

ПЕРВОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ РОССИИ



«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра машиностроения

Допущены

к проведению занятий в 2016-2017 уч.году  
Заведующий кафедрой  
профессор

В.В.Максаров

«\_\_» сентября 2016 г.

## МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

для выполнения курсовой работы (проекта) по учебной дисциплине

### «ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ»

**Специальность (направление подготовки):** 15.03.01. «Машиностроение»

**Специализация (профиль):** *Технология, оборудование и автоматизация  
машиностроительных производств*

**Разработал:** *доцент Ершов Д.Ю.*

*Обсуждены и одобрены на заседании кафедры  
Протокол № 1 от 29 августа 2016 г.*

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
2016

## ВВЕДЕНИЕ

Выполнение курсового проекта является завершающим этапом в изучении дисциплины «Основы проектирования».

При выполнении проекта студенты приобретают практические навыки структурного, кинематического и динамического исследования механизмов; в проведении прочностных расчетов при конструировании редуктора овладевают навыками системного подхода к оценке методов расчета различных узлов машин; знакомятся с правилами оформления чертежей и расчетно-пояснительной записки; совершенствуют навыки работы с технической и справочной литературой.

В процессе проектирования студентами изучается агрегат, состоящий из исполнительного устройства - компрессора пневматического молота и передаточный механизм, состоящий из электродвигателя и редуктора.

Выполненный курсовой проект должен содержать:

- графическую часть, оформленную на двух листах формата А1;
- пояснительную записку объемом 18-25 листов и спецификацию к сборочному чертежу.

### 1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Задание на курсовой проект включает выполнение структурного, кинематического и динамического исследования и определение основных параметров привода исполнительной машины (компрессора пневматического молота) и разработка конструкции передаточного механизма (редуктора) агрегата.

Допускается выбор темы задания, имеющей практическое значение для организации, в которой работает студент.

Каждый студент выполняет курсовой проект по индивидуальному заданию, определяемому двумя последними цифрами шифра.

Исходные данные выбираются из табл. 1 по последней цифре шифра студента и по предпоследней цифре шифра.

В табл. 1 приняты следующие обозначения:

$\omega_{эл}$  – угловая скорость вращения ротора электродвигателя, рад/с;

$U_{pn}$  – передаточное отношение ременной передачи;

$V_{cp}$  – средняя скорость поршня компрессора, м/с;

$\omega_{кр}$  – угловая скорость вращения кривошипа, рад/с;

$S_0/D$  – отношение хода поршня  $s_0$  к диаметру поршня  $D$ ;

$\lambda = r/\ell$  – отношение длины кривошипа  $r$  к длине шатуна  $\ell$ ;

$P$  – среднее удельное давление на поршень компрессора, МПа;

$[\delta]$  – допускаемое значение коэффициента неравномерности вращения звена приведения.

При расчетах параметров редуктора следует принять:

- материал зубчатых колес – сталь 45;
- термообработка зубчатых колес – нормализация или улучшение, обеспечивающая твердость по Бринеллю  $HB=200\dots250$ ; временное сопротивление  $\sigma_B=800\dots900$  МПа;
- материал венца червячного колеса – бронза оловянистая  $BrON\Phi$  с допускаемым напряжением  $[\sigma_n]=210$  МПа.
- долговечность  $L$  (время работы под нагрузкой) для всех вариантов принять равной  $L=10000$  ч.

Таблица 1

Параметры	Значения параметров для вариантов									
	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номер рисунка	5	2	3	4	1	5	2	3	1	4
$\omega_{эл}$ , рад/с	314	157	157	314	157	314	157	157	314	157
$U_{pn}$	-	3	3	-	3	-	3	3	3	-
	Последняя цифра шифра									
$V_{ср}$ , м/с	1,5	1,4	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1,0	1,1	1,0
$\omega_{кр}$ , рад/с	18	17	16	15	14	13	12	12	11	10
$s_0/D$	1,3	1,2	1,1	1,1	1,0	1,0	1,2	1,2	1,1	1,2
$\lambda$	0,20	0,15	0,20	0,20	0,15	0,20	0,15	0,20	0,20	0,15
$P$ , МПа	0,20	0,22	0,25	0,30	0,32	0,35	0,35	0,40	0,45	0,50
$[\delta]$	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01	0,02

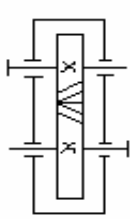


Рис. 1

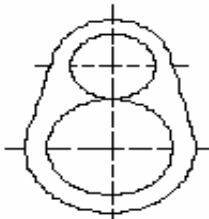


Рис. 2

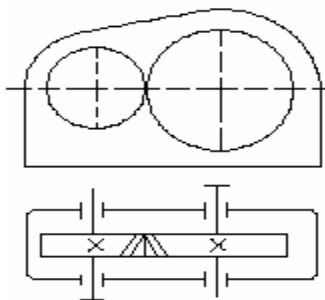


Рис. 3

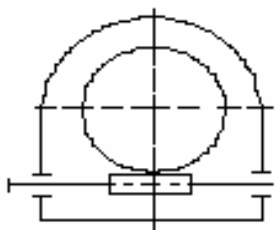


Рис. 4

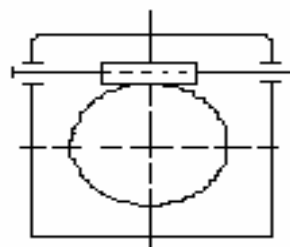
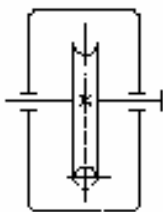
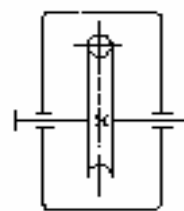


Рис. 5



На рисунках (1-5) изображены схемы одноступенчатых редукторов: цилиндрического косозубого с валами в вертикальной плоскости (рис.1); цилиндрического косозубого с валами в горизонтальной плоскости (рис.2); конического (рис.3); червячного с нижним расположением червяка (рис.4); червячного с верхним расположением червяка (рис.5).

## 2. ПРОЕКТИРУЕМЫЙ АГРЕГАТ И ЕГО РАБОТА

### 3.

Функциональная схема агрегата компрессора пневматического молота (рис.6) состоит из последовательно соединенных электродвигателя 1, ременной передачи 2, редуктора 3, соединительной муфты 4 и компрессора пневматического молота 5. При использовании в агрегате червячного редуктора ременная передача отсутствует, а валы электродвигателя и редуктора соединяются муфтой.

