Министерство образования и науки Украины

Национальный аэрокосмический университет

им Н.Е. Жуковского

Кафедра теоретической механики и машиностроения

Ленточный конвейер для перемещения штучных грузов

Пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине

«Конструирование машин и механизмов»

XAИ.104.134.09В.090259.0601100.ПЗ

Выполнил: студент 134 гр

Кулишенко Е.О

Руководитель: доцент

Ковеза Ю.В

Харьков 2009г.

Техническое предложение

Целью данного курсового проекта является проектирование ленточного конвейера с коническо-цилиндрическим редуктором для перемещения штучных грузов. (см. рис. 1).



Рис. 1

1. барабан;
2. компенсирующая муфта;
3. редуктор;
4. упругая муфта;
5. двигатель.

Курсовой проект является самостоятельной конструкторской работой студента. При его выполнении закрепляются знания по курсу, развивается умение использовать для практических приложений сведения из ранее изученных дисциплин, приобретаются навыки работы со справочной литературой, государственными и отраслевыми стандартами.

Приводом называется устройство, приводящее в движение машину или механизм.

Данная конструкция является приводным устройством, которое состоит из: электродвигателя, двух муфт, редуктора, барабана.

Привод включает в себя: источник энергии – двигатель, механическую передачу, ленточный конвейер, муфты.

Привод конвейера осуществляется электродвигателем, так как он наиболее компактный, удобный в эксплуатации и имеет стабильный режим работы.

Редуктор служит для понижения угловой скорости и передачи её на барабан. Мы используем зубчатый редуктор, двухступенчатый по разделенной схеме.

Для транспортировки штучных грузов служит лента, которая плотно посажена на барабан, который приводит её в движение за счёт вращения передаваемого от редуктора.

Соединение редуктора с двигателем осуществляется при помощи упругой муфты. Она обладает способностью амортизировать толчки и удары, демпфировать колебания. Выполняет компенсирующую функцию, допуская радиальное и угловое смещение валов. Для соединения барабана и редуктора будем использовать компенсирующую муфту. Она имеет высокую нагрузочную способность, способна передавать большие крутящие моменты, а также компенсировать небольшие смещения осей соединяемых валов (радиальное и угловое).

Преимущества схемы

Схема технологична, проста в эксплуатации. Данная схема отличается простотой конструкции благодаря использованию редуктора развёрнутой схемы. Схема подходит для работы в различных сферах промышленности: авиастроении, авиации, пищевой и угольно-добывающей промышленности, машиностроении и т.д.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Определение параметров исполнительного органа

Рис.2

Подбор ленты для транспортёра

F=F1-F2,

где F - сила тяги перемещения грузов;

F1=F2efα,

f=0,3 -коэффициент трения;

α=180°-угол охвата;

F1, F2 -разрывные силы действующие на ленту;

efα=2,56;

α=180-угол охвата;

f=0,3-коэффициент трения.

F=1,64⋅F=1,64⋅F=1,64∙4000=6560 H.



где [q]=12 м/Н - допускаемое разрывное усилие.



=250 мм - ширина барабана;

i - число прокладок ленты;

Принимаем i=3.

Из справочника выбираем ленту: Лента 1,2-250-3-ТК-200-2-6-3,5-А-1 ГОСТ 2085.Тип 1,подтип 1,2,шириной 250 мм, с тремя прокладками из ткани ТК-200-2, с рабочей обкладкой толщиной 6 мм и нерабочей 3,5 мм из резины класса А.

Рассчитаем диаметр барабана: Dб=i∙100=3∙100=300 мм.

1.2 Расчет потребной мощности и подбор электродвигателя.

Потребную мощность Pпотр определим из соотношения:

Pпотр=F∙V=4000∙1,5= 6000(Вт),

где F - сила тяги для перемещения грузов, Н;

V – скорость движения ленты конвейера, м/с.

Определим требуемую мощность электродвигателя Рдв:



где η – КПД привода.

КПД привода определим по формуле:

η= ηI ηII ∙ηоп ∙η2м=0,96∙0,95∙0,992∙0,992= 0.89,

где ηI = 0,96 – КПД конической ступени;

ηII =0,95– КПД цилиндрической ступени;

ηоп = 0,992 – КПД опоры;

ηм = 0,99 – КПД муфты.

Подставим полученное численное значение η в выражение:



С учетом расчетной мощности Pдв из справочника [3] выбираем двигатель, номинальная мощность которого должна быть равна или больше расчетной мощности двигателя, т.е. принимаем Pдв равным 7,5 кВт.

Частота вращения приводного вала:

 мин-1

где – диаметр барабана, мм.

Передаточное отношение редуктора, в зависимости от стандартных значений частоты вращения вала двигателя находим из соотношения: i=nдв/nп, где nдв – синхронная частота вращения двигателя, мин-1; nп – частота вращения приводного вала. Результаты вычислений сводим в таблицу 1:

Таблица 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| P, кВт | пдв синхр, мин-1 | i |
| 7,5 | 750 | 7,8 |
| 7,5 | 1000 | 10,4 |
| 7,5 | 1500 | 15,6 |
| 7,5 | 3000 | 31,4 |

Принимаем двигатель которому соответствует передаточное число  и частотой nдв=1500 мин-1.

Выбираем двигатель 4АМ132S4У3 ГОСТ 1553-70. Трехфазный асинхронный двигатель 4-й серии с высотой вращения оси 132(мм), с установочными размерами по длине станины S, 4-х полосный. Климатического исполнения У (для районов умеренного климата), категории 3.

