«Конструирование зубчатого мотор - редуктора автоматических устройств»

Содержание:

# Введение

#  Содержание задания

* 1. Кинематический расчет
	2. Расчет крутящих моментов
	3. Определение модуля передачи
	4. Определение диаметров валов
	5. Проектирование червячной передачи
	6. Проектирование цилиндрической зубчатой передачи
	7. Проектирование конической зубчатой передачи
	8. Расчет мертвого хода редуктора
	9. Точность зубчатых и червячных передач
	10. Допуски формы и расположения поверхностей зубчатых колес и червяков
	11. Требование к базовым поверхностям зубчатых колес и червяков
	12. Требование к шероховатости поверхностей
	13. Конструктивные элементы валов
	14. Кинематическая схема трехступенчатого мотор – редуктора и силы, действующие в зацеплении
	15. Приведение сил к оси вала
	16. Определение эквивалентных моментов, действующих в поперечных сечениях вала
	17. Уточненный расчет вала
	18. Определение долговечности подшипников качения

Список литературы

Введение

Редуктором называют механизм, служащий для передачи мощности от электродвигателя к рабочему органу исполнительного устройства. С помощью редукторов осуществляют уменьшение угловой скорости, а также увеличение выходного момента. В зависимости от требуемого расположения геометрических осей валов, между которыми передаётся вращение, и необходимого передаточного числа в редукторах используют цилиндрические, конические, а также червячные зубчатые передачи.

Зубчатые и червячные редукторы характеризуются высокой надежностью, долговечностью, постоянством передаточного числа и простотой в эксплуатации. Они имеют малый вес и небольшие габариты при обеспечении больших передаточных чисел.

Для передачи вращательного движения широко используют зубчатые и червячные механизмы. Если геометрические параллельны, то применяют цилиндрические зубчатые колеса, если оси валов пересекаются, то конические зубчатые колеса, а при перекрещивающихся осях валов ведущим звеном является червяк, ведомым – червячное колесо. Каждую передачу, состоящую из двух колес, независимо от ее типа называют ступенью.

Стандарт ГОСТ 2.402-68 (СТ СЭВ 286-76) устанавливает условные изображения всех типов зубчатых колес и червяков. Чтобы правильно оформить рабочие чертежи зубчатых колес и червяков, необходимо знать способы нарезания зубьев, геометрические соотношения элементов эвольвентного зацепления, степени точности, предельные отклонения размеров и требуемых шероховатостей поверхностей всех конструктивных элементов.

Для поддержания вращающихся деталей и передачи крутящих моментов между ними служат валы. От прочности и жесткости валов во многом зависит работоспособность механизмов.

Чтобы уменьшить габариты редуктора в целом, электродвигатель часто устанавливают непосредственно в его корпусе. При этом ведущее колесо первой ступени насаживают непосредственно на вал электродвигателя, поэтому вал электродвигателя одновременно является входным валом редуктора. Такие конструкции принято называть мотор – редукторами.

* 1. Содержание задания

Целью работы является разработка конструкции трехступенчатого мотор – редуктора, кинематическая схема которого включает в себя червячную, коническую и цилиндрическую прямозубые передачи.

Выполнить рабочие чертежи зубчатых колес и червяков, а также изложить метод расчета и конструирование валов малогабаритных редукторов приборов.

Исходные данные

1. Последовательность передачи Ч – Ц – К;

первая степень – червячная,

вторая ступень – цилиндрическая,

третья ступень – коническая.

1. Тип электродвигателя: СЛ – 261 ТВ
2. Угловая скорость выходного вала редуктора 
3. Степень точности передач 7 – Д

Технические характеристики электродвигателя СЛ – 221 ТВ

1. Номинальная мощность на валу – 24 Вт.
2. Угловая скорость – 380 рад/с.
3. Напряжение – 110 В.
4. Момент на валу – 0,065 Н.м.
5. Габаритные размеры – L=120,4 мм, L1=69.9 мм.