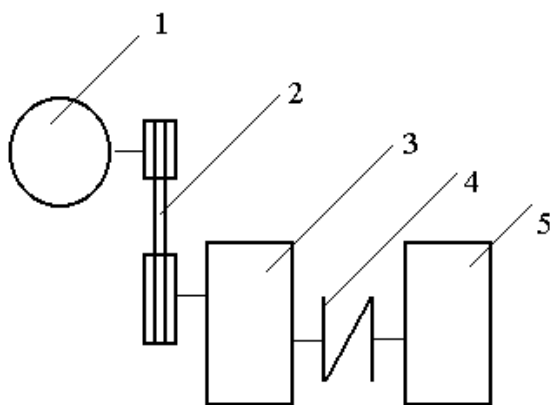


Рис. 6

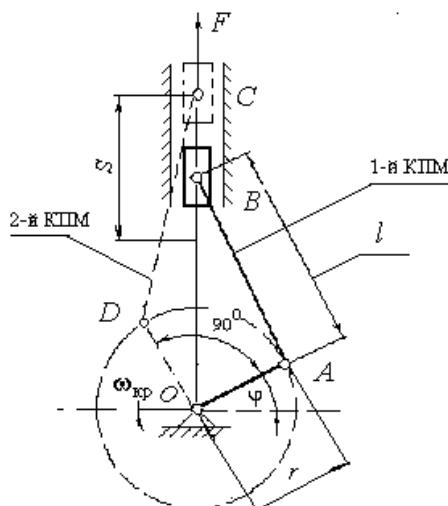


Рис. 7

Кинематическая схема механизма компрессора пневматического молота (рис.7) представляет собой два параллельно соединенных центральных кривошипно - ползунных механизма, кривошипы которых смещены относительно друг друга на  $90^{\circ}$ . В компрессоре двойного действия оба хода поршня являются рабочими. Это означает, что в рабочем цилиндре при каждом ходе поршня по одну его сторону происходит всасывание воздуха, а по другую – нагнетание. Вследствие этого на поршни постоянно действуют силы сопротивления воздуха, направленные против их движения.

Кривошипы компрессора конструктивно оформлены в виде коленчатого вала. Поскольку угловая скорость коленчатого вала насоса обычно не равна угловой скорости вала электродвигателя, то между электродвигателем и компрессором располагается передаточный механизм, состоящий из ременной передачи и редуктора. Редуктор представляет собой трехзвенный зубчатый механизм, помещенный в стальной корпус.

В зависимости от варианта задания, выбирается схема одного из редукторов, изображенных на рис. 1...5.

На рис. 8 представлен вариант конструктивной компоновки агрегата. Поршень 1 компрессорного цилиндра 2 и шатун 3 приводятся в движение кривошипом 7, который закреплен на тихоходном валу редуктора 4 и получает вращение от быстроходного вала через зубчатую или червячную передачу, при этом быстроходный вал через ременную передачу 5 (либо напрямую при червячной передаче) соединен с электродвигателем 6.

С помощью компрессора приводится в движение рабочий поршень 9, соединенный с нижним бойком молота 8. Сжатый воздух передается в рабочий поршень 10 через золотники 11, 12. При движении поршня компрессора вниз происходит подъем рабочего поршня вверх, а при движении поршня компрессора вверх – опускание рабочего поршня.

Давление в нижней и верхней полостях компрессорного цилиндра изменяется по политропе и выражается довольно сложными зависимостями, однако с достаточной для практики курсового проектирования точностью его можно условно принять постоянным.

Ввиду того что угловая скорость кривошипа не равна угловой скорости электродвигателя, между компрессором и двигателем располагается передаточный механизм, состоящий из редуктора и ременной передачи (для некоторых вариантов). Редуктор представляет собой трехзвенный зубчатый механизм, помещенный в отдельный корпус.

Исполнительной (рабочей) машиной является компрессор, кинематическая схема механизма которого приведена на рис. 7.

Соединение электродвигателя 1 с редуктором 2 и исполнительной машиной 3 в машиностроении осуществляется с помощью соединительных муфт. В состав машинных агрегатов входят две муфты. Одна из них соединяет двигатель и редуктор, вторая – редуктор и исполнительный механизм. Так как эта муфта соединяет сравнительно быстроходные валы, то в целях уменьшения пусковых и других динамических нагрузок она должна обладать малым моментом инерции и высокими упругими свойствами.

Чаще всего здесь применяют муфты с резиновыми упругими элементами, например муфту МУВП. Между редуктором и исполнительной машиной рекомендуется зубчатая муфта.