Габаритные размеры: l30 = 435мм, h31 = 285мм, d30 = 246мм.

Присоединительные размеры выбранного двигателя: l10=140 мм, l31=89мм, d1=38 мм, d10=12 мм, b10=216 мм, h=132 мм.

1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов на валах

Зная передаточное отношения всего редуктора, определим передаточное отношения каждой ступени.

Номинальная частота вращения асинхронного электродвигателя

nдв=1455 мин-1.

С учетом этого



##### Распределяем передаточное отношение по ступеням



где  - передаточное отношение первой ступени;

 - передаточное отношение второй ступени.

Рассмотрим быстроходную и тихоходную ступени.

nпром = nдв / = 1455/3,54=411,02 (мин-1);

nтих = nпром / = 411,02/4,28=96,03 (мин-1);

Рбыстр= Рдв∙ηм = 6,7∙0,99 = 6,63 (кВт);

Ртих= Рбыстр∙ηI = 6,63∙0,96 = 6,37 (кВт),

где ηм – КПД упругой муфты;

ηI– КПД быстроходной ступени;

Рбыстр – мощность быстроходной ступени, кВт;

Ртих– мощность тихоходной ступени, кВт.

Вращающий момент на быстроходном валу:

Нм.

Вращающий момент на тихоходном валу определяем по формуле:

Нм.

2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Выбор материала зубчатых колёс

Материал зубчатых колес выбирается по необходимой твердости, прочности и возможности термообработки. От выбранного материала зависят размеры, масса, технологичность, а так же стоимость изготовления. Оптимальными материалами являются легированные стали 40Х, 40ХН, 30ХГСА. Выберем сталь марки 30ХГСА ГОСТ 4543-71 с закалкой токами высокой частоты.

2.2.Силовой расчет зубчатых передач.

Исходные данные и результаты расчетов сводим в таблицы.

Табл. 3

|  |
| --- |
| Исходные данные |
| Наименование параметра | Обозначение | Быстроходная ступень | Тихоходная ступень |
| Мощность, кВт | P | 6.63 | 6.37 |
| Передаточное число | U | 3 | 5 |
| Частота вращения, мин-1 | n | 1455 | 485 |
| 485 | 97 |
| Срок службы, ч | Lh | 25000 |
| Режим работы |  | постоянный |
| Тмах/Тном |  | 2.2 |
| Угол зацепления, град |  | 20° |
| Степень точности |  | 7-B |
| Заготовка | Шестерня |  | поковка |
| Колесо |  | поковка |
| Марка стали | Шестерня |  | 30ХГСА |
| Колесо |  |
| Термообработка | Шестерня |  | Закалка ТВЧ |
| Колесо |  |
| Твердость рабочей поверхности зубьев, HRC | Шестерня | HB | 50 | 54 |
| Колесо | 47 | 49 |
| Смещение | Шестерня | x | 0 |
| Колесо |
| Количество зубьев | Шестерня | Z | 20 | 20 |
| Колесо | 60 | 100 |

Результаты расчета конической зубчатой передачи сведены в таблицы (Табл. 4 – Табл. 10).

Табл. 4

|  |
| --- |
| Определение допускаемых контактных напряжений |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула |  | Значения |
| Количество нагружений за один оборот | с |  | Ш | 1 |
| К | 1 |
| Количество циклов нагружения с учётом режима работы, млн. | Nk | Nk=60∙c∙n∙Lh | Ш | 2.183∙109 |
| К | 7.275∙108 |
| Базовое число циклов, млн. | NHB | NHB=30∙(HB)2.4 | Ш | 8.59∙107 |
| К | 7.405∙107 |
| Показатель степени | m | т.к. Nk> NHB | Ш | 20 |
| К | 20 |
| Коэффициент долговечности | ZN | ZN= | Ш | 0.851 |
| К | 0.892 |
| Коэффициент запаса прочности | SH | для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев | Ш | 1.2 |
| К | 1.2 |
| Предел контактной выносливости, МПа | σHlim | σHlim=17HRC+200 | Ш | 1050 |
| К | 999 |
| Допускаемое контактное напряжение, МПа | [σ]H |  | Ш | 670 |
| К | 668 |
| Принимаем | [σ]H |  | 668 |

Табл. 5

|  |
| --- |
| Определение делительного диаметра и модуля |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула (источник) | Значения |
| Вспомогательный коэффициент |  |  | 0.28 |
| Вспомогательный коэффициент | Kd | Для прямозубых передач Kd =1013 | 1013 |
| Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий | KHβ | ГОСТ 21354-87 | 1.439 |
| Коэффициент скорости | KHV | приближенно | 1.1 |
| Коэффициент нагрузки | KH |  | 1.583 |
| Крутящий момент на шестерне, Hм | T |  | 43.5 |
| Делительный диаметр на торце, мм |  |  | 64.23 |
| Модуль на торце, мм | Расчетный |  |  | 3.21 |
| Принятый |  | ГОСТ 9563-60 | 4 |
| Внешний делительный диаметр, мм | Шестерня |  |  | 80 |
| Колесо | 240 |
| Средний делительный диаметр, мм | Шестерня |  |  | 70 |
| Колесо | 211 |
| Число зубьев плоского колеса |  |  | 63.246 |
| Внешнее конусное расстояние, мм |  |  | 126.49 |
| Ширина венца,мм | Расчетная |  |  | 35.42 |
| Принятая | 30 |
| Вспомогательный коэффициент |  |  | 0.237 |

