ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
ЧАСТЬ 1

Методическое пособие по выполнению курсового проекта
для студентов специальности «Агроинженерия»

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 4
Глава 1 Исходные положения, используемые при расчете деталей машин 6
1.1 Ключевая информация 6
1.2 Основные показатели машин 9
1.3 Общие требования к современным машинам, их деталям и сборочным единицам 12
1.4 Причины выхода из строя и основные критерии работоспособности машин 17
1.5 Механический электропривод 24
1.5.1 Общие сведения 24
1.5.2 Кинематические и силовые соотношения в передачах 26
1.5.3 Выбор электродвигателя переменного тока и влияние его механической характеристики на оценку эффективности привода 32
1.6 Редукторы, мотор-редукторы и вариаторы 38
Глава 2 Технологические машины аграрного производства как объект проектирования электромеханических приводов 54
2.1 Ключевая информация 54
2.2 Примеры использования механических приводов в сельскохозяйственном производстве 55
Глава 3 Методология проектирования машин 59
3.1 Ключевая информация 59
3.2 Основные принципы конструирования 61
3.3 Технологичность проектируемых изделий 68
3.4 Красота и удобство. Эргономика 70
3.5 Принципы инновационного проектирования 75
3.6 Современные методы оптимального проектирования на основе САПР 82
3.7 Техническая система и принципы ее создания 88
Глава 4 Расчет зубчатых передач 102
4.1 Материалы зубчатых колес. Способы упрочнения зубьев ... 102
4.2 Определение допускаемых напряжений 106
4.3 Коэффициенты нагрузки. Точность зубчатых передач 112
4.4 Расчет цилиндрических зубчатых передач 117
4.5 Расчет конических зубчатых передач 128
Глава 5 Расчет червячных передач 135
Глава 6 Проектирование передач с гибкой связью 150
6.1 Расчет плоскоременной передачи 150
6.2 Расчет клиноременных и поликлиноременных передач 159
6.3 Расчет зубчато-ременной передачи 169
6.4 Проектирование цепных передач 178
6.4.1 Расчет втулочно-роликовых передач 178
6.4.2 Расчет передач с зубчатыми цепями 189
Приложение 196
Литература 197

ПРЕДИСЛОВИЕ

Методическое пособие содержит как общетеоретические положения, так и конкретные инженерные решения, результаты теоретического анализа и практики проектирования машин. В качестве основной дидактической задачи выступает развитие умений выполнять инженерно-технические проекты. Реализация поставленной задачи и развивающая функция дидактического процесса предусматриваются на конкретных объектах — технологических машинах сельскохозяйственных производств. Это способствует *мотивации* изучения общетехнических дисциплин и закрепляет в сознании студентов *прикладную направленность* знаний при изучении ими профессиональных предметов. Издание излагает основы проектно-конструкторской подготовки в трех аспектах: расчет деталей и узлов машин; конструирование; оформление конструкторской документации. В комплексной цепочке: наука — техника — производство ключевым звеном является инженерно-конструкторская служба. Дисциплина «Детали машин» считается школой, в которой студенты должны овладевать умениями и навыками конструирования. Авторами не ставилась цель дать подробную разработку чертежей механизмов и отдельных схем; предполагалось, что для этого студенты должны пользоваться атласами конструкций деталей машин. По этой же причине справочные сведения из стандартов приведены в сокращенном объеме.

Объектом закрепления теории и навыков решения комплексных инженерно-технических задач служит привод. Студенты производят кинематические расчеты, определяют силы, действующие на детали и звенья сборочных единиц, выполняют расчеты деталей на прочность и жесткость, решают вопросы, связанные с выбором материалов и наиболее технологичных форм деталей, освещают вопросы сборки и разборки отдельных сборочных единиц и привода в целом. Они знакомятся с действующими стандартами и нормативными материалами, справочной литературой; приобретают навыки пользования ими при выборе конструкций и размеров деталей, а также при выполнении рабочей конструкторской документации: пояснительной записки,

габаритных, сборочных и рабочих чертежей. Знания и опыт, приобретенные студентами при выполнении курсового проекта, по деталям машин — это база для выполнения последующих курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломному проектированию. Материал размещен в последовательности, соответствующей порядку работы студента над проектом, содержит задания на проектирование для всех агроинженерных специальностей БГАТУ. Авторы выражают искреннюю признательность академику Международной академии информации и Академии профессионального образования, д.т.н., профессору, заведующему кафедрой теоретической и прикладной механики Московской государственной технологической академии Д.В. Чернилевскому. Его концептуальный подход и конкретные разработки [12] легли в основу данного методического пособия.

Глава 1 ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1 Ключевая информация

Для выполнения производственных процессов в сельскохозяйственном производстве как в большинстве других отраслей народного хозяйства используются машины.

Машина состоит из деталей, механизмов, узлов, сборочных единиц, агрегатов и элементов, обеспечивающих соединение составных частей в многофункциональное изделие.

Изделием называется любой предмет или набор предметов производства, подлежащих изготовлению на предприятиях. ГОСТ 2.101–68 устанавливает следующие виды изделий: 1) детали; 2) сборочные единицы; 3) комплексы; 4) комплекты. Изделия, в зависимости от наличия или отсутствия в них составных частей, делятся: 1) на неспецифицированные (детали) — не имеющие составных частей; 2) на специфицированные (сборочные единицы, комплексы, комплекты) — состоящие из двух и более составных частей. Составными частями машины являются: деталь, сборочная единица (узел), комплекс и комплект.

Деталь — изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала, без применения сборочных операций.

Узел — изделие, представляющее собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т.п.).

Сборочная единица — изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, с натягом, клепкой, сваркой, пайкой и др.).

Комплекс — два и более специфицированных изделий, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций (поточная линия станка, автоматическая телефонная станция и т.п.).

Комплект — два и более изделий, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями и представляющих набор изделий, имеющих общее эксплуатационное назначение вспомогательного характера (комплект запасных частей, комплект инструмента и принадлежностей и т.п.).

Машина — устройство, выполняющее движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда человека, увеличения его производительности.

Категория «машина» в быту чаще употребляется в качестве термина «техника». ***Техника*** это созданные человеком материальные средства, используемые им для расширения его функциональных возможностей в различных областях деятельности с целью удовлетворения материальных и духовных потребностей.

По характеру рабочего процесса все многообразие машин можно разделить на классы: ***энергетические, технологические, транспортирующие и информационные.***

Энергетические машины — это устройства, предназначенные для преобразования энергии любого вида (электрической, паровой, тепловой и т.п.) в механическую. К ним относятся электрические машины (электродвигатели), электромагнитные преобразователи тока, паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, турбины и т.п. К разновидности энергетических машин относятся ***машины-преобразователи***, служащие для преобразования механической энергии в энергию любого вида. К ним относятся генераторы, компрессоры, гидравлические насосы и т.п.

Транспортирующие машины преобразуют энергию двигателя в энергию перемещения масс (продукции, изделий). К транспортирующим машинам относятся конвейеры, элеваторы, нории, подъемные краны и подъемники.

Информационные (вычислительные) машины предназначены для получения и преобразования информации.

Технологические машины предназначены для преобразования обраба-

тываемого предмета (продукта), состоящего в изменении его размеров, формы, свойства или состояния.

Технологические машины состоят из энергетической машины (двигателя), передаточного и исполнительного механизмов. Важнейшим в машине является ***исполнительный механизм***, определяющий технологические возможности, степень универсальности и наименование машины. Те части машины, которые вступают в соприкосновение с продуктом и воздействуют на него, называются ***рабочим органом машины***.

Механизм — система сопряженных тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других твердых тел. Механизмы, входящие в состав машины, весьма разнообразны.

По функциональному назначению механизмы машин принято делить на: передаточные; исполнительные; управления, контроля и регулирования; подачи, транспортирования и сопротивления.

В данном методическом пособии основное внимание уделено основам конструирования передаточных механизмов.

Агрегат — укрупненный унифицированный элемент машины, обладающий полной взаимозаменяемостью и выполняющий определенные функции в технологическом процессе (в автомобиле: двигатель, коробка передач, дифференциал и т.п.).

Узел — часть машины, механизма, установки и т.п. состоящая из нескольких более простых элементов (деталей), имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т.п.).

В области конструирования машин (машиностроения) широко используется категория ***техническая система,*** под которой понимаются искусственно созданные объекты, предназначенные для удовлетворения определенной потребности, которым присущи возможность выполнения не менее одной функции, многоэлементность, иерархичность строения, множественность связей между элементами, многократность изменения и многообразие потребительских качеств. К техническим системам относятся отдельные

машины, аппараты, приборы, сооружения, ручные орудия, их элементы в виде узлов, блоков, агрегатов и других сборочных единиц, а также сложные комплексы взаимосвязанных машин, аппаратов, сооружений и т.п.

Вопросы для самоконтроля

1 Дайте определение основным видам изделий машиностроения.

2 На какие классы делятся машины в зависимости от их функционального назначения?

3 В чем различия между передаточным, исполнительным и рабочим органами машины?

4 Что предусматривает творческий процесс проектирования?

1.2 Основные показатели машин

Важнейшими характеристиками при оценке машин являются: надежность, работоспособность, производительность, экономическая эффективность, металлоемкость, энергоемкость, степень автоматизации, простота и безопасность обслуживания, удобство управления сборки и разборки.

Надежность по ГОСТ 27.002–89 характеризуется как свойство машины сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих ее способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования.

Надежность является комплексным свойством, которое в зависимости от назначения объекта и условий его применения может включать такие категории, как ***отказ, безотказность, долговечность, ремонтопригодность и сохраняемость*** в отдельности или при определенном сочетании этих свойств.

Отказ событие, заключающееся в нарушении работоспособности машины (полной или частичной). По своей природе отказы бывают: полные и частичные; внезапные (например, поломка) и постепенные (изнашивание,

коррозия); опасные для жизни человека; тяжелые и легкие, устранимые и неустранимые. В зависимости от причин возникновения отказы подразделяются на конструкционные, производственные и эксплуатационные. На стадии конструирования они обуславливаются ошибками конструктора, несовершенством принятых методов расчета и конструирования. При изготовлении — нарушением принятой технологии, а также ее несовершенством. В эксплуатации — нарушением правил эксплуатации, внешним воздействием, несвойственным нормальным условиям эксплуатации.

Надежность деталей машин, механизмов и приборов во многом зависят от того, насколько близки предельные запасы основных расчетных критериев работоспособности (прочность, скорость, температура, износостойкость и др.) к действительным рабочим режимам.

Главнейшими критериями надежности машин и других систем являются: частота отказов $a\ (L)$, интенсивность отказов $\lambda\ (L)$; вероятность безотказной работы $P\ (L)$ в течение заданного пробега (L_1) или заданного промежутка времени. Так как отказ и безотказная работа представляют собой взаимно противоположные события, то можно записать:

$$P(t) + Q(t) = 1, \qquad (1.1)$$

где $Q(t)$ — вероятность отказа за время t.

Чем больше в сложной системе элементов, тем меньше вероятность ее безотказной работы. Это следует помнить и учитывать при проектировании. Вероятность безотказной работы системы в разные периоды ее срока службы различна. Обычно с увеличением срока службы (или, например, пробега) вероятность безотказной работы уменьшается. При этом законы распределения вероятности безотказной работы могут быть различными: показательной, нормальной, логарифмически-нормальной и др.

Безотказность свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки.

Для этого свойства характерным является непрерывность сохранения работоспособного состояния объекта в течение его применения по назначению.

Долговечность *(ресурс)* — свойство объекта сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта.

Ремонтопригодность — свойство объекта, заключающееся в его приспособленности к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонта.

Сохраняемость **—** свойство объекта сохранять в заданных пределах значения параметров, характеризующих способность объекта выполнять требуемые функции в течение и после хранения (или) транспортирования.

Работоспособность — состояние изделия (привода, узла, детали, машины), при котором оно способно нормально выполнять заданные функции в соответствии с параметрами, установленными нормативно-технической документацией.

Основными критериями работоспособности машин являются: прочность, жесткость, износостойкость, виброустойчивость, теплостойкость и стойкость против коррозии и старения. Эти критерии обеспечивают безотказное функционирование машины в пределах заданного ресурса.

Вопросы для самоконтроля

1 Дайте определение категории «надежность».

2 Раскройте суть главнейшего критерия надежности

3 Какие критерии обеспечивают безотказное функционирование машин?

1.3 Общие требования к современным машинам, их деталям и сборочным единицам

Несмотря на большое многообразие современных машин, отличающихся друг от друга назначением, производительностью, скоростью движения рабочих органов и т.д., установлены общие требования, предъявляемые к конструкции самих машин, а также к их сборочным единицам и деталям. Такими требованиями к машинам являются:

- соответствие производительности заданным объемам и темпам выполнения работы;
- обеспечение высокой надежности и долговечности, а также срока службы машины, соответствующего сроку гарантии в заданных условиях эксплуатации;
- правильность выбора материала и рациональных способов обработки;
- соответствие конструкции машины ее назначению;
- обеспечение наименьших габаритных размеров машины, затрат труда и материально-денежных средств;
- удобство доставки к потреблению;
- привлекательность формы и отделки внешнего вида машины.

К конструкциям сборочных единиц предъявляются требования легкой сборки и разборки, легкой замены относительно быстро изнашивающихся частей и т. д.

Детали должны иметь минимальную массу при достаточной прочности и быть надежными в эксплуатации, так как их поломка может привести к авариям в машине. Прочность детали обеспечивается выбором материала и правильно рассчитанными размерами. Уменьшение массы деталей достигается применением более прочных и экономичных материалов. Применение наиболее точных методов расчета дает возможность получить размеры деталей без излишних запасов прочности. Многие детали должны также обладать достаточной жесткостью, т.е. способностью сопротивляться образованию остаточных деформаций. Особое значение это имеет для таких деталей, как корпуса, валы, оси, опоры. Жесткость деталей зависит от свойств мате-

риала, размеров и формы деталей, поэтому при конструкции многие детали машин подвергаются расчетам на жесткость и специальным испытаниям опытных образцов.

Деталям должна быть придана достаточная износостойкость. Это требование выполняется применением специальных материалов и различными способами поверхностного упрочнения.

Детали должны быть как можно более простыми по форме и экономичными в изготовлении. Это требование может быть выполнено при условии тесного содружества конструкторов и технологов, обеспечивающего применение наиболее рациональных конструкций, прогрессивной технологии, более дешевых материалов и т.д.

Одним из существенных критериев оценки конструкций изделия является его технологичность и экономичность.

Существуют следующие виды технологичности конструкций: производственная; эксплуатационная; технического обслуживания; ремонтная и др.

Производительность машины — это объем работ, производимых ею в единицу времени.

Экономическая эффективность характеризует народно-хозяйственные результаты и целесообразность производства машин и их применения. Она измеряется отношением получаемого эффекта (в виде роста объема выпускаемой продукции или работ, снижением их себестоимости, роста прибыли) к затратам на создание и внедрение машины.

Большой экономический эффект дают унификация, стандартизация деталей и сборочных единиц, модифицирование, агрегатирование и универсализация машин.

Унификация состоит в многократном применении в конструкции одних и тех же элементов, что способствует сокращению номенклатуры деталей и уменьшению стоимости изготовления, упрощению эксплуатации и ремонта машин.

Стандартизация — есть регламентирование конструкции и типоразмеров

широко применяемых машиностроительных деталей и сборочных единиц. Стандартизация ускоряет конструирование, облегчает изготовление, эксплуатацию и ремонт машин.

Модифицированием называют переделку машины с целью приспособить ее к иным условиям работы, операциям и видам продукции без изменения основной конструкции

Агрегатирование — метод конструирования машин на основе применения унифицированных и стандартных составных частей. Агрегатирование сокращает трудоемкость конструирования и изготовления машин, упрощает их эксплуатацию.

Универсализация характеризуется расширением функций машин, увеличением диапазона выполняемых ими операций, расширением номенклатуры обрабатываемых деталей.

Технологичной называется конструкция машины, которая обеспечивает заданные эксплуатационные качества и позволяет при данной серийности изготовлять ее с наименьшими затратами труда и материалов. Технологичность конструкции тесно связана с серийностью, обеспечивающей ее соответствие масштабу выпуска и условиям производства. В значительной степени технологичность конструкции обеспечивается широким внедрением стандартизации, нормализации и унификации, использованием полуфабрикатов и рекомендуемых материалов, а также типизацией технологических процессов. Основные условия обеспечения технологичности связаны со способами получения заготовки, механической обработки и с точностью изготовления деталей и сборки.

Литые детали должны обеспечивать легкость формовки, сочетание толщин стенок, плавные закругления, литейные уклоны, правильное расположение ребер, удобство для базирования и механической обработки. Детали, получаемые ковкой, штамповкой, прокаткой, не должны иметь острых внутренних углов, резких перепадов толщин стенок, обеспечивать хорошее «растекание» металла в штампе и уклоны, обеспечивающие удаление детали из штампа.

Методом литья получают детали практически неограниченной сложности, а посредством штамповки изготовляют детали сравнительно простой конфигурации, но с применением сварки из штампованных элементов выполняют изделия весьма сложной формы.

Таким образом, под технологичностью конструкций и их деталей подразумевается придание им соответствующих конструктивных форм и применение для их изготовления таких материалов и приемов, которые обеспечивают наименьшие в требуемых пределах массу и размеры конструкции, минимальный расход материалов, наибольшую простоту и экономичность производства.

Технико-экономические расчеты наряду с техническими величинами учитывают также и экономические категории — затраты материалов, энергии, труда и других средств. Особый интерес представляет выполнение таких расчетов на первых этапах конструирования, особенностью которых является многовариантность. Сущность технико-экономического подхода при конструировании заключается в поисках наиболее рациональной конструкции машины с учетом совокупности всех особенностей производства и эксплуатации. Экономический эффект возрастает пропорционально увеличению долговечности машины, а также за счет снижения стоимости затрат рабочей силы при эксплуатации и повышения производительности машины.

Экономическое обоснование выбора варианта конструкции связано с оценкой материалоемкости, трудоемкости и себестоимости изготовления машины. При оценке различных вариантов конструкции используют удельные показатели, представляющие собой отношение массы изделия к наиболее характерному для него параметру (мощности, вращающему моменту, производительности, грузоподъемности).

Общая трудоемкость — нормированная сумма затрат труда (в единицах времени) на изготовление деталей, сборочных единиц и машины в целом — в наибольшей степени определяет себестоимость проектируемого изделия.

Расчет себестоимости машины по стоимости единицы массы основан на принципе подобия. Однако чаще и более строго принцип подобия выдерживается не для машины в целом, а для отдельных агрегатов и деталей. В себестоимости современных машин большую часть составляют комплектующие изделия. Экономический эффект унификации выражается в сокращении количества технической документации и технической оснастки.

Выбирая материал для деталей конструируемой машины наряду с другими соображениями следует учитывать трудности, вызываемые большой номенклатурой используемых материалов и по возможности сокращать ее, учитывая, что на себестоимость детали оказывает способ ее изготовления. Сравнительный анализ показывает, что детали простой формы из проката дороже деталей из ст.3 в 2–5 раз, литые и кованые — в 5–10 раз; обработка на строгальных и долбежных станках дороже токарной в 2–5 раз, а на револьверных и автоматических станках дешевле в 2–10 раз.

Таким образом, экономические аспекты в процессе конструирования проявляются при выборе материала, термообработки, упрочняющей технологии, способа изготовления.

Постоянное стремление к увеличению ресурса машин является важнейшей задачей создателей машин, наиболее эффективным результатом работы в деле повышения качества и экономической эффективности их труда.

Основным содержанием проектирования является материализация, «овеществление» научно-технических идей и знаний, использование их при создании нового технического объекта, обладающего наилучшими или заранее обусловленными параметрами, свойствами и технико-экономическими показателями. Качественно новый технический объект обязательно включает новое техническое решение, но не исчерпывается им. Создание нового объекта — это, прежде всего, результат органического синтеза нового технического решения и элементов прежних решений в целом.

Вопросы для самоконтроля

1 Назовите общие требования к машинам, сборочным единицам и деталям.

2 В чем суть понятия «экономическая эффективность»?

3 Какие решения обеспечивает технологичность конструкции?

4 Как влияет выбор материала и способ получения заготовки на экономичность машины?

1.4 Причины выхода из строя и основные критерии работоспособности машин

Надежность работы машины и ее долговечность связаны с обеспечением основных критериев работоспособности ее деталей и узлов.

Прочность способность детали, сборочной единицы или машины сопротивляться разрушению под влиянием внешних нагрузок.

Различают прочность объемную и поверхностную (контактную). При недостаточной объемной прочности деталь разрушается по всему сечению (поломка зуба шестерни, вала, разрыв стержня болта), при недостаточной контактной прочности происходит разрушение поверхности контакта (выкрашивание поверхности зуба шестерни, рабочей поверхности колец подшипников качения).

Различают разрушение под действием однократного нагружения и при действии переменных нагрузок, что свидетельствует о недостаточной статической, малоцикловой и усталостной прочности.

Оценка прочности обеспечивается проведением соответствующих расчетов по определению напряжений и сравнения их с допускаемыми (пределом прочности, текучести или выносливости).

Жесткость — способность детали, сборочной единицы или машины сопротивляться изменению положения и формы под влиянием внешних нагрузок. Жесткость влияет на величину внутренних силовых факторов в статически неопределимых конструкциях, а контактная — на точность работы

машины. Недостаточная жесткость приводит к неравномерному распределению нагрузок (по длине зубьев колес при изгибе и кручении валов) и к снижению долговечности отдельных узлов машины (подшипников качения при относительном перекосе их колец).

Оценка жесткости обеспечивается проведением расчетов по определению линейных и угловых деформаций при изгибе, угла закручивания при кручении, удлинения при растяжении и сравнения их с допускаемыми.

Износостойкость способность контактирующих деталей при их относительном перемещении сопротивляться изменению формы и размеров рабочих поверхностей вследствие их изнашивания в процессе трения. Износ удорожает эксплуатацию машин, увеличивает простои в связи с ремонтом и регулировкой, снижает точность и КПД, повышает шум и может служить причиной их поломки.

В зависимости от характера происходящих процессов различаются следующие виды изнашивания: механическое, молекулярно-механическое и коррозионно-механическое.

Механическое изнашивание является результатом механических процессов — срезание и пластическое деформирование микронеровностей (шероховатостей), повреждение поверхностей абразивными частицами, повреждение в результате усталостных трещин.

Абразивное изнашивание и пластическое деформирование в зоне сопряжения деталей предотвращается по возможности: точным определением действующих нагрузок; учетом свойств материала, влияния погрешностей и деформаций на распределение давлений в зоне контакта.

Усталостное изнашивание (выкрашивание) проявляется в отслаивании отдельных частиц металла с увеличением числа циклов нагружений и проявляется в наибольшей мере на отстающей поверхности (ножка зуба в зубчатой передаче, дорожка качения внутреннего кольца подшипника качения) и представляет значительную опасность при поверхностном упрочнении (азотирование, цементация и др.), поскольку в результате развития трещин

под упрочненным слоем с поверхности трения отделяются крупные частицы металла. Для предотвращения усталостного выкрашивания проводится расчет с целью оценки величины контактных напряжений (оценка контактной прочности).

Молекулярно-механическое изнашивание проявляется при разрушении защитных пленок на контактирующих поверхностях, что вызывает действие сил молекулярного сцепления в зоне контакта их микронеровностей (явление схватывания), следствием чего является процесс возникновения и развития повреждений поверхностей трения — заедание. С увеличением контактных напряжений, скорости скольжения и температуры в зоне контакта возможно проявление большого числа локально расположенных очагов схватывания с интенсивным переносом материала с более мягкой поверхности на более твердую. Опасной формой заедания является задир — повреждение зоны контакта при высокой твердости контактирующих поверхностей в виде борозд глубиной до 100–200 мкм в направлении вектора скорости относительного движения. Уменьшение схватывания имеет место для поверхностей трения при большой разнице их твердости (стальной червяк и бронзовый венец червячного колеса, стальная шейка вала и бронзовые или латунные втулки в подшипниках скольжения), а также при применении смазок с антизадирными присадками.

Одним из критериев оценки возможности проявления заедания является температура в зоне контакта, сравниваемая с допускаемой.

Коррозионно-механическое изнашивание возникает при наличии в зоне контакта трения с поверхностно-активными присадками в условиях высоких местных давлений и относительно высоких локальных температур. Одним из видов такого изнашивания является окислительное — разрушение непрерывно возобновляющихся окисных пленок на поверхности металла (узлы пищевого, нефтехимического оборудования).

Коррозионно-механическое изнашивание, возникающее вследствие малых колебательных относительных перемещений сопряженных поверх-

ностей, обусловленных деформациями и зазорами (люфтами), называется ***фреттинг-коррозией***. Этот вид изнашивания, нарушающий прочность соединения, характерен для заклепочных, шпоночных и шлицевых соединений, соединений с натягом, зубчатых муфт, рессор.

Виброустойчивость — способность конструкции работать в заданном диапазоне режимов без недопустимых амплитуд колебаний.

Повышение амплитуд колебаний под действием возмущающей силы может вызвать на частотах, близких к резонансным, напряжения, превышающие предел прочности (выносливости) для деталей и их поломку. Более того, расходуемая на колебания энергия снижает передаваемую мощность и КПД конструкции. Вибрация деталей передач (зубчатых колес, валов, подшипниковых узлов) является причиной снижения точности машины и появления шума.

При эксплуатации агрегатов машин, их узлов и деталей наиболее возможными являются вынужденные колебания и автоколебания. Вынужденные колебания вызываются внешними периодическими возмущениями из-за неуравновешенности вращающихся деталей, погрешностей изготовления и т. д. При расчетах на виброустойчивость для предупреждения возникновения резонанса должно быть установлено соотношение между частотами собственных колебаний и возмущающей силы.

Автоколебания, являющиеся самовозбуждающимися, возникают при равенстве энергий демпфирования и возбуждения, что является, например, причиной фрикционных автоколебаний. При опасности возникновения автоколебаний производится расчет динамической устойчивости.

Теплостойкость — это способность машины, ее деталей и узлов работать при заданных тепловых режимах без снижения защитной способности масляного слоя и изменения свойств трущихся поверхностей, без чрезмерного изменения зазоров в подвижных соединениях, без снижения прочностных характеристик материалов и повышенных остаточных деформаций, приводящих к понижению точности машины.

Расчетам на прочность при повышенных температурах и расчетах температурных деформаций должны предшествовать собственно тепловые расчеты — определение температур и сравнение их с допускаемыми. Средние установившиеся температуры определяются по уравнению баланса: тепловыделение за единицу времени приравнивается теплоотдаче.

При проектировании машин и их эксплуатации важную роль играет категория триботехники.

Триботехника — наука о контактном взаимодействии твердых тел при их относительном движении, освещающая весь комплекс вопросов трения, изнашивания и смазывания. Ряд терминов, относящихся к триботехнике, стандартизован. Приведем в сокращенном виде некоторые из них.

Изнашивание процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела, проявляющейся в постепенном изменении размеров и (или) формы тела.

Износостойкость — свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения.

Смазочный материал — материал, вводимый на поверхности трения для уменьшения силы трения и (или) интенсивности изнашивания.

Смазка — действие смазочного материала, в результате которого между двумя поверхностями уменьшается сила трения и (или) интенсивность изнашивания.

Смазывание — подведение смазочного материала к поверхности трения.

Трение покоя трение двух тел при микроперемещениях до перехода к относительному движению.

Трение движения трение двух тел, находящихся в относительном движении.

Трение без смазочного материала трение двух тел при отсутствии на поверхности трения введенного смазочного материала любого вида.

Трение скольжения — трение движения двух соприкасающихся твердых тел, при котором их скорости в точках касания различны по значению и на-

правлению.

Трение качения трение движения двух твердых тел, при котором их скорости в точках касания одинаковы по значению и направлению.

Сила трения — сила сопротивления при относительном перемещении одного тела по поверхности другого под действием внешней силы, направленной по касательной к общей границе между этими телами.

Скорость скольжения — разность скоростей тел в точках касания при скольжении.

Коэффициент трения — отношение силы трения двух тел к нормальной силе, прижимающей эти тела одно к другому.

Коэффициент сцепления — отношение неполной силы трения покоя двух тел к нормальной составляющей поверхностей трения силе, прижимающей тела одно к другому.

С трением связана одна из самых острых проблем современности — изнашивание машин и механизмов. Расходы на восстановление машин огромны, причем ежегодно они увеличиваются. Удлинение срока службы машин и оборудования даже в небольшой степени равносильно вводу значительных новых производственных мощностей.

Большинство машин (85–90%) выходит из строя из-за изнашивания деталей. Затраты на ремонт и техническое обслуживание машины в несколько раз превышают ее стоимость для автомобилей в 6 раз, для самолетов до 5 раз, для станков до 8 раз.

Создание узлов с минимальными потерями на трение равносильно высвобождению огромных ресурсов рабочей силы и различных материальных затрат, в том числе ремонтных предприятий, которые сейчас в среднем по машиностроению составляют не менее 60–80% основного производства.

На базе науки о трении и изнашивании (триботехники) в настоящее время решаются прикладные инженерные (триботехнические) задачи в области трения, формообразования деталей, обработки материалов разрушающими и деформирующими способами, возможности достижения тре-

буемых свойств поверхностей трения, узлов и деталей за счет упрочняющих воздействий и нанесения специальных покрытий и т. п.

Для обеспечения малой силы трения и минимального изнашивания необходимо обеспечивать положительный градиент механических свойств, при котором прочность возникающих молекулярных связей на поверхности меньше прочности низлежащих слоев. Это условие соблюдается при введении жидкого или пластичного смазочного материала, так как прочность при сдвиге смазочного материала значительно ниже, чем металла, на который он нанесен. В паре трения такой градиент может быть достигнут нанесением пленки (металлической, неметаллической), применением самосмазывающегося монолитного материала, который в процессе трения также обеспечивает положительный градиент механических свойств за счет активного наполнителя или путем введения смазочного материала в зону трения.

Вопросы для самоконтроля

1 Дайте определение основным критериям надежности машин.

2 Какие виды изнашивания деталей машин существуют и как их предотвратить?

3 В каких случаях категория «виброустойчивость» имеет особо важное значение?

4 Раскройте понятие «триботехника».

5 Какими способами решаются проблемы триботехнических задач в совершенном машиностроении?

1.5 Механический электропривод

1.5.1 Общие сведения

Большинство современных технологических машин как в сельскохозяйственной промышленности, так и в других отраслях проектируют и создают по схеме: энергетическая машина, передаточный механизм, исполнительный орган машины, система управления (рис. 1.1)

Устройство, состоящее из двигателя, передаточных механизмов и системы управления для приведения в движение машин и механизмов называется ***приводом***.

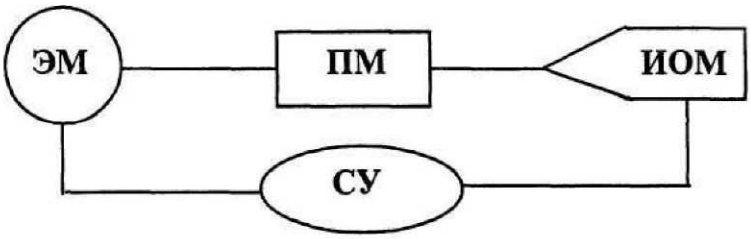


Рисунок 1.1 — Принципиальная схема механического привода

Угловые скорости двигателя $\omega_{дв}$ и исполнительного органа машины $\omega_{ном}$, как правило, не равны. Электротехническая промышленность для общемашиностроительного применения выпускает электродвигатели с синхронной частотой вращения n_c = 3000 мин$^{-1}$, n_c = 1500 мин$^{-1}$, n_c = 1000 мин$^{-1}$ и n_c = 750 мин$^{-1}$. Рабочие органы технологических машин функционируют при очень большом разнообразии угловых скоростей. Для решения этих противоречий применяют приводы. Ключевым звеном привода является передача.

Передачами в машинах называются устройства, служащие для передачи энергии механического движения на расстояние и преобразования его параметров. Общее назначение передач совмещается с выполнением частных функций, к числу которых относятся: распределение энергии, понижение или повышение скорости, преобразование видов движения (например, вращательного в поступательное или наоборот), регулирование скорости, пуск, остановки и реверсирование. Наиболее широкое распространение в технике получило вращательное движение, так как оно может быть осуществлено

наиболее простыми способами.

Передачи используются как для понижения (редукции), так и для повышения угловой скорости двигателя до заданной угловой скорости рабочего звена (органа) машины. В зубчатых передачах первые, называются ***редукторами***, а вторые — ***мультипликаторами***.

Необходимость применения передач, располагаемых между двигателем и исполнительным органом машины (по пути следования энергии), обусловлена следующими причинами: а) скорости движения исполнительных органов машины чаще всего отличны от скоростей стандартных двигателей; б) в процессе эксплуатации машины необходимо регулировать скорости исполнительного органа и соответственно вращающие моменты вероятнее всего в пределах, не осуществляемых непосредственно двигателем из-за неэкономичности или невозможности; в) характер и законы движения, обеспечиваемые двигателем, отличаются от предусматриваемых для исполнительного органа; г) одним двигателем необходимо привести в движение несколько исполнительных органов с различными скоростями; д) непосредственно из-за больших расстояний между двигателем и исполнительным органом или по соображениям безопасности, удобства обслуживания или габаритов машины.

По способу передачи движения от ведущего вала к ведомому различают передачи трением и зацеплением, непосредственного касания (фрикционные, зубчатые, червячные, глобоидные, гипоидные, волновые, винтовые) и с гибкой связью (ременные, зубчатоременные, цепные); по назначению — кинематические и силовые; по характеру изменения передаточного отношения — с постоянным и изменяющимся передаточным отношением (ступенчато и бесступенчато); по относительному движению валов — обыкновенные и сателитные; по взаимному расположению валов в пространстве — между параллельными, пересекающимися, перекрещиваю-щимися и соосными осями валов. Выбор того или иного типа передачи обуславливается габаритами, массой и компоновочной схемой машины, режимом ее работы,

частотой и направлением вращения ведущего и ведомого валов, пределами и условиями регулирования их скорости.

Правильный выбор типа привода, кинематической схемы, вида и материала трущихся пар, применение подшипников качения, совершенной системы смазывания — все это является чрезвычайно важным с точки зрения повышения КПД машины и механизма.

1.5.2 Кинематические и силовые соотношения в передачах

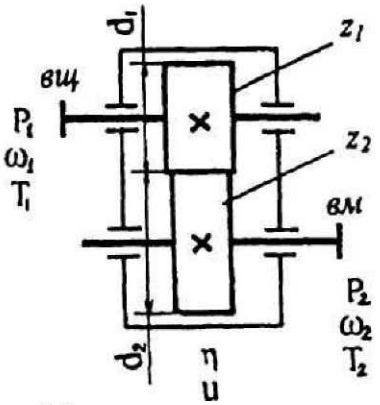


Рисунок 1.2 — Обозначение основных параметров передачи

Любая передача (рис. 1.2) состоит из ведущего *(вщ1)* и ведомого *(вм2)* звеньев. Передачу характеризуют следующие основные и производные параметры: мощность Р(кВт), угловая скорость ω ($с^{-1}$) или частота вращения n ($мин^{-1}$), момент вращения Т(Н·м), коэффициент полезного действия (КПД) η и передаточное отношение u.

Важнейшей характеристикой любой механической передачи является *передаточное отношение,* которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) одного звена больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другой передачи. Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности от ведущего звена *1* к ведомому *2,* имеет вид:

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2. \qquad (1.2)$$

При значении $u > 1$ такие передачи называют понижающими, процесс преоб-

разования частоты вращения — редуцированием, а передачу, выполненную в закрытом корпусе — редуктором.

Передаточное отношение можно выразить через диаметры, или число зубьев, тогда формула будет иметь вид:

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1 \qquad (1.3)$$

Если кинематическая характеристика выражается отношением числа зубьев, то это называют ***передаточным числом***.

Передаточное число в отличие от передаточного отношения всегда положительное и не может быть меньше единицы.

Так как нами рассматриваются только понижающие передачи, то передаточное отношение и передаточное число будут иметь значения больше единицы — обе эти характеристики механических передач будем обозначать символом u.

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). При этом значение общего передаточного отношения определяется произведением передаточных отношений отдельных кинематических ступеней привода.

При разбивке общего передаточного отношения следует руководствоваться кинематическими возможностями отдельных передач (см. табл. 1.1). Заметим, что в этой таблице приведены рекомендуемые интервалы передаточных чисел. Что же касается редукторов, то их значения следует принимать стандартными. Сравнительная характеристика передач приведена в табл. 1.2.

Если к ведущему валу передачи подвести мощность P_1, то с ведомого можно будет отобрать мощность P_2, которая несколько меньше затраченной P_1 (следствие потерь на трение и другие сопротивления). Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия:

$$\eta = P_2 / P_1 \qquad (1.5)$$

Поскольку $P = T\,\omega$ и $\omega = (\pi n)/30$,

то $$\eta = P_2 / P_1 = T_2 \omega_2 / T_1 \omega_1 = T_2 n_2 / T_1 n_1 = T_2 / T_1 u_{12}. \qquad (1.6)$$

Значения КПД передач см. табл. 1.1. В силовой (понижающей) передаче

$$\omega_1 \geq \omega_2,\ T_2 \geq T_1,\ T_2 = T_1 u_{12} \eta$$

Таблица 1.1

Ориентировочные знания основных параметров одноступенчатых механических передач

Передачи	Передаточное отношение и	КПД, η	Передаваемая мощность Р, кВт	Относительные габаритные размеры	Относительная масса	Относительная стоимость	
Зубчатые:							
• цилиндрические	До 6,3	0,97....	Не ограничена	1	1	1	
• конические	До 6,3	0,95–97	4000	2	1,2–1	1,7...	2,2
• планетарные A^{3}_{1h}	3–9	0,95–0,97	5000	0,7–1	0,93–0,73	1,5	1,25
• планетарные B^{3}_{1h}	7–16	0,94–0,96	5000	0,8–1,1	0,95–0,8	1,6	…1,3
• волновые $и^{2}_{h1}$	80–315	0,7–0,9	150	0,5–0,6	0,05–0,15	1,7	…1,5
Червячная при числе заходов червяка:							
$Z_1 = 4$	8–14	0,8–0,9					
$Z_1 = 2$	14–30	0,75–0,85	60	1–1,6	1,04	1,55	…1,4
$Z_1 = 1$	30–80	0,7–0,8					
Цепные	До 10	0,92–0,95	120	1–1,6	0,25	0,35	…0,2
Ременные (трением)	До 8	0,94–0,96	50	5–4	0,4–0,5	0,3	…0,2
Зубчато-ременные	До 12	0,96–0,98	100	2,5–3	0,3	0,8	…0,2
Фрикционные	До 7	0,85–0,95	20	1,5–2	1,5	0	8
Муфта соединительная		0,98					
Подшипники качения (одна пара)		0,99					

Примечания

1. Относительные габаритные размеры, масса и стоимость определяются по отношению к одноступенчатой зубчатой передаче.

2. Передаточные отношения *и* редукторов надо выбирать из единого ряда (допускаемое отклонение от номинального значения *и* ± 4%): 1, 1,12; 1,25, 1,4; 1,6, 1,8; 2; 2,24; 2,5, 2,8; 3,15, 3,55; 4, 4,5; 5; 5,6, 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18, 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56, 63; 71, 80; 90; 100, 112, 125; 140, 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315, 355;

В идеальной передаче (без потерь) изменение частоты вращения или угловой скорости обратно пропорционально изменению моментов вращения.

Окружная скорость v ведущего или ведомого звена (м/с)

$$v = \omega\ d/2 \quad \text{или} \quad v = \pi dn/60, \tag{1.7}$$

где ω — угловая скорость, $с^{-1}$;

d — диаметр шкива, колеса, звездочки, червяка (мм);

n частота вращения, об/мин ($мин^{-1}$).

Окружная сила передачи $F_t(H)$:

$$F_t = P/v = 2T/d, \tag{1.8}$$

где P — мощность (Вт).

Момент вращения T (Н·м)

$$T - F_t\ d/2 - P/\omega\ . \tag{1.9}$$

Момент вращения ведущего вала T_1 является моментом движущих сил и его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала T_2 — момент силы сопротивления, его направление противоположно направлению вращения вала.

Если частота вращения ведомого вала не задана в явной форме, то ее находят через другие заданные параметры привода. Так, при заданных скорости ленты (цепи) v конвейера (м/с) и диаметре D барабана (звездочки) (мм):

$$n_T = \frac{60 \times 1000\text{v}}{\pi D}\ . \tag{1.10}$$

Если заданы шаг тяговой цепи t (мм) и число зубьев звездочки z, то сначала определяют диаметр делительной окружности звездочки:

$$d_Д = t/\sin(180°/z)\ , \tag{1.11}$$

затем по формуле (1.10) частоту вращения ведомого вала. Требуемая мощность

$$P_{ЭД} - P_T/\eta_{общ}\ , \tag{1.12}$$

где $\eta_{общ}$ — общий КПД привода, равный произведению частных КПД отдельных передач, составляющих привод:

$$\eta_{общ} = \eta_{12}\,\eta_{23}\,\ldots\,\eta_{n} \qquad (1.13)$$

Таблица 1.2

Преимущества и недостатки основных типов передач

Тип передачи	Преимущества	Недостатки
Зубчатая: • цилиндрическая • и коническая	Высокий КПД Постоянство передаточного отношения	Малое передаточное отношение Шум при работе
Червячная	Большое передаточное число Возможность самоторможения	Низкий КПД Использование цветных металлов
Планетарная зубчатая	Плавность,бесшумность Малые габариты и масса	Большое число деталей Сложность сборки Большая точность изготовления
Волновая зубчатая	Большое передаточное число. Малые масса и габариты Возможность передачи движения в герметичное пространство Высокая демпфирующая способность	Высокое качество материала колеса Ограниченная частота вращения ведущего вала генератора волн деформации во избежание усталостного разрушения гибкого колеса
Винт-гайка с трением качения	Высокий КПД (до 0,9)	Сложность изготовления Требование хорошей защиты от загрязнения Необеспеченность точного и постоянного передаточного отношения

Если в техническом задании мощность на ведомом валу задана не в явной форме, например указаны тяговая сила F и скорость v ленты конвейера, то:

$$P_{\text{Т}} = F\text{v} \qquad (1.14)$$

где $P_{\text{т}}$ — в Вт; F в Н; v — в м/с.

