

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
**«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)
ВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ**

Детали машин и основы конструирования

Методические указания
для выполнения курсового проекта
для студентов по специальности
23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

Чебоксары, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Общие положения	5
2. Выбор электродвигателя	6
3. Кинематический и силовой расчет привода	7
4. Расчет передач	
4.1. Расчет цилиндрических зубчатых передач	8
4.2. Особенности расчета конических и планетарных передач	10
4.3. Расчет червячных передач	11
4.4. Расчет ременных и цепных передач	12
4.5. Особенности расчета вариаторных передач	12
5. Ориентировочный расчет и предварительное конструирование валов	13
6. Предварительная компоновка редуктора (коробки передач, вариатора)	13
7. Разработка схемы сил, действующих на валы	14
8. Уточненный расчет валов	15
9. Расчет (подбор) подшипников	16
10. Уточненная компоновка (конструирование) редуктора	17
11. Разработка эскизного проекта редуктора	
11.1. Выполнение сборочного чертежа	20
11.2. Выбор посадок, сборка и регулировка передач	21
11.3. Выполнение рабочих чертежей деталей	24
12. Разработка сборочного чертежа привода	25
13. Разработка спецификаций к сборочным чертежам	27
14. Оформление расчетно-пояснительной записки	27
15. Элементы исследований и творчества при курсовом проектировании	30
16. Защита проектов	30
17. Задания на проектирование	31
Приложения	44
Литература	77

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по "ДМ и ОК" является первой творческой конструкторской работой будущего инженера. Цель курсового проектирования - закрепление знаний по общеинженерным дисциплинам, приобретение навыков самостоятельного решения комплексных инженерных задач.

Основным объектом индивидуальных заданий для проектирования являются приводы машин и оборудования (с электродвигателем, редуктором, вариатором или коробкой передач заданного типа, открытыми передачами и соединительными муфтами). Выбор объясняется как широким распространением данного узла, так и тем обстоятельством, что он наиболее полно охватывает предмет курса «Детали машин и основы конструирования».

В процессе проектирования студенту предстоит обеспечить требуемую долговечность работы привода, высокую надежность. Серьезное внимание должно быть уделено технологичности конструкции (простоте изготовления, удобству сборки и регулировки), предохранению от перегрузок, коррозии и самоотвинчивания, обеспечению нормального температурного режима работы привода, выбору смазочных и уплотнительных устройств.

Настоящие методические указания призваны помочь студенту ясно представить объем и последовательность работы над проектом, ее методику, основные требования к выполнению отдельных ее этапов.

В целях ограничения объема в методических указаниях содержится лишь минимальный теоретический и справочный материал. Во всех необходимых случаях имеется ссылка на литературные источники, где тот или иной материал изложен наиболее полно.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В индивидуальном задании (приложение 2), выдаваемом студенту в начале проектирования (для студентов-заочников – на установочной лекции), содержится схема привода, указано его назначение. Даются также основные исходные данные для проектирования: номинальная мощность и частота вращения на выходном валу, диапазон регулирования (для вариаторов), частоты вращения ступеней (для коробок передач). В порядке уточнения и конкретизации задания студенту разрешается выбрать самостоятельно:

- планируемый срок эксплуатации привода, его долговечность (в годах, с уточнением сезонности и сменности, или непосредственно в часах);
- характер изменения нагрузки (коэффициент кратковременной перегрузки, реверсивность работы и др.);
- температурный режим эксплуатации привода;
- условия, в которых предполагается изготовление узлов и деталей привода (серийное или индивидуальное производство);
- допускаемое отклонение частоты вращения выходного вала.

Этим завершается начальный этап проектирования – разработка технического задания. В соответствии с ГОСТ 2.103-88 «Стадии разработки» предусмотрены следующие этапы разработки конструкторской документации:

- техническое предложение;
- эскизный проект;
- технический проект;
- рабочая конструкторская документация.

На каждом этапе проектирования решаются свои конкретные задачи. Так, этап эскизного проекта завершается разработкой конструкторской документации и действующего макета на её основе, дающих общее представление о конструкции и принципе работы устройства. После всесторонних испытаний макета и положительных результатах, подтверждающих конкурентоспособность избранного принципа работы устройства (т.е. успешной защиты этапа), начинается этап технического проекта. Здесь разрабатывается документация, дающая полное представление о проектируемом устройстве, которая является исходной для разработки рабочей документации, предназначенной для передачи предприятию – изготовителю на уровне серийного производства.

Ограниченность времени, которое отводится на выполнение курсового проекта, а также невозможность экспериментальной проверки работоспособности конструкции не позволяют реализовать при курсовом проектировании требования ГОСТ 2.103-88. Приходится отдельные этапы проектирования совмещать, оставаясь по существу на этапе эскизного проекта. Претензии на соблюдение ГОСТ 2.103-88 в полном объеме при курсовом проектировании деталей машин [13] выглядят наивными и неубедительными.

Конструкция проектируемого привода должна обеспечивать возможность его сборки и разборки, свободный доступ для регулировки, замены деталей. Тип и способ изготовления деталей выбираются в зависимости от объемов производства. Так, рекомендуется считать редуктор (вариатор) изделием серийного производства, а привод (раму, кожуха и др.) – индивидуального. Следовательно, детали редуктора могут быть выполнены как литые, штампованные и прессованные, а рама привода, как правило, должна быть выполнена как сварная из уголков, швеллеров, полос.

При выборе варианта конструкции необходимо максимально использовать унифицированные детали и узлы, сокращать номенклатуру используемых стандартных и нормализованных деталей и узлов.

2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Выбор электродвигателя производится по величине потребной мощности, определяемой по формуле:

$$P_{тр} = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}},$$

где $P_{вых}$ - мощность на выходном валу привода, кВт;

$\eta_{общ}$ - общий КПД привода, определяемый как произведение КПД отдельных передач (КПД подшипников качения допускается не учитывать).

Мощность на выходном валу привода может быть задана непосредственно или определена по формуле:

$$P_{вых} = T_{вых} \cdot \omega_{вых},$$

где $T_{вых}$, $\omega_{вых}$ - соответственно крутящий момент и угловая скорость выходного вала привода.

Ориентировочные значения КПД отдельных передач и типов опор приводятся в таблицах [7, табл. 1.1]. КПД проектируемой червячной передачи рекомендуется принимать предварительно равным 0,8, а в ходе проектирования вносить коррективы в расчеты в соответствии с действительным значением КПД, определяемым расчетами, если отклонение полученного значения КПД значительно.

Важно также осуществить оптимальный выбор двигателя по частоте вращения. Требуемую частоту вращения электродвигателя рекомендуется определять по формуле:

$$n_{тр} = n_{вых} \cdot u_{общ},$$

где $n_{вых}$ - частота вращения выходного вала привода;

$u_{общ}$ - среднее значение общего передаточного числа привода, свободно реализуемое заданной кинематической схемой (определяется как произведение наиболее приемлемых значений передаточных отношений отдельных передач привода).

По расчетным значениям потребной мощности $P_{тр}$ и частоте вращения $n_{тр}$ подбирается электродвигатель соответствующей номинальной мощности и частоты вращения ротора. Для применения в приводах рекомендуются

асинхронные двигатели серии 4А (но не устаревшие и снятые с производства двигатели серий А2, А02, АОП и др.), выпускаемые в 4-х вариантах по частоте вращения: 750, 1000, 1500 и 3000 мин⁻¹. При выборе частоты вращения следует учесть, что тихоходные электродвигатели имеют большие габариты, более материалоемки и дорогие, а быстроходные имеют меньший ресурс и при их применении увеличиваются габариты передач.

Перегрузка двигателей относительно номинальной мощности допускается не более 8% при дополнительных мерах по охлаждению.

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Кинематический расчет привода выполняется по номинальной частоте вращения выбранного двигателя по каталогу или определяемой по формуле.

$$n_{ном} = n_c (1 - \psi),$$

где n_c - синхронная частота вращения ротора;

ψ - коэффициент скольжения.

Расчетное передаточное число привода определяется при этом как

$u_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_{вх}}$, которое необходимо разбить по отдельным ступеням.

Последний этап следует отнести к числу наиболее ответственных на начальной стадии проектирования: от грамотности его решения зависят во многом металлоемкость и габариты привода, условия смазки зацеплений редукторов. В особенности это относится к цилиндрическим двух- и трехступенчатым редукторам, при распределении передаточного числа между ступенями которых рекомендуется воспользоваться специальной номограммой [6, рис. 8.38]. Для других типов редукторов можно взять в качестве ориентиров рекомендации [7, табл. 1.3].

В схемах с фрикционными вариаторами кинематический расчет несколько отличается от приведенного. Основное отличие в том, что ряд типов фрикционных вариаторов (клиноременный, цепной, торковый и др.) выполняется симметричной конструкции, с равными рабочими диаметрами у ведущих и ведомых элементов, что значительно упрощает регулирование. Следовательно, подобный вариатор с диапазоном регулирования D может действовать и как понижающая передача с передаточным отношением $u_{max} = \sqrt{D}$, и как повышающая с $u_{min} = \frac{1}{\sqrt{D}}$.

Правильность кинематического расчета привода в таких случаях удобно проверять построением диаграммы рабочих диапазонов частот вращения отдельных валов (см. пример).

Кинематический расчет привода рекомендуется завершить определением угловых скоростей и частот вращения всех валов привода, передаваемой ими мощности и крутящего момента. При этом во избежание последующих ошибок все валы привода рекомендуется пронумеровать (начиная от вала электродвигателя), в соответствии с которыми установить индексы (для второго вала, к примеру – ω_2 , n_2 , P_2 и T_2). Формулы для расчета

указанных параметров приведены [6, с. 95...96]. Мощности, передаваемые валами привода, рекомендуется определять по потребляемой мощности на выходном валу привода, а не исходя из номинальной мощности выбранного электродвигателя. Пример расчета представлен в приложении 2.

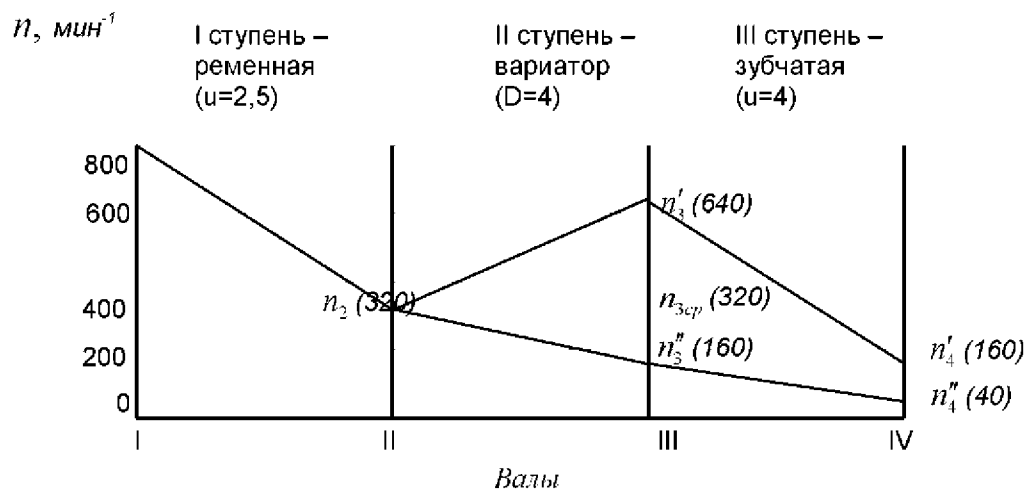


Рисунок 1 - Диаграмма частот вращения валов привода

4. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ

После кинематического и силового расчета привода по методике, приведенной выше, расчеты передач возможны в любой очередности. Рекомендуется все же начинать с редукторных передач, а среди них - с той, которая определяет в основном габариты редуктора (обычно - тихоходная передача).

4.1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Основные причины выхода из строя зубчатых передач:

- усталостное разрушение (выкрашивание) рабочей поверхности зубьев;
- поломка зубьев вследствие усталости или от действия большой перегрузки;
- износ рабочих поверхностей зубьев под воздействием абразивных частиц.

В соответствии с перечисленными видами нарушения работоспособности передач производятся следующие расчеты зубьев:

- на контактную выносливость ($\sigma_H \leq [\sigma_H]$);
- на изгибную выносливость зубьев шестерни и колеса ($\sigma_F \leq [\sigma_F]$);
- на статическую прочность зубьев при перегрузках ($\sigma_{F_{max}} \leq [\sigma_F]_{пер}$).

$$\sigma_{H_{max}} \leq [\sigma_H]_{пер}.$$

Для редукторных (закрытых) передач, работающих в условиях хорошей смазки, защищенных от попадания пыли и грязи, основным является расчет на контактную выносливость. Из этого условия определяются проектным расчетом требуемые размеры передач. Для цилиндрических передач это обычно межосевое расстояние передачи a_w , реже – делительный диаметр шестерни. Обязательным при этом является также проверочный расчет зубьев шестерни (или колеса) на выносливость по напряжениям изгиба, а при значительных кратковременных перегрузках необходимы проверочные расчеты на статическую прочность по напряжениям изгиба (для исключения поломки зуба при перегрузках) и контактными напряжениями (для исключения пластической деформации в зоне контакта зубьев).

Примеры расчетов закрытых (редукторных) передач приведены в [3, 4, 5, 7]

В открытых зубчатых передачах, работающих в условиях интенсивного абразивного износа, усталостное выкрашивание от действия контактных напряжений не наблюдается. Вследствие изнашивания верхние слои рабочей поверхности зубьев соскабливаются ранее, чем успевают развиваться трещины усталости. Поэтому расчетом таких передач является определение необходимой величины модуля зубьев из условия прочности последних по напряжениям изгиба [6, с.129].

Масса и габариты редуктора, сложность и трудоемкость его изготовления в решающей степени зависят от выбора вида термообработки и твердости рабочей поверхности зубьев. Различают при этом 2 варианта технологии изготовления зубчатых колес: $HV > 350$ (объемная закалка, закалка ТВЧ, цементация и др.) и $HV \leq 350$ (улучшение и нормализация).

Первый вариант позволяет осуществлять передачу колесами меньших размеров вследствие высокой контактной прочности закаленных поверхностей, следовательно, снизить габариты и металлоемкость редукторов. Однако при этом возрастает сложность изготовления колес, требуется отделочная обработка зубьев после термообработки (шлифование, шевингование, доводка), значительно усложняются процессы притирки и обкатки. Второй вариант отличается простотой изготовления, невысокими требованиями к точности изготовления, быстрой прирабатываемостью колес при работе.

Продолжая сравнение, следует отметить также, что бóльшую опасность при первом варианте технологии представляют напряжения изгиба (больше вероятность их поломки), а при втором – контактные напряжения (опасность выкрашивания). Применение первого варианта экономически целесообразно лишь на специализированных заводах (при крупносерийном и массовом производстве), в связи с чем выбор варианта термообработки при проектировании требуется обосновать.

При расчете передач с косыми зубьями заслуживает внимания выбор угла наклона зубьев. Большее значение угла наклона повышает прочность

зубьев, плавность работы передачи, однако увеличивает осевую нагрузку подшипников и несколько снижает к.п.д. передачи. Поэтому рекомендуется предварительно принять значение угла наклона $10...15^\circ$, а при уточнении его значения после определения основных параметров передачи (a_w , z_1 , z_2) вычисление проводить с точностью $\pm 10''$.

Высокая точность необходима и при определении диаметров зубчатых колес ($\pm 0,01\text{мм}$).

Пример расчета цилиндрической косозубой передачи показан в приложении 3.

4.2. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ И ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Конические зубчатые передачи бывают с прямыми, косыми (тангенциальными) и круговыми зубьями. Первые находят ограниченное применение из-за высокого уровня шума и применяются, как правило, лишь в тихоходных открытых передачах. Для редукторных передач перспективны передачи с круговыми зубьями.

Особенностью конического зуба является непостоянство его параметров (модуля, высоты зуба и др.) и связанная с этим дополнительная трудность нарезания.

Основными расчетными параметрами конической зубчатой передачи при расчете на контактную выносливость являются расчетный (средний) диаметр шестерни d_{m_1} , (колеса d_{m_2}) или внешнее конусное расстояние R_e [приложение 4]. При расчете открытых передач основным расчетным параметром является расчетный модуль зацепления m_m , который вычисляется с точностью до двух знаков после запятой и допускается не округлять до стандартного значения [5, с.20...24], [13, с.65...70].

Ответственным этапом при расчете планетарных зубчатых передач является определение чисел зубьев колес: центрального z_1 , корончатого z_3 и сателлитов z_2 .

При этом обязательно соблюдение 3-х условий:

- соосности ($2z_2 + z_1 = z_3$);
- сборки ($\frac{z_1}{c}$ и $\frac{z_3}{c}$ - целое число, c – количество сателлитов);
- соседства (чтобы сателлиты не соприкасались друг с другом, что имеет значение при числе сателлитов $c \geq 3$).

Отправным шагом здесь является выбор числа зубьев центрального колеса z_1 из условия $z_1 \geq 17$ (во избежание подрезания ножек зубьев при нарезании). Размерные параметры передачи определяются как в обычных цилиндрических редукторных передачах из условия контактной выносливости зубьев (межосевое расстояние a_{w1-2} или делительный диаметр

корончатого колеса d_3) с последующим определением стандартного модуля передачи и проверкой зубьев на изгибную выносливость [3, 6].

4.3. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Однако, в отличие от зубчатых передач, контактные напряжения здесь обычно не приводят к выкрашиванию. С ними связано, прежде всего, заедание в червячной паре, явление, не встречающееся в зубчатых передачах редукторов и обусловленное спецификой кинематики червячной пары. Кроме того, скорости червяка и червячного колеса различны как по величине, так и направлению, в связи с чем велика и относительная скорость скольжения в зацеплении. Ограничение величины контактных напряжений позволяет исключить заедание при работе червячной передачи, снизить интенсивность износа.

Расчет червячных передач приводится в [3, 5, и 7], с использованием ЭВМ - в [12].

Рекомендуется при курсовом проектировании применять более простые в изготовлении цилиндрические червяки, причем для тихоходных и малоответственных передач - архимедов червяк, без закалки и последующего шлифования, а для более ответственных и точных передач - эвольвентные и конволютные червяки, которые закаливаются $HRC \geq 45$, шлифуются и полируются.

Для предотвращения заедания в червячной передаче и соблюдения приемлемых габаритов необходимо число зубьев колеса выдержать в пределах от 28 до 80 зубьев, для чего рекомендуются при передаточном отношении $u=8...15$ - 4-х заходные червяки, $u=15...30$ - 2-х заходные, при $u>30$ - однозаходные.

В червячных редукторах подлежит выбору из стандартных рядов (ГОСТ 2.144-76) не только модуль, но и относительная толщина червяка q и межосевое расстояние a_w (в стандартных одно- и двухступенчатых червячных редукторах). Соблюсти все эти условия порой достаточно сложно: чтобы вписаться в стандартное межосевое расстояние, приходится перебирать различные сочетания m и q , корректировать зацепление (нарезать со смещением зубья колеса).

После определения параметров зацепления проводится проверочный расчет на выносливость зубьев колеса по напряжениям изгиба. Обязательными для червячных передач являются тепловой расчет (с целью недопущения перегрева), расчет червяка на жесткость, уточнение КПД спроектированной передачи.

4.4. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ И ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

В заданиях на проектирование представлены ременные передачи, широко применяемые в приводах сельхозмашин (передачи плоским и клиновым ремнем, с натяжным роликом и др.). При этом не запрещается применение вместо указанных в задании новых, прогрессивных видов передач: поликлиновыми или зубчатыми ремнями.

Расчеты плоско - и клиноременных [приложение 7] передач по тяговой способности хорошо освоены и приводятся в учебниках, задачниках, пособиях по проектированию [6, с.234...239], [10, с.261...268]. Расчеты по долговечности ремня недостаточно освоены и надежны, сложны и можно рекомендовать лишь для расчета поликлиновых и зубчатых ремней.

Расчет передач с натяжным роликом проводится в целом по методике расчета плоскоременных передач. Отличие связано прежде всего с необходимостью определения длины ремня графическим построением передачи в масштабе, а также величины груза для натяжения.

В приводах установок сельскохозяйственного назначения широкое применение получили передачи роликовыми цепями, которые использованы и в схемах отдельных приводов. Передачи зубчатой цепью менее освоены.

Главной причиной потери работоспособности цепных передач является износ шарниров цепи, поэтому основным для них является расчет на износостойкость шарниров [6, с.253]. Пример расчета цепных передач представлен в приложении 6.

Расчет всех видов ременных и цепных передач обязательно должен включать расчет натяжных устройств. Должны они найти отражение и в сборочном чертеже привода, как и предохранительные кожуха для них.

4.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВАРИАТОРНЫХ ПЕРЕДАЧ

В заданиях на курсовое проектирование представлены в основном клиноременные вариаторы, расчеты которых достаточно подробно разработаны [11].

Рекомендуется применять вариаторы симметричной конструкции и регулирования (с равными диаметрами тарелок, при постоянном межосевом расстоянии). Они удобны в изготовлении и регулировании, так как регулирование в вариаторах несимметричной конструкции связано с изменением межосевого расстояния.

В вариаторах применяют специальные вариаторные ремни по ГОСТ 24848-81, которые обеспечивают диапазон регулирования D до 5. При дефиците литературы по расчету вариаторов рекомендуется расчет выполнять по аналогии с ременными передачами при передаточном отношении $u = \sqrt{D}$.

5. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ И ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ

Конструкция и габариты редуктора (коробки, вариатора) в значительной степени определяются конструкцией валов и их опор, расчет и проектирование которых производится в несколько этапов. Чтобы рассчитать вал, необходимо иметь его расчетную схему, однако разработка такой схемы невозможна без хотя бы приблизительной оценки его размеров. На практике в начале проектирования принято оценивать диаметры валов из расчета только на кручение (пренебрегая действием изгибающего момента, а также поперечных и осевых сил), причем при пониженных допускаемых напряжениях.

Диаметр выходного конца вала определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}} \text{ мм},$$

где T – вращающий момент на валу, в Нмм;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение (для редукторных и подобных валов рекомендуется $[\tau_{кр}] = 15 \dots 20$ МПа).

Полученное значение диаметра выходного конца вала, а также диаметры в месте посадки колес, шкивов и других деталей передач необходимо выбрать из числа предпочтительных по ГОСТ 12080-66 [1, т.2, с.7], а диаметры в месте посадки подшипников качения выбираются кратным 5^{III} (при диаметрах 20 мм и более). Пример расчета валов представлен в приложении 8.

Предпочтение в редукторах следует отдавать ступенчатым валам, причем высота буртиков (заплечиков) для осевой фиксации насаживаемых деталей должна быть оптимальной (2,0...2,5 мм).

Если входной вал редуктора (коробки, вариатора) соединяется с валом электродвигателя напрямую (посредством муфты), то диаметр его рекомендуется принять по диаметру электродвигателя.

6. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА (КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ, ВАРИАТОРА)

Целью предварительной компоновки являются:

- оптимизация расположения деталей передач и подшипников для получения минимальных габаритов редуктора;
- разработка расчетных схем валов (определение точек приложения сил, действующих на валы);
- исключение наложения деталей передач на валы соседней ступени.

Компоновка выполняется на миллиметровой бумаге карандашом, а также на компьютере с помощью чертежных программ в масштабе 1:1 или 1:2 для одной (вид в плане) или 2^{N} (вид спереди) проекций. При этом не

обязательны соблюдение стандартов ЕСКД, завершенность проекций. Важно лишь решение задач, указанных выше. Пример компоновочных схем двухступенчатого цилиндрического, конического и червячного редукторов представлен в приложениях 9, 10, 11 соответственно. Зазоры между деталями передач и стенками редуктора c_1 , c_2 и c_3 выбираются по рекомендациям [5], [14] или просто в диапазоне 6...10 мм. Зазор c_1 выбирается в зависимости от способа смазки подшипников. Если редуктор проектируется как достаточно быстроходный, то смазка подшипников возможна картерным маслом, разбрызгиванием. В этом случае подшипники располагаются почти заподлицо с внутренней стенкой редуктора ($c_1=2...3$ мм). Если редуктор тихоходный (т.е. точность зубчатых передач 8 степени точности и ниже), то подшипникам необходима автономная (консистентная) смазка. В этом случае для предотвращения вытекания смазки в картер при нагреве необходима установка специальных мазеудерживающих колец, для чего величину зазора c_1 требуется увеличить до 10...15 мм.

При разработке расчетных схем валов схематизируются действующие нагрузки (для упрощения расчетов они принимаются сосредоточенными в точке), типы опор валов (шарнирно-подвижная, шарнирно неподвижная). Одна из опор, не воспринимающая осевой нагрузки, считается шарнирно-подвижной.

При компоновке необходимо предварительно выбрать типы и даже номера подшипников. Причем выбор необходимо сделать с учетом соотношения осевой и радиальной нагрузок (при осевых нагрузках, превышающих 30% от радиальной, следует отдать предпочтение радиально-упорным подшипникам).

Подробнее разработка расчетных схем изложена [3, 6, 13, 14].

7. РАЗРАБОТКА СХЕМЫ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ВАЛЫ

Силовая схема нагружения валов имеет целью определить направление сил в зацеплениях (тангенциальных и осевых), способствовать аргументированной разработке расчетных схем валов.

Схему сил в передачах привода [приложение 12] рекомендуется выполнять с учетом следующих требований:

- схему необходимо выполнить в аксонометрическом изображении (в изометрии), при этом желательно (но не всегда это возможно) ось z направить вдоль вала, x – горизонтально, y – всегда вертикально.
- расположить детали передач в соответствии с кинематической схемой (с соблюдением пропорций, но без конкретного масштаба), с искусственным зазором между деталями передач в 3...5 мм (для избежания возможных ошибок в направлениях сил);
- схемы должны содержать изображение опор с указанием опорных реакций.

При этом рекомендуется опоры обозначить определенными буквами алфавита, а опорные реакции – с дополнением индексов осей (например - A_x)

Схему сил, действующих на валы привода, следует выполнить на отдельном листе формата А4. При этом рекомендуются силы, действующие на валы, и опорные реакции от них в разных плоскостях изображать разными цветами.

8. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

Валы на данном этапе рассчитывают на прочность при совместном действии изгибающего и вращающего моментов (действиями осевых и поперечных сил пренебрегают).

Вращающие моменты на валах были определены ранее. Величины изгибающих моментов валов относительно различных осей определяются на базе разработанных расчетных схем валов (разделы 6 и 7). При этом рекомендуется для каждого вала объединить в одном рисунке пять фрагментов [приложение 13]:

- Расчетную схему вала от сил в вертикальной плоскости (пл. YZ);
- Эпюру изгибающих моментов M_x от этих сил;
- Расчетную схему вала от сил в плоскости XZ;
- Эпюру изгибающих моментов M_y от данных сил;
- Эпюру вращающих моментов T .

Эпюры моментов необходимо выполнить в масштабе (при наличии возможностей – в одном), с указанием величин моментов в критических сечениях, а весь рисунок следует поместить на одном листе.

Расчетные значения моментов используются для проверки статической и усталостной прочности валов.

Проверку статической прочности вала производят в целях предупреждения пластических деформаций в опасном сечении при кратковременных перегрузках по условию

$$S_{ст} = \frac{\sigma_T}{\kappa_n \cdot \sigma_{эке}} \geq [S_{ст}],$$

где σ_T - предел текучести материала вала [Н/мм²];

κ_n - коэффициент перегрузки (по результатам уточнения задания);

$\sigma_{эке} = \frac{M_{эке}}{W_x}$ - эквивалентное напряжение,

а $M_{эке} = \sqrt{M_n^2 + T^2} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + T^2}$ - эквивалентный момент,

$W_x = 0,1d^3$ - осевой момент сопротивления вала в проверяемом сечении;

$[S_{ст}]$ - допускаемый коэффициент запаса статической прочности ($[S_{ст}]=1,4 \dots 1,6$).