Табл. 6

|  |
| --- |
| Определение допускаемых напряжений для расчета на максимальные нагрузки и на изгиб |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула |  | Значения |
| Количество циклов нагружения. | Nk | Nk=60∙c∙n∙Lh | Ш | 2.183∙109 |
| К | 7.275∙108 |
| Базовое число циклов. | NFβ | Для обоих колес: | Ш | 4∙106 |
| К |
| Показатель степени | m | Для данного вида термообработки  | Ш | 9 |
| К |
| Коэффициент долговечности | YN |  | Ш | 1 |
| К | 1 |
| Коэффициент, учитывающий размеры колеса | Yx |  | Ш | 1.044 |
| К | 1.020 |
| Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки | Yk | Так как колеса и шестерни получаем штамповкой, то: | Ш | 1 |
| К |
| Коэффициент запаса прочности | SF | По табл.2.4 [6] | Ш | 1.7 |
| К |
| Предел выносливости при изгибе, МПа | σFlim0 | По табл.2.4 [6] | Ш | 580 |
| К |
| Допускаемое напряжение при изгибе, МПа | [σF] |  | Ш | 355 |
| К | 348 |
| Допускаемое контактное напряжение, МПа | [σ]H |  | Ш | 670 |
| К | 668 |
| Предел выносливости при изгибе, МПа | σFlim0 | По табл.2.4 [6] | Ш | 1800 |
| К |
| Коэффициент запаса прочности | SFmax | ГОСТ 21354-87 | Ш | 1.75 |
| К |
| Допускаемое напряжение при изгибе, МПа | [σF]max |  | Ш | 1070 |
| К | 1049 |

Табл. 7

|  |
| --- |
| Проверочный расчет на контактную выносливость |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула (источник) | Значения |
| Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления |  | для эвольвентного зацепления | 2.5 |
| Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колёс, МПа-0,5 |  | для сталей | 190 |
| Коэффициент торцового перекрытия |  |  | 1.667 |
| Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий |  |  | 0.882 |
| Окружная скорость, м/с | V |  | 6.095 |
| Коэффициент, учитывающий вид передачи и модификацию профиля |  | без модификации ГОСТ 21354-87 | 0.14 |
| Коэффициент, учитывающий разность шагов зацепления колёс | g0 | для модуля до m=3.55ГОСТ 21354-87 | 5.3 |
| Удельная окружная динамическая сила, Н/мм | WHV |  | 38.885 |
| Окружная сила, Н | Ft |  | 1243 |
| Коэффициент, учитывающий внутренюю динамическую нагрузку | KHV |  | 1.938 |
| Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий | KHβ | ГОСТ 21354-87 | 1.35 |
| Коэффициент нагрузки | KH |  | 2.617 |
| Действующее контактное напряжение, МПа |  |  | 663 |
| Сравнение с допускаемым, % |  |  | -0.76 |

Табл. 8

|  |
| --- |
| Определение действующих напряжений для расчета на изгиб |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула |  | Значения |
| Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений | YFS |  | Ш | 4.915 |
| К | 4.247 |
| Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий | KFβ |  |  | 1.359 |
|
| Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку | KFV |  |  | 1.938 |
|
| Коэффициент нагрузки | KF |  |  | 2.634 |
|
| Действующее изгибное напряжение, МПа | [σF] |  | Ш | 355 |
| К | 348 |
| Сравнение с допускаемым |  |  | Ш | -48 |
| К | -47 |

Табл. 9

|  |
| --- |
| Определение действующих напряжений для расчета на максимальные нагрузки |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула | Значения |
| Действующее максимальное контактное напряжение, МПа |  |  | 991 |
| Сравнение с допускаемым, % |  |  | -52 |
| Действующее максимальное изгибное напряжение, МПа |  |  | 402 |
| Сравнение с допускаемым, % |  |  | -62 |

Результаты расчета цилиндрической зубчатой передачи сведены в таблицы (Табл. 10 – Табл. 15).

Табл. 10

|  |
| --- |
| Определение допускаемых контактных напряжений |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула |  | Значения |
| Количество нагружений за один оборот | с |  | Ш | 1 |
| К | 1 |
| Количество циклов нагружения с учётом режима работы, млн. | Nk | Nk=60∙c∙n∙Lh | Ш | 7.275∙108 |
| К | 1.455∙108 |
| Базовое число циклов, млн. | NHB | NHB=30∙(HB)2.4 | Ш | 1.033∙108 |
| К | 8.184∙107 |
| Показатель степени | m | т.к. Nk> NHB | Ш | 20 |
| К | 20 |
| Коэффициент долговечности | ZN | ZN= | Ш | 0.907 |
| К | 0.972 |
| Коэффициент запаса прочности | SH | для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев | Ш | 1.2 |
| К | 1.2 |
| Предел контактной выносливости, МПа | σHlim | σHlim=17HRC+200 | Ш | 1118 |
| К | 1033 |
| Допускаемое контактное напряжение, МПа | [σ]H |  | Ш | 761 |
| К | 753 |
| Принятое |  |  | 753 |

Табл. 11

|  |
| --- |
| Определение делительного диаметра и модуля |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула (источник) | Значения |
| Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий | KHβ | ГОСТ 21354-87 | 1.127 |
| Вспомогательный коэффициент | Kd | Для прямозубых передачKd =770 | 770 |
| Относительная ширина венца | Ψbd | Для проектировочного расчета | 0.6 |
| Крутящий момент на шестерне, Hм | T |  | 125.4 |
| Расчетный делительный диаметр, мм | dW |  | 61.078 |
| Модуль, мм | Расчетный | m |  | 3.054 |
| Принятый | m | ГОСТ 9563-60 | 2.5 |
| Делительный диаметр, мм | Шестерня | dW |  | 50 |
| Колесо | 250 |
| Межосевое расстояние, мм | aW |  | 150 |
| Ширина венца, мм | Расчетная | bW |  | 30 |
| Принятая | 44 |

