|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Gerb-BMSTU_01 | Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  высшего образования  «Московский государственный технический университет  имени Н.Э. Баумана  (национальный исследовательский университет)»  (МГТУ им. Н.Э. Баумана) | | | |
|  | | | | |
| Кафедра: РК-3 “Основы конструирования машин” | | | | |
| **Курсовой проект по курсу “**Детали машин**”** | | | | |
| Выполнил: | | студент гр. | **Э2-61Б** |  |
|  | | **Рахимгалиев Т** | |  |
| Проверил: | | к.т.н. доцент кафедры РК-3 | |  |
|  | | **Кушнарев С. Л.** | |  |
|  | |  | |  |
|  | |  | |  |
| Дата выполнения | | 22.05.2020 | |  |
| Дата защиты | |  | |  |
| 2020 г. | | | | |

**Содержание**

**стр.**

Введение…………………….………………………………………..…..……..3

1. Кинематический расчет привода…………………………………………....4

2. Расчёт цилиндрической передачи…………………………….………….…6

3. Эскизное проектирование…………………………………………........…...7

4. Подбор подшипников качения……………………………………….....….. 9

5. Конструирование корпусных деталей………………………………….… 16

6. Расчет валов на статическую прочность и сопротивление усталости…..18

7. Проектирование муфты…………………………………………………….23

8. Расчет предохранительного элемента ведомой звездочки цепной передачи………..………………………………………………………………24

Список используемой литературы…………………………………………...29

**Введение**

В рамках данного проекта, необходимо разработать привод ленточного транспортёра, состоящего из мотора-редуктора, двухступенчатого цилиндрического редуктора соосный с осями валов и цепной передачи от редуктора к приводному валу.

Редуктор может применяться в различных устройствах, помимо данного. В редукторе используются: цилиндрическая передача с косозубыми колёсами - для увеличения возможного передаточного числа. По сравнению с прямозубыми колёсами данная передача позволяет увеличить нагрузочную способность, продолжительность работы благодаря снижению напряжений изгиба. При этом, материальные затраты остаются приблизительно на одинаковом уровне.

Транспортёр приводится в действие от однофазного асинхронного электродвигателя мощностью 1.5 кВт и синхронной частотой вращения 950 об/мин.

Среди недостатков таких передач необходимо отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки. Однако отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими.

Проектирование проводилось с учётом основных принципов:

* Все детали и сборочные единицы должны обладать одинаковой степенью соответствия требованиям надёжности, точности, жёсткости и прочности;
* Конструируемое изделие должно иметь рациональную компоновку сборочных единиц, обеспечивающую малые габариты, удобство сборки;
* Конструируемое изделие должно соответствовать требованиям унификации и стандартизации;

На стадии эскизного проектирования расчёт изделия выполняется одновременно с вычерчиванием элементов конструкции. Разработка транспортёра проводилась на ЭВМ.

**1 Кинематический расчет привода**

Исходные данные:

Редуктор 2-х ступенчатый, соосный.

Типовой режим нагружения №2

Ресурс 10000 ч.

Выпуск 1000 шт.

Ft= 6,6 кН

V=0.2 м/с

**1.1 Выбор двигателя**

Для выбора электродвигателя определяется требуемая мощность и частота вращения.

Потребляемую мощность (кВт) привода (мощность на выходе) находим по формуле:

Тогда требуемая мощность электродвигателя

КПД *ηобщ* всего транспортёра рассчитывается по формуле:

где: *ηз* – КПД зубчатой передачи;

– КПД цепной передачи;

– КПД муфты.

*ηз* = 0.98; ;

Частота вращения выходного вала редуктора:

Требуемую частоту вращения вала электродвигателя вычислим, подставляя в формулу значение передаточного числа из рекомендуемого диапазона

Исходя из мощности, ориентировочных значений частот вращения,  
используя табл. 24.9 (уч. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов) выбран тип электродвигателя: **АИР 90L2/6925** (*dвала эл.* = 24 мм.).

Передаточное отношение редуктора:

**2 Расчёт цилиндрической передачи**

**2.1 Анализ результатов расчета ЭВМ и выбор варианта для конструктивной проработки**

При конструировании должны быть выбраны оптимальные параметры изделия, наилучшим образом удовлетворяющие различным, часто противо­речивым требованиям: наименьшим массе, габаритам, стоимости: наибольшему КПД; требуемой жесткости, надежности. Расчет проводится в два этапа. На первом отыскивают возможные проек­тные решения и определяют основные показатели качества, необходимые для выбора рационального варианта: массу механизма, межосевое расстояние, материал венца колеса, коэффициент полезного действия. Анализируя результаты расчета, выбирают рациональный вариант. Был выбран вариант, имеющий лучшие показатели по межосевому расстоянию, диаметру быстроходной шестерни, массе колес и редуктора. На втором этапе для выбранного варианта получают все расчетные параметры, требуемые для работы над чертежами, а также силы в зацеплении, необходимые для расчета валов и выбора подшипников. Был выбран вариант 5.