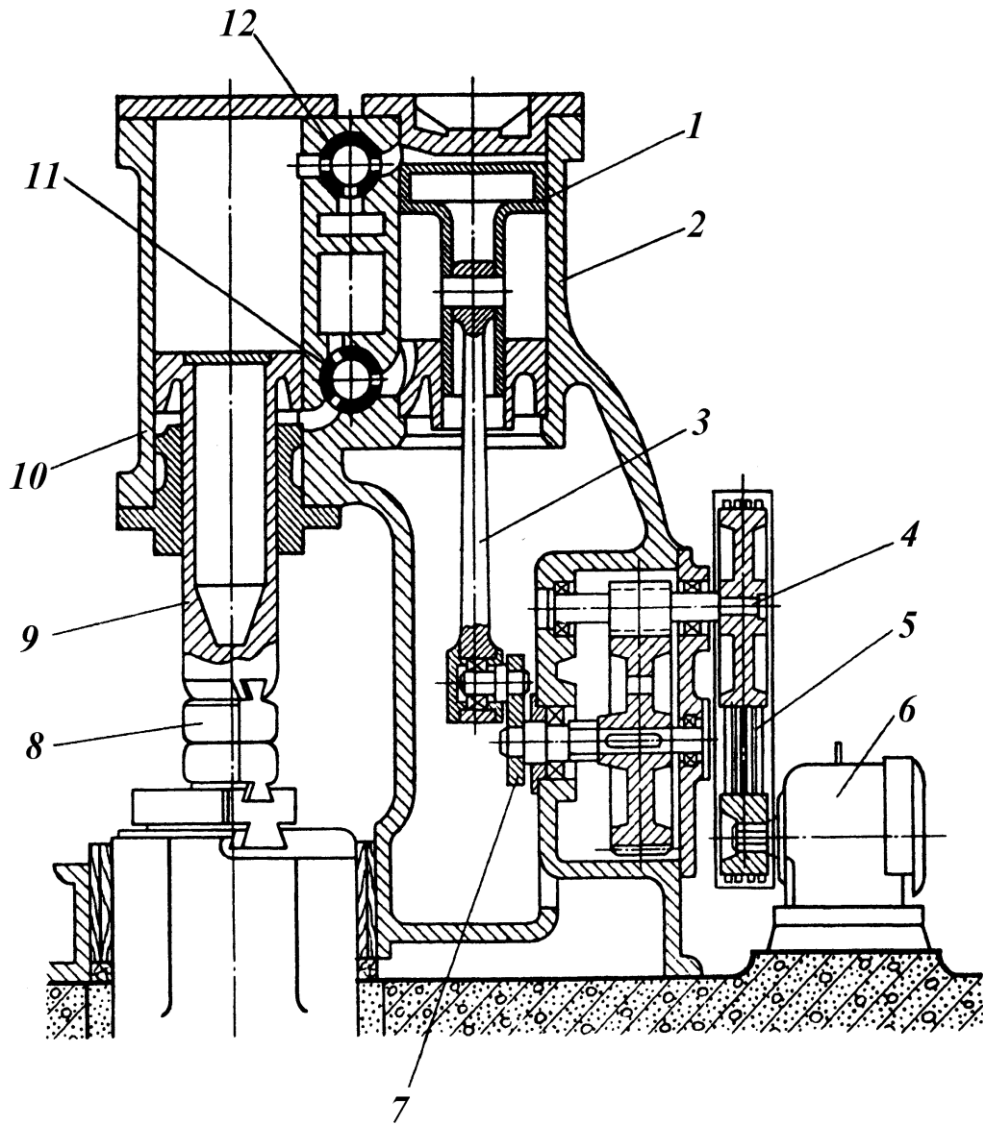


Рис. 8 Агрегат компрессора пневматического молота

Функцию передаточного механизма, понижающего частоту вращения привода до требуемого значения, выполняет редуктор.

### 3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Проектирование механизмов и машин, с которым студент сталкивается в процессе выполнения курсового проекта, требует определенной последовательности выполнения действий. Процесс проектирования обычно разбивается на ряд этапов. Несмотря на то, что содержание этапов и последовательность их выполнения являются условными, работу по курсовому проекту рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1. Ознакомиться с заданием на проект и методическими указаниями.
2. Подобрать необходимую техническую и справочную литературу.

3. Вычертить кинематическую схему машинного агрегата.
4. Выполнить структурный, кинематический и динамический анализ механизмов и машинного агрегата.
5. Выполнить расчет приведенного момента инерции агрегата и определить момент инерции маховика.
6. Выполнить проектный расчет редуктора и произвести его эскизную компоновку.
7. Выполнить проектный расчет валов и подбор подшипников редуктора.
8. Оформить графическую часть проекта и составить спецификацию.
9. Оформить пояснительную записку.

#### **4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К СОСТАВЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ**

Расчетно-пояснительная записка содержит описание агрегата, принципы действия, расчеты параметров и величин, а также обоснование принятых при проектировании технических и технико-экономических решений.

Содержание пояснительной записки ориентировочно может быть следующим:

- оглавление;
- техническое задание;
- краткое описание агрегата;
- структурный анализ агрегата;
- исследование механизмов агрегата: кинематический синтез, кинематический анализ, динамический анализ;
- проектный расчет редуктора;
- проектный расчет валов и предварительный выбор типа подшипников;
- определение реакций опор валов редуктора и подбор подшипников;
- расчет шпоночных соединений и подбор стандартной муфты или муфт;
- основные конструктивные особенности редуктора;
- заключение;
- библиографический список.

При знакомстве с техническим заданием на проект студент должен проанализировать задание, уяснить работу и назначение агрегата, разобраться в особенностях работы компрессора пневматического молота.

Для качественного выполнения курсового проекта студент должен располагать всей необходимой информацией по разработке и проектированию составных частей машинного агрегата. Для этого следует выбрать необходимую справочную и техническую литературу. На данном

этапе очень полезно ознакомиться с типовыми конструкциями редукторов, приведенными в технической литературе.

Кинематическая схема позволяет уяснить взаимосвязь составных частей и принцип работы агрегата. Кинематическая схема вычерчивается с использованием условных графических обозначений, установленных в ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.770-68. В дальнейшем схема с исходными данными является основной для исследования и расчета параметров агрегата компрессора пневматического молота.

Структурный, кинематический и динамический анализ выполняется в соответствии с методическими указаниями, приведенными в соответствующих разделах. На данном этапе также определяется мощность движущих сил и подбирают электродвигатель.

Определение приведенного момента инерции и момента инерции маховика выполняется на основании полученных геометрических и кинематических параметров после эскизной компоновки. При расчете моментов инерции составных частей реальных деталей (ступенчатых валов, зубчатых колес и т.п.) их формы представляются в виде простых тел вращения.

Проектный расчет основных параметров редуктора и выполнение эскизной компоновки позволяет разработать конструкции составных частей и редуктора в целом с учетом технологичности сборки, удобства обслуживания и регулировки осевых зазоров в опорных узлах.

Завершающим этапом работы является оформление графической части проекта, составление спецификации и расчетно-пояснительной записки. Более обстоятельные пояснения по оформлению графической части, по порядку расположения содержания расчетно-пояснительной записки приведены в конце настоящего пособия.

## **5. ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ МАШИННОГО АГРЕГАТА**

### **5.1. Структурный анализ**

Структурный анализ машинного агрегата выполняется по кинематической схеме, в которой звенья должны быть изображены с указанием всех геометрических связей, соответствующих виду и классу кинематических пар.

При нумерации звеньев на кинематической схеме рекомендуется обозначать ведущее звено первым, а стойку – последним номером. Для обозначения кинематических пар (мест соприкосновения звеньев) рекомендуется применять прописные буквы латинского алфавита.

В тексте пояснительной записки следует перечислить все звенья с указанием наименований элементов, входящих в эти звенья; все кинематические пары с указанием вида и класса. Затем необходимо определить степень подвижности агрегата по формуле П.Л. Чебышева [4]:

$$W = 3k - 2p_5 - p_4 \quad (1)$$

где  $k$  - число подвижных звеньев;  $p_5, p_4$  - число кинематических пар соответственно 5-го и 4-го классов.

## 5.2. Кинематический синтез

По исходным данным  $\omega_{кр}$ ,  $V_{ср}$  и  $\lambda$  следует определить ход ползуна  $s_0$ , размер кривошипа  $r$  и длину шатуна  $l$ .