Табл. 12

|  |
| --- |
| Определение допускаемых напряжений для расчета на максимальные нагрузки и на изгиб |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула | Значения |
| Количество циклов нагружения. | Nk | Nk=60∙c∙n∙Lh | Ш | 7.275∙108 |
| К | 1.455∙108 |
| Базовое число циклов. | NFβ | Для обоих колес: | Ш | 4∙106 |
| К |
| Показатель степени | m | Для данного вида термообработки  | Ш | 9 |
| К |
| Коэффициент долговечности | YN |  | Ш | 1 |
| К | 1 |
| Коэффициент, учитывающий размеры колеса | Yx |  | Ш | 1.044 |
| К | 1.019 |
| Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки | Yk | Так как колеса и шестерни получаем штамповкой, то: | Ш | 1 |
| К |
| Коэффициент запаса прочности | SF | По табл.2.4 [6] | Ш | 1.7 |
| К |
| Предел выносливости при изгибе, МПа | σFlim0 | По табл.2.4 [6] | Ш | 580 |
| К |
| Допускаемое напряжение при изгибе, МПа | [σF] |  | Ш | 356 |
| К | 348 |
| Допускаемое контактное напряжение, МПа | [σ]H |  | Ш | 761 |
| К | 753 |
| Предел выносливости при изгибе, МПа | σFlim0 | По табл.2.4 [6] | Ш | 1800 |
| К |
| Коэффициент запаса прочности | SFmax | ГОСТ 21354-87 | Ш | 1.75 |
| К |
| Допускаемое напряжение при изгибе, МПа | [σF]max |  | Ш | 1074 |
| К | 1049 |

Табл. 13

|  |
| --- |
| Проверочный расчет на контактную выносливость |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула (источник) | Значения |
| Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления |  | для эвольвентного зацепления | 2.5 |
| Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колёс, МПа-0,5 |  | для сталей | 190 |
| Коэффициент торцового перекрытия |  |  | 1.688 |
| Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий |  |  | 0.878 |
| Окружная скорость, м/с | V |  | 1.27 |
| Коэффициент, учитывающий вид передачи и модификацию профиля |  | без модификации ГОСТ 21354-87 | 0.14 |
| Коэффициент, учитывающий разность шагов зацепления колёс | g0 | для модуля до m=3.55 ГОСТ 21354-87 | 4.7 |
| Удельная окружная динамическая сила, Н/мм | WHV |  | 4.576 |
| Окружная сила, Н | Ft |  | 5017 |
| Коэффициент, учитывающий внутренюю динамическую нагрузку | KHV |  | 1.04 |
| Относительная ширина венца | Ψbd |  | 0.88 |
| Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий | KHβ | ГОСТ 21354-87 | 1.227 |
| Коэффициент нагрузки | KН |  | 1.276 |
| Действующее контактное напряжение, МПа |  |  | 779 |
| Сравнение с допускаемым, % |  |  | -1.33 |

Табл. 14

|  |
| --- |
| Определение действующих напряжений для расчета на изгиб |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула | Значения |
| Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений | YFS |  | Ш | 4.13 |
| К | 3.602 |
| Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий | KFβ |  |  | 1.118 |
|
| Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку | KFV |  |  | 1.276 |
|
| Коэффициент нагрузки | KF |  |  | 1.163 |
|
| Действующее изгибное напряжение, МПа | [σF] |  | Ш | 219 |
| К | 191 |
| Сравнение с допускаемым |  |  | Ш | -38 |
| К | -45 |

Табл. 15

|  |
| --- |
| Определение действующих напряжений для расчета на максимальные нагрузки |
| Наименование параметра | Обозначение | Формула | Значения |
| Действующее максимальное контактное напряжение, МПа |  |  | 1156 |
| Сравнение с допускаемым, % |  |  | -46 |
| Действующее максимальное изгибное напряжение, МПа |  |  | 482 |
| 420 |
| Сравнение с допускаемым, % |  |  | -55 |
| -65 |

Определяющим является расчет на контактную прочность зубьев. При расчете на контактную прочность недогрузка составляет -0.76% и -1.33% для быстроходной и тихоходной ступени соответственно. При расчете на изгибные и максимальные напряжения недогрузка колес более 50%. Это свидетельствует о том, что при увеличении изгибной и максимальной нагрузки даже на 50% не приведет к выходу из строя зубчатой передачи.

ленточный конвейер штучный груз

3. ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

3.1 Проектировочные расчеты валов

Определим диаметры валов из расчета только на кручение по следующей формуле:



- допускаемое касательное напряжение при кручении;

Т - вращающий момент на валу;

d – диаметр вала.

Для валов редукторов общего машиностроения условное допускаемое напряжение принимают из диапазона  МПа, мы примем его равным 40 МПа [7].

Определяем диаметр оси из условия изгибной прочности:



Где - максимальный изгибающий момент;

 - допускаемое напряжение;

 - коэффициент полноты сечения .

Расчеты диаметров валов и осей занесены в таблицу 10.

Таблица 10

|  |
| --- |
| Диаметр быстроходного вала |
| (мм) | принимаем (мм) |
| Диаметр промежуточного вала |
| (мм) | принимаем (мм) |
| Диаметр тихоходного вала |
| (мм) | принимаем (мм) |

После определения диаметров валов разрабатываем их конструкцию, т.е. формируем ступени, опорные буртики, предусматриваем шпоночные пазы. Ступенчатая форма вала должна позволять свободно передвигаться каждой детали вдоль вала до ее посадочного места и просто фиксировать ее на этом посадочном месте в осевом направлении.