Проверку усталостной (циклической) прочности вала проводится после уточнения всех его размеров по общепринятой методике [5, с.209], [6, с.263], [13, с.255...259]. Необходимо и достаточно провести проверку статической и усталостной прочности для двух, наиболее опасных сечений.

Проверочный расчет следует завершить проверкой жесткости одного из валов, прежде всего – ведущего, обладающего меньшей жесткостью. Обязательной является проверка жесткости для червяков [6, с.266].

9. РАСЧЕТ (ПОДБОР) ПОДШИПНИКОВ

Исходными данными для расчета (подбора) подшипников служат:

- заданная долговечность работы привода (по уточнению задания);
- диаметр цапфы вала по результатам предварительного проектирования;
- радиальные и осевые реакции опор, определяемые при уточненном расчете валов;
- частота вращения вала.

Для опор одного вала в целях унификации рекомендуется применять подшипники одного типоразмера. Исключение составляют при этом опоры, когда одна выполняется как фиксированная, другая – плавающая (например, для опор червяков, когда перепад температур при эксплуатации значителен). Подбор производят по более нагруженной опоре, по наибольшей эквивалентной нагрузке, с учетом соотношения осевой и радиальной нагрузок.

Радиальная нагрузка опоры (допустим, А) определяется как

$$F_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2},$$

где A_x и A_y – реакции во взаимно перпендикулярных плоскостях, определяемые при уточненном расчете вала.

Важно правильно наметить тип подшипника, прежде всего – сделать выбор: радиальный или радиально-упорный, шариковый или роликовый (игольчатый) подшипник. При радиальных и небольших осевых нагрузках ($\frac{F_a}{F_r} \leq 0,3$) можно остановить выбор на радиальных шариковых подшипниках, не прибегая к более дефицитным радиально-упорным. При этом необходимо учесть, что шариковые подшипники более быстроходны, допускают некоторый перекос валов, а роликовые подшипники способны воспринимать большие нагрузки.

Подбор (расчет) подшипников качения производят по двум критериям:

- по статической грузоподъемности, в целях предотвращения остаточных деформаций (образования лунок) на дорожках качения, (в тихоходных подшипниках);

- по динамической грузоподъемности [приложение 13], для обеспечения заданной долговечности, ресурса работы подшипников (при $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$). Подшипники редукторов, работающие при интенсивном режиме, проверяются на ресурс работы по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^n,$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, в кН;

L – долговечность подшипника, в млн.оборотов;

n – показатель степени (3 – для шарикоподшипников и 3,33 – для роликоподшипников);

$P = [F_r \cdot X \cdot V + F_a \cdot Y] \cdot k_\sigma \cdot k_t$ – эквивалентная (приведенная) нагрузка подшипника, в кН

где X и Y – коэффициенты влияния на ресурс радиальной и осевой нагрузок (по таблицам);

V – коэффициент влияния вращения кольца (при вращении внутреннего кольца $V=1$);

k_σ и k_t – коэффициенты, учитывающие влияние ударности нагрузки и температурного режима работы подшипникового узла (при отсутствии особых условий рекомендуется принять k_σ и $k_t=1$).

Ресурс работы подшипников L в млн.об. следует пересчитать на ресурс L_h в часах по формуле

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n},$$

где n – частота вращения вала в мин^{-1} .

Если расчетный ресурс окажется меньше требуемого, необходимо выбирать подшипник более тяжелой серии или другого типа.

10. УТОЧНЕННАЯ КОМПОНОВКА (КОНСТРУИРОВАНИЕ) РЕДУКТОРА

При проектировании расчет и конструирование ведутся обычно параллельно. Любое принимаемое конструктивное решение требует теоретической проверки, обоснования. Такой подход позволяет идти к цели кратчайшим путем, с минимальными затратами труда, времени, средств. Поэтому после проделанных выше расчетов валов и подшипников появляется возможность и необходимость дальнейшей проработки конструкции редуктора, решения ряда конструктивных, технологических и эксплуатационных задач.

Прежде всего, следует наметить общую конфигурацию корпуса редуктора, необходимые для осуществления сборки разъемы корпуса (горизонтальный, вертикальный, наклонный). Предпочтительным является горизонтальный разъем по оси колеса, а установку вала-шестерни или вала-червяка можно осуществлять через боковые отверстия. Разъемов корпуса

может быть и несколько, имеются также конструкции редукторов без разъемов корпуса (например – червячных), с монтажными окнами на боковых стенках.

Крепление корпуса с крышкой редуктора может осуществляться разными способами – болтами, винтами и шпильками. Болты требуют обработки опорных площадок с обеих сторон, что связано с немалыми трудностями в литых деталях, а винты нежелательны при частых разборках (например – для закладки смазки в подшипники, если не предусмотрены масленки) вследствие возможного срыва резьбы. Размеры фланцев для крепления при этом следует выбирать по рекомендациям [5, 7, 13, 14]. Для увеличения жесткости фланцев в местах посадки подшипников и стабильности посадок рекомендуется делать приливы, а стяжные детали (болты, винты, шпильки) располагать по возможности ближе к подшипникам.

Необходимо на этой стадии проектирования сделать выбор:

- варианта выполнения шестерен и червяков (цельные или насадные). При незначительной разнице в диаметрах валов и деталей передач рациональными являются цельные конструкции (вал-шестерня и вал-червяк);
- типа крышки подшипников (торцовые или закладные). Торцовые крышки более герметичны и универсальны, можно применять и при неразъемных корпусах, стандартизованы ГОСТ 18511-73 и ГОСТ 18512-73. Закладные крышки удобны по технологическим соображениям, они не требуют обработки опорных поверхностей, сверления отверстий и нарезания резьб под крепежные винты;
- варианта конструкции выходных концов валов (цилиндрические или конические). Цилиндрические концы валов просты по конструкции, но требуют дополнительной осевой фиксации деталей при посадках с зазором и усложняют монтаж при посадках с натягом. Конические хвостовики способствуют лучшей центровке насаживаемых деталей, разгружают шпоночное соединение за счет сил трения, упрощают монтаж;
- способа смазки зацеплений и подшипников. Зубчатые и червячные зацепления в редукторах обычно смазываются картерной смазкой промышленными маслами, вязкость которых зависит от быстроходности и нагруженности редукторов. Глубина погружения колеса быстроходной ступени должна быть соизмерима с высотой зуба, а тихоходной ступени – не более 0,25 радиуса. При скоростях более 10-12 м/с масло целесообразно подавать непосредственно в зону зацепления.

Смазка подшипников чаще осуществляется картерной смазкой (при окружных скоростях > 3 м/с). В тихоходных редукторах подшипники смазываются автономно, консистентной смазкой, посредством маслёнок. При этом во избежание вытекания консистентной смазки в

картер при нагреве должны быть предусмотрены масеудерживающие кольца [5, рис.78], а в редукторах с нижним червяком во избежание заливания его подшипников струей масла - маслоотражательные шайбы [5, рис.8.4]

- варианта оформления подшипниковых узлов. Валы с опорами качения могут быть плавающими или фиксированными в осевом направлении. Например, для выравнивания нагрузки между полушевронами зубчатой передачи вал-шестерню выполняют плавающим в осевом направлении [5, рис. 14.3]. Напротив, опоры валов червячных, конических и косозубых колес выполняют фиксированными, чтобы они могли воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки. При этом применяется установка подшипников по схеме «враспор» [5, рис.14,12], реже – по схеме «врастяжку» [5, рис. 14,4]. В первом случае вал испытывает сжатие, а во втором – растянут при затяжке узла гайкой.

Для создания самостоятельного сборочного комплекса вала с фиксирующими опорами применяют стаканы. Это значительно облегчает регулировку зацепления в конических редукторах, применяется также для валов-червяков с одной фиксированной и другой плавающей опорами [5, рис.13.7]. Стаканы служат также для увеличения проходного отверстия при сборке в неразъемном корпусе.

- типа маслоуказателя, заливных и сливных устройств для масла. Широко распространены в редукторах жезловые маслоуказатели [13, рис.10.63 а,б], однако наклонная их установка в корпусе редуктора неудобна в эксплуатации и содержит ряд технологических трудностей. Удобны в эксплуатации и просты в изготовлении круглые маслоуказатели [13, рис.10.64], удобен для наблюдения и установки трубчатый маслоуказатель [13, рис.10.65], однако он слабо защищен от повреждений. Для заливки масла в редукторах следует предусмотреть окна в крышках (в червячных редукторах – с отдушиной в крышке), для слива масла удобны пробки с конической резьбой, не требующие уплотнительных прокладок [13, с.246];
- типа уплотнений выходных концов валов. Наиболее эффективны для этих целей при любых вариантах смазки подшипников и скоростях до 10 м/с резиновые армированные манжеты [13, рис.10.27]. При больших скоростях рекомендуются щелевые или лабиринтные уплотнения [13, рис.10.30].

11. РАЗРАБОТКА ЭСКИЗНОГО ПРОЕКТА РЕДУКТОРА

11.1 ВЫПОЛНЕНИЕ СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА

Графическая часть курсового проекта выполняется в строгом соответствии с требованиями ЕСКД карандашом на ватмане. Допускается выполнение чертежей на компьютере после предварительного согласования компоновочной схемы.

Сборочный чертеж выполняется на формате А1 желательно в масштабе 1:1. Допускаются масштабы 1:2 и 1:2,5. При невозможности разместить необходимые проекции (минимально 2 – вид в плане, со снятой крышкой, и вид спереди) в указанных масштабах следует применять формат А0 (или выполнить чертеж на 2^х листах формата А1).

Сборочный чертеж следует выполнять по правилам упрощенного изображения. Например, разрешается не указывать:

- фаски, скругления, проточки, накатки и другие мелкие элементы;
- зазоры между стержнем и отверстием;
- крышки и кожуха, если необходимо показать составные части, закрытые ими. В этом случае над изображением делают надпись: крышка (поз. 3) условно не показана;
- видимые составные части, частично закрытые впереди расположенными элементами (если они не определяют габариты узла).

При использовании большого количества крепежных деталей одного типоразмера допускается подробно изображать лишь одно соединение, ограничиваясь в отношении остальных осевыми линиями.

Сборочный чертеж, кроме графического изображения разрабатываемого изделия, должен содержать необходимые размеры, номера позиций комплектующих, входящих в узел, технические требования по сборке, регулировке и дальнейшей доработке узла, его техническую характеристику.

Сборочный чертеж должен содержать только самые необходимые размеры для общего представления об изделии, осуществления сборки, регулировок.

Размеры, указываемые на сборочном чертеже, подразделяются на исполнительные и справочные. К числу первых относятся обозначения посадок, подлежащих выполнению по данному чертежу, и регулировочные зазоры, которые следует обеспечить при сборке. Остальные размеры – справочные, которые выдерживать при сборке и контролировать не требуется (на чертеже они обозначаются звездочкой *). В целом сборочный чертеж должен содержать размеры:

- габаритные (в 3^х измерениях, при наличии выдвижных частей – с учетом крайних положений);
- установочные (размеры опорной поверхности, размещение в них крепежных отверстий, их диаметр и толщина опорной поверхности;

- присоединительные (длина и посадочный диаметр цапф входного и выходного валов, их расположение по высоте и относительно крепежных отверстий);
- посадок, выполняемых по данному чертежу;
- регулируемых зазоров.

Номера позиций комплектующих на сборочном чертеже обозначают на полках линий-выносок, которые располагают параллельно основной надписи вне контура чертежа, по возможности на одной горизонтали или вертикали. Размер шрифта при этом на один-два номера больше, чем у размерных чисел. Допускается общая линия-выноска с вертикальным расположением номеров позиций для группы крепежных деталей (болт, шайба, гайка). Технические требования помещают на поле чертежа над основной надписью в виде столбца, по ширине не выходящей за пределы основной надписи. Каждая позиция технических требований нумеруется и начинается с новой строки, имеет форму требований к исполнителям (сборщикам, регулировщикам, обкатчикам, покрасчикам и т.д.).

“Техническая характеристика”, как и “Технические требования”, снабжается заголовком, размещается на свободном поле чертежа и содержит основные сведения о редукторе. Прежде всего, это:

- передаточное число;
- номинальный момент на ведомом валу, Нм;
- предельная частота вращения ведущего вала, мин^{-1} (или рекомендуемый диапазон частоты вращения).

11.2. ВЫБОР ПОСАДОК, СБОРКА И РЕГУЛИРОВКА ПЕРЕДАЧ

Выбору посадок на вал деталей передач предшествует выбор способа передачи вращающего момента от колес вала (шпонкой, шлицами, посредством натяга и др.). Наибольшее распространение в условиях индивидуального и мелкосерийного производства получили шпоночные соединения, как самые простые в изготовлении. Однако при этом сильно травмируется вал. Более совершенны шлицевые соединения, в крупносерийном и массовом производстве перспективны посадки с натягом.

Допуски и посадки в шлицевых соединениях, выбор способа центрирования достаточно полно изложены в [5, 13, 14], регламентируются ГОСТ 1.139-80 (для прямобочных шлицев, наиболее распространенных). На чертежах шлицевые соединения обозначаются условно. Например, на сборочном чертеже обозначение может иметь вид

$$d - 8 \times 46 \frac{H7}{f7} \times 50 \frac{H10}{d11} \times 9 \frac{H9}{d11},$$

где d – означает способ центрирования (по внутреннему диаметру);

8 – число шлицев;

$46 \frac{H7}{f7}$ – внутренний диаметр и посадку;

$50 \frac{H10}{a11}$ – наружный диаметр и посадку;

$9 \frac{H9}{d11}$ – ширину шлицев и посадку.

Соответственно на чертеже втулки обозначение имеет вид

$$d - 8 \times 46H7 \times 50H10 \times 9H9,$$

а шлицевого вала

$$d - 8 \times 46f7 \times 50a11 \times 9d11.$$

При передаче вращающего момента шпонками в сопряжении ступица-вал наиболее предпочтительны переходные посадки $\frac{H7}{k6}, \frac{H7}{n6}$. При этом обеспечивается нормальная работа шпонки без потери устойчивости (отсутствует зазор в соединении), простота сборки при первом варианте посадки и надежность при ударных нагрузках, частых пусках и реверсировании – во втором.

При передаче вращающего момента за счет натяга и сил трения, связанных с ним, наиболее предпочтительными посадками по ГОСТ 25347-82 являются $\frac{H7}{p6}, \frac{H7}{r6}, \frac{H7}{s6}$. Выбор той или иной посадки по основному отклонению вала (p, r, s) производится по величине передаваемого момента, расчетного значения минимального натяга. Выбор же качества точности определяется экономическими соображениями, зависит от типа и оснащенности производства.

Посадочные диаметры валов следует выбирать только из стандартного ряда по ГОСТ 6535-69 [1, т.2].

Устойчивость посадки зубчатого и червячного колеса, шкива или звездочки зависит от длины ступицы. Если $\frac{\ell_{cm}}{d} \geq 0,8$ (ℓ_{cm} – длина ступицы, d – диаметр отверстия), то цилиндрическая поверхность отверстия полностью определяет положение колеса относительно вала. При коротких ступицах, у которых $\frac{\ell_{cm}}{d} \leq 0,8$ точность фиксации колеса на валу зависит от точности выполнения торца буртика, его перпендикулярности оси вала.

Посадки подшипников качения выбираются в зависимости от характера нагружения привода (ударное, спокойное), вида нагружения колец (циркуляционное, местное), частоты вращения [5, с.106]. При этом существует общее правило: посадку вращающегося (циркуляционно нагруженного) кольца выполняют с некоторым натягом, а неподвижного – без натяга (и без зазора). При ударных нагрузках рекомендуются более плотные посадки, для высокоскоростных подшипников натяг следует уменьшить. В общем случае можно рекомендовать для внутреннего (вращающегося) кольца размер вала выполнять по k7 или m7 (k6 или m6 для более быстрходных и ответственных приводов). Для посадки наружного кольца рекомендуется отверстие с предельным отклонением H7 (H6).

Для подшипников качения допускается посадку на сборочных чертежах обозначать предельным отклонением лишь одной детали (вала или отверстия для их посадки). Кольца самих подшипников для рекомендуемого 0 класса точности имеют отклонения L_0 (для внутреннего кольца, допуск отрицательный) и ℓ_0 (для наружного кольца, допуск также отрицательный).

Погрешности изготовления колес и монтажа приводят к погрешности осевого положения колес в редукторе, что отражается на качестве работы зацепления. В цилиндрических редукторах для компенсации осевого смещения колес делают несколько шире шестерню, в шевронной передаче один из валов (обычно ведущий) выполняют «плавающим» в осевом направлении (для самоустановки колес).

Особо важное значение имеет регулировка зацепления в конических и червячных редукторах.

В конической зубчатой передаче для нормальной работы зацепления необходимо совпадение вершин делительных конусов колес (рис.2а). На практике обычно происходит смещение вершин конусов (Δ_1 и Δ_2 на рис.2б), что приводит к нарушению контакта зубьев, концентрации напряжений, заеданию. Стрелками указаны направления осевого перемещения колес с валами посредством прокладок при регулировании зацепления.

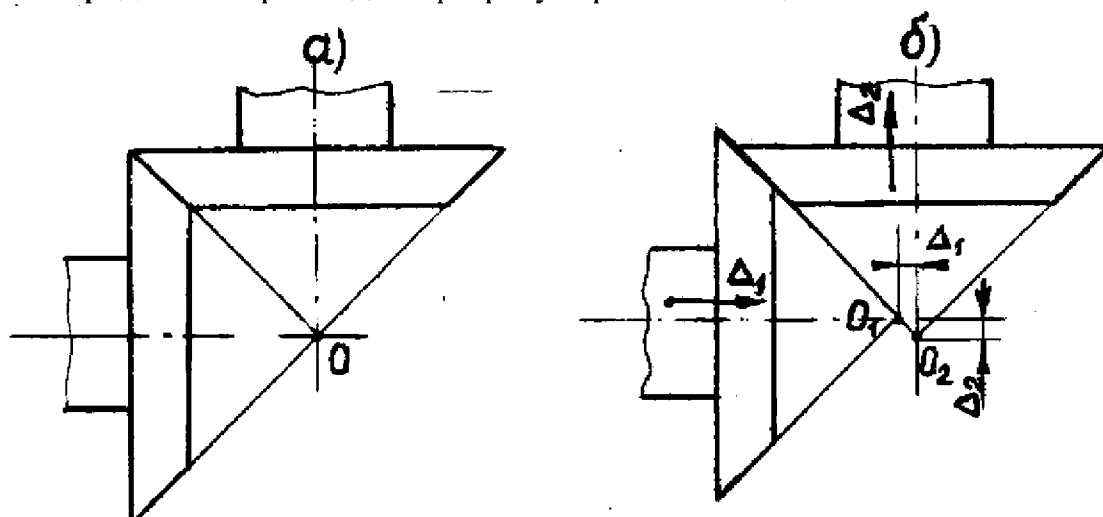


Рисунок 2 - К регулировке конического зацепления: а) нормальное расположение колес; б) вершины делительных конусов смещены (Δ_1 и Δ_2)

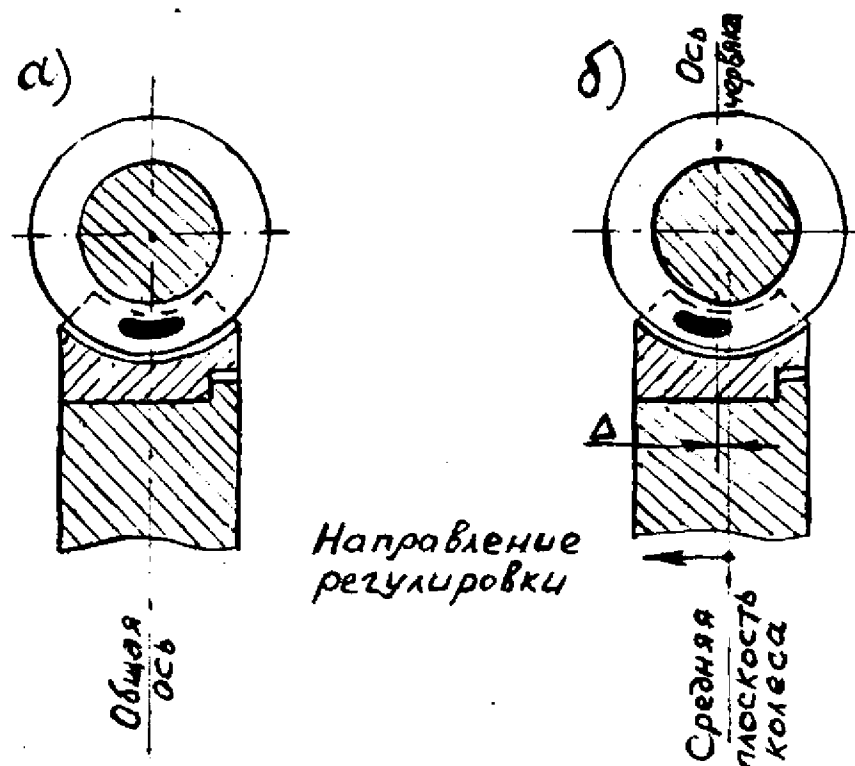


Рисунок 3 - К регулировке червячного зацепления: а) нормальное расположение колеса и червяка; б) колесо смещено относительно оси червяка.

В червячных передачах должна быть точно совмещена средняя плоскость зубчатого венца червячного колеса с осью червяка (рис.3а). При смещении их смещается соответственно и пятно контакта (рис. 3б), что не только увеличивает трение в паре, но и может привести к заеданию.

Регулируют осевое положение конических и червячных колес подбором прокладок, колец и винтами. [5,14].

Для червячных редукторов, где тепловыделение особенно велико, рекомендуется проводить тепловой расчет. Методика расчета достаточно подробно изложена в [6,10,13].

Рекомендуется площадь теплоотводящих стенок редуктора определять по фактическим его размерам, предельно упростив конфигурацию. При недостаточном естественном теплоотводе рекомендуются литые ребра на боковых стенках редуктора, расположенные вертикально (для лучшего перемещения конвективных потоков).

11.3. ВЫПОЛНЕНИЕ РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Рабочий чертеж детали выполняется в соответствии с ГОСТ 2.109 – 73 и представляет собой документ, содержащий все сведения, необходимые для его изготовления и контроля. Он должен содержать необходимое число проекций (разрезов, сечений), которые должны исчерпывающе передавать формы наружных и внутренних поверхностей детали.

Деталь на чертеже изображается с соблюдением определенных технологических требований. Так, детали токарной обработки располагаются по их положению в шпинделе станка, а детали фрезерной или шлифовальной обработки – в положении на столе станка (для удобства изготовления).

На чертеже должны быть представлены:

- все необходимые размеры для изготовления и контроля с соблюдением ГОСТ 2.307-68, но без единого лишнего (в случае необходимости они должны быть отнесены к справочным);
- предельные отклонения всех размеров. При этом на чертеже приводятся предельные отклонения лишь тех размеров, которые определяют работу детали (обычно имеющих высокую точность). Предельные отклонения других размеров оговариваются в технических требованиях (например: «Неуказанные предельные отклонения размеров по H14; h14; $\pm IT14/2$ »);
- шероховатость всех поверхностей в соответствии с ГОСТ 2.309-73. Наиболее характерная для детали шероховатость при этом выносится в верхний правый угол чертежа;
- необходимые допуски формы и расположения поверхностей по ГОСТ 2.308-79. Для валов и зубчатых колес это в первую очередь радиальные биения рабочих поверхностей, перпендикулярность торцов опорных поверхностей и др.;
- обозначения термической (общей и местной) обработки. Для валов и зубчатых колес это обычно улучшение или нормализация, при необходимости – с закалкой ТВЧ трущихся поверхностей (под манжетами) или зубьев;
- марки материала с указанием стандарта.

Вся информация о размерах, допусках, шероховатости и др. должна быть по возможности сгруппирована в одном месте. Чертежи типовых деталей (зубчатых и червячных колес, червяков) должны выполняться в соответствии с требованиями ГОСТ и содержать таблицу необходимых параметров для их нарезания.

Все надписи на чертежах выполняются чертежным шрифтом в соответствии с ГОСТ 2.304-81. Рабочий чертеж детали, как и сборочный чертеж, должен быть снабжен основной надписью по ГОСТ 2.104-68 (ф.1)

12. РАЗРАБОТКА СБОРОЧНОГО ЧЕРТЕЖА ПРИВОДА

Если редуктор (вариатор, коробка) разрабатывается как изделие серийного производства (с применением литья, штамповки и др.), то раму привода рекомендуется выполнять как изделие индивидуального производства, сварной из стандартных профилей (швеллеров, угольников, пластин и др.)

Вращающиеся детали привода должны быть ограждены кожухом, закрепленным на раме, для ременных передач должны быть предусмотрены натяжные устройства.

Если в схеме привода предусмотрена муфта, то в курсовом проекте необходимо подобрать соответствующий типоразмер и выполнить её проверочный расчет. Если нет особых указаний насчет типа муфты, то следует выбрать муфту из семейства упругих, защищающих зубчатые передачи от ударов и компенсирующих некоторые погрешности монтажа. Наиболее применимы для решения этих задач муфты упругие втулочно-пальцевые (МУВП), которые подбираются по передаваемому моменту, с учетом диаметров валов двигателя и редуктора.

Если привод испытывает при работе значительные кратковременные перегрузки, необходимо применение предохранительных муфт (что должно быть отражено в задании).

Расчетный момент предохранительной муфты определяется

$$T_p = k \cdot T_n,$$

где T_n – номинальный момент на валу;

k – расчетный коэффициент перегрузки (обычно принимается 1,3).

При перегрузках, имеющих редкий, случайный характер, эффективны предохранительные муфты с разрушающимся элементом, отличающиеся высокой точностью срабатывания. При частых перегрузках следует применять фрикционные и кулачковые предохранительные муфты («трещотки», для тихоходных валов при $n \leq 200 \text{ мин}^{-1}$).

Сборочный чертеж привода обязательно должен содержать техническую характеристику, технические требования, габаритные, присоединительные и установочные размеры (последние лучше дать в виде отдельной схемы расположения крепежных отверстий).

13. РАЗРАБОТКА СПЕЦИФИКАЦИЙ К СБОРОЧНЫМ ЧЕРТЕЖАМ

Спецификация является основным конструкторским документом узла, определяет состав сборочной единицы. Она выполняется в соответствии с ГОСТ 2.108-68 на листах формата А4 с основными надписями по форме 2(1 лист) и 2а (последующие листы).

Спецификация как редуктора, так и привода состоит обычно из четырех разделов: «Документация», «Сборочные единицы», «Детали», «Стандартные изделия». Каждый раздел в графе «Наименование» подчеркивают, отделив от других надписей сверху и снизу 1-2 строчками.

В раздел «Документация» включаются текстовые документы, необходимые для сборки и доработки сборочной единицы, а именно «Сборочный чертеж» и «Расчетно-пояснительная записка».

В раздел «Сборочные единицы» включаются изделия, доставляемые к месту сборки уже в собранном виде (например, колесо червячное – в спецификации редуктора или редуктор или рама – в спецификации привода).

Запись деталей производится в произвольной последовательности (при этом рекомендуется начинать с основных). Наименования деталей должны быть краткими, из 1-2 слов, например «Колесо зубчатое», «Вал – шестерня», «Крышка подшипника», «Прокладка», причем первым в наименовании является имя существительное. В конце раздела рекомендуется оставлять свободными 3-5 строк, зарезервировав свободные позиции.

В разделе «Стандартные изделия» записывают изделия, примененные в соответствии с государственными (ГОСТ, СТ СЭВ) и отраслевыми (ОСТ) стандартами. Запись производится в соответствии с требованиями стандартов (примеры – в тексте стандартов), в определенном порядке, по группам изделий. При курсовом проектировании разрешается все записывать в алфавитном порядке, а в пределах каждого наименования – в порядке возрастания номеров стандартов, в пределах каждого стандарта – в порядке возрастания параметров изделий (см. приложение 17).

Стандартные изделия не имеют обозначения (т.е. графа эта остается свободной). Не требуется заполнение граф «Зона» и «Формат» для всех разделов спецификации.

