Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

ОГУ 27.03.01.3120.612 ПЗ

Разраб.

Провер.

Н. контр.

Зав. каф.

Привод ленточного транспортера с цилиндрическим горизонтальным редуктором

Лит.

Листов

ТФ

**Аннотация**

Расчетно-графическое задание посвящено расчету и выбору посадок в типовых соединениях выходного вала редуктора.

Главное внимание обращается на расчет и выбор допусков и посадок для типовых соединений деталей машин, на выполнение эскизных чертежей и схем расположения интервалов (полей) допусков посадок деталей.

Большое внимание в работе уделено расчету посадок с зазором, натягом и переходной посадки для гладкого цилиндрического соединения.

Подробно приводятся расчет и выбор посадок для шпоночного, шлицевого и подшипникового соединений, а также расчет и выбор гладких калибров. Выполняется расчет размерных цепей.

Также выполнен сборочный чертеж – цилиндрического редуктора на формате А3.

Расчетно-графическое задание содержит страниц, приложений. Графическая часть состоит из листов формата А4, листа формата А3.

**Содержание**

Введение

Кинематические схемы силовых механических приводов, как правило, состоят из электродвигателя, редуктора (закрытой передачи), открытой передачи, муфты (или муфт) и приводного (рабочего) вала рабочего органа машины (при этом, некоторые элементы могут отсутствовать).

Целью расчета закрытых цилиндрических эвольвентных передач силового привода является определение параметров зацепления, геометрических размеров деталей передач и сил, действующих в зацеплении. Для закрытых редукторных цилиндрических эвольвентных передач проектный расчет выполняют, исходя из условия обеспечения прочности активных поверхностей зубьев по допускаемым контактным напряжениям.

Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи применяют в случае, когда необходимо передать вращающий момент между валами, оси которых параллельны. Эти передачи являются наиболее распространенными из всех видов механических передач в современной приводной технике.

1 Кинематический расчет механического привода

1.1 Исходные данные

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета приводов (тип расчета – схема 3)

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № варианта задания и схемы  | Описание схемы | Параметр исходных данных | Значение |
| **Вариант 3.2** | ЭД – электродвигатель;М – муфта: упругая компенсирующая;ЗП – закрытая передача: цилиндрический прямозубый вертикальный редуктор;ОП – открытая передача: зубчатая цилиндрическаяпрямозубая;ЦК – приводная звездочка цепного конвейера;I, II, III, IV – номера валов привода в порядке передачи движения. | Диаметр барабана*Dб, м* | - |
|  | Тяговое усиление на ленте *Fрв, кН* | - |
| Скорость ленты*Vрв, м/с* | - |
| Вращающий момент на рабочем валу*Трв, Н∙м* | 400 |
| Угловая скорость рабочего вала *ωрв, 1/с* | 5 |
| Режим нагрузки | 0 |
| Наличие реверса | Нет |
| Срок службы привода*Lh, час* | 20000 |

1.2 Общие сведения о приводе (схема 3 (ЭД – М – ЗП – ОП – ЦК))

Данный привод применяется в, который используется для . С вала электродвигателя I (ЭД) вращение передается на компенсирующую муфту(М), при помощи которой вращается входной вал II закрытой цилиндрической косозубой передачи вертикального редуктора (ЗП). При помощи открытой цилиндрической прямозубой передачи (ОП) с выходного вала редуктора III передается на рабочий вал IV цепного конвейера (ЦК).

Редуктор одноступенчатый, цилиндрический с вертикальным расположением валов и с прямозубой передачей. Зубчатые колоса смазываются окунанием в общую масляную ванну (картерная смазка).