Ход ползуна определяется по формуле

$$S_0 = \frac{\pi V_{ср}}{\omega_{кр}} \quad (2)$$

Из схемы кривошипно-ползунного механизма (КПМ) (см. рис. 7) следует  $r = 0,5 \cdot S_0$ . Длина шатуна  $l = r/\lambda$ . Диаметр поршня  $D$  определяют из заданного соотношения  $S_0/D$ .

## 5.3. Кинематический анализ передаточного механизма агрегата

Кинематической характеристикой зубчатых передач является постоянное по своему значению передаточное отношение  $U_{12}$ . Это отношение, являющееся показателем преобразования угловой скорости, равно отношению угловых скоростей ведущего  $\omega_1$  и ведомого  $\omega_2$  звеньев. В том случае, когда ведущее и ведомое звенья передачи имеют одинаковое направление вращения, передаточное число принимается со знаком «плюс», при противоположных направлениях вращения звеньев передаточному числу придается знак «минус»:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1} \quad (3)$$

где  $z_1$  и  $z_2$  - числа зубьев шестерни и колеса соответственно для одноступенчатой передачи.

Кинематический расчет привода компрессора (замедляющей передачи) производится из условия обеспечения требуемого передаточного отношения привода  $U_{пр}$ :

$$U_{пр} = \frac{\omega_{эл}}{\omega_{кр}} \quad (4)$$

При выборе в качестве редуктора цилиндрической или конической зубчатой пары вводится ременная передача. Тогда:

$$U_{пр} = U_{рн} \cdot U_p \quad (5)$$

Здесь  $U_{pn}$ ,  $U_p$  - передаточные отношения соответственно ременной передачи и редуктора.

При червячном редукторе ременная передача отсутствует, т.е.:

$$U_{np} = U_p \quad (6)$$

Угловая скорость  $\omega_1$  ведущего (быстроходного) вала цилиндрического (конического) редуктора будет определяться:

$$\omega_1 = \frac{\omega_{эл}}{U_{pn}}, \quad (7)$$

а угловая скорость  $\omega_2$  ведомого (тихоходного) вала, равная угловой скорости кривошипа:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_p} \quad (8)$$

Для цилиндрических редукторов, кроме соосных, из условия обеспечения минимальных габаритных размеров редуктора рекомендуется принимать:

$$U_{12} = (1,2 \dots 1,5) \sqrt{U_p} \quad (9)$$

Для конических прямозубых передач:

$$U_{12} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (10)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – половины углов при вершине конусов колес соответственно.

Для червячных передач:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_k}{z_{\text{ч}}} \quad (11)$$

где  $z_{\text{ч}}$  – число заходов червяка (1, 2, 4);  $z_k$  – число зубьев червячного колеса.

Для выбора передачи исходя из требуемого передаточного отношения рекомендуется руководствоваться нормативами по назначению передаточных отношений, приведенными в табл. 2.

Таблица 2

Вид трехзвенной передачи	Применяемые $U_{12}$	$U_{max}$
Цилиндрическая прямозубая и косозубая	2,5...4,5	6
Цилиндрическая шевронная	3...5	7
Коническая прямозубая	2...4	5
Ременная:    плоским ремнем клиновым ремнем	2...3	5
	2...4	6
Червячная	16...50	80

#### 5.4. Кинематический анализ механизма компрессора

Кинематический анализ кривошипно-ползунного механизма компрессоров сводится к расчету скоростей ползунов и построению диаграммы скорости одного из ползунов в зависимости от угла поворота кривошипа при постоянной угловой скорости этого звена.

Скорость движения первого и второго ползунов может быть подсчитана по следующим приближенным формулам:

$$V_B(\varphi) = -r\omega_{кр} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (12)$$

$$V_C(\varphi) = -r\omega_{кр} \left[ \sin(\varphi + 90^\circ) + \frac{\lambda}{2} \sin 2(\varphi + 90^\circ) \right] \quad (13)$$

где  $\omega_{кр}$  - угловая скорость кривошипа;  $\varphi$  - угол поворота кривошипа.

При кинематическом исследовании механизма второго кривошипно-ползунного механизма следует учесть, что его кривошип повернут относительно первого на угол, равный  $90^\circ$  (см. рис. 7).

Скорость движения первого ползуна можно записать в виде:

$$V_B(\varphi) = V_{B1}(\varphi) + V_{B2}(\varphi) \quad (14)$$

Здесь  $V_{B1}(\varphi) = -r\omega_{кр} \sin \varphi$  - является первой гармоникой, а  $V_{B2}(\varphi) = -r\omega_{кр} \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$  - второй гармоникой скорости.

Расчеты по формулам (12), (13) необходимо выполнить при значениях угла поворота  $\varphi$  кривошипа, изменяющимся от  $0^\circ$  до  $360^\circ$  с интервалом  $15^\circ$ . Результаты расчетов рекомендуется свести в таблицу. По результатам расчетов необходимо построить график зависимости скорости  $V_B(\varphi)$  первого ползуна от угла  $\varphi$  поворота кривошипа. На графике также показать первую  $V_{B1}(\varphi)$  и вторую  $V_{B2}(\varphi)$  гармоники скорости ползуна.

## 6. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

### 6.1. Определение приведенных моментов сил производственных сопротивлений

Силами производственных сопротивлений являются силы давления воздуха в цилиндрах компрессора на поршни при прямых и обратных ходах. Они характеризуются средним постоянным удельным давлением  $P$ .

Сила постоянного давления  $F$  на поршень определяется по формуле, Н:

$$F = P \cdot 10^6 \frac{\pi D^2}{4} \quad (15)$$

где  $\frac{\pi D^2}{4}$  - площадь поршня компрессора, м<sup>2</sup>;  $D$  - диаметр поршня, м;  $P$  - среднее удельное давление, МПа.

Располагая значением силы давления  $F$  в цилиндрах компрессора, можно определить приведенные моменты сил  $T_{np.1}(\varphi)$  для первого КПМ и  $T_{np.2}(\varphi)$  для второго КПМ.

При изменении направления скорости движения поршня изменяется и направление силы давления на поршень. Однако, учитывая, что оба хода поршня являются рабочими, при определении приведенных моментов принимаются абсолютные значения скорости и силы давления на поршень.