14. ОФОРМЛЕНИЕ РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка должна включать:

- уточнение задания;
- выбор двигателя и кинематический расчет привода;
- расчеты передач;
- ориентировочный расчет валов;
- компоновочную схему редуктора;
- схему сил в передачах и реакций опор;

- уточненный расчет валов;
- подбор (расчет) подшипников, шпонок, муфт;
- описание сборки и последующих регулировок, правил эксплуатации привода (для червячных редукторов – тепловой расчет);
- выбор сорта масла (см. приложение 16).
- список литературы.

Содержание расчетно-пояснительной записки рекомендуется делить на разделы и подразделы (деление на более мелкие составные элементы – пункты и подпункты – необязательно).

Каждый раздел должен иметь порядковый номер, обозначаемый арабскими цифрами, краткое название, выполненное более крупным шрифтом.

Например:

3. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Выбор материалов, термообработки, допускаемых напряжений

Заголовки не следует подчеркивать. Переносы слов в заголовках не допускаются, точка в конце заголовка не ставится. Заголовки от текстов должны быть отделены 2 интервалами.

Курсовой проект по деталям машин является по существу первой конструкторской разработкой студента, где все разрабатываемые документы должны иметь свои обозначения.

Обозначения рабочей конструкторской документации (т. е. для применения их на стадии серийного и массового производства) производятся в соответствии с классификатором ЕСКД. На стадии эскизного проекта (т. е. в учебных проектах) обозначение конструкторских документов допускается выполнять по упрощенной схеме. Например, сборочный чертеж привода обозначается ДМ 14.12.4.00.00 СБ,

где ДМ – означает курсовой проект по дисциплине «Детали машин»;

14 – год выполнения проекта (2014);

12 – номер задания;

4 – номер варианта;

4 нуля (позиции) зарезервированы в обозначении для указания номеров узлов (позиция 1), подузлов (позиция 2) и номеров деталей (позиции 3 и 4). Следовательно, обозначение ДМ 14.12.4.10.08 означает – 8-я деталь 1-го узла привода (редуктора), а ДМ 14.12.4.00.00 ПЗ – пояснительная записка проекта.

Титульный лист расчетно-пояснительной записки курсового проекта (далее ПЗ) выполняется согласно приложению 1. Вторым листом ПЗ является индивидуальное задание, оформленное соответствующим образом (приложение 2), после чего помещается лист «Содержание» с указанием всех разделов ПЗ и номеров страниц.

Все листы ПЗ должны иметь рамку и основную надпись формы 2 (1лист) и 2а (ГОСТ 2.104-68), где помещается обозначение документа и номер листа.

Дополнительно считаем необходимым выделить особо следующие моменты:

- все расчеты, связанные с действием сил, моментов, обязательно должны сопровождаться расчетными схемами с обозначением на них расчетных величин;
- точность вычислений при прочностных, энергетических и других инженерных расчетах должна быть до 3-х значащих цифр (с округлением последней цифры), исключая расчеты по определению геометрических размеров деталей (в частности – диаметров зубчатых и червячных колес). В последнем случае точность вычислений должна быть сопоставима с точностью станков и измерительных инструментов (до 0,01 мм);
- в связи с имеющимися разногласиями в обозначении физических величин в разных литературных источниках рекомендуются символы:
 - Т – для обозначения вращающего момента,
 - М – момента силы,
 - А – площади сечения,
 - Р – силы (при этом F_a – осевой,
 F_r – радиальной,
 F_n – нормальной,
 F_t – тангенциальной, касательной);
- основными единицами физических величин при прочностных расчетах рекомендуются:
 - Н – силы,
 - Нмм – момента силы,
 - мм – размеров сечения,
 - МПа (Н/мм^2) – напряжения.

В расчетах промежуточные вычисления не приводят, т.е. сначала записывают формулу в буквенном обозначении, с объяснением входящих величин, затем производят подстановку числовых данных и представляют конечный результат с обязательным указанием размерности.

В ПЗ обязательны ссылки на литературные источники при выборе характеристик материалов, коэффициентов, формул оригинального характера и т.д.. Например: «Коэффициент ширины зубьев принимаем $\psi_{па}=0,25$ [6, с.216]», где 6 – номер литературного источника согласно списку литературы.

Пояснительную записку рекомендуется оформить аккуратным почерком, без сокращений (за исключением разрешенных ГОСТ-ом), пастами обычных цветов (не рекомендуются цвета зеленый и красный). Допускается выполнение ПЗ машинописным способом (1-ый экземпляр), в компьютерном варианте, предварительно согласовав с руководителем.

15. ЭЛЕМЕНТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ТВОРЧЕСТВА ПРИ КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Кроме заданий на проектирование, приведенных ниже, возможно выполнение студентами индивидуальных заданий, содержащих элементы исследований, творчества, реального проектирования. Наиболее перспективны при этом следующие направления:

А. Решение задач оптимизации. Наибольшее распространение и практический интерес представляют задания, в которых в качестве исследования выполняются сравнения массо-габаритных показателей передач и привода в целом при различных конструктивных решениях и вариантах изготовления. Среди них рекомендуются для исследования влияние на массу и габариты редуктора и привода:

- твердости поверхности зубьев;
- ширины зубьев;
- частоты вращения двигателя;
- разбивки общего передаточного числа привода.

Решение всех указанных задач требует применения для расчетов ЭВМ.

Б. Применение элементов САПР при курсовом проектировании. Это направление также включает поиск оптимального решения с выдачей результатов в графическом виде на экране дисплея или с помощью графопостроителя на бумаге. Проектирование ведется обычно в диалоговом режиме «человек – ЭВМ».

Конкретные примеры оптимизационного проектирования на комплексе АРМ-М приведены в [12].

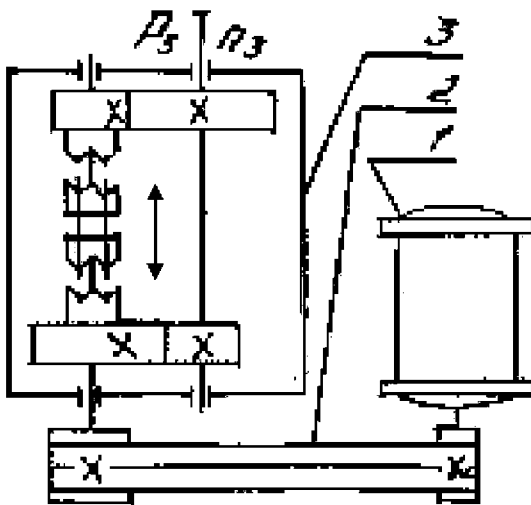
В. Реальное (сквозное) проектирование. Наиболее подготовленные студенты могут быть привлечены к решению задач реального проектирования по тематике НИР, СКБ, по заказам хозяйств. При этом курсовое проектирование может являться составной частью проектов по специальным дисциплинам, дипломного проектирования.

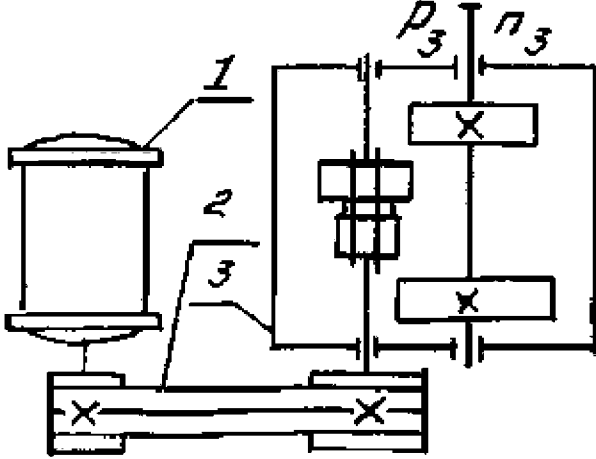
16. ЗАЩИТА ПРОЕКТОВ

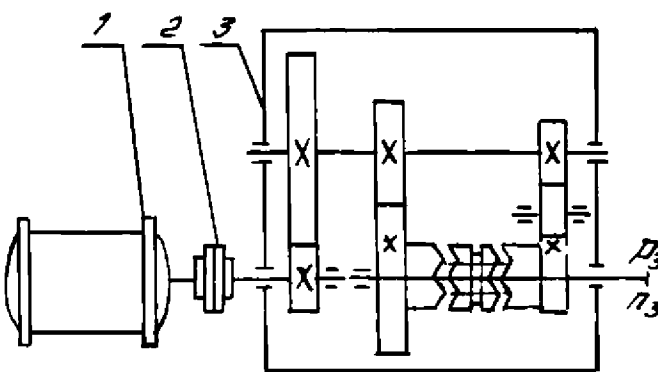
К защите допускаются проекты при наличии подписи руководителя на титульном листе, имеющиеся замечания до защиты должны быть устранены.

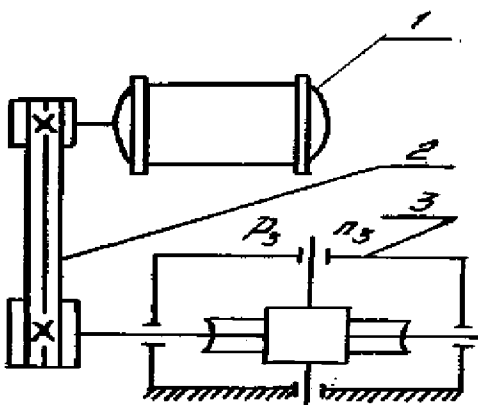
Проекты защищаются перед комиссией из двух преподавателей. Защита состоит из краткого доклада (до 5 минут) и ответов на вопросы членов комиссии.

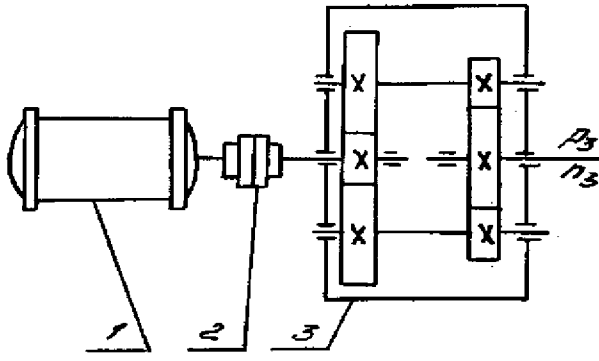
17. ЗАДАНИЯ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

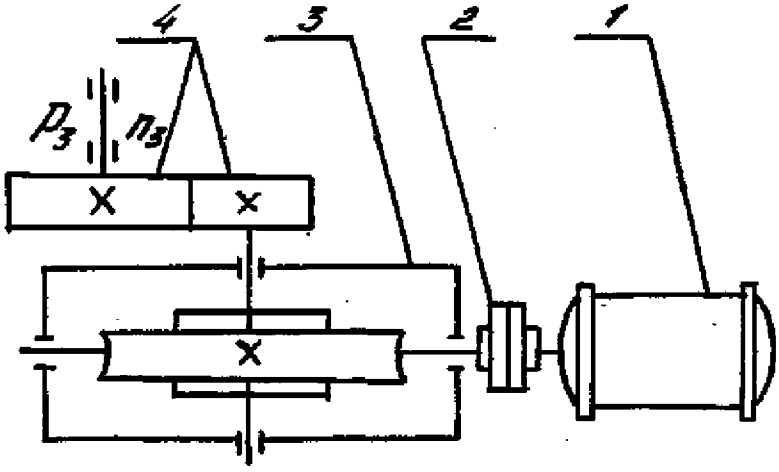
Задание № 1		Привод к цепному конвейеру					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Коробка передач					
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	$P_3, \text{ кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
	$n_{3 \text{ max}}, \text{ мин}^{-1}$	250	220	200	180	175	150
	$n_{3 \text{ min}}, \text{ мин}^{-1}$	140	120	100	80	75	60

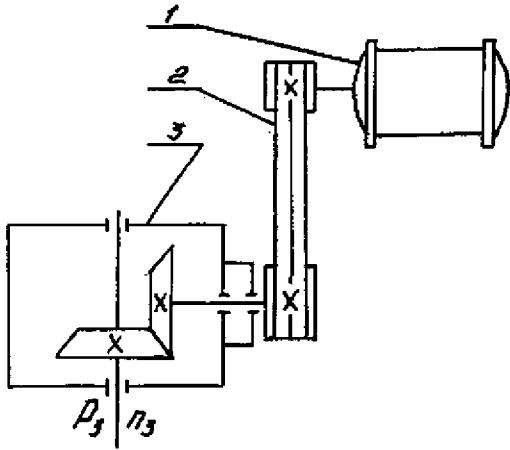
Задание № 2		Привод к внешнему кормораздатчику					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Коробка передач					
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	$P_3, \text{ кВт}$	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
	$n_{3 \text{ max}}, \text{ мин}^{-1}$	160	125	100	80	63	50
	$n_{3 \text{ min}}, \text{ мин}^{-1}$	80	63	50	40	30	25

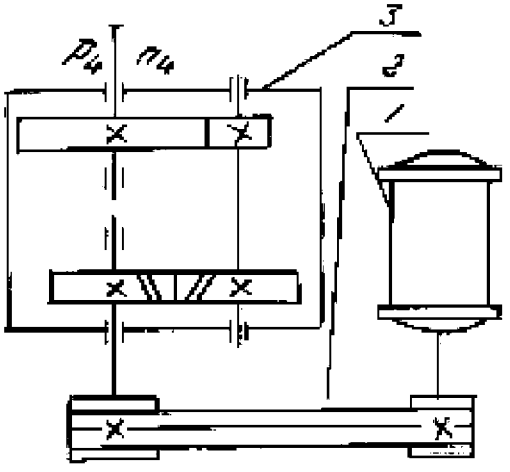
Задание № 3	Привод к винтовому толкателю						
				1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Коробка реверсирующая			
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	P_3 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
	$n_{3 \max}$, мин ⁻¹	250	200	150	120	100	80
	$n_{3 \min}$, мин ⁻¹	125	100	75	60	50	40

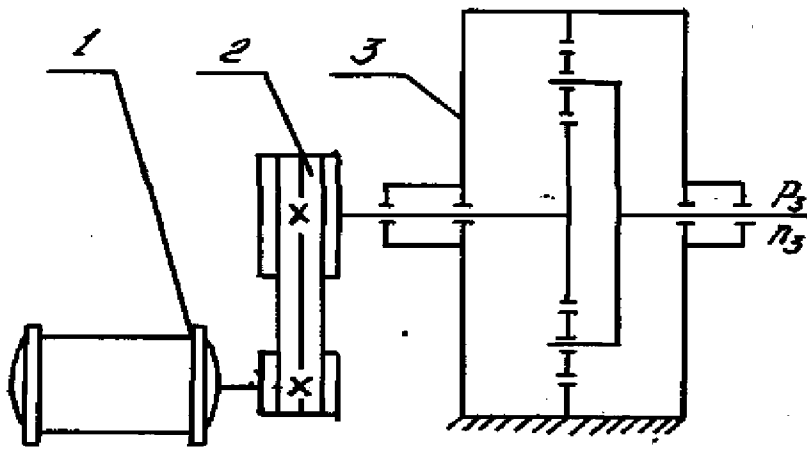
Задание № 4	Привод к кормораздатчику					
			1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор червячный с боковым червяком			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹	30	25	20	15	10	8

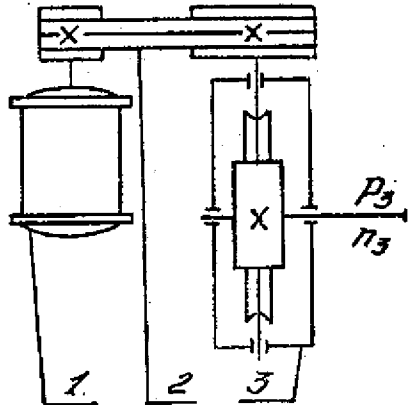
Задание № 5		Привод к ленточному транспортеру					
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор цилиндрический соосный двухпоточный					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹		120	100	80	60	50	40

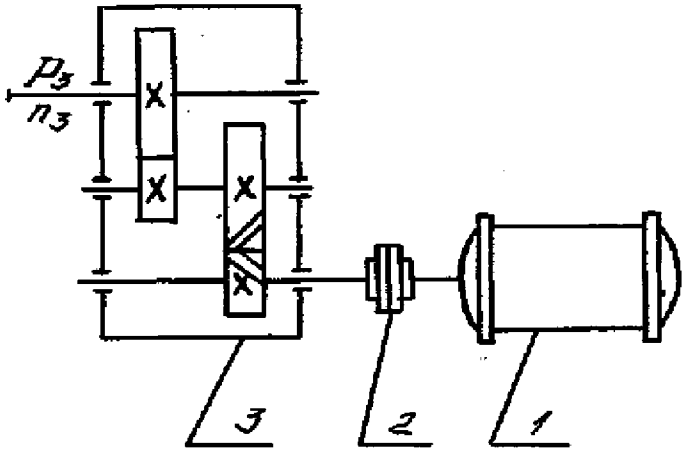
Задание № 6		Привод к конвейеру- кормораздатчику					
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор 4. Открытая зубчатая передача					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,5	3,5	2,0	2,5	4,0
n_3 , мин ⁻¹		40	25	45	12	20	30

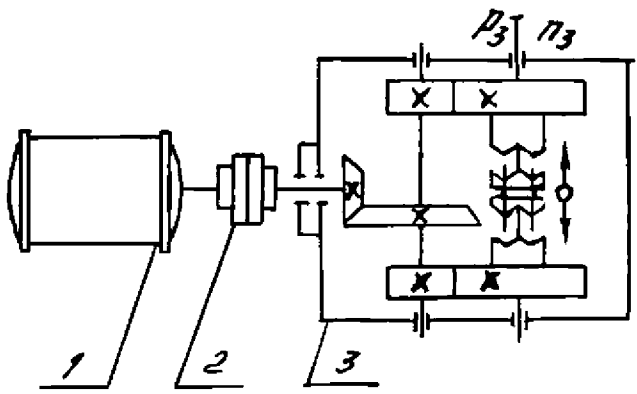
Задание № 7		Привод к ленточному транспортеру				
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача (натяжение весом двигателя) 3.Редуктор				
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт	1.5	5.0	2.0	4.0	1.0	3.0
n_3 мин ⁻¹	150	250	80	200	100	120

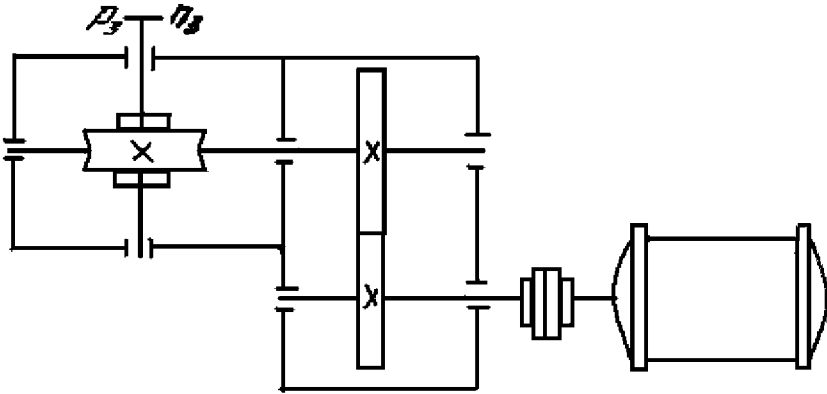
Задание № 8		Привод к ковшовому элеватору					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор					
		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
Исходные данные							
P_4 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3	
n_4 , мин ⁻¹	60	50	40	30	20	15	

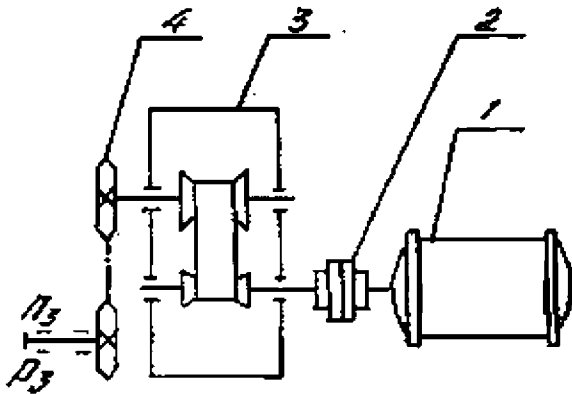
Задание № 9		Привод к шнековому смесителю кормов					
		1.Электродвигатель 2.Клиноременная передача 3.Редуктор планетарный					
Исходные данные		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,5	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹		150	120	90	70	60	40

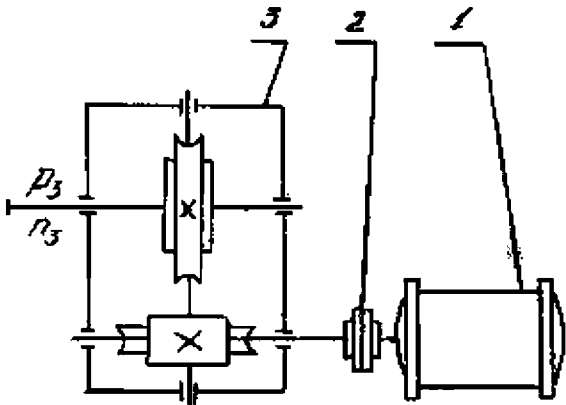
Задание № 10		Привод к пластинчатому конвейеру				
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор червячный (верхний червяк)				
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт	1,0	1,5	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹	40	31,5	25	20	16	12,5

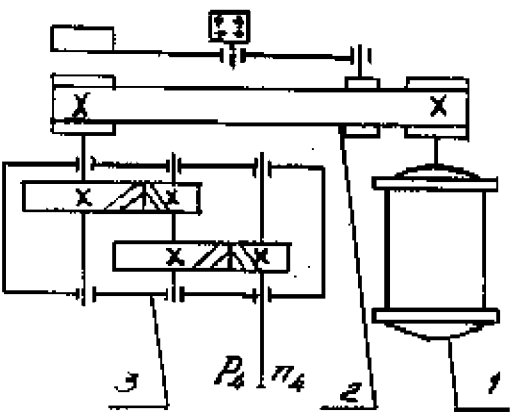
Задание № 11		Привод к пластинчатому транспортеру					
		1. Электродвигатель 2. Муфта управляемая кулачковая 3. Редуктор					
		Исходные данные					
		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{kВт}$		2,0	3,0	4,0	5,0	6,3	6,3
$n_3, \text{мин}^{-1}$		160	125	100	80	60	40

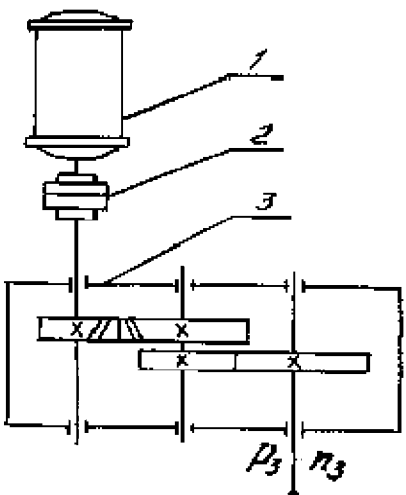
Задание № 12		Привод к шнеку – дозатора					
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Коробка передач					
		Исходные данные					
		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
$P_3, \text{kВт}$		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_{3 \text{ max}}, \text{мин}^{-1}$		125	100	90	80	70	60
$n_{3 \text{ min}}, \text{мин}^{-1}$		80	70	60	50	40	30

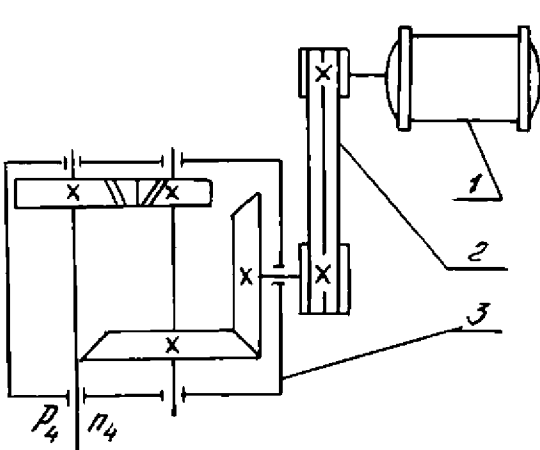
Задание № 13		Привод к шнеку – дозатору					
		1. Электродвигатель 2. Муфта 3. Редуктор цилиндро- червячный					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		3,5	1,8	2,2	2,7	1,5	2,0
n_3 , мин ⁻¹		20	13	10	25	17	7,5

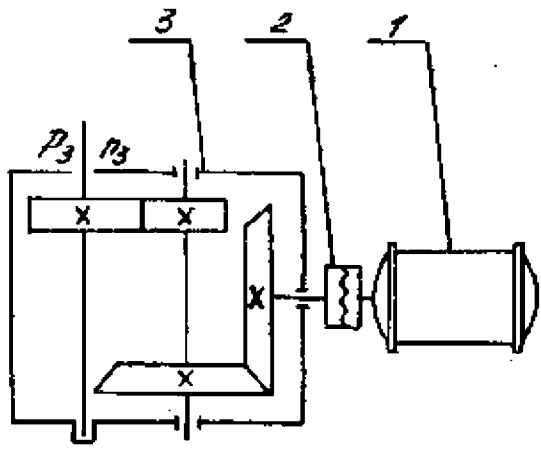
Задание № 14		Привод к ленточному кормораздатчику					
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Вариатор 4. Цепная передача					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
$n_{3 \max}$, мин ⁻¹		400	350	300	275	250	225
Диапазон регулирования		2	2	2,5	2,5	3	3

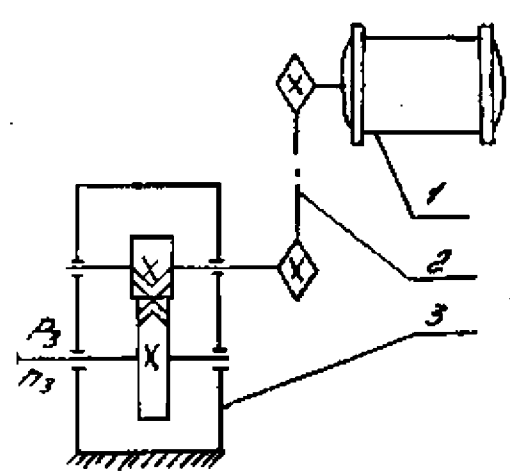
Задание №15		Привод к механизму поворота крана				
		1. Электродвигатель 2. Муфта упругая 3. Редуктор червячный двухступенчатый				
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	2	5
n_3 , мин ⁻¹	20	15	20	15	10	15

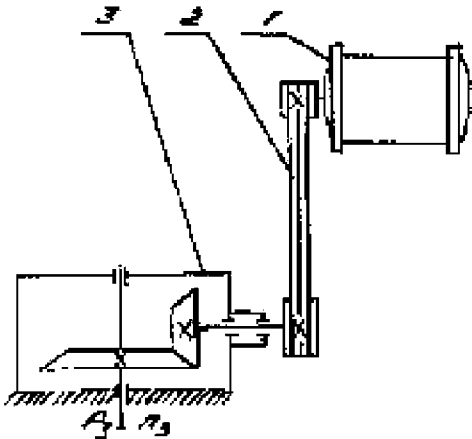
Задание №16		Привод к конвейеру - кормораздатчику				
			1. Электродвигатель 2. Ременная передача с натяжным роликом 3. Редуктор			
Исходные данные	Варианты					
	1	2	3	4	5	6
	P_4 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	2,0
n_4 , мин ⁻¹	40	30	25	20	15	10