При расчете привода часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

1) выражение угловой скорости ω (с^{-1}) через частоту вращения n (мин^{-1}):

$$\omega = \pi\, n/30, \qquad (1.15)$$

2) выражение вращающего момента T (Н·м) через мощность P (Вт) и частоту вращения n (мин$^{-1}$):

$$T = 9{,}55P/n, \qquad (1.16)$$

3) связь между моментами на ведущем $T_б$ и ведомом $T_Т$ валах передачи через передаточное число u и КПД η:

$$T_Т = T_б\, u\eta. \qquad (1.17)$$

Для двухступенчатого редуктора:

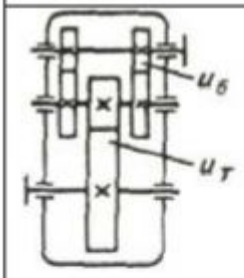
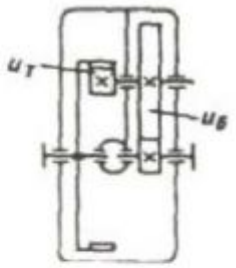
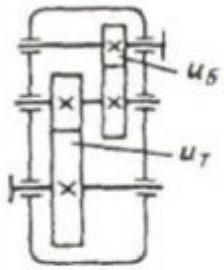
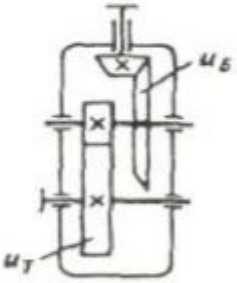
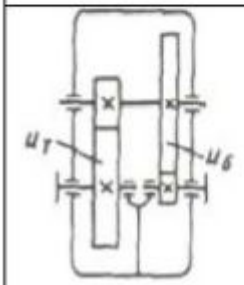
$$u_{ред} = u_б\, u_Т \qquad (1.18)$$

где $u_б$ и $u_т$ — передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней редуктора (коробки передач).

Передаточные числа $u_б$ быстроходной и $u_Т$ тихоходной ступеней двухступенчатых редукторов определяют по соотношениям, приведенным в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Разбивка общего передаточного числа двухступенчатого редуктора

Схема редуктора	Передаточное число		Схема редуктора	Передаточное число	
	$u_б$	$u_т$		$u_б$	$u_т$
	$u_{ред}/u_т$	$0{,}88\sqrt{u_{ред}}$		$2\sqrt[3]{u_{ред}}$	$u_{ред}/u_б$
				$u_{ред}/u_т$	$1{,}1\sqrt{u_{ред}}$
	$u_{ред}/u_т$	$0{,}95\sqrt{u_{ред}}$	Планетарные двухступенчатые редукторы: $u_{ред} \le 25$ $u_{ред}$ свыше 25 до 63 $u_{ред}$ свыше 63	 4 $u_{ред}/6{,}3$ 10	 $u_{ред}/4$ 6,3 0,1 $u_{ред}$

1.5.3 Выбор электродвигателя переменного тока и влияние его механической характеристики на оценку эффективности привода

В машиностроении применяют асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором, которые непосредственно включаются в сеть. Их преимущества: простота конструкции, сравнительно низкая стоимость, простота обслуживания и надежность. Недостатки: меньшие КПД и $\cos\varphi$ относительно синхронных электродвигателей; ограниченная возможность регулирования по сравнению с электродвигателями постоянного тока и асинхронными электродвигателями с фазовым ротором, имеющих контакты для включения реостата в цепь ротора.

Синхронная частота вращения соответствует холостому ходу. Под нагрузкой частота вращения электродвигателя уменьшается.

Номинальному (паспортному) режиму эксплуатации электродвигателя соответствует номинальная частота $n_{НОМ}$ и номинальная мощность $P_{\text{НОМ}}$. В этом режиме электродвигатель работает длительное время без перегрева и КПД близок к максимальному. Момент, соответствующий $P_{\text{НОМ}}$, является номинальным – $T_{НОМ}$.

В каталоге указывается также отношение $T_{МАХ}/T_{\text{НОМ}}$, $T_{\text{ПУСК}}/T_{\text{НОМ}}$. При пуске ($n = 0$) двигатель развивает момент $T_{ПУСК}$. В процессе разгона электродвигателя вращающий момент первоначально возрастает до $T_{МАХ}$ (при $n_{КР}$), а затем снижается до момента $T_{НОМ}$ (при $n_{НОМ}$). Участок характеристики от $T = 0$ (холостой ход) до $T_{МАХ}$ близок к прямолинейному, т.е. момент в указанных пределах пропорционален скольжению, однако благодаря «жесткости» механической характеристики значительное изменение нагрузки вызывает несущественное изменение частоты вращения.

В каталоге указывается номинальная частота вращения $n_{НОМ}$, мин$^{-1}$, принимаемая за расчетную, например, при определении общего передаточного отношения механизма. Если электродвигатель работает при установившемся режиме ($n_{НОМ}$ и $T_{НОМ}$), а затем подвергается перегрузке, его частота вращения падает. При этом должно быть обеспечено даже для кратковременного

момента перегрузки $T_{ПУСК} \leq T_{МАХ}$. Поэтому частота вращения, соответствующая $T_{МАХ}$, является критической $n_{КР}$. Следовательно, при выборе электродвигателя необходимо согласовать его характеристику с режимом нагрузки механизма. Например, для конвейеров указывается характер нагрузки и отношение $(T_{ПУСК} / T_{НОМ}) \leq (T_{МАХ}/T_{НОМ})$.

Если это условие не соблюдается для данного типа электродвигателя, необходимо выбрать другой тип или предусмотреть в системе привода устройство, позволяющее разгонять электродвигатель вхолостую, а затем плавно включать нагрузку, например, с помощью фрикционной управляемой муфты.

Длительный режим работы характеризуется его продолжительностью, достаточной для того, чтобы температура нагрева двигателя достигала установившегося значения.

Большинство технологических машин, следовательно, и их приводы работают в условиях переменных режимов нагружения, которые определяются *циклограммой*, т.е. графиком изменения вращающего момента во времени.

Исследованием установлено, что при всем многообразии циклограмм моментов их можно приближенно свести к *шести стандартным типовым режимам нагружения.*

0 — постоянный режим нагружения, характерен для машин, которые работают с отклонениями от номинального режима до 20%. Он является наиболее тяжелым.

1-й — тяжёлый режим нагружения, характерен для машин, которые работают большую часть времени с нагрузками, близкими к номинальным, например, для горных машин.

11 средний равновероятный режим нагружения, характерен для машин, которые работают одинаковое время со всеми значениями нагрузки, например, для транспортных машин.

111 — средний нормальный режим нагружения, характерен для машин, которые работают большую часть времени со средними нагрузками, например, для достаточно интенсивно эксплуатируемых машин.

IV — лёгкий режим нагружения, характерен для машин, которые работают

большую часть времени с нагрузками ниже средних, например, для широко универсальных станков.

V — особо лёгкий режим нагружения, характерен для машин, которые большую часть времени работают с малыми нагрузками, например, для металлорежущих станков.

Сведения о режимах наружения используют при проектировании зубчатых передач на выносливость (глава 4) согласно табл. 1.4.

Таблица 1.4

Коэффициенты для вычисления эквивалентного числа циклов

Номер режима	K_{HE}	K_{FE}*
0	1	1
1	0,500	0,300/0,200
2	0,250	0,143/0,100
3	0,180	0,065/0,036
4	0,125	0,038/0,016
5	0,063	0,013/0,004

* Числитель для зубчатых колес с однородной структурой, включая ТВЧ со сквозной закалкой, и для шлифованной переходной поверхности независимо от твёрдости. Знаменатель для зубчатых колёс азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью.

При выборе электродвигателя учитывают ряд требований, обусловленных условиями и режимом работы привода: частотой вращения выходного вала, состоянием окружающей среды; типом передаточного механизма и т.д. Критериями оценки оптимальности выбора электродвигателей служат надежность и экономичность электромеханической системы, КПД, габариты и масса двигателя, его динамические характеристики.

В рамках учебного курсового проектирования эта задача решается ограниченно и заключается в подборе типоразмера по каталогу с учетом его механической характеристики.

Для определения мощности электродвигателя $P_{ЭД}$ и частоты вращения его ротора $n_{ЭД}$ в техническом задании должны быть указаны мощность на выходе $P_{ВЫХ}$ и частота вращения выходного (тихоходного) вала привода $n_{ВЫХ}$. В зависимости от сложности учебной задачи указывают синхронную частоту вращения вала

электродвигателя $n_{ЭДС}$ или проектировщик (студент), исходя из кинематических возможностей привода, сам выбирает требуемую реальную частоту вращения ротора электродвигателя $n_{ЭДР}$.

При проектировании привода требуемая мощность электродвигателя определяется по мощности на тихоходном (выходном) валу. Если значение момента и частоты вращения (T = const и n = const), то требуемая мощность $P_{ЭД}$ определяется зависимостью:

$$P_{ЭД} = P_{ВМ} / \eta_{об}, \qquad (1.19)$$

где $\eta_{об}$ — общий КПД привода;

$P_{ВМ}$ мощность на выходном валу.

Основные параметры асинхронных короткозамкнутых электродвигателей трехфазной серии А4 приведены в приложении (табл. П.1).

При выборе электродвигателя следует учитывать следующие положения.

Чем ниже частота вращения вала электродвигателя, тем больше его размеры, масса и стоимость. Высокооборотные двигатели, напротив, имеют меньшие размеры, массу, стоимость, чем тихоходные той же мощности. Поэтому применение тихоходного двигателя с n_c = 750 мин$^{-1}$ возможно при достаточном обосновании.

Следует также учитывать, что допустимая перегрузка не должна превышать 8% при постоянной и 12% при переменной нагрузке; допустимая недогрузка - 20%.

Пример. Выбрать электродвигатель к кормоприготовительной машине (рис. 1.3), выполнить кинематический расчет и определить моменты вращения на валах.

Исходные данные мощность на рабочем валу машины P = 1,5 кВт, частота вращения рабочего вала n_p = 30 мин$^{-1}$, синхронная частота вращения вала электродвигателя $n_{сэд}$ = 3000 мин$^{-1}$, режим нагружения — 5 (легкий).

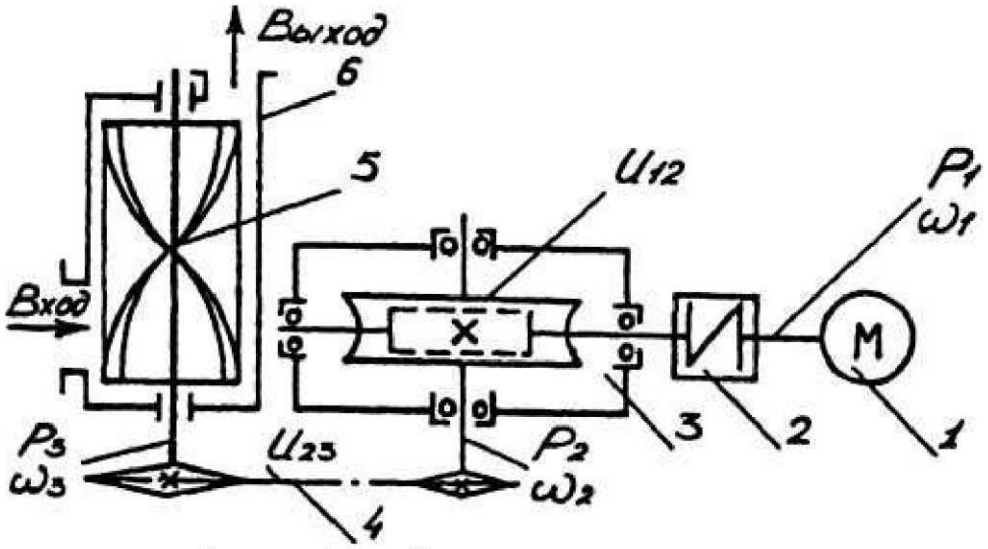


Рисунок 1.3 — Кинематическая схема привода:
1 — электродвигатель, *2* — муфта упругая; *3* — червячный редуктор; 4 — цепная передача; 5 — рабочий вал со спиральными лопастями; *6* — чан

Решение. 1 Определяем предварительное значение КПД привода.

$\eta_{об} = \eta_{12}\ \eta_{23}\ \eta_{м}\ \eta_{п}^{3} = 0{,}78 \times 0{,}94 \times 0{,}98 \times 0{,}99^{3} = 0{,}71.$

Значения η отдельных звеньев приняты по табл. 1.1; КПД червячной передачи (при двухзаходном червяке) $\eta_{12} = 0{,}78$; КПД цепной передачи $\eta_{23} = 0{,}94$; КПД муфты $\eta_{м} = 0{,}98$; КПД одной пары подшипников $\eta_{п} = 0{,}99$ (в нашем случае — три пары).

2 Определяем требуемую мощность на ведущем валу привода P':

$$P' = P / \eta_{об} = 1{,}5 / 0{,}71 = 2{,}1 \text{ кВт}.$$

При заданном режиме нагрузки механизма принимаем по табл. П.1, исходя из заданной синхронной частоты вращения ($n_{сэд} = 3000$ мин$^{-1}$), электродвигатель серии А4 типа М80В2У3 с номинальной мощностью $P_{эд} = 2{,}2$ кВт, асинхронной частотой вращения вала $n_{НОМ} = 2850$ мин$^{-1}$; диаметр выступающего конца вала $d_1 = 22$ мм (потребуется при подборе муфты).

3 Определяем общее передаточное число привода и разбиваем его по ступеням:

$$u_{об} = n_{ном} / n_{р} = 2850/30 = 95$$

Так как $u_{об} = u_{12}\ u_{23}$, редуктор должен иметь стандартное передаточное значение (ГОСТ 2144–76), а привод в целом — компактные размеры, принимаем (табл. 5.4) $u_{12} = 28$, тогда передаточное число цепной передачи:

$$u_{23} \quad u_{об}/u_{12} = \ 94/28 = 3{,}36.$$

4 Определяем частоты вращения (угловые скорости) валов привода:

$n_1 - n_{ном} - 2850$ мин$^{-1}$; $\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 3{,}14 \times 2850/30 = 298{,}3$ с$^{-1}$;

$n_2 = n_1 / u_{12} = 2850/20 = 142{,}5$ мин$^{-1}$; $\omega_2 = \pi n_2/30 = 3{,}14 \times 100{,}7/30 = 10{,}54$ с$^{-1}$;

$n_3 = n_2/u_{23} = 100{,}7/3{,}36 = 29{,}97$ мин$^{-1}$; $\omega_3 = \pi n_3/30 = 3{,}14 \times 29{,}97/30 = 3{,}14$ с$^{-1}$.

5 Определяем моменты вращения на валах

$T_1 = P_1/\omega_1 = 2{,}1 \times 10^3 / 298{,}3 = 7{,}04$ Н·м;

$P_2 = P_1 \times \eta_м \times \eta_{12} \times \eta_п^2 = 2{,}1 \times 0{,}98 \times 0{,}78 \times 0{,}99^2 = 1{,}57$ кВт;

$T_2 = P_2 / \omega_2 = 1{,}57 \times 10^3/10{,}5 = 149{,}52$ Н·м;

$T_3 = P_3 / \omega_3 = 2{,}1 \times 10^3/3{,}13 = 668{,}79$ Н·м.

Вопросы для самоконтроля

1 Раскройте содержание рис. 1.3.

2 Дайте определение понятию «привод».

3 Для каких функций существуют в машинах передачи?

4 Напишите формулы основных параметров простейшей механической передачи.

5 Какие электродвигатели наиболее распространены в приводах технологических машин, раскройте их основные характеристики.

6 Изложите порядок выбора электродвигателя при проектировании привода.

1.6 Редукторы, мотор-редукторы и вариаторы

Классификация. Редуктор служит для уменьшения частоты вращения и соответствующего увеличения вращающего момента. В корпусе редуктора размещены одна или несколько передач зацеплением с постоянным передаточным отношением.

Редуктор общемашиностроительного применения — редуктор, выполненный в виде самостоятельного агрегата, предназначенный для привода различных машин и механизмов и удовлетворяющий комплексу технических требований.

Редукторы общемашиностроительного применения, несмотря на конструктивные различия, близки по основным технико-экономическим характеристикам: невысокие окружные скорости, средние требования к надёжности, точности и металлоемкости при повышенных требованиях по трудоемкости изготовления и себестоимости. Это их отличает от *специальных редукторов* (авиационных, судовых, автомобильных и др.), выполненных с учетом специфических требований, характерных для отдельных отраслей сельского хозяйства.

В соответствии с ГОСТ 29076–91 редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения классифицируют в зависимости от:

2 вида применяемых передач, числа ступеней и взаимного расположения осей входного и выходного валов,

3 взаимного расположения геометрических осей входного и выходного валов в пространстве (горизонтальное и вертикальное),

1 способа крепления редуктора (на приставных лапах или на плите, фланец со стороны входного/выходного вала насадкой);

2 расположения оси выходного вала относительно плоскости основания и оси входного вала (боковое, нижнее, верхнее) и числа входных и выходных концов валов.

Цифровое условное обозначение по ГОСТ 20373–94 варианта сборки редуктора характеризует взаимное расположение выходных концов валов, их количество и должно входить в условное обозначение изделия.

Важнейший характеристический размер, в основном определяющий на-

грузочную способность, габариты и массу редуктора называют *главным параметром редуктора.* Главный параметр цилиндрических, червячных и глобоидных редукторов — *межосевое расстояние* a_w тихоходной ступени, планетарных — радиус r водила, конических — номинальный внешний делительный диаметр d_{e2} колеса, волновых — внутренний диаметр d_2 гибкого колеса.

Реальный диапазон передаточных отношений (чисел) редукторов — от 1 до 1000. Значения передаточных отношений должны соответствовать ряду *R20* предпочтительных чисел (ГОСТ 8032–84).

Основная энергетическая характеристика редуктора — номинальный момент $T_{\text{ном}}$, представляющий собой допустимый вращающий момент на его тихоходном (ведомом) валу при постоянной нагрузке.

Критерием технического уровня редуктора служит относительная масса $Y = m/T$, где m — масса редуктора, кг; T — вращающий момент, Н·м.

Тип редуктора, параметры и конструкцию определяют в зависимости от его места в силовой цепи машины, передаваемой мощности, частоты вращения, назначения машины и условий ее эксплуатации.

При проектировании назначенного типа редуктора за исходные принимают следующие данные: передаточное отношение, вращающий момент на тихоходном валу, частоту вращения быстроходного вала, режим нагружения, необходимую долговечность, технологические возможности завода-изготовителя (имеющиеся материалы, типы заготовок, виды проводимых термической и термохимической обработок).

К определяющим параметрам относят межосевые расстояния, внешние делительные диаметры конических колес, радиусы водил или делительные диаметры центральных колес с внутренними зубьями в планетарных передачах, ширину колес, модули и передаточные отношения, коэффициенты, диаметры червяка и число винтов червяка (для червячных передач). Главным параметром редуктора является один из его основных параметров (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Стандартизованные основные параметры передач

Параметр	Обозначе-	Стандарт
Колеса зубчатые модуль	u	ГОСТ 9563-60
Передачи зубчатые цилиндрические		ГОСТ 2185-66
межосевые расстояние	a_w	
номинальное передаточное число	$u_{ном}$	
коэффициент ширины колес	ψ_{ba}	
Колеса зубчатые цилиндрические	m	ГОСТ 1486-84
• передачи Новикова модуль		
• редукторы планетарные		ГОСТ 25022-81
• делительный диаметр центрального колеса	d	
• номинальное передаточное число	u	
• номинальное значение высоты оси	R_h	
Передачи зубчатые конические		ГОСТ 12289-76
• номинальный внешний делительный	d_{e2}	
• диаметр колеса		
• номинальное передаточное число	u	
• ширина зубчатого венца	b	
Передачи червячные цилиндрические		ГОСТ 19672-74
• модуль	m	
• коэффициент диаметра червяка	q	
• межосевое расстояние	a_w	
• число зубьев	z_1 и z_2	

Одноступенчатые ***цилиндрические зубчатые редукторы*** (рис. 1.3) применяют при передаточных числах, не превышающих 6,3.

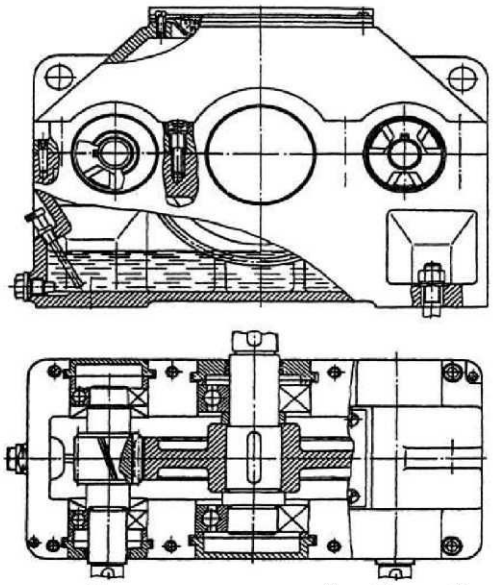


Рисунок 1.3 — Цилиндрический одноступенчатый зубчатый горизонтальный двухпоточный редуктор с двумя быстроходными валами

При больших значениях следует применять двухступенчатые редукторы. Наиболее распространённой схемой двухступенчатых редукторов является простая развернутая (рис. 1.4, *а*) с однопоточной передачей энергии. К ее преимуществам относятся малая ширина редуктора, высокая технологичность и унифицированность. Недостатком является несимметричное расположение опор относительно зубчатых колес, вызывающее неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатых венцов. В конструкции с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 1.4, *б*) опоры расположены симметрично относительно зубчатых колес тихоходной ступени.

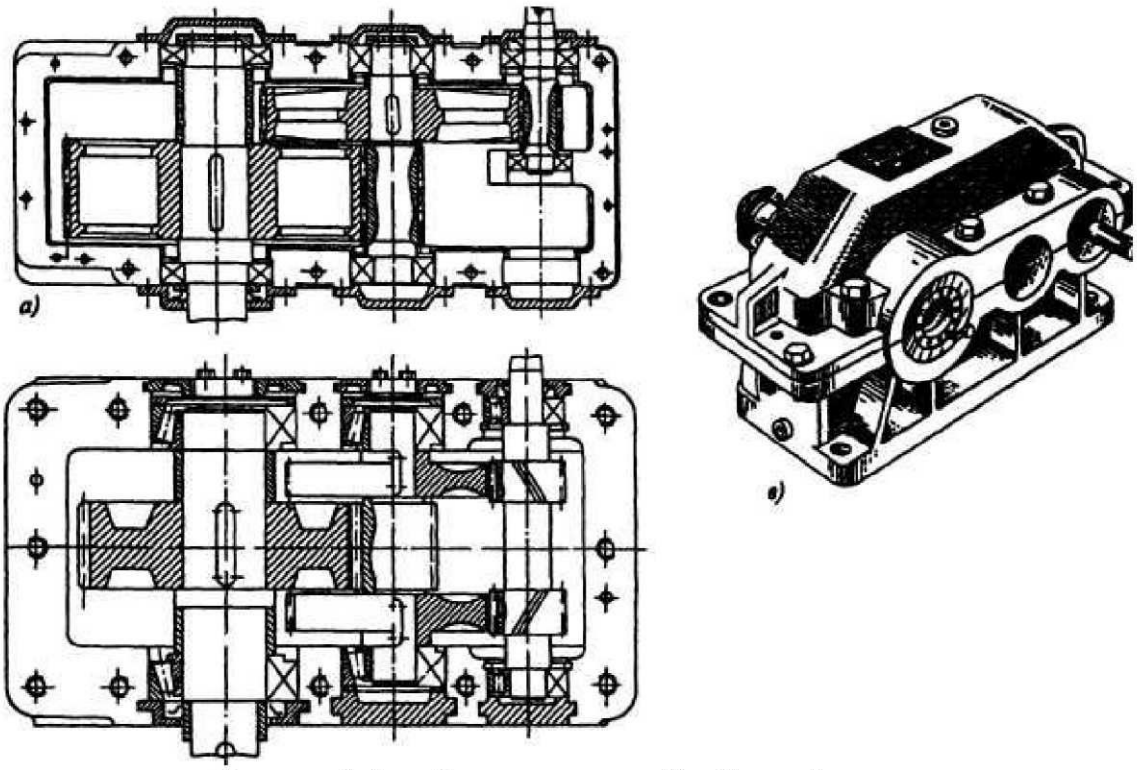


Рисунок 1.4 — Двухступенчатый зубчатый редуктор:
а — с однопоточной передачей энергии; *б* — с двухпоточной передачей энергии (раздвоенной быстроходной ступенью); *в* — общий вид

Благодаря этому достигается равномерная нагруженность опор и улучшаются условия работы зубчатых колес. Если раздвоенную ступень выполнить из косозубых колес, то осевые нагрузки на подшипники уравновесятся. Для обеспечения равномерного распределения нагрузки между параллельно работающими передачами вал, несущий шестерни, надо устанавливать на подшипниках, допускающих осевое смещение и саморегулирование раздвоенной передачи.

По условиям компоновки приводов оси быстроходного и тихоходного валов редуктора могут находиться на одной линии; такие редукторы называют соосными (рис. 1.5). Соосные редукторы компактней несоосных и во многих случаях позволяют получить удачную общую компоновку привода, но из-за необходимости размещения подшипников быстроходного и тихоходного валов внутри корпуса имеют увеличенный размер в осевом направлении и усложненную конструкцию корпуса. Кроме того, наблюдение за работой и контроль состояния внутренних подшипников при эксплуатации затруднены. На рис. 1.5, *б* показана кинематическая схема соосного редуктора с уменьшенными размерами в осевом направлении за счет отсутствия внутренней стенки. Оба подшипника быстроходного вала размещены в стакане, который одновременно предназначен и для установки одной из опор тихоходного вала. Для увеличения жесткости стакан выполнен с толстыми оребренными стенками; колесо тихоходной ступени, в отверстии которого размещен подшипник, изготовлено как одно целое с валом.

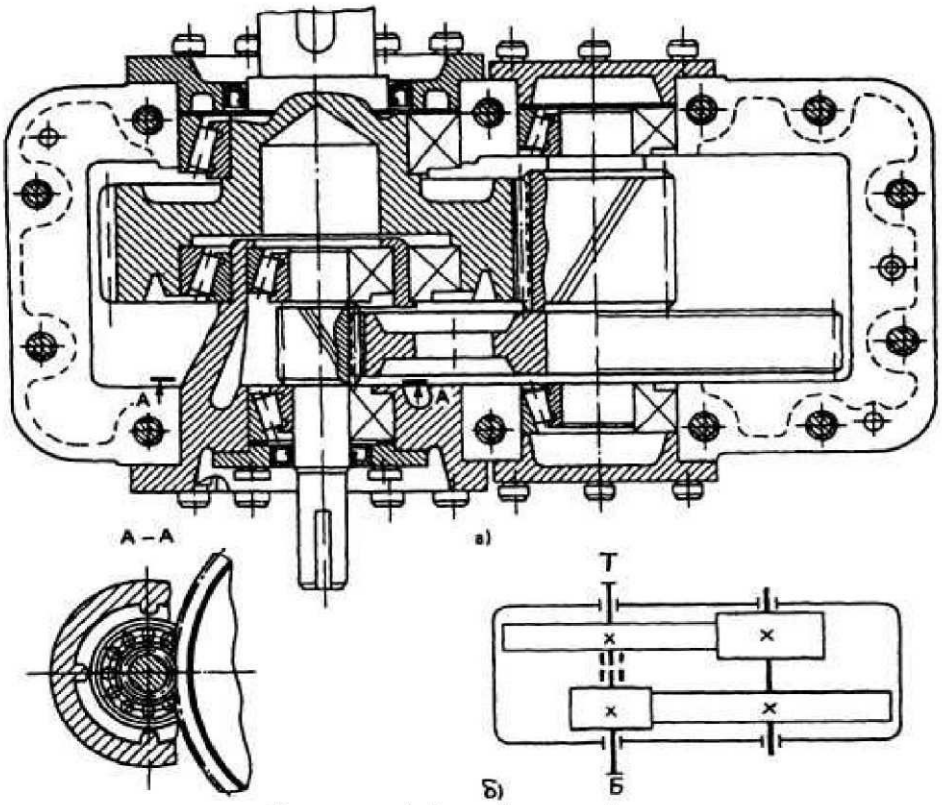


Рисунок 1.5 — Соосный редуктор:
а — конструкция; *б* — кинематическая схема

Конические зубчатые редукторы применяются для передачи вращающего момента между валами, оси которых пересекаются под некоторым углом, как правило, равным 90° (рис. 1.6).

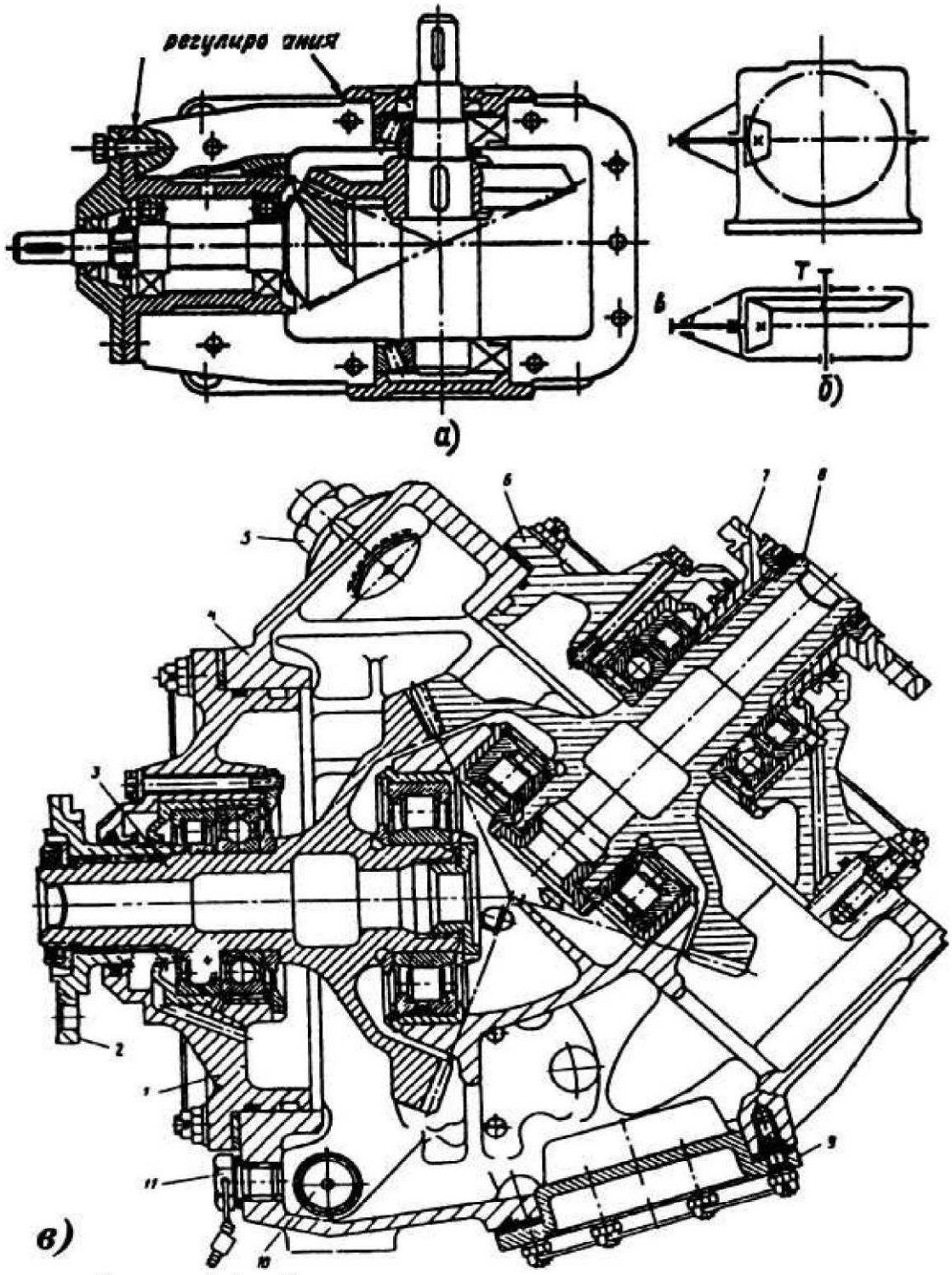


Рисунок 1.6 — Конструкции конических редукторов:
а — обыкновенная, *б* — кинематическая схема, *в* — специальная: *1* — стакан ведущего зубчатого колеса, *2* — шлицевой фланец, *3* — ведущее зубчатое колесо, *4* — картер, 5 — суфлер, *6* — стакан ведомого зубчатого колеса, 7 — шлицевой фланец, *8* — ведомое зубчатое колесо, *9* — смотровой люк, *10* — магнитная пробка, *11* — заглушка (место установки термодатчика температуры масла)

Конические и цилиндрические зубчатые передачи могут быть выполнены в одном корпусе, т.е. в виде коническо-цилиндрического редуктора (рис. 1.7).

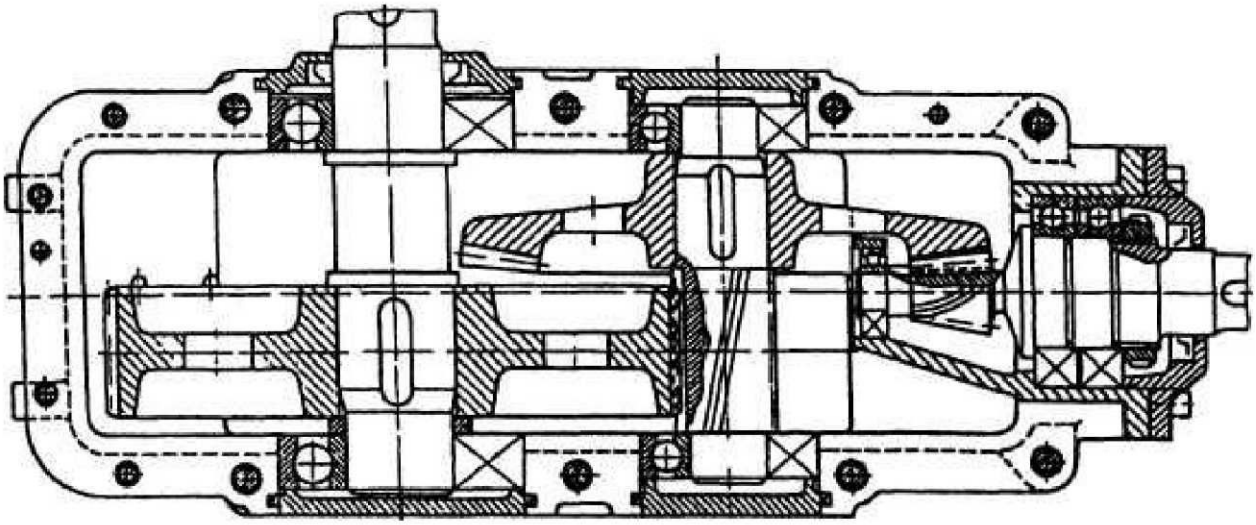


Рисунок 1.7 — Коническо-цилиндрический редуктор

В конструктивно-технологическом исполнении ***планетарные редукторы*** (рис. 1.8) сложнее редукторов, описанных выше.

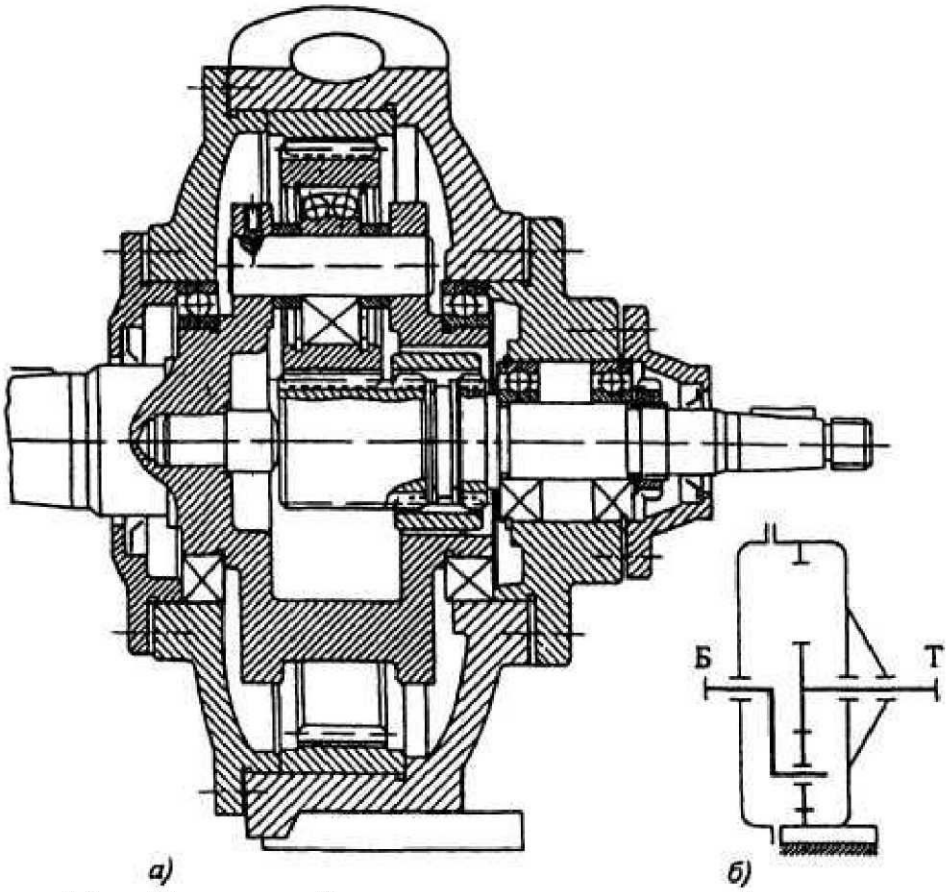


Рисунок 1.8 — Планетарный редуктор: *а* — конструкция; *б* — кинематическая схема.

Это обусловлено необходимостью компоновки в небольших габаритах сносно расположенных вращающихся колес и водила. Планетарные редукторы получили широкое распространение, особенно в тех машинах, для которых массовые и габаритные показатели являются главными (например, в летательных аппаратах, транспортных и сельскохозяйственных машинах и т.п.).

Редуктор (рис. 1.9) состоит из корпуса *1* с крышкой *2*. Ведущая вал-шестерня *4* находится в зацеплении с колесами *3* и *5*, имеющими разное число зубьев. Колесо *5* с удлиненной ступицей подвижно и соосно установлено на подшипниках качения на ведомом валу *10*. Ступица колеса *3* относительно зубчатого конца выполнена эксцентрично. На подшипниках ступицы колеса *3* установлен сателлит *9*, жестко соединенный с шатуном *7*, который опирается через подшипники на вал *6*, имеющий в месте сопряжения шатуна тот же эксцентриситет, что и ступица колеса *3*. Таким образом, сателлит *9*, шатун *7*, эксцентричный вал *6* и эксцентричная ступица колеса *3* образуют параллелограммный механизм, кинематическая связь которого с ведомым валом *10* осуществляется с помощью шестерни *4*, колес *3* и 5 через сателлит *9*, находящийся в зацеплении с центральным колесом *8*, с внутренними зубьями. Колесо *8* и сателлит *9* выполняют с малой разницей зубьев.

При вращении вал-шестерни *4* движение передается колесам *3* и 5, которые посредством эксцентричных шеек колеса *3* и вала *6* сообщают круговое поступательное движение сателлиту *9* планетарной передачи. Зацепляясь с колесом *8*, сателлит *9* за один оборот колес *3* и 5 поворачивает колесо *8* на число его угловых шагов, равное разности зубьев сателлита *9* и колеса *8*.

Рассматриваемый тип редукторов позволяет осуществлять вращение выходного вала в широком диапазоне частот вращения u = 35,5–1,4 об/мин, что особенно важно для малых значений частот вращения выходного вала, так как редукторы простых зубчатых передач для этого случая имеют большие размеры и сложную конструкцию. В отличие от простых много-

ступенчатых зубчатых и планетарных, редуктор на рис. 1.9 имеет простую конструкцию, малое число деталей. Компоновка сателлита планетарной передачи на ведомом колесе *3* быстроходной ступени позволяет уменьшить осевые габариты редуктора. Подвижная установка ведомого колеса на выходном валу в сочетании с изготовлением кривошипа на удлиненной ступице упрощает выходной вал и сателлит планетарной передачи, позволяет установить выходной вал с широко разнесенными подшипниками Редуктор имеет высокую нагрузочную способность из-за многопарности зацепления с малой разностью в числе зубьев колес тихоходной ступени, а быстроходная ступень не лимитирует нагрузочную способность редуктора, так как она мало нагружена.