Значения приведенных моментов сил давления определяются по формулам:

$$T_{np.1}(\varphi) = F \frac{|V_A(\varphi)|}{\omega_{кр}} \quad (16)$$

$$T_{np.2}(\varphi) = F \frac{|V_B(\varphi)|}{\omega_{кр}} \quad (17)$$

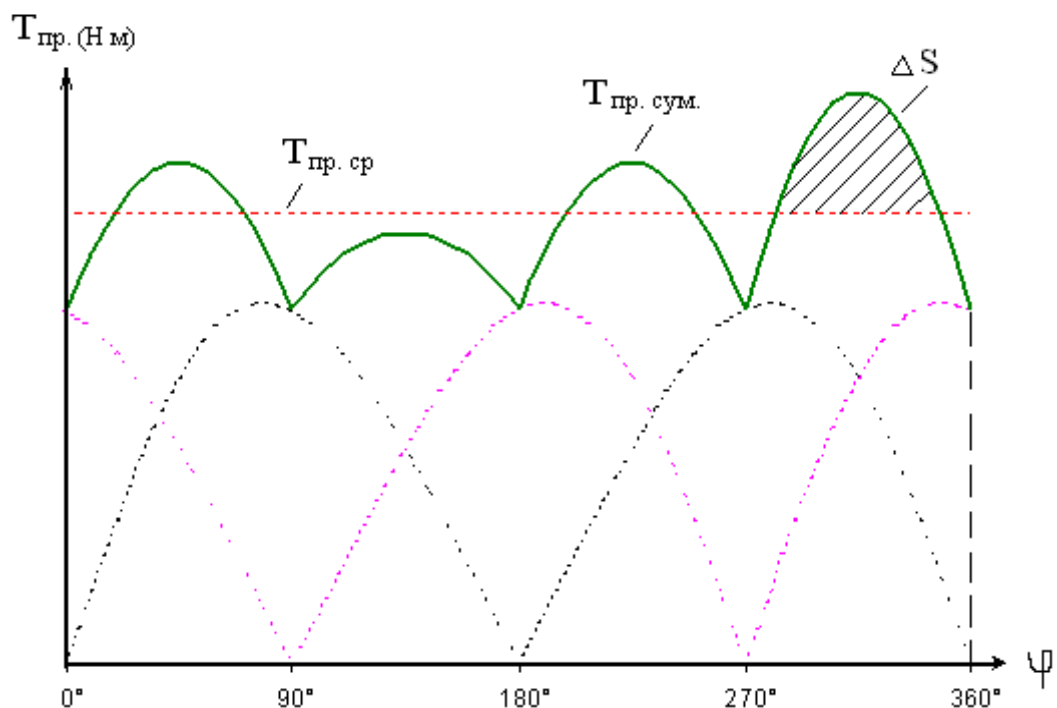


Рис.9. Диаграммы моментов сил сопротивлений

При определении приведенных моментов сил  $T_{np.1}(\varphi)$  и  $T_{np.2}(\varphi)$  пренебрегаем силами тяжести звеньев, в силу их малости по сравнению с силами давления воздуха на поршни компрессора.

Суммарный приведенный момент сил производственных сопротивлений для каждого значения угла  $\varphi$  поворота кривошипа представляет собой сумму приведенных моментов сил давления воздуха на поршни двух КПМ:

$$T_{np.\Sigma}(\varphi) = T_{np.1}(\varphi) + T_{np.2}(\varphi) \quad (18)$$

Результаты расчетов приведенных моментов при изменении угла поворота кривошипа рекомендуется свести в таблицу. По данным расчета построить диаграммы приведенных моментов при изменении угла поворота кривошипа в пределах от  $0^0$  до  $360^0$ . Примерный вид диаграмм  $T_{np.1}(\varphi)$ ,  $T_{np.2}(\varphi)$  и приведен на рис. 9. На этом же графике показано значение  $T_{np.\Sigma}(\varphi)$  за один цикл движения, которое определяется по формуле:

$$T_{np.\Sigma} = \frac{1}{24} \sum_1^{24} T_{np.\Sigma}(\varphi) \quad (19)$$

## 6.2. Определение мощности сил движущих и подбор электродвигателя

Мощность сил движущих определяется по формуле:

$$P_{cd} = \frac{P_{cn}}{\eta_{азр}} \quad (20)$$

где  $P_{cn}$  - мощность сил производственных сопротивлений, развиваемая поршнем компрессора, Вт:

$$P_{cn} = \frac{T_{np.cр} \cdot \omega_{кр}}{1000} \quad (21)$$

$\eta_{азр}$  - КПД машинного агрегата без учета потерь в двигателе (собственные потери двигателя учитываются в его выходных параметрах).

КПД агрегата оценивается приблизительно с учетом типа соединения редуктора и компрессора:

$$\eta_{азр} = \eta_{рп} \cdot \eta_p \cdot \eta_k \cdot \eta_m \quad (22)$$

где  $\eta_{рп}$  - КПД ременной передачи,  $\eta_{рп} = 0,92 \dots 0,96$ ;

$\eta_p$  - КПД редуктора (для цилиндрического или конического редуктора  $\eta_p = 0,96$ , для червячного редуктора  $\eta_p = 0,75 \dots 0,8$ );

$\eta_k$  - КПД компрессора (при параллельном соединении кривошипно-ползунных механизмов насоса  $\eta_k = 0,9$ );

$\eta_m$  - КПД соединительной муфты,  $\eta_m = 0,98$ .

Требуемая мощность электродвигателя рассчитывается по формуле:

$$P_{эл} = (1,1 \dots 1,2) P_{cd} \quad (23)$$

По мощности  $P_{эл}$  и заданной угловой скорости вращения  $\omega_{эл}$  из каталога выбирается тип электродвигателя, его номинальная мощность, скорость вращения вала  $n_{ном}$ . Для последующих расчетов следует выписать момент инерции  $J_p$  ротора, диаметр выходного вала  $d_{вых}$  электродвигателя из каталога.

### 6.3. Приведение моментов инерции звеньев агрегата к валу кривошипа

Моменты инерции звеньев агрегата пневматического молота определяются после эскизной компоновки и расчета редуктора, в процессе которой выбираются формы, размеры и виды материала деталей.

Приведенный к валу кривошипа компрессора момент инерции звеньев определяют по формуле:

$$J_{np} = J_0 + J_T + J_k + J_{эл} \cdot U_{np}^2 + (J_в + J_{ш}) \cdot U_p^2 \quad (24)$$

где  $J_0$  - средний, приведенный к валу кривошипа момент инерции кривошипно-ползунного механизма,  $J_0 \approx 0,1 \dots 0,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$J_k, J_{ш}$  - моменты инерции колеса и шестерни, кг·м<sup>2</sup>;

$J_б, J_T$  - моменты инерции быстроходного и тихоходного валов редуктора, кг·м<sup>2</sup>;

$J_{эл}$  - момент инерции ротора электродвигателя, определяемый из каталога по маховому моменту, кг·м<sup>2</sup>;

$U_p$  - передаточное отношение редуктора;

$U_{пр}$  - передаточное отношение привода агрегата пневматического молота.