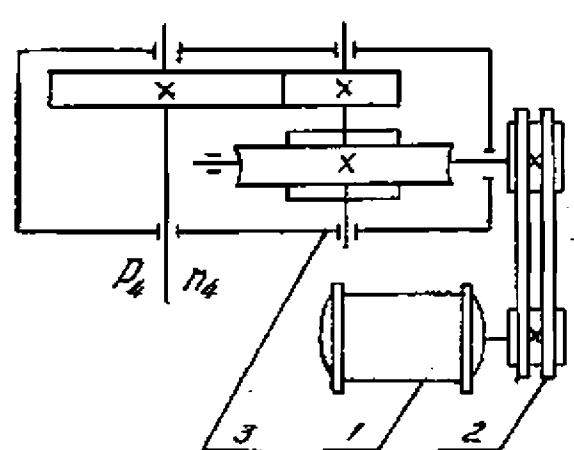
Задание №17		Привод к ленточному транспортеру					
		1. Электродвигатель 2. Муфта предохранительная со срезным элементом 3. Редуктор					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		8	6	5	4	3	2
n_3 , мин ⁻¹		20	25	40	50	60	80

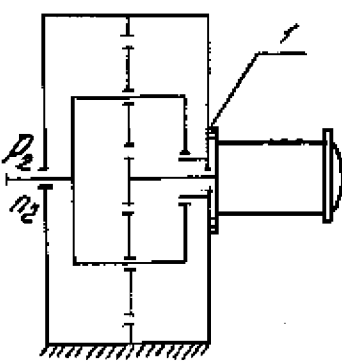
Задание №18		Привод к ленточному транспортеру					
		1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 4. Редуктор					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_4 , кВт		2	2,5	0,8	1,0	1,5	1,2
n_4 , мин ⁻¹		75	60	50	40	30	20

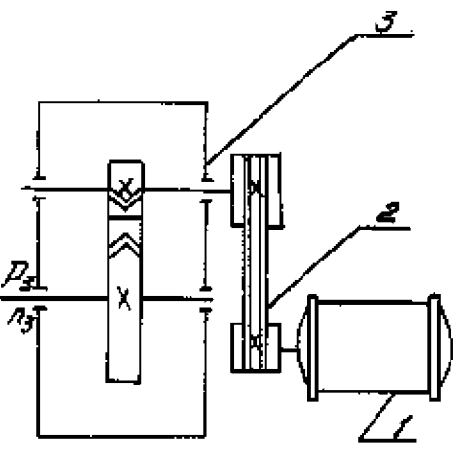
Задание №19		Привод к ленточному транспортеру					
			1.Электродвигатель 2. Муфта предохранительная кулачковая 3.Редуктор				
Исходные данные		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,5	2,5	3	5	4	6
n_3 , мин ⁻¹		130	110	90	70	60	100

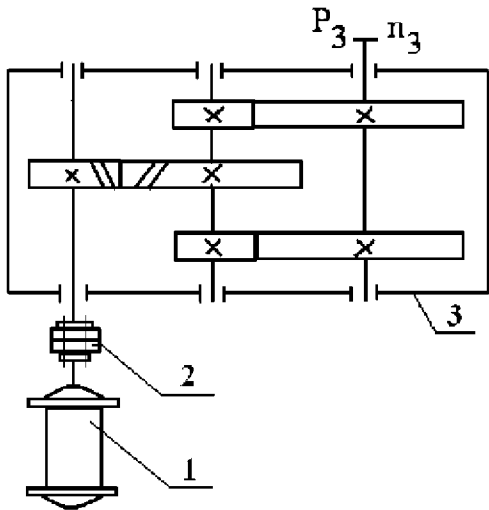
Задание №20		Привод к ленточному транспортеру					
		1. Электродвигатель 2. Цепная передача 3. Редуктор шевронный вертикальный					
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	
	P_3 , кВт	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3
n_3 , мин ⁻¹	180	160	120	100	80	60	

Задание №21		Привод к подвесному транспортеру						
			1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор (вертикальный)					
Исходные данные		Варианты						
		1	2	3	4	5	6	
P_3 , кВт		1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	6,3	
n_3 , мин ⁻¹		200	160	120	100	80	60	

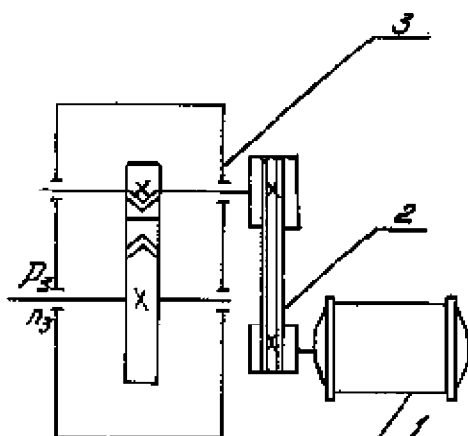
Задание №22		Привод к ковшовому элеватору						
			1. Электродвигатель 2. Клиноременная передача 3. Редуктор					
Исходные данные	Варианты							
P_4 , кВт	1	2	3	4	5	6		
n_4 , мин ⁻¹	15	20	12	10	8	10		

Задание №23		Привод к шнековому транспортеру					
		1. Мотор - редуктор с планетарной передачей					
		Варианты					
Исходные данные		1	2	3	4	5	6
P_2 , кВт		1,3	1,7	2,0	2,5	3,0	4,0
n_2 , мин ⁻¹		70	145	80	90	100	120

Задание №24		Привод к ковшовому элеватору					
		1. Электродвигатель 2. Ременная передача с поликлиновым ремнем 3. Редуктор					
Исходные данные		Варианты					
		1	2	3	4	5	6
P_3 , кВт		1,0	1,5	2,5	4,0	2,0	3,0
n_3 , мин ⁻¹		80	75	70	65	50	40

Задание №25		Привод к конвейеру					
		1. Электродвигатель 2. Муфта предохранительная со срезным элементом 3. Редуктор					
Исходные данные	Варианты						
P_3 , кВт	1	2	3	4	5	6	
n_3 , мин ⁻¹	1,6	2,5	4,0	5,0	6,3	8,0	
	25	40	60	80	100	160	

Задание 24



1. Электродвигатель
2. Клиноременная передача
3. Редуктор

Спроектировать привод к ковшовому элеватору

Исходные данные:

Мощность $P_з$, кВт 3,0
Частота вращения выходного вала $n_з$, мин⁻¹ 40

Представить пояснительную записку с полным расчетом привода и чертежи:

1. Сборочного чертежа редуктора
2. Чертежи деталей: выходного вала, ведомого колеса

Руководитель _____ (Григорьев А.О.)

Студент _____ (Иванов А.В.)

					ДМ 14.24.4.00.00 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.	Иванов А.В.				Привод к ковшовому 44 элеватору		Лит.
Провер.	Григорьев А.О.						Лист
							Листов
Утверд.					ВФ МАДИ группа ПСО-11		

Расчет привода

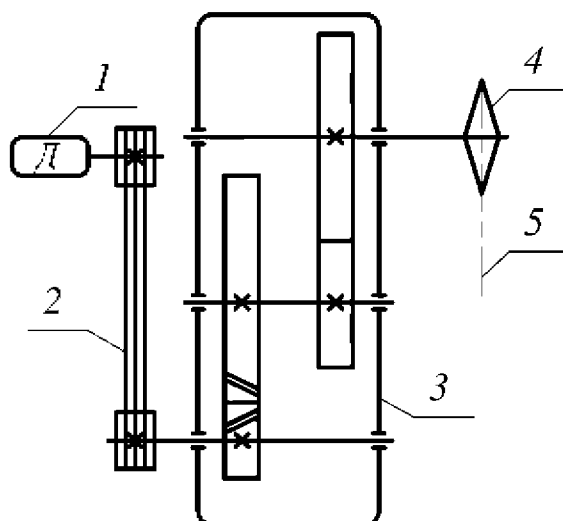


Схема привода: 1 – двигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 4 – звездочка; 5 – цепь тяговая

Исходные данные:

Выходная частота вращения, мин^{-1} 37,5

Выходная мощность, кВт 1,6

допускаемое отклонение частоты $\pm 5\%$
 вращения
 срок службы привода L , час 20000
 работа привода без реверсирования, ударов

Расчет привода

Потребная мощность электродвигателя

$$P_{\text{потр}} = \frac{P_{\text{зв}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{ч}}^2 \cdot \eta_{\text{п}}^3 \cdot \eta_{\text{р}}$ – общий КПД привода,

$\eta_{\text{ч}} = 0,97$ – КПД цилиндрической зубчатой передачи,

$\eta_{\text{п}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения,

$\eta_{\text{р}} = 0,96$ – КПД клиноременной передачи.

Отсюда

$$\eta_{\text{общ}} = 0,97^2 \cdot 0,99^3 \cdot 0,96 = 0,88, \quad P_{\text{потр}} = \frac{1,6}{0,88} = 1,82 \text{ кВт}.$$

Наиболее приемлемая частота вращения двигателя

$$n_{\text{потр}} = n_{\text{зв}} \cdot u_{\text{ред}} \cdot i_{\text{рем}},$$

где

$u_{ред}$ – передаточное число редуктора. При предельных значениях для двухступенчатых цилиндрических редукторов 8...40 принимаем $u_{ред}=20$, $i_{рем}=4$ – приемлемое передаточное отношение для клиноременных передач.

При этом

$$n_{ном} = 37,5 \cdot 20 \cdot 4 = 3000 \text{ мин}^{-1}.$$

По вычисленным значениям $P_{ном}$ и $n_{ном}$ выбирается двигатель 4А80В2У3 с характеристиками $P_{ном} = 2,2 \text{ кВт}$, $n_{ном} = 2850 \text{ мин}^{-1}$, $\frac{T_{max}}{T_{min}} = 2,6$. [5; с. 459, т. 24,9].

Общее передаточное отношение привода составляет

$$u_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_{вх}} = \frac{2850}{37,5} = 76.$$

Передаточное число редуктора выбираем из стандартного ряда ($u_{ред}=20$). Тогда

$$i_{рем} = \frac{u_{общ}}{u_{ред}} = \frac{76}{20} = 3,80.$$

Передаточные числа отдельных ступеней редуктора выбираем по номограмме. Принимаем $u_1=5,5$. Тогда $u_2 = \frac{u_{ред}}{u_1} = \frac{20}{5,5} = 3,64$.

При этом частоты вращения валов привода

$$n_1 = n_{ном} = 2850 \text{ мин}^{-1}; \quad n_2 = \frac{n_1}{i_{рем}} = \frac{2850}{3,80} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_1} = \frac{750}{5,5} = 136 \text{ мин}^{-1}; \quad n_4 = \frac{n_3}{u_2} = \frac{136}{3,64} = 37,4 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости валов

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 2850}{30} = 298,3 \text{ рад/с}; \quad \omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад/с};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{\pi \cdot 136}{30} = 14,2 \text{ рад/с}; \quad \omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = \frac{\pi \cdot 37,4}{30} = 3,91 \text{ рад/с}.$$

Мошности на валах

$$P_1 = P_{ном} = 1,82 \text{ кВт}, \quad P_2 = P_1 \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_n = 1,82 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,73 \text{ кВт},$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_n \cdot \eta_n = 1,73 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 1,66 \text{ кВт}, \quad P_4 = P_3 = 1,6 \text{ кВт},$$

Вращающие моменты

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{1,82 \cdot 10^3}{298,3} = 6,10 \text{ Нм}; \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{1,73 \cdot 10^3}{78,5} = 22,0 \text{ Нм};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{1,66 \cdot 10^3}{14,2} = 117 \text{ Нм}; \quad T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{1,6 \cdot 10^3}{3,91} = 409 \text{ Нм}.$$

Пример расчета косозубой цилиндрической передачи

Исходные данные: $T_1=53,2\text{Нм}$; $T_2=256,4\text{Нм}$; $u=5$; $n_1=375,6\text{мин}^{-1}$;
 $\omega_1=39,3\text{рад/с}$; $n_2=75\text{мин}^{-1}$; $\omega_2=7,8\text{рад/с}$; срок службы передачи
 $L=20000$ час; производство мелкосерийное

Выбор материала, термообработка, допускаемые напряжения.

Для зубчатых колес принимаю марку стали 45, термообработка – улучшение, твердость HB 250...280 (263).

Для шестерни принимаю материал сталь 45, термообработка – улучшение, твердость HB 230...260 (245)

Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]} - \text{для тихоходной ступени}$$

$\sigma_{H \lim b}$ - предел контактной выносливости при базовом числе циклов

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70;$$

- для шестерни: $\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}$ [7; с. 34, т. 3.2]

- для колеса: $\sigma_{H \lim b} = 2 \cdot 263 + 70 = 596 \text{ МПа}$

$K_{HL} = 1$ - коэффициент долговечности

$[S_H] = 1,1$ - коэффициент безопасности

$$\text{Для шестерни: } [\sigma_H] = \frac{560 \cdot 1}{1,1} = 509 \text{ МПа}$$

$$\text{Для колеса: } [\sigma_H] = \frac{596 \cdot 1}{1,1} = 541,8 \text{ МПа}$$

Допускаемые контактные напряжения для быстроходной ступени.

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$$

$$[\sigma_H] = 0,45(541,8 + 509) = 472,8 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{[S_F]}; \quad [S_F] - \text{коэффициент безопасности}$$

$$[S_F] = [S_F]' [S_F]'' = 1,75 \cdot 1 = 1,75 \quad [7, \text{т. 3,9, с. 45}]$$

$$\sigma_{F \lim b} = 1,8HB$$

- для шестерни: $\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot 263 = 473 \text{ МПа}$, $[\sigma_F]_1 = \frac{473}{1,75} = 270 \text{ МПа}$

- для колеса: $\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}$, $[\sigma_F]_2 = \frac{441}{1,75} = 252 \text{ МПа}$

Определение параметров тихоходной ступени

Межосевое расстояние:

$$\alpha_m = K_\alpha \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}$$

$K_a = 49,5$ - вспомогательный коэффициент для прямозубых передач
 $[\sigma_H] = 472,8 \text{ МПа}$ - допускаемое контактное напряжение колеса с

менее прочным зубом;

$\psi_{ba} = 0,25$ - коэффициент ширины венца колеса;

$K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба;

$K_{H\beta} = 1,1$

$$a_w = 43(5+1)^3 \sqrt{\frac{256,4 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{472,8^2 \cdot 5^2 \cdot 0,25}} = 151,3 \text{ мм}$$

Ближайшее значение межосевого расстояния по СТ СЭВ229-75

$a_w = 160 \text{ мм}$ [7, с. 36]

Нормальный модуль зацепления:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 160 = 1,6 \dots 3,2 \text{ мм}$$

Принимаю по ГОСТ 9563-60* $m_n = 2 \text{ мм}$

Предварительно принимаю угол наклона зубьев $\beta = 10^\circ$ и определяю число зубьев шестерни и колеса:

$$\text{суммарное число зубьев } z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos 10^\circ}{2} = 157,5 \text{ мм}$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{U+1} = \frac{158}{5+1} = 26 \quad (\text{для шестерни})$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 158 - 26 = 132 \quad (\text{для колеса})$$

Уточненное значение угла наклона зубьев β :

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(26 + 132) \cdot 2}{2 \cdot 160} = 0,9875$$

$$\arccos 0,9875 = 9^\circ 04'$$

Принимаю угол наклона зубьев $\beta = 9^\circ 04'$

Основные размеры шестерни и колеса:

$$\text{- диаметры делительные: } d_1 = m z_1 / \cos \beta = 2 \cdot 26 / 0,9875 = 52,66 \text{ мм}$$

$$d_2 = m z_2 / \cos \beta = 2 \cdot 132 / 0,9875 = 267,34 \text{ мм}$$

$$\text{Проверка: } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{52,66 + 267,34}{2} = 160 \text{ мм}$$

$$\text{- диаметры вершин зубьев: } d_{a1} = d_1 + 2m = 52,66 + 2 \cdot 2 = 56,66 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 267,34 + 2 \cdot 2 = 271,34 \text{ мм}$$

$$\text{- диаметры впадин зубьев: } d_{f1} = d_1 - 2,4m = 52,66 - 2,4 \cdot 2 = 47,86 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 267,34 - 2,4 \cdot 2 = 262,54 \text{ мм}$$

$$\text{- ширина колеса: } b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 160 = 40 \text{ мм}$$

$$\text{- ширина шестерни: } b_1 = b_2 + 5 = 40 + 5 = 45 \text{ мм}$$

$$\psi_{ba} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{45}{52,66} = 0,85$$

Окружная скорость колес:

$$v = \frac{\pi n_1 d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 373,6 \cdot 52,66}{60 \cdot 10^3} = 1,03 \text{ м/с}$$

Степень точности передачи: для прямозубых колес при $v \leq 5 \text{ м/с}$ следует назначить 8-ю степень точности по ГОСТ1643-81

Коэффициент нагрузки: $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$

$$K_{H\beta} = 1,1 \quad [7, \text{т. 3.1, с. 32}]$$

$$K_{H\alpha} = 1,1 \quad [7, \text{с. 32}]$$

$$K_{H\nu} = 1,0 \quad [7, \text{т. 3.6, с. 40}]$$

$$K_H = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1,21$$

Контактные напряжения:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (U+1)^3}{b_2 U^2}} = \frac{270}{160} \sqrt{\frac{256,4 \cdot 10^3 \cdot 1,21 \cdot (5+1)^3}{40 \cdot 5^2}} = 436,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H < [\sigma_H] = 472,8 \text{ МПа}$$

Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m} \leq [\sigma_F]$$

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} = 1,20 \cdot 1,1 = 1,32 \quad [7, \text{т.3,7, с. 43}]$$

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от числа зубьев:

$$\text{- для шестерни: (при } z=26) \quad Y_{F1} = 3,9$$

$$\text{- для колеса: (при } z=132) \quad Y_{F2} = 3,6$$

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{270}{3,9} = 69,2; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{252}{3,6} = 70$$

Проверку на изгиб проводим для шестерни:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m} = \frac{1918 \cdot 1,32 \cdot 3,9}{45 \cdot 2} = 109,7 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 270 \text{ МПа}$$

Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{- окружная: } F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 256,4 \cdot 10^3}{267,34} = 1918 \text{ Н}$$

$$\text{- радиальная: } F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1918 \cdot \operatorname{tg} 20}{\cos 9^{\circ} 04'} = 706,9 \text{ Н}$$

$$\text{- осевая: } F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 1918 \cdot \operatorname{tg} 9^{\circ} 04' = 306,07 \text{ Н}$$

Пример расчета конической цилиндрической передачи

Исходные данные: $T_1=17,8\text{Нм}$; $T_2=53,2\text{Нм}$; $u=3,15$;
 $n_1=1183\text{мин}^{-1}$; $\omega_1=123,8\text{рад/с}$; $n_2=375,6\text{мин}^{-1}$; $\omega_2=39,3\text{рад/с}$; срок службы
 передачи $L=20000$ час; производство мелкосерийное

Выбор материала, термообработка, допускаемые напряжения.

- для шестерни: сталь 45

термическая обработка : улучшение

твердость HB 230

- для колеса: сталь 45

термическая обработка: улучшение

твердость HB 200

Допустимые контактные напряжения (формула (3.9)[7]), будут:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \lim b \times K_{H\beta}}{[S_H]},$$

По таблице 3.2 гл. 3[1] имеем для сталей с твердостью поверхностей
 зубьев менее HB 350:

$$\sigma_H \lim b = 2 \times HB + 70$$

$$\sigma_H \lim b_{\text{(шестерня)}} = 2 \times 230 + 70 = 530 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H \lim b_{\text{(колесо)}} = 2 \times 200 + 70 = 470 \text{ МПа}$$

$K_{H\beta}$ - коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения
 больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора
 принимаем $K_{H\beta} = 1$; коэффициент безопасности $[S_H] = 1,1$

Допустимые контактные напряжения:

$$\text{для шестерни} \quad [\sigma_{H_1}] = \frac{530 \times 1}{1,1} = 481,818 \text{ МПа};$$

$$\text{для колеса} \quad [\sigma_{H_2}] = \frac{470 \times 1}{1,1} = 427,273 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых колес за расчетное напряжение принимается
 минимальное допустимое контактное напряжение шестерни или колеса.

Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение будет:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H_2}] = 427,273 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициент симметричности расположения колес
 относительно опор по таблице 3.5 [7]: $K_{H\beta} = 1,35$.

Коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию принимаем
 (рекомендация по ГОСТ 12289-76):

$$\psi_{H\beta} = 0,285$$

Тогда внешний делительный диаметр колеса вычисляем по формуле
 (3.29[7]):

$$d_{e2} = K_d \times \sqrt{\frac{T_2 \times K_{H\beta} + U}{[\sigma_H]^2 \times (1 - 0,5 \times \psi_{bRe})^2 \times \psi_{bRe}}} =$$

$$= 99 \times \sqrt{\frac{53200 \times 1,35 \times 3,15}{427,273^2 \times (1 - 0,5 \times 0,285)^2 \times 0,285}} = 240,7 \text{ мм},$$

где для прямозубых колес $K_d = 99$, а передаточное число нашей передачи $U = 3,15$,

$T_{(кон.)} = 53200 \text{ Н} \times \text{мм}$ - момент на колесе.

Принимаем по ГОСТ 12289-76 ближайшее стандартное значение $d_{e2} = 250 \text{ мм}$, см. стр.49[7].

Примем число зубьев шестерни $z_1 = 25$.

Тогда число зубьев колеса:

$$z_2 = z_1 \times U = 25 \times 3,15 = 78,75$$

Принимаем $z_2 = 79$. Тогда:

$$U = \frac{z_2}{z_1} = \frac{79}{25} = 3,16$$

Отклонение от заданного:

$$\frac{(3,15 - 3,16) \times 100}{3,15} = 0,3\%$$

что допускается ГОСТ 12289-76 (по стандарту отклонение не должно превышать 3%)

Внешний окружной модуль:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{250}{79} = 3,16 \text{ мм}$$

В конических колесах не обязательно иметь стандартное значение m_e . Это связано технологией нарезания зубьев конических колес. Примем: $m_e = 3,16 \text{ мм}$.

Углы делительных конусов:

$$\text{ctg}(\delta_1) = U = 3,15; \quad \delta_1 = 17,6^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17,6^\circ = 72,4^\circ.$$

Внешнее конусное расстояние R_e и ширина венца b :

$$R_e = 0,5 \times m_e \times \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \times 3,16 \times \sqrt{25^2 + 79^2} = 130,9 \text{ мм};$$

$$b = \psi_{bRe} \times R_e = 0,285 \times 130,9 = 37,3 \text{ мм}.$$

Принимаем: $b = 37 \text{ мм}$.

Внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = m_e \times z_1 = 3,16 \times 25 = 79 \text{ мм}.$$

Средний делительный диаметр шестерни и колеса:

$$d_1 = m_e \cdot \frac{(R_e - 0,5 \times b)}{R_e} \cdot z_1 = 3,16 \cdot \frac{(130,9 - 0,5 \times 37)}{130,9} \cdot 25 = 67,8 \text{ мм}.$$

$$d_2 = m_e \cdot \frac{(R_e - 0,5 \times b)}{R_e} \cdot z_2 = 3,16 \cdot \frac{(130,9 - 0,5 \times 37)}{130,9} \cdot 79 = 214,3$$

Внешние диаметры шестерни и колеса (по вершинам зубьев):

$$d_{a_1} = d_{c_1} + 2 \times m_e \times \cos(\delta_1) = 79 + 2 \times 3,16 \times \cos(17,6^\circ) = 85 \text{ мм};$$

$$d_{a_2} = d_{c_2} + 2 \times m_e \times \cos(\delta_2) = 250 + 2 \times 3,16 \times \cos(72,4^\circ) = 251,9 \text{ мм};$$

Средний окружной модуль:

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{67,8}{25} = 2,712 \text{ мм}.$$

Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{37}{67,8} = 0,54$$

Средняя окружная скорость колес:

$$V = \frac{\omega_{(шест.)} \times d_1}{2} = \frac{123,8 \times 67,8 \times 10^{-3}}{2} = 4,2 \text{ м/с}$$

Для конической передачи назначаем 7-ю степень точности.

Коэффициент нагрузки равен:

$$K_H = K_{H\beta} \times K_{H\alpha} \times K_{Hv}$$

Коэффициент $K_{H\beta} = 1,21$ выбираем по таблице 3.5[7], коэффициент

$K_{H\alpha} = 1,1$, коэффициент $K_{Hv} = 1,07$ выбираем по таблице 3.6[7], тогда:

$$K_H = 1,21 \times 1,1 \times 1,07 = 1,42$$

3.2 Проверочный расчёт по контактным напряжениям

Проверку контактных напряжений проводим по формуле 3.27[7]:

$$\sigma_H = \frac{335}{R_g - 0,5 \times b} \times \sqrt{\frac{T_{(som)} \times K_H \times \sqrt{(U^2 + 1)^3}}{b \times U^2}} =$$

$$= \frac{335}{130,9 - 0,5 \times 37} \times \sqrt{\frac{53200 \times 1,42 \times \sqrt{(3,15^2 + 1)^3}}{37 \times 3,15^2}} = 264,1 \text{ МПа}$$

$$264,1 \leq [\sigma_H] = 427,273 \text{ МПа}$$

Силы действующие в зацеплении вычислим по формулам:

$$\text{окружная: } F_t = \frac{2 \times T_{(шест.)}}{d_1} = \frac{2 \times 17700}{67,8} = 522 \text{ Н};$$

$$\text{радиальная: } F_r = F_{r_2} = F_t \times \operatorname{tg}(\alpha) \times \cos(\delta_1) = 522 \times \operatorname{tg}(20^\circ) \times \cos(17,6^\circ) = 181,1 \text{ Н};$$

$$\text{осевая: } F_{a_1} = F_{r_2} = F_t \times \operatorname{tg}(\alpha) \times \sin(\delta_1) = 522 \times \operatorname{tg}(20^\circ) \times \sin(17,6^\circ) = 57,4 \text{ Н}.$$

3.3 Проверка зубьев передачи на изгиб

Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба по формуле

3.31 [7]:

$$\sigma_F = \frac{F_t \times K_F \times Y_F}{v_F \times b \times m} \leq [\sigma_F]$$

Здесь коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \times K_{Fv}$ (см. стр. 42[7]), в соответствии с рекомендациями на стр. 53[1]. По таблице 3.7[7] выбираем коэффициент расположения колес $K_{F\beta} = 1,62$, по таблице 3.8 [7] выбираем коэффициент $K_{Fv} = 1,35$. Таким образом, коэффициент $K_F = 1,62 \times 1,35 = 2,18$. $v_F = 0,85$ - опытный коэффициент, учитывающий понижение нагрузочной способности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической. Y_F - коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа z_v (см. гл. 3, пояснения к формуле 3.25[7]):

$$\text{у шестерни: } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{25}{\cos(17,6^\circ)} = 26,2$$

$$\text{у колеса: } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{79}{\cos(72,4^\circ)} = 261,3$$

$$\begin{aligned} \text{Тогда: } Y_{F1} &= 3,88 \\ Y_{F2} &= 3,6 \end{aligned}$$

Допускаемые напряжения находим по формуле 3.24[7]:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}}^o \times K_{FL}}{[S_F]}$$

K_{FL} - коэффициент долговечности; при числе циклов нагружения больше базового, что имеет место при длительной эксплуатации редуктора принимаем $K_{FL} = 1$.

$$\text{Для шестерни: } \sigma_{F\text{limb}}^o = 414 \text{ МПа;}$$

$$\text{Для колеса: } \sigma_{F\text{limb}}^o = 360 \text{ МПа.}$$

Коэффициент $[S_F]$ безопасности находим по формуле 3.24[7]:

$$[S_F] = [S_F]' \times [S_F]''.$$

$$[S_F]' = 1,75; [S_F]'' = 1; [S_F] = 1,75 \times 1 = 1,75$$

Допускаемые напряжения:

$$\text{для шестерни: } [\sigma_{F1}] = \frac{414 \times 1}{1,75} = 236,571 \text{ МПа;}$$

$$\text{для колеса: } [\sigma_{F2}] = \frac{360 \times 1}{1,75} = 205,714 \text{ МПа;}$$

$$\text{Находим отношения } \frac{[\sigma_F]}{Y_F};$$

$$\text{для шестерни: } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{236,571}{3,88} = 60,97$$

$$\text{для колеса: } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{205,714}{3,6} = 57,14$$

Дальнейший расчет будем вести для шестерни, для которой найденное отношение меньше. Проверяем прочность зуба шестерни по формуле 3.25[7]:

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{F_t \times K_{\text{в}} \times Y_{\text{в}}}{v_{\text{в}} \times b \times m} \leq [\sigma_{\text{в}}]$$

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{522 \times 1,218 \times 3,6}{0,85 \times 37 \times 2,712} = 43,8 < [\sigma_{\text{в}}] = 236,571 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено.