1.3 Выбор и проверка электродвигателя

Таблица 1.2 – Расчет параметров для выбора электродвигателя

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| Мощность на рабочем валу привода *р*р.в, *Bm, кВт* |  |  | 2000 Вт2,0 кВт |
| Общий коэффициент полезного действия привода *ηо (КПД)* |  |  | 0,905 |
| Требуемая мощность электродвигателя  *Bm, кВт* |  |  | 2209 Вт2,2 кВт |
| Среднее значение передаточных чисел привода  |  |  | 20 |
| Частота вращения рабочего вала привода *ηрв, об/мин* |  |  | 47,77 |
| Требуемая частота вращения вала электродвигателя (средняя)  *об/мин* |  |  | 955,4 |
| где *ωрв –* угловая скорость рабочего вала;*η*м– коэффициент полезного действия муфты, обычно (таблица 5 [1]);*η*пп– коэффициент полезного действия пары подшипников (качения), принимают *η*пп = 0,992 (таблица 5 [1]);*η*зп– коэффициент полезного действия закрытой передачи, принимают в зависимости от вида закрытой передачи (таблица 5 [1]);*η*оп– коэффициент полезного действия открытой передачи, принимают в зависимости от вида открытой передачи (таблица 5 [1]);– среднее значение передаточных чисел закрытых передач редуктора, принимают в зависимости от вида закрытой передачи (таблица 6 [1]);– диапазон возможных передаточных чисел открытых передач привода, принимают в зависимости от вида открытой передачи (таблица 6 [1]). |

Параметры двигателей АИР исполнение IM1081 ТУ 16-525.564-84

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Тип двигателя | Число полюсов | Габаритные, установочные иприсоединительные размеры, *мм* | Масса, *кг* |
| *l30* | *l31* | *d30* | *l1* | *l10* | *l31* | *d1* | *h1* | *d10* | *b1* | *b10* | *h* | *h10* |
| АИР100L6 | 3 | 391 | 247 | 240 | 60 | 140 | 63 | 28 | 7 | 12 | 9 | 160 | 100 | 12 | 42 |



Рисунок 1.1 – Двигатели АИР исполнение IM1081 ТУ 16-525.564-84

Таблица 1.3 – Технические характеристики выбранного электродвигателя

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Типдвигателя | Исполнение | Число пар полюсов | Мощность *Рэд*, *кВт* | Частота вращения *пэд*, *об/мин* |  | Диаметр вала*d1*, *мм* |
| АИР100L6 | IM1081 | 3 | 2200 | 945 | 2,2 | 28 |

Перегрузка выбранного электродвигателя по мощности отсутствует.

Таблица 1.4 – Определение общего передаточного числа и разбивка его между ступенями

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| Общее передаточное число привода *u*Σ |  |  | 19,78 |
| *Предварительно* принимают среднее значение передаточного числа открытой передачи  | среднее значение принимают из таблицы 6 [1] |  |
| Передаточное число редуктора (закрытой передачи) *u*ред округлить по таблице 14\* |  |  | 3,95 | ГОСТ 4,0\* |
| *Уточняют* передаточное число открытой передачи(с точностью до трех знаков после запятой) *u*оп |  |  | 4,945 |
| \*Значение *u*ред– принимают из ряда стандартных чисел (таблица 6 [1]). |

Таблица 1.5 – Определение частот вращения валов привода *n*, *об/мин*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| I (ЭД) | Вал электродвигателя |  |  | 945 |
| II | Входной вал редуктора |  |  | 945 |
| III | Выходной вал редуктора |  |  | 236,25 |
| IV (РВ) | Рабочий вал привода |  |  | 47,77 |
| Проверка | 945 ≥ 945 ≥ 236,25 ≥ 47,77 ≈ 47,77 |

Таблица 1.6 – Определение угловых скоростей валов привода *ω*, *рад/с*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| I (ЭД) | Вал электродвигателя |  |  | 98,91 |
| II | Входной вал редуктора |  |  | 98,91 |
| III | Выходной вал редуктора |  |  | 24,72 |
| IV (РВ) | Рабочий вал привода |  |  | 5,00 |
| Проверка | 98,91≥ 98,913 ≥ 24,72≥ 5,00 ≈ 5,00 |