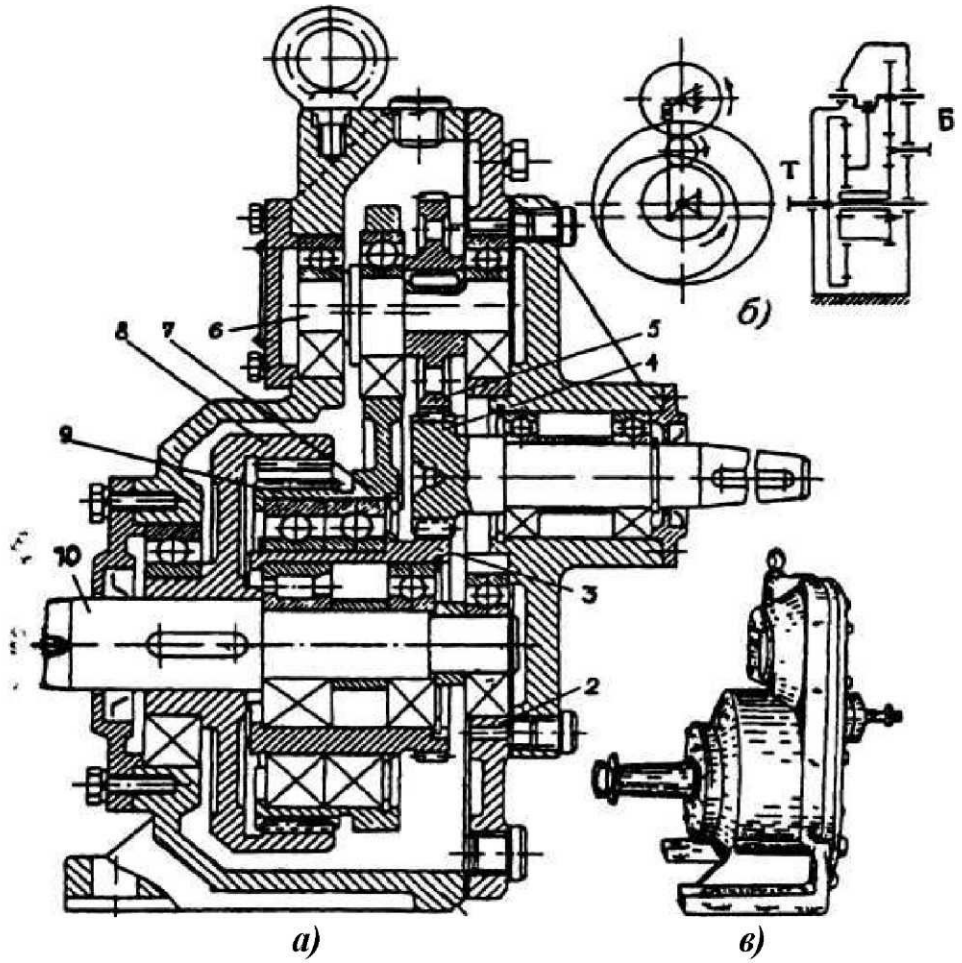


Рисунок 1.9 — Цилиндрический колесно-шатунный редуктор:
а — конструкция; *б* — кинематическая схема; *в* — общий вид
1 — корпус; *2* — крышка; *3* — ведомое колесо; *4* — вал шестерня; *5* — ведомое колесо; *6* — вал; *7* — шатун; *8* — колесо; *9* — сателлит; *10* — ведомый вал

Волновые зубчатые редукторы. Как и планетарная, волновая передача состоит из трех основных звеньев (рис. 1.10): неподвижного жесткого колеса *2* с внутренними зубьями, гибкого колеса *3*, представляющего собой упругую тонкостенную трубу, и генератора волн *1*, деформирующего в радиальном направлении гибкое колесо.

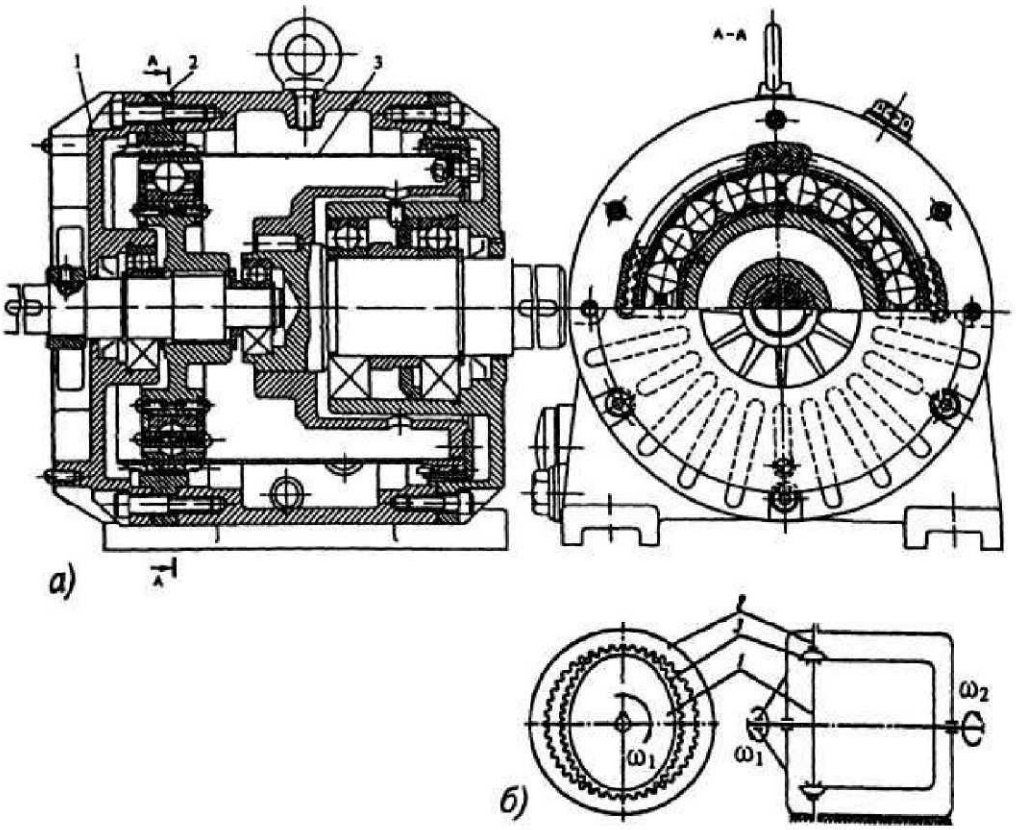


Рисунок 1.10 — Волновый зубчатый редуктор: *а* — конструкция; *б* — кинематическая схема; *1* — генератор волн; *2* — жесткое колесо с внутренними зубьями; *3* — гибкое колесо

Разновидность волновых редукторов определяют главным образом конструкцией генератора и гибкого колеса. Так, на рис. 1.10 генератор волн выполнен в виде профилированного кулачка с напресованным на него гибким подшипником.

Большое передаточное отношение одноступенчатого волнового зубчатого редуктора *(u* = 60–315), а также высокая удельная материалоемкость выгодно отличают его от других зубчатых передач, в том числе и планетарных.

Червячные редукторы. Червячные редукторы применяют при передаче момента между перекрещивающимися валами. Благодаря высоким виброакустическим свойствам и возможности получить в одной ступени большие

передаточные отношения (u = 10–80), их широко используют в ручных и лифтовых лебедках, в приводах от электродвигателя на ведущие оси троллейбусов и др.

В зависимости от расположения червяка относительно колеса червячные редукторы могут иметь исполнения (рис. 1.11): червяк под колесом (*1*) — наиболее распространенная схема; червяк над колесом (*2*); червяк с вертикальным расположением вала (*3*, *4*); червяк сбоку от колеса, ось которого вертикальна (*5*, *6*) Соответственно указанным схемам выполняют конструкции редукторов.

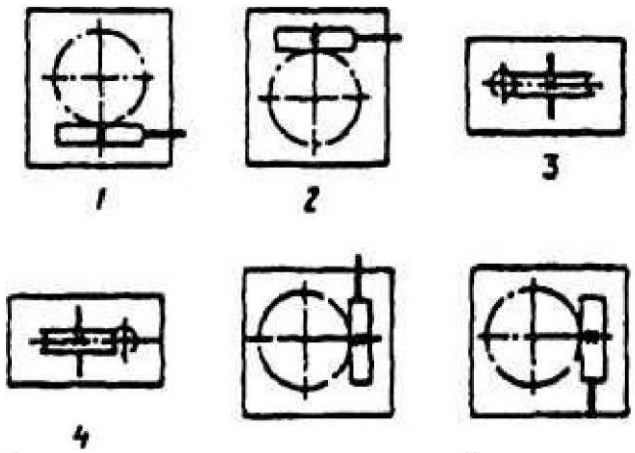


Рисунок 1.11 — Варианты расположения червячной пары в редукторах типа Ч: *1* — червяк под колесом; *2* — червяк над коленом; *3, 4* — тихоходный вал вертикальный; 5 — быстроходный вал вертикальный выходным концом вверх; *6* — быстроходный вал вертикальный выходным концом вниз

В настоящее время серийно выпускают одноступенчатые червячные редукторы типа Ч с универсальным корпусом (рис. 1.12), позволяющим выполнять различные варианты расположения и сборки червячной пары. Такая конструкция (см. рис. 1.12, В–В) позволяет монтировать редуктор непосредственно на вал машины, что снижает массу, уменьшает габаритные размеры и стоимость привода. При исполнении редуктора на лапах (см. рис. 1.12, А–А) в ступицу колеса монтируется тихоходный вал.

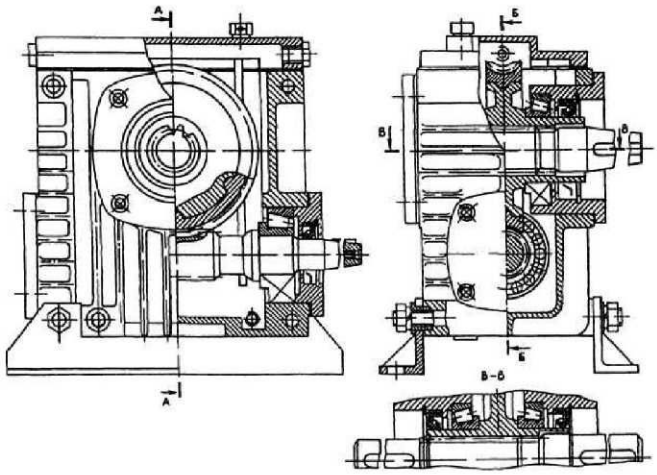


Рисунок 1.12 — Одноступенчатый червячный редуктор с универсальным корпусом

В зависимости от варианта сборки редуктора (см. табл. 1.12) тихоходный вал может быть одноконцевым или двухконцевым. Параллельно оси вала колеса в корпусе имеется четыре прилива со сквозными отверстиями для крепления лап шпильками. Одинаковые расстояния между осями отверстий в приливах корпуса позволяют с помощью одних и тех же лап менять пространственное положение редуктора в соответствии с вариантами расположения червячной пары.

Мотор-редукторы. В последнее время все более широкое распространение получают мотор-редукторы. Применение их в кинематической схеме привода обеспечивает ряд преимуществ: уменьшает размеры и массу на единицу передаваемого момента, сокращает число деталей, удобно при монтаже привода и др.

Вариаторы. Большинство современных технологических машин требуют регулирования скорости рабочих органов в зависимости от условий осуществления технологического процесса.

Применение в машинах вариаторов значительно упрощает ее конструкцию, позволяет установить оптимальный скоростной режим и регулировать угловые скорости на ходу. Все это существенно повышает производительность машины, расширяет ее функциональные возможности, кроме того, вызывает уменьшение шума и вибрации. Эти достоинства вариаторов обусловили их широкое распространение в различных областях машиностроения в машинах пищевой и

легкой промышленности, в станках, сельскохозяйственном и дорожном машиностроении и т.д.

Главными характеристиками вариаторов являются: диапазон регулирования Д, наименьшая скорость тихоходного вала n_{2min} и мощность P на нем. Кроме того, важно знать значения КПД, удельной массы, габаритов, стоимости. В клиноременных вариаторах угловая скорость ведомого вала зависит от диаметров одновременно обоих шкивов или одного из них (рис. 1.13, *а*). Предельные передаточные отношения вариатора:

$$u_1 = \omega_1/\omega_{2min} = D_2/d_1(1 - \varepsilon) \text{ и } u_2 = \omega_1/\omega_{2max} = d_2/D_1(1 - \varepsilon), \quad (1.20)$$

где D_1, d_1 и D_2, d_2 — наибольший и наименьший диаметры ведущего и ведомого колеса;

ε — коэффициент скольжения, который зависит от типа ремня и конструкции передачи.

Основной кинематической характеристикой вариаторов является диапазон регулирования Д, равный отношению этих передаточных величин. Скольжение снижает угловую скорость ведомого вала, но на диапазон регулирования не влияет.

Главные достоинства клиноременных вариаторов (рис. 1.13) — простота конструкции, надежность и простота эксплуатации.

В качестве тягового органа в ременных вариаторах применяют как *стандартные клиновые ремни* по ГОСТ 1284.2–89, так и *специальные широкие зубчатые вариаторные ремни* (рис. 1.14, *в*). Передаточное отношение регулируют изменением диаметра одного или одновременно обоих шкивов посредством осевого перемещения конических дисков, образующих шкив.

Для сплошных шкивов и стандартных ремней Д =1,3–1,7. Различают вариаторы со стандартными и широкими ремнями, с одним, двумя или четырьмя регулируемыми шкивами. На рис. 1.13, *б* показан вариатор с автоматически регулируемым шкивом *2* и ведущим прижимным *1*. Регулирование передаточного числа может производиться вручную или с помощью дистанционного управления. Диапазон регулирования Д<3; η = 0,8–0,9, мощность 5–10 кВт, при не-

скольких ремнях — до 55 кВт. Однако применение нескольких ремней усложняет конструкцию и повышает требования к точности изготовления.

Расчет ременных вариаторов производят по аналогии с расчетом клиноременной передачи, с учетом числа регулируемых шкивов.

Цепные вариаторы по сравнению с клиноременными сложнее в производстве и дороже, но компактнее, долговечнее и более надежны в эксплуатации. Наиболее распространенная конструкция вариатора с зубчатыми конусами и специальными цепями показана на рис. 1.14.

Раздвижные диски *3*, выполненные с рифленой рабочей поверхностью, устанавливают на валу так, чтобы выступы одного диска находились против впадин другого. Звенья цепи снабжены пакетом тонких пластин, которые легко перемещаются в обойме поперек цепи. Пластины, попадающие на выступы, при набегании цепи *2* на диски *3* отжимаются во впадины противоположного диска; так происходит зацепление.

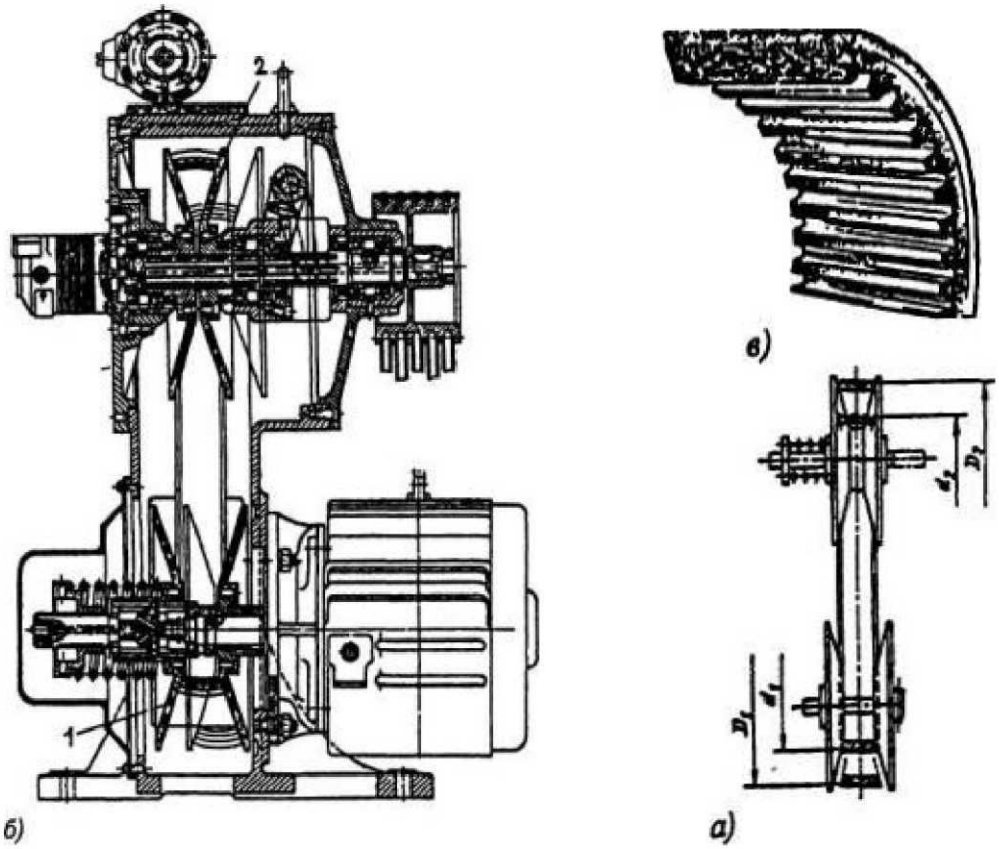


Рисунок 1.13 — Клиноременный вариатор: *а* — принципиальная схема; *б* — конструкция ремня вариатора; *в* — конструкция вариатора с одним широким ремнем; *1* — ведущий прижимной шкив; *2* — автоматически регулируемый шкив

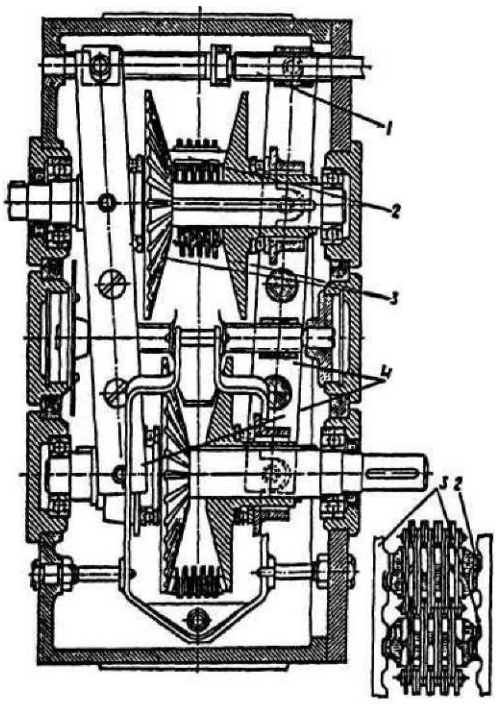


Рисунок 1.14 — Цепной вариатор: *1* — винт; *2* — цепь; *3* — диски; *4* — рычаги

Передвижение дисков, а следовательно, регулирование скорости, производится рычагами *4*, поворот которых осуществляется винтом *1*. При этом одна пара дисков сдвигается, а другая раздвигается, и цепь меняет свое положение.

Диапазон регулирования Д такого вариатора равен до 6, передаваемая мощность — до 18,5 кВт. Срок службы цепей — до 5000 ч.

Конструктивные особенности. Основные особенности проектирования вариатора заключаются в конструировании ведущих, ведомых и промежуточных звеньев, а также механизмов управления.

Каждая новая конструкция вариатора после расчета и изготовления тщательно испытывается и доводится, прежде чем будет передана в серийное производство, так как многие особенности конструированных решений, работы и нагруженности деталей расчетом предусмотреть невозможно и приходится отыскивать их опытным путем.

Для существенного снижения частоты вращения ведомого вала применяют комбинированные приводы. Такой привод состоит из зубчатой передачи и вариатора, смонтированных в одном корпусе. На рис. 1.15 показан мотор-вариатор, состоящий из цепного вариатора и планетарного редуктора, мощностью 6,0 кВт, при частоте вращения ведомого вала от нескольких до 250 мин$^{-1}$.

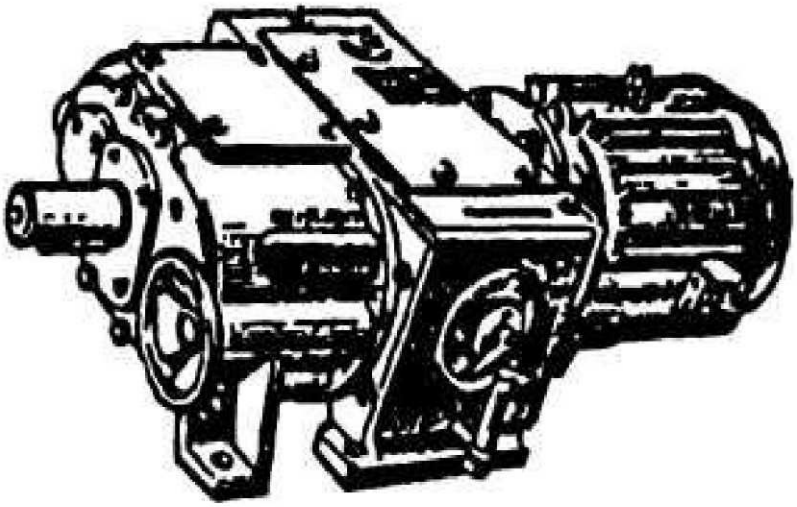


Рисунок 1.15 — Мотор-вариатор

Вопросы для самоконтроля

1 Дайте определение функционального назначения редуктора. По каким признакам они классифицируются?

2 Поясните разницу между редукторами, выполненными по схеме на рис. 1 .4, *а* и рис. 1.4, *б,* а также с редуктором на рис. 1.3.

3 Чем отличается быстроходная ступень редуктора на рис. 1.7 от редуктора на рис. 1.6?

4 Благодаря чему обеспечивается самоцентрирование солнечного колеса между сателлитами в конструкции на рис. 1.8?

5 Какими достоинствами и недостатками обладает конструкция редуктора на рис. 1.9?

6 Чем характерна конструкция редуктора на рис. 1. 9?

7 Поясните принцип работы редуктора на рис. 1.10?

8 Поясните преимущества мотор-редукторов, в каких случаях они применяются?

9 Дайте определение вариаторам, в каких случаях они применяются и их главная техническая характеристика.

10 Дайте определение основного параметра редуктора.

Глава 2 ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ АГРАРНОГО ПРОИЗВОДСТВА КАК ОБЪЕКТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

2.1 Ключевая информация

Современные машины сельскохозяйственного производства состоят из питающего механизма, электропривода, исполнительного и рабочего механизмов, а также из механизмов для управления, регулирования, защиты и блокировки.

Питающий механизм предназначен для непрерывной или периодической подачи сырья или исходного продукта в машину.

Современные машины в большинстве случаев оснащены индивидуальным электроприводом с передаточным механизмом ко всем исполнительным механизмам или индивидуальным электроприводом для каждого исполнительного механизма.

Исполнительный механизм служит для приведения в действие рабочих органов машины. Он включает ведомое звено, связанное с приводным механизмом. Рабочие органы исполнительных механизмов непосредственно воздействуют на обрабатываемую среду или материал.

Кинематическая схема передаточного и исполнительного механизмов определяет движение рабочих органов, скорость и ускорение отдельных звеньев системы в зависимости от режима технологического процесса.

Кроме главных механизмов современные машины имеют следующие дополнительные: установочные и регулирующие механизмы (для настройки работы машины); системы управления (для пуска, остановки, контроля); механизмы защиты и блокировки, которые должны предотвращать неправильные и несвоевременные действия, включение, отключение отдельных звеньев; кроме того, они предназначены для защиты при неисправностях и поломках смежных механизмов, что может иметь место в случае несоответствия свойств сырья или изделий заданным условиям.

В данной работе за основу структуры описания технологического оборудования принят функциональный принцип.

2.2 Примеры использования электромеханических приводов в сельскохозяйственном производстве

Электромеханические приводы широко используются для привода механизмов ***на животноводческих фермах.***

Кормораздатчики по типу ТВК, устанавливающиеся на фермах с привязным содержанием крупного рогатого скота. Кормораздатчик предназначен для раздачи грубых и сочных кормов. Внутри кормушки (жёлоба) перемещается скребковый транспортер. Его направление меняется за счёт переключения двигателя, что обеспечивает при движении в прямом направлении раздачу кормов, в обратном — сбрасывание остатков корма.

В свинарниках широко применяются навозоуборочные транспортеры по типу ТСН. Он содержит горизонтальный транспортер в виде бесконечной длиннозвенной цепи с консольно закрепленными скребками. Цепь располагается в горизонтальном желобе по периметру навозной зоны помещения. При движении цепи скребки перемещают навоз по желобу в приемную яму, откуда наклонным транспортером он выгружается в прицеп. В качестве подстилки применяется резаная солома.

В коровниках для удаления навоза используются горизонтальные штанговые транспортеры ТШ, состоящие из двух металлических штанг со скребками. Скребки расположены в продольных навозных желобах, а транспортер совершает возвратно-поступательное движение. При рабочем ходе скребки устанавливаются перпендикулярно оси желоба, захватывают порции навоза и перемещают их по желобу на величину хода штанги. При обратном движении скребки располагаются вдоль штанги и происходит холостой ход.

Скреперный штанговый транспортер по типу ТС предназначен для удаления навоза из свинарника. В нем скреперные тележки перемещаются по продольной траншее, перекрытой щелевыми полами по направляющим, изготовленным из профильного проката, уложенным на дне траншеи. Контур с тележками совершает возвратно-поступательное движение. При рабочем ходе днище свободно отклоняется навозом. При возвратно-поступательном

движении контура обеспечивается перемещение навоза в направлении навозосборника передачей его от первой скреперной тележки к следующей и т.д.

В кормоприготовительном производстве электромеханический привод используется повсеместно. В БНИИМСХ разработан и поставлен на производство ряд высоко эффективных машин для этой отрасли сельского хозяйства. Из них в первую очередь следует отметить высокопроизводительный измельчитель-смеситель ИСК-3, машину для очистки, мойки с одновременным отделением камней, и измельчения кормовой свеклы и др. Типовой пример таких устройств представлен на рис. 2.1.

В ***зерносушильных комплексах*** широко применяются ленточные, скребковые, винтовые, ковшовые и др. транспортёры, приводящиеся в движение с помощью электромеханических приводов.

В зернохранилищах примерами использования электромеханических устройств являются следующие.

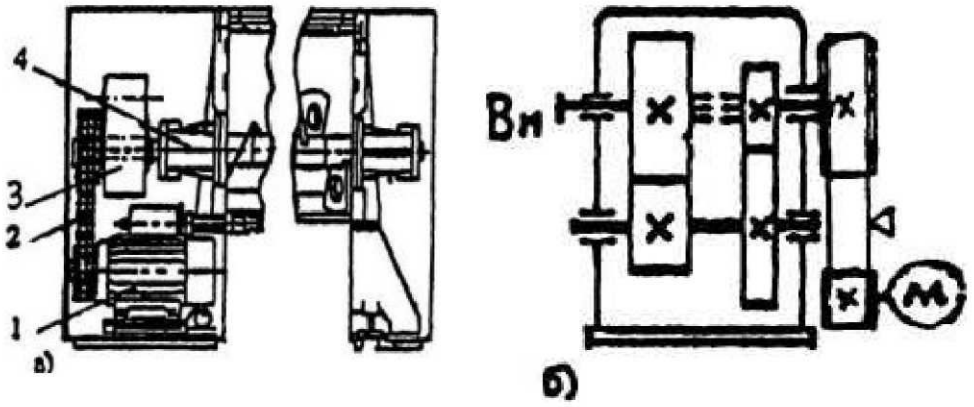


Рисунок 2.1 — Привод смесителя кормов: *1* — электродвигатель, *2* — клиноременная передача; *3* — двухступенчатый соосный; *4* — ведущий вал смесителя; *а)* — общий вид привода; *б)* — кинематическая схема редуктора

Задвижка ТЭА–15АМ представляет собой запорное устройство, которое применяют для открывания, закрывания и регулирования величины потока зерна по трубопроводам в зернохранилищах. В задвижке дистанционно управляемый реверсивный электродвигатель через предохранительную фрикционную муфту передает вращение червячному редуктору.

Объемный дозатор роторного типа ОДЗ–2 предназначен для опреде-

ления массы зерна в потоке: зерно через сетку поступает в бункер и далее на лопастной барабан, заполняя его карманы. При повороте барабана зерно из карманов высыпается в самотечную трубу, расположенную под барабаном. Счетчик фиксирует частоту вращения барабана во время работы дозатора. Привод дозатора состоит из электродвигателя, упругой муфты, червячного редуктора, цепной муфты.

Дозатор смонтирован на раме сварной конструкции. Барабан вращается с частотой n = 23–25 мин$^{-1}$, вместимость барабана 120 литров.

Электропривод к поворотной трубе ТП12-2 (рис. 2.2) автоматизированного элеватора. Привод включает: электродвигатель *1*, упругую втулочно-пальцевую муфту *2*, червячный редуктор с боковым расположением червяка *3*, открытую зубчатую цилиндрическую передачу *4*, поворотную трубу *5*.

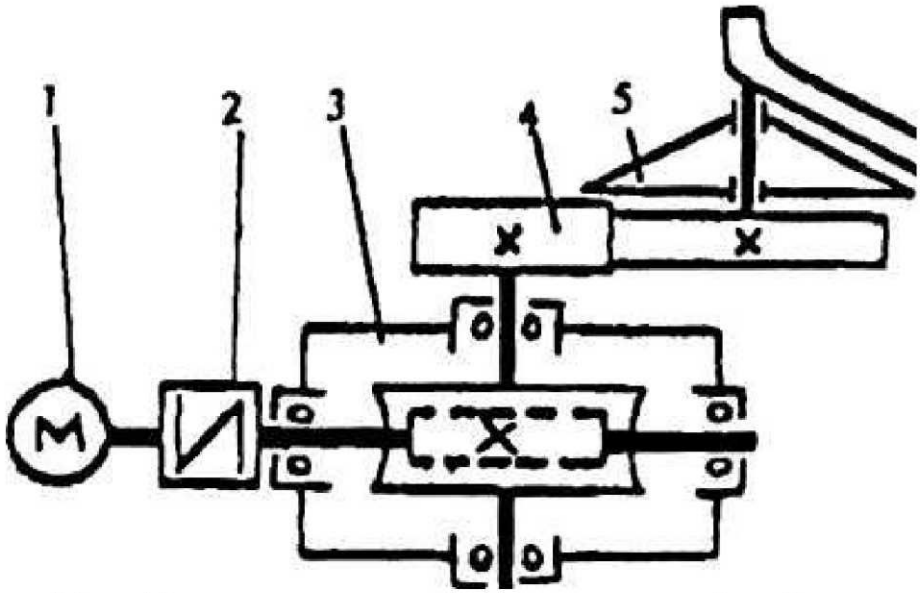


Рисунок 2.2 — Принципиальная схема привода поворотной трубы автоматизированного элеватора; 1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — червячный редуктор; 4 — открытая цилиндрическая передача; 5 — поворотная труба

Триер — куклеотборник А9-УГК-6 предназначен для отбора мелких примесей от основного сырья (например, зерна). Очистка осуществляется с помощью дискового ротора, в процессе вращения которого длинные зерна пшеницы заполняют карамелеобразные ячейки (размер 5×5 мм, глубина 2,5 мм) и при небольшом угле поворота дисков выпадают из ячейки в лотки, откуда

очищенное зерно через патрубок выводится из машины. Привод триера состоит из электродвигателя, клиноременной передачи, червячного редуктора и через цепную передачу подает вращательный момент валу дискового ротора.

В ***семеноводстве*** электромеханические передачи используются для привода триеров и других сортировальных машин, как и на переборно-сортировальных пунктах в ***картофелеводстве, свекловодстве, овощеводстве и плодоводстве.***

Измельчитель-смеситель НС-80 (см. рис. 2.3) предназначен для выработки пастообразных пищевых продуктов. Аппарат производит операции перемешивания, измельчения, термообработки продукта.

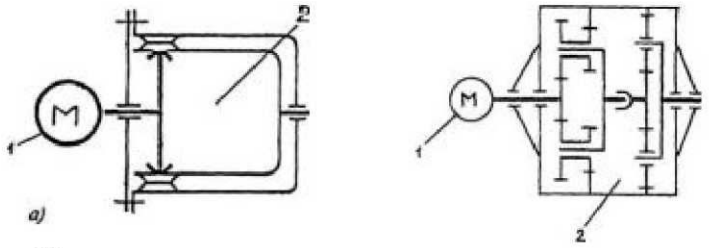


Рисунок 2.3 — Кинематическая схема измельчителя-смесителя типа НС-80: *1* — электродвигатель; *2* — волновый мотор-редуктор

Номинальная мощность двигателя P = 0,37 кВт; частота вращения вала двигателя n = 22 мин$^{-1}$; синхронная частота вращения вала 3000 мин$^{-1}$.

Вопросы для самоконтроля

1 Что называют исполнительным механизмом?

2 Для чего служит кинематическая схема?

3 Приведите примеры использования электромеханических приводов в различных отраслях агропромышленного комплекса.

Глава 3 МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

3.1 Ключевая информация

В последние годы потребности промышленности стимулируют интенсивное развитие теории конструирования, т.е. учения о правилах и приемах конструирования с использованием систематизированных сведений о технических объектах. В данной главе речь пойдет о методологии конструирования как составной части проектной деятельности при создании технических систем.

Проектирование (ГОСТ 2.103–68) — процесс создания нового изделия, предусматривает пять стадий: техническое задание, техническое предложение, эскизный проект, технический проект, разработка рабочей документации. В условиях учебного заведения (по сравнению с условиями предприятий) эти стадии проектирования несколько упрощаются.

Техническое задание устанавливает основное назначение, технические характеристики, показатели качества, технико-экономические, а также специальные требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию.

Техническое предложение — совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки изделия на основании технического задания и различных вариантов возможных решений изделий, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующих изделий, а также патентных материалов

После утверждения техническое предложение служит основанием для разработки эскизного проекта.

Эскизный проект (ГОСТ 2.119–73) — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его назначение, основные параметры, габариты.

Эскизный проект разрабатывают обычно в нескольких вариантах с обстоя-

тельным расчетным анализом, в результате которого отбирают вариант для последующей разработки.

На этой стадии проектирования производят кинематический расчет привода, расчет передач с эскизной компоновкой их деталей, отражающей принципиальные конструктивные решения и дающие общее представление об устройстве и принципе работы проектируемого изделия. Из изложенного следует, что расчеты необходимо выполнять с одновременным вычерчиванием конструкции изделия, так как многие размеры, необходимые для расчета (расстояния между опорами вала, места приложения нагрузок и т.п.), можно получить только из чертежа. В то же время поэтапное вычерчивание конструкции в процессе расчета является проверкой этого расчета. Неправильный результат расчета проявляется в нарушении пропорциональности конструкции детали при выполнении эскизной компоновки изделия.

Первые проектные расчеты на стадии эскизного проектирования выполняют, как правило, упрощенными и приближенными. Окончательный расчет является проверочным для данной (уже намеченной) конструкции изделия.

Многие размеры элементов детали при проектировании не рассчитывают, а принимают в соответствии с опытом проектирования подобных конструкций, обобщенным в стандартах и нормативно-справочных документах, учебниках, справочниках и пр.

Эскизный проект после утверждения служит основанием для разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации.

Технический проект (ГОСТ 2.120–73) — совокупность конструкторских документов, которые должны содержать окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные разработки рабочей документации.

Технический проект после утверждения служит основанием для разработки рабочей документации.

Разработка рабочей документации — заключительная стадия проектирования, необходимая для изготовления всех ненормализованных деталей, а

также для оформления заявки на приобретение стандартных изделий.

В учебном заведении объем работ на этой стадии проектирования обычно устанавливается решением кафедры и указывается в техническом задании. При разработке привода рабочая документация обычно включает чертеж его общего вида или габаритный чертеж, сборочный чертеж редуктора, рабочие чертежи основных деталей (вала, колеса, звездочки или шкива и т. д.)

Документация, получаемая в результате проектирования, называется ***проектом.***

3.2 Основные принципы конструирования

Развитие техники может происходить только на базе создания новых машин и совершенствования уже построенных. Теоретические и экспериментальные исследования машин для определения силы взаимодействия их деталей и сборочных единиц (узлов), практика конструирования, а также опыт их изготовления составляют основу создания современных машин.

Многообразие и сложность факторов, влияющих на конструкцию, изготовление и эксплуатацию технологического оборудованию, не дают возможности составить общую расчетную схему и обеспечить соответствие результатов расчета окончательным размерам деталей и машин в целом. В связи с этим при проектировании машин, а также простых и сложных деталей, обычно возникает необходимость разработки нескольких вариантов решений. При этом рациональное конструирование машин и оборудования возможно только с учетом технологии и организации работ. Машины, спроектированные и изготовленные с нарушением указанных требований, не могут быть эффективно использованы. Поэтому проектирование любой машины и их комплектов для комплексного механизированного и автоматизированного производства начинают с анализа заданного процесса производства и прежде всего *принятой технологии.* Раскроем суть категории «конструирование».

Конструирование — это логико-математический творческий процесс

поиска оптимального варианта структуры, форм, размеров, материалов и взаимосвязи совокупности отдельных элементов, предназначенных для выполнения заданных функций в соответствии с требованиями технического задания, с учетом достижений науки и техники, патентных оценок и перспектив развития отрасли.

Результатом конструирования является полный комплект конструкторских документов, необходимых для изготовления, испытания и эксплуатации изделия.

Конструирование изделия (деталь, узел, механизм, привод машины, технологическая линия и т.п.) начинается с формирования и анализа входных данных. Эта процедура связана с анализом компоновочной и кинематической схем машины, компоновочной и кинематической схем узла (механизма). Здесь целесообразно выполнить следующие действия:

1) уточнить служебное назначение сборочной единицы,

2) разобрать кинематическую схему узла (механизма), т. е. выделить составляющие звенья кинематической цепи, уточнить последовательность передачи энергии от начального звена по кинематической цепи к конечному звену, выделить неподвижное звено (корпус, стойку и т.п.), относительно которого перемещаются все остальные звенья, уточнить связи между звеньями, т. е. вид кинематических пар, установить служебные функции неподвижного звена и всех подвижных звеньев,

3) рассчитать восприятие звеньями усилия, так как они определяют тип и размеры составляющих их деталей,

4) начать конструирование узла с наиболее ответственного звена определить его тип, выделить составляющие его элементы, расчетом или конструктивно определить основные размеры элементов кинематических пар и элементов звена,

5) последовательно конструировать все звенья узла, выполняя проработку их элементов,

6) эскизно сконструировать неподвижное звено узла,

7) уточнить разделение каждого звена на детали,

8) разделить каждую деталь на составляющие элементы,

9) установить служебную функцию (функции) и назначение каждого элемента и его связи с другими элементами,

10) выделить сопрягаемые, прилегающие и свободные поверхности каждого элемента детали,

11) установить окончательно форму каждой поверхности и ее положение,

12) окончательно оформить изображение каждой детали на изображении сборочной единицы.

На различных стадиях проектирования применяют три типа изображений деталей и их элементов изображения, упрощенно отображающие форму, положение и ориентацию детали и ее элементов (кинематические и прочие схемы); изображения, упрощенно отображающие форму, точное положение и ориентацию детали и ее элементов (чертежи общих видов и сборочные); изображения, точно отображающие форму, положение и ориентацию элементов детали (чертежи деталей).

Как правило, при конструировании оригинальных деталей используют все три вида их изображений. При эскизном проектировании кинематических и компоновочных схем машин, узлов и механизмов используют условное изображение деталей, как элементов более низкого уровня иерархии этих технических объектов, выполняющих их элементарные функции. При техническом проектировании выполняют конструктивную проработку оригинальных деталей узлов и механизмов: в соответствии со служебным назначением уточняют конфигурацию детали и формы ее основных функциональных элементов, определяют марку материала, рассчитывают или выбирают основные размеры элементов, определяют требования к их положению и ориентации.

Обобщая вышеизложенное относительно основного принципа конструирования — функциональной целесообразности, приведем следующие этапы этого процесса:

- формирование требований и выходных параметров;

• выбор или синтез (составление, соединение) структуры в виде отдельных блоков;

• выбор или синтез конфигурации каждого из блоков;

• выбор материалов и синтез геометрии отдельных элементов.

Каждый из этапов предполагает компоновку объекта из составляющих частей, исходя из данных, содержащихся в справочной литературе, предпочтительно в электронном виде — автоматизированном банке данных. Для любого этапа нужно иметь аналоги и прототипы, так как незачем повторять работу, проделанную другими. Все творческие усилия следует направить на составление и сопоставление вариантов для конкретных условий, например, какой привод лучше подходит: электрический, гидравлический или пневматический, — как перераспределены функции между приводом, передаточным механизмом и системой управления, между несущей частью (рамой) и исполнительным звеном и т.п.