Пример расчета червячной передачи

Исходные данные: $T_1=9,7\text{Нм}$; $T_2=420\text{Нм}$; $u=60$; $n_1=2905\text{мин}^{-1}$;
 $\omega_1=304\text{рад/с}$; $n_2=48,4\text{мин}^{-1}$; $\omega_2=5\text{рад/с}$; срок службы передачи
 $L=20000$ час; производство мелкосерийное.

Число витков червяка z_1 принимаем в зависимости от передаточного числа: при $u=60$ принимаем $z_1=1$ [5, стр.36].

Число зубьев червячного колеса: $z_2=z_1 \times u_{ред}=1 \times 60=60$ [5, стр.36]

Принимаем $z_2=60$.

Выбираем материал червяка и венца червячного колеса.
 принимаем для червяка сталь 45 с закалкой для твердости не менее HRC 45 и последующим шлифованием.

Материал червячного колеса выбираем в зависимости от скорости скольжения в зацеплении:

$$v_c = 4,5 \times 10^{-4} \times n_1 \times \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \times 10^{-4} \times 2905 \times \sqrt[3]{420} = 9,8 \approx 10 \text{ м/с}$$

Выбираем материал венца из оловянистой бронзы БрО10Ф1 способ отливки в кокиль [5, стр.33]:

$$\sigma_T = 160 \text{ МПа} \quad \sigma_B = 240 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{H0}] = (0,85 \dots 0,90) \sigma_B = 0,87 \cdot 240 = 208,8 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] \cdot C_V \cdot K_{HL} = 208,8 \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 133,6 \text{ МПа}$$

$$C_V = 0,8$$

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{5,8 \cdot 10^7}} = 0,8$$

$$N = L \cdot 60 \cdot n_2 = 20000 \cdot 60 \cdot 48,4 = 5,8 \cdot 10^7$$

$$L = 20000 \text{ ч}$$

$$[\sigma_F] = K_{FL} [\sigma_{F0}]$$

$$[\sigma_{F0}] = 0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_B = 0,25 \times 160 + 0,08 \times 240 = 59,2 \text{ МПа}$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{58 \cdot 10^6}} = 0,64;$$

$$[\sigma_F] = 0,64 \times 59,2 = 37,7 \text{ МПа}$$

Принимаем $q=12,5$.

$$\frac{q}{z_2} = 0,21$$

Определяем межосевое расстояние:

$$a_w \geq 0,625 \times \left(\frac{q}{z_2} + 1 \right) \times \sqrt[3]{\frac{T_2 \times E_{np}}{[\sigma_H]^2 \times q / z_2}} = 0,625 \times (0,21 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{420 \times 10^3 \times 1,26 \times 10^5}{133,6^2 \times 0,21}} = 180,2 \text{ мм}$$

Принимаем $a_w = 180$ мм из стандартного ряда.

$$\text{Модуль } m = \frac{2 \times a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \times 180}{60 + 12,5} = 4,95 \text{ мм}$$

Принимаем по ГОСТ 2144-76 [5, стр. 36] стандартные значения $m = 5 \text{ мм}$, $q = 12,5 \text{ мм}$

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \times (q + z_2) = \frac{180}{5} - 0,5 \times (12,5 + 60) = -0,25$$

Основные размеры червяка

Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = q \times m = 12,5 \times 5 = 62,5 \text{ мм}$$

Диаметр вершин витков червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \times m = 62,5 + 2 \times 5 = 72,5 \text{ мм}$$

Диаметр впадин витков червяка:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \times m = 62,5 - 2,4 \times 5 = 50,5 \text{ мм}$$

Длина нарезанной части шлифованного червяка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \times z_2) \times m + 2,5 = (11 + 0,06 \times 60) \times 5 + 2,5 = 75,5 \text{ мм}$$

Делительный угол подъема витка γ

$$\text{при } z_1 = 1; q = 12,5; \gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{1}{12,5} = 4^{\circ}35'$$

Основные размеры венца червячного колеса

Делительный диаметр червячного колеса:

$$d_2 = z_2 \times m = 60 \times 5 = 300 \text{ мм}$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 300 + 2 \times 5(1 + 0,25) = 312,5 \text{ мм}$$

Диаметр впадин зубьев червячного колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 300 - 2 \times 5(1,2 - 0,25) = 290,5 \text{ мм}$$

Наибольший диаметр червячного колеса:

$$d_{a2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{(z_1 + k)} = 312,5 + \frac{6 \times 5}{(1 + 2)} = 322,5 \text{ мм}$$

$k=2$ – для передач с эвольвентным червяком.

Ширина венца червячного колеса:

$$b_2 \leq 0,75 \times d_{a1} = 0,75 \times 72,5 = 54,4 \text{ мм}$$

При $v_s = 10 \text{ м/с}$ для оловянистой бронзы приведенный угол трения $p' = 1^{\circ}10'$

КПД редуктора с учетом потерь в опорах, потерь на разбрызгивание масла:

$$\eta = (0,95 \div 0,96) \times \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + p')} = 0,96 \times \frac{\operatorname{tg} 4^{\circ}35'}{\operatorname{tg}(4^{\circ}35' + 1^{\circ}10')} = 0,76$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки:

$$K_p = 1 + \left(\frac{Z_2}{\Theta}\right)^3 (1 - x)$$

Коэффициент деформации червяка [7, табл. 4.6, стр. 64] $\Theta = 154$

$$K_p = 1 + \left(\frac{60}{154}\right)^2 (1 - 0,6) = 1,06$$

$$K = K_{\beta} \times K_{\nu} = 1,06 \times 1,2 = 1,27, \text{ где } K_{\nu} = 1,2$$

Проверяем контактное напряжение:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\frac{T_2' \times K \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)}{a_w^3}} = \frac{170}{\frac{60}{12,5}} \sqrt{\frac{420 \times 10^3 \times 1,27 \left(\frac{60}{12,5} + 1 \right)^3}{180^3}} = 129,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H = 129,6 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 133,6 \text{ МПа}$$

Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб:

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{60}{(\cos 4^{\circ}35')^3} = 60,5$$

Коэффициент формы зуба [по табл. 4.5] $Y_F = 2,15$

$$\sigma_F = \frac{1,2 \times T_2' \times K \times Y_F}{Z_2 \times b_2 \times m^2} = \frac{1,2 \times 420 \times 10^3 \times 1,27 \times 2,15}{60 \times 54 \times 5^2} = 16,9 \text{ МПа, что значительно меньше}$$

$$[\sigma_F]$$

Пример расчета цепной передачи

Исходные данные: $P_1=7500\text{Вт}$ $T_1=73,9\text{Нм}$; $u=2,2$; $n_1=968\text{мин}^{-1}$.

Выбираем приводную двухрядную цепь.

Число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 31 - 2 \times u_1 = 31 - 2 \times 2,2 = 27 \text{ берем } z_1 = 30$$

Ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 \times u_1 = 30 \times 2,2 = 66$$

Принимаем

$$z_1 = 30, z_2 = 66$$

Расчетный коэффициент нагрузки

$$K_d = K_d \times K_a \times K_n \times K_p \times K_{cm} \times K_n = 1 \times 1 \times 1 \times 1,25 \times 1,4 \times 1 = 1,75$$

где K_d - динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

K_a - учитывает влияние межосевого расстояния;

K_n - учитывает влияние угла наклона центров;

K_p - учитывает периодическое регулирование натяжения;

K_{cm} - учитывает периодическое смазывание;

K_n - учитывает продолжительность работы в сутки.

Для определения шага цепи надо знать допускаемое $[p]$ в шарнирах цепи. В таблице допускаемое давление $[p]$ задано в зависимости от частоты ведущей звездочки и шага цепи. Поэтому для расчета следует задаться ориентировочно. Ведущая звездочка имеет частоту вращения $n_1=968 \text{ мин}^{-1}$. Среднее значение допускаемого давления при $n_1=968 \text{ мин}^{-1}$ $[p] = 16 \text{ МПа}$.

Шаг двурядной цепи

$$t \geq 2,8 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \times K_d}{z_1 \times [p] \times m}} = 2,8 \times \sqrt[3]{\frac{73,978 \times 1,75}{30 \times 16 \times 2}} = 14,912 \text{ мм}$$

Подбираем по таблице цепь 2ПР-15.875-45.4 по ГОСТ 13568-75, имеющую $t = 15,875 \text{ мм}$, разрушающую нагрузку $Q = 45,4 \text{ кН}$, массу $q = 1,9 \text{ кг/м}$, $A_{он} = 140 \text{ мм}^2$.

Скорость цепи

$$V = \frac{z_1 \times t \times n_1}{60 \times 10^3} = \frac{30 \times 15,875 \times 968}{60 \times 10^3} = 7,6835 \text{ м/с}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{T_1 \times \omega_1}{V} = \frac{73,978 \times 101,3819}{7,6835} = 976,12 \text{ Н}$$

Давление в шарнире проверяем по формуле

$$p = \frac{F_t \times k}{A_{он}} = \frac{976,12 \times 1,75}{140} = 12,089 \text{ МПа}$$

Уточняем допускаемое давление $[p] = 16(1 + 0,01(30 - 17))0,85 = 15,368$.
Условие выполнено.

Определяем число звеньев по формуле

$$L_t = 2 \times a + 0,5 \times z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \times 40 + 0,5 \times 96 + \frac{5,73}{40} = 128,$$

где $a_t = \frac{a}{t} = 40$

$$z_{\Sigma} = 30 + 66 = 96$$

$$\Delta = (z_1 + z_2) / 2 \times 3,14 = 5,73$$

Округляем до четного числа $L_t = 128$

Уточняем межосевое расстояние цепной передачи по формуле

$$a = 0,25 \times t \times (L_t - 0,5 \times z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5 \times z_{\Sigma})^2 - 8 \times \Delta^2}) =$$

$$= 0,25 \times 15,875 \times (128 - 0,5 \times 96 + \sqrt{(128 - 0,5 \times 96)^2 - 8 \times 5,73^2}) = 628,41066 \text{ мм}$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т.е.

$$a_{\text{факт}} = 628,41066 - 628,41066 \times 0,004 = 625,89 \approx 626 \text{ мм}$$

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{30}} = 151,8725 \approx 151,8 \text{ мм}$$

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{66}} = 333,96 \approx 333,96 \text{ мм}$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек

$$D_{e1} = t \times (\operatorname{ctg} \frac{180}{z_1} + 0,7) - 0,31 \times d_1 = 15,875 \times (\operatorname{ctg} \frac{180}{30} + 0,7) - 0,31 \times 10,16 = 159 \text{ мм}$$

$$D_{e2} = t \times (\operatorname{ctg} \frac{180}{z_2} + 0,7) - 0,31 \times d_2 = 15,875 \times (\operatorname{ctg} \frac{180}{66} + 0,7) - 0,31 \times 10,16 = 341,22 \text{ мм.}$$

Силы действующие на цепь:

- окружная $F_t = 976,12 \text{ Н}$

- от центробежных сил $F_v = q \times V^2 = 1,9 \times 7,6835^2 = 112,17 \text{ Н}$

- от провисания $F_i = 9,81 \times k_i \times q \times a = 9,81 \times 6 \times 1,9 \times 0,628 = 70,23 \text{ Н.}$

Расчетная нагрузка на валы

$$F_b = F_t + 2 \times F_i = 976,12 + 2 \times 70,23 = 1010,181 \text{ Н.}$$

Проверяем коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{Q}{F_t \times k_d + F_v + F_i} = \frac{45,4 \times 10^3}{976,12 \times 1 + 112,17 + 70,22} = 39,19.$$

Это больше чем нормативный коэффициент запаса $[s] = 10,8$, следовательно, условие выполнено.

Пример расчета клиноременной передачи

Исходные данные: $n_1=2835 \text{ мин}^{-1}$, $U_1=4$, $P_1=1,14 \text{ кВт}$, $T_1=3,84 \text{ Н м}$,

$$\omega_1=296,73 \text{ рад/с}.$$

1. Выбираю сечение ремня по номограмме [7; с.134] в зависимости от мощности P_1 , и частоты вращения вала двигателя n_1 .

При $P=1,14 \text{ кВт}$ и $n=2835 \text{ мин}^{-1}$.

2. Выбираю ремень сечением $z(O)$.
3. Определяем диаметр меньшего (ведущего) шкива:

$$d_1 = 4\sqrt[3]{T_1} = 4\sqrt[3]{3,84 \cdot 10^3} = 62,6 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда принимаем $d_1=63 \text{ мм}$.

4. Определяем диаметр большего шкива:

$$d_2 = d_1 U_1 (1-\varepsilon) = 63 \cdot 4 \cdot (1-0,01) = 249 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда принимаю диаметр $d_2=250 \text{ мм}$

5. Фактическое передаточное число: $U_1 = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{250}{63(1-0,01)} = 4$

6. Определяем ориентировочное межосевое расстояние клиноременной передачи:

$$\begin{cases} a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0 \\ a_{\max} = d_1 + d_2 \end{cases}$$

$$T_0=6 \text{ мм}$$

$$\begin{cases} a_{\min} = 0,55 \cdot (63 + 250) + 6 = 178 \text{ мм} \\ a_{\max} = 63 + 250 = 313 \text{ мм} \end{cases}$$

7. Определим длину ремня

$$L_p = 2a_p + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} = 2 \cdot 180 + \frac{3,14(250 + 63)}{2} + \frac{(250 - 63)^2}{4 \cdot 180} = 899,97 \text{ мм}$$

Принимаю длину ремня из стандартного ряда $L=950 \text{ мм}$

8. Уточняем значение a_p :

$$a_p = 0,25 \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 2y} \right] = 0,25 \cdot \left[(950 - 491,41)^2 + \sqrt{(950 - 491,41)^2 - 2 \cdot 34969} \right] =$$

$$= 208,3 \text{ мм};$$

$$w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \cdot 3,14 \cdot (63 + 250) = 491,41;$$

$$y = (d_2 - d_1)^2 = (250 - 63)^2 = 34969.$$

9. Определим угол обхвата ремнем ведущего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a_p} = 180^\circ - 57^\circ \frac{250 - 63}{208,3} = 128,83^\circ$$

10. Определим количество клиновых ремней:

$$z = \frac{P \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z} = \frac{1,14 \cdot 1,5}{0,87 \cdot 0,92 \cdot 0,82 \cdot 0,95} = 2,7$$

$C_p = 1,5$ – коэффициент режима работы [7, с. 136],

$C_\alpha = 0,82$ – коэффициент угла обхвата [7, с. 135],

$C_L = 0,92$ – коэффициент, учитывающий влияния длины ремня [7, с. 135],

$C_z = 0,95$ – коэффициент, учитывающий число ремней в передаче [7, 135],

$P_0 = 0,82$ – мощность, передаваемая одним ремнем [3, 124].

Принимаю число ремней $z = 3$

Определим скорость ремня $[v] \leq 25 \text{ м/с}$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,063 \cdot 2835}{60} = 9,346 \text{ м/с}$$

11. Натягивание ветви клинового ремня

$$F_0 = \frac{850 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta v^2 = \frac{850 \cdot 1,14 \cdot 1,5 \cdot 0,92}{3 \cdot 9,346 \cdot 0,82} + 0,06 \cdot 9,346^2 = 63,4 \text{ Н}$$

где $\theta = 0,06 \frac{\text{Нс}^2}{\text{м}^2}$ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил [7, с.136].

12. Давление на валы:

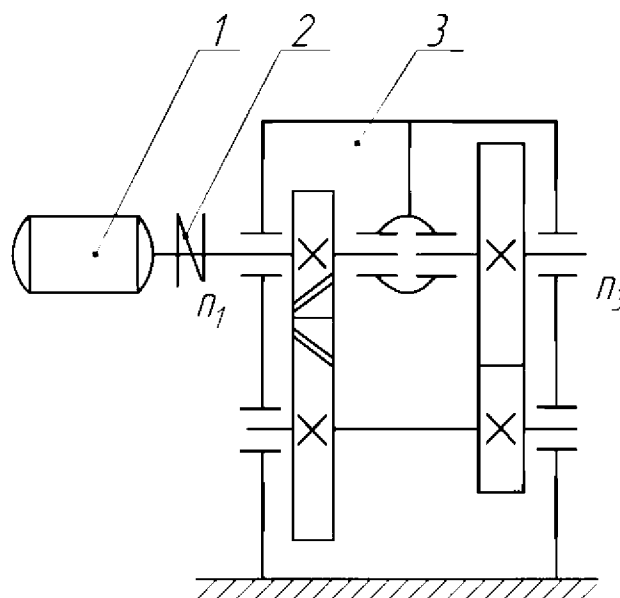
$$F_a = 2F_0 \cdot z \cdot \frac{\sin \alpha}{2} = 2 \cdot 63 \cdot 3 \cdot \frac{\sin 128,8^\circ}{2} = 147 \text{ Н}$$

13. Проверка долговечности:

$$U = \frac{v}{L_p} = \frac{9,346}{0,95} = 9,8 \text{ с}^{-1} < [U] = 10 \text{ с}^{-1}$$

Пример предварительного расчета валов редуктора

Схема привода



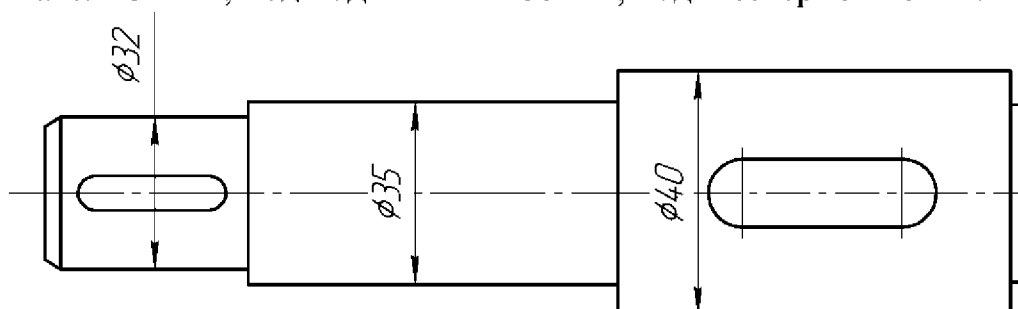
1 - электродвигатель, 2 - муфта, 3 - редуктор

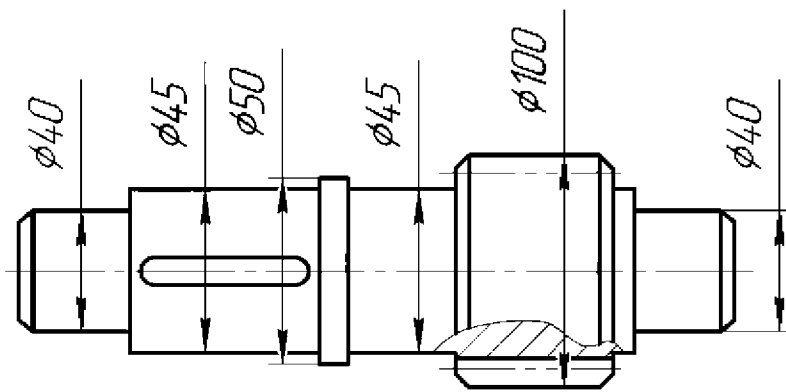
Вал ведущий.

Вращающий момент $T_1 = 37,2$ Н м, допускаемое напряжение на к $[\tau_k] = 25$ МПа

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_2}{\pi [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 37,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25}} = 19,6 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр входного вала редуктора равным диаметру двигателя 32 мм, под подшипники 35 мм, под шестерней 40 мм.



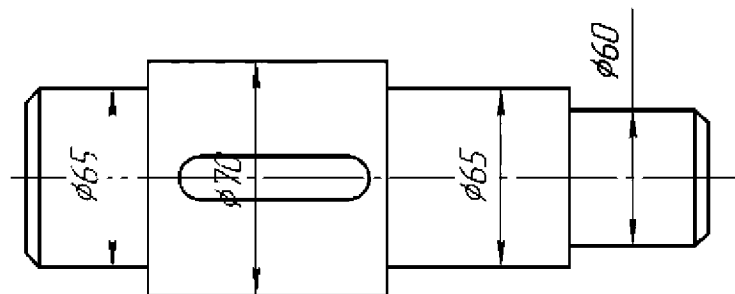


Вал ведомый.

Вращающий момент $T_3 = 850 \text{ Н м}$, допускаемое напряжение на кручение $[T_K] = 25 \text{ МПа}$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_K}{\pi [\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 850 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 25}} = 55,7 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр выходного конца вала 60 мм, под подшипники 65 мм, под зубчатое колесо 70 мм.



Конструктивные размеры шестерни и колеса

Шестерню выполняют заодно целое с валом, её размеры определены выше: $d_1 = 93,33 \text{ мм}$, $d_{a1} = 101,33 \text{ мм}$ для ведущего вала; $d_1 = 92 \text{ мм}$, $d_{a1} = 100 \text{ мм}$ для промежуточного вала.

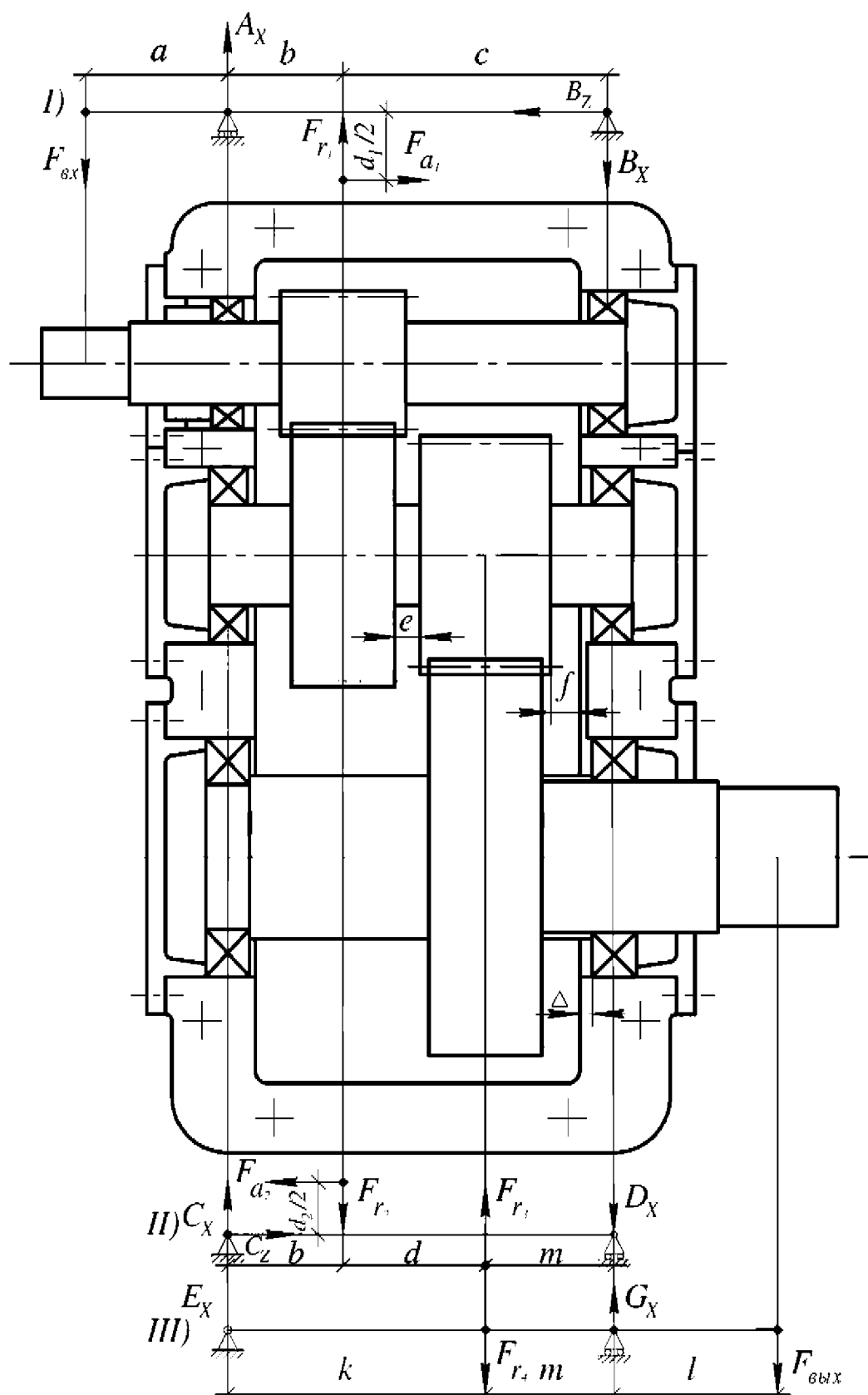
Зубчатое колесо быстроходной ступени:

$$d_2 = 466,67 \text{ мм}; \quad d_{a2} = 474,67; \quad b_2 = 70 \text{ мм},$$

Зубчатое колесо тихоходной ступени: $d_2 = 468 \text{ мм}$; $d_{a2} = 476 \text{ мм}$; $b = 70 \text{ мм}$.