**3 Эскизное проектирование**

**3.1 Проектный расчет валов**

# Вращающий момент:

* на быстроходном валу Tб = 14.7 Н∙м
* на тихоходном валу Tт = 351 Н∙м

Предварительные значения диаметров различных участков валов редуктора определяем по формулам, и полученные значения округляем до ближайших стандартных.

Для промежуточного:

Для тихоходного:

**3.2 Расстояния между деталями передач**

Чтобы поверхности вращающихся колёс не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса, между ними оставляют зазор *а* (расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса и торцом ступицы колеса).

Для проектируемого редуктора:

где 𝐿 − расстояние между внешними поверхностями деталей передач

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колёс *b0*:

**3.3 Выбор типа и схемы установки подшипников**

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники. Первоначально мы назначаем подшипники легкой серии. Если при последующем расчете грузоподъемность окажется недостаточной, то примем подшипники средней серии.

В работающей передаче под действием нагрузок происходит деформация вала. В конструкции приводного вала из-за неравномерного распределения нагрузки неизбежно возникают перекосы вала и неравномерность нагружения опор вала. Так как неизбежны погрешности изготовления и сборки деталей, то это приводит к перекосу и смещению осей посадочных отверстий корпусов подшипников относительно друг друга. Все сказанное выше вынуждает применять в таких узлах сферические подшипники, допускающие значительные перекосы.

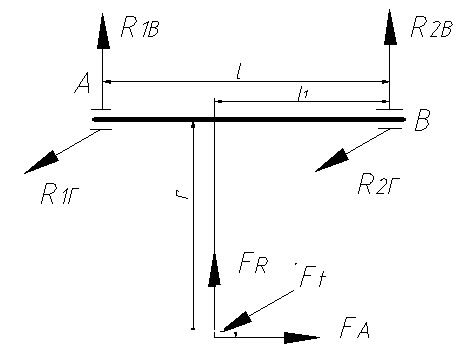
В нашем случае требуется обеспечить соосность тихоходного и быстроходного вала. Для этого выполняют специальные опоры. Выбираем схему, предложенную «Атласом конструкций узлов и деталей машин». При таком исполнении может быть достигнута наиболее высокая точность установки подшипников.

Предварительно выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники по ГОСТ 8338-75.

**4 Подбор подшипников качения**

**4.1 Расчет подшипников тихоходного вала**

Расчетная схема:



*l1*= 42 мм

*l* = 71 мм

*r* = 49 мм

*Ft2* = 3525 H - окружная сила на колесе;

*Fr2* = 1310 H - радиальная сила на колесе;

*FA2* = 731 H - осевая сила на колесе;

а) Определение реакций опор:

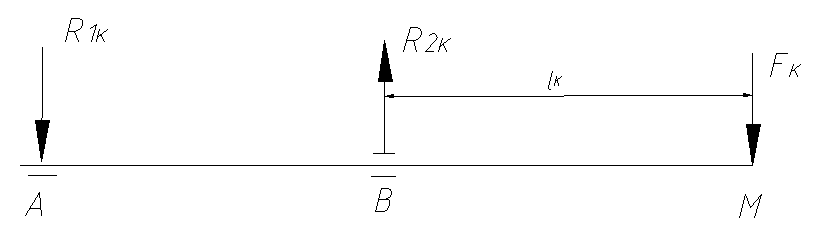
в плоскости YOZ:

в плоскости XOZ:

Суммарная реакция опор:

Консольная нагрузка *Fk*, действующая на тихоходный вал со стороны муфты, определяется по формуле:

Реакции от силы *Fк*, *lk* = 92 мм:



Направления векторов реакций опор от действия муфты условно принимаем совпадающими с направлением векторов реакций от сил в зацеплении.

Реакции опор для расчета подшипников:

Внешняя осевая сила, действующая на вал

Эквивалентная радиальная нагрузка для расчета подшипника при типовом режиме нагружения (**I**) определяется по формуле:

*KE* - коэффициент эквивалентности, *KE* = 0.63 для **2** типового режима нагружения.

