МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего образования

**«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ**

(национальный исследовательский университет)**»**

**Ступинский филиал МАИ**

­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­

Кафедра«Технология и автоматизация обработки материалов»

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

**«Проектирование привода конвейера»**

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Студент: | | *\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_* | | *Сорокин Н.М.* |
| Группа: | | *ТСО-302Б-19* | |  |
| Руководитель: | | \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ | | *Поляков О.А.* |
| Оценка | \_\_\_\_\_\_\_ | | Дата защиты: «*27» декабря 2021 года* | |

**Ступино 2021**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

**«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ**

(национальный исследовательский университет)**»**

**Ступинский филиал МАИ**

Кафедра «Технология и автоматизация обработки материалов»

УТВЕРЖДАЮ:

Заведующий кафедрой \_ТАОМ\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_А.В. Овчинников\_

(И.О.Фамилия)

«27» декабря 2021 г.

**З А Д А Н И Е**

на курсовой проект по дисциплине

«Детали машин и основы конструирования»

|  |  |
| --- | --- |
| Студент: | *ТСО-302Б-19, Сорокин Никита Михайлович* |
|  | (№ группы, Ф.И.О.) |
| Тема: | *«Проектирование привода конвейера»* |

**Исходные данные к проекту** (в том числе, указать проектную и технологическую документацию и основную литературу):

|  |
| --- |
| *Кинематическая схема (Приложение А) состоящая из редуктора червячного, электродвигателя, муфты упругой, муфты упруго-предохранительной и барабана приводного. Параметры конвейера: Ft=260 кг – окружное усилие на барабане, v=1,2 м/c – скорость ленты конвейера, t=110 мм– шаг, z=10 –число зубьев. Дунаев П.Ф. «Детали машин. Курсовое проектирование», Курмаз Л.В. «Детали машин. Проектирование».* |

**Перечень подлежащих разработке вопросов:**

|  |
| --- |
| *Рассчитать кинематическую схему редуктора, выбрать электродвигатель, рассчитать зубчатые передачи, спроектировать валы и произвести их проверку, подобрать подшипники, спроектировать корпусные детали, построить сборочный чертёж редуктора, составить спецификацию, выполнить деталировку.* |

**Перечень графического материала:**

|  |
| --- |
| *Файлы чертежей в электронном виде: сборочный чертёж, спецификация, деталировка.* |

Срок сдачи студентом законченного проекта руководителю: «\_\_\_» декабря 2021 г.

Дата выдачи задания: «24» декабря 2021 г.

Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/Поляков О.А./

Подпись студента \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/Сорокин Н.М./

СОДЕРЖАНИЕ

[ВВЕДЕНИЕ 4](#_Toc66641544)

[1. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ РЕДУКТОРА 6](#_Toc66641545)

[1.1 Подбор электродвигателя 6](#_Toc66641546)

[1.2 Разбивка общего передаточного отношения по ступеням 7](#_Toc66641547)

[1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов валов 7](#_Toc66641548)

[СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 8](#_Toc66641549)

[ПРИЛОЖЕНИЕ А 9](#_Toc66641550)

# 

# ВВЕДЕНИЕ

Целью данного проекта является проектирование червячного редуктора.

Такой тип редуктора повышает или понижает скорость вращения и усилия вала двигателя, используя червячную передачу. Ведущее звено червячной передачи в большинстве случаев – червяк, а ведомое – червячное колесо. Обратная передача невозможна т.к. КПД червячного редуктора в совокупности с передаточным отношением вызывают самоторможение редуктора. Угол скрещивания валов червяка и червячного колеса обычно равен 90 градусов.

Червячный редуктор имеет ряд преимуществ: 1) Т.к. входной и выходной валы соединяются, такой привод удобно устанавливать непосредственно в машине, он занимает минимум места и при необходимости быстро меняется; 2) Червячныемеханизмы позиционируются, как относительно недорогие и простые в эксплуатации установки; 3) Возможность использовать червячные редукторы в условиях где требуется повышенная бесшумность работы механизма; 4) Передаточные числа могут достигать 1:110, т.е. червячная передача характеризуется высоким потенциалом крутящего момента и понижения частоты вращения, это значительно отличает от цилиндрических механизмов, т.к. для получения таких передаточных чисел цилиндрический редуктор должен иметь три ступени, а с позиции червячного редуктора достаточно одной ступени.