Таблица 1.7 – Определение мощностей на валах привода *Р*, *Вт*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| I (ЭД) | Вал электродвигателя |  | 2209 = 2209 | 2209 |
| II | Входной вал редуктора |  |  | 2209 |
| III | Выходной вал редуктора |  |  | 2143 |
| IV (РВ) | Рабочий вал привода |  |  | 2000 |
| Проверка | 2200 ≥ 2200 ≥ 2134 ≥ 2000 ≈ 2000 |

Таблица 1.8 – Определение вращающих моментов на валах привода *Т, Н∙м*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| I (ЭД) | Вал электродвигателя |  |  | 22,33 |
| II | Входной вал редуктора |  |  | 22,33 |
| III | Выходной вал редуктора |  |  | 86,69 |
| IV (РВ) | Рабочий вал привода |  |  | 400 |
| Проверка | 22,24 ≤ 22,24 ≤ 86,32 ≤ 400≈ 400 |

Таблица 1.9 – Результаты кинематического расчета привода

|  |  |
| --- | --- |
| Валы привода | Величины |
| Частота вращения *пк, об/мин* | Угловая скорость *ωк, рад/с* | Мощность *Рк, Вт* | Вращающий момент*Тк, Н∙м* | Передаточные числа |
| I (ЭД) | 945 | 98,91 | 2209 | 22,33 | Валы соединены муфтой |
| II | 945 | 98,91 | 2209 | 22,33 |
| *uред = uзп = 4*,0 |
| III | 236,25 | 24,72 | 2143 | 86,69 |
| *uоп = 4*,94 |
| IV (РВ) | 47,77 | 5 | 2000 | 400 |

2 Расчет закрытых цилиндрических эвольвентных передач

2.1 Исходные данные

Исходные данные для расчета закрытой эвольвентной цилиндрической передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода. В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах шестерни (ведущего звена в передаче) и колеса (ведомого звена в передаче).

Учитывая вышеизложенное, исходными данными для расчета являются значения, представленные в таблице 2.1.



Рисунок 2.1 – Образец схемы задания с цилиндрическим редуктором

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета закрытой цилиндрической эвольвентной передачи

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование параметра, единица измерения | Обозначение | Исходные данные привода |
| Вращающий момент на валу шестерни, *Н∙мм* | *Т*1 | *22330* |
| Вращающий момент на валу колеса, *Н∙мм* | *Т*2 | *86690* |
| Частота вращения шестерни, *мин*-1 | *n*1 | *945* |
| Частота вращения колеса, *мин*-1 | *n*2 | *236,25* |
| Угловая скорость шестерни, *рад/сек* | *ω*1 | *98,91* |
| Передаточное число передачи | *u* | *4,0* |
| Срок службы, *час* | *L*h | *20000* |
| Наличие реверса | *есть; нет* | *нет* |

2.2 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки



Примем в качестве материалов шестерни и колеса сталь 50 ГОСТ 1050-2013 со следующими механическими характеристиками (таблица 1.3, с. 11).

Таблица 2.2 – Основные характеристики выбранного материала

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Маркастали | Диаметрзаготовки, *мм* | Пределпрочности *σ*В, *МПа* (*Н*/*мм*2) | Пределпрочности *σ*Т, *МПа* (*Н*/*мм*2) | Твердость, *НВ*(средняя) | Термообработка |
| Сталь 50 | до 80 |  |  | *НВ*1 = 235 | улучшение |
| Сталь 50 | свыше 80 |  |  | *НВ*2 = 205 | нормализация |

2.3 Определение допускаемых напряжений

Таблица 2.3 – Определение допускаемых контактных напряжений для *НВ* ≤350

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| Предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений  *МПа* |  |  | 540 |
|  |  | 480 |
| Допускаемые контактные напряжения  *МПа* |  |  | 491 |
|  |  | 436 |
| Расчетное контактное напряжение  *МПа*для прямозубых передач |  | – | 436 |
| где  *–* коэффициенты долговечности при *L*hбольше 10000 часов;*S*H= 1,1– коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87. |