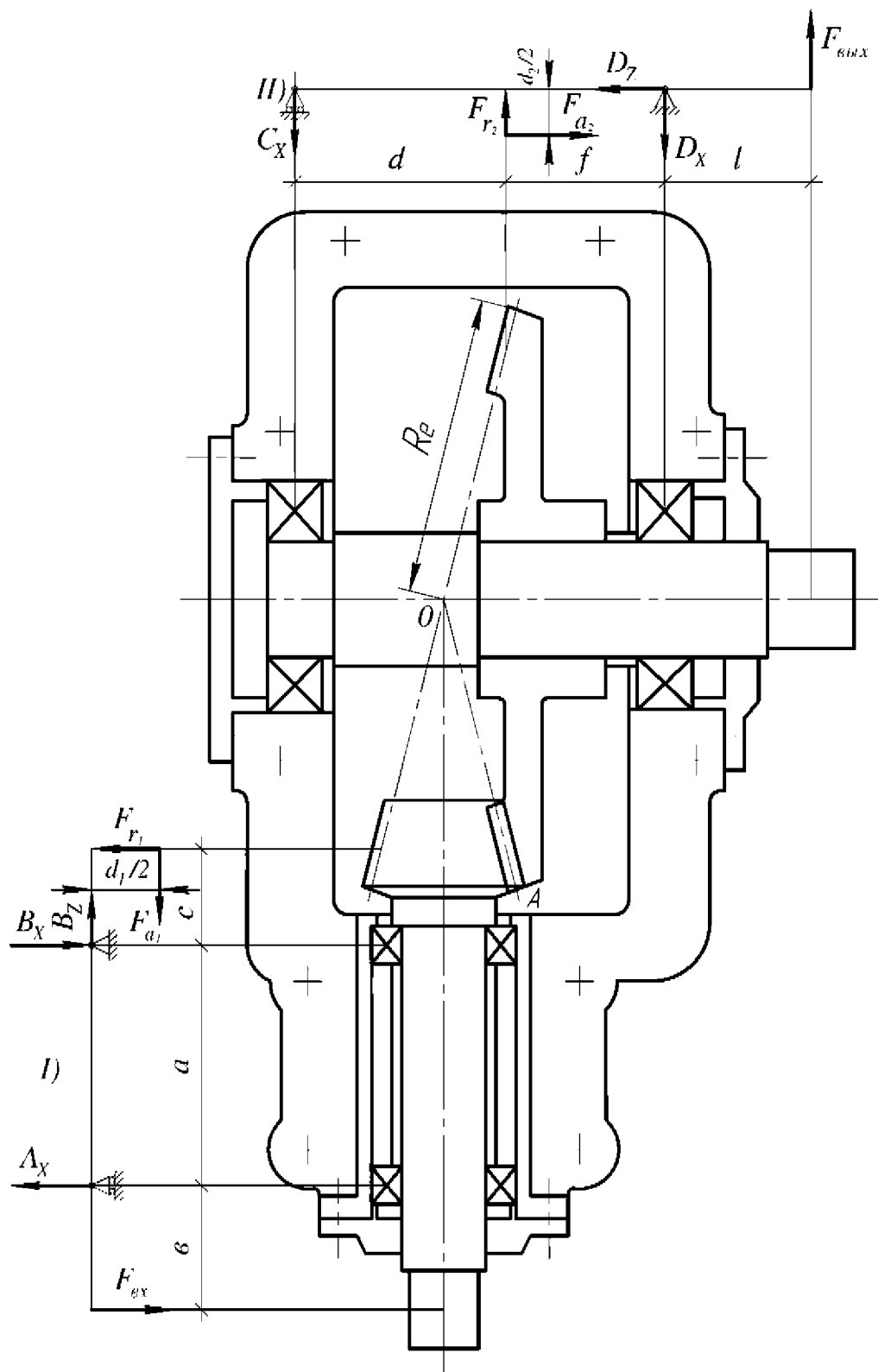
Приложение 9

Компоновочная схема цилиндрического двухступенчатого редуктора и расчетные схемы валов: I – ведущего; II – промежуточного; III – ведомого



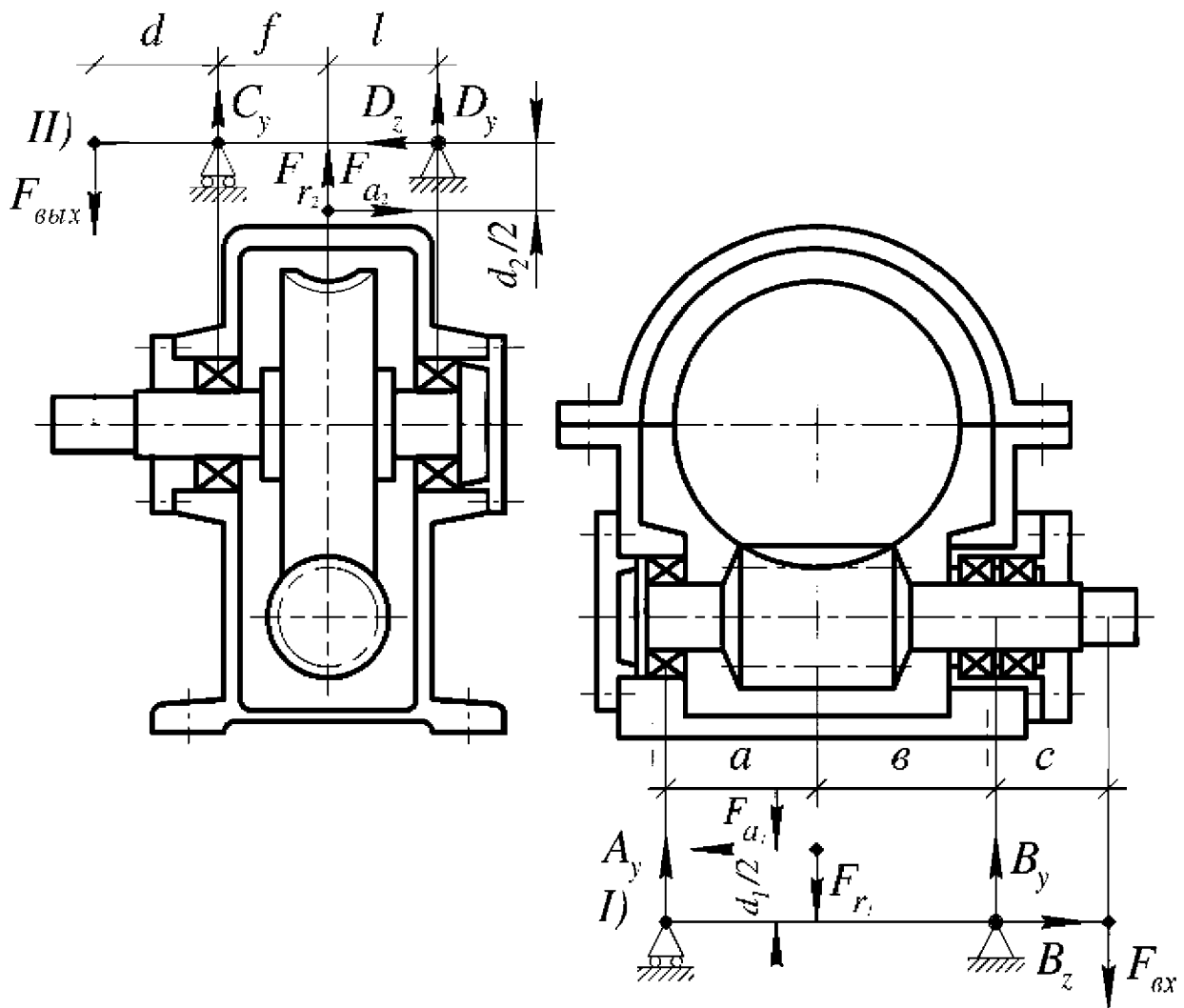
Приложение 10

Компоновочная схема конического редуктора и расчетные схемы валов: I – ведущего; II – ведомого

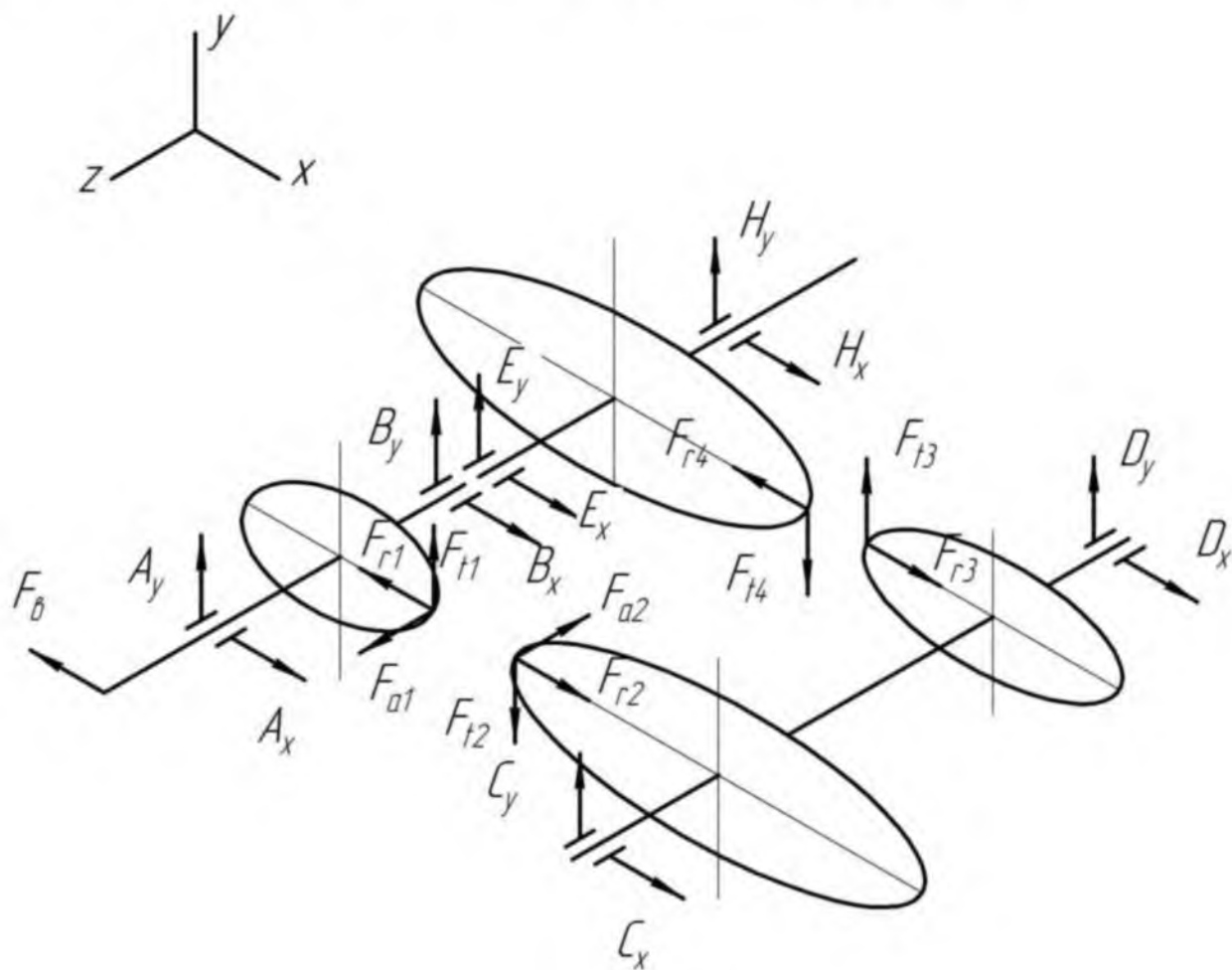


Приложение 11

Компоновочная схема червячного редуктора и расчетные схемы валов: I – вала-червяка, II – вала ведомого



Аксонометрическая схема сил цилиндрического редуктора



Проверка долговечности подшипников

Рассмотрим ведущий вал из приложения 12

Исходные данные

$$F_1 = 797 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = 290 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 136 \text{ Н}$$

$$l_1 = l_2 = 56 \text{ мм}$$

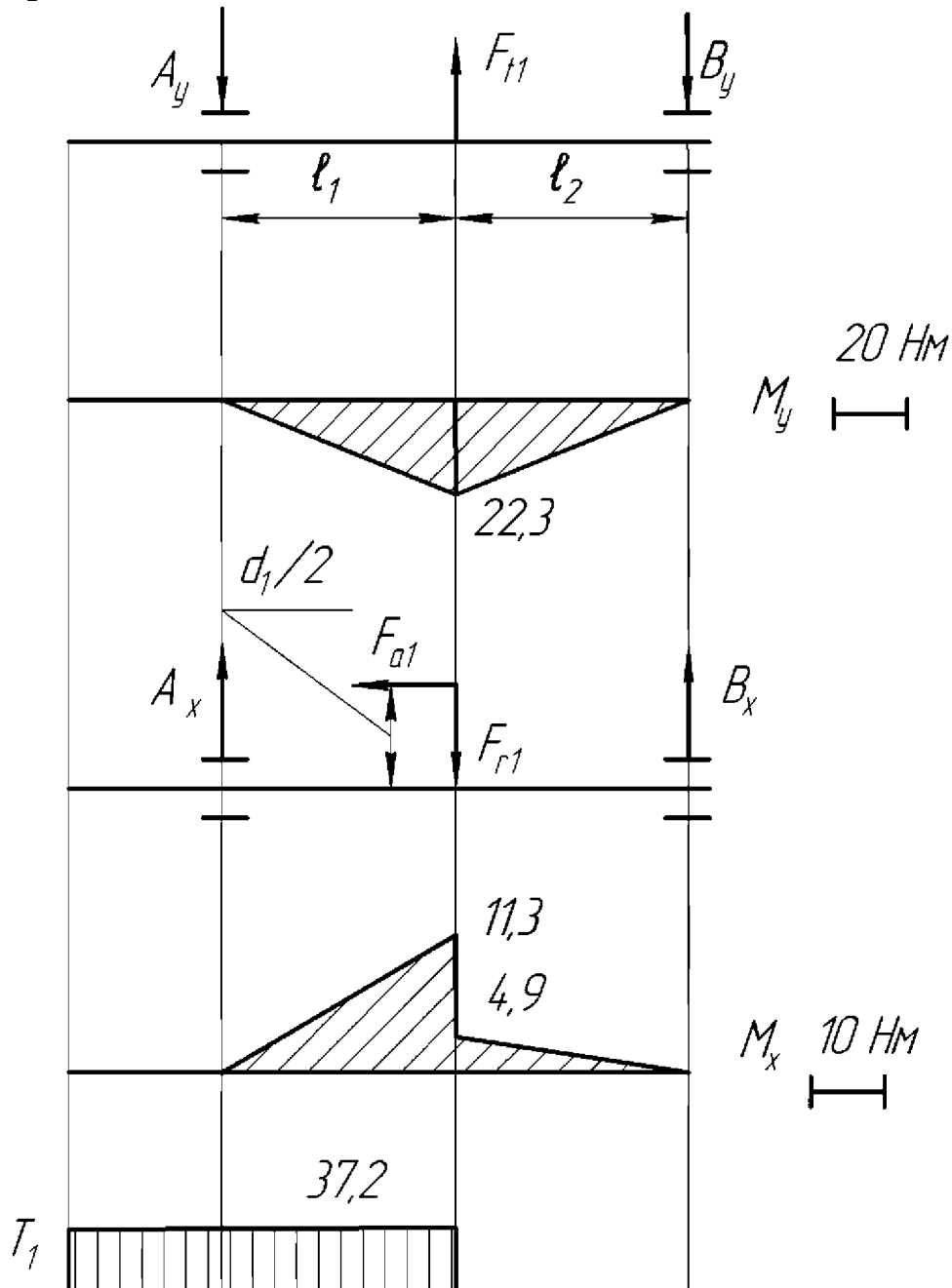


Рисунок 4 – Схема сил и эпюра моментов ведущего вала

Реакции опор в плоскости yz

$$A_y = B_y = F_{t1}/2 = 797/2 = 398,5 \text{ Н}$$

в плоскости xz

$$\sum M_A = 0 \quad B_x(l_1 + l_2) - F_{r1}l_1 + F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$\sum M_B = 0 \quad -A_x(l_1 + l_2) + F_{r1}l_2 + F_a \frac{d_1}{2} = 0$$

$$B_x = \frac{F_{r1}l_1 - F_a \frac{d_1}{2}}{l_1 + l_2} = \frac{290 \cdot 56 - 136 \cdot 93,33/2}{112} = 88,33 \text{ Н}$$

$$A_x = \frac{F_{r1}l_2 + F_a \frac{d_1}{2}}{l_1 + l_2} = \frac{290 \cdot 56 + 136 \cdot 93,33/2}{112} = 201,67 \text{ Н}$$

$$M_x = A_x l_1 = 11,3 \text{ Нм}$$

$$M_x = B_x l_2 = 4,9 \text{ Нм}$$

$$\text{Проверка: } A_x + B_x - F_{r1} = 201,67 + 88,33 - 290 = 0$$

Суммарные реакции:

$$A_r = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{201,67^2 + 398,5^2} = 447 \text{ Н}$$

$$B_r = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{88,33^2 + 398,5^2} = 408 \text{ Н}$$

Выбираем подшипник шариковый, радиальный, однорядный 36207 по ГОСТ 8338-75: $d = 35 \text{ мм}$, $D = 72 \text{ мм}$, $B = 17 \text{ мм}$, $r = 1,1 \text{ мм}$, $D_w = 11,112 \text{ мм}$, $C_r = 30,8 \text{ кН}$, $C_{or} = 17,8 \text{ кН}$, $\alpha = 12^\circ$ по ГОСТ 831-75.

Диаметр окружности центров набора шариков:

$$D_{pw} = 0,5(D + d) = 0,5(72 + 35) = 53,5 \text{ мм.}$$

Определим значение коэффициента $f_0 = 14$ [3, табл. 11.13, с. 198].

Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка:

$$P_o = (F_r \cdot X \cdot V + F_a \cdot Y) K_\sigma \cdot K_t,$$

V – коэффициент вращения; т. к. вращается внутреннее кольцо, то $V = 1$, $X = 0,46$; $Y = 1,88$; $e = 0,29$ [3, табл. 11.14, с. 199],

$$K_\sigma = 1,2 \quad [3, \text{табл. 11.12, с. 198}],$$

$$K_t = 1 \quad [3, \text{с. 197}].$$

$$P_o = (0,46 \cdot 290 + 1,88 \cdot 136) \cdot 1,2 \cdot 1 = 466 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность, млн. об.

$$L = \left(\frac{C}{P_o} \right)^3 = \left(\frac{30,8 \cdot 10^3}{466} \right)^3 = 288731 \text{ млн. об.},$$

Расчетная долговечность, ч.

$$L_n = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{288731 \cdot 10^6}{60 \cdot 949} = 507805 \text{ часов,}$$

что больше 20000 ч.

Проверка прочности шпоночных соединений

Принимаем размеры шпонок для вала. Параметры призматической шпонки на выходном валу: $d = 50\text{мм}$, $b \times h = 14 \times 9$, $l = 63\text{мм}$.

Шпонка 14х9х63 ГОСТ 10748-79

Глубина паза вала $t_1 = 5,5\text{мм}$; ступицы $t_2 = 3,8\text{мм}$

Проверяем шпонку на напряжение смятия:

$$\text{условие прочности: } \sigma_{см} = \frac{2T'}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{см}]$$

где $[\sigma_{см}]$ - допустимое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 100 \div 240\text{МПа}$

Проверяем шпонку, подставляя все размеры в формулу:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 238 \cdot 10^3}{80(9-5,5)(63-14)} = 34,7\text{МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

Уточненный расчет валов

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений каждого из валов.

Вал ведущий:

Материал вала – сталь 45, термообработка – улучшение.

По таблице 3.3 при диаметре заготовки до 90 мм среднее значение $\sigma_b = 780 \text{ МПа}$ [7; с. 34].

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_b = 0,43 * 780 = 335 \text{ МПа}.$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений:

$$\sigma_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 * 335 = 193 \text{ МПа}$$

Сечение А-А: Диаметр вала в этом сечении 40 мм. Вращающий момент $T_1 = 37,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Концентрация напряжения обусловлена наличием шпоночной канавки; $k_\sigma = 1,795$, $k_\tau = 1,69$ [7; т. 8.5, с. 165] $\varepsilon_\sigma = 0,8$; $\varepsilon_\tau = 0,73$ [7; т. 8.8, с. 166] масштабные факторы $\psi_\sigma = 0,15$ [7; с. 164] и $\psi_\tau = 0,1$ [7; с. 166].

Изгибающий моменты: $M_y = 22300 \text{ Нмм}$, $M_x = 11300 \text{ Нмм}$

Суммарный изгибающий момент:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{22300^2 + 11300^2} = 25000 \text{ Нмм}$$

Момент сопротивления кручению

$$W_{\text{кнетто}} = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b \times t_1 \times (d - t_1)^2}{2 \times d} = \frac{3,14 \times 40^3}{16} - \frac{12 \times 8 \times (40 - 5)^2}{2 \times 40} = 11096 \text{ мм}^3$$

Момент сопротивлений изгибу

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \times d^3}{32} - \frac{b \times t_1 \times (d - t_1)^2}{2 \times d} = \frac{3,14 \times 40^3}{32} - \frac{12 \times 8 \times (40 - 5)^2}{2 \times 40} = 4813 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_1}{2 \times W_{\text{кнетто}}} = \frac{27200}{2 \times 11096} = 1,2 \text{ МПа}$$

Амплитудное нормальное напряжение изгиба

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{кнетто}}} = \frac{25 \times 10^3}{11096} = 2,2 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{F_a}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{136}{\frac{3,14 \cdot 40^2}{4}} = 0,1 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_1}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \times \sigma_v + \psi_{\sigma} \times \sigma_t} = \frac{335}{\frac{1,795}{0,8} \times 2,2 + 0,15 \times 0,1} = 67$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{\tau_1}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \times \tau_v + \psi_{\tau} \times \tau_t} = \frac{193}{\frac{1,69}{0,73} \times 1,2 + 0,1 \times 1,2} = 66$$

Результативный коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_{\sigma} \times S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{66 \times 66}{\sqrt{66^2 + 66^2}} = 46,8 \text{ } [S] = 2,5$$

Выбор сорта масла

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемую внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение зубчатого колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны определяем из расчета 0,25 дм³ масла на 1 кВт передаваемой мощности.

По таблице 10.8 устанавливаем вязкость масла при контактных напряжениях $\sigma_H = 410 \text{ МПа}$ и окружной скорости колес 4,5 м/с. Рекомендуемая вязкость масла должна быть около $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Принимаю масло для смазывания редуктора промышленное И-30А ГОСТ 20799-75.

Спецификация коническо - цилиндрического редуктора

Инд. № подл.	Изм.	Лист	Разраб.	Пров.	Н.контр.	Утв.	Подп.	Дата	Взам. инд. №	Инд. № дил.	Подп. и дата	Справ. №	Перед. измен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
																		Документация		
																	ДМ 14.19.6.10.00СБ	Сборочный чертеж		
																		Сборочные единицы		
																1	ДМ 14.19.6.11.00	Маслоуказатель жезловый	1	
																2	ДМ 14.19.6.12.00	Крышка люка	1	
																		Детали		
																3	ДМ 14.19.6.10.01	Корпус	1	
																4	ДМ 14.19.6.10.02	Крышка	1	
																5	ДМ 14.19.6.10.03	Вал-шестерня ведущий	1	
																6	ДМ 14.19.6.10.04	Вал-шестерня промежуточный	1	
																7	ДМ 14.19.6.10.05	Вал ведомый	1	
																8	ДМ 14.19.6.10.06	Колесо зубчатое	1	
																9	ДМ 14.19.6.10.07	Колесо зубчатое	1	
																10	ДМ 14.19.6.10.08	Крышка подшипника	1	
																11	ДМ 14.19.6.10.09	Крышка подшипника	2	
																12	ДМ 14.19.6.10.10	Крышка подшипника	1	
																13	ДМ 14.19.6.10.11	Крышка подшипника	1	
																14	ДМ 14.19.6.10.12	Стакан	1	
																15	ДМ 14.19.6.10.13	Втулка распорная	1	
																	ДМ 14.19.6.10.00			
																	Редуктор коническо-цилиндрический			
																	Лит.	Лист	Листов	
																		1	3	

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
		16	ДМ 14.19.6.10.14	Втулка распорная	1		
		17	ДМ 14.19.6.10.15	Втулка	1		
		18	ДМ 14.19.6.10.16	Втулка	1		
		19	ДМ 14.19.6.10.17	Прокладка	1		
		20	ДМ 14.19.6.10.18	Прокладка	1		
		21	ДМ 14.19.6.10.19	Прокладка	1	Компл.	
		22	ДМ 14.19.6.10.20	Прокладка	1	Компл.	
		23	ДМ 14.19.6.10.21	Прокладка	2	Компл.	
		24	ДМ 14.19.6.10.22	Прокладка	2	Компл.	
		25	ДМ 14.19.6.10.23	Прокладка	1		
		26	ДМ 14.19.6.10.24	Прокладка	1		
		27	ДМ 14.19.6.10.25	Отдушина	1		
		28	ДМ 14.19.6.10.26	Пробка	1		
				Стандартные изделия			
				Болты ГОСТ 7808-70			
		29		M12x80.58.019	10		
		30		M8x35.58.019	8		
		31		M8x25.58.019	24		
		32		M6x20.58.019	4		
				Гайки ГОСТ 5915-70			
		33		M12.5.019	10		
		34		M8.5.019	2		
				Шайбы ГОСТ 6402-70			
		35		12.65Г.029	10		
		36		8.65Г.029	32		
		37		6.65Г.029	4		
Инд. № подл.	Взам. инд. №	Инд. № подл.	Подп. и дата	ДМ 14.19.6.10.00			Лист
							2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
				Копировал	Формат	A4	

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х томах. М., Машиностроение, 2006.
2. Детали машин: Атлас конструкций/ Под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 2007.
3. Ерохин, М.Н. Детали машин и основы конструирования [Текст]: учебник / Ассоциация "Агрообразование"; ред. М. Н. Ерохин. - 2-е изд., доп. и перераб. - М. : КолосС, 2011. - 512 с. : ил. - ISBN 978-5-9532-0822-2.
4. Допуски и посадки: Справочник: В 2ч. 8-е изд., перераб. и доп. СПб.: Политехника, 2001. 576с.: ил.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 2008.
6. Иванов, М.Н., Финогенов, В.А. Детали машин. М.: Высшая школа, 2009.
7. Курмаз, Л. В., Скойбеда, А.Т. Детали машин. Проектирование. Минск, 2001.
8. Курсовое проектирование деталей машин (Чернавский С. А. и др.) М. Машиностроение, 2005.
9. Пронин, Б. А., Ревков, Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). Изд. 3-е. М., Машиностроение, 2000.
10. Расчеты деталей машин на ЭВМ / Под ред. Д.Н. Решетова/.М.,1985.
11. Ройтман, И. А., Кузьменко В. И. Основы машиностроения в черчении. Учебник для студентов высших учебных заведений. ВЛАДОС, 2000.
12. Черменский, О.Н., Федотов, Н.Н. Подшипники качения. Справочник-каталог М.: Машиностроение, 2003 г.
13. Чернилевский, Д.В. Детали машин и основы конструирования: учебник / Д. В. Чернилевский. - М. : Машиностроение, 2006. - 656 с. : ил. - ISBN 5-217-03169-7.
14. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. М., Высшая школа, 2002.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
**«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»**
ВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

Методические указания по выполнению курсового проекта
для специальности

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства (специализация "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование")

Чебоксары, 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ	4
2. СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТА	5
2.1 Структура пояснительной записки	5
2.2 Структура графической части	6
3. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА	8
4. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ	9
4.1 Расчет механизма подъема груза	9
4.2 Расчет механизма передвижения крана (тележки)	12
4.3 Расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой	13
4.4 Расчет механизма изменения вылета стрелы (стрелоподъемный)	13
4.5 Расчет механизма поворота крана	14
ПРИЛОЖЕНИЯ	16
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	18

...

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование по дисциплине «Грузоподъемные машины» (ГПМ) способствует обобщению и закреплению теоретических знаний студентов и прививает им навыки самостоятельного решения инженерных задач при разработке конструкций сборочных единиц и машин.

При выполнении курсового проекта по ГПМ студент использует ГОСТы, справочную литературу, изучает и применяет современные конструкции машин и лучшие достижения в области отечественного и зарубежного машиностроения. Дальнейшее развитие получают навыки выполнения чертежей, расчетов и составления текстовых конструкторских документов.

Объектами проектирования являются грузоподъемные машины.

Задания на проектирование выдаются преподавателем индивидуально по списку группы.

1. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

Особенность проектирования грузоподъемных машин состоит в том, что конструирование механизмов кранов ведется на базе готовых нормализованных узлов (двигателей, редукторов, тормозов, соединительных муфт и т.д.).

Главными задачами студента являются: расчет основных механизмов крана, выбор на основе этих расчетов нормализованных и стандартных сборочных единиц, их рациональная компоновка. Разработка механизмов должна выполняться с учетом их размещения на металлических конструкциях крана. Механизмы должны удовлетворять требованиям надежности, удобства монтажа и демонтажа, обслуживания, безопасности. Все расчеты должны выполняться с соблюдением требований правил Госгортехнадзора России [10].

При выполнении курсового проекта рекомендуется следующая очередность работ.

Получив задание, студент должен по литературным источникам ознакомиться с конструктивными разновидностями кранов, подобных заданному, критически их оценить и выбрать наиболее удачную и современную конструкцию. Затем студент выполняет расчеты механизмов. Определение расчетных нагрузок, действующих на проектируемую машину, и мест их приложения производится по рекомендациям соответствующих литературных источников, конспекта лекций и по аналогии с конструктивно близкими машинами. Основные параметры крана, указанные в задании, должны быть выдержаны. Конструктивная схема крана может быть изменена или дополнена при согласовании с консультантом проекта. Далее разрабатывают сборочные чертежи машины и заданных механизмов, вспомогательных сборочных единиц машины и кинематических схем.

2. СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

2.1. Структура пояснительной записки

Пояснительную записку составляют по частям в процессе расчетов и окончательно оформляют в конце выполнения проекта.

Пояснительная записка должна содержать:

- Титульный лист
- Задание
- Аннотация
- Содержание
- Введение
- Расчеты заданных механизмов
- Заключение
- Литература
- Приложения

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки, оформляется на стандартном бланке.