Из недостатков можно отметить: 1) В описание червячного редуктора был, затронут вопрос самоторможения, это явление перестает быть преимуществом в ситуациях, когда важно вращать вал, не включая непосредственно редуктор; 2) Люфт выходного вала – это явление характерно для всех модификаций редукторов. В случае с червячной передачей этот фактор увеличивается в процессе износа; 3) При сравнение червячного и цилиндрического редукторов, процент КПД первого заметно меньше второго. Это происходит из-за увеличения показателей передаточных отношений, что является причиной потери энергии. КПД модели Ч-80 равен 58%, процент потерь составляет 42%.

1. **РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ РЕДУКТОРА**

## 1.1 Подбор электродвигателя

Потребляемая мощность привода (мощность на выходе):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (1.1) |

где *Ft* – окружное усилие на барабане [кг];

υ– скорость ленты конвейера [м/с].

КПД отдельных звеньев кинематической цепи в соответствии с [1, табл. 1.1] принимаем:

– КПД червячной передачи;

– КПД муфты;

=0,99 – КПД опор.

Общий КПД привода:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (1.2) |

Потребляемая мощность электродвигателя:

Частота вращения приводного вала:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  | [об/мин] | (1.3) |

где – диаметр звезды [мм].

Значение передаточного числа передачи согласно [1, табл. 1.2] принимаем:

– передаточное число ступени.

Частота вращения вала электродвигателя:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | [об/мин] | (1.4) |

В соответствии с [1, табл. 18.36] по полученным данным подбираем электродвигатель 100L4/1430с мощностью Р = 4 кВт и синхронной частотой n = 1430об/мин.

Общее передаточное число привода:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (1.5) |

## 1.2 Разбивка общего передаточного отношения по ступеням

Общее передаточное отношение привода будет равно передаточному числу ступени редуктора.

## 1.3 Определение частот вращения и вращающих моментов валов

Частота вращения вала ступени:

[об/мин]

Частота вращения быстроходного вала:

[об/мин]

Вращающий момент на приводном валу (на выходе):

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (1.6) |

Вращающий момент на быстроходном валу:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  | (1.7) |

# 2. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

## 2.1.1. Выбор материала и термической обработки

Материалом для червяка согласно [1, табл. 2.1] выбираем сталь 40Х, вариант термической обработки II: улучшение и закалка ТВЧ**,** HRC45…50**, ,** витки шлифованы и полированы.

Так как выбор материала связан со скоростью скольжения, определяют предварительно ожидаемую скорость скольжения.

Угловая скорость червяка:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (1.8) |

Ожидаемая скорость скольжения:

(2.2)

Так как vs ≤ 5 м/с, материал колеса относится ко II группе материалов:

безоловянные бронзы и латуни [1, стр. 26]. В соответствии с[1, табл. 2.10] выбираем материал Бр.АЖ9-4, способ отливки в металлическую форму. Механические характеристики: σв = 400 МПа, σт = 200 МПа.

## 2.1.2. Допускаемые напряжения

Допускаемое контактное напряжение:

(1.9)

где [σ]Н0 – исходное допускаемое контактное напряжение.

Для червяков при твердости ≥ HRC45 [σ]Н0 = 300 МПа.

Допускаемое напряжение изгиба:

(2.0)

где KFL – коэффициент долговечности;

[σ]F0 – исходное допускаемое напряжение изгиба [МПа];

N – общее число циклов перемены напряжений.

(2.1)

где Lh = 24000 ч – общее время работы передачи [ч].