Процесс конструирования многогранен. В самом его начале нужно представлять, как разрабатываемый технический объект можно изготовить и как он будет выглядеть в конце процесса.

Конструктор — это художник, — это композитор, — это поэт в своей области. Если он не обладает талантом, обширными и глубокими знаниями, пространственным (многомерным) мышлением, то создать новую совершенную конструкцию ему не помогут никакие правила или принципы. Создавать искусственный мир — это прежде всего искусство, а наука, как совокупность знаний, только помогает интуиции и таланту. Теория и конструкторский опыт должны быть сбалансированы. Цель конструирования — наиболее полное решение поставленной функциональной задачи. Приступать к разработке проекта нужно, только поняв функцию будущего изделия и представив в пространстве возможное решение или путь решения. Здесь идет речь о пространстве не только трехмерном (геометрическом), но и многомерном (время, исторические тенденции, материалы и технологии). В этой связи, если Вы обладаете линейным или плоским представлением вещей, то конструирование не Ваша сфера деятельности, а если вы мысленно можете представлять геометрию

изделия, то постарайтесь развить Ваше качество до многомерного понимания искусственного мира.

Для решения функциональной задачи одинаково важны геометрическая форма (собственно конструкция), материалы и технология.

Функциональная целесообразность — принцип, означающий соответствие выбранного решения поставленной задаче. Иными словами — задача должна быть выполнена без превышения необходимых затрат.

Функциональная целесообразность предусматривает, в частности, обеспечение минимально допустимой для заданной функции прочности, минимальной жесткости и других характеристик, если их повышение сопряжено с увеличением массы, удорожанием изготовления и эксплуатации устройства; выполнение защитных конструкций тонкостенными (в виде кожухов) в отличие от несущих конструкций; обеспечение высокой точности и центрирования деталей только в случаях, когда это влияет на работоспособность устройства; исключение лишних опор для деталей, которые могут самоустанавливаться; обеспечение высокого качества только трущихся, посадочных, а также открытых для обозрения и контакта поверхностей.

Выбор схем и конструкций должен быть на альтернативной основе. Основная функциональная задача решается благодаря выполнению множества частных функций, таких как восприятие определенного вида нагрузки, изменение определенного параметра движения, передача вращающего момента, центрирование, компенсация определенной погрешности, ограничение перемещений и т.п. Из многообразия частных функций и их конструктивных решений нужно определить ту единственную совокупность, которая в полной мере соответствует поставленной задаче, причем совмещение функций позволяет привести к уменьшению габаритных размеров и массы.

Многопоточность передачи энергии. Одна из основных задач конструирования — передача механической энергии от источника (привода) к испытательному устройству (рабочему органу) машины. Под многопоточной передачей понимается параллельное (в энергетическом, кинематическом

или силовом нагрузочном смысле) размещение нескольких кинематических цепей (соединений) или нескольких подвижных соединений. К таким системам относятся:

- планетарные многосателлитные передачи, в том числе, частные варианты с неподвижными осями колес, передачи с многопарным зубчатым зацеплением (например, волновые зубчатые передачи), многодисковые вариаторы скорости и т.п.;
- многоэлементные (например, шлицевое соединение в сравнении со шпоночным) и групповые неподвижные соединения, в т.ч. много элементные упругие соединительные муфты и др.;
- многопоточные (замкнутые) механические передачи движения с постоянным передаточным отношением;
- многопоточные (замкнутые) комбинированные передачи с изменяемым (регулируемым) передаточным отношением из параллельных ветвей;
- многодвигательные приводы с неподвижным соединением выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном;
- многодвигательные приводы с дифференциальным соединением (через суммирующий механизм) выходных звеньев каждой из параллельных ветвей с общим выходным звеном;
- многодвигательные приводы с двумя и более выходными звеньями с соединением ветвей системы через дифференциальный (разветвляющий, суммирующий) механизм;
- разветвленные механические трансмиссии, присоединяющие одновременно или выборочно несколько выходных звеньев к общему двигателю;
- многопоточные многоподвижные манипулирующие механизмы.

Многопоточность при одинаковой функции сравниваемых устройств (характера воспроизводимого движения, несущей нагрузочной способности) имеет ряд преимуществ:

1 Дробление энергетического потока приводит к уменьшению размеров

и массы каждого из элементов или звеньев параллельных ветвей, но происходит это не пропорционально уменьшению нагрузки, а в большей мере так, как «срабатывает» масштабный эффект — влияние размеров объекта на изменение характеристик сопротивления усталости, трения и изнашивания и т.п. Чем меньше диаметр заготовки, тем выше достигаемые механические свойства материала, тем больше технологических возможностей совершенствования геометрической формы и точности ее воспроизведения, а также уменьшения шероховатости. Уменьшение размеров приводит к уменьшению линейных скоростей звеньев и скоростей скольжения, что позволяет уменьшить виброактивность системы, легче решать проблемы виброзащиты, снижать потери на трение, выбирать более рациональные решения подшипников и уплотнений, обеспечивать герметичность соединений и т.п.

2 Уменьшение размеров детали может привести к изменению схемы ее нагружения и возможности изменения геометрической формы в сторону ее упрощения — сравни, например, форму сателлита в виде кольца с зубьями с формой обычного зубчатого колеса, содержащего обод, диск и ступицу.

3 Чем меньше размеры деталей, тем легче осуществить автоматизацию обработки и сборки. В конечном итоге стоимость изготовления нескольких однотипных деталей или элементов может быть уменьшена по сравнению со стоимостью изготовления одной крупной детали.

4 Варьированием количества двигателей, редукторов, соединений в одной системе можно добиться рационального использования унифицированных, уже выпускаемых сборочных единиц, в т.ч. используемых в других системах.

Имеются и другие преимущества многопоточных систем, но в то же время следует предупредить читателя, что любое направление в конструировании не лишено недостатков, поэтому в каждом конкретном случае многопоточную систему нужно рассматривать как альтернативный вариант

(или варианты) однопоточной системе и выбирать из них наиболее подходящий для решения поставленной задачи.

Вопросы для самоконтроля

1 В чем суть процесса проектирования?

2 Какие стадии и какова последовательность процесса проектирования?

3 Дайте определение категории конструирование.

4 Назовите основные принципы конструирования.

5 Что служит основой конструирования?

6 В чем суть принципа «многопоточность передачи энергии»?

3.3 Технологичность проектируемых изделий

Конструкторы, разрабатывая новое изделие, в первую очередь думают о том, из чего и каким образом оно будет реализовано. При наличии нескольких вариантов исполнения, как правило, выбирался наиболее простой и дешевый. При этом конструкция всегда находится в неразрывной связи с материалами и технологией.

Технологичность совокупность свойств конструкции, характеризующих возможность ее реализации, а также приспособленность к получению минимальных затрат при производстве и эксплуатации для заданных показателей качества, объема выпуска и условий выполнения работ. Условно различают технологичность изготовления и эксплуатационную технологичность. К последней относят ремонтопригодность, восстанавливаемость, приспособленность к человеку, в том числе удобство и безопасность обслуживания и требуемый уровень подготовки обслуживающего персонала, дефицитность и нормы расходования эксплуатационных материалов; степень воздействия объекта на окружающую среду; возможности консервации, хранения, транспортирования и др.

Технологичность (изготовления) условно разделяют на технологичность де-

тали и технологичность соединения или сборочной единицы, «условно», потому как оба эти вида находятся в неразрывной связи. Общий подход к выбору конструктивных решений, исходя из данного условия, независимо от функции, технологии и материалов — *это простота геометрической формы, плавные переходы от одного элемента конструкции к другому и унификация (повторяемость) элементов, деталей, сборочных единиц и агрегатов.*

При выборе конструктивных решений детали конструктор должен от начала до конца представлять процесс ее изготовления. При этом нужно стремиться по возможности предусматривать минимальный объем механической обработки резанием. Лучше детали изготовлять достаточно точно литьем, а еще лучше штамповкой. Зубья, резьбу и другие подобные элементы лучше получать накатыванием, а не нарезанием.

Соответствие технологического процесса принятому материалу обеспечивает возможность получения заданных свойств материала.

Рациональная последовательность технологических процессов и операций обусловлена как конструкцией и материалом изделия, так и выбранными способами изготовления. Целесообразно предусмотреть геометрическую форму, для воспроизведения которой необходимо минимальное количество, минимальное разнообразие процессов и операций, и не желателен возврат к предшествующим видам обработки. Следует, например, помнить, что термическая или химико-термическая обработка, нанесение на поверхности покрытий, как правило, приводят к снижению точности детали и требуют дополнительной обработки — шлифования, доводки и т. п.

Еще одно направление обеспечения технологичности сопряжено с появлением новых материалов, обладающих уникальными свойствами, речь идет о некоторых видах пластмасс и композиционных материалов.

Наиболее актуальным вопросом современного конструирования является обеспечение технологичности сборочной единицы. Сборку автоматизировать труднее всего, поэтому стоимость ручных сборочных операций занимает все большую часть из общей стоимости изделия. Не случайно промышленные ком-

пании стремятся разместить сборочные предприятия в районах с наиболее дешевой рабочей силой. В этой связи на всех этапах конструирования процесс сборки должен продумываться самым тщательным образом.

Основные приемы обеспечения рациональной сборки — это блочность конструкции и простота траектории относительного движения и относительного ориентирования в процессе соединения деталей или сборочных единиц.

3.4 Красота и удобство. Эргономика

Существуют общие критерии красоты, которые одинаково воспринимает и понимает любой человек. Сравним два автомобиля с одинаковыми внешними очертаниями, но один из них имеет неровные стыки элементов и большие зазоры между ними. Никто в этом случае не станет утверждать, что он также красив, как и другой. Что касается удобства, то понимание этого качества доступно каждому, кто использует конкретное изделие. *Главные критерии красоты:*

2. Взаимосоответствие (неразрывная связь) формы, функции и содержания (внутреннего строения).

3. Единство и целостность композиции.

Чтобы в полной мере удовлетворять этим критериям, нужно позаботиться о совершенстве как содержания, так и формы.

Если какое-либо изделие в действительности способно выполнять определенные функции и/или если оно обладает достаточной прочностью и устойчивостью, и если оно способно двигаться с большой скоростью и т. д., то его форма должна выглядеть соответственно этим функциям.

Композиция — это своего рода строение, структура, компоновка, система взаимосвязей элементов. Человек чувствует неудобство:

• когда ему не понятен замысел этого строения, например, когда имеет место бессистемное нагромождение элементов (речь идет не о физических, а о зрительно воспринимаемых категориях);

- когда рассеивается внимание, чувствуется подчиненность элементов двум или более замыслам;
- когда каждый из элементов выглядит изолированным, оторванным один от другого;
- когда не ясно какой из элементов главный, а какие находятся в подчинении и т. п.

Человеку не нравится отсутствие логики и системы. Не всегда это можно понять, а тем более создать систему, зрительно понятую и воспринимаемую как единое целое. Не случайно работа дизайнера высоко ценится за рубежом. В то же время разрабатывать конструкцию отдельно от формирования внешнего вида нельзя, так как никакое украшательство не исправит плохое содержание, так же как и самого содержания еще недостаточно, чтобы его однозначно воспринимать как красивую вещь.

Следующее очень древнее правило — элементы должны быть *соизмеримы* и, в частности, *подчинены определенной пропорции.* Речь идет в основном о размерах, но относится это также к другим средствам выразительности, например *к геометрической форме, рельефу, цвету и даже светотени.* Вы никогда не задумывались, почему высота и ширина страницы, картины, оконного проема очень часто соответствуют отношению 3/2 или 2/3, но почти никогда не делают квадратными. Здесь не будем вдаваться в рассуждения, почему такое соотношение, а его называют «золотым сечением», очень часто используют. Существует очень много объяснений такого рода, отметим только, что именно «золотое сечение» позволяет создавать предметы воспринимаемые, как соразмерные. Его определяют таким образом: целое a относится к части b, как часть относится к разности между целым и частью.

«Золотое сечение» характеризуется следующим рядом величин: 0,382: 0,618: 1,000: 1,618: 2,618 и т. д.

Вышеизложенное не нужно воспринимать как догму, так как в отличие от архитектуры зданий в машинах очень трудно форму подчинить данному ряду, но обеспечить пропорциональность формы стоит в любом случае.

Эргономика — это наука, возникшая на стыке технических наук, пси-

хологии, физиологии и гигиены. В ней используются данные анатомии, биомеханики, токсикологии, антропометрии, биофизики. Эргономика изучает функциональные возможности и особенности человека в трудовых процессах с целью создания оптимальных условий, обеспечивающих высокую производительность и открывающих возможности для интеллектуального и физического развития.

Эргономика занимается следующими проблемами:

- оптимизацией физической среды на производстве;
- конструированием средств индикации (световая, цветовая, звуковая сигнализация; лицевые части приборов шкал, символические изображения управляемых объектов на панелях, информацией, например, в виде мнемосхем и т. п.);
- конструированием органов управления;
- компоновкой постов управления;
- организацией рабочих мест.

Концептуально эргономические требования при конструировании машин можно сформулировать так: *максимум внимания к человеку через конструкцию технического средства и формирование окружающей среды на производстве.*

Учет эргономических требований при создании техники позволяет наиболее эффективно функционировать системе человек — техника — среда, т.е. при минимальном расходе ресурсов человека (время, уровень физиологического и психологического напряжения, здоровье) получать максимум удовлетворенности содержанием труда. Если не обеспечены наилучшие условия взаимодействия человека с техникой, то вряд ли можно рассчитывать на достижение экономического эффекта. Опыт показал, что до 30% проектной эффективности техники не реализуется в процессе эксплуатации, если при создании машины не учитывается удобство работающего с ней человека.

Создание нерациональных и неудобных в управлении и обслуживании машин и оборудования влечет за собой серьезные социальные последствия. Трудящиеся, особенно молодежь, неохотно работают на тракторах, станках и других машинах, если не обеспечены нормальные условия для безопасного и привлекательного труда.

Главная задача на стадии композиционно-конструкторского синтеза - раскрыть и привести в действие связь между всеми элементами и целым в техническом и эстетическом аспектах. На этом этапе происходит непрерывное интегрирование формы: создают объемно-пространственные формы, выявляют рабочие зоны, функциональные оси, учитывают конструктивные, технологические, эргономические и экономические требования. Художник-конструктор графически или скульптурно фиксирует свои идеи. При этом выявляется пластическая характеристика объекта, замысел формы становится зримым.

Далее следует проверка и отработка формы. Форма проверяется чувством и точным расчетом. Каждую деталь увязывают с общим ансамблем по многим направлениям: определяют масштабные отношения, ритмические характеристики объектов в различных ракурсах и удалениях, выразительность, информативные качества и т. д. Проверяют также цветофактурные решения.

После доводки и испытания опытно-промышленный образец утверждается и служит эталоном при корректировании рабочих чертежей для серийного производства.

Последовательность создания нового изделия представлена на рис. 3.1.

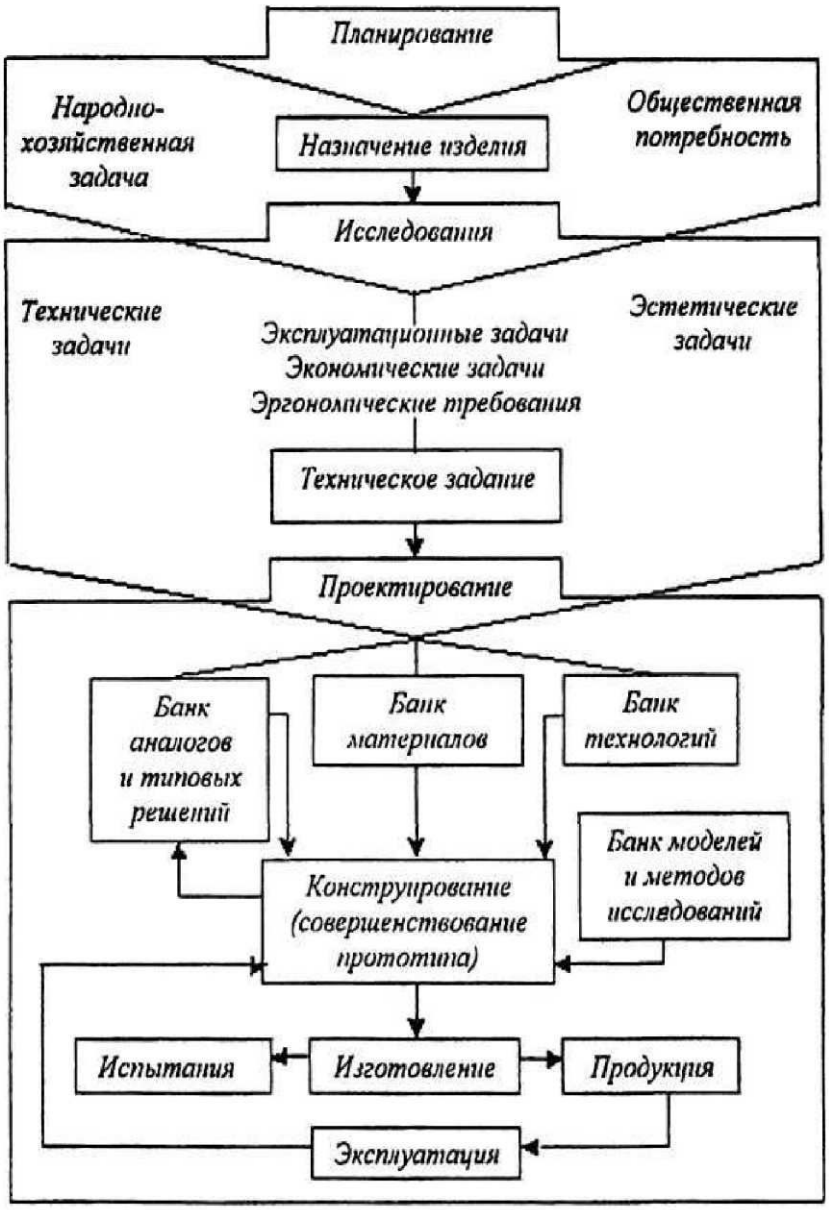


Рисунок 3.1 — Принципиальная схема процесса создания нового изделия

Вопросы для самоконтроля

1 В каких случаях конструктор должен думать о категориях «красота» и «удобство»? Поясните это на примере знакомой вам техники.

2 В чем суть категории «композиция»?

3 Как вы понимаете принцип «золотое сечение»?

4 Прокомментируйте суть схемы на рис. 3.1.

5 В чем суть эргономики при конструировании машин?

3.5 Принципы инновационного проектирования

Сложившаяся в отечественных вузах практика учебного проектирования такова, что, как правило, студенту предлагается задача с известным решением. В самом деле, широко применяемые при курсовом и дипломном проектировании расчетные методики представляют собой по существу общие решения известных задач. Если к этому добавить, что нередко в таких проектах анализ преобладает над синтезом и что вместо системного рассмотрения культивируется узкоспециальный подход, то становится очевидным заведомо рутинный, нетворческий характер типовых учебных проектов.

Главная особенность инновационного проектирования состоит в том, что оно всегда опирается на новую идею проектируемого изделия или процесса — то, что иначе принято называть проектированием на уровне изобретения. С другой стороны, современные компьютерные технологии позволяют почти полностью автоматизировать рутинную часть работы. Поэтому творческий подход здесь насущно необходим. С этим, в свою очередь, связана необходимость подготовки проектировщиков нового типа.

В инженерном сообществе можно выделить: а) новаторов, которые выдвигают новые идеи, определяющие в какой-то мере ход развития данного класса технических систем или даже отрасли; б) разработчиков, которые берут за основу предложения новаторов, продумывают их до конца и преобразуют в форму, пригодную для практической реализации; в) исполнителей; г) инертные элементы. Данная информация имеет цель направить студентов на то, чтобы они были склонны попасть в первые две категории.

Основные этапы процесса инновационного проектирования не особенно зависят от степени сложности или вида проекта (технических, организационных, управленческих, художественных и т.д.). При решении любой задачи проектирования необходимо определенное сочетание интуиции и логики, но пути такого сочетания интуитивного с логическим не установлены и вряд ли их можно установить в общем виде, в отрыве от конкретной задачи и конкретного человека.

Они зависят от того, какое количество информации имеется в распоряжении проектировщика, а также от его творческой квалификации и опыта.

Научно-технический прогресс, который признан во всем мире как важнейший фактор экономического развития, все чаще в настоящее время связывают с понятием *инновационного процесса* (процесса нововведений), который объединяет науку, технику, экономику и менеджмент, распространяясь от зарождения идеи до ее практического воплощения и коммерческой реализации. Его цель состоит в создании того или иного новшества (изделия или услуги), способного удовлетворить какую-либо реальную, общественную или индивидуальную, потребность или желание. Инновационный процесс органично включает наряду с собственно *инженерным проектированием* систем также и *принятие управленческих решений.*

Основные этапы инновационного проектирования. Процесс *инновационного проектирования,* которое заключается в *решении системных задач,* состоит из ряда этапов представленных в виде блок-схемы (рис. 3.2).

Цель проектирования может быть задана или она может сформироваться в контексте других работ. Цель инновационного проекта формулируется более широко, чем при традиционном инженерном проектировании. Это может быть, например, разработка, производство и реализация некоего изделия, подсказанная будущими потребителями или выявленная маркетинговыми исследованиями. Уяснение цели означает глубокое осознание ожидаемого результата проектирования.

На этапе выбора пути достижения поставленной цели должна быть сформулирована конкретная проблема, которая должна быть для этого решена.

Следующий важнейший этап касается *генерирования идеи решения* проблемы, от качества которой в значительной степени зависит качество пока еще не найденного решения. Большинство идей, приходящих в голову на этом этапе, слабые, некоторые идеи — получше, но могут появиться также несколько по-настоящему хороших идей и, возможно, одна-две выдающиеся.

Рисунок 3.2 — Основные этапы инновационного проектирования

Выдающаяся идея характеризуется, во-первых, цельностью или законченностью. Так, если это идея продукта, то она должна охватывать также его рынок, упаковку и рекламу. Во-вторых, такая идея отличается оригинальностью, т.е. новизной. В-третьих, она проста, т.е. доступна для понимания. Для оценки идеи по этому показателю можно попытаться выразить ее сначала в 50-ти, а затем в 25-ти и 12-ти словах. Наконец, в-четвертых, идея должна быть привлекательной для потребителя.

Плохие и посредственные идеи не стоят дальнейшего рассмотрения и должны быть отсеяны.

Хорошие же и выдающиеся идеи заслуживают дополнительного внимания и

должны быть подвергнуты *инженерному анализу* с целью их детальной проработки и оптимизации. На этом этапе определяют задачи и план анализа, строят необходимые модели, выполняют оптимизационные и др. расчеты, оценивают альтернативные решения и делают окончательный выбор. Выполняют *дизайн* изделий.

Конкретизация полученного решения означает его переработку с учетом производственных возможностей данного предприятия. Осуществляется технологическая подготовка производства.

На этапе *производства* решаются специфические задачи *организации и менеджмента.*

Распределение и сбыт продукции требуют проведения маркетинговой компании, в основу которой были положены идеи изделий или услуг, а также рекламные идеи.

Определение и классификация творческих задач. Наиболее общее определение таково, что *творческой является любая задача (проблема), в которой содержится противоречие (конфликт, разрыв) между тем, что дано, и тем, чего необходимо достичь (найти, доказать, объяснить, создать, усовершенствовать, обработать, переместить и т.д.).*

В этом смысле всякая ранее неизвестная субъекту задача будет для него творческой, если, конечно, нет очевидной (или легко логически выводимой) связи между данными и неизвестным.

Творческие задачи могут иметь форму *предметных* (математика, физика и т.д.), *исследовательских* в любой области науки, а также *изобретательских задач в области техники, экономики, менеджмента, предпринимательства* и т.д.

Решение исследовательских (изобретательских) задач ведут к *открытиям* явлений, законов и, вообще, всему тому, что уже существовало, но не было известно.

Изобретательские задачи в технике условно разделяют на пять уровней.

Первый уровень. Решение таких задач не связано с устранением *технических противоречий* и сопровождается мельчайшими изобретениями. Средства

решения находятся в пределах данной узкой области техники. Задачи этого уровня — рутинно-конструкторские, мало относящиеся к изобретательству.

Второй уровень. Задачи с техническими противоречиями, которые легко преодолеваются с помощью методов, известных по применению в данной отрасли. Ответы к задачам этого уровня — мелкие изобретения.

Третий уровень. Противоречие и способ его разрешения находятся в пределах одной области науки. Так, механическая задача решается с применением способов, известных в механике. В итоге — среднее изобретение.

Четвертый уровень. Синтезируется новая техническая система путем разрешения технических противоречий, присущих ее прототипу — старой системе. Противоречия устраняются средствами, подчас далеко выходящими за пределы той области науки, в которой они относятся (так, механическая задача решается с применением способов, известных в химии). Принцип действия исходной системы может быть изменен коренным образом, например, использован малоизвестный эффект или явление. Результат — крупное изобретение.

Пятый уровень. Изобретательская ситуация представляет собой сложное переплетение проблем. Нередко задача решается с выходом за грань известного. Поэтому сначала нужно сделать открытие, а потом, опираясь на новое знание, решать изобретательскую задачу. Результатом может быть крупнейшее изобретение.

Особенность изобретательских задач высоких уровней, а, следовательно, и задач инновационного проектирования состоит в том, что каждая имеет не единственное, а множество приемлемых решений. Задачи такого рода называются дивергентными и требуют творческого подхода к нахождению решений.

Общая характеристика процесса решения конструкторской (изобретательской) задачи по свидетельствам ряда выдающихся изобретателей и ученых и включает следующие пять основных этапов.

Этап 1. Подготовка. Формулирование (постановка) задачи, осуществ-

ляемое, как правило, путем анализа исходной проблемной ситуации. В ходе анализа ситуацию расчленяют на *данное* (известное) и *искомое* (неизвестное), являющиеся главными элементами задачи. Ее решение тогда состоит в соотнесении условий задачи с ее требованиями (в разрешении противоречия того или иного вида). Накопление и мобилизация знаний.

Этап 2. Концентрация интеллектуальных усилий. Упорная работа с целью получить решение. Использование *эвристических приемов*, предметных и методических, для генерирования идеи решения. Применение *психологических, переборных или алгоритмических методов активизации мышления.* Использование эмоционального фактора.

Этап 3. Передышка (инкубационный период). Период умственного отдыха посредством прекращения сознательных усилий по решению задачи. Включение работы *подсознания* для своеобразного вынашивания идеи решения.

Этап 4. Озарение (инсайд). Внезапное продвижение вперед в решении задачи путем нахождения новой или видоизменения уже известной идеи.

Этап 5. Завершение процесса решения.

Проблемы проектной деятельности. При разработке проекта на создание нового изделия очень важны такие методы, как прогнозирование, структурирование синтеза и принятия решений, однако они не всегда дают должное целостное представление о техническом объекте, которого пока нет. Даже самые привлекательные подходы к генерации вариантов технических объектов с помощью современной компьютерной техники пока не сравнимы с возможностями сознания высококвалифицированного профессионала.

Целостную структуру, которая моделирует в сознании проектировщика объект предстоящей проектной деятельности трудно описать даже вербально, не говоря о представлении чего-либо подобного средствами компьютерной техники.

Профессионал в данном виде деятельности обладает значительно большими возможностями, нежели все компьютеризированное окружение, включая спе-

циалистов к нему приставленных.

Ранние стадии проектной деятельности пока не поддаются автоматизации и внимание нужно сосредоточить на создании благоприятной информационной среды для профессионала с целью повышения его эффективности функционирования. Объектом рассмотрения должно стать не все конструкторское бюро, а его ведущие специалисты.

Целесообразно решать в первую очередь следующие задачи:

- обеспечение ведущих специалистов релевантной (собираемой под конкретную задачу) информацией на основе категориального анализа и теории познания применительно к данной предметной области,
- построение прогнозов относительно требований, которые будут предъявлены к изделию в будущем, и технических характеристик изделия на основе теории парадигмы, т. е. системы основных научных достижений (теорий, методов), по образу которых организуется исследовательская практика ученых в конкретной области знаний в данный период и разработка методологии поддержки деятельности конструктора в процессе формирования гипотетического образа будущего изделия,
- поиск подходов к структурированию среды деятельности профессионала на основе моделей, приемлемых для ранних стадий проектирования,
- поиск путей повышения эффективности работы профессионала в процессе целеполагания и принятия решений.

При этом очень важна *роль категориального анализа.* Категориальный анализ определяется как учение о категориях исследующих природу и области применения.

Понятие «категория» часто распространяется на все непосредственно данные элементы мышления, которые не могут быть определены, а лишь объяснены (дефиниции).

Дефиниции вместе с категориями (в узком смысле) образуют категориальные понятия. Категориальный анализ естественным образом акцентирует внимание на важнейших понятиях конкретной области знаний. В

его основе лежит стремление максимально сократить число фундаментных сущностей и тем самым добиться обозримости исследуемых структур.

Комплекс категориальных понятий представляет для процесса проектирования особый интерес, так как именно он составляет основу когнитивных структур профессионала-проектировщика, чему и будет посвящено наше внимание в последующей информации.

Вопросы для самоконтроля

1 Поясните целесообразность этапов проектирования по рис. 3.2.

2 В чем суть принципа творческих задач?

3 Какими принципами руководствуются выполняя проектную деятельность по созданию техники?

3.6 Современные методы оптимального проектирования на основе САПР

Конструирование как составная часть проектирования — это творческий процесс создания изделий в документах (главным образом чертежа) на основе теоретических расчетов, конструкторского, технологического и эксплуатационного опыта и экспериментов.

В настоящее время чрезвычайно возросли сложность и комплексность проблем, требующих решения в процессе проектирования. Создание машин качественно нового уровня предполагает использование важнейших достижений фундаментальных наук, конструирования и технологии, повышенную защиту обслуживающего персонала от вибрации и шума, учет современных экономических, социальных и экологических проблем. Задача повышения качества машин решают на стадии проектирования, когда можно всесторонне проанализировать конструктивные варианты с учетом большого числа требований. Так каждая машина должна, по возможности, иметь минимальную массу и достаточную надежность, высокую быстроходность и минимальную динамическую загруженность, низкую стои-

мость и большой срок службы и др. При конструировании необходимо выбрать ее оптимальные параметры (структурные, кинематические, динамические, эксплуатационные), наилучшим образом соответствующие предъявляемым требованиям. При этом следует учитывать конкретные условия применения машины. Нельзя, например, произвольно увеличить ее производительность, не учитывая производительности смежного оборудования. В некоторых случаях машины с повышенной производительностью могут оказаться при эксплуатации недогруженными и будут больше простаивать, чем работать. Это снижает степень их использования и уменьшает экономическую эффективность.

Схему машины обычно выбирают путем параллельного анализа нескольких вариантов, оценивая их конструктивную целесообразность, совершенство кинематической и силовой схем, стоимость изготовления, энергоемкость, надежность, размеры, металлоемкость и массу, технологичность, степень агрегатности, удобство обслуживания, сборки-разборки, осмотра наладки, регулирования.

Как правило, не существует машины или конструкции, оптимальной по всем критериям одновременно. Поэтому расчеты производят для каждого критерия, строят таблицы результатов расчетов и используют их для обоснования выбора оптимального решения.

Зная возможности конструкции по всем критериям, конструктор совместно с заказчиком может обоснованно назначить на каждый из них ограничения, которые, с одной стороны, были бы практически достижимы, а с другой — удовлетворяли требованиям заказчика. Далее путем расчета выявляют конструкции, удовлетворяющие всем ограничениям одновременно.

Такие конструкции и составляют допустимое множество решений, из которого конструктор совместно с заказчиком выбирает оптимальную модель. Если таких конструкций не оказалось, то ограничения могут быть «ослаблены».

Из вышеизложенного следует, что развитие техники сопровождается усложнением всех систем машин и технологического оборудования. Возрастает трудоемкость их создания при одновременном повышении требований к качеству и эффективности конструкции, что находится в противоречии с необходимостью

сокращения сроков ее разработки и промышленного освоения. Ликвидация указанного противоречия наиболее полно реализуется при широком внедрении в проектирование вычислительной техники. Основное направление при этом — создание систем автоматизированного проектирования (САПР).

Целями создания САПР как организационно-технической (человеко-машинной) системы являются:

1 Повышение качества проектирования вследствие увеличения, анализируемые конструкторских решений и более детального анализа каждого из них. Сокращение срока разработки конструкции за счет автоматизации выполнения чертежных работ и расчетов, обработки исходной и полученной информации;

2 Уменьшение стоимости проектных работ путем сокращения их части, выполняемой без использования ЭВМ.

Эти цели достигаются применением совершенных математических методов и вычислительной техники, разработкой эффективных математических моделей, методов многовариантного проектирования и оптимизации, автоматизацией проведения расчетов и оформления графической документации.

Таким образом, использование САПР дает конструктору реальную возможность обосновать постановку задачи многокритериальной оптимизации — одновременно учитывать множество противоречий требований. Использование САПР предполагает активное участие человека в анализе вариантов, оптимизации и принятии решений. Такой творческий подход к проектированию характерен и для учебного проектирования приводов технологических машин, так как все задачи в нем многокритериальные и содержат множество управляемых параметров.

Оптимальное проектирование предполагает создание технического объекта не только выполняющего заданные функции, но и отвечающие некоторым заранее установленным критериям качества.

Самый низкий уровень оптимального проектирования предполагает нахождение лучшего варианта конструкции, основанное на подборе несколь-

ких, выполненных без использования вычислительной техники, математических моделей и соответствующих методов оптимизации вариантов. Например, при проектировании редуктора для двух-трех вариантов разбивки общего передаточного числа между отдельными ступенями можно выполнить проектировочные расчеты, для каждого варианта оценить какой-либо критерий качества (масса, размеры и т. д.), и затем окончательно выбрать наиболее подходящий вариант исполнения редуктора.

При более высоком уровне задачи оптимального проектирования, сформулированные в виде математических моделей, решаются с применением соответствующих математических методов оптимизации и на базе ЭВМ. К высшему уровню относятся задачи оптимального проектирования, решаемые в рамках САПР.

В САПР задачи оптимизации могут решаться на всех этапах процесса проектирования. Так, на этапе эскизной проработки задача оптимального проектирования может состоять в определении рациональных значений необходимого числа основных параметров проекта, определяющих будущий облик технического объекта. На этапах технического и рабочего проектирования задачи оптимизации могут носить более глубокий характер, охватывающий вопросы определения оптимальных значений основных параметров как объекта в целом, так и отдельных узлов и деталей. В процессе разработки САПР проблема оптимального проектирования заключается в решении следующих основных вопросов:

1) определение этапов процесса автоматизированного проектирования, сопровождаемых решением тех или иных задач оптимизации;

2) построение математических моделей оптимизации и разработка машинных алгоритмов;

3) создание или заимствование программного обеспечения решения задач оптимизации;

4) разработка системы диалогового формирования и просмотра вариантов объекта проектирования с определением значений тех или иных показате-

лей качества, а также формирования математических моделей и управления процессом решения соответствующих задач.

Совершенствование конструкции при проектировании обеспечивается ее оптимизацией по одному или нескольким критериям. Для различных механизмов критериями эффективности конструкции могут быть приняты: высокая надежность, минимальное межосевое расстояние или масса, размеры и стоимость, наибольший КПД, высокая точность и т. д. При этом часто критерии могут быть противоречивыми.

При структурной оптимизации можно анализировать различные типы редукторов, например, многоступенчатый цилиндрический, планетарный, волновой, комбинированный. Исходные данные при проектировании механизмов в соответствии с техническим заданием могут включать следующие характеристики: мощность, скорость, ресурс, режим работы, циклограмма нагружения и т. д.

При параметрической оптимизации, например, зубчатых приводов управляющими параметрами могут быть: распределение передаточных чисел по ступеням, числа зубьев, относительная ширина и материал колес, геометрия зацепления, частота вращения двигателя и др.

Ограничения разделяют на кинематические (по передаточному числу одной пары, предельным окружным скоростям), прочность (по условиям контактной и изгибной прочности зубчатых колес), конструктивные (по габаритам, условию регулирования элементов, их взаимодействию и соединению) и др.

При оптимизации по одному критерию задача решается наиболее просто. Например, решение можно получить перебором различных вариантов конструкции и выбором наилучшего.

Решение многокритериальных задач более сложно. Многокритериальная оптимизация используется, когда одного критерия для оценки качества недостаточно. Например, когда стоит задача обеспечения максимальной надежности и минимальной массы при проектировании редукто-

ра или обеспечения максимальной грузоподъемности и минимальных размеров при проектировании транспортной машины.

В строгой математической постановке выбор оптимальных параметров машины не простая задача. Так, например, варьирование всего шести параметров (при 5% точности расчета) приводит к поиску на всем множестве решений из $(1/0,05)^6$ = 64 000 000 вариантов. В условиях развития САПР формализация процесса автоматизированного поиска технических решений и оптимизация параметров машиностроительных узлов вызывает значительные трудности и требует применение специальных эвристических методов принятия решений, численных методов оптимизации и больших ресурсов по времени и мощности ЭВМ.

При конструировании приводов машин в силу технической целесообразности используются в основном два критерия: масса и объем. Массогабаритные характеристики в значительной степени зависят от выбора материала и термообработки. Недостаточность на начальном этапе исходной информации предопределяет проведение как проектировочных, так и проверочных расчетов. При поисковом расчете сначала задаются некоторыми исходными параметрами, а затем — рядом последовательных приближений их уточняют. Механические приводы машин представляют собой совокупность подсистем передач, валов, опор, связанных слабыми связями.

Из изложенного следует, что конструирование — многовариантно. Оптимальным в общем случае следует считать вариант, который обеспечивает нужные показатели работы при минимальных затратах труда.

Вопросы для самоконтроля

1 Как Вы понимаете суть термина «оптимальное проектирование»?

2 Что дает в проектной деятельности САПР?

3 Как Вы понимаете суть терминов «структурная оптимизация» и «параметрическая оптимизация»?

3.7 Техническая система и принципы ее создания

Общие сведения о законах техники. При создании новой техники не следует ограничиваться только решением вышеизложенных задач. Они должны решаться с учетом влияния новой техники на безущербное функционирование техносферы.

Техносфера совокупность всех функционирующих и старых, недействующих технических объектов и всех продуктов их деятельности, возникающих на земле и в космосе. Техносфера — это пространственно-временная система социально организованной технической формы материи — *техники* и управляемой ею *технологической формы движения материи.*

Зародившись в виде технических элементов, призванных компенсировать и усилить трудовые и интеллектуальные потенции человека, техносфера постепенно формирует не только искусственную среду обитания, но и становится «Физиологической» системой общества, осуществляющей вещественно энергетический обмен с окружающим миром. Неосознанное обществом саморазвитие техносферы привело к ряду крупномасштабных негативных последствий. На протяжении всей истории человечества техносфера развивалась стихийно, будучи ограниченной лишь *ресурсами* биосферы.

Биосфера — оболочка Земли, состав, структура и энергетика которой обусловлены прошлой или современной деятельностью живых организмов. Биосфера охватывает часть атмосферы, литосферы и гидросферы, которые взаимосвязаны сложными биогеохимическими циклами миграции вещества и энергии. Начальный момент этих циклов заключен в трансформации солнечной энергии растениями и синтезе биогенных веществ на Земле.

Начиная с XX века, создание новых технических систем все чаще стало приносить больше вреда и зла, чем пользы и добра (экологические бедствия и нарушения экологии, связанные с деятельностью человека). Дальнейшее стихийное развитие техносферы угрожает благополучному существованию человека. В связи с этим в будущем должно осуществляться научно-обоснованное развитие техносферы как составной части гармоничной ноосферы. Формирование

гармоничной техносферы вызовет значительное возрастание количества объектов технического творчества и появление принципиально новых классов задач по совершенствованию и преобразованию сложных комплексов технических систем, решаемых с учетом ограничений и требований нормального существования биосферы и человека.

Ноосфера — новая высшая стадия развития *биосферы,* связанная с возникновением и развитием в ней человечества, которое, развивая *техносферу,* познавая законы природы и совершенствуя технику, становится крупнейшей силой, сопоставимой по масштабам с геологическими процессами, и начинает оказывать определяющее влияние на ход процессов, протекающих в охваченной его воздействием сфере Земли и околоземном космическом пространстве. Ноосфера имеет тенденцию к постоянному расширению на Земле и в космосе. В развитии ноосферы можно выделить два этапа. Первый этап — стихийное формирование и развитие ноосферы — характеризуется хищническим отношением к природе, экологическими нарушениями и ухудшениями состояния окружающей среды, что особенно усилилось в XX в. Отрицательные последствия стихийного развития ноосферы привели к необходимости формирования гармоничной ноосферы (второй этап) — новой среды обитания человека, в которой на основе системного научного знания появляется возможность гармоничного сосуществования и симбиоза гармоничной ноосферы путем воспитания и поддержания необходимого уровня культуры, нравственности и совести человека и развития его *творческих способностей.* Под гармоничной ноосферой понимается такое взаимодействие человека и природы, которое разрешает *противоречия* между ограниченными ресурсами биосферы и возрастающими потребностями общества в энергии и веществе. Борьба с загрязнениями окружающей среды, исправление повреждений, нанесенных природе бесконтрольной промышленной деятельностью, сознательное управление эволюционными процессами в биологических системах приобретают сегодня особое значение. Формирование гармоничной ноосферы — главная проблема XXI в., решение которой уже началось, о чем свидетельствуют постановка и попытки решения экологических задач. Последним

сопутствует появление нового широкого класса задач технического творчества — класса очень сложных задач системной творческой деятельности человека, связанных с выявлением и устранением *противоречий* между техносферой, биосферой и человеком. Техносфера является частью ноосферы. Еще в 30-е годы В.Н. Вернадский и Тейяр де Шерден сформулировали первые представления о ноосфере. В последнее время многие отечественные и зарубежные ученые развили эти представления и считают необходимым безотлагательно формировать гармоничные управляемые ноосферы.