Предварительно выбирается шариковый однорядный подшипник **212** лёгкой серии

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для подшипников при *КБ* = 1,4 X=0.56 Y

*КТ* = 1 (*tраб<1000С*):

Расчетный скорректированный ресурс при *а1* = 1 (вероятность безотказной работы 90%), *a23* = 0,7 (обычные условия применения), *k* = 3 (шариковый подшипник)

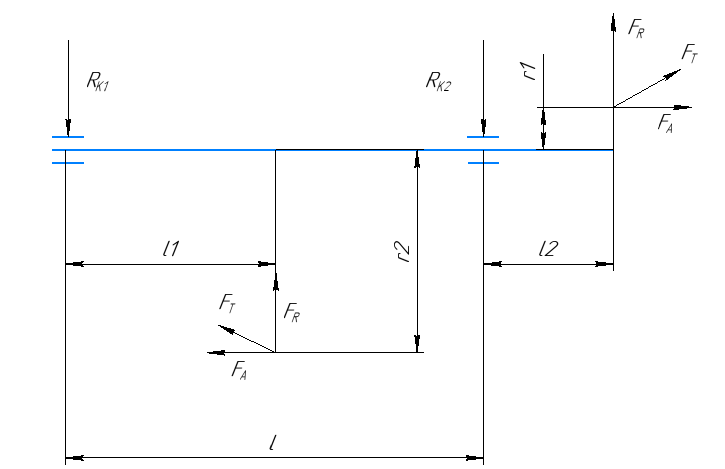
Расчетный ресурс больше требуемого

**4.2 Расчёт подшипников промежуточного вала**

*l* = 62 мм; *l1* = 24 мм; *l2* = 38 мм;

*Ft1* = 832 Н; *Fr1* = 311 Н; *Fa1* = 190 Н

*Ft2* = 2364 Н; *Fr2* = 934 Н; *Fa2* = 634 Н



Определяются реакции опор от сил зацепления, из условий

Суммарные реакции опор:

Реакции опор для расчета подшипников:

Для типового режима нагружения 1 коэффициент эквивалентности *KE* = 0,8

Эквивалентные нагрузки:

Предварительно выбирается шариковый однорядный подшипник **204** лёгкой серии для левой опоры

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для подшипников при *КБ* = 1,4

*КТ* = 1 (*tраб<1000С*):

Расчетный скорректированный ресурс при *а1* = 1 (вероятность безотказной работы 90%), *a23* = 0,7 (обычные условия применения), *k* = 3 (шариковый подшипник)

Расчетный ресурс больше требуемого

Предварительно выбирается роликовый подшипник 32**206** лёгкой серии для правой опоры

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для подшипников при *КБ* = 1,4

*КТ* = 1 (*tраб<1000С*):

Расчетный скорректированный ресурс при *а1* = 1 (вероятность безотказной работы 90%), *a23* = 0,7 (обычные условия применения), *k* = 10/3 (роликовый подшипник)

Расчетный ресурс больше требуемого

**4.3 Расчет подшипников приводного вала**

Расчетная схема:

Исходные данные для расчета:

Окружное усилие на барабане:

консольная нагрузка со стороны муфты:

*FК*= Н, *L*=250 мм, *Lк*=120 мм.

Определение реакций опор:

Радиальная нагрузка:

Радиальная реакция опор от натяжения цепи:

Радиальные реакции опор от муфты:

Суммарные реакции опор для расчета подшипников:

По суммарным нагрузкам определяем эквивалентные нагрузки:

*KE* = 0,63- коэффициент эквивалентности для типового режима нагружения 2

Предварительно выбираем шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник **1213** по **ГОСТ 28428-90**:

Грузоподъемность динамическая *Сr* = 31 кH;

Осевая нагрузка отсутствует, поэтому => *X* = 1, *Y* = 0.

Подшипник *№1* более нагружен рассчитаем его:

Рассчитаем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку:

*V* = 1-коэффициент вращения;

*KБ* = 1,4- коэффициент безопасности;

*KT* = 1-коэффициент рабочей температуры;

Окончательно:

*а* = 1- коэффициент, учитывающий вероятность отказа;

*а23* = 0.55- коэффициент, учитывающий условия смазывания и материал деталей;

*n* = 19 об/мин – частота вращения приводного вала;

фактический ресурс равен:

, следовательно, подшипник **1213** шариковый радиальный сферический двухрядный пригоден.

**5 Конструирование корпусных деталей**

**5.1 Корпус**

Крышка и корпус редуктора изготовлен из серого чугуна марки СЧ 15. Толщина стенок корпуса, отвечающая требованиям технологии литья, необходимой прочности и жесткости корпуса, определяется по формуле :

- для крышки;

- для корпуса.

Плоскости стенок, встречающиеся под прямым или тупым углом, сопрягаются дугами радиуса и

**5.2 Крепления**

Диаметры винтов крепления крышек подшипников определяются в зависимости от диаметра D отверстия в корпусе под подшипник:

-для крышек подшипников быстроходного и промежуточного валов *d* = 6 мм

-для крышки подшипника тихоходного вала *d* = 8 мм.

Фланцы крышек имеют полукруглую форму. Крышки изготовлены из серого чугуна марки СЧ 20.