Коэффициент долговечности:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.2) |

Исходное допускаемое напряжение изгиба:

(2.3)

Допускаемое напряжение изгиба:

## 2.1.3. Межосевое расстояние:

Межосевое расстояние передачи:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.4) |

В соответствии с [1, стр.28] округляем межосевое расстояние в большую сторону до целого числа:

## 2.1.4. Подбор основных параметров передачи:

Так как U<30, число витков червяка принимаем Z1 = 2 согласно [1, стр.28].

Число зубьев колеса:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.5) |

Округляя полученное значение, принимаем Z2 = 44.

Предварительные значения модуля передачи:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.6) |

Ближайшее стандартное значение согласно [1,табл.2.11]: m = 5 [мм].

Предварительное значение относительного диаметра червяка:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.7) |

Минимальное допустимое значение q из условия жесткости червяка:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.8) |

Полученное значение q>qmin и совпадает со стандартным значением согласно [1, табл.2.11], принимаем относительный коэффициент диаметра червяка q = 20.

Коэффициент смещения:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.9) |

Фактическое передаточное число:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.10) |

Отклонение передаточного числа от заданного:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.11) |

## 2.1.5. Геометрические размеры червяка и колеса

Диаметр делительный червяка:

(2.12)

Диаметр вершин витков:

(2.13)

Диаметр впадин:

(2.14)

Длина нарезанной части червяка:

(2.15)

Так как витки шлифуют, то окончательно:

(2.16)

Диаметр делительной окружности колеса:

(2.17)

Диаметр окружности вершин зубьев:

(2.18)

Диаметр колеса наибольший:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.19) |

Диаметр впадин:

(2.20)

Ширина венца:

(2.21)

## 2.1.6. КПД передачи

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.22) |

где p’ – приведенный угол трения

γ – угол подъема линии витка.

В соответствии с [1, табл.2.12] для z1 = 2 и q = 20 угол подъема линии витка: γ = 5°43’.

Угловая скорость червяка:

Окружная скорость на червяке:

(2.23)

Скорость скольжения в зацеплении:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.24) |

В соответствии с [1, табл.2.13] для vs = 7,453 м/с, интерполируя p’ = 1°28’.

Коэффициент полезного действия червячной передачи:

## 2.1.7. Cилы в зацеплении

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.25) |

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.26) |

Радиальная сила:

(2.27)

## 2.1.8. Тепловой расчет

Мощность на червяке:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.28) |

В соответствии с [1, табл. 2.14] при aw = 160 мм поверхность охлаждения корпуса: А = 0,54м2.

Коэффициент теплоотдачи [1, стр. 31]: КТ = 9…17 Вт/(м2 ⋅ °С).

Предположительно примем, что отвод теплоты будет происходить без искусственного охлаждения, тогда температура масла:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.29) |

Полученное значение является недопустимым, так как tраб> [t]раб =95°С, следовательно отвод теплоты будет происходить с вентилятором, тогда температура масла:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (2.30) |

где Ктв – коэффициент при обдуве вентилятором.

Угловая скорость промежуточного вала:

В соответствии с [1, стр.31] принимаем для 2пр = 149,750Ктв = 29 (интерполируя).

Полученное значение является допустимым, так как tраб< [t]раб =95°С.