Последние десятилетия объективно и с нарастающей остротой требуют создания интеллектуальных и других специальных средств повышения производительности и эффективности инженерно-технического творчества. Каковы главные причины появления и возрастания актуальности этой потребности?

Во-первых, имеет место ускоряющий рост числа задач технического творчества. В связи с этим в середине XX века естественный творческий потенциал перестал справляться с нарастающим количеством задач.

Во-вторых, в начале XX века произошла потеря целостности представления отдельного человека (ученого, специалиста, работника учреждений) о мире техники — техносфере. Это привело к невозможности прогнозирования отрицательных последствий ее развития. В связи с этим произошло и закрепилось *крупное нарушение этики специалистов — создатели новой техники просто перестали системно изучать эти последствия.* Поэтому все чаще стали появляться ситуации, когда создаваемое новое техническое благо вызывает эквивалентные или несоизмеримо большие отрицательные воздействия на человека и общество. Это проблемы экологии, гидроэнергетики, ядерной энергетики, газовых и нефтяных трубопроводов и др.

В-третьих, без цельности представления о техносфере невозможно решать новый класс несоизмеримо более сложных задач инженерного творчества, связанных с проектированием гармоничной управляемой ноосферы города, региона, страны и планеты.

В-четвертых, возрастание конкуренции на международном рынке, связан-

ной с производством и сбытом новых изделий и технологий.

Все указанные причины, вызывающие создание и развитие новых интеллектуальных средств инженерного творчества, приведут к тому, что в ближайшие десятилетия эти средства станут самым перспективным и дорогим видом вооружения.

Это подтверждается следующим:

1 В последнее время возникли актуальные, и можно сказать, опасные проблемы и вопросы, связанные с развитием техники, которые пока «игнорирует и не замечает» традиционная наука. Ответы на эти вопросы могут быть получены в направлении разработки и применения теории проектирования новой техники и ее главной части — законов и закономерностей строения, функционирования и развития техники.

2 Сегодня уже имеется достаточный научный задел по закономерности техники и разработанным на их основе подходам и методам, которые эффективно можно использовать при проектировании новых поколений техники и конкурентоспособных изделий.

Приведем основные понятия и подходы проектирования и создания новой техники их технологического воплощения.

Технический объект (ТО). Каждый ТО имеет определенную функцию, обеспечивающую реализацию соответствующей потребности. К ТО относятся отдельные машины, аппараты, приборы, сооружения, ручные орудия, производственная спецодежда и другие устройства, выполняющие определенные функции по преобразованию, хранению или транспортированию вещества (материальных объектов неживой или живой природы), энергии или информации. К ТО также относится любой элемент (агрегат, блок, узел, сборочная единица, деталь и т. п.), входящий и машину, аппарат, прибор и т. д., а также любой из комплексов функционально взаимосвязанных машин, аппаратов, приборов и т. д. в виде системы машин, технологической линии, цеха и т. п.

Как синоним понятия «технический объект» в литературе часто используют понятие «техническая система».

Технология — это способ, метод или программа преобразования вещества,

энергии или информации из заданного начального состояния с помощью определенных ТО. Можно сказать, что технология — это способ применения определенных ТО. Разнообразие технологий так велико, как и разнообразие ТО. Существуют технологии добычи нефти, изготовления крепежа, технологии проектирования определенных ТО и т. п.

Технические функции и удовлетворяемые потребности. Функция, реализуемая техническим объектом (ТО), или техническая функция, отражает и описывает его назначение. Описание технической функции должно отвечать на вопросы:

1) Какое действие производит ТО?

2) На какой объект (предмет труда) направлено это действие?

3) При каких особых условиях и ограничениях выполняется это действие?

4) Какой результат получается в результате производственного действия?

Исходя из этих требований, техническую функцию можно описать следующей формулой:

$$Ф = (D,G,R,H) \qquad (3.1)$$

где D — описание действия производимого ТО и приводящего к желаемому результату, т. е. к удовлетворению (реализации) определенной потребности;

G — описание объекта (предмета труда), на который направлено действие D;

R — описание особых условий и ограничений (если такие существуют), при которых выполняется действие;

H — результат производственного действия.

Формула (3.1) позволяет также описывать техническую функцию на количественном уровне. Для этого ее компонентам D, E, H придают необходимые количественные характеристики. Например, грузовой автомобиль перевозит со скоростью до 60 км/ч, насыпные грузы массой до 3000 кг по проселочной дороге.

Формула (3.1) дает предельно сжатое и достаточно полное описание функции, удобное для восприятия человеком и для компьютерной обработки.

Любая техническая функция, как правило, связана с реализацией определенной потребности. При этом содержания описаний функции и потребности совпадают, т. е. для описания потребности можно также использовать формулу (3.1). Различие между функцией и потребностью состоит в том, что понятие потребности всегда связано с человеком, поставившем задачу реализации потребности, а понятие функций — с техническим объектом, реализующим эту потребность.

Следует отметить, что наряду с чисто функциональным описанием технической функции по формуле (3.1) существует *функционально-физическое описание функции.* Последнее отличается тем, что в дополнение к описанию по формуле (3.1) дается описание *физической операции,* с помощью которой реализуется функция по этой формуле. Описание физической операции формализовано можно представить состоящим из трех компонентов.

Q – (Am, E, Cm) или структурно

$$Am \;\text{->}\; E \;\text{->}\; Cm,$$

где *Am, Cm* — соответственно входной или выходной поток (фактор) вещества, энергии или информации;

E — наименование операции Коллера по превращению *Am* в *Cm.*

Это описание отвечает на вопросы «что» *(Am),* «как» (*E*), «во что» *(Cm)* преобразуется с помощью данного ТО.

Критерии эффективности — это показатели ТО, характеризующие качественную и (или) количественную меру его полезности и совершенства, а также прогрессивного развития. К критериям эффективности в первую очередь относятся: производительность; удельные материалоемкость, расход топлива и энергии; надежность и долговечность; степень механизации и автоматизации; безопасность; эргономичность; эстетичность; экономичность и др.

Для каждого класса ТО существует набор важнейших критериев эффективности. При этом у ТО, имеющих различные функции, многие критерии эффективности по наименованиям совпадают, что указывает на возможность полезных заимствований конструкторских решений даже у отдельных ТО.

Критерии эффективности часто называют еще *потребительскими качествами* ТО, которые, как и критерии эффективности, являются основными характеристиками для определения *технического уровня и конкурентоспособности ТО.*

Структура (внутренние факторы) технического объекта и уровни ее описания. Структура ТО обычно имеет четыре уровня описания, иерархическая соподчиненность которых следующая:

1) описание функциональной структуры;

2) описание принципа действия;

3) описание технического решения;

4) описание значений параметров.

Иерархическая соподчиненность уровней характеризуется двумя свойствами:

- каждый последующий уровень описания является более детальным и более полно характеризует ТО по сравнению с предыдущим уровнем;
- каждое последующее описание включает предыдущее.

Рассмотрим кратко каждый уровень.

Функциональная структура (ФС) представляет собой наиболее абстрактное описание ТО. Ее можно представить в виде ориентированного графа, вершинами которого являются наименования элементов ТО, а ребрами — функции элементов или (и) потоки вещества, энергии и информации, передаваемые от одного элемента к другому.

Техническое решение *(ТР)* представляет собой конструктивное оформление ФС. Описание ТР обычно дается в виде перечня элементов их взаимосвязей и взаимного расположения, способов соединения между элементами и последовательности их взаимодействия, особенностей конструктивного исполнения элементов по форме, материалу, соотношению важнейших параметров и т. п. Поскольку каждый элемент ТО может быть тоже разделен на свои элементы и указанным образом описан, то ТР технического объекта может быть описано с любой степенью детализации. Описание ТР по уровню и характеру соответствует описанию патентов.

Описание параметров. Техническое решение представляет собой безраз-

мерное описание ТО, который может иметь самые различные значения размерных и физических параметров. Данный уровень описания обеспечивает привязку ТО к конкретным требованиям и условиям.

Внешние факторы. К внешним факторам относятся явления и воздействия внешней среды, которая влияет на строение, функционирование и развитие ТО. При проектировании новой техники внешние факторы показывают существенное влияние на структуру и критерии эффективности ТО. Чаще всего действуют следующие факторы:

- природные: географическое положений, климатические, гидрологические, почвенно-грунтовые условия, биологическая среда, запасы сырьевых и энергетических ресурсов и др.;
- научно-технический уровень: наличие знаний фундаментальных наук, технический уровень мировой техники и ТО, с которыми взаимодействует интересующий нас ТО, имеющиеся технологические возможности и др.
- искусственные потоки вещества, энергии и информации, с которыми проектируемый ТО находится в функциональном или вынужденном взаимодействии;
- личностные: уровень общей культуры, нравственности, образования и профессиональной подготовки людей, занимающихся созданием, производством и эксплуатацией новой техники;
- социально-экономические и политические; действующие экономические отношения, наличие неудовлетворительных потребностей, социально-экономическая целесообразность реализации потребностей, наступление энергетического кризиса, действующая политика экспорта импорта, завоевание рынка по определенной продукции, подготовка к войне в специфических условиях и др. Каждый класс ТО для каждого момента исторического времени имеет достаточно четкий состав внешних факторов.

Задачи новых проектно-конструкторских решений. Весьма часто встречаются следующие шесть типов иерархических соподчиненных задач выбора или изобретения новых решений в виде.

1) актуальной потребности,

2) состава потребительских качеств;

3) функциональной структуры;

4) принципа действия;

5) технического решения;

6) соотношения параметров в ТО.

В каждом из указанных новых решений осуществляется устранение определенных недостатков, противоречий развития или улучшение определенных критериев эффективности.

Список требований. На ряду с потребительскими качествами каждый проектируемый ТО имеет список внешних и внутренних требований (условий и ограничений), выполнение которых обеспечивает реализацию необходимых потребительских качеств. К таким требованиям относятся, например, условия прочности элементов, соблюдение нормативных температурных режимов, функциональная и конструктивная совместимость и стыковка элементов ТО и одного ТО с другим, защита от агрессивной химической внешней среды и т. д.

По отношению к каждому ТО существует понятие необходимого и достаточного целостного списка требований. Невыполнение любого требования из этого списка ухудшает хотя бы одно из потребительских качеств или ТО становятся неработоспособными. Для различных уровней задач выбор проектно-конструкторских решений существует свой необходимый и достаточный список требований. Искусство и мастерство проектирования новой техники в первую очередь заключается в умении составить необходимый и достаточный список требований, в котором значение отдельных требований были бы конкурентоспособными и технически реализуемыми.

Недостатки технических объектов и противоречия развития. Недостатки (дефекты) — это вредные и нежелательные свойства, которые выявляются у технического объекта (ТО) сразу после начала производства и спустя некоторое время, недостатки обычно связаны с ухудшением потребительских качеств, показателей технического уровня и конкурентоспособности по срав-

нению с требуемыми и желательными. Причины недостатков чаще всего заключаются в неучете некоторых требований (из необходимого достаточного списка) во время проектирования и в повышении технического уровня таких изделий на международном рынке, которое произошло после начала производства и ТО.

При проектировании новых ТО, целью которого обычно бывает устранение недостатков в существующих ТО, часто возникают противоречия развития. Эти противоречия возникают тогда, когда при поиске улучшенных проектно-конструкторских решений недостатков или, ухудшение одних потребительских качеств и показателей вызывает недопустимые или нежелательные ухудшения других показателей.

Противоречие развития разрешается путем нахождения таких новых проектно-конструкторских решений, в которых достигнуто улучшение актуальных и других показателей и при этом не ухудшаются или ухудшаются незначительно другие показатели.

Моделирование и оценка проектно-конструкторских решений. Потребность моделирования и оценки проектно-конструкторских решений (ПКР) возникает при необходимости получения ответов на следующие вопросы?

1) соответствует ли данное ПКР конкретному требованию или всему списку требований?

2) какой из двух альтернативных вариантов ПКР лучше по определенному показателю и по всей совокупности показателей, устанавливающих технический уровень и конкурентоспособность ТО.

Наиболее распространены три типа моделей и соответствующих способов моделирования: 1) мысленное, или интуитивное, моделирование, когда специалист дает свои экспертные оценки данного ПКР; 2) математическое моделирование, когда ответы на указанные вопросы даются с помощью расчетных формул решения систем уравнений и реализации различных математических моделей на ЭВМ; 3) физическое моделирование, связанное с

материальной реализацией ПКР в уменьшенном или увеличенном масштабе и проведением испытаний физической модели ПКР.

На практике часто используются такие комбинации различных моделей: интуитивное и математическое моделирование, что теперь часто реализуется в диалоге с ЭВМ, математическое и физическое моделирование, например, в виде аналого-цифрового комплекса.

В соответствии с иерархией задач выбора ПКР (выбор потребительских качеств, функциональной структуры, принципа действия, технического решения, параметров) существует соответствующая иерархия математических и физических моделей ПКР.

Поколение и модель технических объектов. Новые технические объекты (ТО) условно разделяют на новые поколения ТО и новые модели ТО.

Новое поколение имеет значительно большие различия по сравнению со своим прототипом, чем новая модель.

Новое поколение ТО обычно отличается функциональной структурой, принципом действия или сильными различиями в техническом решении. Новое поколение как правило, имеет значительно лучшие потребительские качества и реализуется в виде несколько различающихся моделей ТО. Новые модели ТО имеют отношение к определенному своему поколению ТО и основные признаки этого поколения. Модели ТО отличаются друг от друга конструктивным исполнением на уровне параметров и признаков технического решения, которые обеспечивают некоторое улучшение потребительских качеств.

Законы и закономерности техники. Здесь имеются в виду законы и закономерности техники, сформированные на естественнонаучном, количественном уровне аналогично законам и закономерностям, изучаемым в биологии, физике, химии.

Законы и закономерности техники отражают и определяют для отдельных классов ТО и фиксированных моментов времени или в зависимости от исторического времени объективно существующие, устойчивые, де-

терминированно или статически повторяющиеся при наличии определенных условий существенные закономерные связи и отношения между потребностями (функциями ТО), критериями эффективности, признаками структуры и внешними факторами.

Различие между законами и закономерностями техники условное и нечеткое.

Законы по сравнению с закономерностями отражают наиболее важные и фундаментальные связи и отношения, которые проявляются в любом ТО или в очень широком классе разнообразных по функциям и структуре технических объектов.

Для понимания техники недостаточно технических знаний, мало и понимания технологии. Нужны знания законов техники и их применения (философия техники) потому, что техника не только удовлетворяет потребности, но и формирует их.

Творческая деятельность в области техники. Интенсификация научно-технического прогресса все чаще требует от профессиональной деятельности человека решения задач анализа и принятия решений в системах управления и распределения функций между человеком и техникой (техническими средствами), включая ЭВМ.

Техника — это созданные человеком материальные средства, используемые им в различных областях деятельности с целью удовлетворения материальных и духовных потребностей, являющихся движущими силами развития техники, источником же развития служат противоречия (внутренние и внешние).

Технические средства (системы) представляют собой целостные материальные объекты, которые, располагаясь между обществом, человеком и природой, строятся, функционируют и развиваются в социально-природной окружающей среде, взаимодействуя с ней и между собой. Изучение опыта создания эффективных технических систем (ТС) и оригинальных решений инженерных задач позволило систематизировать использованные методы и приемы,

увидеть в них определенные закономерности. Этот очень ценный опыт человечества по совершенствованию ТС положен в основу разработок, позволяющих обучать творческой деятельности в области техники.

Одной из задач подготовки специалистов (будущих менеджеров, создателей или эксплуатационников техники) — развитие у обучающихся творческого инженерно-технического мышления. Специалист такой направленности обязан владеть навыками творческого решения инженерных задач, должен уметь поставить проблему, определить цель и задачи ее решения, найти способ решения являющийся новым и передовым, уметь изложить и защитить решение.

Здесь предпринята попытка обобщения и систематизации сведений по активизации инженерного творчества, изложения основ лишь некоторых методов решения технических задач; о том как человек придумывает новые идеи и технические решения. Не безынтересно знать и то, почему отдельные идеи рождаются слишком поздно, а иные — преждевременно, т. к. не могут быть реализованы на текущем уровне развития техники.

Анализируя опыт своего развития, человечество сумело частично систематизировать те методы и приемы, с помощью которых удавалось и удается активизировать процесс рождения идей. Более того, опыт активизации технического творчества позволил перейти к новой стадии рождения идей, которую следует рассматривать как технологию (как процесс) обучения людей выработке идей технического характера. Некоторые технологии решения задач технического характера дают настолько поразительные результаты, что их последователи создают школы обучения изобретательству, создают компьютерные программы, способствующие решению технических задач (ТЗ). На поиски решения ТЗ может уйти различное время. У одного — месяц, у другого — годы, третьего — жизнь. Сокращению сроков разработки новых идей и решений служат принципы творческой деятельности и методы решения технических задач.

Для творческой деятельности характерны три вида последовательностей операций: логические, интуитивные и эвристические.

Логические математически однозначно определены. Их можно коррект-

но описать, составить алгоритм решения, использовать ЭВМ. Эти операции гарантируют получение определенного результата.

Интуитивная последовательность действий представляет собой комплекс неразделимых операций, выполнение которых не может объяснить даже сам творец. Еще не выяснены механизмы, с помощью которых человек приходит к ярким идеям. Однако общепризнанно, что в этом процессе используются аналогии, ассоциации, стрессы. Вершиной интуиции является озарение. Общеизвестно, что «озарения неохотно посещают лентяев». Многие исследователи утверждают, что необходимыми компонентами являются:

- эмоциональный момент (настрой, настойчивость, большое желание решить задачу);
- научное предвидение (знание законов природы);
- умение «делать руками» (личный опыт).

Вопросы для самоконтроля

1 Раскройте суть понятий «техносфера», «ноосфера», «биосфера».

2 Как вы понимаете суть проблемы необходимости сосуществования и симбиоза между биосферой, техносферой и человеком?

3 В чем суть технических функций, реализуемых техническим объектом?

4 Какими параметрами характеризуются технические объекты?

5 Как моделируются проектно-конструкторские решения при разработке технических объектов?

6 В чем суть законов и закономерностей техники?

7 В чем суть творческой деятельности в области техники?

Глава 4 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Основной причиной выхода из строя колес и зубчатых передач является повреждение зубчатых венцов колес в результате изнашивания активных поверхностей зубьев или их поломки. Изнашивание активных поверхностей происходит в основном от контактных напряжений (контактный износ) в закрытых, хорошо смазываемых жидкими маслами, передачах и от трения — в открытых, периодически смазываемых. Поломка зубьев возникает от значительных перегрузок ударного действия или от переменных напряжений изгиба (усталостный излом), действующий длительный период (число циклов $N_{\Sigma} \geq 4 \cdot 10^6$).

Для предупреждения преждевременного выхода из строя зубчатых колёс от износа и поломки зубьев необходимо проводить расчёт зубьев на контактную прочность активных поверхностей и на прочность зубьев при изгибе.

Расчет на контактную прочность является основным, так как он в определенной мере способствует предупреждению разрушения не только от контактного износа, но и от воздействий других видов повреждений, вызывающих отказ.

Ниже приведена методика расчета зубчатых передач, базирующаяся на рекомендации ГОСТ 21354–87, но с некоторыми упрощениями, не нарушающими логичности и сути упомянутого стандарта и обеспечивающими достаточную точность инженерных расчетов.

4.1 Материалы зубчатых колес. Способы упрочнения зубьев

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что *нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью поверхности материала.* Наибольшую твердость, а следовательно и наименьшие габариты и массу передачи можно получить при

изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термической и химико-термической обработке.

Основным материалом для изготовления зубчатых колес силовых передач служат легированные или углеродистые стали. В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термической обработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы: с твердостью не более 350 НВ — нормализованные или улучшенные, с твердостью более 350 НВ (более 45 HRC) — закаленные, цементованные, нитроцементованные, азотированные.

При твердости материала не более 350 НВ чистовое нарезание зубьев производят после окончательной термической обработки заготовки.

Поверхности нормализованных и улучшенных зубьев хорошо прирабатываются, в результате чего погрешности, допущенные при нарезании зубьев и сборке передачи, частично устраняются. К недостаткам улучшенных и нормализованных зубчатых колес следует отнести их сравнительно невысокую прочность, вследствие чего передачи с такими колесами получаются относительно больших размеров. Поэтому рассматриваемые способы упрочнения зубьев используют в передачах, масса и размеры которых строго не ограничены.

Известно, что масса деталей резко уменьшается с увеличением допускаемых контактных напряжений $[\sigma_{\text{н}}]$. Величина $[\sigma_{\text{н}}]$ связана с твердостью контактирующих поверхностей зависимостью, близкой к прямопропорциональной. Для снижения массы деталей следует назначать по возможности более высокие твердости активных поверхностей зубьев.

В правильно спроектированной зубчатой паре соотношение твердостей активных поверхностей зубьев шестерни и колеса не может быть выбрано произвольно.

При твердости зубьев до 350 НВ для их лучшей приработки твердость шестерни H_1 на (10–15) НВ больше твердости колеса H_2.

Если твердость рабочих поверхностей зубьев не превышает 350–400 НВ, то для снижения опасности заедания и увеличения несущей способности ко-

созубых передач следует выдерживать условие $H_1 - H_2 \geq 40–50$ НВ, где H_1 и H_2 — твердость рабочих поверхностей шестерни и колеса соответственно.

Повысить несущую способность косозубой передачи на 25–30% можно при назначении $H_1 \geq 400$ НВ, а $H_2 \leq 320$ НВ, где H_1 и H_2 — твердость рабочих поверхностей шестерни и колеса соответственно.

Для малонагруженных передач находят применение стальное литье и чугун. При специальных требованиях используют неметаллические зубчатые колеса.

В табл. 4.1 приведены усредненные значения механических характеристик и виды термообработки некоторых распространенных марок конструкционных сталей (углеродистых качественных ГОСТ 1050–88 и легированных ГОСТ 4543–71), используемых для изготовления зубчатых колес, а также других деталей машин (валов, осей, звездочек цепных передач, червяков, деталей муфт и т. п.). Как следует из таблицы, механические характеристики сталей зависят не только от химического состава и вида термообработки, но и от размеров характерного сечения заготовок (рис. 4.1).

Отсюда можно сделать вывод, что выбор материала зубчатых колес является важным этапом при проектировании редуктора.

Для стали одной и той же марки в зависимости от термической обработки можно получить различные механические свойства, поэтому с целью сокращения номенклатуры материалов для шестерни и колеса передачи обычно применяют одну и ту же сталь.

Для унификации используемых в производстве материалов и упрощения изготовления запасных частей рекомендуется выбирать стали следующих марок:

1) нормализация — 35, 45, 35Л;

2) улучшение — 45, 40Х, 35ХМ, 40ХН, 45Л, 40ГЛ;

3) закалка при нагреве ТВЧ-35ХМ, 40ХН, 50ХН, применение углеродистых сталей типа «Сталь 45» недопустимо;

4) пламенная закалка — 35ХМ, 40ХН;

5) объёмная закалка — 45, 40Х, 35ХМ, 40ХН;

6) цементация — 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А;

7) газовая нитроцементация — 25ХГМ;

8) азотирование (мягкое) — 40ХН2МА.

Таблица 4.1

Механические характеристики сталей некоторых марок, используемых для изготовления зубчатых колес и других деталей машин

Марка стали	Диаметр D, мм	Ширина S, мм	Твердость		Предел		Термическая обработка
			сердцевины (НВ)	поверхности ($HRC_э$)	прочности $\sigma_в$	текучести $\sigma_т$	
					МПа		
Поковка или штамповка							
35	Любой	Любая	163–192	—	550	270	Нормализация
45	То же	То же	179–207	—	600	320	То же
45	125	80	235–262	—	780	540	Улучшение
45	80	50	269–302	—	890	650	То же
40Х	200	125	235–262	—	790	640	"
40Х	125	80	269–302	—	900	750	"
40Х	125	80	269–302	45–50	900	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
35ХМ	315	200	235–262	—	800	670	Улучшение
35ХМ	200	125	269–302	—	920	790	То же
35ХМ	200	125	269–302	48–53	920	790	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
40ХН	315	200	235–262	—	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	269–302	—	920	750	То же
40ХН	200	125	269–302	48–53	920	750	Улучшение + закалка при нагреве ТВЧ
50ХН	200	125	269–302	50–56	1100	900	То же
20ХН2М	200	125	300–400	56–63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18ХГТ	200	125	300–400	56–63	1000	800	То же
12ХН3А	200	125	300–400	56–63	1000	800	"
25ХГМ	200	125	300–400	56–63	1000	800	"
40ХН2МА	125	80	269–302	50–56	980	780	Улучшение + азотирование
Стальная отливка							
35Л	Любой	Любая	163–207	—	550	270	Нормализация
45Л	315	200	207–235	—	680	440	Улучшение
50ГЛ	315	200	235–262	—	850	600	То же

Примечание — При сплошных дисках колес $S = b_2$.

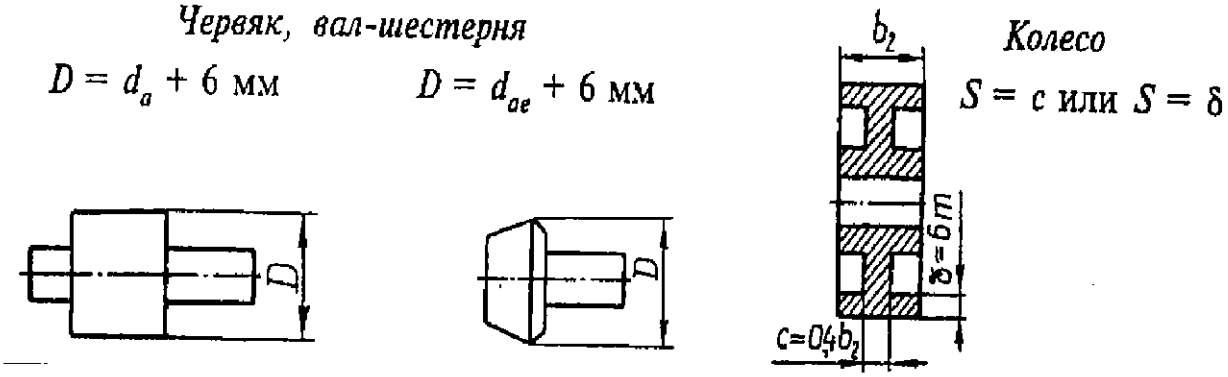


Рисунок 4.1 — Размеры характерных сечений заготовок

4.2 Определение допускаемых напряжений

Расчеты зубчатых передач на прочность выполняют по допускаемым контактным $[\sigma_H]$ изгибным $[\sigma_F]$ напряжениям. Эти напряжения определяют по зависимостям, приведенным в ГОСТ 21354–87, но без ряда коэффициентов, в большинстве случаев равных или близких к единице.

Допускаемое контактное напряжение, не вызывающее опасной контактной усталости материала:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_{H\min}}, \qquad (4.1)$$

где $\sigma_{H\lim}$ — предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов $N_{H\lim}$ перемены напряжений; значение $\sigma_{H\lim}$ и $N_{H\lim}$ определяют в зависимости от средней твердости $H_{\text{акт.ср}}$ активных поверхностей зубьев, $\sigma_{H\lim}$ по табл. 4.2, значение $N_{H\lim}$ (млн. циклов) приведены ниже.

Таблица 4.2

Базовое число циклов в зависимости от твердости поверхности зубьев

$H_{\text{акт.ср}}$	до 200 НВ	250 НВ	300 НВ	350 НВ	40HRCэ	50HRCэ	60HRCэ
$N_{H\lim}$	10	17	25	36	44	84	140

$S_{H\min}$ — минимальный коэффициент запаса прочности (для зубчатых колес с однородной структурой материала $S_{H\min}$ = 1,1 (при нормализации, улучшении или объемной закалке), для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_{H\min}$ = 1,2 (при поверхностной закалке и цементации));

Z_N — коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи:

$$Z_N = \sqrt[6]{N_{H\lim} / N_K} \quad \text{при} \quad N_K < N_{H\lim}, \tag{4.2}$$

но не более 2,6 для однородной структуры материала и 1,8 для поверхностного упрочнения;

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H\lim} / N_K} \quad \text{при} \quad N_K > N_{H\lim}, \tag{4.2, а}$$

но не менее 0,75.

Обычно при $N_k > N_{H\lim}$, что имеет место при длительно работающей передаче, т. е. в течение не менее 36 000 ч, принимают $Z_N = 1$. Расчетное число циклов напряжений N_K при постоянном режиме нагрузки определяют по формулам:

$$N_k = 60 n L_h, \tag{4.3}$$

где n — частота вращения того из колес, по материалу которого определяют допускаемые напряжения, мин$^{-1}$;

L_h — ресурс передачи (продолжительность работы передачи за расчетный срок службы), ч:

$$L_h = L_r Д C t_c, \tag{4.4}$$

где L_r — срок службы передачи, лет;

Д — число рабочих дней в году;

C — число смен;

t_c — продолжительность смены, ч.

В качестве допускаемого контактного напряжения для косозубых и шевронных передач, учитывая большую разность средних твердостей активных поверхностей зубьев колес, принимают меньшее из двух, полученных по зависимостям:

Для непрямозубых цилиндрических зубчатых колес (индекс «1» — относятся к шестерне, «2» — к колесу)

$$[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \geq [\sigma_H]_2, \tag{4.5}$$

$$[\sigma_н] < 1{,}25\ [\sigma_н]_2,$$

для конических непрямозубых

$$[\sigma_н] = 0{,}45\ ([\sigma_н]_1 + [\sigma_н]_2) \geq [\sigma_н]_2, \quad (4.6)$$

$$[\sigma_н] < 1{,}15\ [\sigma_н]_2.$$

Во всех остальных случаях за допускаемое контактное напряжение принимают меньшее из допускаемых напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Допускаемое напряжение изгиба при расчете на прочность:

$$[\sigma_F] = (\sigma_{F\lim b} / S_{F\min}) Y_\alpha Y_N, \quad (4.7)$$

где $\sigma_{F\lim b}$ — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений и определяемый экспериментально на основе кривых усталости (рекомендации по выбору $\sigma_{F\lim b}$ приведены в табл. 4.3);

$S_{F\min}$ — минимальный коэффициент запаса прочности (табл. 4.3) для зубчатых колес, изготовленных из поковок, принимают равным 1,75, из литых заготовок — 2,3);

Y_α — коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, принимаемый равным 1 при одностороннем приложении нагрузки и 0,7–0,8 — при двустороннем приложении нагрузки (большее значение при твердости рабочих поверхностей зубьев выше 350 НВ).

Коэффициент долговечности Y_N при твердости менее 350 НВ (для зубчатых колёс с однородной структурой материала, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки их зубьев):

$$1 \leq Y_N = \sqrt[6]{N_{F\lim} / N_k} \leq 4, \quad (4.8)$$

при твердости более 350 НВ (для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью):

$$1 \le Y_N = \sqrt[9]{N_{F\lim} / N_k} \le 2{,}5, \qquad (4.8, \text{а})$$

где $N_{F\lim}$ — базовое число циклов напряжений ($N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$);

N_k — число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы.

Число циклов N_K при постоянном режиме определяют по формуле (4.3). При длительно работающей передаче (с ресурсом $L_h \ge$ 36 000 ч) $Y_N = 1$.

Если нагрузка не постоянная, а изменяется в соответствии с типовыми режимами нагружения (рис. 4.2) при определении коэффициентов долговечности Z_N и Y_N используется метод эквивалентных циклов (ГОСТ 21354–87).

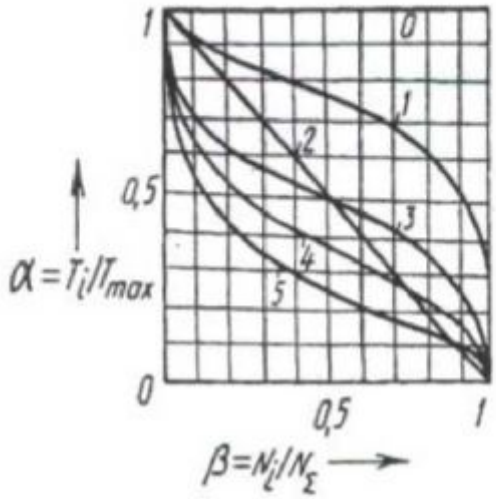


Рисунок 4.2 — Типовые режимы нагружения:
0 — постоянный; *1* — тяжёлый; *2* — средний равновероятный;
3 — средний нормальный; *4* — лёгкий; *5* — особо легкий

В этом случае в зависимости (4.2) и (4.2, а) вместо расчетного числа циклов N_K подставляется число циклов $N_{NE} = K_{NE} N_K$; в зависимости (4.8) и (4.8, а) вместо N_K подставляется $N_{FE} = K_{FE} N_K$, где K_{NE} и K_{FE} — коэффициенты приведения переменного режима к постоянному эквивалентному режиму соответственно при расчете по контактным и изгибным напряжениям.

Таблица 4.3

Значения пределов контактной $\sigma_{H\,\lim}$ и изгибной $\sigma_{F\,\lim}$ выносливости и коэффициентов безопасности

Термообработка	Твёрдость зубьев		Группа сталей	** $\sigma_{H\,limb}$, МПа	$S_{H\min}$	0** $\sigma_{F\,limb}$, МПа	$S_{F\min}$	$[\sigma_H]_{max}$, МПа	$[\sigma_F]_{max}$, МПа
	на поверхности	в сердцевине							
Нормализация Улучшение	180–350 НВ		40, 45, 40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ, и др.	2 НВ + 70	1,1	1,8 НВ	1,75	$2{,}8\sigma_T$	2,7 НВ
Объёмная закалка	44–54 HRC		40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ, и др.	18 HRC + 150	1,1	500	1,75	$2{,}8\sigma_T$	1400
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n > 3$)*	56–63	25–35	55ПП, У6, 35ХМ	17 $HRC^*_{пов}$ + 200	1,2	900		40 $HRC_{пов}$	1260
						650			1260
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины	45–55	42–50	40Х, 40ХН, 35ХМ, и др. 40Х, 35ХМ, 40ХН и др.			550			1430
Азотирование	55–67 50–59	24–40 24–40	35ХЮА, 38ХМЮА, 40Х, 40ХФА, 40ХНМА и др.	1050 1050		12 $HRC^*_{серд}$ + +300		40 $HRC_{пов}$ 30 $HRC_{пов}$	1000 1000
Цементация и закалка	55–63	30–45	Цементуемые стали всех марок	23 $HRC_{пов}$		750	1,55	40 $HRC_{пов}$	1200
Нитроцементация и закалка	57–63	30–45	Молибденовые стали 25ХГМ, 25ХГНМ	23 $HRC_{пов}$	1,2	1000	1,55	40 $HRC_{пов}$	1520
			Безмолибденовые стали 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.	23 $HRC_{пов}$		750		40 $HRC_{пов}$	1520

*Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадины.

**Значения определяются по средней твердости зубьев. $HRC_{пов}$ — твердость поверхности зуба. $HRC_{серд}$ — твердость сердцевины зуба.

Таблица 4.4

Значения коэффициентов K_{HE} и K_{FE} для типовых режимов

Типовой режим нагружения (рис 4.1)	Расчёт на контактную усталость			Расчёт на изгибную усталость					
	Термообработка	$m/2$	K_{HE}	Термообработка	m	K_{FE}	Термообработка	m	K_{FE}
0 1 2 3 4 5	Любая	3	1 0,5 0,25 0,18 0,125 0,063	Улучшение, нормализация, азотирование	6	1 0,3 0,143 0,065 0,038 0,013	Закалка объёмная, поверхностная, цементация	9	1 0,2 0,1 0,036 0,016 0,004

Кратковременные нагрузки $T_{пик}$, которые могут возникать в процессе работы передачи, не вызывают усталостных явлений, но могут вызвать потерю статической прочности.

Для предотвращения пластических деформаций или хрупкого разрушения зубьев допускаемые напряжения при проверке статической прочности по кратковременным перегрузкам, МПа; $[\sigma_H]_{max} = 2{,}8\ \sigma_T$ при нормализации, улучшении на объёмной закалке; $[\sigma_H]_{max} = 3HV$ при азотированных зубьях.

График для пересчета твердостей показан на рис. 4.3.

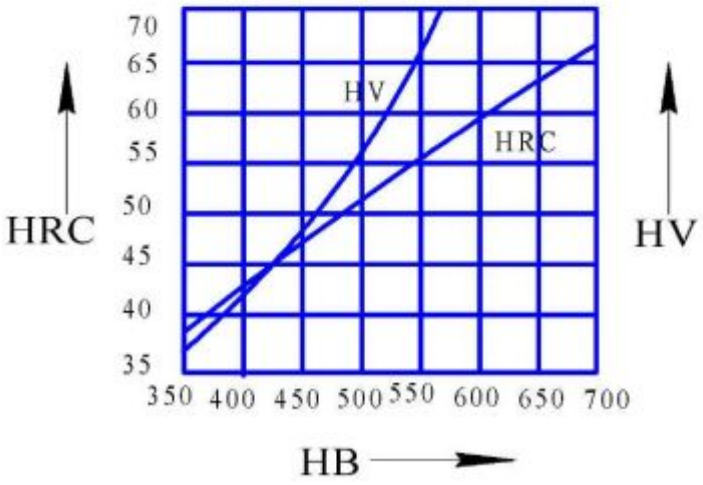


Рисунок 4.3 — График для пересчета твердостей

4.3 Коэффициент нагрузки. Точность зубчатых передач

Силы, возникающие в зацеплении колес, вызывают деформацию не только зубьев, но и валов и опор, что приводят к неравномерному распределению нагрузки вдоль контактной линии зубьев, а также к дополнительным динамическим нагрузкам. Такое же влияние оказывают неизбежные погрешности изготовление и монтажа деталей передачи. Для учета влияния указанных факторов при расчетах номинальную нагрузку умножают на коэффициент нагрузки K, который, в свою очередь, определяется произведением трех коэффициентов: $K = K_\alpha K_\beta K_\upsilon$. Указанным коэффициентом приписывают индекс H при расчете на контактную прочность и индекс F при расчёте на прочность при изгибе.

Коэффициент K_α учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

При расчете на контактную прочность для прямозубых передач принимают $K_{H\alpha} = 1$; для косозубых и шевронных передач $K_{H\alpha}$ выбирают по табл. 4.5 в зависимости от степени точности по нормам плавности ГОСТ 1643–81 и окружной скорости υ передачи.

При расчете на прочность при изгибе для косозубых и шевронных передач значения $K_{F\alpha}$ приведены в табл. 4.5:

Таблица 4.5

Ориентировочные значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Окружная скорость υ, м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7 8 9	1,03 1,07 1,13	1,07 1,22 1,35
Свыше 5 до 10	7 8	1,05 1,10	1,2 1,3
Свыше 10 до 15	7 8	1,08 1,15	1,25 1,40

Степень точности передачи назначается в соответствии с данными табл. 4.6.

Таблица 4.6

Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Степень точности	Вид передачи	v_{max}, м/с, до	Область применения
6	Цилиндрическая	20/40	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи — делительные, отсчетные и т. д.
	Коническая	14/25	
7	Цилиндрическая	20/30	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или наоборот
	Коническая	10/16	
8	Цилиндрическая	8/12	Передачи в общем машиностроении, не требующие особой точности
	Коническая	5/8	
9	Цилиндрическая	3/6	Тихоходные передачи машин низкой точности
	Коническая	2/4	

Примечание — В числителях указаны скорости прямозубых колес, в знаменателях — непрямозубых

Коэффициент K_{β} учитывает распределение нагрузки по длине контактных линий. Различают коэффициент $K_{H\beta}$ — при расчете по контактным напряжениям и $K_{F\beta}$ — при расчете по напряжениям изгиба.

Основные причины, вызывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий — это упругие деформации валов, колёс, опор, корпусов, неточность изготовления деталей передач и их сборки, износ подшипников и подвижных соединений колес, взаимное расположение зубчатых колес и опор. Различают коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки в начальный период $K^{\circ}_{H\beta}$ и $K^{\circ}_{F\beta}$.

Для прирабатывающихся прямоугольных и косозубых цилиндрических, а также прямозубых конических колес $K_{\beta} = K^{\circ}_{\beta}(1-x)+x$ (вместо K°_{β} подставляют $K^{\circ}_{H\beta}$ и $K^{\circ}_{F\beta}$ и соответственно получаем $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$). x — коэффициент режима. Значение x для типовых режимов нагружения (рис. 4.2).

Таблица 4.7

Значение коэффициента x для типовых режимов нагружения

Номер режима	0	1	2	3	4	5
x	1,0	0,77	0,5	0,5	0,38	0,31

Для неприрабатывающихся колёс (H_1 и $H_2 \geq 40$ HRC) $K^{\circ}_{H\beta} = K_{H\beta}$ и $K^{\circ}_{F\beta} = K_{F\beta}$.Определение $K^{\circ}_{H\beta}$ и $K^{\circ}_{F\beta}$ представляет сравнительно сложную задачу (ГОСТ 21354–87). Поэтому при проектировочных расчетах принимают приблизительные значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ по графикам (рис. 4.4) для цилиндрических и (рис. 4.5) для конических передач.

