр}} = (589 - 3,82 * 57) * 153,8 = 51400 \text{ Н}$$

Коэффициент устойчивости.

$$n_y = \frac{F_{кр}}{F_a}$$

$$n_y = \frac{51400}{5000} = 10,3 > 2,5 \text{ (устойчивость достаточна)}$$

4 ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Графическая часть дипломного проекта выполняется ручным или электронным способом (с последующей распечаткой) на листах формата А1.

4.1 Правила заполнения номера чертежа в штампе.

ДП.ХХХХХ.ХХ.ХХ.ХХ.ХХ.СБ

1 2 3 4 5 6 7

1- год написания диплома

2- № приказа на дипломное проектирование

3- № варианта

4- № листа

5- № сборочной единицы (согласно спецификации)

6- № детали (согласно спецификации)

7- вид чертежа – сборочный - СБ, общий вид - ВО (при выполнении детализовочного чертежа не проставляется.)

4.2 Правила проставления размеров, позиций, посадок, отклонений, шероховатостей на чертежах:

Чертеж общего вида (смотри приложение Б):

на чертежах общего вида проставляются габаритные размеры и позиции узлов, составляется спецификация (смотри приложение В) (допускается составление спецификации на листе чертежа или выносится в приложении пояснительной записки).

Сборочный чертеж (смотри приложение Г):

На сборочных чертежах проставляются следующие группы размеров:

- габаритные;
- присоединительные;
- посадки сопрягаемых деталей.

проставляются позиции узлов и деталей;

составляется спецификация (смотри приложение Д) (допускается составление спецификации на листе чертежа или выносится в приложении пояснительной записки).

Деталировочный чертеж (смотри приложение Ж):

На деталировочных чертежах проставляются следующие группы размеров:

- габаритные;
- длины участков и размерные цепи;
- производится привязка шпоночных канавок, отверстий;
- радиусы скруглений, галтелей и фаски;
- шероховатости на участках ;
- отклонения размеров;
- при необходимости выполняются сечения и их виды;
- указываются технические требования;
- проставляется неуказанная шероховатость.

4.3 Рекомендуемые значения шероховатости поверхностей

Таблица 4. Рекомендуемые значения шероховатости поверхности

Посадочные поверхности	Поля допусков	Номинальные размеры, мм				
	По СТ СЭВ 144- 75	От3 до 18	Св.18 до50	Св.50 до120	Св.120 до 260	Св.250 до 500
	Параметры шероховатости R _a и R _z					
Валы	k6	1,25	2,5			
	js6					
	h6					
	n6					
	f7	2,5	6.3			
	s7					
	u8					
	h8; h9					
	f9	6.3 (Rz 20)		12.5 (Rz 40)		
	d9					
	h11					
	d11	12.5 (Rz 40)		25 (Rz 80)		
	b11					
	h12					
	b12	12.5 (Rz 40)		25 (Rz 80)		
h14	50 (Rz 160)					
Отверстия	H7	1.25		2.5		
	H8					
	H9	2.5		6.3		
	H11					
	H12	12.5		25		
	H1					

На чертежах рекомендуется проставлять шероховатость R_a

4.4 Рекомендуемые посадки в системе отверстия (ЕСДП)

Посадки с зазором – H7/e8; H7/f7; H7/g6; H7/h6; H8/e8; H8/h7; H9/d9; H11/d11; H11/h11

Посадки с натягом – H7/p6; H7/r6; H7/s6

Переходные посадки – H7/j_s6; H7/k6; H7/n6

Рекомендуемые посадки некоторых наиболее часто встречающихся деталей:

- зубчатые и червячные колеса, венцы червячных колес – H7/p6 ; H7/r6;
- зубчатые колеса при частом демонтаже, шестерни на валах электродвигателей, муфты, мазеудерживающие кольца - H7/k6; H7/n6 ;
- стаканы под подшипники качения, распорные втулки - H7/j_s6; H7/h6;
- шкивы ременных передач, звездочки - H7/j_s6; H7/h6;
- сальники - H8/h7;
- внутренние кольца подшипников на валы – k6;
- наружные кольца подшипников в корпусе – H7.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Автор надеется что данное учебно-методическое пособие позволит студентам очной и заочной форм обучения, а так же преподавателям специальных дисциплин и руководителям дипломных проектов значительно расширить тематику конструктивной части дипломного проекта и значительно сократить затраты труда и времени при разработке конструктивной части дипломного или курсового проекта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Амалицкий, В. В. Монтаж и эксплуатация деревообрабатывающего оборудования : учеб. для вузов / В. В. Амалицкий, Г. А. Комаров.- 2-е изд., перераб., и доп. – М. : Лесн. пром-сть, 1989.- 400 с.
- 2 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / под ред. Н. И. Жестковой. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001.
- 3 Детали машин : Атлас конструкций : учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. вузов. – М. : Машиностроение, 1988. - 368 с.
- 4 Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие для учащихся машиностроит. спец. техникумов / С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин [и др.] ; под ред. С. А. Чернавского. – М. : Машиностроение, 1988. – 416 с.
- 5 Передачи с гибкой связью : учеб. пособие / Г. Ф. Прокофьев, Н. И. Дундин, Н. Ю. Микловцик, И. И. Иванкин. – Архангельск : Изд-во АГТУ, 2002. – 104 с.
- 6 Устюгов, И. И. Детали машин : учеб. для машиностроит. спец. техникумов /И. И. Устюгов. – М. : Высш. школа, 1981. – 399 с.
- 7 СТП 1-2004. Проекты курсовые и дипломные. Требования к построению, изложению, оформлению и содержанию. – Введ. 01.09.04. – Архангельск : ГОУ СПО «Архангельский лесотехнический колледж Императора Петра I», 2004. – 45 с. – (Система стандартов по оформлению учебной и методической документации).