3.2 Выбор типа и схемы установки подшипников

При выборе подшипников, на первом этапе конструирования редуктора исходят из ориентировочных значений диаметров валов. Затем, параллельно с уточнением размеров валов по длине и по диаметру и уточнением нагрузки подшипника пересматриваем первоначальный вариант и выбираем наиболее рационально подшипники.

Выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники. Этот тип в основном предназначен для восприятия радиальных нагрузок, но может воспринимать и осевые нагрузки.

Опоры выполняем с простейшим осевым креплением. Один подшипник предотвращает осевое смещение вала в одном направлении, а другой – в другом. Кольца подшипников должны закрепляться на валу и в корпусе, чтобы фиксировать вал в осевом направлении, воспринимать осевую нагрузку и предотвращать проворот колец при динамических нагрузках. Применим упор в заплечик вала.

На быстроходный вал, в первом приближении, выбираем подшипник из тяжёлой серии:

405 ГОСТ 8338-75;

На промежуточный и тихоходный валы выбираем подшипник из тяжёлой и лёгкой серии:

на промежуточный:

407 ГОСТ 8338-75;

на тихоходный:

214 ГОСТ 8338-75.

3.3 Составление компоновочной схемы



Рис.2 1-быстроходный вал; 2-первая ступень редуктора; 3-вторая ступень редуктора; 4-тихоходный вал; 5-подшипники тихоходного вала; 6-подшипники промежуточного вала; 7-подшипники быстроходного вала; 8-промежуточный вал

4. ВЫБОР МУФТ

Стандартизованные муфты подбираются по допускаемому вращающему моменту и диаметру валов, так же учитываются габариты.

Основная характеристика муфты – расчетный вращающий момент , где - коэффициент режима работы.

4.1 Подбор упругой муфты

Назначение упругих муфт – снижение ударной нагрузки и предотвращение опасных колебаний. Кроме того, упругие муфты допускают некоторую компенсацию неточностей взаимного положения валов. С помощью упругих муфт можно предотвратить возможность появления резонансных колебаний. Упругая муфта состоит из двух полумуфт и упругих элементов.

Основными типами упругих муфт являются втулочно-пальцевая МУВП, со звездочкой и с торообразной оболочкой. Наиболее выгодной по габаритам является муфта со звездочкой, ее и будем использовать.

Расчетный вращающий момент  Нм.

Характеристика муфты со звездочкой (таблица 12).

Таблица 11

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименование муфты | Станд. момент Нм | Расчетный момент, Нм | Габариты (диаметр, длина), мм | Допуск. радиал. смещение | Доп. угловое смещение, град. | Предел. частота вращения |
| Со звездочкой | 125 | 42 | 105/188 | 0,4 | 1 | 1980 |

Выбираем упругую со звездочкой муфту 125-30-I.2-25-I.2-УЗ ГОСТ 1408.4-76 m=2,5 мм, z=38 [7].

Диаметр одной полумуфты выбираем 30 мм(растачивается до 32 мм), чтобы обеспечить сопряжение с валом двигателя. Диаметр другой полумуфты выбираем 25 мм для сопряжения с быстроходным валом редуктора.

4.2 Подбор компенсирующей муфты

Компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с небольшими взаимными смещениями осей, связанными с неточностями изготовления, монтажа и упругими деформациями.

Мы будем использовать компенсирующую зубчатую муфту.

Зубчатая муфта состоит из двух втулок с внешними зубьями надетых на них обойм с внутренними зубьями. Зубчатые муфты обладают существенными достоинствами, которые определили их широкое применение:

а) большой несущей способностью и надежностью при малых габаритах вследствие большого числа одновременно работающих зубьев;

б) допустимостью значительных частот вращения.



Расчетный вращающий момент

 Нм

Где -коэффициент, учитывающий степень ответственности передачи,

- коэффициент, учитывающий условия работы,

- коэффициент углового смещения,

-номинальный момент вращения.

Характеристики зубчатой муфты (таблица 13).

Таблица 12

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Наименов-е муфты | Станд. момент, Нм | Расчетный момент, Н∙м | Габариты (диаметр, длина), мм | Допуск. радиол. смещение | Доп. угловое смещ-е, град. | Предел. частота вращения |
| Зубчатая | 2500 | 1572 | 185/220 | 0 | 1,5 | 4500 |

Выбираем зубчатую муфту 2500-60-І.2-УЗ ГОСТ 50895-96.

5. ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА ЗАДАННЫЙ РЕСУРС

Подшипники уже были предварительно выбраны по диаметру вала (см. пункт 3.2), поэтому проводимые ниже расчеты сводятся к проверке выбранного подшипника и уточнению его типа, диаметра и серии. Выбор подшипника по динамической грузоподъемности состоит в проверке его расчетной долговечности при заданных условиях работы [4].

Стандартные подшипники выбирают по динамической грузоподъемности. Она определяется следующим образом:



Где

 - расчетный ресурс,

 - для шариковых подшипников,

 - коэффициент, вводимый при необходимости повышения надежности,

 - коэффициент, учитывающий качество материала подшипников, смазочный материал и условия эксплуатации - для обычных условий работы,

 - эквивалентная нагрузка для радиальных подшипников,

 - радиальная нагрузка,

 - коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца),

 коэффициент вращения (для сателлита),

 - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки,

 - температурный коэффициент (при ).