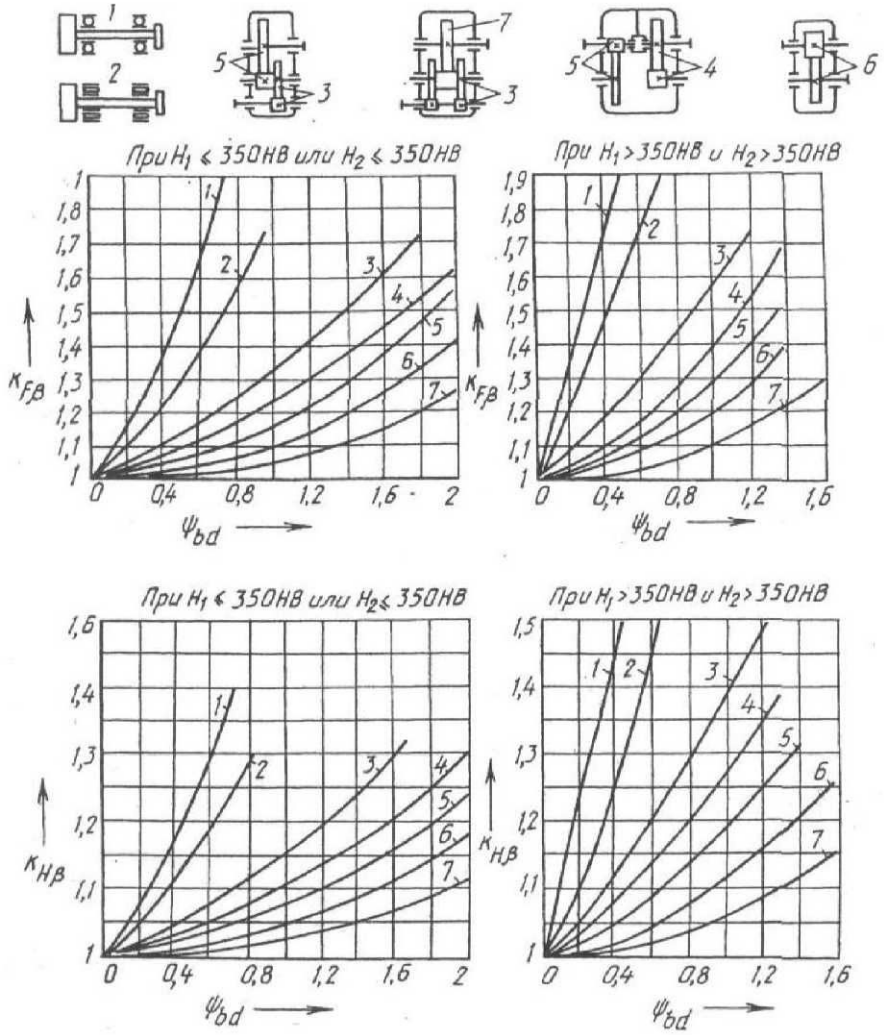


Рисунок 4.4 — Графики для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$: цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах; передача *1* — опоры на шариковых подшипниках; передача *2* — опоры на роликовых подшипниках; более точное определение $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ производится по прил. *3* ГОСТ 21354–87

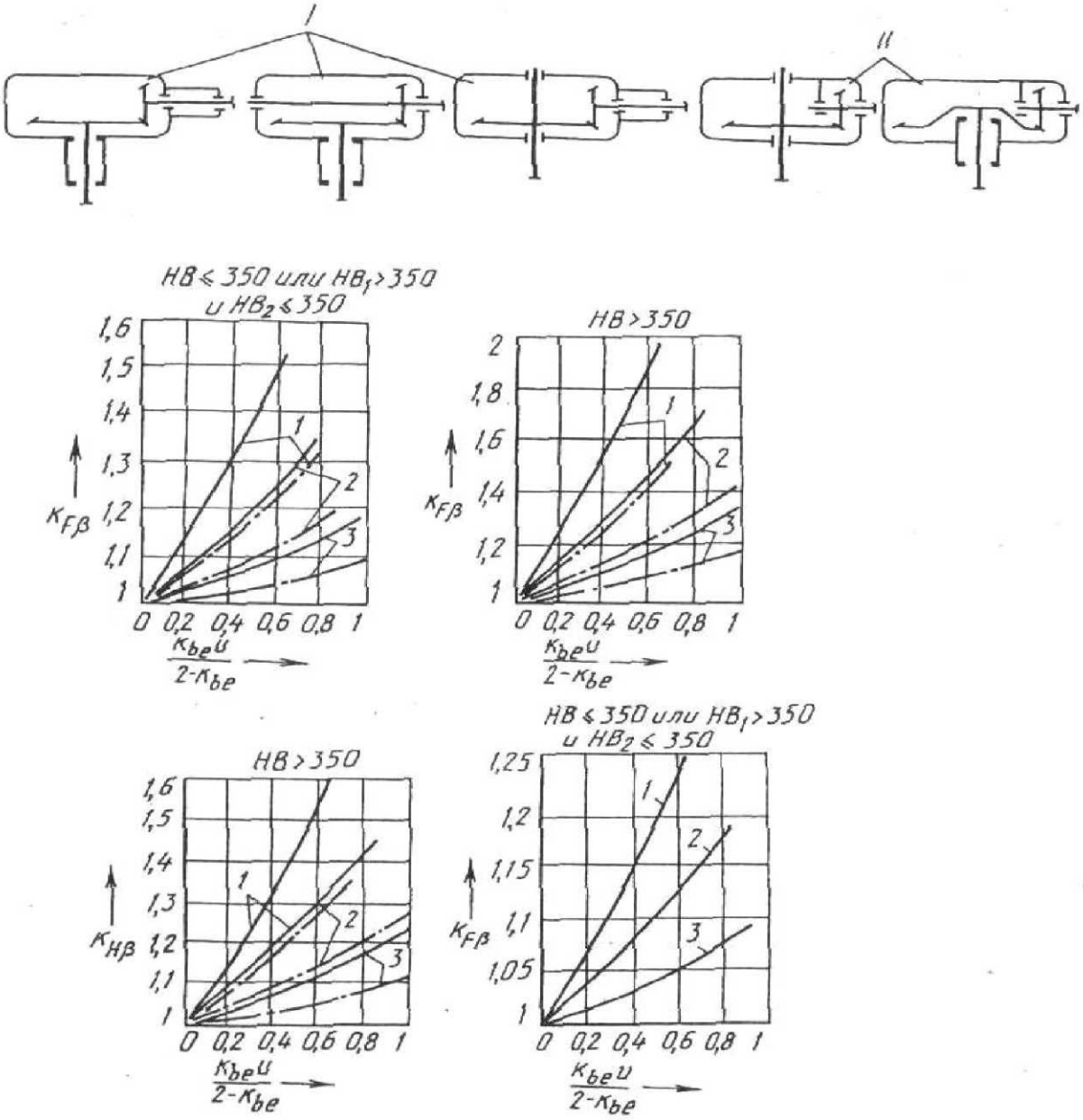


Рисунок 4.5 — Графики для определения ориентировочных значений $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ для конических передач: *1* — передача I (опоры на шариковых подшипниках); *2* — передача I (опоры на роликовых подшипниках); *3* — передача II, штрихпунктирными линиями даны кривые для конических передач с круговыми зубьями. Для этих передач при H_2<350 НВ, а также при H_1 < 350 НВ и H_2 < 350 НВ следует принимать $K_{H\beta}$ = 1

Коэффициент ширины $\psi_{bd} = \dfrac{b_w}{d_1}$, где b_w — ширина колеса; d_1 — делительный диаметр шестерни.

Коэффициент ширины зубчатого венца $K_{be} = \frac{b_w}{R_e}$, где b_w — ширина зубчатого венца конического колеса; R_e — внешнее конусное расстояние.

Значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ выбираются в зависимости от величины ψ_{bd} для цилиндрической передачи, или $\frac{K_{be}u}{2-K_{be}}$ — для конической u схемы передачи, где u — передаточное число передачи.

Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} учитывают динамическую нагрузку, возникающую в передаче.

Погрешность изготовления зубчатых колес и других деталей передач, а также их недостаточная жесткость приводят к изменению мгновенного передаточного отношения. В результате этого в зацеплении возникает момент от сил инерции вращающихся масс, что приводит к динамическим воздействиям внутри передачи.

Значения коэффициентов $K_{H\upsilon}$ и $K_{F\upsilon}$ выбираются по табл. 4.8 и 4.9 соответственно.

Таблица 4.8

Значения коэффициента $K_{H\upsilon}$ (в числителе для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых)

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	υ, м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	≤350 НВ	1,03 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,17 1,04	1,23 1,06	1,28 1,07
	>350 НВ	1,02 1,00	1,04 1,00	1,07 1,02	1,1 1,02	1,15 1,03	1,18 1,04
7	≤350 НВ	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	1,20 1,07	1,36 1,08
	>350 НВ	1,03 1,00	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,19 1,03	1,24 1,04
8	≤350 НВ	1,04 1,01	1,08 1,02	1,16 1,04	1,24 1,06	1,32 1,07	1,4 1,08
	>350 НВ	1,03 1,01	1,06 1,01	1,1 1,02	1,16 1,03	1,22 1,04	1,26 1,05

9	≤350 НВ	1,05 1,01	1,1 1,03	1,2 1,05	1,3 1,07	1,4 1,09	1,5 1,12
	>350 НВ	1,04 1,01	1,07 1,01	1,13 1,02	1,2 1,03	1,26 1,04	1,32 1,05

Таблица 4.9

Значения коэффициента $K_{H\upsilon}$. (в числителе — для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых)

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	$\upsilon, м/с$					
		1	2	4	6	8	10
6	≤350 НВ	1,06 1,02	1,13 1,05	1,26 1,10	1,40 1,15	1,58 1,20	1,67 1,25
	>350 НВ	1,02 1,01	1,04 1,02	1,08 1,03	1,11 1,04	1,14 1,06	1,17 1,07
7	≤350 НВ	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
	>350 НВ	1,03 1,01	1,05 1,02	1,09 1,03	1,13 1,05	1,17 1,07	1,22 1,08
8	≤350 НВ	1,10 1,03	1,20 1,06	1,38 1,11	1,58 1,17	1,78 1,23	1,96 1,29
	>350 НВ	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
9	350 НВ	1,13 1,04	1,28 1,07	1,50 1,14	1,77 1,21	1,98 1,28	2,25 1,35
	>350 НВ	1,04 1,01	1,07 1,02	1,14 1,04	1,21 1,06	1,27 1,08	1,34 1,09

4.4 Расчет цилиндрических зубчатых передач

Исходными данными для проектирования редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами являются момент на тихоходном валу T_2, угловые скорости быстроходного ω_1 и тихоходного ω_2 валов или значения величин, по которым можно определить T_2, ω_1, ω_2. Кроме того, задаются законы изменения нагрузки, реверсивность и срок службы (ресурс).

Проектирование закрытой зубчатой цилиндрической передачи со стальными колесами выполняют в такой последовательности.

1. Определяют межосевое расстояние a_w (мм) из условия сопротивления контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев по формуле:

$$a_w \geq K_a(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba}[\sigma_H]^2}}\ , \qquad (4.9)$$

где K_a вспомогательный коэффициент (для стальных колёс прямозубых передач $K_a = 49{,}5$, для косозубых и шевронных $K_a = 43$);

T_2 — номинальный вращающий момент на колесе в Н·м;

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, принимают в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев, расположения опор и коэффициента ψ_{bd} (см. рис. 4.4);

u передаточное число;

ψ_{ba} коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния: $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a}$ (назначают по табл. 4.8 в зависимости от твердости рабочих поверхностей и расположения колес относительно опор);

$[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение, МПа;

знак «+» ставится при расчете внешнего, «–» — внутреннего зацеплений;

10^3 — численный коэффициент согласования размерности.

Таблица 4.10

Рекомендуемые значения ψ_{ba}

Расположение зубчатых колес относительно опор (см. рис. 4.4)	Твердость зубьев	ψ_{ba}
Симметричное (схемы *6, 7*)	Любая	0,315; 0,4; 0,5
Несимметричное (схемы *3, 4, 5*)	≤ 350 HB ≥ 40 HRC$_3$	0,315; 0,4 0,25; 0,315
Консольное (схемы *1, 2*)	≤ 350 HB ≥ 40 HRC$_3$	0,25 0,2

Для шевронных передач	Любая	0,4–0,63
Для передач внутреннего зацепления	<<	$0,2\left[\frac{u+1}{u-1}\right]$

При выборе коэффициента ψ_{ba} надо учитывать, что с его увеличением уменьшаются размеры и масса передачи, но вместе с тем и жесткость конструкции.

Коэффициент ψ_{bd} ширины венца зубчатого колеса относительно диаметра связан с коэффициентом ψ_{ba} зависимостью:

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1) \ , \qquad (4.10)$$

где знак «+» — для внешнего зацепления, «–» — для внутреннего.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ определяют по рекомендациям, приведенным в разделе 4.2. Передаточное число $u = z_2 / z_1$, на данной стадии расчета принимают равным передаточному отношению ω_1 / ω_2 (поскольку числа зубьев еще не известны). Для цилиндрических зубчатых редукторов общего назначения номинальное передаточное число должно соответствовать одному из значений, приведенных в табл. 4.9. В курсовом проектировании допускается не согласовывать с данными таблицы.

Таблица 4.11

Стандартные значения передаточных чисел и закрытых зубчатых передач

1-й ряд	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0
2-й ряд	-	1,45	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	9,0	-

Примечание — 1-й ряд следует предпочитать 2-му, фактические значения, передаточных чисел $u_ф$ не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5 % при $u \le 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.

Полученное по формуле (4.17) значение межосевого расстояния округляют до ближайшего большего, указанного в табл. 4.12.

Таблица 4.12

Стандартные значения межосевых расстояний закрытых зубчатых передач (размеры в мм)

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд	-	-	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560

Примечание — 1-й ряд следует предпочитать 2-му

2. Определяют ширину венца зубчатого колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w , \qquad (4.11)$$

Для компенсации неточностей установки колес в осевом направлении ширину венца шестерни b_1 принимают на 3–5 мм больше ширины венца колеса, т.е.

$$b_1 = b_2 + (3-5), \qquad (4.11,а)$$

Значения b_1 и b_2 округляют до стандартных значений из нормального ряда размеров (12, 16, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 95, 100, 105, 110, 115).

3. Определяют значение модуля передачи, используя следующие эмпирические зависимости:

m_n–(0,01…0,02) a_w — для улучшенных зубчатых колес ($H \leq 350$ НВ): m_n (0,0125…0,025) a_w — при твердости зубьев шестерни $H > 45$ HRC и колеса $H \leq 350$ НВ: m_n–(0,016…0,0315) a_w — при твердости зубьев шестерни $H \geq 45$ HRC.

Мелкомодульные передачи предпочтительнее с точки зрения плавности в работе и экономии при нарезании зубьев. Однако уменьшение размера зуба приводит к понижению сопротивления изгибной усталости. Такие передачи чувствительны к концентрации нагрузки, вследствие чего необходимо повышать точность изготовления, сборки и жесткость деталей передач.

Крупномодульные передачи дольше противостоят износу, так как имеют больший размер. Они могут работать длительное время после начала выкрашивание и менее чувствительны к перегрузкам и внутренним дефектам материала.

Для обеспечения примерно равной прочности зубьев по контактной усталости активной поверхности и сопротивления усталости при изгибе модуль

$$m_n \geq K_{ma} \frac{T_1(u+1)Y_F}{a_w b_2 [\sigma_F]_2}, \qquad (4.12)$$

где K_{ma} вспомогательный коэффициент (для прямозубых колес K_{ma}=1400, для косозубых при $\varepsilon_\beta \leq 1$ K_{ma}= 1100, для косозубых при $\varepsilon_\beta > 1$ и шевронных K_{ma}= 850. Ориентировочно значение коэффициента формы зуба Y_F принимаем в пределах 3,8 – 4,2. Модуль получается в миллиметрах, если в уравнение (4.12) подставляем T_1, Н·м; a_w и b_2, мм; $[\sigma_F]$, МПа.

Полученное значение модуля m_n округляют до ближайшего стандартного, приведенного в табл. 4.13:

Таблица 4.13

Стандартные значения модуля для цилиндрических зубчатых передач (размеры в мм)

1-й ряд	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75
1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0
Примечание — 1-й ряд следует предпочитать 2-му.								

Заметим, что *для силовых передач значение модуля менее 1,5 мм применять не рекомендуется.*

4. Определяют суммарное число зубьев $z_\Sigma = z_1 + z_2$ и угол β наклона зуба для косозубых и шевронных колес.

Для прямозубых передач

$$z_\Sigma = 2a_w / m. \qquad (4.13)$$

Число z_Σ должно быть целым и обеспечивать стандартное значение межосевого расстояния $a_w = m(z_1 + z_2)/2$. Это условие можно соблюсти, изменяя значение модуля. Поясним это на примере.

Для редуктора с цилиндрическими прямозубыми колесами при u = 4 из расчета на контактную прочность получено a_w 120 мм. Принимаем

a_w – 125 мм. При расчете модуля по формуле (4.12) получаем m = 2,68. Принимаем m – 2,75. По формуле (4.13) находим:

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{250}{2,75} = 90,9.$$

Принимаем другое стандартное значение модуля m = 2,5, тогда:

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{250}{2,5} = 100.$$

Число зубьев шестерни $z_1 = z_\Sigma/(u+1) = 100/5 = 20$.

Число зубьев колеса $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 100 - 20 = 80$.

Проверяем значение межосевого расстояния:

$$a_w = m\frac{z_1 + z_2}{2} = 2,5\frac{20+80}{2} = 125 \text{ мм}.$$

Проверяем фактическое передаточное число

$$u_\text{ф} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{80}{20} = 4.$$

Как видно из примера, путем изменения модуля z_Σ получилось целым числом, $z_1 > 17$ и остальные параметры передачи (a_w и $u_\text{ф}$) остались стандартными.

Однако следует отметить, что варьирование значениями модуля ограничено и не всегда приводит к желаемым результатам. Тогда в условиях учебных проектов допускается выбирать нестандартные значения межосевого расстояния, а в условиях производства нарезают зубья со смещением.

Для косозубых и шевронных передач,

$$z_\Sigma = (2a_w/m)\cos\beta,$$

где β — угол наклона линии зуба. Предварительно принимают для косозубых передач $\beta = 12°$ ($\cos 12° = 0,9781$), для шевронных $\beta = 30°$ ($\cos 30° = 0,8660$).

Полученное значение z_Σ округляют в меньшую сторону до целого числа и определяют действительное значение угла β по формуле:

$$\cos\beta = z_{\Sigma} m/(2a_w), \qquad (4.14)$$

Точность вычислений 0,0001.

Значение угла β должно быть в рекомендуемом диапазоне: для косозубых передач — 8–18°, для шевронных — 25–40°.

Заметим, что изменение угла β наклона линии зубьев в заданных пределах обеспечивает получение стандартного значения a_w без изменения суммарного числа зубьев и модуля.

Число зубьев шестерни не должно быть менее $z_{\min}$, исключающего подрезание ножки зуба

$$z_1 = z_{\Sigma}/(u+1). \qquad (4.15)$$

При нарезании зубьев без смещения для прямозубых колес $z_{\min} = 17$, для косозубых и шевронных колес

$$z_{\min} = 17\cos\beta. \qquad (4.16)$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1. \qquad (4.17)$$

5. Определяют делительные диаметры колес:

- для косозубых и шевронных колес $d = mz/\cos\beta$, (4.18)
- для прямозубых колес $d = mz$,

Точность определения значений делительных диаметров не менее 0,001 мм.

Следует убедиться в том, что

$$0,5(d_1 + d_2) = a_w$$

Диаметры вершин зубьев d_a и впадин d_f зубчатых колес передачи, выполненной без смещения, определяют по формулам:

$$d_a = d + 2m, \qquad (4.19)$$

$$d_f = d - 2,5m. \qquad (4.20)$$

6. Вычисляют окружную скорость (м/с) в зацеплении:

$$\upsilon = \frac{\omega d}{2 \cdot 1000}, \qquad (4.21)$$

и назначают степень точности передачи. Для редукторов общего назначения степень точности принимают по данным таблицы 4.6.

7. Определяют силы, действующие в зацеплении (рис. 4.7):

- окружная сила $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2T_2 / d_2$;
- радиальная сила $F_{r1} = F_{r2} = F_r \mathrm{tg}\alpha / \cos\beta$; (4.22)
- осевая сила $F_{a1} = F_{a2} = F_r \mathrm{tg}\beta$;

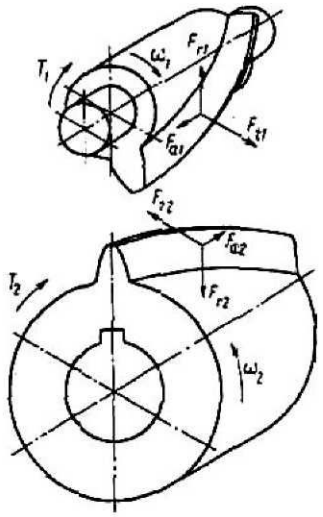


Рисунок 4.6 — Силы, действующие в зацеплении

У передач, выполненных с суммарным смещением, угол зацепления $\alpha = \alpha_w = 20^0$. У прямозубой передачи силы, действующие в зацеплении определяют по тем же формулам (4.22), но при этом принимают $\beta = 0^0$.

8. Выполняют проверочный расчет передачи на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев. Определяют расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{b_{w1} u^2}} \le [\sigma_H] \qquad (4.23)$$

где Z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материала колес, для стальных колес $Z_E = 192$;

Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактный линий, при коэффициенте осевого перекрытия $\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin\beta}{\pi m} \ge 1$; $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$, при

$\varepsilon_\beta = 0$ (прямозубая передача); $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4\text{-}\varepsilon_\alpha}{3}}$;

ε_α — коэффициент торцового перекрытия, для передач без смещения

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(1/Z_1 + 1/Z_2\right)\right]\cos\beta, \qquad (4.24)$$

В остальных случаях смотрите ГОСТ 21354–87. $Z_{\text{II}} = 1/\cos\alpha_t \sqrt{2\cos\beta_b / \text{tg}\alpha_{tw}}$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$\alpha_t = \text{arctg}\dfrac{\text{tg}20°}{\cos\beta}$ — делительный угол профиля в торцовом сечении;

$\beta_b = \arcsin\left(\sin\beta \cdot \cos 20°\right)$ — основной угол наклона;

α_{tw} — угол зацепления, $inv\alpha_{tw} = inv\alpha_t + \dfrac{2(x_1 + x_2)\text{tg}20°}{Z_1 + Z_2}$;

x_1, x_2 — коэффициент смещения исходного контура при нарезании зубьев (очевидно при); $x_\Sigma = 0$; $\alpha_{tw} = \alpha_t - \alpha = 20°$

$F_t = \dfrac{2T_1}{d\text{w}_1}$ — окружная сила в полюсе зацепления;

K_{H} — коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям (см. раздел 4.3).

При проверочном расчете передачи по контактным напряжениям недогрузка или перегрузка должны составлять не более 5%.

9. Выполняем проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба.

Расчетное напряжение из условия обеспечения выносливости зубьев колеса при изгибе:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 Y_F Y_\varepsilon Y_\beta K_F}{d_1 b_w m} \le [\sigma_F], \qquad (4.25)$$

где Y_F — коэффициент формы зуба, выбирают по рис. 4.7 в зависимости от приведенного числа зубьев $z_v = \dfrac{z}{\cos^3\beta}$ и коэффициента смещения x;

β — угол наклона линии зуба, град;

Y_ε — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для прямозубых передач при предварительных расчетах $Y_\varepsilon = 1$; для косозубых при $\varepsilon_\beta < 1$;

$$Y_\varepsilon = 0,2 + {0,8}/{\varepsilon_\alpha}, \text{ при } \varepsilon_\beta \geq 1;\ Y_\varepsilon = {1}/{\varepsilon_\alpha};$$

Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зубьев,

$Y_\beta = {1 - \beta}/{120} \geq 0,7;$

$\varepsilon_\beta = {b_w}/{p_x}$ — коэффициент осевого перекрытия;

$p_x = {\pi m}/{\sin\beta}$ — осевой шаг;

$m_n = m\cos\beta$ — нормальный модуль.

K_F — коэффициент нагрузки при расчете по изгибу (см. раздел 4.3).

Проверка изгибной прочности выполняется отдельно для шестерни и колеса. Допускается расчет проводить по менее прочному зубу там, где меньше отношение ${[\sigma_F]}/{Y_F}$.

Здесь значение коэффициента $K_F = K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{FV}$ принимают по рекомендациям раздела 4.3;

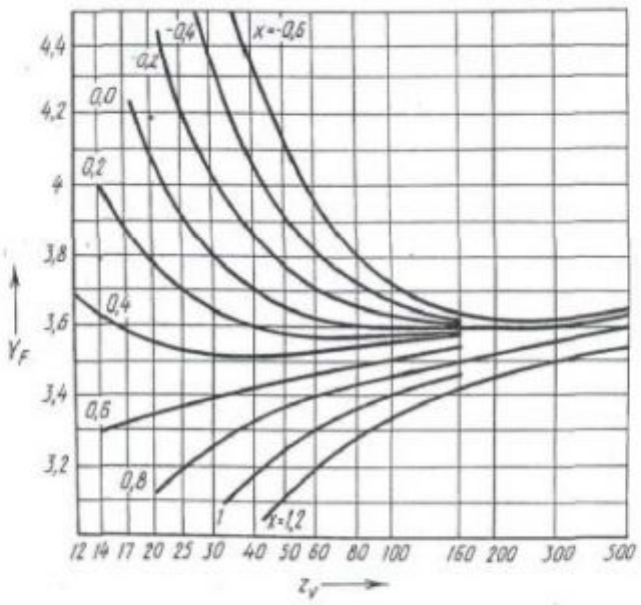


Рисунок 4.7 — График для определения коэффициента Y_F:
(цифры около кривых соответствуют коэффициенту смещения)

где Y_F — коэффициент формы зуба, выбирают по рис. 4.5 в зависимости от числа зубьев z для прямозубых колес и эквивалентного числа зубьев z_V для

косозубых и шевронных зубчатых колес:

$$z_{V} = z / \cos^3 \beta .$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_F]_2$ определяют по формуле (4.7).

Для предотвращения пластических деформаций или хрупкого разрушения боковой поверхности зубьев проверяют прочность при кратковременных перегрузках. Для этого должно быть выполнено условие:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T}} \le [\sigma_H]_{\max} .$$

Для предотвращения хрупкого разрушения или остаточных деформаций зубьев необходимо выполнение условия $\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пик}}}{T} = [\sigma_F]_{\max}$ для шестерни или колеса, где $T_{\text{пик}}$ — кратковременная перегрузка от внешних воздействий; $[\sigma_H]_{\max}$ — допускаемое напряжение при проверке прочности по кратковременным перегрузкам, МПа $[\sigma_H]_{\max} = 2{,}8\sigma_{\text{т}}$ при нормализации, улучшении или объемной закалке; $[\sigma_H]_{\max} = 43\text{HRC}$ при цементации зубьев и закалке с нагревом ТВЧ:$[\sigma_H]_{\max} = 3HV$ при азотированных зубьях; $[\sigma_F]_{\max}$ — допускаемое напряжение; $[\sigma_F]_{\max} = 0{,}85\sigma_{\text{т}}$ при $H < 350$ НВ; $[\sigma_F]_{\max} = 0{,}6\sigma_{\text{В}}$ при $H > 350$ НВ.

4.5 Расчет конических зубчатых передач

Конические зубчатые передачи выходят из строя по тем же причинам, что и цилиндрические. Поэтому их расчет выполняют по формулам, аналогичным цилиндрическим, записанным в параметрах эквивалентных цилиндрических передач с учетом 15 % снижения передаваемой нагрузки по сравнению с эквивалентными цилиндрическими.

Передачи с коническими прямозубыми колесами применяют при окружной скорости $\upsilon \le 2$ м/с. При более высоких скоростях целесообразно применять колеса с круговыми зубьями, как обеспечивающие более плавное зацепление, большую несущую способность (в 1,45 раза больше, чем прямозубые тех же размеров). Кроме того, они менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения колес.

Основные параметры конических передач определяют с введением кор-

ректирующего коэффициента v, значение которого зависит от вида колес (прямозубые или с круговыми зубьями) и вида напряжений (σ_H, σ_F).

Проектирование закрытой конической передачи с прямыми и круговыми зубьями при $\beta_m = 35°$ ($\cos\beta_m = \cos 35° = 0{,}819$) ведут в такой последовательности:

1. Определяют внешний делительный диаметр (мм) колеса,

$$d_{e2} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_{H\beta} \cdot u}{[\sigma_{HP}]^2 \nu_H}} \qquad (4.26)$$

где $K_d = 165$ — вспомогательный коэффициент; T_2 — номинальный вращающий момент на валу колеса, Н·м; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса, определяют в зависимости от твердости и вида зубьев по графикам рисунок 4.5 (см. раздел 4.3); u — передаточное число, которое должно соответствовать одному из значений, приведенных в табл. 4.11; σ_{HP} допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле (4.1) и рекомендациям раздела 4.2; ν_H — коэффициент вида зубьев: для передач с прямыми зубьями $\nu_H = 0{,}85$, для передач с круговыми зубьями принимают по таблице 4.15.

Таблица 4.14

Основные параметры конических зубчатых передач (по ГОСТ 12289–76)

Внешний делительный диаметр колеса d_{e2}, мм	Ширина венцов зубчатых колес b_2, мм, для номинальных передаточных чисел										
	1,6	(1,8)	2,0	(2,24)	2,5	(2,8)	3,15	(3,55)	4,0	(4,5)	5,0
63	10,5	10	10								
(71)	12	11,5	11,5								
80	13	13	13	12	12						
(90)	15	15	14	14	14						
100	17	16	16	16	15	15	15	—	—	—	—
(112)	19	18	18	17	17	17	17	—	—	—	—
125	21	20	20	19	19	19	19	19	18	—	—
(140)	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	20
160	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24
(180)	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26
200	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30
(225)	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32
250	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36
(280)	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40
315	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45
355	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52
400	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60
450	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65
500	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75

Примечания

1. Значения d_{e2} указанные без скобок, предпочтительнее значений, указанных в скобках;

2. ГОСТ 12289–76 предусматривает, d_{e2} до 1600 мм.

Таблица 4.15

Формулы для определения коэффициентов v_H, v_F, C

Расчетные величины	Способ упрочнения зубьев		
	$У_1 + У_2$	$ТВЧ_1 + У_2$ $З_1 + У_2$ $Ц_1 + У_2$	$ТВЧ_1 + ТВЧ_2$ $З_1 + З_2$ $Ц_1 + У_2$
v_H	$1{,}22 + 0{,}21u$	$1{,}13 + 0{,}13u$	$0{,}81 + 0{,}15u$
v_F	$0{,}94 + 0{,}08u$	$0{,}85 + 0{,}043u$	$0{,}65 + 0{,}11u$
C	18,0	14,0	11,2

Принятые обозначения: У — улучшение; З — закалка объемная; ТВЧ — закалка поверхностная при нагреве *ТВЧ*; Ц — цементация; индексы 1 и 2 указывают на то, что способ упрочнения относится к шестерне и колесу соответственно.

Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} следует округлить до ближайшего стандартного значения (см. таблицу 4.14). По этой же таблице назначают ширину b_2 венца колеса. Ширина венца шестерни $b_1 = b_2$ и при одинаковой твердости рабочих поверхностей зубьев и $b_1 = b_2 +$ (2–4) мм при разной твердости.

Если проектируемая передача не стандартна, то значение d_{e2} определенное по формуле (4.26), оставляют без изменения, а ширину зубчатого венца определяют по формуле:

$$b_1 = \psi_{bd} d_1 = 0{,}875 \psi_{bd} d_{e2} \setminus u \,, \qquad (4.27)$$

где $\psi_{bd} = 0{,}166\sqrt{u^2 + 1}$.

2. Число зубьев колеса вычисляют по эмпирической формуле:

$$z_2 = C \sqrt[5]{u_2} \sqrt[6]{d_{e2}} \,,$$

где C — коэффициент, определяемый по табл. 4.15. Число зубьев шестерни $z_1 = z_2 \setminus u$.

После вычисления число зубьев округляют в ближайшую сторону до це-

лого числа.

Фактическое передаточное число $u_ф = z_2 \setminus z_1$. Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть больше 4%, т. е.

$$\Delta u = \frac{(u_ф - u)100\%}{u} \le 4\%$$

Значение $u_ф$ вычисляют с точностью не ниже 0,0001, так как оно определяет углы δ при вершинах начальных конусов, которые должны быть вычислены с точностью до 10".

3. Определяют внешний окружной модуль для колес:

- с прямыми зубьями $m_e = d_{e2} \setminus z_2$,
- с круговыми зубьями $m_{te} = d_{e2} \setminus z_2$ (4.28)

Точность вычислении модуля — до третьего знака после запятой. Принимать внешний окружной модуль для силовых передач меньшим 1,5 мм нежелательно.

Можно определить внешний окружной модуль зубьев m_e или m_{te} из условия прочности при изгибе:

$$m_e(m_{te}) \ge \frac{14 \cdot 10^3 T_2 K_{F\beta}}{d_{e2} b_2 [\sigma_{FP}]_2 \nu_F},$$ (4.29)

где $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии (см. рисунок 4.5);

ν_F коэффициент вида зубьев, для прямых зубьев ν_F=0,85, для круговых зубьев ν_F принимают по таблице 4.15;

$[\sigma_{FP}]_2$ — допускаемое напряжение при изгибе, определяемое по (4.7).

Затем находят числа зубьев z_2 и z_1, используя формулы (4.28), уточняют передаточное число и модуль передачи при стандартном значении диаметра d_{e2}.

4. Определяют основные геометрические параметры передачи (рис. 4.8). Углы делительных конусов:

- колеса $\delta_2 = arctgu$
- шестерни $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$ (4.30)

Конусное расстояние:

- внешнее: $R_e = 0,5m_{te}\sqrt{z_1^{\,2} + z_2^{\,2}}$ (4.31)
- среднее: $R = R_e - 0,5b$

Внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1} = m_{te} z_1 \quad (4.32)$$

Внешние диаметры вершин зубьев шестерни и колеса для прямозубых передач:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos\delta_1 \quad (4.33)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos\delta_2$$

Для передач с круговыми зубьями

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64m_{te} \cos\delta_1 \quad (4.33, а)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64m_{te} \cos\delta_2$$

Средние делительные диаметры:

- шестерни $d_1 = d_{e1}(1 - 0,5K_{be})$ (4.34)
- колеса $d_2 = d_{e2}(1 - 0,5K_{be})$

где $K_{be} = b \setminus R_e = 0,25–0,3$ — коэффициент ширины зубчатого венца.

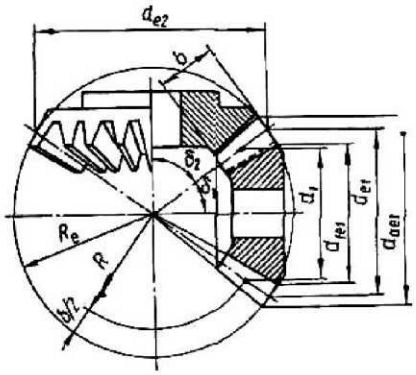


Рисунок 4.8 — Основные геометрические параметры конической передачи

5. Определяют силы, действующие в зацеплении зубчатых колес (рис. 4.9).

Окружная сила на среднем диаметре

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T \setminus d \quad (4.35)$$

Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе:

• для передач с прямыми зубьями ($\alpha = 20°$):

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin \delta_1, \tag{4.36}$$

• для передач с круговыми зубьями правого направления зубьев шестерни и ее вращения по ходу часовой стрелки:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1}(0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1). \tag{4.36, а}$$

Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе:

• для передач с прямыми зубьями:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \cos \delta_1 \tag{4.37}$$

• для передач с круговыми зубьями.

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1}(0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1) \tag{4.37, а}$$

6. Определяют среднюю окружную скорость колес

$$\upsilon = \omega_1 d_1 \setminus (2 \cdot 1000), \tag{4.38}$$

где υ — в м/с;

ω_1 — в рад/с;

d_1 — в мм.

Назначают степень точности передачи (см. таблицу 4.6).

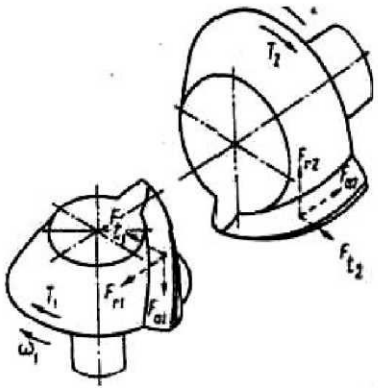


Рисунок 4.9 — Силы, действующие в конической передаче с круговыми зубьями

7. Выполняют проверочный расчет передачи на контактную выносли-

вость:

$$\sigma_H = \frac{1900}{d_{e2}}\sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H u}{d_{e2} \nu_H}} \le \sigma_{HP}. \qquad (4.39)$$

Значение коэффициента K_H определяют по рекомендациям раздела 4.3. Невыполнение условия (4.39) указывает на неправильный выбор материала и твердости зубьев колес. Чтобы окончательно назначить материал и термическую обработку, выполняют эскиз заготовок зубчатых колес и проверяют значения характерных размеров по рисункам к таблице 4.1:

- диаметр заготовки шестерни:

$$D = d_{ae1} + 6 \text{ мм},$$

- размер сечения заготовки колеса:

$$S = 6m_{te}.$$

Если размеры заготовки на стадии проектного расчета были приняты иными, то подбирают марку стали с другими характеристиками.

8. Выполняют проверочный расчет на выносливость при изгибе зубьев колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{2330 T_2 K_F Y_{F2}}{d_{e2} b m_{te} \nu_F} \le [\sigma_{FP}]_2. \qquad (4.40)$$

В формулах (4.39) и (4.40) T_2 в Н·м; d_{e2}, b, m_{te} — в мм; σ_H и σ_F — в МПа. Значение коэффициента K_F приведено в разделе 4.3.

При этом для прямозубых конических колес степень точности принимают на единицу меньше ее фактического значения. Коэффициент Y_{F2} находят для прямозубого колеса по эквивалентному или биэквивалентному числу зубьев (см. рисунок 4.6):

$$z_{v_2} = z_2 \setminus \cos\delta_2, \qquad (4.41)$$

для колеса с круговыми зубьями по биэквивалентному числу зубьев

$$z_{v_{n2}} = z_2 \setminus (0{,}55\cos\delta_2). \qquad (4.42)$$

Корректирующий коэффициент для колеса с прямыми зубьями ν_F 0,85, для колеса с круговыми зубьями принимают по таблице 4.15.

Допускаемое напряжение σ_{FP2} определяют по формуле (4.7).

Напряжение при изгибе зубьев шестерни:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} \setminus Y_{F2} \le [\sigma_{FP}]_1. \qquad (4.43)$$

Значения Y_{F1} и σ_{FP1} находят аналогично определению этих параметров для колеса.

Глава 5 РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Критериями, определяющими работоспособность червячной передачи редуктора, являются контактная прочность рабочих поверхностей зубьев, их прочность при изгибе и износостойкость. Данные критерии относятся, главным образом, к зубьям червячного колеса. Поэтому венцы червячных колес рекомендуется изготавливать из материалов с хорошими антифрикционными и антизадирными свойствами: из бронзы, латуни, чугуна, композиционных металлокерамических материалов, пластмасс.

Оловянно-фосфористые бронзы (БрО10Ф1 и др.) отличаются хорошими противозадирными свойствами и считаются лучшим материалом для червячных колес, но из-за дефицитности и высокой стоимости олова их применяют в основном в наиболее ответственных передачах с большими скоростями скольжения ($\upsilon_{ск}$ = 5–25 м/с). При $\upsilon_{ск}$ = 2–5 м/с рекомендуют использовать более доступные безоловянные бронзы (например, БрА9ЖЗЛ), которые обладают повышенными механическими характеристиками (твердостью, $\sigma_в$), но имеют пониженные противозадирные свойства. Применение червячных колес из серого чугуна также лимитируется заеданием и допускается только для тихоходных малонагруженных передач при скорости скольжения $\upsilon_{ск} < 2$ м/с.

Наилучшее качество работы червячной передачи обеспечивают червяки, изготовленные как из цементуемых сталей (20Х, 18ХГТ) с твердостью после термообработки $HRC_э$ 58–63, так и средне-углеродистых сталей (45; 40ХН) с поверхностной закалкой до твердости $HRC_э$ 50–55. С повышением твердости рабочих поверхностей витков сопротивление заеданию увеличивается. Кроме того, необходимо обеспечивать шероховатость поверхности витков червяка не грубее *Ra* 0,2, которая достигается шлифованием и полированием. Механические характеристики сталей приведены в табл. 4.1.

Нагрузочная способность и КПД червячных редукторов во многом зависят от смазывания, поэтому при проектировании червячных передач оно рас-

сматривается наряду с конструктивно-технологическими решениями.