Таблица 2.4 – Определение допускаемых напряжений изгиба для колес с *НВ* ≤350

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| Предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений  *МПа* |  |  | 411,25 |
|  |  | 358,75 |
| Допускаемые контактные напряжения  *МПа* |  |  | 235 |
|  |  | 205 |
| где  *–* коэффициенты долговечности при *L*hбольше 10000 часов;*Y*A = 1 – коэффициент, учитывающий реверсивность движения, для нереверсивного движения (нормализованных и улучшенных деталей);*S*F= 1,75– коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354-87. |

2.4 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления

Таблица 2.5 – Основные геометрические параметры зацепления, принимаемые по стандартам

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Формула | Расчет | Результат (ГОСТ) |
| Находим *a*w – минимальное межосевое расстояние из условия контактной прочности, *мм*и округляют по ГОСТ 2185-66 (таблица 1.8 [2]) |
| прямозубые колеса  |  | 106,1(*a*w = 112)2-й ряд |
| Находим *m*n – нормальный модуль для внешнего зацепления, *мм*и округляют по ГОСТ 9563-60 (таблица 1.9 [2]) |
|  |  | 1,75 |

Таблица 2.6 – Определение угла наклона и чисел зубьев

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Принято |
| Предварительно назначают угол наклона зубьев для косозубых колес | *β* = 0 ° |
| Суммарное число зубьев шестерни и колеса *z*c |  |  | 128 |
| *z*c должно получиться целым числом |
| Уточняем угол наклона зубьев (вычисляют с точностью до 4 знака) *β*, *град*. |  |
| Число зубьев шестерни *z*1 | округляют до целогозначения \* |  | 25,6(26) |
| Число зубьев колеса *z*2 | *z2 = zc – z1*должно получитьсяцелое число | 128 – 26 | 102 |
| Уточняем передаточное число *u’* |  |  | 3,92 |
| Расхождение с исходным значением *Δu*, % | \*\* |  |  2,0 % |
| \*Если *z*1 окажется меньше 17, то изменяют модуль зацепления *m*n в меньшую сторону и заново рассчитывают числа зубьев.\*\*Если *Δu* > 3 %, то увеличивают или уменьшают модуль зацепления *m*n, а затем заново определяют числа зубьев *z*1 и *z*2. |

Таблица 2.7 – Расчет основных геометрических параметров цилиндрических колес.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Формула | Расчет | Результат |
| Диаметры делительных окружностей *d*, *мм* косозубых колес |
| шестерни | колеса | шестерни | колеса | шестерни | колеса |
|  |  |  |  | 45,5 | 178,5 |
| Проверка условия для внешнего зацепления |
|  |  | 112 |
| Диаметры окружностей выступов *d*а, *мм* |
|  |  | 45,5 + 2 ∙ 1,75 | 178,5 + 2 ∙ 1,75 | 49 | 182 |
| Диаметры окружностей впадин *d*f, *мм* |
|  |  | 45,5 – 2,5 ∙ 1,75 | 178,5– 2,5 ∙ 1,75 | 41,125 | 174,125 |
| Ширины зубчатых колес *b*1 и *b*2, *мм* принимают по Ra40 ГОСТ 6636-69 (таблица 1.12 [2]) |
| *b*1 = *b*2 + 5 |  | 35,28 + 5 | 112 ∙ 0,315 | 40,28(40) | 35,28(36) |

2.5 Расчеты передачи

Таблица 2.8 – Условия прочности по контактным напряжениям

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Формула | Расчет | Результат |
| Определяют коэффициент ширины шестерни относительно диаметра, *ψ*bd |
|  |  | 0,88 (≈ 1,0) |
| Определяют окружную скорость *V*, *м*/*с*и назначают степень точности изготовления колес (таблица 1.15 [2]) |
|  |  | 2,25 | Степень точности |
| 8 |
| Уточняют коэффициент нагрузки *K’*H |
|  |  | 1,092 |
| Для прямозубых колес =1 | 1,0 |
|  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица 1.17 [2]). | 1,04 |
|  – динамический коэффициент (таблица 1.18 [2]). | 1,05 |
| Проверят условие прочности по контактным напряжениям *σ*H: |
| для прямозубых передач *β* = 0 ° | *σ*H ≤ [*σ*]H |
|  |  | 395 ≤ 436 |
| Проверяют погрешность *Δσ*Н, %: недогрузка (+), перегрузка (–) |
|  |  |  |
| Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на 5 %. Если условие прочности не выполняется, то либо увеличивают степень точности, либо изменяют *b*2, *a*w, не выходя за пределы рекомендуемых. Если это не дает должного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяется с пункта 2.2. |