Диаметр винтов крепления крышки редуктора к корпусу:

Принимаем *d* = 12 мм.

**5.3 Триботехнические изделия**

Масло заливается в редуктор через верхнюю смотровую крышку-отдушину, при работе передачи масло постепенно загрязняют продукты изнашивания, оно стареет – свойства ухудшаются, поэтому масло периодически меняют. Для слива масла в корпусе выполняем сливное отверстие, закрываемое пробкой.

Для контроля уровня масла устанавливаем еще одну такую же пробку (K1/2 диам.21-7H/8g). Выбираем именно коническую резьбу, т.к. она создает герметичное соединение, и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют. Для контроля масла применяется маслоуказатель.

Исходя из целесообразности смазки всего редуктора, к шестерне промежуточного вала сопрягается дополнительное зубчатое колесо, которое является вспомогательным смазочным устройством, которое позволит уменьшить объём заливаемого масла и более глубокое погружение колеса промежуточного вала. Это позволит сэкономить на замене масла, а также снизит вязкостно-динамические потери колеса промежуточного вала.

Принцип назначения сорта масла следующий:

Чем выше окружная скорость, тем меньше должна быть вязкость масла, чем выше контактные давления в зацеплении, тем большей вязкостью должно обладать масло.

В качестве смазочного материала выбрано масло марки И-Г-А-32.

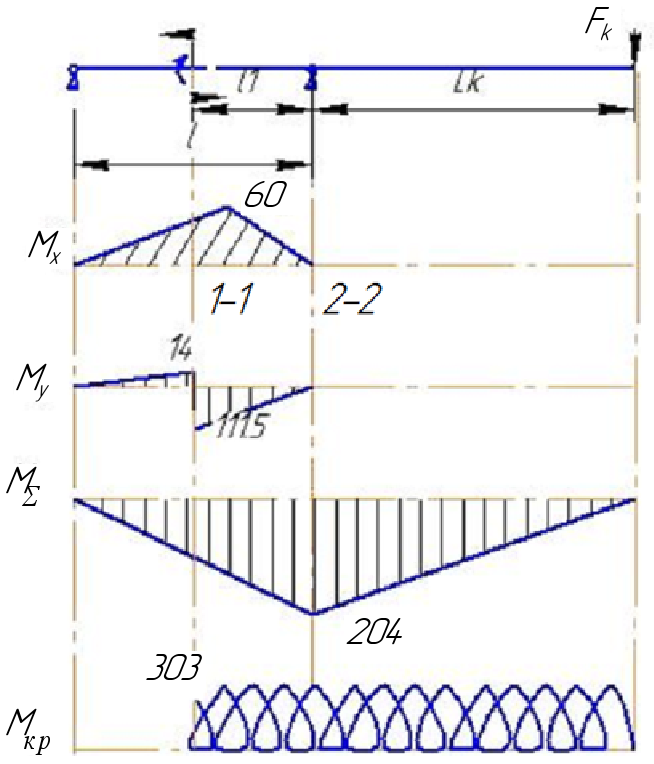
**6 Расчёты валов на статическую прочность и**

**сопротивление усталости**

**6.2 Расчет тихоходного валана статическую прочность**

Основными нагрузками на валы являются силы от передач. Силы на валы передают через насаженные на них детали: червячные колеса, полумуфты. При расчетах принимают, что насаженные на вал детали передают силы и моменты валу на середине своей ширины. Под действием постоянных по значению и направлению сил во вращающихся валах возникают напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу.

Коэффициент перегрузки принимаем равным *КП* = 2,2, минимально допустимое значение общего коэффициента запаса по текучести [*SТ*] = 2.



Нормальное σ и касательное τ напряжение в рассматриваемом сечении вала при действии максимальных нагрузок:

где ‑ суммарный изгибающий момент;

‑ максимальная осевая сила;

*W* – момент сопротивления сечения вала при расчете на изгиб;

*А* – площадь поперечного сечения вала.

Делаем расчет в самом опасном сечении

Сечение 2 – 2:

Сечение 2 – 2:

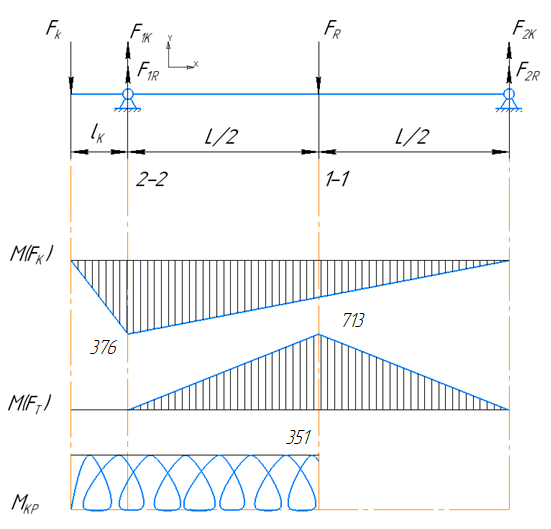
d = 50 мм

Сечение 2 – 2:

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести.