1.2 Кинематический расчет

Общее передаточное число редуктора 

 следует разбить по ступеням:

U=UцUkUч, где UцUkUч – соответственно передаточные числа зубчато-цилиндрической, зубчато-конической и червячной ступеней.

Задается:

Uц=4

Uk=2

Uч=

 отсюда число заходов червяка Zч=3 и число зубьев червячного колеса Zк=40



Выбираем число зубьев ведущих цилиндрических Zц1=30 и конических колес Zк1=26 и определяем число зубьев ведомых:



Тогда фактическое значение передаточного числа редуктора после округления чисел зубьев до целых величин:



Действительное значение передаточного числа должно удовлетворять условию:



1.3 Расчет крутящих моментов









1.4 Определение модуля передачи







**1.5 Определение диаметров валов**









 - диаметр штифта 



2 мм



3 мм



4 мм

1.6 Проектирование червячной передачи

Расчет геометрических параметров червяка

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименованиепараметра | Обозначение | Формула | Результатрасчета |
| Диаметр цапфы под подшипник, мм | d | ≥dв+(12) | 10 |
| Диаметр упорного кольцевого выступа, мм | d2 | - | 12 |
| Коэффициент диаметра | q |  | 18 |
| Диаметр длительной окружности, мм | d1 | mq | 14,4 |
| Диаметр окружности вершин витков, мм | da | m (q+2) | 16 |
| Диаметр окружности впадин витков, мм | df | m (q-2,5) | 12,4 |
| Длина нарезанной части | b |  | 11,7 |

Расчет геометрических параметров червячного колеса

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименованиепараметра | Обозначение | Формула | Результатрасчета |
| Диаметр длительной окружности, мм | d | mn zк | 32 |
| Диаметр окружности вершин, мм | da | mn (zк+2) | 33,6 |
| Диаметр окружности впадин, мм | df | mn (zк-2,5) | 30 |
| Радиус образующей вершин зубьев, мм | R | 0,5d1- mn | 6,4 |
| Наибольший диаметр колеса, мм: при zч=23 | dмdм | da+1,5 mn | 34,8 |
| Ширина венца, мм: при zч=13 | bb | ≤0,75 da | 12 |
| Межосевое расстояние, мм | αω | 0,5mn (q+ zк) | 23,2 |
| Угол между боковыми скосами зубьев, град | 2α | см. табл. 8 | 60 |
| Диаметр выточки, мм | D | ~ df-4 | 26 |
| Диаметр ступицы, мм | dс | 1,3 dв | 10,4 |
| Диаметр окружности расположения центров отверстий облегчения, мм | Do | 0,5 (D+ dс) | 18,2 |
| Диаметр отверстия облегчения, мм | dо | 0,4(D - dс) | 6,24 |
| Число отверстий облегчения | zо | ~1,5 | 4 |

**1.7 Проектирование цилиндрической зубчатой передачи**

Расчет размеров прямозубых цилиндрических колес

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименованиепараметра | Обозначение | Формула | Результатырасчета |
| ведущее колесо | ведомое колесо |
| Диаметр длительной окружности, мм | d | mn zц | 20 | 80 |
| Диаметр окружности вершин зубьев, мм | da | mn (zц+2) | 21.6 | 81.6 |
| Диаметр окружности впадин зубьев, мм | df | При mn <1 ммmn (zц-2,7) | 17.84 | 77.84 |
| Ширина венца, мм | b | ψmn | 4 |
| Межосевое расстояние, мм | αW | 0,5mn (zц1+ zц) | 50 |
| Длина ступицы, мм | αс | 1,3 dв | 10.4 | 15.6 |
| Диаметр ступицы, мм | dс | 1,6 dв | 12.8 | 19.2 |
| Расстояние от торцовой поверхности ступицы до центра отверстия под штифт, мм | Н | 0,5 αс | 5.2 | 7.8 |
| Размер фасок, мм | С | 0,5 mn | 0.4 |
| Диаметр отверстия облегчения, мм | dо | 0,4(df - dс) | 2.0 | 23.5 |
| Диаметр окружности расположения центров отверстий облегчения, мм | D | 0,5(df + dс) | Отверстия облегчения делать не следует | 48.5 |
| Число отверстий облегчения | zо | 1,5 | 3 отверстия |