Таблица 2.9 – Условия прочности по изгибным напряжениям

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Формула | Расчет | Результат |
| Для прямозубых колес определяют приведенное число зубьев шестерни и колеса |
| шестерни | колеса | шестерни | колеса | шестерни | колеса |
|  |  |  |  | ≈ 26 | ≈ 102 |
| Определяют по ГОСТ 21354-87 коэффициентыформы зуба –  и  (таблица 1.19 [2]) |  |  |
| Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса |
| шестерни | колеса | шестерни | колеса | шестерни | колеса |
|  |  |  |  | 61,7 | 56,94 |
| Дальнейший расчет ведут по *минимальному значению* найденных отношений  для одного из колес |
| Определяют коэффициент нагрузки *K*F |
|  |  | 1,375 |
|  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями для прямозубых колес . | 1,0 |
|  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (таблица 1.20 [2]). | 1,1 |
|  – коэффициент динамичности (таблица 1.21 [2]). | 1,25 |
| Находят рабочее напряжение изгиба *σ*F, *МПа* и сравнивают их с допускаемыми значениями [*σ*]F |
|  |  | *σ*F ≤ [*σ*]F |
| 68,87 ≤ 205 |
| Возможна большая недогрузка.Если условие прочности *не выполняется*, то задаются большим значение модуля *m*n, не изменяя *a*w, то есть не нарушая условия контактной прочности. Если это не дает положительного эффекта, то назначают другие материалы и расчет повторяют с пункта 2.2. |

2.6 Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрических эвольвентных передачах

Таблица 2.10 – Силы, действующие в прямозубых передачах

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| Окружные силы *F*t, *Н* |  |  | 982 |
| Радиальные силы *F*r, *Н* |  |  | 357 |
| Силы нормального давления *F*n, *H* |  |  | 1045 |
| где *a* = 20 ° –угол зацепления. |

**2.7 Конструирование цилиндрических зубчатых колес**

2.7.1 Ведущее колесо − шестерня

Форма зубчатых колес зависит от их радиальных габаритов, типа (масштаба) производства, типа зубчатого редуктора, в котором это колесо эксплуатируется. При небольших диаметрах (до 160 мм) колес их изготавливают из прутка (сортового проката), а при значительных диаметрах колес, заготовки чаще всего получают свободной ковкой с последующей обработкой резанием. Шестерни малых диаметров (близких к среднему диаметру вала) изготавливают за одно целое с валом. Рассмотрим основные конструкции зубчатых цилиндрических эвольвентных колес. Шестерня заодно с валом изготавливается в тех случаях, когда соотношение диаметра окружности впадин зубьев df1 и диаметра вала d1 составляет не более 1,6, то есть:

.

В противном случае шестерни также, как и зубчатые колеса изготавливают насадными и их проектирование производят по тем же соотношениям, что и для зубчатых колес.

 В нашем случае:

.

**2.8 Ведомое колесо**

Рассмотрим конструкцию зубчатого колеса (рисунок 2.2). Диаметр вала под колесом dвал определяют по условию обеспечения усталостной прочности тихоходного (промежуточного) вала. Длину ступицы желательно брать равной или больше ширины b2 зубчатого венца колеса, то есть Lст ≥ b2. Принятую длину ступицы согласуют с расчетной, которую выбирают из условия прочности соединений вал-ступица (шпоночного, шлицевого, с натягом). Длину ступицы, равную ширине зубчатого венца, обычно применяют в условиях серийного и массового производства (для удобства базирования колес при нарезании «пакетом» на одной оправке), тогда Lст = b2. Полученные по вышеуказанным зависимостям значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса, необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636-69.