**6.2 Расчет приводного валана статическую прочность**



Нормальные и касательные напряжения при действии максимальных нагрузок:

- крутящий момент;

- момент сопротивления сечения вала;

- коэффициент перегрузки;

**Силовые факторы для самого опасного сечения**

Сечение 1 – 1:

**Геометрические характеристики.**

Сечение 1 – 1:

d = 75 мм

**Расчёт на статическую прочность**

Сечение 1 – 1:

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести.

**6.3 Расчёт на сопротивление усталости**

Наиболее нагруженный вал – приводной.

Вычислим коэффициент запаса прочности S.

где - допустимое значение коэффициента запаса прочности.

Сечение 1 – 1:

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла.

Концентратор напряжений – шпоночный паз:

- эффективные коэффициенты концентрации напряжений.

- коэффициент абсолютных размеров поперечного сечения.

- коэффициент влияния качества поверхности.

- коэффициент влияния поверхностного упрочнения.

-коэффициент снижения;

- коэффициент снижения предела выносливости;

– коэффициент влияния ассиметрии цикла;

**7 Расчет предохранительного элемента ведомой звездочки цепной передачи**

Во избежание случайных срабатываний предохранительного устройства,

при его расчёте за расчётный принимают момент

T=1.25351 = 439 Нм

В качестве материала штифтов выбран материал: Сталь 45

Диаметр штифта в миллиметрах определяется расчётом на срез по формуле.

R = 105 мм – радиус расположения штифтов;

m = 2 – число штифтов;

= – предел прочности материала штифта при срезе:

=0.7= 420 Мпа

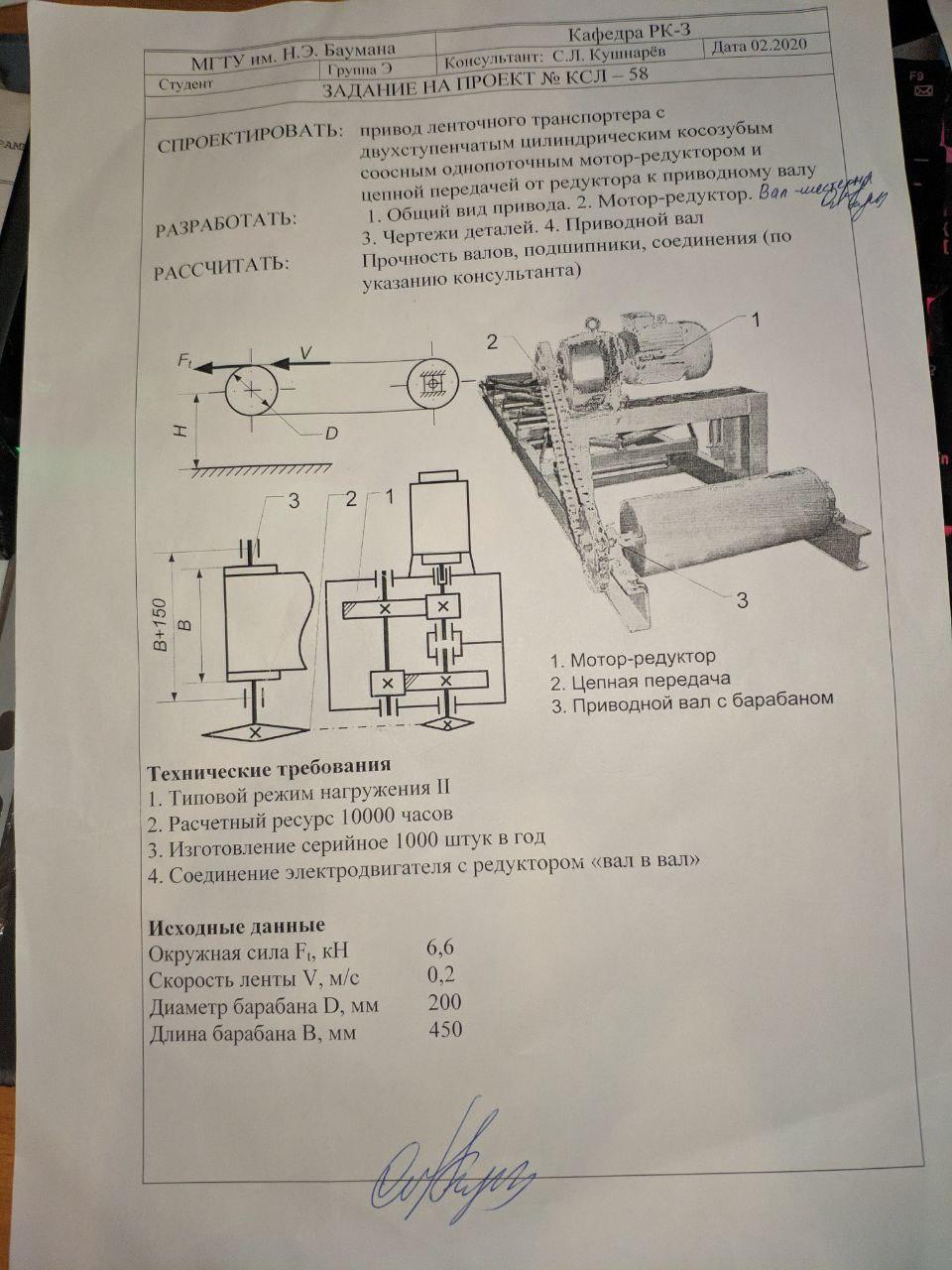
=1.2 коэффициент распределения нагрузки между штифтами.