## 2.1.9. Проверка тихоходной ступени в APM WinMachine

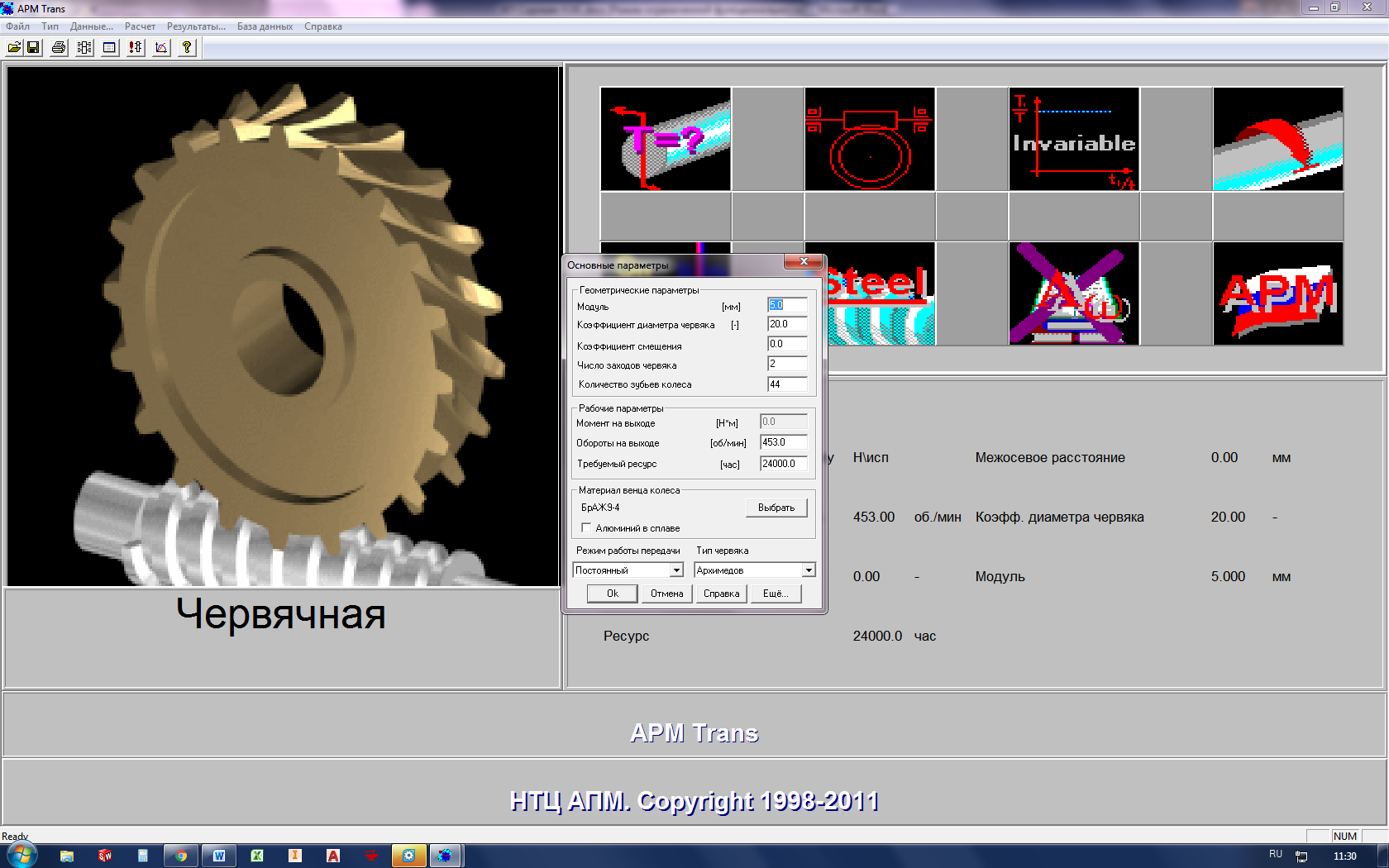


Рисунок 1-Исходные данные тихоходной ступени

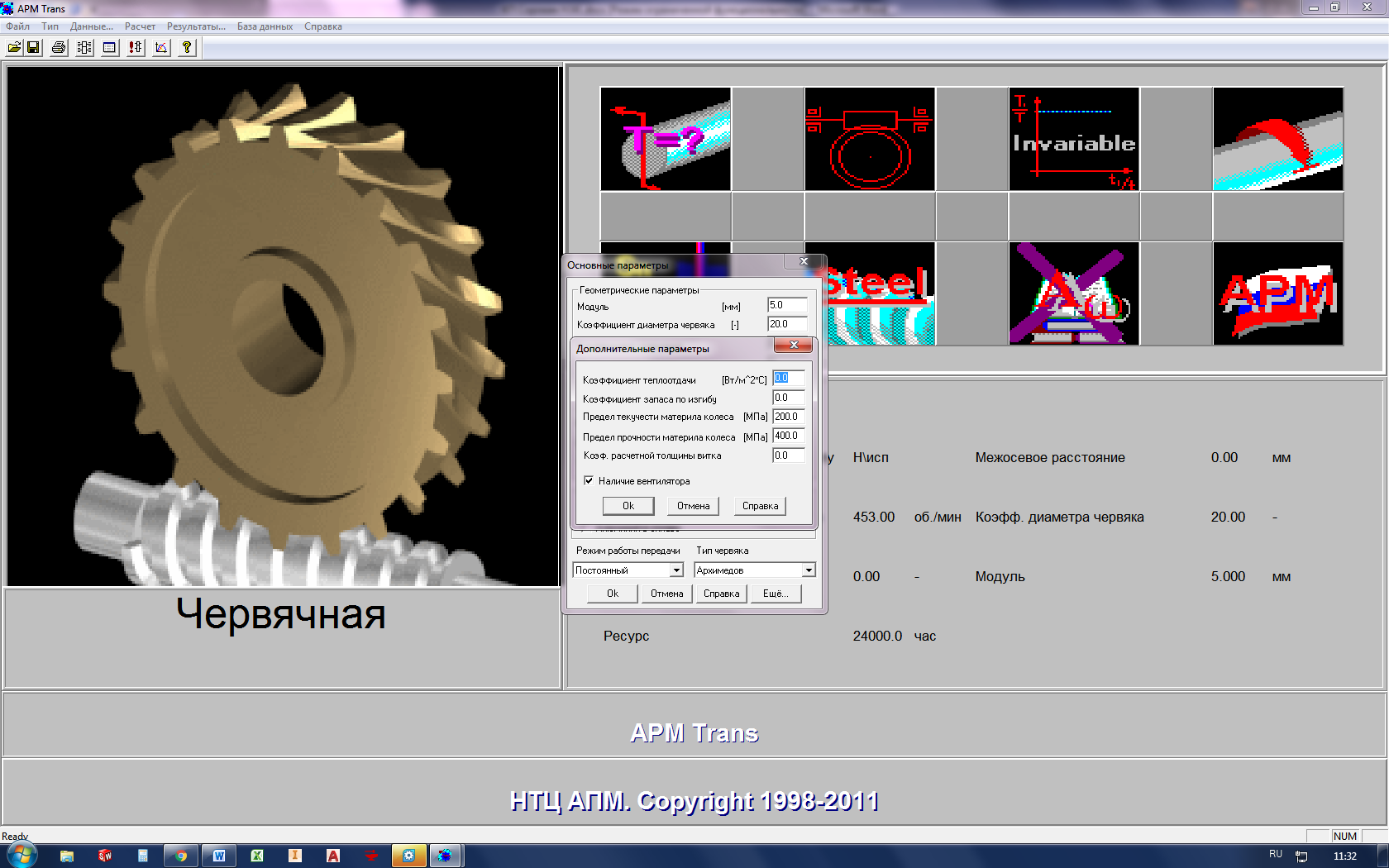


Рисунок 2- Исходные данные тихоходной ступени

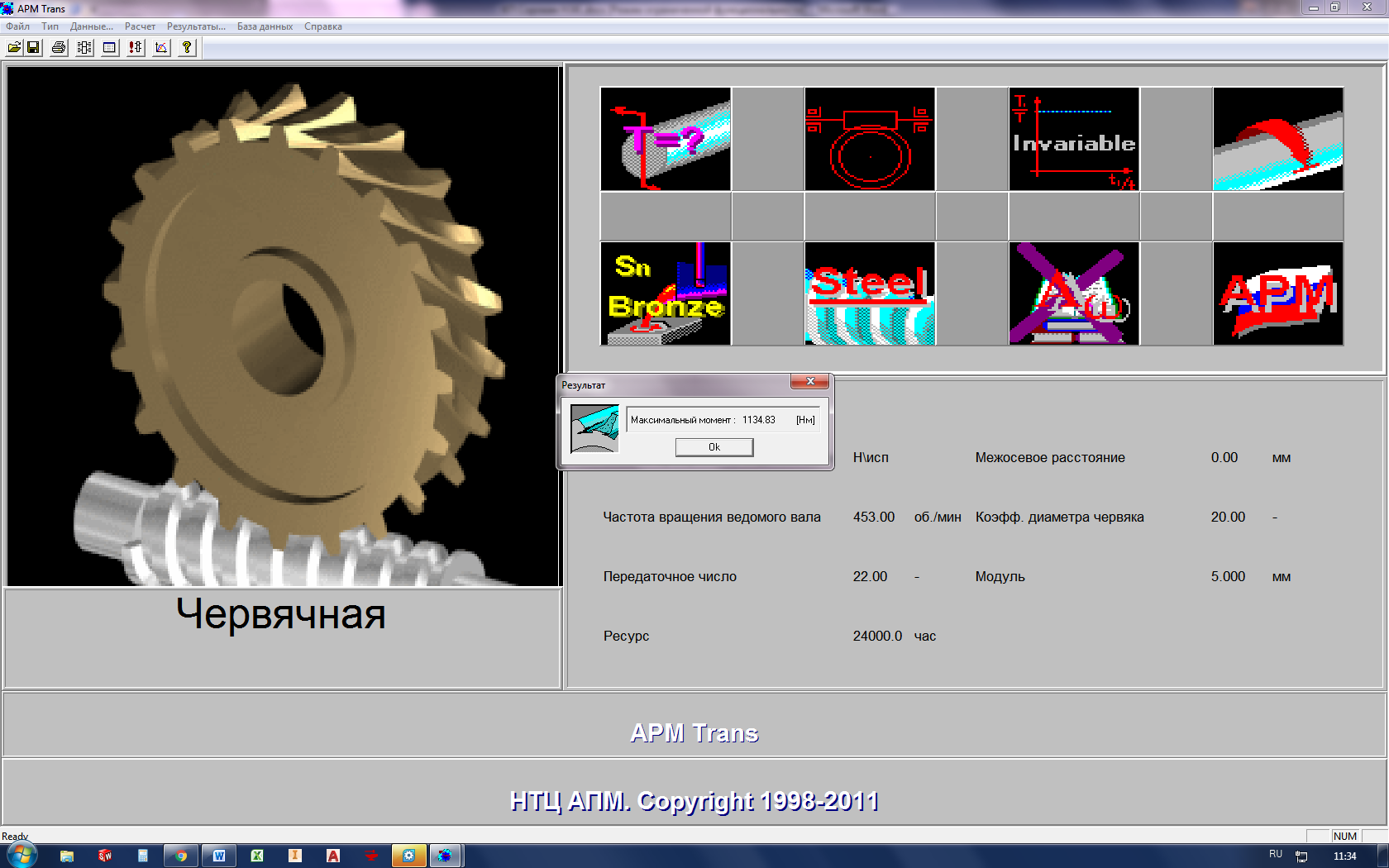


Рисунок 3- Максимальный момент Тmaxтихоходной ступени

Расчетный момент T2Tменьше проверочного Тmax , следовательно, тихоходная ступень будет функционировать нормально.

## 3.ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

# 3.1. Диаметры валов

Диаметр выходного конца тихоходного вала:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (3.1) |

где [τ] – напряжение кручения [МПа].

В соответствии с [3, стр.296] принимаем [τ] = 12 [МПа].

Согласно [1, табл.18.1] и [1, табл.3.1] принимаем d =55 мм, t = 3, r = 3,

f = 2, где:

t – высота заплечика [мм];

r – координата фаски подшипника [мм];

f – размер фаски колеса [мм].

Диаметр тихоходного вала в месте установки подшипника:

Принимаем dп = 65 мм.

Диаметр буртика для упора подшипника:

Принимаем dбп = 75 мм.

Диаметр колеса принимаем dк = 65 мм.

Диаметр быстроходного вала:

Конструктивно принимаем dк = 25 мм, t = 2,2, r = 2, f = 1.