Рисунок 2.2 – Конструкция зубчатого колеса (чертеж)

Таблица 2.1 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент | Размеры, мм | Формула (некоторые значения находят в диапазоне, а затем принимают по Ra20 или Ra40, (таблица 1.12) | Расчет (рисунок 2.2) | Результат (принято по Ra20 или Ra40) (таблица 1.12) |
| Обод | диаметр | то же что и диаметр вершин зубьев колеса da2 (таблица 1.11) | 182 | 180 |
| толщина | Сoб = (2,5…4,0)⋅mn должно быть Сoб ≥ 8 мм mn – модуль зацепления (таблица 1.7) | 2,5⋅1,75…4⋅1,75 | 4,375…7 | 8 |
| ширина | b2 (ширина колеса) (таблица 1.11) | 35,28 | 36 |
| Ступица | диаметр внутренний | dвал = dк | выбирают на этапе проектирования валов | 38 |
| диаметр наружний для… | чугуна dст = (1,55…1,6)·dвал | 1,55·38…1,6·38 | 58,9…60,8 | 60 |
| длина | Lст = (1…1,5)·dвал | 1·38…1,5·38 | 38…57 | 36 |
| Диск | толщина | С ≥ 0,25 b2, но не менее 10 мм | С ≥ 0,25·36 | С ≥ 9 | 10 |
| радиусы закруглений | R ≥ (6 − 8) мм | 6 |
| и уклон | 𝛾 = 7 − 10° | 8 |
| Отверстия | диаметр центровой окружности | Dотв=0,5⋅(df2 –2⋅ Соб + dст) (таблица 1.11) | 0,5⋅(174,125–2⋅8+60) | 109,06 | 110 |
| диаметры отверстий в диске | dотв=( df2 –2⋅ Соб – dст)/4 | (174,125 – 2⋅8 – 60)/4 | 24,53 | 25 |
| Фаска | размер | f = 0,5⋅mn | 0,5⋅1,75 | 0,875 | 1,0 |
| угол | α = 45° |

3 Расчет открытых цилиндрических эвольвентных передач

**3.1 Исходные данные**

Исходные данные для расчета открытой эвольвентной цилиндрической передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода. В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах шестерни (ведущего звена в передаче) и колеса (ведомого звена в передаче).

Исходные данные для расчета представлены в таблице 1.1.



Рисунок 3.1– Образец схемы привода с открытой цилиндрической передачей

Таблица 3.1 – Исходные данные для расчета открытой цилиндрической передачи

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование параметра, единица измерения | Обозначение | Исходные данные примера |
| Вращающий момент на валу шестерни, *Н·мм* | *T1* | *86690* |
| Вращающий момент на валу колеса, *Н·мм* | *T2* | *400000* |
| Частота вращения шестерни, *мин-1* | *n1* | *236,25* |
| Частота вращения колеса, *мин-1* | *n2* | *47,77* |
| Угловая скорость шестерни, *рад/сек* | *ω1* | *24,72* |
| Передаточное число передачи | *u* | *4,94* |
| Срок службы передачи, *час* | *Lh* | *20000* |
| Наличие реверса | *есть; нет* | *нет* |

**3.2 Выбор материала зубчатых колес и определение допускаемых напряжений**

Таблица 3.2 – Основные характеристики выбранного материала

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка стали | Диаметр заготовки, *мм* | Предел прочности *σB, МПа (Н/мм2)* | Предел текучести *σT , МПа (Н/мм2)* | Твердость, НВ (средняя) | Термо-обработка |
| Сталь 45 | 90-120 | σB1 = 730 | σT1 = 390 | HB1 = 210 | улучшение |
| Сталь 45 | 100-500 | σB2 = 570  | σT2 = 290 | HB2 = 190 | нормализация |