Расчетной схемой для вала, опирающегося на подшипники, является балка на двух опорах. Из действующих сил (нормальные и силы трения) рассматривают только нормальные силы. Это связано с тем, что коэффициент трения в зубчатом зацеплении очень мал благодаря отполированным поверхностям зубьев и хорошей смазке.

Проведем проверочный расчет подшипников. Отметим то факт, что одна из опор выполняется фиксирующей, а вторая - плавающей. Плавающая опора компенсирует погрешности изготовления и температурные деформации

Проведем проверочный расчет подшипников. Расчеты сведем в таблицы 13 - 16.

Таблица 13 – быстроходный вал.

|  |  |
| --- | --- |
| Схема |  |
| Вал | Разм. | Формула  | Результат |
| a | мм | Размер взят с компоновочного чертежа | 68 |
| b | Размер взят с компоновочного чертежа | 52 |
| c | Размер взят с компоновочного чертежа | 30 |
| Ft | Н |  | - |
| Fr |  | - |
| Fm |  ,  | 12,2 |
| RAB |  | 24,4 |
| RAГ |  | - |
| RBB |  | 12,2 |
| RBГ |  | - |
| RA |  | 24,4 |
| RB |  | 12,2 |
| F |  | 32 |
| L |  | 380 |
| Cp |  | 558 |
| N подш -ка/Ск, Н |  | 1000906 (С=41000) |

Таблица 14 – ось сателлита 1-й ступени

|  |  |
| --- | --- |
| Схема |  |
| Вал | Разм. | Формула  | Результат |
| a | мм | Размер взят с компоновочного чертежа | 16 |
| b |  | - |
| c |  | - |
| Ft | Н |  | 397 |
| Fr |  | - |
| RAB |  | - |
| RAГ |  | - |
| RBB |  | - |
| RBГ |  | - |
| RA |  | 795 |
| RB |  | - |
| F |  | 1240 |
| L |  | 367 |
| Cp |  | 14791 |
| N подш-ка/Ск, Н |  | 92203 (С=17200) |

Таблица 15 – ось сателлита 2-й ступени.

|  |  |
| --- | --- |
| Схема |  |
| Вал | Разм. | Формула  | Результат |
| a | мм | Размер взят с компоновочного чертежа | 30 |
| b |  | - |
| c |  | - |
| Ft | Н |  | 2023 |
| Fr |  | - |
| RAB |  | - |
| RAГ |  | - |
| RBB |  | - |
| RBГ |  | - |
| RA |  | 4046 |
| RB |  | - |
| F |  | 6311 |
| L |  | 64 |
| Cp |  | 41069 |
| N подш-ка/Ск, Н |  | 53508 (С=73600) |

Таблица 16 – тихоходный вал

|  |  |
| --- | --- |
| Схема |  |
| Вал | Разм. | Формула  | Результат |
| a | мм | Размер взят с компоновочного чертежа | 80 |
| b | Размер взят с компоновочного чертежа | 60 |
| c |  | - |
| Ft | Н |  | - |
| Fr |  | - |
| Fm |  | 1818 |
| RAB |  | 1364 |
| RAГ |  | - |
| RBB |  | 3183 |
| RBГ |  | - |
| RA |  | 1364 |
| RB |  | 3183 |
| F |  | 4138 |
| L |  | 435 |
| Cp |  | 26950 |
| N подш-ка/Ск, Н |  | 212 (С=31000) |

6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

6.1 Расчет валов на статическую прочность

Для проверочного расчета вала составим расчетную схему. Вал представим как балку на двух опорах. Построим эпюры изгибающих и крутящих моментов (рис. 3).



Рис. 3

Опасными являются сечения 1 (галтель под опорой B) Выполним проверку вала на прочность в этом сечении.

Диаметр в сечении: d=60(мм).

Таблица 14

|  |  |
| --- | --- |
| Мг, Нмм |  |
| МВ, Нмм | 0 |
| , Нмм |  |
|  | 2,2 |
| МP, Нмм | 187176 |
| T, Нмм | 873,6 |
| TP, Нмм |  |
| d, мм | 60 |
| , МПа |  |
| , МПа |  |
| , МПа |  |
| , МПа | 650 |
| S |  |

Условие прочности удовлетворяется.

6.2 Расчет валов на сопротивление усталости.

Расчет на сопротивление усталости проводят в форме проверки коэффициента запаса прочности по усталости.

При совместном действии изгиба и кручения запас усталостной прочности определяется по формуле



где

 - коэффициент запаса по нормальным напряжениям;

 - коэффициент запаса по касательным напряжениям;

 - предел выносливости материала при изгибе;

 - предел выносливости материала при кручении;

 - коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений;

 - амплитудные напряжения;

 - средние значения напряжений.

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагрузки машины в условиях эксплуатации, тогда расчет выполняют условно по номинальной нагрузке, а цикл напряжений принимают симметричным для напряжений изгиба и отнулевым для напряжений кручения.



 - суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении – коэффициенты перехода от пределов выносливости образца к пределу выносливости детали;

 - коэффициент абсолютных размеров поперечного сечения;

 - коэффициент влияния шероховатости поверхности;

 - коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением;

 - эффективные коэффициенты концентрации напряжений.

Механические характеристики стали 40ХН:

твердость НВ не менее 240;

 МПа,  МПа,  МПа,  МПа;

, 

Проведем расчет на усталостную прочность валов в опасном сечении. Коэффициенты в формулах выбираются в зависимости от концентратора напряжений. Результаты расчета сведем в таблицу.