Момент инерции колес определяется приближенно по формуле, кг·м<sup>2</sup>:

$$J_k = \frac{\pi}{32} d^4 \cdot b \cdot \rho \quad (25)$$

где  $b$  - ширина зубчатого колеса, м;  $d$  - диаметр делительной окружности колеса, м;  $\rho$  - плотность материала зубчатого колеса. Для стали  $\rho = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>.

Моменты инерции валов оценивают приближенно по формуле, кг·м<sup>2</sup>:

$$J_в = \frac{\pi}{32} d_{экв}^4 \cdot l_p \cdot \rho \quad (26)$$

где  $d_{экв}$  - эквивалентное значение диаметра, м; (приближенно  $d_{экв} = d_n$ . Здесь  $d_n$  - посадочный диаметр вала под подшипники);  $l_p$  - длина вала, м.

Моменты инерции шкивов ременной передачи и соединительных муфт в данном курсовом проекте можно не учитывать. Определение  $J_{пр}$  необходимо выполнить после расчета редуктора агрегата пневматического молота.

#### 6.4. Определение момента инерции маховика

Для обеспечения заданного коэффициента неравномерности вращения коленчатого вала используют маховик, который устанавливают на звене привода. Момент инерции маховика определяют по формуле, кг·м<sup>2</sup>:

$$J_m = \frac{\Delta A}{\omega_{кр}^2 [\delta]} - J_{пр} \quad (27)$$

где  $\Delta A$  - избыточная работа, Дж;  $[\delta]$  - допускаемое значение коэффициента неравномерности вращения коленчатого вала.

Максимальную избыточную работу находят по диаграмме приведенных моментов (рис. 9) путем подсчета избыточной площади  $\Delta S$  (в мм<sup>2</sup>) и умножением ее на масштабные коэффициенты  $K_T$  и  $K_\varphi$ . (На рис. 9, в качестве примера, максимальная избыточная площадь заштрихована).

$$\Delta A = \Delta S \cdot K_T \cdot K_\varphi \quad (28)$$

где  $K_T$  - масштабный коэффициент оси моментов сил, Н/мм;  
 $K_\varphi$  - масштабный коэффициент углов поворота, рад/мм.

## 7. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

### 7.1 Определение допускаемых напряжений

Расчет зубчатых колес редуктора проводится по методикам, приведенным в [1, 2, 3] из условий обеспечения прочности зубьев по контактным напряжениям:

$$\sigma_n \leq [\sigma_n] \quad (29)$$

Допускаемые контактные напряжения при расчете на выносливость:

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_n} \cdot Z_n \quad (30)$$

где  $\sigma_{Hlim}$  - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, МПа;

$S_n$  - коэффициент безопасности;  $Z_n$  - коэффициент долговечности.

Приближенное значение предела контактной выносливости при заданной твердости поверхности зубьев  $HB \leq 350$  определяют из выражения:

$$\sigma_{Hlim} = 2HB + 70 \quad (31)$$

При заданной долговечности редуктора  $L = 10000$  ч величина  $Z_n = 1$ , а коэффициент безопасности зависит от термообработки зубчатых колес. При нормализации или улучшении рекомендуется значение  $S_n = 1,1$ .

При расчете червячного редуктора рекомендуется принять  $[\sigma_n] = 210$  МПа.

### 7.2. Определение сил, действующих в зацеплении колес

При работе агрегата зубчатые пары передают вращающий момент. При этом в зацеплении зубчатых колес возникает нормальная сила, направленная по линии зацепления – общей нормали к рабочим поверхностям зубьев. Эта сила раскладывается по трем взаимно перпендикулярным направлениям. Составляющие этой силы носят названия окружной  $F_t$ , радиальной  $F_r$ , осевой  $F_o$ , сил в зависимости от их направления по отношению к оси колеса.

Формулы для вычисления указанных сил приведены в [1, 2, 3].

### 7.3. Проектный расчет валов и предварительный выбор подшипников

Ориентировочное значение диаметра быстроходного и тихоходного валов редуктора под соединительную полумуфту или под шкив определяется по формуле, мм:

$$d_g \geq (70...80) \sqrt{\frac{P}{\omega}} \quad (32)$$

где  $P$  – мощность на соответствующем валу, кВт,  $\omega$  - угловая скорость вала, рад/с.

Полученное значение диаметра вала округляется до ближайшего большего значения из стандартного ряда (15; 16; 18; 20; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 62; 65 и далее через 5 мм до 110 мм).

Посадочные диаметры валов под подшипники рекомендуется применять на 2...5 мм, а посадочные диаметры валов под зубчатые колеса – на 8...10 мм больше по сравнению с диаметром под полумуфту.

При выборе типоразмеров подшипников и схем их установки следует принимать во внимание значения действующих нагрузок на опоры, размеры посадочных мест вала и корпуса, способ смазки, удобство сборки и разборки, стоимость подшипников.

Подшипники подбираются по наиболее нагруженной опоре (в которой суммарная радиальная реакция  $R$  – наибольшая). На каждой из двух опор вала устанавливают одинаковые подшипники.

Если осевая нагрузка на опору  $F_a \leq 0,25R$ , то назначают радиальные подшипники, если же  $F_a \geq 0,25R$ , то – радиально-упорные шариковые или конические роликовые подшипники.

#### **7.4. Определение реакции опор валов редуктора и подбор подшипников**

Для определения реакции опор  $A$  и  $B$  составляется расчетная схема вала, где реальный вал рассматривается как шарнирно опертая балка, к которой приложены силы, действующие в зацеплении зубчатых колес.

В качестве примера на рис. 10 приведена расчетная схема тихоходного вала редуктора с размещенным на нем зубчатым или червячным колесом. Одна из опор вала (опора  $A$ ) является шарнирно-неподвижной, а опора  $B$  – шарнирно подвижной. На рис. 9 показаны также радиальные реакции  $R_{AV}$ ,  $R_{AZ}$  и  $R_{BV}$ ,  $R_{BZ}$  и осевая реакция  $R_{AX}$ . Размеры  $a$  и  $l$  определяются по эскизной компоновке редуктора.

При этом радиальные опорные реакции считаются приложенными в точках пересечения плоскостей, а силы в зацеплении считаются приложенными на диаметре делительной окружности посередине ширины колеса.