Поскольку интенсивность заедания в зацеплении червячной пары зависит от контактных напряжений и чрезмерного нагрева, то надежность передачи определяют сопротивляемостью заеданию и изнашиванию. Определяющий параметр — межосевое расстояние передачи — находят из расчета на контактную выносливость зубьев колеса, имеющих меньшую поверхностную и общую прочность, чем витки червяка.

Последовательность расчета червячных передач (рис. 5.1).

$$N_H = N_F = N_\Sigma = 60 n_2 L_h,$$

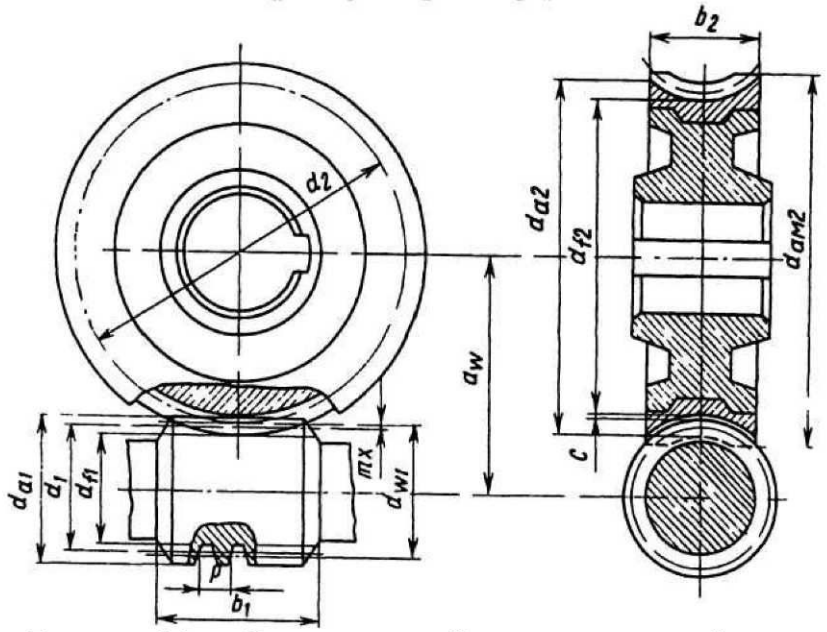


Рисунок 5.1 — Компоновочный чертеж червячной передачи

1 Ориентировочно определяют скорость скольжения (м/с)

$$\upsilon_{ск} \approx 4,5 \cdot 10^{-3} \omega_1 \sqrt[3]{T_2}, \qquad (5.1)$$

где ω_1 — угловая скорость червяка, $с^{-1}$;

T_2 — номинальный момент на колесе, Н·м.

2 Выбирают материалы деталей передачи и определяют допускаемые напряжения.

2.1В зависимости от скорости скольжения и длительности работы передачи выбирают материалы зубчатого венца червячного колеса и червяка по рекомендациям, приведенным в начале данной главы.

2.2Находят циклическую долговечность передачи

$$N_H = N_F = N_\Sigma = 60 n_2 L_h \qquad (5.2)$$

или

$$N_\Sigma = 573 \omega_2 L_h,$$

где n_2 — частота вращения колеса, мин$^{-1}$;

ω_2 — угловая скорость колеса, с$^{-1}$;

L_h — ресурс редуктора, ч.

2.3 Определяют допускаемые контактные напряжения (МПа) для зубьев колес, изготовленных из оловянистых бронз, из условия обеспечения контактной выносливости материала:

$$\sigma_{HP} - \sigma_{Hlim} Z_N, \qquad (5.3)$$

где $\sigma_{H\lim}$ — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, определяемый по табл. 5.1 в зависимости от материала, способа отливки и твердости поверхности витков червяка;

Z_N — коэффициент долговечности:

$$Z_N = \sqrt[8]{10^7 / N_H}\,. \qquad (5.4)$$

Если по расчету получится $Z_N \geq 25 \cdot 10^7$, то в уравнение (5.4) следует подставить $N_H = 25 \cdot 10^7$, и тогда $Z_N = 0{,}67$. Значение Z_N не должно превышать 1,15 для безоловянных бронз и латуней.

Для оловянистых бронз предельное значение напряжений определяют из выражения:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H\lim} Z_N \leq 4\sigma_T\,.$$

Допускаемое контактное напряжение для зубьев червячных колес, изготовленных из безоловянных бронз и чугуна, выбирают из условия сопротивления заеданию без учета числа циклов нагружений N_Σ по табл. 5.2 в зависимости от скорости скольжения.

3 Задаются предварительным значением коэффициента расчетной нагрузки $K_\text{п}$ – 1,1–1,4. Меньшие значения принимают для передач при постоянной нагрузке, большие — для высокоскоростных передач и переменной нагрузки.

Таблица 5.1

Значения пределов контактной выносливости (МПа) и выносливости зубьев червячного колеса при изгибе при твердости рабочих поверхностей витков червяка, большей HRC_3 45

Марка бронзы	Способ отливки	$\sigma_{H\lim}$	$\sigma_{F\lim}$	$\sigma_{-1F\lim}$
БрО10Ф1	в землю	180	55	38
БрО10Ф1	в металлическую форму	230	70	50
БрО10Н1Ф1	центробежный	260	80	56

Таблица 5.2

Значения допускаемых напряжений для зубьев червячного колеса в зависимости от скорости скольжения

Материал венца червячного колеса	Способ отливки	σ_{HP}, МПа, при $\upsilon_{ск}$, м/с							$\sigma_{F\lim}$	$\sigma_{-1F\lim}$
		0,5	1	2	3	4	6	8	МПа	МПа
БрА9ЖЗЛ	в кокиль	182	179	173	167	161	150	138	108	83
БрА10Ж4Н4Л	в кокиль	196	192	187	181	175	164	152	130	98
СЧ 15	в землю	180	140	ПО	—	—	—	—	60	50

4 Определяют межосевое расстояние (мм) из условия обеспечения контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев червячного колеса:

$$\alpha_w = 61\sqrt[3]{\frac{10^3 T_2 K_H}{\sigma^2_{HP}}} \qquad (5.5)$$

Полученное значение a_w округляют в большую сторону до стандартного из приведенного в табл. 5.3 (ГОСТ 2144–93):

Таблица 5.3

Стандартные значения межосевых расстояний червячных передач

1-й ряд	80	100	125	160	200	250	315	400
2-й ряд	—	—	—	140	180	225	280	355
Примечание — 1-й ряд следует предпочитать 2-му								

5 Назначают число витков червяка z_1 в зависимости от передаточного числа u:

u	8–14	14–30	Свыше 30
z_1	4	2	1

По выбранному z_1 определяют число зубьев колеса

$$z_2 = uz_1 \qquad (5.6)$$

и округляют до ближайшего из ряда базовых чисел (табл. 5.5).

По принятым z_1 и z_2 уточняют фактическое значение передаточного числа $u = z_2/z_1$, которое не должно отличаться от номинального более чем на 4%.

Значение номинальных передаточных чисел u червячных цилиндрических передач приведены в табл. 5.4 (ГОСТ 2144-93):

Таблица 5.4

Стандартные значения передаточных чисел червячных передач

1-й ряд	10	12.5	16	20	25	31.5	40	50	63
2-й ряд	—	—	—	140	180	225	280	355	71
Примечание — 1-й ряд следует предпочитать 2-му									

Таблица 5.5

Основные параметры червячных передач, выполненных без смещения (ГОСТ 2144–93)

a_w, мм		m, мм	q	z_2: z_1=u
I ряд	II ряд			
50		2,5	8	32:4;32:2;32:1
		2	10	40:4;40:2;40:1
63		3,15	8	32:4;32:2;32:1
80		4	8	32:4;32:2;32:1
100		5	8	32:4;32:2;32:1
		4	10	40:4;40:2;40:1
125		5	10	40:4;40:2;40:1
		4	12,5	50:4;50:2;50:1
—	140	5	16	40:4;40:2;40:1
		5	10	46:4;46:2;46:1
160		8	8	32:4;32:2;32:1
200		10	8	32:4;32:2;32:1
		8	10	40:4;40:2;40:1
250		12,5	8	32:4;32:2;32:1
		10	10	40:4;40:2;40:1
		8	12,5	50:4;50:2;50:1
—	280	10	16	40:4;40:2;40:1
		10	10	46:4;46:2;46:1
400		20	8	32:4;32:2;32:1
		16	10	40:4;40:2;40:1
500		20	10	40:4;40:2;40:1
		16	12,5	50:4;50:2;50:1

6 Определяют осевой модуль зацепления

$$m = (1,5-1,7)a_w / z_2, \qquad (5.7)$$

и округляют его до стандартного значения (табл. 5.6).

7 В зависимости от принятого значения модуля m и числа витков червяка z_1 находят коэффициент диаметра червяка

$$q = 2a_w / m - z_2 \qquad (5.8)$$

Полученное значение q округляют до стандартного (см. табл. 5.6).

При этом надо учитывать влияние q на КПД передачи, жесткость и прочность тела червяка. С уменьшением значения q увеличивается угол Y подъема линии витка червяка по делительному цилиндру, а следовательно, и КПД передачи, но жесткость и прочность тела червяка при этом снижаются.

В ряде случаев целесообразно провести параллельно два расчета передачи при разных числах зубьев колеса и числе витков червяка и затем уже, исходя из полученных габаритов и КПД передачи, выбрать оптимальный вариант.

Например, при $u = 16$ следует произвести расчеты, принимая $z_1 = 2$, $z_2 = 32$ и $z_1 = 4$, $z_2 = 64$ (в учебных проектах можно допустить $z_1 = 3$ и $z_2 = 48$).

Минимально допустимое значение из условия жесткости червяка

$$q_{min} = 0,212 z_2.$$

8 По принятым параметрам определяют фактическое межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m(z_2 + q). \qquad (5.9)$$

Если полученное значение a_w не соответствует стандартному, то необходимо изменить сочетания параметров m и q или определить коэффициент смещения

$$x = (a_w / m) - 0,5(z_2 + q). \qquad (5.10)$$

Если по расчету получается $|x| > 1$, то варьируя значениями z_2 и q (табл. 5.6) добиваются соблюдения $|x| \le 1$.

Значения z_2 и q удовлетворяющие регламентированному значению коэффициента смещения x, принимаются за окончательные.

9 Уточняют ранее принятое (см. п. 3) значение коэффициента $K_н$ расчетной нагрузки.

9.1 Определяют делительные диаметры червяка и червячного колеса:

$$d_1 = qm, \tag{5.11}$$

$$d_2 = z_2 m. \tag{5.12}$$

9.2 Вычисляют делительный угол подъема витка червяка по табл. 5.7.

Таблица 5.6

Сочетание модулей m и коэффициентов диаметра червяка q (ГОСТ 2144-93)

m	q	m	q	m	q
		3,15	8,0 10,0 12,5 16,0 20,0	8,00	8,0 10,0 12,5 16,0 20,0
	—	4,00	8,0 10,0 12,5 16,0 20,0	10,00	8,0 10,0 12,5 16,0 20,0
2,00	8,0 10,0 12,5 16,0 20,0	5,00	8,0 10,0 12,5 16,0 20,0	12,50	8,0 10,0 12,5 16,0 20,0
2,50	8,0 10,0 12,5 16,0 20,0	6,30	8,0 10,0 12,5 14,0 16,0 20,0	16,00	8,0 10,0 12,5 16,0
				20,00	8,0 10,0

Таблица 5.7

Делительные углы

Z_1	Коэффициент q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	7°07'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
2	14°02'	11°49'	9°05'	8°07'	7°07'	5°43'
3	20°33'	16°42'	13°3O'	12°06'	10°37'	8°35'
4	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°02'	11°19'

9.3 Определяют действительную скорость скольжения в зацеплении по формуле:

$$\upsilon_{ск} = \frac{\upsilon_1}{\cos\gamma} = \frac{\omega_1 d_1}{2000\cos\gamma}. \qquad (5.13)$$

По полученному значению $\upsilon_{ск}$ и степени точности изготовления передачи по табл. 5.8 принимают значение коэффициента $K_{H\upsilon}$ динамической нагрузки.

Таблица 5.8

Степень точности по ГОСТ3675-81	Скорость скольжения $\upsilon_{ск}$, м/с				
	До 1,5	1,5–3	3–7,5	7,5–12	12–18
6	—	—	1,0	1,1	1,3
7	1,0	1,0	1,1	1,2	—
8	1,15	1,25	1,4	—	—
9	1,25	—	—	—	—

Коэффициент динамической нагрузки $K_{H\upsilon}$

9.4 Определяют значение коэффициента $K_{H\beta}$ концентрации нагрузки по деформациям деталей червячной передачи и характеру изменения нагрузки:

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / F_f)^3 (1 - K_p) \qquad (5.14)$$

где K_f — коэффициент деформации червяка, значения которого при различных q и z_1 приведены в табл. 5.9;

K_p — коэффициент режима (табл. 5.10).

Таблица 5.9

Коэффициент деформации червяка K_f

z_1	Коэффициент q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
3	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	157

Таблица 5.10

Коэффициент режима K_p

Интенсивность работы электродвигателя	Продолжительность работы в сутки, ч	Значение *Kp* при нагрузке		
		постоянной	пульсирующей	ударной
При редких пусках	0,5	0,80	0,90	1,00
	2	0,90	1,00	1,25
	10	1,00	1,25	1,50
	24	1,25	1,50	1,75
При частых пусках и остановках	0,5	0,90	1,00	1,25
	2	1,00	1,25	1,50
	10	1,25	1,50	1,75
	24	1,50	1,75	2,00

9.5 Определяют значение коэффициента расчетной нагрузки K_H, который является произведением двух коэффициентов:

$$K_H = K_{H\beta} K_{Hv} \tag{5.15}$$

10 Проверяют передачу на контактную выносливость:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2}\sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H}{d_{w1}}} \le \sigma_{HP} \tag{5.16}$$

где $d_{w1} = m\ (q + 2x)$ — начальный диаметр червяка (здесь x — коэффициент смещения червяка).

Если σ_{Hlim} меньше σ_{HP} более чем на 15%, то целесообразно подобрать материал, для которого $\sigma_{Hlim} \approx \sigma_{HP}$, или следует принять меньшее межосевое расстояние и вновь определить фактическое контактное напряжение σ_{Hlim}.

11 Определяют КПД передачи:

$$\eta = 0,96\frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \rho)} \tag{5.17}$$

где ρ — приведенный угол трения, который принимается по табл. 5.11 в зависимости от скорости скольжения v_{CK} при условии: червяк — стальной, колесо — из оловянистой бронзы.

12 Уточняют вращающий момент на червяке:

$$T_1 = T_2 / u\eta. \tag{5.18}$$

13 Определяют силы, действующие в зацеплении:

$$F_{r2} = F_{a1} = 2T_2/d_2,$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{r2}tg\alpha, \qquad (5.19)$$

$$F_{a2} = F_n = 2T_1/d_{w1}.$$

Направления действия сил определяют по эскизам табл. 5.12.

Таблица 5.11

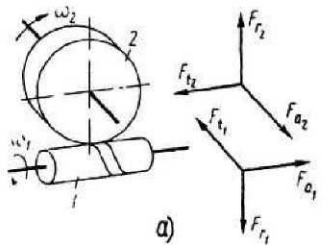
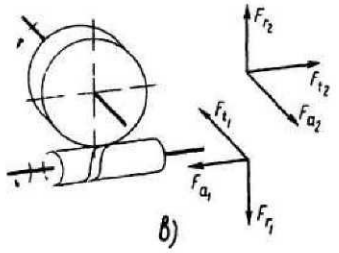
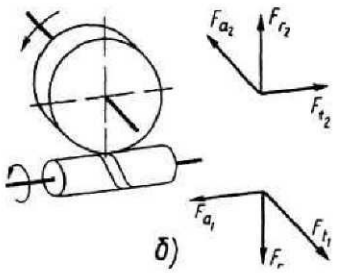
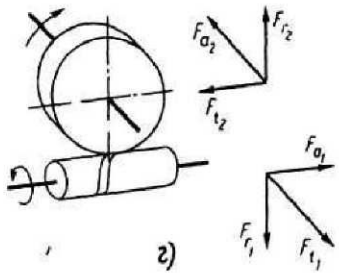
Приведенные коэффициенты трения/и углы трения ρ при работе червячного колеса из оловянистой бронзы по стальнуму червяку

$\upsilon_{ск}$, М/С	f	ρ	$\upsilon_{ск}$, М/С	f	ρ
0,1	0,080–0,090	4°34'–5°09'	2,5	0,030–0,040	1°43'–2°17'
0,5	0,055–0,065	3°09'–3°43'	3,0	0,028–0,035	1°36'–2°00'
1	0,045–0,055	2°35'–3°09'	4,0	0,023–0,030	1°26'–1°43'
1,5	0,040–0,050	2°17'–2°52'	7,0	0,018–0,026	1°02'–1°29'
2	0,035–0,045	2°00'–2°35'	10,0	0,016–0,024	0°55'–1°22'

Примечания.
1 Меньшие значения следует принимать при шлифованном или полиро-ванном червяке.;
2 При венце колеса из безоловянной бронзы или латуни табличные значения следует увеличивать на 30-50%.

Таблица 5.12

Силы, действующие в червячной передаче

Направление линии витка червяка	Направления действия сил в червячной передаче в зависимости от направления вращения	
Правое	 а)	 в)
Левое	 б)	 г)

14 Проверяют зубья колеса на выносливость при изгибе.

14.1 Определяют допускаемые напряжения при изгибе при работе зубьев одной стороной (при нереверсивной передаче):

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F\lim} Y_N \tag{5.20}$$

при работе зубьев обеими сторонами (при реверсивной передаче):

$$\sigma_{-1FP} = \sigma_{-1F\lim} Y_N \tag{5.21}$$

Значения и выбирают по табл. 5.1 и 5.2 в зависимости от материала венца колеса, способа отливки и твердости рабочих поверхностей витков червяка.

Коэффициент долговечности определяют из выражения:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_F}} \tag{5.22}$$

Для колес, изготовленных из бронз, $0{,}54 \le Y_N \le 1$, для колес из чугуна $Y_N = 1$

14.2. Определяют эквивалентное число зубьев колеса по формуле

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma \tag{5.23}$$

и выбирают коэффициент Y_{F2} формы зуба по приведенным в табл. 5.13:

Таблица 5.13

Значения коэффициентов формы зуба червячного колеса Y_{F2}

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,77	1,64	1,64	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

14.3 Определяют действительные напряжения при изгибе и сопоставляют их с допускаемыми:

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} F_{t2} K}{1{,}3 m^2 q} \le \sigma_{FP}. \tag{5.24}$$

Если в результате расчета окажется $\sigma_{F2} > \sigma_{FP}$ то прочность зуба по напряжениям изгиба можно повысить путем увеличения модуля передачи или выбора материала с более высокими механическими характеристиками. В первом случае следует произвести пересчет геометрии передачи.

15 Определяют остальные геометрические параметры передачи по соотно-

шениям, приведенным в табл. 5.14.

16 Результаты расчета обобщают в виде табл. 10.6.

После расчета элементов зацепления червячного редуктора рассчитывают валы, подбирают подшипники; конструируют детали зацепления.

Таблица 5.14

Формулы для определения геометрических параметров червячного зацепления (см. рис. 5.1)

Определяемый параметр	Расчетные формулы	
1 Диаметр вершин витков червяка	$d_{a1} = d_1 + 2m$	(5.25)
2 Диаметр впадин витков червяка	$d_{f1} = d_1 \quad 2{,}4m$	(5.26)
3 Диаметр вершин зубьев червячного колеса	$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2x)m$	(5.27)
4 Диаметр впадин зубьев червячного колеса	$d_{f2} = (z_2 \quad 2{,}4 + 2x)m$	(5 28)
5 Наибольший диаметр червячного колеса	$d_{aм2} \leq d_{a2} - 6m/(z_2 + 2)$	(5.29)
6 Ширина венца червячного колеса при z_1 равном • 1 или 2 • 4	$\left.\begin{array}{l} b_2 < 0{,}75 d_{a1} \\ b_2 < 0{,}67 d_{a1} \end{array}\right\}$	(5 30)
7 Длина нарезанной части червяка при z_1 равном • 1 или 2 • 4	$\left.\begin{array}{l} b_1 15 > (11 + 0{,}06 z_2)m \\ b_1 15 > (12{,}5 + 0{,}09 z_2)m \end{array}\right\}$	(5.30)
Примечание — Для шлифуемых и фрезеруемых червяков по технологическим условиям b_1 увеличивают при $m \leq 10$ мм на 25 мм, при $m = 10$–16 мм на 35–40 мм и при $m > 16$ мм на 50 мм		

Подшипниковые узлы и корпусные детали; рассчитывают соединения вал-ступицы; решают вопросы смазывания и охлаждения. Методика расчета валов и подбора подшипников приведена в гл. 7, рекомендации по конструированию деталей и узлов редуктора изложены в гл. 8. Ниже рассмотрим вопросы подбора смазочного материала и теплоотвода, значимость которых находится на уровне конструктивных решений.

Тепловой расчет червячных передач обусловливается тем, что при рабо-

те передачи значительная энергия тратится на трение, в процессе которого происходит тепловыделение. Смазочные свойства масла при нагреве резко ухудшаются и возникает опасность заедания передачи. В целях предотвращения этого вида повреждения и производится тепловой расчет, суть которого сводится к тому, чтобы рабочая температура масла в картере редуктора не превышала допускаемого значения $t_{м.доп}$:

$$t_м = t_в + P_1(1-\eta)/(K_t A) \le t_{м.доп}$$

$$t_м = t_в + P_1\left(1-\eta\right)/\left(K_t A\right) \le t_{м.доп.} \quad (5.32)$$

где $t_в$ — температура воздуха вне корпуса, °С; в цеховых условиях обычно $t_в$=20 °С;

P_1 — мощность на червяке, Вт;

η — КПД редуктора;

K_t — коэффициент теплоотдачи, зависящий от материала корпуса редуктора и интенсивности вентиляции помещения [для чугунных корпусов принимают K_t = 8–17 Вт/(м^2·°С) — большие значения принимают при незначительной шероховатости поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка)];

A — площадь поверхности охлаждения редуктора (без основания, которым он крепится к раме, фундаменту и т. п.), м^2, определяемая по компоновочному чертежу (рис. 5.2, *а*); для облегчения определения площади поверхности редуктора компоновочный чертеж упрощают до формы, представленной на рис. 5.2, *б*.

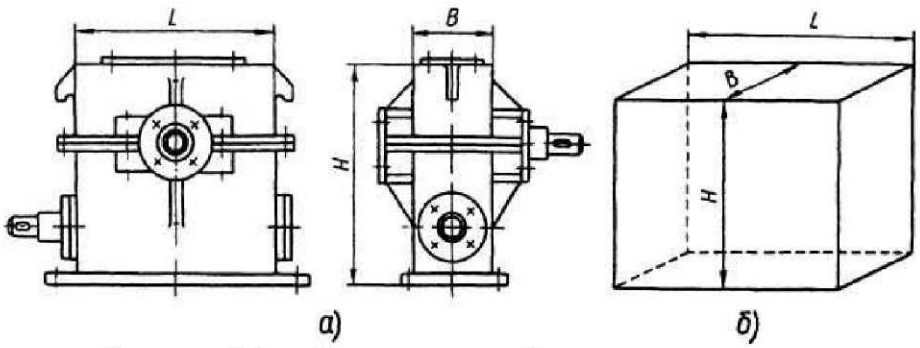


Рисунок 5.2 — Компоновочный чертеж редуктора

Приближенно поверхность охлаждения корпуса можно выбирать в зависимости от межосевого расстояния передачи.

Таблица 5.15

Примерные значения площади теплоотвода червячного редуктора

a_w, мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A, м^2	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0	1,2	1,4

Допускаемое значение $t_{м.доп}$ зависит от сорта масла и его способности сохранять смазывающие свойства при повышении температуры. Для обычных редукторных масел $t_{м.доп}$ = 80–90 °С, для авиационного масла $t_{м.доп}$ = 100–120 °С.

Если рабочая температура масла $t_м > t_{м.доп}$, т.е. не удовлетворяет условию эксплуатации, то должен быть предусмотрен соответствующий отвод избыточной теплоты. Это достигается путем оребрения корпуса редуктора (если это ранее не предусматривалось конструкцией) или применения искусственного (воздушного) охлаждения установкой на червяк обдуваемого вентилятора; в особых случаях, предусматривают циркуляционное смазывание.

При средней температуре масла ≈ 70° кинематическую вязкость масла и способ смазывания рекомендуется выбирать в соответствии с табл. 5.16.

Таблица 5.16

Рекомендуемые значения кинематической вязкости масла ν

Скорость скольжения $v_{СК}$	Кинематическая вязкость при 50°С (при 100°С) (сСт)	Способ смазывания
до 1*	450 (55)	окунанием
до 2,5*	300 (35)	
до 5**	180 (20)	
5–10	120 (12)	струйное или окунанием
10–15	80	струйное под давлением
15–25	60	
св. 25	45	
* Тяжелые условия работы ** Средние условия работы		

Для смазывания червячных передач используются масла, приведенные в табл. 5.17 с указанием их вязкости при рабочей температуре.

Таблица 5.17

Масла, применяемые для смазки червячных передач

Масло	Вязкость масла $v_t \cdot 10^{-6}$, м^2/с, при t °С						
	40	50	60	70	80	90	100
Цилиндровое 24 (вискозин)	550	270	140	76	48	35	24
Цилиндровое 52 (вапор)	1400	680	360	200	120	78	56
Трансмиссионное автотракторное летнее (нигрол летний)	850	400	220	95	65	47	32
Трансмиссионное с присадкой, летнее	850	400	220	95	65	47	32
Тракторное АК-15 (автол 18)	230	115	70	43	28	22	16
Автотракторное АКЗп-10	68	44	30	22	16	13	9
Автотракторное АКЗп-6	37	28	21	15	13	11	5

Глава 6 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ С ГИБКОЙ СВЯЗЬЮ

6.1 Расчет плоскоременной передачи

Критериями работоспособности передачи являются надежность сцепления ремня со шкивом (тяговая способность) и долговечность, определяемая, в основном, усталостной прочностью ремня. Проектировочный расчет плоских ремней производится по первому критерию, с учетом условий работы передачи. Проверочный расчет ведется по второму критерию.

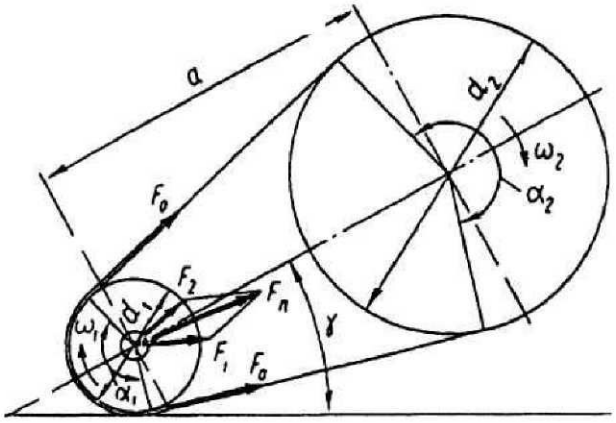


Рисунок 6.1 — Схема ременной передачи

Выбор материала и **типа ремня.** Тип ремня и материал выбирают в зависимости от условий работы передачи. Для среднескоростных передач наибольшее применение имеют резинотканевые ремни (ГОСТ 23831–79), состоящие из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани-бельтинга, связанных вулканизированной резиной. Поставляются в рулонах.

Для быстроходных и сверхбыстроходных передач применяют синтетические бесконечные ремни (ГОСТ 17–969 и ТУ 17–21–598). Ремни из капроновой ткани просвечивающего или полотняного переплетения, облицованные пленкой из полиамида С6 в соединении с нитрильным каучуком СКН-40 (тип 1 табл. 6.1) рекомендуется применять в сверхбыстроходных передачах. Ремни прорезиненные с кордошнуровым несущим слоем (ТУ 38–105514, тип II в табл. 6.1) рекомендуется применять как среднескоростные, так и быстроходные при $v \leq 40$ м/с.

Расчет и выбор параметров передачи. Расчет плоскоременной передачи базируется на показателях тяговой способности и сводится к выполнению следующего условия:

$$\sigma_{F_t} = \frac{F_t}{b\delta} \le \left[\sigma_{F_t}\right], \qquad (6.1)$$

где σ_{Ft} — расчетное полезное напряжение, МПа;

F_t — окружная сила, передаваемая ремнем, Н;

b и δ — ширина и толщина ремня, мм;

$[\sigma_{Ft}]$ — допускаемое полезное напряжение ремня проектируемой передачи.

Таблица 6.1

Характеристики прорезиненных и синтетических ремней

Параметр	Прорезиненные ремни конечной длины	Бесконечные ремни	
		синтетические	кордошнуровые
Размеры ремней, мм: ширина (толщина прокладки)	20–500* (3–6)	10–100 (0,5–0,7)	30–60 (2,2–4)
Рекомендуемая наибольшая скорость v, м/с	30	100	≤40
Передаваемые нагрузки	малые, средние, большие	малые	малые, средние
Удельная тяговая способность	высокая	средняя	высокая
Допускаемые кратковременные перегрузки	<1,3	<1,2	<1,3
Плотность ремня ρ, кг/м^3	$1{,}25\cdot10^3$	$0{,}8\cdot10^3$	$1{,}1\cdot10^3$
Отношение диаметра ведущего шкива к толщине ремня D/δ: допускаемое (рекомендуемое)	30 (40)	50–70 (100–150)	40 (>70)

* Ширина ремней в мм 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 310, 315, 340, 360

Ресурс работы ремня определяется геометрическими параметрами, которые должны обеспечивать срок службы не ниже рекомендуемого (5000 ч).

Минимальное значение диаметра d_1 (мм) малого шкива определяют по следующей зависимости (формула М.А. Саверина):

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3} \qquad (6.2)$$

где K_d — 5,5–6,5;

T_1 — момент вращения на быстроходном валу, Н·м.

Долговечность ремня и КПД передачи снижаются с уменьшением диаметров шкивов, поэтому диаметр d_1 следует принимать возможно большим.

Диаметр ведомого шкива d_2, мм

$$d_2 = d_1(1-\varepsilon)u, \qquad (6.3)$$

где $u - n_1/n_2$ — передаточное отношение передачи;

n_2 частота вращения ведомого шкива;

ε — коэффициент скольжения ремня, принимается 0,01–0,02.

Рассчитанные диаметры шкивов округляют до ближайших стандартных значений (табл. 6.2).

Таблица 6.2

Стандартные диаметры шкивов плоскоременных передач

Диаметр шкива d, мм	40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800

После выбора стандартных значений d_1 и d_2 определяют действительную частоту вращения ведомого шкива n_2, фактическое передаточное число (u d_2/d_1), его отклонение от заданной величины, которое не должно быть больше допустимого.

Определение скорости движения ремня (м/с):

$$\nu = \frac{\pi d_1 n_1}{10^3 \cdot 60}; \quad \nu = \omega\frac{d_1}{2}. \qquad (6.4)$$

Определение межосевого расстояния

$$a_{min}=(1{,}5–2)(d_1+d_2). \qquad (6.5)$$

Коэффициент 1,5 принимают для быстроходных, а коэффициент 2 — для среднескоростных передач.

Определение длины ремня:

а) по выбранному межосевому расстоянию:

$$l_p \approx 2a + \frac{\pi(d_1+d_2)}{2} + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a}, \qquad (6.6)$$

б) по его минимальной длине из условия сравнительной долговечности

ремня

$$L_{\min} \geq \frac{v}{i}, \tag{6.7}$$

где i — частота пробега ремня в секунду;

$i - i_{\max}$. Для среднескоростных передач ремня конечной длины $i_{\max} = 5$, для быстроходных передач бесконечными синтетическими ремнями $i_{\max} = 50$ и кордошнуровыми прорезиненными $i_{\max} = 15$. Если длина ремня по уравнению (6.6) не удовлетворяют неравенству (6.7), то ее увеличивают. Для быстроходных ремней расчетную длину округляют до большего стандартного значения (табл. 6.4).

По окончательно выбранной длине ремня рассчитывают межосевое расстояние:

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})/4, \tag{6.8}$$

где $\lambda = L - \pi d_{\text{ср}}$;

$d_{\text{ср}} = (d_1 + d_2)/2$;

$\Delta = (d_2 - d_1)/2$.

При конструировании передачи предусматривается возможность изменения межосевого расстояния в сторону увеличения для компенсации вытяжки ремня до $\Delta a = (0,03 - 0,05)L$ и уменьшения до $\Delta a = 0,004L$ для компенсации неточностей сшивки.

Определение угла обхвата α_1 на ведущем шкиве (см. рис. 6.1)

$$\alpha_1 = 180° - \left(\frac{d_2 - d_1}{a}\right)57,3° \tag{6.9}$$

Для прорезиненных ремней угол α_1 должен быть не менее 150°, для синтетических — не менее 120°.

Расчет сечений ремня: 1. Определение толщины ремня δ, если она не была принята ранее

$$\delta \le \frac{d_1}{d_{\min}/\delta}, \tag{6.10}$$

где $d_{\min}/\delta$ — принимается по табл. 6.1 в зависимости от материала ремня.

Толщину ремня округляют до ближайшего стандартного значения (табл. 6.3 и 6.4).

3 Выбор начального напряжения ремня $\sigma_0 = F_0 / A$, где F_0 — сила начального натяжения ремня (см. п. 7); A — площадь сечения ремня.

Начальным напряжением σ_0 называется напряжение в ветви при холостом ходе и скорости ремня v = 10 м/с, когда центробежные силы практически не влияют на прижатие ремня к шкиву.

Начальное напряжение σ_0 для синтетических ремней с покрытием из полиамида С6 (тип I) принимается σ_0 = 3 МПа, а для кордошнуровых прорезиненных ремней (тип II) принимается σ_0 = 2 МПа.

4 Допускаемое полезное напряжение для проектируемой передачи

$$\sigma_{Ft_{\text{доп}}} = \sigma_0 C_0 C_\alpha C_v C_p \tag{6.11}$$

где σ_0 — начальное напряжение (см. п. 3).

Значения σ_0 для прорезиненных ремней при напряжении от предварительного натяжения p_0 = 1,8 МПа в зависимости от отношения d_1/δ (здесь d_1 — диаметр малого шкива) следующие:

d_1/δ	30	40	50	60	75	100
σ_0, МПа	2,17	2,25	2,3	2,33	2,37	2,4

Таблица 6.3

Ремни плоские прорезиненные

Число прокладок	Ширина ремня b*, мм	Б-800 и Б-820		БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2	
		Толщина ремня δ, мм			
		с прослойками	без прослоек	с прослойками	без прослоек
3	20–112	4,5	3,75	3,6	3,0
4	20–250	6,0	5,0	4,8	4,0
5	20–250	7,5	6,26	6,0	5,0
6	80–250	9,0	7,5	7,2	6,0

* Стандартные значения b (мм): 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (85), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), 160, (175), 180, 200, 224, (225), 250

Таблица 6.4

Длина L для бесконечных ремней

Материалы и виды фрикционного покрытия ремней	Толщина δ, мм	Ширина b, мм	Внутренняя длина (номинальная) L, мм
Тип I. Капроновая ткань просвечивающего или полотняного переплетения, покрытая пленкой из полиамида в соединении с нитрильным каучуком СКН-40	0,3–0,5	10, 15, 20	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950
		25, 30, 40, 50	1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400
	0,5–0,7	60	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000
		80, 100	2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350
Тип II. Кордошнуровые прорезиненные	2,2; 2,5, 2,8; 3,1; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 125; 140; 160; 170; 180	35, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100	500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1320, 1400, 1600, 1700, 1800, 2000, 2240, 2800, 3000, 3150, 3550, 4000

Коэффициент C_o учитывает расположение передачи: для горизонтальных и наклонных (до 60°) передач $C_o = 1$, при угле наклона 60–80° — $C_o = 0{,}9$; 80–90° — $C_o = 0{,}8$. Для передач с автоматически поддерживаемым постоянным натяжением ремня $C_o = 1$.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата на малом шкиве:

α_1,°	180	170	160	150	140	130	120

C_α	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82

Коэффициент C_v учитывает влияние натяжения от центробежной силы, уменьшающей сцепление ремня со шкивом:

v, м/с	5	10	15	20	25	30
C_v	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

Коэффициент C_P учитывает влияние режима работы (табл. 6.5).

5 Расчет ширины ремня b (мм) по полезному напряжению (тяговой способности):

$$b \geq \frac{F_t}{\delta[\sigma_{Ft}]}, \tag{6.12}$$

где δ — толщина ремня, мм.

Рассчитанную по формуле (6.12) ширину ремня округляют до большего стандартного значения (см. табл. 6.3, 6.4).

6 Определение тяговой способности проектируемого ремня и сравнение ее с допустимым значением

$$\sigma_{Ft} = \frac{F_t}{b\delta} \leq [\sigma_{Ft}]. \tag{6.13}$$

7 Определение силы F_r (Н), действующей на вал и подшипники (см. рис. 6.1):

$$F_r \approx F_0 \sin(\alpha_1 / 2) \tag{6.14}$$

где $F_0 = p_0 b\delta$ — начальное натяжение ремня при p_0=1,8 МПа.

Для обеспечения надежного сцепления ремня со шкивами и его долговечности начальное натяжение F_0 должно обязательно контролироваться путем измерения стрелы прогиба в середине ветви ремня под действием нагрузки $F_{гр}$ (силой тяжести груза от 10 до 50 Н). Величина прогиба ветви ремня f (мм) определяется по формуле:

$$f = \frac{0,25 F_{гр} L}{F_0} \tag{6.15}$$

где F_0 — начальное натяжение ветви ремня, Н;

$L \approx a$ — длина ветви ремня, мм.

Пример 6.1. Рассчитать открытую плоскоременную передачу, установленную в системе привода от двигателя к ленточному конвейеру, по следующим исходным данным: T_1= 69,8 Н·м, ω_1= 152,8 $с^{-1}$, ω_2 = 54,2 $с^{-1}$, передача горизонтальная, натяжение ремня осуществляется передвижением двигателя по салазкам, работа односменная.

Решение. 1. По формуле (6.2) определяем диаметр ведущего шкива

$$d_1 = (5{,}5...6{,}5)\sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3} = (5{,}5...6{,}5)\sqrt[3]{69{,}8 \cdot 10^3} = 226...268 \text{ мм}$$

Принимаем по стандартному ряду (табл.6.2) d_1 = 250 мм.

2. Диаметр ведомого шкива

$d_2 = d_1\omega_1/\omega_2$=250×152, 8/54,2 ≈ 705 мм.

Принимаем по табл. 6 2. d_2 = 710 мм.

3. Уточняем угловую скорость ведомого вала, принимая коэффициент скольжения ε = 0,015:

$\omega_2 = d_1\omega_1(1 - \varepsilon)/d_2$ = 250×152,8 (1 – 0,015)/710≈53 $с^{-1}$.

4. По формуле (6.4) определяем скорость ремня:

$\nu = \omega_1 d_1/(2\times1000)$=152,8×250/(2×1000) = 19,1 м/с.

5. Согласно формуле 6.5 межосевое расстояние:

$a \geq 2(d_1 + d_2)$ = 2 (250 + 710) = 1920 мм.

Принимаем a = 2000 мм.

6. По формуле (6.7) находим угол обхвата малого шкива:

$\alpha_1 = 180 - 57\ (d_2 - d_1)/a$ = 180 – 57 (710 – 250)/ 2000≈167° > 150°.

7. По формуле (6.6) определяем длину ремня:

$L_p = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/(4a)$ = 2×2000 +π (250+710)/2 +

+ $(710 - 250)^2$ / (4×2000) ≈ 5534 мм = 5,534 м.

8. По определенной в П.4. скорости ремня и рекомендациям табл. 6.1 принимаем синтетический ремень типа I, а толщину его вычисляем по формуле

$$\delta = \frac{d_1}{d_{\min}/\delta} = \frac{250}{50} = 5 \text{ мм}.$$

Принимая во внимание, что с уменьшением толщины ремня его долговечность увеличивается, а также с учетом рекомендаций табл. 6.3, выбираем ремень с четырьмя прокладками без прослоек (ТИП Б-820).

9. По формуле (6.11) определяем допускаемое полезное напряжение. Учитывая, что $d_1/\delta = 250/5 = 50$, по рекомендациям к формуле (6.11) принимаем $\sigma_0 = 2{,}3$ МПа. Назначаем коэффициенты согласно указаниям $C_0 = 1$; $C_\alpha = 0{,}96$; $C_v = 0{,}89$; $C_p = 1{,}0$

Тогда $\sigma_{F_{t\text{доп}}} = \sigma_0 C_0 C_\alpha C_v C_p = 2{,}3 \times 1 \times 0{,}96 \times 0{,}89 \times 1{,}0 = 1{,}96$ МПа.

10. Находим ширину ремня на основании формулы (6.12), предварительно определив окружную силу $F_t = P_1/v = T_1\omega_1/v = 69{,}8 \times 152{,}8/19{,}1 = 558$ Н:

$b \geq F_t / (\sigma_{F_{t\text{доп}}} \delta) = 558/(1{,}96 \times 5) = 56{,}9$ мм. Принимаем ширину ремня $b = 63$ мм, ширину шкива $B = 71$ мм.