1.8 Проектирование конической зубчатой передачи

Расчет геометрических параметров прямозубых конических колес

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименованиепараметра | Обозначение | Формула | Результатырасчета |
| ведущее колесо | ведомое колесо |
| Диаметр длительной окружности, мм | d | mzк | 35 | 70 |
| Угол начального конуса ведущего колеса, град |  |  | 26,5 |  |
| Угол начального конуса ведомого колеса, град |  | 90о -  |  | 63,4 |
| Диаметр окружности вершин зубьев, мм | da | d+2m cos | 37,2 | 71,2 |
| Диаметр окружности впадин зубьев, мм | df | d-2,5m cos | 32,7 | 68,9 |
| Угол дополнительного конуса, град | α | 90о -  | 63,4 | 26,6 |
| Длина образующей начального конуса, мм | L |  | 41,6 |
| Угол головки зуба, град | Υг |  | 1,73 | 1,8 |
| Угол ножки зуба, град | Υн |  | 2,15 | 2,25 |
| Угол конуса вершин, град |  |  | 28,3 | 65,2 |
| Угол конуса впадин, град |  |  | 24,4 | 61,2 |
| Ширина венца, мм | b | 0,33L | 13,74 | 13,13 |
| Длина ступицы, мм | αс | 3 dш | 9 | 12 |
| Расстояние от торца ступицы до вершины зуба, мм | l | αc + 3m cos α | 13,7 | 15,4 |
| Расстояние от торца ступицы до вершины конуса, мм | k | l ± L cos  | 48,66 | 29,17 |
| Размер фасок, мм | с | 0,3 m | 0,375 |
| Диаметр ступицы, мм | dс | 1,6 dв | 19,2 | 24 |

**1.9 Расчет мертвого хода редуктора.**

Вероятный максимальный мертвый ход отдельной передачи определяется углом поворота ведомого колеса при неподвижном ведущем звене.

Угол поворота ведомого колеса рассчитывают по формуле:



,

где j n min – минимальный гарантированный боковой зазор, мм (табличное значение).

d – диаметр делительной окружности, мм.







Мертвый ход трехступенчатого редуктора с учетом боковых зазоров между зубьями, определяемый по углу поворота выходного вала:



На мертвый ход редуктора влияет также упругая деформация валов, в результате которой вал получает угол закручивания 

, угловые минуты:



где М i – крутящий момент на валу

l i – рабочая длина i-го вала

G – модуль сдвига для стали – 80 ГПа

I Pi – полярный момент инерции поперечного сечения вала.



где di – наименьший диаметр участка вала, на котором передается крутящий момент.















**2.1 Точность зубчатых и червячных передач.**

Погрешности изготовления и монтажа элементов передач вызывают шум, вибрации, нагрев, несогласованность углов поворота ведущего и ведомого звеньев, ошибки от мертвого хода.

По точности изготовления зубчатые колеса и передачи разделены на 12 степеней. Для каждой степени точности установлены нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев.

Кинематическая точность характеризуется величиной погрешности передачи, т. е. разностью между действительным и расчетным углами поворота ведомого колеса. Кинематическая точность является основным требованием для делительных и отсчетных устройств. Она обеспечивается за счет малого радиального биения зубчатого колеса и применения высокоточных станков и инструментов.

Независимо от степени точности стандартами установлены различные виды сопряжения зубьев в передаче. За основу деления видов сопряжения принята величина бокового зазора. Нормы бокового зазора необходимы для устранения заклинивания зубьев и ограничения мертвых ходов, а также для размещения смазки и компенсации температурных деформаций. Боковой зазор не зависит от точности изготовления и определяется в основном величиной межосевого расстояния.