Таблица 3.3 – Определение допускаемых напряжений изгиба для колес с

*HB ≤ 350*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| – предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, *МПа* |  |  | 378 |
|  |  | 342 |
| – допускаемые изгибные напряжения, *МПа* |  |  | 216,0 |
|  |  | 195,4 |
| SF= 1,75 – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354–87 [12] |
| YN1 = 1; YN2 = 1 – коэффициенты долговечности при Lh больше 10000 часов |
| YA = 1 – для нереверсивного движения |

Таблица 3.4 – Определение числа зубьев и уточнение передаточного числа

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| Число зубьев шестернипринимают из условия  |  | 19 |
| Число зубьев колеса (округляют до целого) |  |  | 93,86 | 94 |
| Уточняют передаточное число |  |  | 4,95 |
| Расхождение с исходным значением |  |  | \*должно быть  |
| – 0,20 % |
| \*Если *∆u* больше 3 %, то необходимо изменить значения чисел зубьев и вновь проверить данное условие |

**3.3 Определение размеров зубчатых колес и параметров зацепления**

Таблица 3.5 – Основные геометрические параметры зацепления

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Формула | Расчет | Результат |
| Определяют по ГОСТ 21354*–*87коэффициенты формы зуба (таблица А.5 приложения А, с. 21) | *YF1*при z1=19 | *YF2*при z2=94 | 4,185 | 3,62 |
| Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса |
|  |  |  |  | 51,61 | 53,97 |
| Дальнейший расчет ведут по *минимальному значению* найденных отношений для одного из колес |
| Определяют коэффициент нагрузки |
|  |  | 1,37 |
| *KFα* – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: *KFα = 1* – для прямозубых колес. | 1 |
| *KFβ* – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линийѰ𝑏𝑑 = 0,4 и валы опираются на шарикоподшипники | 1,37 |
| *KFV* – коэффициент динамичности | 1,0 |
| Выбирают коэффициенты: |
| Коэффициент ширины шестерни относительно диаметра,  (рисунок 1.3) |
| при расположении шестерни относительно опор | симметричном |  | - |
| несимметричном |  | - |
| консольном |  | 0,4 |
| Коэффициент ширины шестерни относительно модуля |  | 8 |
| Коэффициент износа | 𝛾 от 1,25 до 1,4 | 1,375 |
| Определяют модуль зацепления  |
|  |  | 3,46\*(3,5) |

Продолжение таблицы 3.5

|  |
| --- |
| \*Значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения ГОСТ 9563–60, причем целесообразно принимать m ≥ 2 и предпочтение следует отдавать первому ряду (таблица А.2, приложения А, с. 19) |

Таблица 3. – Основные геометрические параметры передачи, *мм*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| Диаметры делительных окружностей | шестерни |  |  | 66,5 |
| колеса |  |  | 329 |
| Диаметры окружностей выступов | шестерни |  |  | 73,5 |
| колеса |  |  | 336 |
| Диаметры окружностей впадин | шестерни |  |  | 57,75 |
| колеса |  |  | 320,25 |
| Ширины венцов колец | колеса |  |  | 28 (28)\* |
| шестерни  |  |  | 23 (24)\* |
| \*Значения *b1* и *b2* необходимо округлить по ГОСТ 6636–69 до значения по таблице А.3 приложения А, с. 20*.* |

**3.4 Проверочный расчет открытой цилиндрической передачи**

Таблица 3.7 – Условие прочности по изгибным напряжениям

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Формула | Расчет | Результат |
| Определяют окружную скорость, *м/с* и назначают степень точности изготовления колес (таблица А.4 приложение А) |
|  |  | 0,82 | Степень точности |
| 9 |
| Уточняют коэффициент ширины шестерни относительно диаметра,  |
|  |  | 0,421 |
| Уточняют коэффициент нагрузки,  |
|  | 0 | 1,37 |
|  |  | 209,7  | Должно быть |
| Проверяют погрешность в процентах (%) недогрузка (+), перегрузка (−) |
|  |  | Недогрузка 2,91 % < 10 % |

**3.5 Определение сил, действующих в зацеплении**

В прямозубом зацеплении сила нормального давления раскладывается на две составляющие: радиальную и окружную.