мм

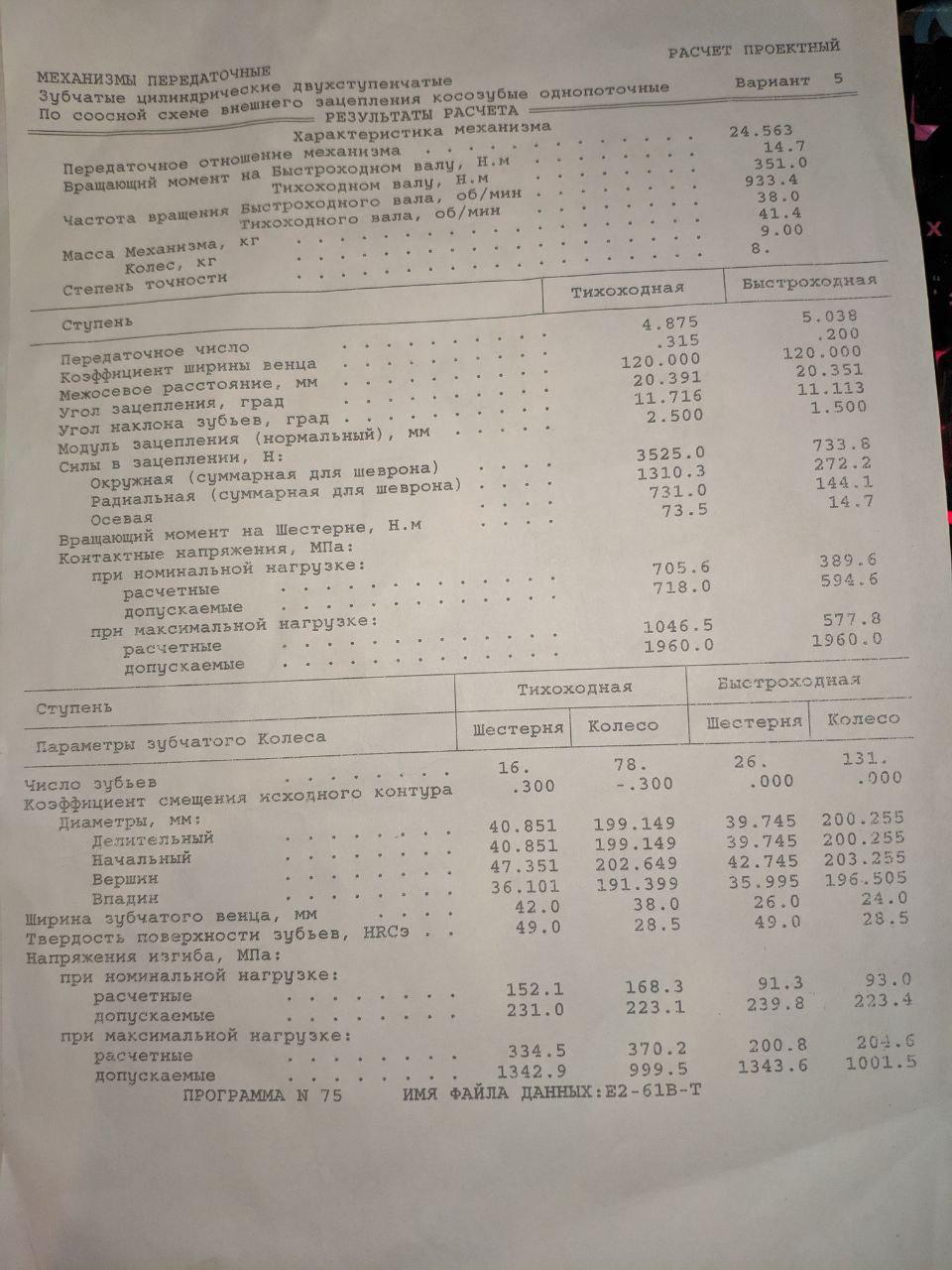
**8 Выбор посадок**

|  |  |
| --- | --- |
| Сопряжение | Условное обозначение по ГОСТ |
| Внутреннее кольцо подшипника на вал | k6 |
| Наружное кольцо подшипника в корпус (или в стакан) | H7 |
| Зубчатое колесо на валу | H7/x7 |
| Зубчатое колесо на валу | H7/x7 |
| Крышки подшипников в корпус (или в стакан) | H7/h8H7/d11 |
| Шпоночная канавка в ступице по ширине | P9/h9 |