Реакции опор определяют из шести уравнений статики вала – трех уравнений проекции сил, приложенных к валу, на оси  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  и трех уравнений моментов этих сил относительно координатных осей. Суммарные радиальные реакции в опорах вычисляются по формулам

$$R_A = \sqrt{R_{AV}^2 + R_{AZ}^2}, \quad R_B = \sqrt{R_{BV}^2 + R_{BZ}^2} \quad (33)$$

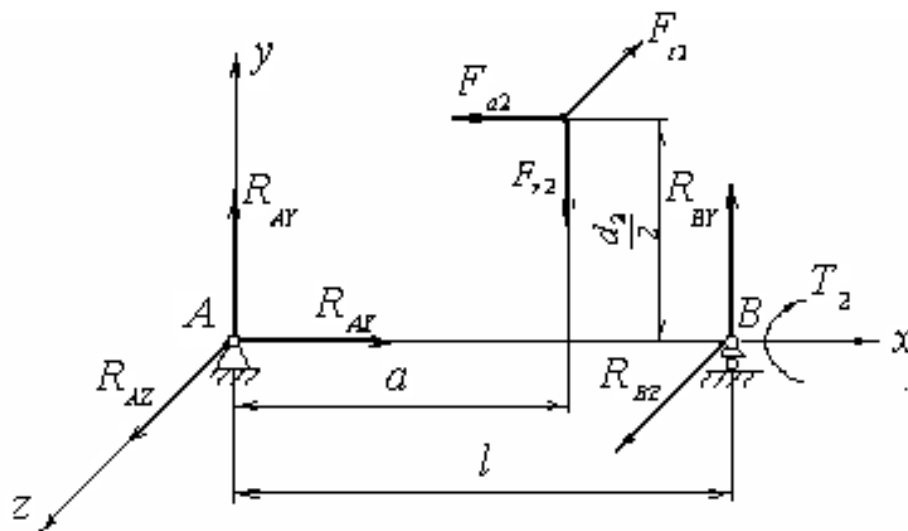


Рис. 10

В дальнейшем проверка правильности предварительно намеченных, например, радиально-упорных (шариковых или роликовых) подшипников, обусловлена следующей последовательностью действий [1, 2, 3]:

- вычисляется расчетный ресурс подшипника в миллионах оборотов;
- с учетом характера работы и выбранных коэффициентов радиальной и осевой нагрузок, вычисляется эквивалентная нагрузка на подшипник;
- определяется расчетная динамическая грузоподъемность  $C_{расч}$ ;
- с учетом расчетного значения динамической грузоподъемности, подтверждается правильность предварительно выбранного подшипника по справочнику или каталогу на подшипники качения, или выбирается другой подшипник (тип и серия); при этом должно быть удовлетворено условие  $C_{расч} \leq C_{табл}$  ( $C_{табл}$  - динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу).

### 7.5. Расчет валов редуктора

Уточненный расчет валов редуктора проводится по методикам, приведенным в [1, 2, 3].

### 7.6. Расчет шпоночных соединений на и подбор стандартных муфт

Зубчатые колеса имеют посадку на вал с гарантированным натягом.

Наряду с этим используются шпоночные соединения. Шпонки в соответствии с ГОСТ 23360-78 подбираются по диаметру вала и проверяются по напряжениям смятия, МПа:

$$\sigma_{см} = \frac{4T10^3}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}] \quad (34)$$

где  $l_p$  – рабочая длина шпонки, мм;  $d$  - диаметр вала, мм;  $h$  - высота шпонки, мм. Допускаемое напряжение  $[\sigma_{см}]$  принимается равным 100 МПа.

Для соединения вала электродвигателя с ведущим валом червячного редуктора и ведомого вала с коленчатым валом насоса рекомендуется применять упругие муфты, например, муфты упругие втулочно-пальцевые МУВП (ГОСТ 214224-75), или муфты с резиновой звездочкой (ГОСТ 14084-76).

Типоразмер муфты выбирается по диаметру вала и по расчетному значению вращающего момента, Н м:

$$T_p = \kappa T \leq [T] \quad (35)$$

где  $\kappa$  – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации,  $\kappa=1,3\dots2,5$ ;

$T$  – вращающий момент на валу, Н м;  $[T]$  - значение допускаемого вращающего момента, передаваемого данной муфтой. Значения  $[T]$  для различных типов муфт приведены в соответствующих нормалях или, например, в [1, 2, 3].

## 7.7. Описание конструктивных особенностей редуктора

В этом разделе следует привести описание основных особенностей редуктора. При описании конструкции следует приводить ссылки на позиции в сборочном чертеже с указанием материала и метода изготовления основных деталей (корпуса, крышки, валов, зубчатых колес). Следует также указать вид и способ смазки зубчатых колес и подшипников, способы регулирования осевых зазоров валов.

## 8. ОФОРМЛЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ПРОЕКТА

Графическая часть курсового проекта выполняется карандашом либо с использованием машинной графики (КОМПАС -3D, AUTOCAD) и включает:

1. Кинематическую схему агрегата и с диаграммами (формат А1)
2. Сборочный чертеж редуктора (формат А1)
3. Рабочие чертежи трех не стандартных деталей редуктора (формат А4, А3) - вал редуктора, зубчатое колесо, корпус, крышка корпуса и т.п.

Все листы должны иметь в правом нижнем углу основную надпись (штамп) с соблюдением требований ГОСТ и ЕСКД.

На первом листе формата А1 следует вычертить:

- 1) кинематическую схему машинного агрегата с нумерацией звеньев и буквенными обозначениями кинематических пар;

2) кинематическую схему кривошипно-ползунного механизма в масштабе, показать траекторию движения, взаимное положение двух кривошипов и ход ползунов;

3) диаграмму зависимости скорости  $V_B(\varphi)$  первого ползуна от угла поворота кривошипа; на этой диаграмме следует также показать первую  $V_{B1}(\varphi)$  и вторую  $V_{B2}(\varphi)$  гармоники скорости ползуна;

4) диаграмму зависимости приведенных моментов сил производственных сопротивлений  $T_{np1}(\varphi)$  первого КПМ,  $T_{np2}(\varphi)$  второго КПМ,  $T_{np,\Sigma}(\varphi)$  - суммарную кривую,  $T_{np,ср}$  - среднее значение.

На диаграмме моментов следует выделить площадь  $\Delta S$ , характеризующую избыточную работу  $\Delta A$ , по величине которой определяют момент инерции маховика. Над схемами и диаграммами должны быть наименования.

Изображения элементов кинематических схем должны соответствовать ГОСТ 2.770-68.