Диаметр быстроходного вала в месте установки подшипника:

Конструктивно необходимо принять dбп = 30 мм.

Диаметр буртика для упора подшипника быстроходного вала:

Принимаем dбб = 40 мм

# 3.2. Расстояние между деталями передач

Наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач тихоходной ступени:

Минимальный зазор между колесом и корпусом:

Округляя в большую сторону до целого числа, принимаем: а = 10 мм.

Расстояние между дном корпуса и нижней внешней поверхностью червяка:

# 3.3. Выбор типа и схемы установки подшипника

Для тихоходного ряда выбираем конические роликовые подшипники тип-7313.Схема установки: «враспор».

Для быстроходного вала выбираем конические роликовые подшипники

тип-7205. Схема установки: «враспор».

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

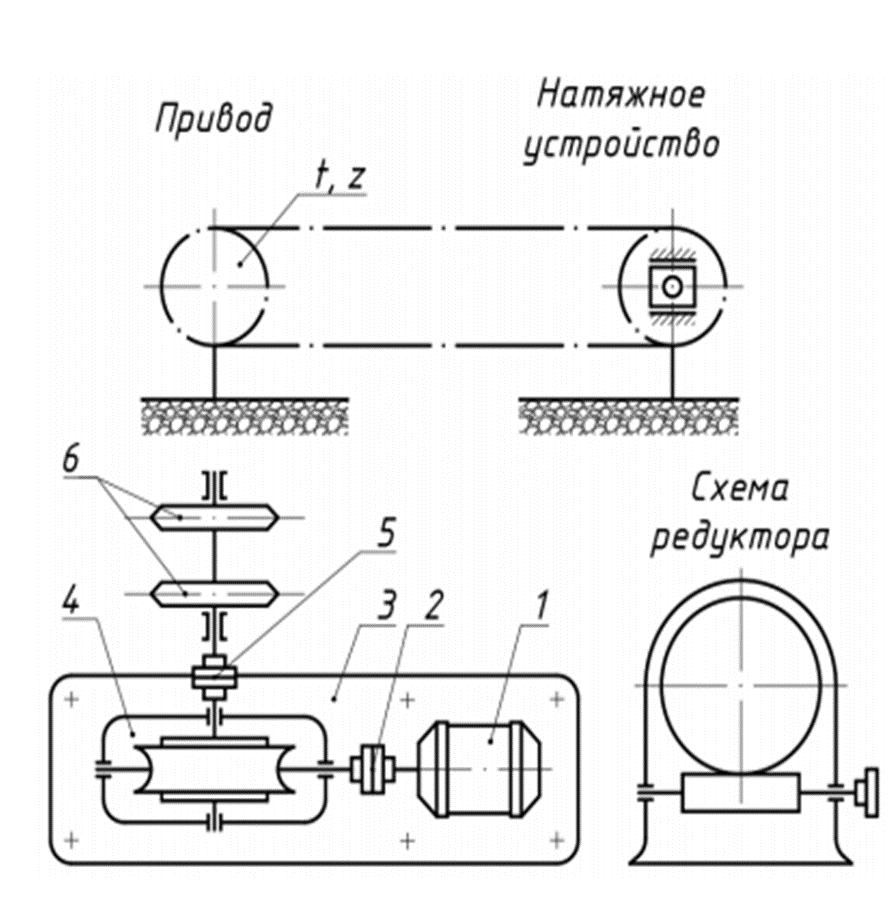
Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов/ П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.

2. Чернавский С. А. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С. А. Чернавский [и др.]. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

3. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов/ Под ред. В.А. Финогенова/ М.Н. Иванов – 6-е изд., перераб. – Высш. шк., 2000. - 383 с.

# ПРИЛОЖЕНИЕ А

Спроектировать привод цепного конвейера



1. Электродвигатель.

2. Муфта упругая.

3. Рама (плита).

4. Редуктор червячный.

5. Муфта упруго-предохранительная.

6. Звёздочки тяговые (*t –*шаг, *z –*число зубьев).