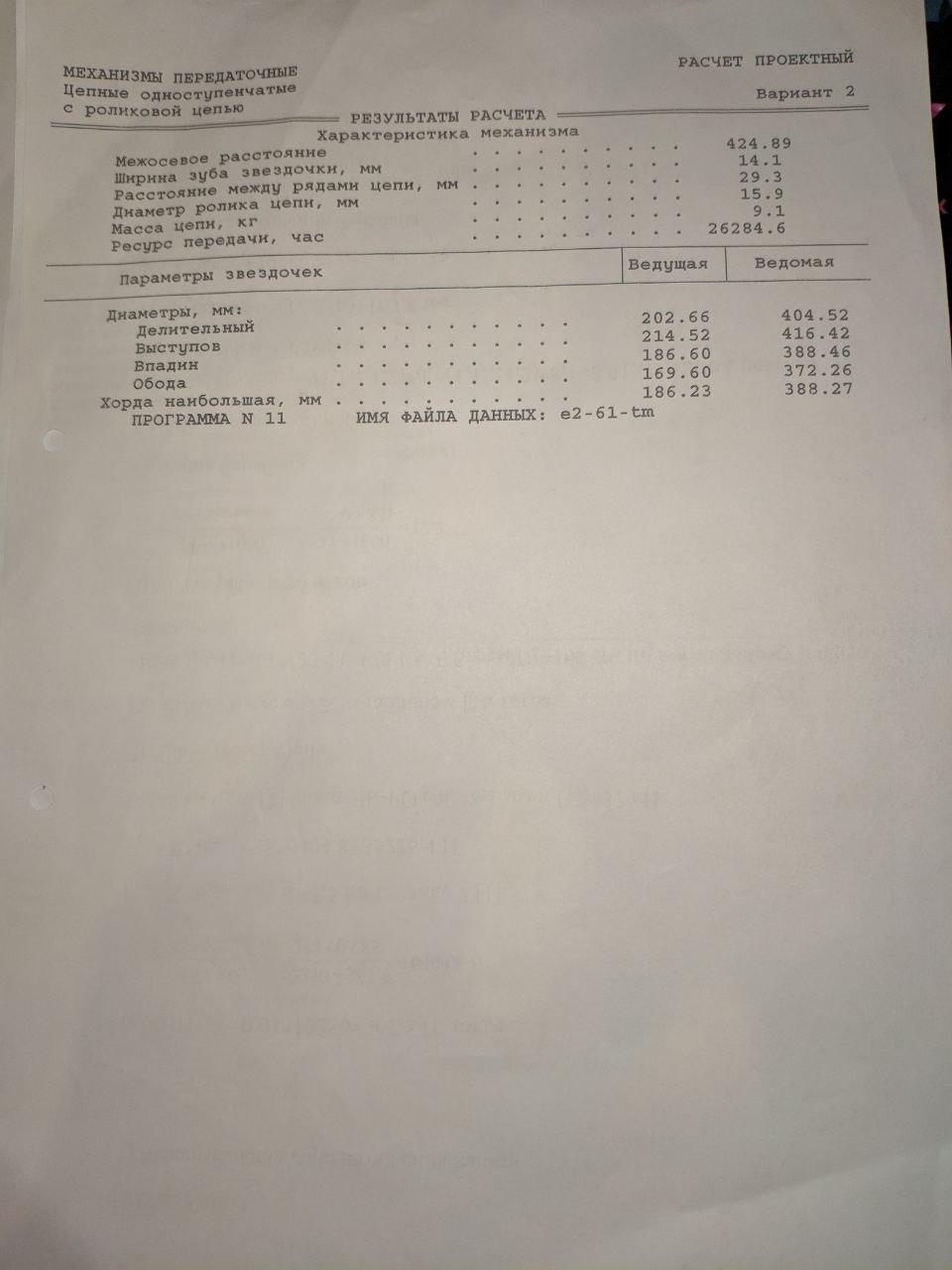
**Приложение 1**



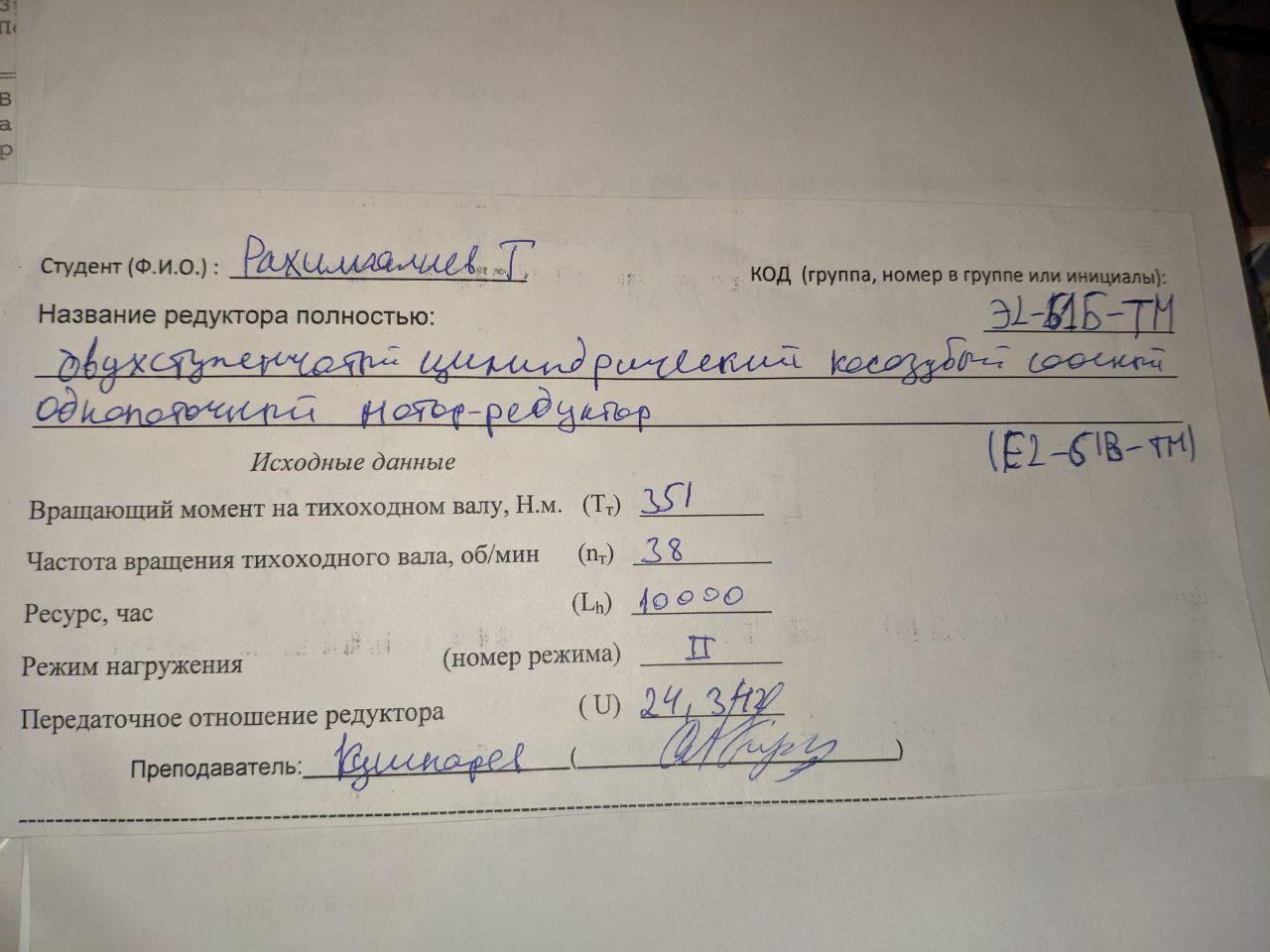
**Приложение 2**



**Приложение 3**



**Приложение 4**



**Список литературы**

1. **Детали машин**: Учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под. ред. О.А. Ряховского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 52- с.: ил. – (Сер. Механика в техническом университете; Т. 8).
2. **«Конструирование узлов и деталей машин»**: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П.Ф. Дунаев, О.П.Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.
3. **«Атлас конструкций узлов и деталей машин»**. О.А. Ряховский, М.: «МГТУ им. Н.Э.Баумана», 2005.
4. **«Расчеты опор с подшипниками качения»**: методическое пособие. М.В. Фомин. М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.
5. **Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу «Соединения»** по курсу «Основы конструирования деталей и узлов машин» Варламова Л. П., Тибанов В. П.; Изд-во МГТУ им. Баумана, 1999г.
6. В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. **Справочник по муфтам**. Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1974, 352 с.
7. Ряховский О.А., Иванов С.С. **Справочник по муфтам**. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.: ил.