Задание на курсовое проектирование выдает руководитель проекта и утверждает ведущий кафедрой. В задании указываются название темы, исходные данные для выполнения проекта, структура проекта, перечень графического материала. Задание подписывают студент и руководитель.

Аннотация должна содержать краткие сведения о цели и задачах проекта, структуре и объеме выполненной работы, способах решения поставленных задач и достигнутых результатах. Аннотация по объему соответствует одному листу формата А4, оформляется на листе по форме 2 ГОСТ 2.104.

В *содержание* выносятся название всех разделов, подразделов с указанием страниц, на которых размещается начало текстового материала. Заголовки содержания должны точно повторять заголовки в тексте. Названия разделов пишутся прописными буквами.

Введение это вступительная часть пояснительной записки. Во введении обосновывается актуальность выбранной темы, цель и содержание курсового проекта, формулируются основные задачи, поставленные для решения в курсовом проекте, объект и предмет исследования, сообщается, в чем заключается прикладная ценность полученных результатов, также может помещаться краткая историческая справка о развитии соответствующей области науки и техники. Объем введения не превышает 2-3 листов.

Расчетная часть пояснительной записки должна содержать полные технические обоснования спроектированной машины и ее отдельных элементов. Все расчеты в записке снабжа-

ют кратким, но связным пояснительным текстом, позволяющим разобраться в существе вопроса без помощи автора. Стил ь изложения материала должен быть предельно точным, не допускающим произвольного и противоречивого толкования какого-либо положения, язык лаконичным и грамотным. Пояснения следует вести в безличной форме («Определение массы» и т.п.). Пояснительный текст не должен содержать устаревшей терминологии. Текст пояснительной записки расчленяют на рубрики (разделы, подразделы, пункты, подпункты), которые должны иметь порядковые номера. Номера подразделов состоят из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. Единицы измерения физических величин должны соответствовать международной системе (СИ), а также временно допустимым к применению некоторым единицам упраздненных систем по состоянию, соответствующему периоду проектирования. Формулы необходимо снабжать ссылками на литературный источник. Если формула повторяется в последующих разделах, то достаточно сделать ссылку на номер формулы.

В конце каждого расчета необходимо делать выводы по полученным результатам, указывать, пригодны ли эти результаты и т.п.

В *заключении* рекомендуется сформулировать основные результаты и выводы по выполненной работе, сделать критические замечания о спроектированной конструкции машины, указать возможность использования других решений.

В *библиографический список* заносят полное библиографическое описание книг и других источников, которые были использованы при выполнении работы и на которые в тексте записки имеются ссылки.

В *приложение* выносятся в обязательном порядке спецификации ко всем сборочным чертежам, имеющимся в графической части проекта.

Пояснительная записка к курсовому проекту оформляется компьютерным (машинописным) способом, кроме того, допускается рукописный вариант оформления работы.

Общий объем пояснительной записки: 25 - 30 стр. Формат А4, рамка форма 2 и 2а. Печать на компьютере: шрифт «Times New Roman» размер 14, полуторный интервал. Поля: левое – 30 мм , правое - 10 мм, верхнее -15мм , нижнее -20мм.

2.2. Структура графической части

Графическая часть выполняется на листах формата не менее А1, при необходимости формат А1 может разбиваться на форматы А2, А3, А4 в любых сочетаниях при условии полного заполнения формата А1. Общее число листов графической части не менее 2. Все чертежи оформляют в соответствии с Единой системой конструкторской документации.

Сборочные чертежи крана и механизмов должны содержать не менее двух проекций. Масштаб чертежей выбирают с таким расчетом, чтобы поле листа было заполнено не менее чем

на 75 %. Масштабы чертежей должны соответствовать ГОСТ 2.302-68. Чертежи крана, механизмов и сборочных единиц должны иметь разрезы и сечения основных узлов.

На чертежах указывают габаритные, присоединительные и установочные размеры, а также посадки зубчатых колес, подшипников и других подобных деталей.

Сборочные чертежи крана и механизмов должны содержать текстовую часть, располагаемую над основной надписью. В текстовую часть входят техническая характеристика и технические требования, которые выделяют соответствующими заголовками. Чертежи деталей содержат, как правило, только технические требования. Текстовую часть оформляют в виде пронумерованных пунктов и располагают на расстоянии 185 мм от линии правого поля.

Пример оформления текстовой части механизма подъема груза:

Техническая характеристика

- | | |
|--------------------------------|---------|
| 1. Грузоподъемность, т | – 10; |
| 2. Скорость подъема груза, м/с | – 0,12; |
| 3. Группа режима | – М6. |

Технические требования

1. Все размеры для справок.
2. Радиальное биение валов редуктора и двигателя не более 0,5 мм; угловое смещение не более 1°.
3. Испытать вхолостую в течение 30 мин. Стук, повышенный шум не допускаются.
4. Покрытие ЭМПФ-115. Эмаль ПФ-115 серая ГОСТ 6465-76.IV.УХЛ4.

3. ЗАЩИТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Защиту проекта принимает комиссия, состоящая из двух-трех преподавателей. К защите, срок которой установлен графиком, студент должен представить чертежи и пояснительную записку, подписанные консультантом. В докладе, на который отводится около 5 минут, студент сообщает о задачах проекта и дает краткую его характеристику, уделяя внимание только новизне принятых конструктивных решений, подчеркивая их оригинальность. После этого студент отвечает на вопросы членов комиссии, которые могут быть заданы по всем разделам проекта для всестороннего выявления знаний. Студент доказывает правильность и целесообразность принятых решений.

Оценка курсового проекта производится с учетом качества выполнения чертежей и пояснительной записки и соблюдения сроков по графику.

Далее изложены рекомендации по методике проектирования крановых механизмов.

4. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

4.1. Расчет механизма подъема груза

Выбор полиспаста. Этот этап является важным как с точки зрения правильности выбора нагрузки на одну ветвь каната, так и с точки зрения задачи рациональной компоновки и расчета всего механизма подъема. Следует учитывать, что в кранах, где навивка каната осуществляется непосредственно на барабан (мостовые и козловые), необходимо применять сдвоенные полиспасты, что обеспечивает строго вертикальный подъем груза; в стреловых кранах – одинарные. При выборе схемы полиспаста можно использовать данные, приведенные на рисунке 1.

Расчет усилий в канате и выбор каната.

Максимальное усилие F_{σ} в ветви каната, набегающей на барабан, определяют из расчетной зависимости:

$$F_{\sigma} = \frac{Qg}{Z_n U_n \eta_n}, \quad (4.1)$$

где Q – номинальная грузоподъемность крана; Z_n – количество ветвей каната на барабане; η_n – КПД полиспаста; U_n – кратность полиспаста.

Коэффициент полезного действия η_n полиспаста определяют по формуле $\eta_n = \eta_0^{n+2}$, где η_0 – КПД блока ($\eta_0 = 0,99$); n – количество блоков.

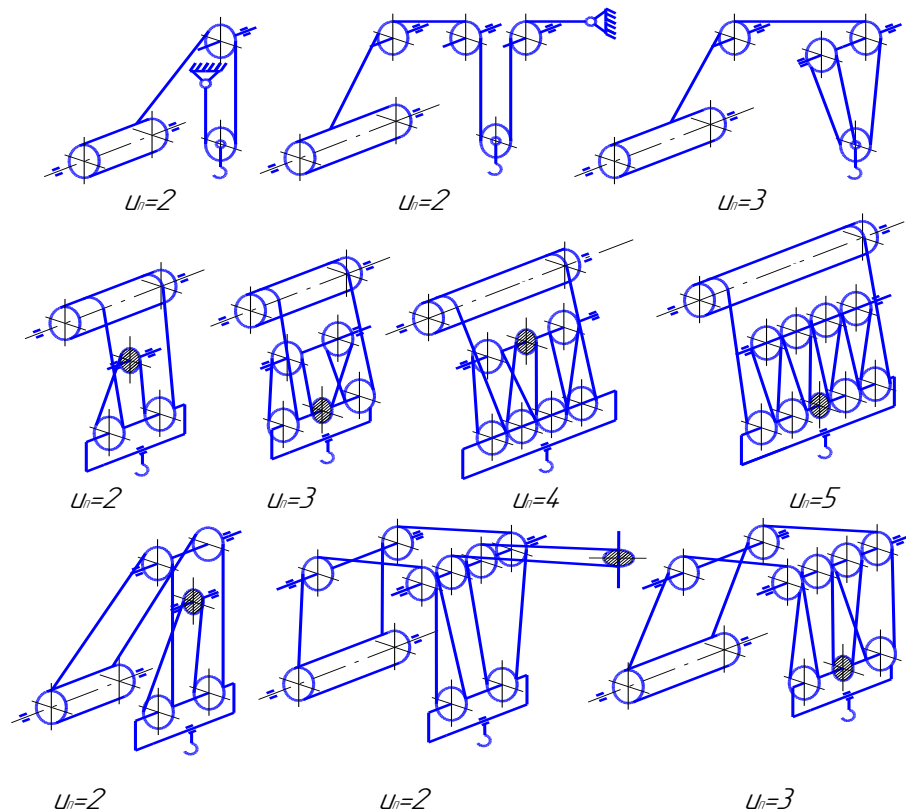


Рисунок 1. – Схемы полиспастов

Выбор каната производят по разрушающей нагрузке F_p , указанной в справочниках [4,7,8,11,12].

$$F_p \geq F_o \cdot Z_p, \quad (4.2)$$

где Z_p – коэффициент использования каната (минимальный коэффициент запаса прочности каната), принимаемый по таблице 1.

По значению F_p подбирают стандартный канат двойной свивки типа ЛК.

Таблица 1 – Коэффициент использования канатов Z_p

Группа режима	Значения Z_p для канатов	
	подвижных	неподвижных
М3	3,55	3,0
М4	4,0	3,5
М5	4,5	4,0
М6	5,6	4,5
М7	7,1	5,0
М8	9,0	5,0

Расчет грузовой подвески. Принципиальная схема грузовой подвески определяется схемой полиспаста. Примеры конструкции подвесок приведены в [12,с.270]. Для четных чисел кратности ($U_{\text{п}}=2,4,\dots$) сдвоенных полиспастов могут применяться укороченные крюковые подвески. В этом случае блоки монтируют непосредственно на траверсе крюка.

Расчетный (по центрам витка каната) диаметр D барабана, блока и уравнительного блока определяют по формуле вида

$$D \geq d_k h_i, \quad (4.3)$$

где d_k – диаметр каната;

h_i – коэффициенты выбора диаметров соответственно барабана, блока и уравнительного блока (таблица 2).

Таблица 2 – Коэффициенты выбора диаметров h_i

Группа режима механизма по ИСО 4301/1	Коэффициенты выбора диаметров		
	барабана	блока	ур. блока
М3	14,0	16,0	12,5
М4	16,0	18,0	14,0
М5	18,0	20,0	14,0
М6	20,0	22,4	16,0
М7	22,4	25,0	16,0
М8	25,0	28,0	18,0

Определяют размеры барабана [7,8] и блока [4,7,8]. Производят проверку на прочность барабана [4] и выполняют расчеты крепления каната на барабане и оси барабана [4,7,9].

Применяют в основном однорogie крюки по ГОСТ 6627-94 [4,7,11,12]. Выбор производят по номинальной грузоподъемности крана и группе режима. В записке приводят эскиз хвостовика крюка с указанием основных размеров. Крюки должны быть снабжены предохранительным замком по ГОСТ 12840-80.

Высоту h_r гайки крюка определяют сначала конструктивно: $h_r \approx 1,2d$, где d – наружный диаметр резьбы, мм. Затем проверяют на прочность по условию смятия витков:

$$h_r \geq \frac{4 \cdot 10^4 \cdot Q \cdot p}{\pi \cdot (d^2 - d_0^2) \cdot [\sigma_c]}, \quad (4.4)$$

где Q – грузоподъемность, т; p – шаг резьбы, мм; d и d_0 – наружный и внутренний диаметры резьбы, мм; σ_c – допускаемые напряжения смятия, МПа (для материала гайки – сталь 45, $[\sigma_c] = 30 \dots 35$ МПа). Наружный диаметр гайки $D_e \approx 1,8d$.

Упорный подшипник под гайку крюка выбирают по диаметру хвостовика крюка и статической нагрузке. Подшипник блока выбирают по коэффициенту динамической работоспособности [4]. Приводят эскизы подшипников с основными размерами.

Проводят расчет на прочность: оси блоков, траверсы и щеки [4, с.70...74].

Расчет привода грузоподъемного механизма. Определяют мощность двигателя [4,7]. Выбор электродвигателя производят по расчетной мощности. Для кранов применяют специальные крановые трехфазные асинхронные двигатели серий МТКФ, МТН ГОСТ 185-70 [7,11,12]. В записке помещают эскиз двигателя с основными габаритными и крепежными размерами и его характеристику. Выбранный двигатель необходимо проверить по пусковому моменту [7].

Определяют передаточное число редуктора и по нему и передаваемой мощности (или крутящему моменту) выбирают редуктор. В записке помещают эскиз редуктора с основными размерами и его характеристику. Предпочтение следует отдавать редукторам с тихоходным валом в виде зубчатой полумуфты (исполнение М).

Выполняют проверочный расчет по определению фактической скорости подъема груза. Отступление от заданной скорости подъема разрешается в пределах $\pm 10 \%$.

При соединении быстроходного вала редуктора с двигателем рекомендуются компенсирующие втулочно-пальцевые муфты МУВП ГОСТ 21424-75 с тормозным шкивом на валу редуктора, а также зубчатые муфты с тормозным шкивом ГОСТ 5006-95 [7,11,12].

Выбор типоразмера муфт производят по крутящему моменту. Предпочтение следует отдавать зубчатым муфтам. На эскизе указывают основные размеры.

Тормоз выбирают по тормозному моменту [7]. Коэффициент запаса торможения не менее 1,5 [10]. В записке помещают эскиз тормоза с основными размерами и указывают его характеристику. Необходимо согласовать диаметр тормозного шкива муфты с типоразмером тормоза. Тормоз должен быть нормально закрытый, автоматический.

Приводят схемы и описания ограничителей высоты подъема груза и грузоподъемности или грузового момента.

Для проверки расчетов выполняют предварительный компоновочный чертеж механизма в произвольном масштабе [8]. Элементы механизма изображают упрощенно по наиболее характерным размерам.

При отсутствии зазоров между деталями механизма или их малой величине (менее 5 мм) компоновку (взаимное расположение элементов механизма) следует изменить. Схема компоновки помогает выбрать масштаб чертежа и расположение проекций на чертеже.

4.2 Расчет механизм передвижения крана (тележки)

Выбор кинематической схемы механизма производят исходя из конструктивных особенностей грузоподъемной машины. Мостовые краны могут иметь центральный или отдельный привод с быстроходными или тихоходными валами. На козловых или башенных кранах применяют отдельный привод, ходовые колеса двухребордные. Грузовые тележки могут быть самоходными или с канатной тягой [7,11,12].

Определение массы крана (тележки) проводят по эмпирическим формулам [7] или прототипу. Составляют расчетную схему с указанием всех внешних сил и координат точек их приложения [1,2,7,11,12]. Определяют реакции и по наибольшей из них находят максимальную статическую нагрузку $F_{\text{хк}}$ на колесо. Типоразмер ходового колеса выбирают по комплексу: нагрузка, скорость передвижения, группа режима.

Приводят эскиз ходового колеса с размерами. Указывают типоразмер рельса и дают описание (эскизы) элементов кранового пути [4., с. 118...124].

Ходовые колеса проверяют по контактным напряжениям смятия [2, с. 410...412].

При расчете механизма передвижения крана учитывают три силы: сопротивление передвижению от сил трения в ходовых колесах, уклона рельсовых путей, ветровой нагрузки. Последняя только для кранов на открытой площадке (башенные, козловые). Подобная сумма сил будет действовать в механизме передвижения самоходных тележек [3,7,11,12]. Для тележек с канатной тягой суммарная сила сопротивления будет включать пять слагаемых [2,7,11,12].

Расчетную мощность двигателя определяют или при установившемся движении (без учета сил инерции), или с учетом сил инерции при допустимом коэффициенте перегрузки. По большему значению этих мощностей выбирают двигатель. При отдельном приводе необходи-

мую мощность каждого двигателя получают делением общей мощности на количество двигателей с учетом коэффициента неравномерности приложения нагрузки, равного 10...20 % [11,12].

Для механизмов передвижения кранов и грузовых тележек применяют горизонтальные цилиндрические редукторы; редукторы вертикальные типов ВК, ВКУ, ВКН; навесные редукторы типа ЦЗВК (ЦЗВКФ). Навесные редукторы обеспечивают наиболее компактную компоновку.

Механизм передвижения крана (самоходной тележки) проверяют по пусковому моменту и коэффициенту запаса сцепления. Для механизмов передвижения кранов можно не предусматривать коэффициент запаса торможения, а также использовать управляемые тормозы. Для плавной остановки крана с отдельным приводом, кроме того, применяют последовательное выключение механизмов передвижения.

4.3. Расчет механизма передвижения тележки с канатной тягой (изменения вылета)

Расчет сводится к определению суммы сил сопротивления, которые равны натяжению каната, наматываемого на барабан механизма передвижения. Кроме трех сил сопротивления, возникающих в механизме передвижения крана, необходимо учитывать сопротивление перемещению грузового каната на блоках и натяжение, вызванное провисанием свободной ветви каната. Схема привода механизма передвижения аналогична схеме привода механизма подъема груза, поэтому после определения натяжения каната дальнейший расчет проводят аналогично [2,7,11,12].

4.4. Расчет механизма изменения вылета стрелы (стрелоподъемный)

Изменение вылета стреловых кранов осуществляется изменением угла наклона стрелы к горизонтальной плоскости.

На расчетной схеме указывают внешние силы: Qg – силу тяжести груза; G_c – силу тяжести стрелы; F_{ec} – силу ветрового давления на стрелу; F_δ – силу натяжения каната механизма подъема груза; F – силу натяжения каната стрелоподъемного механизма.

По заданной высоте H подъема груза определяют длину ℓ_c – стрелы, $\ell_c = H/\sin 70^\circ$ и $b = \ell_c \cdot \cos 70^\circ$ (для башенных кранов необходимо из H вычесть высоту башни). Определяют наименьший вылет $L_{\min} = b + (1,5...2)$ м.

Определяют грузовой момент $T_Q = QgL_{\min} = \text{const}$. При положении стрелы в $5 \dots 10^\circ$ от горизонтали определяют грузоподъемность, соответствующую данному положению, т.е. при наибольшем вылете L : $Q_{\min} = T_Q / L \cdot g$.

Определяют массу m_c стрелы: $m_c = q\ell_c$, где q – погонная масса. Для решетчатых стрел $q = (100 \dots 200)$ кг/м; для коробчатых – $(200 \dots 400)$ кг/м. Площадь A (м²) поверхности решетчатых стрел принимают $A = m_c (0,2 \dots 0,3)$, где m_c в тоннах. Для коробчатых стрел $A = (0,2 \dots 0,4) \cdot \ell_c \sin 70^\circ$. При крайнем нижнем положении стрелы ветровой нагрузкой на нее можно пренебречь.

Составляют уравнение моментов относительно точки крепления (пяты) стрелы:

$$Q'gb' + m_c g \cdot b' / 2 + F_{\text{вс}} \cdot b' / 2 - F_{\text{с}} \ell_1 = F \ell_2, \quad (4.5)$$

где Q' и b' – текущие значения грузоподъемности и плеч при промежуточных положениях стрелы; ℓ_1 ; ℓ_2 – отрезки линий, проведенных через пята до пересечения с линиями действия сил F и $F_{\text{с}}$, перпендикулярно им. Размеры ℓ_1 , ℓ_2 будут зависеть от высоты h стойки, на которой крепится обводной блок. Размер h (1,2...3) м принимают из конструктивных соображений. Рациональность размеров h , ℓ_1 , ℓ_2 проверяют графически.

По силе $F_{\max}$, определенной из уравнения моментов, рассчитывают полиспаст аналогично полиспасту грузоподъемного механизма. Желательно использовать для стрелоподъемного механизма типоразмер грузового каната, который обеспечивают подбором кратности полиспаста.

Определяют скорость V_c точки крепления каната стрелоподъемного механизма $V_c = \omega R$, где R – расстояние от пяты до точки крепления каната; $\omega = \pi n_c / (150 \dots 180)$, где n_c – частота вращения стрелы в горизонтальной плоскости (задана).

Определяют мощность двигателя $P_1 = F_{\max} V_c / 10^3 \eta$ и выбирают двигатель. Проверку двигателя не производят. Стандартные элементы выбирают по известным зависимостям [2,7,11,12].

4.5. Расчет механизма поворота крана

Механизм поворота (вращения) содержит двигатель, муфту-тормоз, редуктор, зубчатую пару и опорно-поворотное устройство (ОПУ).

Зубчатая пара может быть внешнего или внутреннего зацепления.

ОПУ могут быть двух видов:

1) в виде комбинаций упорных и радиальных шарикоподшипников;

2) в виде поворотного круга (одно- или двухрядные; шарико- или роликовые).

В консольных кранах используют ОПУ первого вида; в автомобильных, самоходных и башенных кранах – второго.

Механизм поворота консольных кранов рассчитывают в следующей последовательности:

- 1) составляют расчетную схему;
- 2) определяют опорные реакции;
- 3) с учетом опорных реакций и частоты вращения n_c (задана) определяют коэффициенты динамической работоспособности и по ним выбирают упорный и радиальные подшипники;
- 4) определяют суммарный момент T_{Σ} сопротивления повороту относительно оси поворотной части.

Расчет механизма поворота автомобильных, самоходных и башенных кранов включает:

- 1) определение вертикальной силы $F_v = g(Q + m_c + m_{пп})$, где m_c – масса стрелы; $m_{пп}$ – масса поворотной платформы [7];
- 2) определение грузового момента $T_Q = QgL$;
- 3) с учетом F_v и T_Q по номограмме [11,12] выбирают круг;
- 4) по формуле [11,12] определяют момент T_{Σ} сопротивления повороту относительно оси круга.

Далее, независимо от типа крана, определяют статический момент

$$T_c = T_{\Sigma} / U_m, \quad (4.6)$$

где U_m – передаточное число механизма; $U_m = U_p \cdot U_{зп}$, где U_p – передаточное число редуктора; $U_{зп}$ – передаточное число зубчатой пары ($U_{зп} = 10 \dots 20$).

Приняв $U_m = 1000$ и $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (n_1 – синхронная частота вращения двигателя механизма поворота), выбирают двигатель из условия

$$P_1 \geq T_c / 9,55, \quad (4.7)$$

Двигатель проверяют по пусковому моменту. При учете ветровой нагрузки давление ветра $p = 150 \text{ Па}$ (на кран и груз).

Выбор стандартных элементов – аналогично механизму подъема груза.

В механизме поворота обязательно наличие муфты предельного момента (фрикционной или типа МУВП со срезными штифтами).

Примерные варианты заданий на курсовое проектирование

Задание 1

Студенту_____Группа_____Факультет_____

Спроектировать стационарный полноповоротный кран с переменным вылетом по варианту_____

Основные данные	Вариант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Грузоподъемность, т	1	1,6	1,6	2	3,2	5	5	8
Вылет, м	4,5	4	5	4	5	4	5,5	4
Скорость в м/мин: подъема груза перемещения тележки	10	12	12	10	8	10	8	12
	24	18	20	20	16	12	18	20
Скорость поворота стрелы, об/мин	Ручной поворот		3	2,5	Ручной поворот		2,5	3
Высота подъема груза	5	6	4,5	5	5	4,5	6	5
Режим работы								

Задание 2

Студенту_____Группа_____Факультет_____

Спроектировать настенный кран по варианту_____

Основные данные	Вариант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Грузоподъемность, т	1	1	1,6	2	3,2	3,2	5	8
Вылет, м	4,5	4	4,5	5	5	4	5	4
Скорость в м/мин: подъема груза перемещения тележки	8	10	12	12	10	8	10	12
	20	24	20	18	16	12	18	20
Высота подъема груза	5	6	5	6	4,5	5	6	5
Режим работы								

Задание 3

Студенту_____Группа_____Факультет_____

Спроектировать мостовой кран по варианту_____

Основные данные	Вариант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Грузоподъемность, т	3,2	3,2	5	8	8	5	10	12,5
Пролет, м	17	17	14	20	11	17	23	20
Скорость в м/мин: подъема груза передвижения моста перемещения тележки	12	10	12	20	12	8	10	20
	80	100	60	100	80	60	80	120
	40	40	30	40	40	30	40	40
Высота подъема груза	20	16	12	24	16	12	14	18
Режим работы								

Задание 4

Студенту _____ Группа _____ Факультет _____
 Спроектировать башенный кран по варианту _____

Основные данные	Вариант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Грузоподъемность, т	3,2	5	8	10	12,5	16	4	20
Вылет стрелы, м	8	6	8	8	10	12	10	12
Скорость в м/мин: подъема груза перемещения тележки	19	18	17	16,5	16	16	19	16
	26	27	18	18	18	15	26	8
Скорость поворота, об/мин	2	2	3	1,5	2	3	2,5	3
Высота подъема груза	10	12	16	20	16	10	10	20
Режим работы								

Задание 5

Студенту _____ Группа _____ Факультет _____
 Спроектировать кран-балку по варианту _____

Основные данные	Вариант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Грузоподъемность, т	1	1,6	2	2	3,2	3,2	5	5
Пролет, м	17	17	17	14	14	11	14	11
Скорость в м/мин: подъема груза передвижения балки передвижения элек- тротали	12	10	7,5	12	8	12	7,5	8
	50	75	30	50	50	75	50	75
	30	15	15	20	15	30	30	30
Высота подъема груза	8	10	8	10	10	8	10	6
Режим работы								

Кроме приведенных заданий преподаватель может выдать индивидуальное задание, например:

- спроектировать козловой кран;
- спроектировать радиальный кран;
- спроектировать электроталь;
- спроектировать консольный кран и т.п.

Список литературы

- 1 Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. – М.: Высшая школа, 1985. – 593 с.
- 2 Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Высшая школа, 2000. – 552 с.
- 3 Анфимов И.И. Редукторы. Конструкции и расчет. – М.: Машиностроение, 1993. – 464 с.
- 4 Балашов В.П. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов. – М.: Машиностроение, 1987. – 536 с.
- 5 Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 431 с.
- 6 Иванченко Ф.К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. – Киев: Высшая школа, 1978. – 574 с.
- 7 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Высшая школа, 1983. – 272 с.
- 8 Курсовое проектирование грузоподъемных машин /Под ред. С. А. Казака. – М.: Высшая школа, 1989. – 319 с.
- 9 Павлов Н.Г. Примеры расчета кранов. – Л.: Машиностроение, 1976. – 319 с.
- 10 Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – М.: НПО ОБТ, 2000. – 239 с.
- 11 Справочник по кранам /Под ред. М.М.Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. Т.1. – 353 с.
- 12 Справочник по кранам /Под ред. М.М.Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. Т.2. – 559 с.
- 13 Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности: Атлас конструкций. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.
- 14 Желтонога А.И. и др. Краны и подъемники: Атлас конструкций: В 2 ч. – Минск: Высшая школа, 1974. Ч.1. – 116 с.; Ч.2. – 94 с.
- 15 Подъемно-транспортные машины: Атлас конструкций /Под ред. М.П.Александрова и Д.Н.Решетова. – М.: Машиностроение, 1987. – 121с.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
**«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»**
ВОЛЖСКИЙ ФИЛИАЛ

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ,
СТРОИТЕЛЬНЫХ, ДОРОЖНЫХ СРЕДСТВ И ОБОРУДОВАНИЯ**

Методические указания по выполнению курсового проекта для
студентов специальности 23.05.01. Наземные транспортно-технологические
средства (специализация «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные
средства и оборудование»)

Чебоксары, 2021

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Цели и задачи выполнения курсового проекта	5
2 Организация работы при выполнении курсового проекта	6
3 Методические указания по выполнению курсового проекта	7
3.1 Общие сведения	7
3.2 Пример расчета	9
4 Структура курсового проекта	14
4.1 Структура пояснительной записки	14
4.2. Структура графической части	15
Варианты заданий	17
Библиографический список	18

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование по дисциплине «Проектирование подъемно-транспортных, строительных, дорожных средств и оборудования» (ППТС-ДСиО) способствует обобщению и закреплению теоретических знаний студентов и прививает им навыки самостоятельного решения инженерных задач при разработке конструкций сборочных единиц и машин.

