МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ

ИНСТИТУТ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НАУК И ПРОБЛЕМ

РЕСТРУКТУРИРОВАНИЯ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**КУРСОВАЯ РАБОТА**

**по машиноведению**

Студент 2 курса группы 412–4 Ф

Ахмадиев М.М.

**Проверил** преподаватель, к.т.н. Хмурович Ф.Л.

Ижевск 2003

**Курсовая работа по машиноведению**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **Схема привода** | **вариант** | **Тихоходная передача** | | | | | | **Быстро-ходная передача** | | **n3** | **KA** | **Тип муфты** | **Рабочий чертеж** |
| **m** | **z1** | **z2** | **HB1** | **HB2** | **Направ-ление зуба** | **z1**  **(O1)** | **z2**  **(O2)** |
|  | 3 | 1,25 | 35 | 125 | 300 | 280 | П | 25 | 100 | 100 | 1,1 | Муфта со звездочкой |  |

**Порядок выполнения работы**

3.1. Изучить конструкцию заданного редуктора, принцип работы, назначение каждой детали.

3.2. Вычертить редуктор на листе формата А1

При вычерчивании исправить обнаруженные ошибки.

3.3. Рассчитать передаточное число тихоходной ступени.

3.3.1. Передаточное число зубчатой передачи

, где *z1*– число зубьев шестерни, *z2 –* число зубьев колеса.



3.4. Частота вращения промежуточного вала





3.5. Параметры тихоходной передачи

3.5.1. Параметры зубчатой передачи

3.5.1.1. Угол наклона зуба

, где *aW* – межосевое расстояние.

Берется из чертежа; при необходимости округляется до стандартного значение, табл. 1.П.

.

3.5.1.2. Делительные диаметры *d1* и *d2* шестерни колеса, соответственно

, где *cos (β = 0) = 1*.





3.5.1.3. Диаметры выступов шестерни и колес







3.5.1.4. Окружная скорость в зацеплении





3.5.1.5. Степень точности передачи

Степень точности по ГОСТ 1643-81 выбирается в зависимости от окружной скорости (2, табл. 8.2), табл. 2.П.

Пониженная точность 9

3.5.1.6. Коэффициент ширины колеса

, где *в2* – ширина колеса, берется из чертежа



Коэффициент ширины колеса совпадает со стандартным рядом.

3.6. Подобрать материал для изготовления зубчатых колес и определить допускаемые контактные напряжения изгиба.

**Ст 45**

3.6.1. Зубчатые колеса

3.6.1.1. Материалы у зубчатых колес и их термообработка. (2, табл. 8.9) Табл. 5.П

3.6.1.2. Допускаемые контактные напряжения при длительном сроке эксплуатации для шестерни *(σ)Н1* и колеса *(σ)Н2*

,

где ;  – пределы контактной выносливости материала шестерни и колеса (2, табл. 8.9), соответственно, МПа.



3.6.1.3. Расчетные допускаемые контактные напряжения:

для прямозубых – *(σ)Н* определяется минимальным значением, определяемым в п. 3.6.1.2.



3.6.1.4. Допускаемые напряжения при расчете зубьев на изгиб с достаточной степенью точности для длительного срока эксплуатации при нереверсивной нагрузке для шестерни [*σ*]*F1* и колеса[*σ*]*F2*

,

где  и  – пределы выносливости по напряжениям изгиба материала шестерни и колеса (2, табл. 8.9), соответственно, МПа.

.

3.7. Определить нагрузочную способность редуктора. Порядок, который определяется возможностями тихоходного вала, оценить величину крутящего момента на выходном валу T3, Н⋅м.

3.7.1. Тихоходная пара – зубчатая передача

,

где *aW* – межосевое расстояние тихоходной передачи, *мм*;

*Ка* = 450 – для прямозубой передачи;

*Ψа* = *в/аW* – коэффициент ширины колеса, где *в* – ширина колеса тихоходной пары, взять из чертежа;

 – коэффициент нагрузки при расчете на контактную прочность, где *КА* – коэффициент внешней нагрузки, *КА* взять в исходных данных,  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии, определяется по графикам (2, рис. 8.15) в зависимости от схемы редуктора, коэффициентам *Ψвd* = *в/d1* и твердости рабочих поверхностей, табл. 8.П.  – коэффициент динамической нагрузки учитывает внутреннюю динамику [1, табл. 10.5] и зависит от окружной скорости, степени точности, расположения зубьев и твердости рабочих поверхностей, табл. 9.П.

*в* = 50; *КА* = 1,1*;* ; ; ; *Ψа* = 0,5;

*U22* = 7,2; .

.

3.8. Зубчатая передача

3.8.1. Для зубчатой передачи определяются действующие напряжения изгиба у ножки зуба шестерни *σF1* и колеса *σF2*  и сравниваются с допускаемыми.

,

где  – окружная сила в зацеплении, Н;

 – коэффициент формы зуба для шестерни  и колеса .

 – эквивалентное число зубьев шестерни  и колеса ;

 – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб, определяется аналогично *КН*.

; ; ;; ; ; .



3.9. Определить мощность на выходном валу



3.10. Определить мощность на ведущем валу

, где *η1* – КПД быстроходной передачи; *η2* – КПД тихоходной передачи.

Можно принять [3]:

*ηрем* = 0,94... 0,96; *ηзуб* = 0,96... 0,98.

КПД червячной передачи определяется п. 3.5.2.7.

Потери в опорах валов входят в указанные значения КПД.



3.11. Передаточное число быстроходной передачи



3.12. Желаемая частота вращения быстроходного вала



3.13. Выбор электродвигателя

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| **Марка э/дв** | **Мощность, кВт** | **Частота вращения, об/мин** | **Диаметр вала**  ***d*, *мм*** | **Длина посадок поверхности *l, мм*** |
| 80АЧ/1420 | 1,1 | 1500 | 22 | 50 |

3.14. Определить фактическую частоту вращения выходного вала и оценить величину отклонение от заданной.

3.14.1. Фактическая частота вращения вала



3.14.2. Отклонение фактической частоты вращения от заданной



.

Допустимое отклонение ± 10%

3.15. Подобрать материал для изготовления тихоходного вала и определить максимальный диаметр.

3.15.1. Материал вала

Ст 45 – для валов с термообработкой.

3.15.2. Минимальный диаметр тихоходного вала

, где  – допускаемое напряжение кручения.

Для Ст 45 = 20-25 МПа

,

следовательно диаметр недостаточен для прочности.

3.16. Проверить правильность подбора шпонок выходного вала

3.16.1. ПО чертежу определить диаметр вала, на котором устанавливаются шпонки и из ГОСТ 23360-78 взять размеры призматической шпонки: ширина в *мм* и высоты *h*, *мм*. Сравнить с размерами, указанными на чертеже.

По ГОСТу – 8×7, на чертеже 8×7, т.е. соответствует.

3.16.2. Проверочный расчет шпоночных соединений по условию

, где *d* – диаметр вала; *lp* – = *(l – в)* – рабочая длина шпонки, *l* – длина шпонки,  – допустимое напряжение смятия.

Для неподвижных соединений  = 100-150 МПа.



ВЫВОД: шпонка выдержит.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Хмурович Ф.Л. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «Машиноведение» для студентов специальности 0608. – Ижевск: ИТН и ПРП. – 2000.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – М.: Высшая школа. – 1991.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение. – 1989.