Таблица 3.8 – Расчет сил, действующих в прямозубых передачах, *Н*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Формула | Расчет | Результат |
| Окружные силы |  |  | 2607 |
| Радиальные силы |  |  | 948 |
| Где *α = 20º* – угол зацепления |
| Силы нормального давления |  |  | 2774 |

**4 Проектный расчет валов и компоновка редуктора**

**4.1 Проектный расчет валов редуктора**

4.1.1 Проектный расчет быстроходного вала редуктора

Диаметр выходного конца вала:

 мм,

Примем, согласуя с диаметром вала электродвигателя  мм диаметр выходного конца быстроходного вала = 24 мм.

Длину цилиндрического выходного конца быстроходного вала примем по ГОСТ12080-66 (см. [1, с.475-476, таблицу 24.13]):

 мм (исполнение 2).

Диаметр вала под уплотнение и подшипник:

 мм,

примем 30 мм.

Здесь t = 3,5 мм – высота буртика.

Диаметр участка буртика подшипника:

 мм,

Примем мм.

Здесь r =2,0 мм – координата фаски подшипника [1, с.46].

Вал выполнен за одно целое с шестерней.

* + 1. Проектный расчет тихоходного вала редуктора

Диаметр вала на выходном конце тихоходного вала:

 мм,

примем: мм.

Длину цилиндрического выходного конца быстроходного вала примем по ГОСТ12080-66 (см. [1, с.475-476, таблицу 24.13]):

 мм (исполнение 1).

Диаметр вала под уплотнение и под подшипник:

 мм, примем  35 мм.

Здесь t = 3,5 мм – высота буртика [1, с.46].

Диаметр бурта подшипника:

 мм, примем 42 мм.

Здесь  мм – координата фаски подшипника [1, с.46].

Диаметр вала под колесом:

 мм, примем 38 мм, здесь f = 1,2 мм – размер фаски в отверстии колеса [1, с.46].

**4.2 Предварительный выбор подшипников**

Для быстроходного вала редуктора выбираем подшипники шариковые радиально-однорядные легкой серии № 306 ГОСТ 8338-75.

Для тихоходного вала редуктора выбираем подшипники шариковые радиально-упорные тяжёлой серии № 307 ГОСТ 8338-75.

**4.3 Основные размеры зубчатого колеса**

Согласно [1, с.68-70, рисунок 5.3] имеем:

- диаметр ступицы колеса

 мм, примем 60 мм;

- длина ступицы

 мм,

примем 36 мм;

- толщина обода венца колеса

 мм, примем мм;

- толщина ступицы

 мм;

- толщина диска

 мм, но, с другой стороны:

 мм, поэтому примем С=10 мм.

**4.4 Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Межосевое расстояние в передаче больше 112 мм, то корпус делаем разъемным.

Все размеры корпуса даны по [4] (см. c.241-242, таблица 10.2).

Толщина стенки корпуса и крышки корпуса редуктора:

 мм, примем мм;

 мм, примем мм.

Толщина верхнего пояса (фланца) основания корпуса и нижнего пояса (фланца) крышки корпуса:

 мм; мм.

Толщина нижнего пояса (фланца) основания корпуса без бобышки:

 мм, примем  мм.

Диаметры болтов:

- фундаментных:

 мм, принимаем болт М16;

- соединяющий крышку с основанием корпуса у подшипников:

 мм, принимаем болт М12;

* соединяющих крышку с корпусом:

 мм, принимаем болт М10.

Диаметр штифтов мм;

длина штифтов мм,

примем =32 мм.

Ширина фланцев основания корпуса редуктора на стыке с крышкой:

- у подшипниковых узлов:

Толщина флансов

К1 =2,35 \*16=37,6 мм;

 мм, примем  мм;

- в остальных местах:

 мм, примем  мм;

Остальные размеры принимаются графически или конструктивно.