На рабочих чертежах зубчатых колес и червяков должны быть указаны требуемые степени точности по трем нормам и виду сопряжения. В условных обозначениях последовательно записывают три цифры (степени по нормам кинематической точности, нормам плавности, нормам контакта) и букву указывающую вид сопряжения.

Если первые три нормы имеют одинаковые степени точности, то в условном изображении указывают одну цифру, как в данном случае:

7 – Д.

# 2.2 Допуски формы и расположения поверхностей зубчатых колес и червяков.

В процессе изготовления зубчатых колёс и червяков возникают погрешности формы и взаимного расположения их поверхностей, что существенно снижает точность механизмов.

Стандарт СТ СЭВ 301-76 предусматривает классификацию допусков и отклонений формы и расположения поверхностей. К группе отклонений формы поверхностей относят непрямолинейность, неплоскостность, некруглость, нецилиндричность и отклонения профиля продольного сечения.

К группе суммарных отклонений формы и расположения поверхностей относят два основных вида отклонений: радиальное и торцевое биения.

Для оценки точности расположения поверхностей назначают базы.

Под радиальным биением 

 понимают разность наибольшего а и наименьшего, а расстояния от точек до базовой оси вращения в сечении, перпендикулярном к этой оси:



Радиальное биение является результатом смещения геометрического центра колеса относительно оси вращения и некруглости наружной поверхности.

Радиальным биением зубчатого венца называют наибольшую разность расстояний от базовой оси колеса до делительной прямой нормального исходного контура.

Торцевым биением 

называют разность наибольшего b и наименьшего b расстояний от точек реальной торцовой поверхности колеса, расположенных на окружности заданного диаметра Д, до плоскости N-N, перпендикулярной к базовой оси вращения:



Если диаметр Д не задан, то торцовое биение определяют на наибольшем диаметре колеса. Торцевое биение является результатом неперпендикулярности торцовой плоскости к базовой оси колеса и отклонения формы торца по линии измерения.

2.3 Тре6ования к базовым поверхностям зубчатых колёс и червяков.

# Основными технологическими базами при нарезании зубьев или витков червяка является:

отверстия зубчатых и червячных колёс, используемые для посадки колёс на вал;

опорные части вала (цапфы) червяка;

наружные поверхности нарезной части зубчатых, червячных колес и червяков, используемые для выверки заготовки на зуборезном станке.

Квалитеты (классы точности) для этих элементов назначают в зависимости от требуемой степени точности зубчатых и червячных передач.

Посадка в ЕСДП СЭВ согласно СТ СЭВ 145-75 образуется сочетанием поля допуска отверстия и поля допуска вала.

**3.1 Конструктивные элементы валов.**

При монтаже валов следует обеспечить удобство монтажа и демонтажа насаживаемых на него деталей. В связи с этим конструкции валов обычно выполняют ступенчатыми. Образование ступеней связано с установкой деталей на валу по соответствующей посадке, наличие нерабочих участков, не требующих высокой точности размеров.

Валы вращаются в опорах, которыми служат подшипники качения или скольжения. Опорные части валов называются цапфами.

Для уменьшения концентрации напряжений в местах перехода от одного участка вала к другому разность между диаметрами ступеней должна быть минимальной. Плавный переход от одной ступени к другой называют галтелью.

Радиусы галтелей R принимаются по рекомендациям.

Для ограничения перемещения деталей на валах в осевом направлении предусматривают бурты.

Цапфы валов подвергают тщательной обработке. Для выхода шлифовального круга в местах перехода от меньшого диаметра к большему изготавливают кольцевые канавки, иначе часть поверхности цапфы окажется недошлифованной из-за скруглённости краев шлифовального круга и посадка подшипников будет затруднена.