На втором листе формата А1 следует вычертить сборочный чертеж редуктора проектируемого агрегата. Сборочный чертеж вычерчивается на основании предварительной эскизной компоновки. При разработке чертежа сначала тонкими линиями наносятся осевые линии, контуры зубчатых колес, внутренние и внешние контуры корпуса и крышки валов и подшипников. При вычерчивании должны быть соблюдены расчетные размеры элементов редуктора: межосевое расстояние  $a_w$ ; диаметры делительных окружностей колес  $d_1, d_2$ ; ширина зубчатых колес  $b_1, b_2$ ; наименьшие диаметры валов  $d_{1в}, d_{2в}$ , размеры принятых подшипников.

В процессе чистового вычерчивания еще возможны отдельные доработки и изменения в создаваемой конструкции.

Рекомендации по выбору толщины стенки корпуса и крышки, диаметров стяжных и фундаментных болтов, ширины фланца разъема корпуса, зазоров между зубчатыми колесами и стенкой корпуса, размеров установочных элементов и т.п. приведены в [5, 7]. Остальные размеры назначаются конструктивно.

Перед окончательной обводкой чертежа следует тщательно его проверить.

На сборочном чертеже необходимо указать:

- номера позиций деталей и узлов;
- габаритные размеры редуктора;
- установочные элементы и размеры;
- сопряжения зубчатых колес на валах, посадки валов в подшипниках и наружных поверхностей подшипников в корпусе.

Номера позиций наносятся вне контура изображения на полках выносных линий.

Над основной надписью следует привести технические требования:

- 1) особенности сборки узлов и деталей, способов регулировки зазоров в подшипниках;

2) вид и способ смазки зубьев колес, подшипников, способ контроля уровня масла в корпусе.

К сборочному чертежу должна быть приложена спецификация, составленная согласно ГОСТ 2.108-68 на отдельных листах формата А4. Допускается использовать готовые бланки, выполненные в соответствии с установленной формой.

Спецификация состоит из разделов, которые располагают в следующей последовательности: а) документация; б) сборочные единицы; в) детали; г) стандартные изделия; д) прочие изделия. Каждому изделию, сборочной единице и детали присваивается обозначение в виде буквенно-цифрового шифра, состоящего из двух букв и семи цифр.

## **9. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ**

Расчетно-пояснительная записка оформляется на одной стороне листа формата А4, рукописно, разборчивым почерком или печатается на принтере. Объем записки должен составлять 18...25 листов.

Расчетно - пояснительная записка должна содержать титульный лист, оглавление, текст задания с исходными данными, описание и пояснение работы агрегата, основную часть (расчетные материалы), библиографический список использованных источников, приложение.

Весь текст записки (за исключением титульного листа, оглавления, библиографического списка и приложения) разбивается на разделы и подразделы, которые должны иметь порядковые номера и краткие наименования. Подразделы должны иметь номера, состоящие из номера раздела и своего порядкового номера, разделенного с первым точкой. Сокращения слов в тексте и в подписях под иллюстрациями не допускаются, за исключением общепринятых.

Титульный лист является первым листом записки. Его выполняют чертежным шрифтом по ГОСТ2.304-81.

Описание и пояснение работы машинного агрегата следует приводить со ссылками на обозначения, указанные на кинематической схеме и на чертеже.

Порядок расположения расчетных материалов определяется последовательностью их выполнения. В тексте перед обозначением параметра необходимо дать его наименование.

Расчетные формулы необходимо приводить со ссылкой на источники, из которых они заимствованы. Формулы следует записывать сначала в общем виде с пояснениями буквенных обозначений, а затем в той же последовательности в них подставляют числовые значения. Формулы в тексте должны быть последовательно пронумерованы. Номер ставиться с правой стороны формулы в круглых скобках. При необходимости ссылки в тексте на какую-либо формулу следует указать ее номер. Все числовые расчеты должны быть выражены в системе единиц СИ. Некоторые расчеты могут сопровождаться рисунками (схемами, графиками, эскизами) выполненными аккуратно карандашом или с помощью машинной графики.

Рисунки должны иметь сквозную нумерацию и соответствующую подрисуночную надпись. Результаты расчетов, выполненные по одной формуле при различных переменных, должны быть оформлены в виде таблиц.

Листы расчетно-пояснительной записки должны быть пронумерованы и сброшюрованы в папку. Листы графической части проекта необходимо сложить в размер формата А4 и вложить в папку. Расчетно-пояснительная записка с графической частью подписывается студентом и сдается преподавателю на рецензирование.

## **10. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ ПРИ ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Удовлетворяющий требованиям проект после проверки преподавателем (руководителем или рецензентом проекта) с внесенными студентом исправлениями и дополнениями, отмеченные рецензентом, допускается к защите.

На защите студент должен показать знание методов расчета и проектирования машинного агрегата и его элементов. Он должен хорошо разбираться в принципе действия механизмов проектируемого агрегата, их наименованиях и структуре. Необходимо иметь представление о том, для какого производственного процесса предназначен агрегат. Надо знать, какое звено спроектированного агрегата является начальным, уметь показать на схеме исполнительный и передаточный механизмы. Если исполнительный механизм состоит из нескольких элементарных механизмов, то студент должен указать, как они соединены.

Необходимо четко представлять, какие кинематические характеристики определены в агрегате, знать последовательность решения задач синтеза и анализа, уметь определять общее передаточное отношение многозвенной передачи, состоящей из последовательно соединенных механизмов.

Следует понимать, какие задачи решены в разделе динамики спроектированного агрегата. Знать, с какой целью определены моменты сил сопротивлений на звене приведения. В задаче определения момента инерции маховика нужно уметь рассчитать момент инерции, приведенный к коленчатому валу, уметь определять момент инерции маховика с помощью графика приведенных моментов сил и знать назначение маховика.

Уметь проектировать и рассчитывать элементы механического привода, проводить сознательный выбор соединительных элементов и опор редуктора.

На все перечисленные вопросы студент должен быть готов ответить при защите проекта, а также проявить знания, позволяющие в дальнейшем разобраться и в других агрегатах промышленного и энергетического назначения.

## Библиографический список

1. Дунаев П.Ф. Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин; Учеб. пособие для техн. спец. вузов-М.: Высшая школа, 2000.-447с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 2000.-383с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учебн. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцев. М.: ООО ТИД "Альянс", 2005, 416 с.
4. Недоступ А.П., Уваров В.П. Теория механизмов и машин. Структура и кинематика механизмов. Учеб. пособие. – СПб.: СЗТУ, 2002. – 84 с.