Таблица 17

|  |  |
| --- | --- |
|  | Опасное сечение |
| Место расположения | Галтель |
| , Н∙мм | 145440 |
| Т, Н∙мм | 181800 |
| d,мм | 60 |
| r, мм | 0,02 |
| , МПа/  | 360/0,1 |
| , МПа/  | 210/0,05 |
| , МПа |  |
| , МПа |  |
|  | 0,73 |
|  | 1,2 |
|  | 1,5 |
|  | 2,05 |
|  | 1,9 |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  |  |
|  | Условие прочности удовлетворяется |

7. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В большинстве случаев в редукторах для крепления колес и муфт на валах применяют призматические шпонки, предназначенные для передачи вращающего момента. В качестве материала для шпонок обычно применяют среднеуглеродистые стали. Выбираем материал шпонок: Сталь 45 ГОСТ 1050-88,[σсм]=150МПа.

Наиболее опасной деформацией для и пазов является смятие от крутящего момента T, Нмм:



или



где Т - момент на рассматриваемом валу, Нмм;

l – рабочая длина шпонки, мм;

h – размер сечения шпонки, мм.

Для всех валов подходит шпонка 1 исполнения (ГОСТ 23360-78):



Рис. 4

Для упругой полумуфты длина шпонки равна



Выбираем длину шпонки из стандартного диапазона [2], l=20мм:

Шпонка 7х7х20 ГОСТ 23360-78.

Для компенсирующей муфты:



Выбираем длину шпонки из стандартного диапазона, l=50 мм:

Шпонка 16х10х50 ГОСТ 23360-78.

8. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И КРЫШЕК ПОДШИПНИКОВ

Корпусные детали являются составными частями редуктора и предназначаются для обеспечения правильного взаимного расположения сопряженных деталей редуктора, восприятия нагрузок, действующих в редукторе, защиты рабочих поверхностей зубчатых колес и подшипников от инородных частиц окружающей среды, защиты масла от выброса его в окружающую среду при работе редуктора, отвода тепла, а также для размещения масляной ванны. Форма и размеры корпусных деталей определяются при компоновке редуктора. Корпус редуктора будем изготавливать при помощи литья.

Отверстия различного назначения располагают в местах, удобных для механической обработки и доступных при эксплуатации редуктора. Отверстие для заливки масла располагаем на боковой поверхности корпуса; смотровое окно, предназначенное для контроля состояния рабочих поверхностей зубчатых колес, располагаем в верхней части корпуса.

Рассчитаем размеры основных элементов корпуса редуктора.

Толщина стенки корпуса

мм, принимаем

 мм.

Толщина стенки крышки:

 мм, принимаем

 мм.

Толщина ребра в сопряжении со стенкой корпуса

мм, принимаем

 мм.

Толщина ребра в сопряжении со стенкой крышки:

 мм, принимаем

 мм.

Диаметр фундаментных болтов:

 мм.

Диаметр болтов соединения крышки с корпусом редуктора:

 мм.

Диаметр болтов крепления крышки смотрового отверстия:

 мм, принимаем

 мм.

Толщина фундаментных лап:

 мм.

Толщина фланца корпуса

 мм

Толщина фланца крышки для болта с шестигранной головкой:

 мм.

Толщина подъёмных ушей крышки:

 мм.

Расстояние от стенки до края фланца по разъему крышки и корпуса для болта с шестигранной головкой:

 мм.

Расстояние от края фланца до оси болта:

 мм.

Размеры крышек подшипников подбираем по специализированной литературе, отталкиваясь от диаметра внешнего кольца подшипника. Выберем:

Крышка МН 130х75 ГОСТ 13219.5-67

Крышка ГВ 130 ГОСТ 13219.4-67

9. ВЫБОР СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ И СИСТЕМЫ СМАЗЫВАНИЯ

Смазочные материалы применяют с целью уменьшения интенсивности изнашивания, снижения сил трения (что приводит к повышению КПД механизма). В зависимости от условий работы применяют жидкие, пластичные и твердые смазочные материалы. Наиболее распространены жидкие масла.

Зубчатые колеса цилиндрических редукторов смазываются за счет их окунания в масляную ванну (картерная смазка), а подшипники - за счет разбрызгивания масла внутри корпуса вследствие большой окружной скорости вращения колес быстроходной ступени, что позволяет уменьшить финансовые и трудовые затраты, появляющиеся при иных видах смазок подшипников. Этот вид смазки называется "масляным туманом" [3]. Вид масла выбираем в зависимости от кинематической вязкости.

Выбираем масло: ИРП-150 ТУ38-101451-78. Контроль уровня масла осуществляется жезловым маслоуказателем.

Рекомендуемый объем масла в ванне:

0,5 л на 1 кВт передаваемой мощности.

Таким образом, Vмасла не менее 3 литров.

10. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРИВОДА

Исполнительным органом привода тяговой лебедки для транспортировки самолетов является барабан. Барабан служит для наматывание каната.

Ширина барабана В=300 мм, диаметр барабана D=180 мм.

Барабан сварной.

10.1 Проектировочный расчет вала

Вал барабана нагружен таким же крутящим моментом, как и выходной вал редуктора. Поэтому при приближенном расчете получим то же среднее значение диаметра d=55 мм. Принимаем: диаметр входного конца (по муфте) 55 мм; диаметр в месте посадки подшипников 60 мм. Длины участков определяем в процессе конструирования.

10.2 Подбор подшипников качения

Приводной вал имеет большую длину и подвержен значительным прогибам под действием внешних нагрузок, поэтому подшипники должны допускать значительные перекосы. В связи с этим выбираем радиальные двухрядные сферические шарикоподшипники.