Для передачи крутящего момента и закрепления колес в осевом направлении на валу и в ступице колеса предусматривают отверстия под штифт.

Точность изготовления вала определяется точностью выполнения его размеров, формы и расположения поверхностей. Допуски на посадочные размеры вала назначают в зависимости от посадок отдельных деталей.

В местах посадки подшипников при вращении внутреннего кольца рекомендуют поля допусков для вала n6, m6, k6. Свободные размеры принимают по 14 квалитету.

3.2 Кинематическая схема мотор-редуктора и силы, действующие в зацеплениях зубчатых колес.

Кинематическая схема трехступенчатого мотор - редуктора включает в себя червячную, коническую и цилиндрическую прямозубые передачи (см. лист 3).

Точность построения кинематической схемы пространственных механизмов определяет правильность расчета валов.

Цилиндрические зубчатые колеса при изображении в аксонометрии принимают форму эллипсов.

Направление осей валов должно быть параллельно осям пространственной системы координат. Точки пересечения эллипсов следует рассматривать, как полосы зацепления передач. Векторы сил, действующих в зацеплениях зубчатых передач, должны быть направлены параллельно ребрам куба.

Для расчета валов на прочность необходимо найти все силовые факторы, действующие в зацеплениях.

Сила взаимодействия между зубьями червячного колеса и витками червяка может быть разложена на три взаимно перпендикулярные составляющие: окружное:

радикальное: 



- угол подъема винтовой линии червяка.



осевое: 

Для червячного колеса и червяка справедливы следующие соотношения:



Для прямозубой цилиндрической передачи усилия, действующие в зацеплении, определяются по зависимостям:

окружное:

радикальное: 

Для цилиндрической зубчатой передачи усилия ведомо и ведущего колес должны быть равны:



Полное усилие, действующее в зацеплении конической прямозубой передачи, можно разложить на три составляющие, которые вычисляются по формулам:

окружное:

радикальное: 



- угол начального конуса ведущего конического колеса.

осевое: 

Для конической передачи справедливы соотношения:



Векторы окружных усилий 

 на ведущих колесах направлены в сторону, противоположную угловой скорости вращения вала. Вращение вала электродвигателя следует принять по часовой стрелке.

Радикальные усилия 

 направлены по радиусу к центру колес.

В конической прямозубой передаче осевые усилия 

 всегда направлены от вершин к основаниям конусов.

3.3 Приведение сил к оси вала

Окружные и осевые нагрузки на вал от зубчатых колес передаются с помощью штифтов.

Для получения расчетной схемы вала необходимо все силы, действующие на зубчатые колеса, привести к оси вала.

В поперечном сечении вала действуют следующие силовые факторы: продольная сила N=Fa, которая, в зависимости от установки вала в опорах, может вызывать растяжение или сжатие, поперечная сила Ft, вызывающая изгиб вала в плоскости V; моменты Ми, изгибающий вал в плоскости V и Mk, вызывающий кручение в плоскости W.

3.4 Определение эквивалентных моментов действующих в поперечных сечениях вала.

Основным критерием работоспособности валов является прочность. Валы кроме кручения испытывают изгиб и растяжение или сжатие, поэтому требуется определить эквивалентные моменты. Эпюры эквивалентных моментов позволяют выявить сечения, где возникают наибольшие моменты, и найти действительное распределение напряжений по длине вала.

При составлении расчетной схемы вал рассматривают как балку с шарнирно – подвижной и шарнирно – неподвижной опорами. Балка в соответствии с приведением сил нагружается сосредоточенными силами и моментами. Точки приложения сил моментов принимаются по середине длины элемента, передающего их.