При выполнении курсового проекта по ППТСДСиО студент использует ГОСТы, справочную литературу, изучает и применяет современные конструкции машин и лучшие достижения в области отечественного и зарубежного машиностроения. Дальнейшее развитие получают навыки выполнения чертежей, расчетов и составления текстовых конструкторских документов.

Объектами проектирования являются грузоподъемные, строительные и дорожные машины.

1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект – самостоятельная работа учащегося, которая предусматривает систематизацию, закрепление и углубление знаний по конкретной дисциплине.

В процессе выполнения курсового проекта студенту необходимо выбрать наиболее рациональное решение поставленной перед ним задачи и показать умение пользоваться учебными пособиями, справочниками, периодической литературой, а также материалами проектных организаций и производств. Решения, принимаемые в курсовом проекте, должны отличаться прогрессивностью и, в большинстве случаев, приводить к повышению производительности труда.

Курсовой проект, как единый комплекс задач, тесно увязанных между собой, завершает подготовку специалиста по данной дисциплине и способствует последующему успешному выполнению дипломного проекта.

Таким образом, выполнение курсового проекта является важным подготовительным этапом к дипломному проектированию. Не исключена возможность того, что дипломный проект является дальнейшим развитием курсового проекта. Важной особенностью курсового проектирования является его практическая значимость, т. е. возможность последующего использования результатов проектирования в условиях реального производства. В частности, целесообразно осуществлять модернизацию машин и оборудования, находящихся в эксплуатации.

2 ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Учебным планом для выполнения курсового проекта по конкретной дисциплине предусмотрен определённый период времени. На протяжении этого времени каждому учащемуся выдается индивидуальное задание на курсовой проект, проводится вводное занятие, осуществляются групповые и индивидуальные консультации, а затем производится индивидуальный приём и защита курсового проекта.

Все перечисленные мероприятия выполняются руководителем проекта, который является ведущим преподавателем по данной дисциплине.

Общие требования, предъявляемые к заданию:

- конкретность вопросов, подлежащих разработке;
- полнота исходных данных, необходимых для выполнения курсового проекта;
- прогрессивность вопросов, разрабатываемых в курсовом проекте и их соответствие современному уровню развития науки и техники.

Задание выдается на вводном занятии, на котором освещаются также сведения о задачах курсового проекта по данной дисциплине, его значении для подготовки специалиста и для последующего выполнения дипломного проекта, уделяется внимание объему и содержанию проекта, а также методике его выполнения.

Курсовой проект включает графический материал и расчетно-пояснительную записку. Работа над графическим материалом и составление расчетно-пояснительной записки должны вестись параллельно, так как выбор тех или иных решений, отражаемых на чертежах, необходимо проверять и уточнять расчетами.

3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

3.1 Общие сведения

Работу над проектом следует начать с изучения рекомендованной литературы и ГОСТов по данному виду машин, ознакомиться с конструкциями аналогичных существующих машин, тенденцией их развития, областью их применения.

После изучения рекомендованной литературы следует дать краткий обзор состояния производства машин проектируемого типа и разработать технико-эксплуатационные требования.

При обосновании видов машин, типа ее привода, системы управления и т.п. необходимо охватить комплекс вопросов:

1) производственных, таких как повышение производительности, требования к продукции, обеспечение качества, снижение отходов и т.п.;

2) технологических, связанных с изготовлением и эксплуатацией машины, унификацией деталей и узлов, их агрегатированием, ремонтпригодностью;

3) обеспечение возможности автоматизации выполнения рабочих процессов, включая возможность автоматической загрузки или разгрузки машины, автоматического регулирования при наличии обратной связи;

4) социальных, таких как облегчение труда, снижение уровня шума и вибрации и т.п.;

5) экологических, таких как исключение засорения воздуха, воды и грунта вредными газами и испарениями, вредными для окружающей среды жидкостями и пылевидными частицами, отходами производства и т.п.

Далее на основании задания обосновывается выбор типа рабочего оборудования, типа хода, привода и системы управления.

Расчетная часть проекта начинается с определения параметров рабочего оборудования исходя из данных задания. Содержание расчетной части приведено на примере экскаватора.

Статический расчет включает в себя определение веса противовеса и расчет трех видов устойчивости: рабочей, транспортной и собственной для экскаватора. Для землеройно-транспортных машин следует найти наибольший угол подъема машины в рабочем и транспортном режимах, а также предельный поперечный уклон при работе на косогоре. Для скреперов дополнительно определяется устойчивость при повороте. Для каждого расчетного случая необходимо дать расчетную схему в определенном масштабе с указанием сил и их плечей.

Расчет сопротивлений при работе. Для землеройно-транспортных машин производится тяговый расчет для глубины резания 5, 10 и 15 см на трех грунтах: глине, суглинке и песке. По полученным данным строятся графики зависимости сил сопротивления копания от толщины стружки для разных

грунтов и зависимости производительности от дальности перемещения грунта.

Для гидравлических экскаваторов должны быть определены активные усилия на зубьях ковша при копании поворотом рукояти и ковша, а также реактивные усилия в цилиндрах стрелы и ковша при копании поворотом рукояти и реактивные усилия в цилиндрах стрелы и рукояти при копании поворотом ковша. Строятся графики зависимости расчетного усилия копания от угла поворота рукояти (ковша), расчетные усилия сравниваются с фактическими, т.е. сопротивлениями, оказываемыми грунтом копанью.

Определение нагрузок на рабочее оборудование для землеройно-транспортных машин производится для нормальных условий работы в грунте определенной категории и включает в себя определение усилий, действующих на рабочий орган в различных режимах работы, усилий заглубления и подъема рабочего органа, критических усилий заглубления и подъема. Для скреперов дополнительно следует найти усилия открывания заслонки и разгрузки.

Прочностной расчет детали, указанной в задании начинается с выбора расчетных положений, их изображения и подробного описания. Далее вычерчиваются расчетные схемы полностью соответствующие конструкции машины и выбранным расчетным положениям, определяются нагрузки на рабочее оборудование и реакции в шарнирах и опорах, строятся эпюры усилий и моментов и выбирается опасное сечение. Выбранное для расчета сечение вычерчивается в масштабе с проставлением всех размеров, определяются напряжения в его элементах и сравниваются с допустимыми. Для точного определения наиболее нагруженной точки сечения необходимо построить эпюры напряжений в данном сечении.

Расчет привода рабочего оборудования включает в себя определение параметров привода главного рабочего движения машины. Для экскаваторов это движение копания: поворот рукояти прямой и обратной лопаты; перемещение ковша драглайна. Для погрузчиков это подъем стрелы при отрыве ковша с грунтом от массива грунта. Для бульдозеров и автогрейдеров это подъем и опускание отвала. Для скреперов – подъем ковша или выдвижение задней стенки при принудительной разгрузке. Для машин с гидравлическим приводом по найденным ранее усилиям и известному рабочему давлению определяется диаметр цилиндра и округляется до ближайшего большего по нормальному ряду. Далее выбирается скорость перемещения штока и определяется необходимый расход рабочей жидкости (производительность насоса). По известным давлению и производительности следует подобрать насос и распределитель.

В дальнейшем выбирается диаметр трубопроводов и рассчитывается на прочность толщина их стенок, определяется площадь фильтров. В конце расчета определяются потери давления в гидросистеме (местные и по длине).

Для машин с механическим приводом следует рассчитать канаты, размеры барабанов, толщину их стенок, определить передаточные отношения от двигателя к барабану. Если для привода барабана используют гидромотор

(электромотор), то следует его подобрать (с указанием марки) и рассчитать мощность.

3.2 Пример расчета

Расчет рабочего оборудования.

Цифровой материал заимствован из выполненного ВНИИСтройдормашем и Тверским экскаваторным заводом расчета экскаватора модели ЭО-3324 третьей размерной группы по ГОСТ 22894-77.

Таблица 3.1 - Исходные данные для расчета экскаватора ЭО-3324

Категории разрабатываемых грунтов	I – III
Вместимость ковша, m^3 , для грунтов: I – II категории	0,5
III категории	0,4
Продолжительность цикла при копании в отвал, c	16
Частота вращения поворотной платформы, $1/c$	0,94 (9 об/мин)
Наибольшая глубина копания, m	4,2
Наибольшая высота выгрузки, m	4,7
Наибольшая скорость передвижения, $км/ч$	18

Определение мощности двигателя и параметров гидрооборудования.

Мощность насосов по удельной энергоемкости копания, N ($Вт$), определяем в зависимости от коэффициента удельного сопротивления копания K ($Па$) по формуле:

$$N = \frac{k_{01} q_k k_n}{t_{\text{коп}} k_p \eta_{\text{коп}} \eta_{\text{пр}}} \quad (3.1)$$

где принимаем:

q_k – вместимость ковша $q_k = 0,5 m^3$

k_{01} – коэффициент удельного сопротивления копания;

k_p – коэффициент разрыхления грунта, $k_p = 1,3$;

k_n – коэффициент наполнения ковша, $k_n = 1,1$;

$t_{\text{коп}}$ – время копания, $t_{\text{коп}} = 0,3 t_{\text{ц}} = 0,3 \cdot 16 = 5,0 c$;

$\eta_{\text{коп}}$ – КПД системы поворота рукояти или ковша, $\eta_{\text{коп}} = 0,8$;

$\eta_{\text{пр}}$ – КПД использования мощности привода, $\eta_{\text{пр}} = 0,8$.

Подставим эти данные, определим мощность, необходимую при копании грунтов II категории:

$$N = 42,3 \text{ кВт}$$

Мощность привода насоса найдем по формуле:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N}{\eta} = 47 \text{ кВт}$$

где $\eta=0,9$ КПД насоса

Исходя из необходимой мощности, выбираем дизельный двигатель марки СМД-14 мощностью 55 кВт при частоте вращения 1700 об/мин.

В дальнейших расчетах проверим достаточность установленной мощности для совмещения операций, обеспечения требуемой динамики поворота и необходимых качеств. Рабочий объем гидроцилиндра поворота рукояти определим исходя из равенства работ гидроцилиндра и ковша по формуле [7]:

$$q_{\text{ц}} = \left(\frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} \right) L_{\text{ц}} \quad (3.2)$$

где $D_{\text{ц}}$ – диаметр гидроцилиндра, м

$L_{\text{ц}}$ – ход поршня, м.

Приняв по ОСТ 22-1417 - 79 ход поршня $L_{\text{ц}} = 1,25$ м, определим диаметр гидроцилиндра

$$D_{\text{ц}} = 2 \sqrt{\frac{q_{\text{ц}}}{\pi L_{\text{ц}}}} = 0,133 \text{ м} \quad (3.3)$$

Принимаем по ОСТ 22-1417-79 ближайший больший диаметр цилиндра $D_{\text{ц}} = 0,14 \text{ м} = 140 \text{ мм}$. Определим далее необходимую подачу насоса для обеспечения потребного времени копания

$$Q = \frac{q_{\text{ц}}}{t_{\text{коп}}} = 210 \text{ л/мин} \quad (3.4)$$

Для обеспечения возможности совмещения операций следует применять на экскаваторе два или три рабочих насоса или один сдвоенный насос с двумя независимыми потоками рабочей жидкости.

Принимаем по передаваемой мощности и подаче сдвоенный регулируемый аксиально-поршневой насос марки 223.25 исполнения I.

Характеристика этого насоса следующая: максимальный рабочий объем $2 \times 10^7 \text{ см}^3$; давление номинальное – 16 МПа; максимальное – 25 МПа; диапазон регулирования – 2,4; частота вращения 1700 об/мин.

Расчет нагрузок на рабочее оборудование.

До выполнения расчетов рабочего оборудования производят его конструктивную проработку, где определяют потребные размеры для обеспечения заданных параметров. На основании полученных данных производят эскизную компоновку экскаватора, определяют положение всех основных сборочных единиц, устанавливают их массу, координаты центров тяжести и ста-

тические моменты относительно главных осей. Для удобства использования полученных результатов их сводят в таблицы.

При расчете данных, принято следующее положение главных осей: ось x проходит на уровне опорной поверхности и направлена в сторону переднего моста; ось z направлена вверх по оси вращения поворотной платформы, ось y направлена влево. Координаты центров тяжести сборочных единиц рабочего оборудования указаны в таблице 3.2 применительно к положению, показанному на рис. 3.1.

Вес экскаватора составляет $G_{\Sigma} = 125 \text{ кН}$.

Основными задачами расчета рабочего оборудования являются: определение усилий копания на режущей кромке (зубьях) ковша, а также нагрузок на рабочее оборудование, поворотную платформу и ходовое оборудование и др.

Таблица 3.2 - Веса, координаты центров тяжести и статические моменты основных сборочных единиц экскаватора

Наименование сборочных единиц	Вес $G, \text{кН}$	Координаты центра тяжести, м			Статические моменты, кНм		
		X	Y	Z	M_x	M_y	M_z
Поворотная платформа с механизмами	51,7	-1,194	-0,038	1,58	61,79	-19,4	81,7
Ходовое оборудование	47,55	0,555	0	0,615	26,4	0	29,28
Стрела с гидроцилиндрами стрелы и рукояти	16,25	2,1	0	3,7	34,12	0	61,15
Рукоять с гидроцилиндром	4,62	5,5	0	4,3	25,4	0	19,87
Ковш	5,2	6,4	0	2,7	33,28	0	14,04
Грунт в ковше	7,6	6,4	0	2,7	48,64	0	20,52

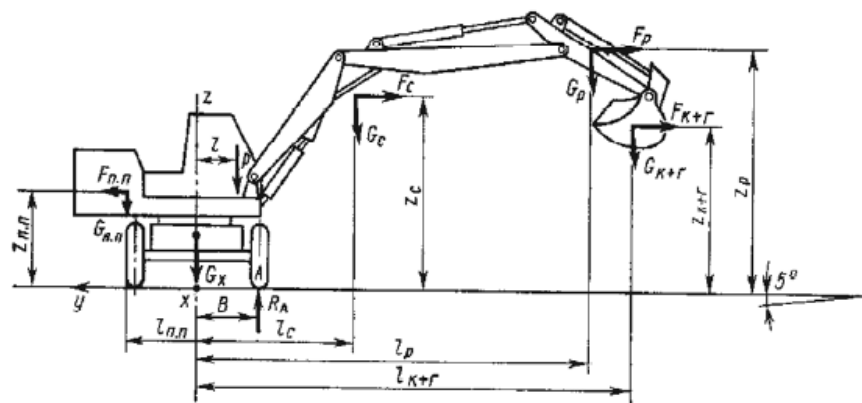


Рисунок 3.1 – Координаты центра тяжести машины

Необходимое касательное усилие на режущей кромке ковша определим по формуле:

$$P_{\kappa} = k_{01}bh = k_{01}F \quad (3.5)$$

Исходя из равенства объема ковша и снимаемой стружки $q_{\kappa}k_n = l_{\text{кон}}Fk_p$ откуда

$$F = q_{\kappa}k_n / (l_{\text{кон}}k_p) \quad (3.6)$$

Результаты расчетов сводятся в таблицу.

Таблица 3.3 - Результаты расчета усилий на режущей кромке ковша при копании поворотом рукояти

Параметры	Обозначение	Размерность	Показатели для точек траектории ковша						
			1р	2р	3р	4р	5р	6р	7р
Плечо усилия в гидроцилиндрах рукояти	$l_{\text{ц.р}}$	м	0,24	0,46	0,576	0,6	0,56	0,456	0,38
Момент усилия гидроцилиндра рукояти	$P_{\text{ц.р}}l$	кН·м	58,9	113	141,7	148,0	138	114,4	93,5
Плечо рукояти ($G_p = 4260 \text{ кН}$)	l_{κ}^B	м	-0,18	0,03	0,26	0,43	0,56	0,62	0,612
Момент веса без рукояти	$G_p l_{\kappa}^B$	кН·м	-0,83	0,14	1,2	1,98	2,59	2,66	2,82
Вес ковша с грунтом	$G_{\kappa+z}$	кН	5,2	6,7	8,2	9,7	11,2	12,7	12,8
Плечо ковша с грунтом	$l_{\kappa+z}^B$	м	-0,82	-0,04	0,73	1,41	1,91	2,2	2,24
Момент от веса ковша с грунтом	$G_{\kappa+z} \cdot l_{\kappa+z}^B$	кН·м	-4,27	-0,27	6	13,2	21,4	28	28,7
Резльтирующий момент	$\sum Gl$	кН·м	64	113,1	134,5	132,4	113,8	83,1	61,9
Касательное усилие на режущей кромке ковша	P_{κ}	кН	22,07	39	46,4	45,7	39,2	28,9	21,4

Расчеты на устойчивость

Такие расчеты выполняют для нескольких расчетных положений. В качестве примера проведен расчет устойчивости экскаватора для одного из положений при повороте его с груженным ковшом на выгрузку. Экскаватор (рис. 3.1) стоит на уклоне 5° в сторону стрелы, поворотная платформа установлена поперек ходового оборудования, ковш с грунтом на наибольшем вылете подвешен с помощью гидроцилиндра ковша под рукоять.

Центробежные силы, возникающие от поворота платформы, определим по формуле

$$F = mr\omega^2 = (G_r/g)(\pi n/30)^2 = Gr\pi^2 9^2 / (g/30^2) = 0,0904Gr \quad (3.7)$$

где m – масса сборочной единицы, кг;

r – радиус от оси вращения поворотной части машины до центра тяжести соответствующей сборочной единицы, м;

ω – частота вращения поворотной платформы, 1/с;
 n – частота вращения поворотной платформы, об/мин;
 G – вес сборочной единицы, Н;
 g – ускорение силы тяжести, м/с².

Действующие центробежные силы будут равны:
 – на поворотную платформу с механизмами

$$F_{n.n}=0,0904 \cdot 51,7 \cdot 1,195 = 5,58 \text{ кН};$$

– на стрелу с гидроцилиндрами

$$F_c=0,0904 \cdot 16,25 \cdot 2,1=3,09 \text{ кН};$$

– на рукоять с гидроцилиндром ковша

$$F_p = 0,0904 \cdot 4,62 \cdot 5,5 = 2,3 \text{ кН};$$

– на ковш с грунтом

$$F_{k+z}=0,0904 \cdot 12,8 \cdot 6,4 = 7,02 \text{ кН}$$

Удерживающий момент определим по выражению

$$M_y = G_{n.n} [(X_{n.n} + B) \cos 5^\circ - Z_{n.n} \sin 5^\circ] + G_x [B \cos 5^\circ - Z_x \sin 5^\circ] + F_{n.n} Z_{n.n} \quad (3.8),$$

где В – расстояние от оси вращения до ребра опрокидывания, В = 1,15 м.
 После подстановки получим $M_y = 179,353 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Опрокидывающий момент находим по выражению

$$M_o = G_c [(l_c - B) \cos 5^\circ + Z_c \sin 5^\circ] + F_c Z_c + G_p [(l_p - B) \cos 5^\circ + Z_p \sin 5^\circ] + F_p Z_p + \\ + G_{k+z} [(l_{k+z} - B) \cos 5^\circ + Z_{k+z} \sin 5^\circ] + F_{k+z} Z_{k+z}.$$

В итоге получим $M_o = 152,86 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Коэффициент запаса устойчивости найдем по формуле:

$$k_y = M_y / M_o = 179,35 / 152,86 = 1,18 > [k_y] = 1,15.$$

Аналогичным образом определяют устойчивость экскаватора для других расчетных положений. Для случаев недостаточной устойчивости вводят дополнительные противовесы, изменяют условия опирания (например, путем установки выносных опор). Расчет одноковшового экскаватора включает также выбор мощности механизмов передвижения и поворота платформы.

4 СТРУКТУРА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

4.1 Структура пояснительной записки

Пояснительную записку составляют по частям в процессе расчетов и окончательно оформляют в конце выполнения проекта.

Пояснительная записка должна содержать:

- Титульный лист
- Задание
- Аннотация
- Содержание
- Введение
- Расчеты заданных механизмов
- Заключение
- Литература
- Приложения

Титульный лист является первой страницей пояснительной записки, оформляется на стандартном бланке.

Задание на курсовое проектирование выдает руководитель проекта и утверждает заведующий кафедрой. В задании указываются название темы, исходные данные для выполнения проекта, структура проекта, перечень графического материала. Задание подписывают студент и руководитель.

Аннотация должна содержать краткие сведения о цели и задачах проекта, структуре и объеме выполненной работы, способах решения поставленных задач и достигнутых результатах. Аннотация по объему соответствует одному листу формата А4, оформляется на листе по форме 2 ГОСТ 2.104.

В *содержании* выносятся название всех разделов, подразделов с указанием страниц, на которых размещается начало текстового материала. Заголовки содержания должны точно повторять заголовки в тексте. Названия разделов пишутся прописными буквами.

Введение это вступительная часть пояснительной записки. Во введении обосновывается актуальность выбранной темы, цель и содержание курсового проекта, формулируются основные задачи, поставленные для решения в курсовом проекте, объект и предмет исследования, сообщается, в чем заключается прикладная ценность полученных результатов, также может помещаться краткая историческая справка о развитии соответствующей области науки и техники. Объем введения не превышает 2-3 листов.

Расчетная часть пояснительной записки должна содержать полные технические обоснования спроектированной машины и ее отдельных элементов. Все расчеты в записке снабжают кратким, но связным пояснительным текстом, позволяющим разобраться в существе вопроса без помощи автора. Стил ь изложения материала должен быть предельно точным, не допускающим произвольного и противоречивого толкования какого-либо положения, язык лаконичным и грамотным. Пояснения следует вести в безличной форме

(«Определение массы» и т.п.). Пояснительный текст не должен содержать устаревшей терминологии. Текст пояснительной записки расчленяют на рубрики (разделы, подразделы, пункты, подпункты), которые должны иметь порядковые номера. Номера подразделов состоят из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. Единицы измерения физических величин должны соответствовать международной системе (СИ), а также временно допустимым к применению некоторым единицам упраздненных систем по состоянию, соответствующему периоду проектирования. Формулы необходимо снабжать ссылками на литературный источник. Если формула повторяется в последующих разделах, то достаточно сделать ссылку на номер формулы.

В конце каждого расчета необходимо делать выводы по полученным результатам, указывать, пригодны ли эти результаты и т.п.

В *заключении* рекомендуется сформулировать основные результаты и выводы по выполненной работе, сделать критические замечания о спроектированной конструкции машины, указать возможность использования других решений.

В *библиографический список* заносят полное библиографическое описание книг и других источников, которые были использованы при выполнении работы и на которые в тексте записки имеются ссылки.

В *приложение* выносятся в обязательном порядке спецификации ко всем сборочным чертежам, имеющимся в графической части проекта.

Пояснительная записка к курсовому проекту оформляется компьютерным (машинописным) способом, кроме того, допускается рукописный вариант оформления работы.

Общий объем пояснительной записки: 25 - 30 стр. Формат А4, рамка форма 2 и 2а. Печать на компьютере: шрифт «Times New Roman» размер 14, полуторный интервал. Поля: левое – 30 мм, правое - 10 мм, верхнее -15мм, нижнее -20мм.

4.2 Структура графической части

Графическая часть выполняется на листах формата не менее 2 форматов А1, при необходимости формат А1 может разбиваться на форматы А2, А3, А4 в любых сочетаниях при условии полного заполнения формата А1. Общее число листов графической части не менее 2. Все чертежи оформляют в соответствии с Единой системой конструкторской документации.

Сборочные чертежи машины и механизмов должны содержать не менее двух проекций. Масштаб чертежей выбирают с таким расчетом, чтобы поле листа было заполнено не менее чем на 75 %. Масштабы чертежей должны соответствовать ГОСТ 2.302-68. Чертежи машины, механизмов и сборочных единиц должны иметь разрезы и сечения основных узлов.

На чертежах указывают габаритные, присоединительные и установочные размеры, а также посадки зубчатых колес, подшипников и других подобных деталей.

Сборочные чертежи машины и механизмов должны содержать текстовую часть, располагаемую над основной надписью. В текстовую часть входят техническая характеристика и технические требования, которые выделяют соответствующими заголовками. Чертежи деталей содержат, как правило, только технические требования. Текстовую часть оформляют в виде пронумерованных пунктов и располагают на расстоянии 185 мм от линии правого поля.

ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ

Наименование параметра	Номер задания																		
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Наименование машины	Бульдозер с неповоротным отвалом							ОКЭ для отрывки траншей					Автогрейдер			Бульдозер с поворотным отвалом			
Тяговый класс, kH	14	30	60	100	150	250	350	–	–	–	–	–	60	120	180	6	10	15	20
Вместимость ковша, m^3	–	–	–	–	–	–	–	0,25	0,63	1	1,6	2,5	–	–	–	–	–	–	–
Радиус/высота (глубина) копания, m	–	–	–	–	–	–	–	5/4	7/4,5	9/6	10/6	11,5/7	–	–	–	–	–	–	–
Транспортная скорость, $км/ч$	30	11	10	10	12	15	13	19	19	3	2,5	1,5	43	40	40	10	10	12	13
Рассчитываемая деталь	Отвал			Толкающий брус				Стрела		Ковш		Рукоять		Осн. рама	Тяг. рама	Отвал	Толк. рама		Отвал

Наименование параметра	Номер задания																	
	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37
Наименование машины	Скрепер									ОКЭ для работы в карьере					Экскаватор-погрузчик			
Тяговый класс, кН	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Вместимость ковша, м³	3	4,5	7	8	9	11	15	16	25	0,25	0,63	1	1,6	3	1,2	1,5	2,8	5
Радиус/высота (глубина) копания, м	–	–	–	–	–	–	–	–	–	5/3	6,5/7	8/8	9/9,5	10/10,5	–	–	–	–
Транспортная скорость, км/ч	11	30	10	12	10	50	19	50	50	19	2	20	2	1,5	19	2,5	2,2	1,5
Рассчитываемая деталь	Ковш		Тяговая рама		Перед. заслонка		Задняя стенка		Ковш		Рукоять		Стрела		Стрела	Рукоять		Ковш

Библиографический список

1. Белецкий Б.Ф., Булгакова И.Г. Строительные машины и оборудование: учебное пособие. - 3-е изд., стер. – СПб.: Издательство «Лань», 2012. – 608с.: ил.
2. Беркман Л. И., Раннев А. В., Рейш А. К. Универсальные одноковшовые строительные экскаваторы. – М.: Машиностроение, 1994. – 304 с.
3. Гринаш О.А. Грузоподъемные механизмы и транспортные средства: Учеб. пособие / О.А, Гринаш. - Вологоград: Изд-во "Ин-Фолио", 2009. - 224с.
4. Каверзин С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин. – Красноярск: Изд-во "Офсет", 1997. – 382 с.
5. Крикун В.Я., Манасян В.Г. Расчет основных параметров гидравлических экскаваторов с рабочим оборудованием обратная лопата. Учебное пособие. М.: МИСИ, 2002. - 110 с.
6. Машины для земляных работ / Г. В. Кириллов, П. И. Марков, А. В. Раннев и др.; Под ред. М. Д. Полосина, В. И. Полякова. М.: Стройиздат, 1994. - 288 с.: - (Справочное пособие по строительным машинам).
7. Металлические конструкции строительных и дорожных машин: Учеб. пособие/А.И.Попов, С.А.Евтюков; СПбГАСУ; СПб., 1998,-67 с.
8. Технология машиностроения, производство и ремонт подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин: учебник / под ред. В.А. Зорина. - М.: Изд-во "Академия", 2010. - 576с.
9. Электронные системы управления и контроля строительных и дорожных машин: Учебное пособие / [В.М. Амелин и др.]; Под ред. Б.И. Петленко. - М.: Интекс, 1998. - 382 с.