Необходимо определить динамическую грузоподъемность, чтобы подобрать из стандартных соответствующий подшипник.

Для определения нагрузок, действующих на опоры, вал на подшипниках заменяем балкой на опорах.

Рассмотрим расчетную схему приводного вала. Считаем, что усилие от ленты (Sо) прикладывается в двух местах (рис. 5)



Рис. 5

Усилие S0=S/2=F/2=9500/2=4750 Н.

Усилие от муфты Fм=1818 Н.

Определим реакцию в опоре В.

 Н.

Динамическая грузоподъемность подшипника:

 где

 - расчетный ресурс;

 - для шариковых подшипников;

 - коэффициент, вводимый при необходимости повышения надежности;

 - коэффициент, учитывающий качество материала подшипников, смазочный материал и условия эксплуатации - для обычных условий работы;

 - радиальная нагрузка,

 - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки.

Расчетный ресурс:

 млн.об.

Динамическая грузоподъемность подшипника:

 Н

Выбираем радиальный двухрядный сферический подшипник 1613 ГОСТ 28428-90  H.

* внутренний диаметр  мм;
* наружный диаметр  мм;
* ширина  мм.

10.4 Конструирование опорных узлов и крышек подшипников

Узел подшипника включает обычно корпус, детали для фиксирования, а также устройства для смазывания. Он должен обеспечивать восприятие радиальных и осевых сил, а также исключать осевое смещение вала, нарушающее нормальную работу сопряжённых деталей (зубчатых колёс, уплотнений и др.) Это достигается за счёт крепления подшипников на валах и фиксирования их в корпусе.

Конструкции подшипниковых узлов должны исключать также заклинивание тел качения при действии осевой нагрузки, теплового расширения валов или погрешности изготовления. В связи с этим наиболее распространены два способа фиксирования подшипников в корпусе.

Осевые перемещения вала в фиксирующей опоре зависят от собственного осевого зазора в подшипниках, способов крепления колец подшипников на валу и в корпусе, а также от собственной осевой жесткости подшипников.

Корпуса подшипников качения изготавливают таких типов: ШМ, ШБ, УБ, УМ.

Для нашей схемы мы используем корпус типа ШМ140 ГОСТ 13218.1-67 [2]. Крышки корпусов качения предназначены для герметизации подшипников качения, осевой фиксации и восприятия осевых нагрузок. Крышки бывают 2 типов: глухие и с отверстием для вала. Они выбираются по наружному диаметру подшипника. В нашем случае мы используем крышки МН 1.2-140 ГОСТ 13219.7-67 (с отверстием для вала), ГВ 3.2-140 ГОСТ 13219.7-67 (глухая).

11. КОНСТРУИРОВАНИЕ СВАРНОЙ РАМЫ

Установочная рама предназначена для объединения механизмов привода в установку, монтируемую на фундаменте.

Конструкция сварной рамы разрабатывается на основе эскизной компоновки.

Данная конструкция сварена из швеллеров разных размеров, чтобы выдержать соосность сборочных единиц и деталей тяговой лебедки.

Высота нижнего пояса:

;

где L=1310 мм – длина плиты;

 мм.

Подбираем стандартный швеллер 14Э ГОСТ 8240-97.

Сначала вычерчиваем контур электродвигателя, затем в соединении с валом электродвигателя муфту, контур редуктора. В результате выясняем разность высот центров осей электродвигателя и редуктора и расстояние между болтами их крепления к раме.

Места на раме под крепеж необходимо фрезеровать. Крепление сборочных единиц к раме выполняют болтами, вкручивающимися непосредственно в раму. Крепление рамы к фундаменту выполним фундаментными болтами.

Диаметр фундаментных болтов примем равным 12 мм (ГОСТ 24379.1-80) [1].

ВЫВОД

В результате проектирования мы получили тяговую лебедку для транспортирования самолетов. Произвели расчет и конструирование узлов установки (редуктора, барабана и т.п.), выполнили проектировочные и проверочные расчеты агрегатов, подобрали электродвигатель.

К таким механизмам, как лебедка, как и к другим механизмам, использующимся на производстве, предъявляется ряд требований:

- надежность в работе;

- компактность размеров;

- простота монтажа и демонтажа;

- удобство в эксплуатации;

- простота в ремонте;

- невысокая стоимость.

При проектировании механизма учтена необходимость его смазки и ремонтирования. Так, например, редуктор снабжен смотровым отверстием, которое позволяет наблюдать за состоянием трущихся поверхностей зубчатых колес. Слив масла легко осуществляется благодаря наличию пробки, которая находится на боковой поверхности редуктора. Благодаря щупу, расположенному в верхней части редуктора, можно контролировать уровень масла в редукторе. При проектировании деталей использовались материалы невысокой стоимости, что позволяет значительно снизить общую стоимость механизма. Все это говорит о достоинствах спроектированной лебедки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3т. М.: Машиностроение, 1979-1982. Т.1 – 728 с.

2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3т. М.: Машиностроение, 1979-1982. Т.2 – 559 с.

3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3т. М.: Машиностроение, 1979-1982. Т.3 – 557 с.

4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин:3-е издание. Х.:Основа, 1991 – 276с.

5. Методическое пособие. Расчет зубчатых передач.

6. Шевкопляс Г.И. Курсовое проектирование деталей машин. Х.: 1964 – 396с.

7. Кузьминов Ф.Ф., Пшеничных С.И. Подбор муфт: Х. «ХАИ», 2006.-103 с.