На листе 3 предоставлена расчетная схема выходного вала редуктора, на котором установлено коническое зубчатое колесо. Силы Fa и Fr действуют в плоскости V, а Ft – в плоскости H. Силы Fa, при перенесении её к оси вала создаст в поперечных сечениях продольную силу, равную ей по величине и одинаковую по направлению, и изгибающий момент 

 (d – делительный диаметр конического колеса). Следовательно, силы, действующие на вал, целесообразно рассматривать, последовательно составляя расчетные схемы вала в плоскости V, а затем в плоскости H.

После определения опорных реакций и построения эпюр изгибающих моментов в каждой плоскости следует геометрически сложить эти эпюры, определив для каждого сечения вала значения суммарного изгибающего момента:



Эквивалентный момент по III теории прочности определяется из выражения:



где МК – крутящий момент.

Крутящий момент передается на вал от зубчатого колеса через ступицу и штифт.

**3.5 Уточненный расчет вала.**

Уточненный расчет учитывает все факторы, влияющие на усталостную прочность: характер напряжений, наличие концентраторов напряжений, абсолютные размеры валов, обработку поверхностей и прочностные характеристики материалов, из которых изготовлены валы.

Для валов запас прочности определяют из выражения:



Запас усталостной прочности по нормальным напряжениям рассчитывается:



 

где σ-1 – предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба;  предел выносливости материала вала при симметричном цикле кручения; σа – амплитуда цикла нормальных напряжений.

**3.6 Определение долговечности подшипников.**

Подшипники выбирают по диаметру цапфы вала, после чего долговечность подшипников рассчитывают по формуле.



где n – частота вращения, об/мин.



C – динамическая грузоподъемность, С=1160 Н

С0 – статическая грузоподъемность, С0=570 Н

α- показатель степени: для шарикоподшипников α=3.

Приведенную нагрузку для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников определяют по формуле:

P=(xυFr + yFa)κб κt

где x и y – коэффициент радиальной и осевой нагрузок.

υ - коэффициент вращения, υ=1 при вращении внутреннего кольца.

Fr и Fa – соответственно радиальные и осевые силы воспринимаемые подшипником.

κб – коэффициент безопасности, κб =1,1 – при небольших перегрузках.

κt – температурный коэффициент.



 , где RV и RH – реакции опор.

1.Определение долговечности первого подшипника.







 e = 0,3

При отношении

 осевую силу не учитывают, принимая х=0,56 и y=1,45

P=96,7 Н



2.Определение долговечности второго подшипника.







 e = 0,26

 х=0,56 и y=1,71

P=124,47 Н



**Список литературы:**

1. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х частях, В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинскиий. – 6-е изд., переркаб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1982. – Ч. 1. 543 с.; Ч. 2. 448 с.
2. Подшипники качения: Справочник – каталог/Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского.- М.: Машиностроение, 1984.- 280 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие/ В.Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под. общ. ред. В.Н. Кудрявцева.- Л.: Машиностроение, 1983. 400 с.
4. Заплетохин В.А. Конструирование соединений деталей в приборостроении: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1985. – 223 с.
5. Допуски и посадки. Справочник в 2-х ч. Под. ред. В.Д. Мягкова. – М.-Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1978. с. 1032.
6. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1975, с. 471.
7. Мягков В.Д. Краткий справочник конструктора. – Л.: Машиностроение, 1975, с. 814.
8. СТ СЭВ 1052-78. Метрология единиц и физических величин.
9. Жуков К.П., Кузнецова А.К. и др. Расчет и проектирование деталей машин. Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1978, с. 247.
10. Биргер А.Б., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979, с. 207.
11. СТ СЭВ 144-75. Единая система допусков и посадок для стран членов СЭВ. Поля допусков и рекомендуемые посадки, - М., 1975.
12. Заплетохин В.А. Проектирование трехступенчатого зубчато-червячного мотор редуктора. - Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1975, с. 34.
13. Чернавский С.А. Проектирование механических передач. Учебное пособие. – М.: Машиностроение, 1976.
14. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В. и др. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975.
15. СТ СЭВ 1952-78. Метрология. Единицы физических величин. – М., 1978.