11. По формуле (6.14) определяем силу, действующую на вал:

$$F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \times 567 \sin(167/2) = 1096 \text{ Н},$$

где предварительное натяжение ремня

$$F_0 = p_0 b \delta = 1{,}8 \times 6 \times 35 = 567 \text{ Н}.$$

Таблица 6.5

Значения коэффициента C_p для ременных передач от электродвигателей общепромышленного применения (выборка)

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	C_p при числе смен работы		
			1	2	3
Легкий	Ленточные конвейеры, станки токарные, сверлильные, шлифовальные	С незначительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 120%	1,0	0,9	0,8
Средний	Цепные конвейеры, элеваторы, станки фрезерные и зубофрезерные	С умеренными колебаниями, кратковременная перегрузка до 150%	0,9	0,8	0,7
Тяжелый	Конвейеры винтовые и скребковые, станки строгальные, зубодолбежные	Со значительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 200%	0,8	0,7	0,6

Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, прессы, молоты, дробилки, ножницы	Ударная и резко неравномерная, кратковременная перегрузка до 300%	0,7	0,6	0,5

Примечание — Каждому режиму работы соответствует определенный характер изменения нагрузки

6.2 Расчет клиноременных и поликлиноременных передач

В общем машиностроении широко применяются клиновые ремни трех типов: нормальные, узкие и поликлиновые. Размеры передач с поликлиновыми ремнями вследствие их высокой тяговой способности получаются значительно меньшими, чем с клиновыми. Однако, поликлиновые ремни очень чувствительны к непараллельности валов и осевому смешению шкивов. Рекомендуется, чтобы непараллельность валов в передаче не превышала 20°, а угол смещения рабочих поверхностей шкивов был не более 15°.

Общий диапазон скоростей движения ремня ν для клиновых передач от 4 до 25, 40, 30 м/с — соответственно для нормальных клиновых, узких и поликлиновых ремней. Передаточное число $u \leq 7$. Малые габариты и компактность этих передач обеспечиваются преимущественно в интервале мощностей $P \leq 50$ кВт. Коэффициент полезного действия передачи при скорости $\nu < 25$ м/с, $\eta = 0{,}9–0{,}98$ и снижается при большей скорости вследствие аэродинамических потерь.

Клиновая форма ремня обеспечивает лучшее сцепление его со шкивом, что позволяет по сравнению с плоскоременной передачей уменьшить натяжение ремня и действие сил на валы и опоры, снизить минимальные значения диаметров шкивов и повысить передаточное число.

Основными размерами клиновых ремней являются расчетная ширина b_p, по которой назначают размеры канавок шкивов, и расчетная длина L_p ремня на уровне нейтральной линии, по которой определяют межосевое расстояние

$$a = 0{,}25\,[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}\,], \qquad (6.16)$$

где $w = 0{,}5\,\pi\,(d_2 + d_1)$, $y = 0{,}25(d_2 - d_1)^2$;

d_1 и d_2 — расчетные диаметры шкивов.

Минимальное межосевое расстояние принимают в диапазоне

a_{min}= 0,55 (d_1+d_2)+h_1, где h_1 — высота профиля клина ремня.

Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями рассчитывают по тяговой способности и долговечности. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых и поликлиновых ремней позволило определить допускаемую мощность $P_{доп}$ для каждого типоразмера ремня а расчет свести к подбору типа и числа ремней по табл. 6.6–6.11.

Число ремней или число клиньев поликлинового ремня z:

- для клиновых $z = P / P_{доп}$;
- для поликлиновых $z = 10P / P_{доп}$, (6.17)

где $P_{доп}$ — допускаемая мощность на один клиновой или поликлиновой с десятью ребрами ремень при заданных условиях работы

$$P_{доп} = P_o C_\alpha C_p C_L C_z. \quad (6.18)$$

Значения мощности, передаваемой в стандартных условиях одним ремнем нормального сечения, приведены в табл. 6.8, узкого сечения — в табл. 6.9, поликлиновым ремнем с десятью ребрами – в табл. 6.10

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива (табл. 6.12).

Коэффициент C_p, учитывающий влияние режима работы, принимают по рекомендациям, приведенным в табл. 6.5

Коэффициент C_L, учитывающий влияние длины ремня, принимают в зависимости от отношения расчетной длины l_p ремня к базовой длине l_o (табл. 6.13).

Коэффициент C_z учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, принимают в зависимости от числа z ремней.

z	2–3	4–6	6
C_z	0,95	0,9	0,85

Для поликлиновой ременной передачи C_z = 1.

Последовательность расчета клиноременной и поликлиновой передач. При известном вращающем моменте T_1 угловых скоростях ω_1 и ω_2 режиме работы расчет передач выполняют в следующем порядке.

1. В зависимости от вращающего момента T_1 по табл. 6.11 выбирают сечение

ремня и определяют диаметр малого шкива по эмпирической формуле (6.1), приняв K_d = 3–4 для клиноременной передачи, K_d = 2,5–3 — для поликлиновой передачи и K_d = 2,0–2,5 — для узких клиновых ремней. При этом в целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять шкивы с диаметром d_1 (из стандартного ряда — табл. 6.2), большим $d_{1\min}$, указанного в табл. 6.11

2. Определяют диаметр большого шкива $d_2 = d_1\omega_1/\omega_2$. Полученное значение округляют до ближайшего по стандартному ряду (табл. 6.2).

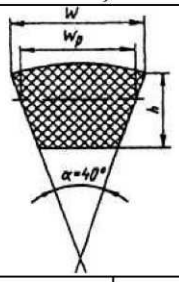
3. Уточняют угловую скорость $\omega_2 = d_1\omega_1(1 - \varepsilon)/d_2$ тихоходного вала, приняв коэффициент скольжения ε = 0,01–0,02.

4. Определяют передаточное число $u = \omega_1/\omega_2$.

5. Находим скорость движения ремня по формуле (6.4).

Таблица 6.6

Клиновые ремни (ГОСТ 1284.1–89, ГОСТ 1284.2–89, ГОСТ 1284.3–96)



Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Площадь сечения A_1, мм^2	Расчетная длина L_p мм	Масса 1 м длины, кг	Минимальный расчетный диаметр меньшего шкива d_{h1}, мм
	W_p	W	h				
Ремни нормального сечения							
О(Z)	8,5	10	6	47	400 3150	0,06	63
А(A)	11	13	8	81	560 4500	0,105	90
Б(B)	14	17	11	138	6300 7100	0,18	125
В(C)	19	22	14	230	1250 10000	0,30	200
Г(D)	27	32	19	476	2240 14000	0,62	315
Д(E)	32	38	23,5	692	4000 18000	0,92	500
Е ЕО	42	50	30	1170	6300 18000	1,5	800
Узкие ремни							
YO(Z)	8,5	10	8	56	630 3550	0,07	-
УА(A)	11	13	10	93	800 4500	0,12	-
УБ(B)	14	17	13	159	1250 8000	0,20	-
УВ(C)	19	22	18	278	2000 8000	0,37	-
Примечания							

1. В скобках указаны обозначения ремней в международной системе.
2. L — расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. Стандартный ряд длин L_p 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 18000, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000

6. Ориентировочно назначают межосевое расстояние, принимая во внимание, что $a_{min}= 0{,}55(d_2 + d_1) + h$, $a_{max}= 2(d_1 + d_2)$ (здесь h – высота сечения ремня (см. табл. 6.6 и 6.7)).

7. По формуле (6.6) определяют длину ремня. Полученное значение округляют до ближайшего числа по стандартному ряду (см. табл. 6.6).

8. По формуле (6.16) вычисляют окончательное значение межосевого расстояния.

9. Определяют по формуле (6.9) угол обхвата α_1 на ведущем шкиве, значение которого должно быть в области $\alpha_1 \geq 120°$.

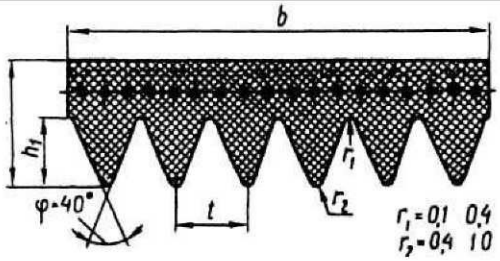
10. Определяют допускаемую мощность $P_{доп}$.

11. Находят требуемое число клиновых ремней, а число клиньев поликлиновой передачи определяют по формуле $z = 10P_1 / P_{доп}$

Рекомендуемое и предельное число клиньев указано в табл. 6.7

Таблица 6.7

Технические данные поликлиновых ремней с шнуровым кордом (РТМ 3840528–74)



Сечение ремня	t, мм	h, мм	h_1, мм	Число клиньев z	Предельное число клиньев	Длина, мм	d_1 не менее	T_1 Н·м	Масса q_{10}, кг/м
К	2,4	4,0	2,35	2–36	36	400–2000	40	40	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	4–20	50	1250–4000	80	18–400	0,45
М	9,5	16,7	10,35	4–20	50	2000–4000	180	130	1,6

Примечания
1. Масса 1 м ремня указана для ремней с десятью ребрами.
2. Стандартные длины поликлиновых ремней такие же, как и клиновых ремней (см. табл. 6.6)
3. Диаметры шкивов для поликлиновых ремней выбирают из того же стандартного ряда,

что и для клиновых ремней (см табл. 6.10).

Таблица 6.8

Номинальная мощность P_o, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (ГОСТ 1284.3–80)

Сечение ремня (длина L_o, мм)	Диаметр малого шкива,	Передаточное число u	Частота вращения меньшего шкива, мин$^{-1}$					
			400	700	950	1450	2000	2800
О(*Z*) (800)	63	1,5 3,0	0,19 0,19	0,29 0,30	0,38 0,39	0,53 0,54	0,67 0,69	0,86 0,88
	71	1,5 3,0	0,23 0,23	0,36 0,37	0,46 0,48	0,66 0,68	0,84 0,87	1,08 1,11
	80	1,5 3,0	0,27 0,28	0,44 0,45	0,56 0,58	0,80 0,82	1,03 1,06	1,32 1,36
	90	1,5 3,0	0,32 0,33	0,52 0,54	0,67 0,69	0,96 0,99	1,23 1,27	1,58 1,78
	100	1,5 3,0	0,37 0,38	0,60 0,62	0,78 0,80	1,11 1,14	1,43 1,48	1,83 1,89
А(*A*) (1700)	90	1,5 3,0	0,43 0,44	0,67 0,69	0,85 0,88	1,18 1,21	1,48 1,53	1,82 1,87
	100	1,5 3,0	0,52 0,53	0,82 0,84	1,05 1,08	1,45 1,50	1,84 1,89	2,27 2,34
	112	1,5 3,0	0,62 0,64	0,99 1,02	1,27 1,31	1,78 1,84	2,25 2,33	2,78 2,87
	125	1,5 3,0	0,74 0,76	1,18 1,22	1,52 1,57	2,13 2,19	2,69 2,78	3,30 3,40
	140	1,5 3,0	0,86 0,89	1,39 1,43	1,79 1,85	2,51 2,59	3,17 3,27	3,85 3,97
Б(*B*) (2240)	125	1,5 3,0	0,93 0,96	1,44 1,48	1,81 1,86	2,42 2,50	2,92 3,01	—
	140	1,5 3,0	1,16 1,20	1,81 1,87	2,30 2,37	3,10 3,21	3,78 3,90	—
	160	1,5 3,0	1,46 1,51	2,31 2,38	2,94 3,03	4,00 4,13	4,85 5,01	—
	180	1,5 3,0	1,76 1,81	2,79 2,88	3,56 3,67	4,85 5,01	5,86 6,05	—
	200	1,5 3,0	2,05 2,11	3,27 3,37	4,17 4,30	5,67 5,85	6,78 6,99	—
В(*C*) (3750)	200	1,5 3,0	2,67 2,75	4,08 4,21	—	—	—	—
	224	1,5	3,31 3,41	5,12 5,29	—	—	—	—
	250	1,5 3,0	4,00 4,12	6,23 6,43	—	—	—	—

Таблица 6.9

Мощность P , кВт, передаваемая одним узким ремнем

Сечение ремня (длина L_0, мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня v, м/с				
		5	10	20	30	40
УО (1600)	63	0,95	1,50	1,85	-	
	71	1,18	1,95	2,73	-	-
	80	1,38	2,34	3,50	-	-
	90	1,58	2,65	4,20	4,55	-
УА (2500)	90	1,56	2,57	-		
	100	1,89	3,15	-	-	-
	112	2,17	3,72	5,62	-	-
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	-
УБ (3550)	140	2,95	5,00	-	-	-
	160	3,45	5,98	9,10	-	-
	180	3,80	6,70	10,6	11,5	-
	200	4,12	7,3	11,9	13,3	-
УВ (5600)	224	5,45	9,4	14,1		-
	250	6,05	10,6	16,6	17,1	-
	280	6,60	11,5	18,7	20,7	-
	315	7,08	12,8	20,9	23,9	22,7

Таблица 6.10

Мощность P_o, кВт, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Сечение ремня (длина L_0 мм)	Диаметр малого шкива d_1, мм	Скорость ремня v, м/с			
		5	15	25	35
К (710)	40	1,40	3,2		
	45	1,55	3,6	4,9	
	50	1,65	4,0	5,3	
	56	1,80	4,3	5,9	
	63	1,90	4,6	6,4	
	71	2,00	4,9	6,9	7,6
Л (1600)	80	3,9	7,9		
	90	4,5	9,7		
	100	5,0	11,2	13,0	
	112	5,5	12,7	15,3	
	125	5,9	13,9	17,4	
	140	6,3	15,0	19,2	17,2
	160	6,7	16,2	21,2	20,0
М (2240)	180	14,5	30,2	31,8	
	200	16,3	35,8	40,4	
	224	18,0	41,2	49,5	37
	250	19,7	45,0	57,0	48
	280	21,0	50,3	65,0	58
	315	22,5	54,3	71,0	68

Таблица 6.11

Минимальные значения диаметров шкивов для передач наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Вращающий момент T_1, Н·м	d_{1min}, мм
Нормального сечения		
О(Z)	< 30	63
А(А)	15–60	90
Б(В)	50–150	125
В(С)	120–600	200
Узкие		
УО	< 150	63
УА	90–400	90
УБ	300–2000	140
УВ	>1500	224
Поликлиновые		
К	< 40	40
Л	18–400	80
М	>130	180

Таблица 6.12

Значения коэффициента C_α

Ремень	Угол обхвата α_1						
	180	170	160	150	140	130	120
Клиновой	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Поликлиновой	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84	0,80

Таблица 6.13

Значения коэффициента C_L

Ремень	L_p/L_o					
	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
Клиновой нормального сечения	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86
Клиновой узкого сечения и поликлиновой	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84

12. Определяют силу предварительного натяжения одного клинового ремня:

$$F_0 = [850\ PC_L/(\nu\ C_\alpha C_p z)] + q\ \nu^2 \qquad (6.19)$$

и силу, действующую на вал,

$$F_r = 2F_0\ z\ sin\ (\alpha_1/2), \qquad (6.20)$$

где q — масса 1 м длины ремня

Для поликлинового ремня с числом клиньев m,

$$F_0 = [850\ PC_l/(vC_\alpha C_p)] + q_{10}\ zv^2/10 \qquad (6.21)$$

$$F_r = 2F_0 \sin(d_1/2)$$

где q_{10} — масса 1 м длины ремня с десятью клиньями (см. табл. 6.8).

Пример 6.2. Рассчитать клиноременную передачу по данным примера 6.1.

Решение. 1. По табл. 6.11 для $T_1 = 69{,}8$ Н·м выбираем сечение Б и определяем диаметр малого (ведущего) шкива по формуле (6.2), приняв коэффициент $K_d = 3–4$:

$$d_1 = K_d \sqrt{T_1 \times 10^3} = (3–4)\ \sqrt{69{,}8 \times 10^3} = 124–165 \text{ мм}.$$

Согласно рекомендациям, приведенным в табл. 6.8, принимаем $d_1 = 140$ мм.

2. Диаметр большого шкива

$$d_2 = d_1\omega_1 / \omega_2 = 140 \times 152{,}8 / 54{,}2 \approx 395 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 = 400$ мм.

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения

$$\varepsilon = 0{,}015/\omega_2 = d_1\omega_1(1–\varepsilon)/d_2 = 140 \times 152{,}8(1–0{,}015)/400 \approx 52{,}7 \text{ с}^{-1}.$$

4. Передаточное число

$$u = \omega_1/\omega_2 = 152{,}8/52{,}7 = 2{,}90,$$

отклонение от заданного:

$$\Delta u = \frac{2{,}90 - 2{,}82}{2{,}82} 100\% = 2{,}8\% < 4\%$$

5. По формуле $v = \omega_1 d_1 /(2 \times 1000)$ определяем скорость ремня:

$$= 152{,}8 \times 140/2000 = 10{,}7 \text{ м/с}.$$

6. Предварительное значение межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0{,}55(d_1 + d_2) + h = 0{,}55(140 + 400) + 11 = 308 \text{ мм},$$

где высота h сечения Б принята по табл. 6.6.

7. По формуле (6.6) определяем длину ремня:

$$L_p = 2a_{\min} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\min}} = 2 \times 308 + \frac{3{,}14}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \times 308} = 1519 \text{ мм}$$

По табл. 6.6 принимаем $L_p = 1600$ мм.

8. По формуле (6.16) определяем окончательное значение межосевого рас-

стояния:

$$a = 0{,}25\ [(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}\ ] = 0{,}25\ [(1600 - 847{,}8) +$$

$$+ \sqrt{(1600 - 847{,}8)^2 - 8 \times 16900}\ ] = 352 \text{ мм}.$$

где $w = 0{,}5\pi(d_2 + d_1) = 0{,}5 \times 3{,}14(400 + 140) = 847{,}8$ мм;

$y = 0{,}25(d_2 - d_1)^2 = 0{,}25\ (400 - 140)^2 = 16900$ мм^2.

9. По табл. 6.8 интерполированием находим значение мощности P_o=2,81 кВт, определяем коэффициенты согласно указаниям: C_α = 0,88 для угла обхвата $\alpha_1 = 180° - 57°\ (d_2 - d_1)/a = 180° - 57°(400 - 140)/352 = 138°$;

C_p =1; C_L =0,965 для l_p/l_0= 1600/2240 = 0,71; C_z = 0,9 — принимаем.

Тогда допускаемая мощность на один клиновый ремень, определяемая по формуле (6.18), составит

$P_{доп} = P_0 C_\alpha C_p C_l C_z = 2{,}81 \times 0{,}88 \times 1 \times 965 \times 0{,}9 = 2{,}15$ кВт.

10. По формуле (6.15) находим требуемое число клиновых ремней:

$$z = P/P_{доп} = 10{,}66/2{,}15 = 4{,}96,$$

где $P_1 = T_1\omega_1 = 69{,}8 \times 152{,}8 = 10\ 660$ Вт = 10,66 кВт. Принимаем z = 5.

11. По формуле (6.19) определяем силу предварительного натяжения одного ремня:

$F_0 = [850PC_L / \nu C_\alpha C_p z)] + q\nu^2 = [850 \times 10{,}66 \times 0{,}965/(10{,}7 \times 0{,}88 \times 1 \times 5)] + 0{,}18 \times 10{,}7^2 =$ 206 Н где q — 0,18 кг/м по табл. 6.6, и по формуле (6.20) силу, действующую на валы $F_r = 2F_0\ z\sin(\alpha_1/2) = 2 \times 206 \times 5\sin(138°/2) = 1820$ Н.

Пример 6.3 Рассчитать поликлиновую передачу по данным примера 6.1.

Решение. 1. По табл. 6.11 для T_1 = 69,8 Н·м выбираем сечение Л поликлинового ремня и определяем диаметр малого (ведущего) шкива по формуле (6.2), приняв коэффициент k_d = 2,5–3:

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{T_1 \times 10^3} = 2{,}5 - 3\sqrt[3]{69{,}8 \times 10^3} = 103...124 \text{ мм}$$

Согласно рекомендациям, приведенным в табл. 6.10, принимаем d_1=112 мм.

2. Диаметр большого шкива

$$d_2 = d_1\omega_1 / \omega_2 = 112 \times 152{,}8/54{,}2 \approx 316 \text{ мм}$$

Принимаем $d_2 = 315$ мм

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения $\varepsilon = 0{,}015$:

$$\omega_2 = d_1\omega_1(1-\varepsilon)/d_2 = 112\times 152{,}8(1-0{,}015)/315 = 53{,}5c^{-1}$$

4. Передаточное число

$$u = \omega_1/\omega_2 = 152{,}8/53{,}5 = 2{,}86.$$

Отклонение от заданного:

$$\Delta u = \frac{2{,}86-2{,}82}{2{,}82}100\% = 1{,}4\% < 4\%$$

5. По формуле (6.4) определяем скорость ремня:

$$v = \omega_1 d_1/2\times 1000 = 152{,}8\times 112/2\times 1000 = 8{,}56 \text{ м/с}$$

6. Ориентировочно определяем межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0{,}55(d_1+d_2)+h = 0{,}55(112+315)+9{,}5 = 245 \text{ мм}$$

7. По формуле (6.6) определяем длину ремня:

$$L_p = 2a_{\min}+\frac{\pi}{2}(d_1+d_2)+\frac{(d_2-d_1)^2}{4a_{\min}} = 2\cdot 245+\frac{3{,}14}{2}(112+315)+\frac{(315-112)^2}{4\cdot 245} = 1202 \text{ мм}$$

По табл. 6.6 принимаем $L_p = 1250$ мм.

8. По формуле (6.16) определяем окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0{,}25\left[(L_p-w)+\sqrt{(L_p-w)^2-8y}\right] = 0{,}25\left[(1250-670{,}39)+\sqrt{(1250-670{,}39)^2-8\times 10302}\right] =$$

$$= 270{,}78 \text{ мм},$$

где $w = 0{,}5\pi(d_1+d_2) = 0{,}5\times 3{,}14(112+315) = 670{,}39$ мм,

$$y = 0{,}25(d_2-d_1)^2 = 0{,}25(315-112)^2 = 10\,302 \text{ мм}^2.$$

9. По табл. 6.10 находим значение мощности $P_0 = 6{,}16$ кВт, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью клиньями.

Определяем угол обхвата:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2-d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ(315-112)/270{,}78 = 137^\circ$$

Тогда $C_\alpha = 0{,}88$.

Для $L_p/L_0 = 1250/1600 = 0{,}78$ согласно табл. 6.13 $C_L = 0{,}945$; $C_p = 1$; $C_z = 1$

12. Определяем допускаемую мощность передаваемую поликлиновидны ремнем с десятью клиньями по формуле (6.18)

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_l C_z = 6{,}16 \times 0{,}88 \times 1 \times 0{,}945 \times 1 = 5{,}12 \text{ кВт}$$

11. Находим требуемое число клиньев в ремне:

$$z = \frac{10P_1}{P_{\text{доп}}} = \frac{10 \times 10{,}66}{5{,}12} = 20{,}8,$$

где $P_1 = T_1\omega_1 = 69{,}8 \times 152{,}8 = 10\ 660$ Вт.

Принимаем число клиньев в ремне z = 21.

12. По формуле (6.21) определяем силу предварительного натяжения ремня

$$F_0 = (850PC_L / \nu C_\alpha C_P) + q_{10}\nu^2 / 10 =$$

$$= (850 \times 10{,}66 \times 0{,}945 / 8{,}56 \times 0{,}88 \times 1{,}0) + 0{,}45 \times 21 \times 8{,}56^2 / 10 = 1\ 206 \text{ Н}$$

где $q_{10} = 0{,}45$ кг/м (по табл. 6.7).

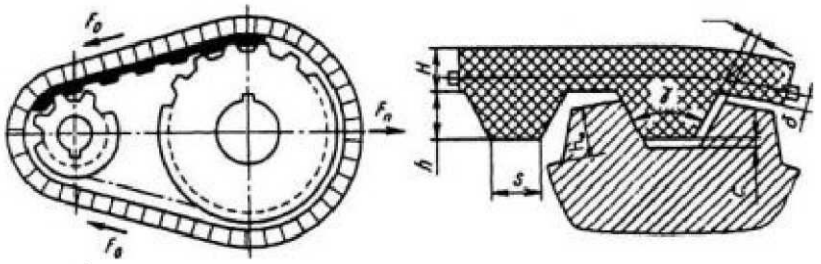
По формуле (6.20) определяем силу, действующую на валы:

$$F_r = 2F_0 \sin\frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 1206 \times \sin\frac{137^\circ}{2} = 2\ 244 \text{ Н}.$$

6.3 Расчет зубчато-ременной передачи

Зубчато-ременные передачи (рис. 6.2) сочетают в себе достоинства ременных и цепных передач: высокую нагрузочную способность и долговечность, компактность привода и сравнительно невысокие предварительные натяжения и нагрузки на валы и опоры, стабильность передаточного числа ($u \leq 12$) при высоких окружных скоростях ремня (от 0,5 до 80 м/с), большой диапазон передачи мощности (от 0,2 до 500 кВт), высокое значение КПД (η = 0,95–0,99). Перечисленные достоинства способствуют широкому применению в различных областях машиностроения.

Промышленность выпускает ремни двух типов, с трапецеидальной формой зубьев (табл. 6.14) и с полукруглым профилем (табл. 6.15). Последний обеспечивает более равномерное распределение напряжений в ремне, плав-



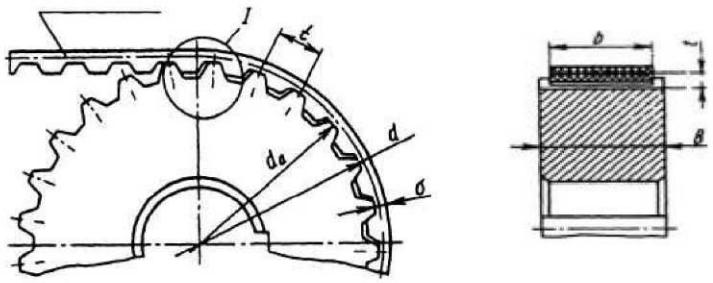
плавный вход зубьев в зацепление, возможность повышения нагрузок до 40%.

I *увеличено*

Осевая линия троса

Рисунок 6.2 Зубчато-ременная передача

Проектировочный расчет. Основным критерием работоспособности передач с зубчатым ремнем является усталостная прочность зубьев ремня,



испытывающих в основном деформацию сдвига, и их износостойкость.

Основным конструктивным параметром зубчато-ременной передачи является модуль $m = t/\pi$, где t — шаг ремня (табл. 6.14 и 6.15).

Последовательность проектирования передачи:

1. Значение модуля для заданной мощности P_1 и частоты вращения n_1 ведущего шкива:

$$m = K_3 \sqrt{\frac{P_1 C_н}{n_1}}, \qquad (6.22)$$

где $K = 35$ для ремней с трапецеидальной формы зубьев и $K = 25$ — для полукруглой;

P_1 — номинальная мощность на ведущем валу, кВт;

n_1 — частота вращения ведущего шкива, мин$^{-1}$;

$C_н$ — коэффициент нагрузки:

$C_н$ = 1,3–1,7 — ленточные конвейеры,

$C_н$ = 1,5–1,9 — цепные конвейеры, подъемные механизмы;

$C_н$ = 1,8–2,2 — компрессоры, реверсивные приводы;

$C_н$ = 2,0–2,5 — прессы, ножницы.

Меньшие значения при меньших перегрузках, большие — при перегрузках < 400%.

Полученное значение модуля округляют до стандартного (табл. 6.14 и 6.15).

2. Определяют число зубьев ведущего шкива z_1 в зависимости от частоты его вращения и модуля в соответствии с рекомендациями табл. 6.16.

Число зубьев ведомого (большего) шкива

$$z_2 = z_1 u.$$

Полученное значение округляют до целого числа и уточняют передаточное число передачи.

3. Вычисляют делительные диаметры (мм) шкивов, измеряемые по расположению осей металлических тросов.

$$d_1 = mz_1,$$
$$d_2 = mz_2.$$

4. Определяют скорость движения ремня, м/с:

$$\nu = \omega_1 . d_1/(2\times 1000).$$

5. Принимают (ориентировочно) межосевое расстояние a(мм) из условия

$$a < 0{,}5(d_2 + d_1).$$

6. Определяют длину ремня по формуле 6.6.

Число зубьев ремня определяют по формуле

$$z_p = L_p / П_т. \qquad (6.23)$$

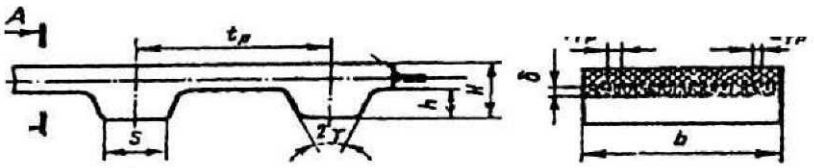
Число зубьев согласуется с табл. 6.17.

Окончательно длина ремня изменяется по формуле, мм:

$$L_p = П_т z_p \qquad (6.24)$$

Таблица 6.14

Основные параметры ремней с трапецеидальным профилем по ОСТ 38–05114



Параметры	Модуль ремня m, мм							
	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	7,0	10,0
Шаг зубьев ремня t_p, мм	3,14	4,71	6,28	9,42	12,57	15,71	21,99	31,42
Высота зуба h, мм	0,8	1,2	1,5	2,0	2,5	3,5	6,0	9,0
Толщина ремня H, мм	1,6	2,2	3,0	4,0	5,0	6,5	11,0	15,0
Наименьшая толщина зуба S, мм	1,0	1,5	1,8	3,2	4,4	5,0	8,0	12,0
Расстояние от оси троса до впадины ремня δ, мм	0,4	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
Диаметр троса d_T, мм	0,36			0,65–0,75				
Угол профиля зуба 2γ,°	50°			40°				
Податливость витков каркаса ремня, $1\cdot10^{-4}$, мм^2/Н	7	8	9	14	6	8	11	16
Линейная плотность ремня шириной 1 мм $q\cdot10^{-3}$, кг/м·мм	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0	7,0	8,0	11,0
Допускаемая удельная сила W_0, Н/мм	3,0	3,5	5,0	9,0	25,0	30,0	42,0	60

7. Вычисляют окончательное значение межосевого расстояния по формуле 6.16.

8. По формуле $\alpha_1 \approx 180° – 57°(d_2 – d_1)/a$ определяют угол обхвата ремнем малого шкива.

9. Вычисляют число зубьев ремня, находящихся в зацеплении с меньшим шкивом:

$$z_0 = z_1\alpha_1/360° > [z_0]. \qquad (6.25)$$

Рекомендуется $[z_0] \geq 6$. При $z_0 < [z_0]$ увеличивают межосевое расстояние a.

10. Принимают допускаемую приведенную удельную окружную силу W_0 в зависимости от модуля ремня по табл. 6.14.

11. Определяют допускаемую удельную окружную силу, приходящуюся на один мм ширины ремня, Н/мм:

$$[W]_t = W_0 C_F C_P, \qquad (6.26)$$

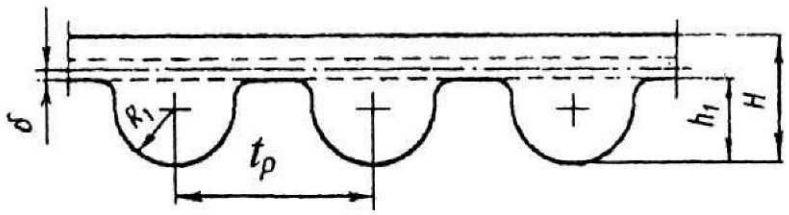
где $C_р$ — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы, прини-

мают по рекомендациям, приведенным в табл. 6.5;

C_F — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между проволоками троса вследствие технологических особенностей изготовления (при расчете принимают $C_F = 0{,}85$);

Таблица 6.15

Основные параметры зубчатых ремней с полукруглым профилем ТУ 38–905560



Модуль m, мм	Шаг ремня t_p, мм	Радиус профиля зуба R_1, мм	Высота зуба h, мм	Толщина зуба H, мм	Расстояние от оси троса до впадины δ, мм	Податливость витков каркаса $\lambda \cdot 10^{-4}$, мм^2/Н
3	9,42±0,05	2,5–0,1	4,0–0,1	6,0–0,2	0,6±0,08	9
4	12,57±0,06	3,5–01	5,0–0,1	7,5–0,2	0,8±0,1	4
5	15,71±0,07	4,5–0,1	6,0–0,1	9,6–0,2	0,8±0,1	5

Таблица 6.16

Значение наименьших допустимых чисел зубьев ведущего шкива z_1 в зависимости от частоты вращения n_1 и модуля m

Частота вращения ведущего шкива n_1, min^{-1}	Модуль m, мм				
	1,0	1,5 и 2,0	3,0	4,0 и 5,0	7,0 и 10,0
750	-	-	-	-	22
1000	13	10	12	15	24
1500	14	11	14	18	26
3000	15	12	16	20	-

12. Вычисляют передаваемую окружную силу, Н:

$$F_t = P_1 / q\nu . \qquad (6.27)$$

13. Из условия тяговой способности определяют ширину ремня, мм:

$$b \geq \frac{F_t}{[W]_t - q\nu^2}, \qquad (6.28)$$

где $q\nu^2$ — центробежная сила, возникающая при прохождении ремнем шкивов; здесь q — масса 1 м ремня шириной 1 мм, кг/(м·мм) (см. табл. 6.14).

Полученную ширину b зубчатого ремня округляют до стандартного зна-

чения (табл. 6.17).

Таблица 6.17

Рекомендуемые значения чисел зубьев шкива z_2 при наибольшем передаточном числе u_{max}, предельные значения чисел зубьев z_p и ширины ремня b (ГОСТ 38–05114)

Модуль ремня m, мм	1	1,5	2	3	4	5	7	10
Наибольшее число зубьев z_2 шкива	100		115	120				85
Наибольшее передаточное число u_{max}	7,7	10	11,5	12	8	8	6,67	4,7
Предельные значения чисел зубьев ремня z_p	40–160				48–250	48–200	56–140	56–100
Предельная ширина ремня b, мм	3–12,5	3–20	5–20	12,5–100	20–100	25–125	40–150	50–200
Примечания 1. Число зубьев ремня z_p выбирают из ряда: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250. 2. Ширину ремня b выбирают из ряда. 3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20, 25, 32; 40, 50; 63; 80; 100, 125;								

14. Для устранения зазоров в зацеплении и правильного набегания ремня на шкивы определяют необходимое значение предварительного натяжения (Н) ветвей ремня от центробежной силы:

$$F_0 = 1{,}2bq\,v^2 \qquad (6.29)$$

15. Находят силу F_r действующую на валы и направленную по линии центров передачи:

$$F_r = (1–1{,}2)F_t \qquad (6.30)$$

16. Определяют габарит шкивов: диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_a = d + 2\delta + c \qquad (6.31)$$

где δ — расстояние от впадины зуба ремня до осевой линии троса, принимают δ = 0,6 мм при m = 2–4 мм и δ = 1,3 мм при m = 5–10 мм;

с — поправка, учитывающая податливость витков троса, принимают с = 0,08–0,18 мм при d_a = 50–500 мм;

диаметр (мм) окружности впадин зубьев

$$d_f = d_a - 2h_ш, \qquad (6.32)$$

где $h_ш$ — высота зубьев шкива, значение которой принимают в зависимости от модуля ремня по табл. 6.14 или 6.15.

Ширина зубчатого обода шкива, мм:

$$B - b - m.$$

Полученное значение округляют до стандартного по табл. 6.17. Некоторые рекомендации по конструкции и монтажу передачи зубчатым ремнем.

- для повышения равномерности распределения нагрузки между зубьями ремня наружные диаметры шкивов следует увеличивать на 0,05–0,2 мм (большие значения при больших модулях).
- для более плавного входа зубьев ремня в зацепление между ремнем и шкивом рекомендуется делать зазоры: боковой зазор $f = (0{,}25–0{,}4)\ m$ и радиальные $c = (0{,}25–0{,}35)\ m$ (большие значения при малых модулях).
- если требуемое межосевое расстояние a и выбранная длина L_p (содержащая целое число шагов) не соответствуют друг другу, то выбирают ремень большей длины и устанавливают натяжной ролик.

Диаметр натяжного ролика d_p должен быть больше наружного диаметра малого шкива:

$$d_p < 1{,}3 d_{a_1}.$$

Пример 6.4. Рассчитать передачу зубчатых ремней по данным примера 6.1.

1. Определяем значение модуля зубьев ремня по формуле (6.22):

$$m = k\sqrt[3]{\frac{P_1 C_H}{n_1}} = 35\sqrt[3]{\frac{10{,}66 \times 1{,}5}{1460}} = 7{,}77$$

где передаваемая мощность $P_1 = T_1\omega_1 = 69{,}8 \times 152{,}8 = 10{,}66$ кВт

частота вращения ведущего шкива $n_1 = \dfrac{30\omega_1}{\pi} = \dfrac{30 \times 152{,}8}{3{,}14} = 1460$ мин$^{-1}$

Коэффициент нагрузки для ленточного транспортера принимаем $C_н = 1{,}5$.

Принимаем ремень с трапецеидальной формой зубьев $K = 35$.

По табл. 6.14 примем модуль $m = 7$.

2. По табл. 6.16 принимаем число зубьев меньшего шкива $z_1 = 26$, тогда число зубьев большего шкива

$$z_2 = z_1 u = 26 \times 2{,}82 = 73{,}3,$$

где $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{152,8}{54,2} = 2,82$

Принимаем $z_3 = 73$.

3. Расчетные диаметры шкивов:

$$d_1 = mz_1 = 7 \times 26 = 182 \text{ мм},$$
$$d_2 = mz_2 = 7 \times 73 = 511 \text{ мм}.$$

4. Определяем скорость движения ремня

$$\nu = \omega_1 d_1 / 2 \times 1000 = 152,8 \times 182 / 2 \times 1000 = 13,9 \text{ м/с}.$$

5. Ориентировочное межосевое расстояние

$$a > 0,5(d_2 + d_1) = 0,5(182 + 511) = 346,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $a = 350$ мм.

6. Определяем длину ремня:

$$L_р = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \times 350 + \frac{3,14}{2}(182 + 511) + \frac{(511 - 182)^2}{4 \times 350} = 1865,3 \text{ мм}.$$

тогда число зубьев ремня $z_р = L_р / \pi m = \frac{1868,3}{3,14 \times 7} = 84,86$.

По табл. 6.17 примем $z_р$=85.

Окончательно длина ремня

$$L_р = \pi m z_f = 3,14 \times 7 \times 85 = 1868,3 \text{ мм}.$$

7. Определяем межосевое расстояние по окончательно принятой длине ремня:

$$a = 0,25\left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}\right] =$$

$$= 0,25\left[(1868,3 - 1088) + \sqrt{(1868,3 - 1088)^2 - 8 \times 27060}\right] = 351,7 \text{ мм},$$

где $w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \times 3,14(182 + 511) = 1\,088$ мм;

$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(511 - 182)^2 = 27\,060$ мм^2

8. Определяем угол обхвата ремнем малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ(d_2 - d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ(511 - 182)/351,7 = 126,7^\circ.$$

9. Определяем число зубьев ремня, находящихся в зацеплении

$$z_0 = z_1\alpha_1 / 360^\circ = 26 \times 126,7 / 360 = 9,15 .$$

Условие $z_0 \geq 6$ соблюдается.

10. По табл. 6.14 принимаем допускаемую приведенную удельную окружную силу

$$W_0 = 42 \text{ Н/мм}$$

11. Определяем допускаемую окружную силу, приходящуюся на 1 мм ширины ремня:

$$[w]_t = W_0 C_F C_\text{Р} = 42 \times 0,85 \times 1 = 35,7 \text{ Н/мм}$$

12. Определяем передаваемую окружную силу:

$$F_t = P_1 / \text{v} = 10,66 \times 10^3 / 13,9 = 766,9 \text{ Н}.$$

13. Определяем ширину ремня:

$$b \geq \frac{F_t}{[w]_t - q\text{v}^2} = \frac{766,9}{35,7 - 0,008 \times 13,9^2} = 22,45 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 25$ мм (табл. 6.17).

14. Определяем предварительное натяжение ветвей ремня для преодоления центробежной силы:

$$F_0 = 1,2bq\text{v}^2 = 1,2 \times 25 \times 0,008 \times 13,9^2 = 46,4 \text{ Н}.$$

Сила, действующая на валы передачи:

$$F_r = 1,2F_t = 1,2 \times 766,9 = 920 \text{ Н}.$$

Выводы: из рассмотрения результатов расчетов плоскоременной, клиноременной, поликлиновой и зубчатоременной передач по одинаковым исходным данным:

Сравниваемые величины	Плоскоременная	Клиноременная	Поликлиновая	Зубчатоременная
Сила действующая на валы F_r,Н	1096	1820	2244	920
Диаметры шкивов d_1,мм d_2,мм	 250 710	 140 400	 112 315	 182 511
Ширина ремня, мм	63	zw=5×17=85	zt=21×4,8≈100	25
Скорость ремня, м/с	19,1	10,7	8,56	13,9

6.4 Проектирование цепных передач

6.4.1 Расчет втулочно-роликовых передач

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 6.3). Кроме этих основных элементов, большинство конструкций цепных передач имеют натяжные и смазочные устройства, картеры и ограждения.

Принцип зацепления на котором работает цепная передача, не требует предварительного натяжения цепи, в связи с чем уменьшается нагрузка на валы и опоры, а также повышается КПД передачи (до 0,98).

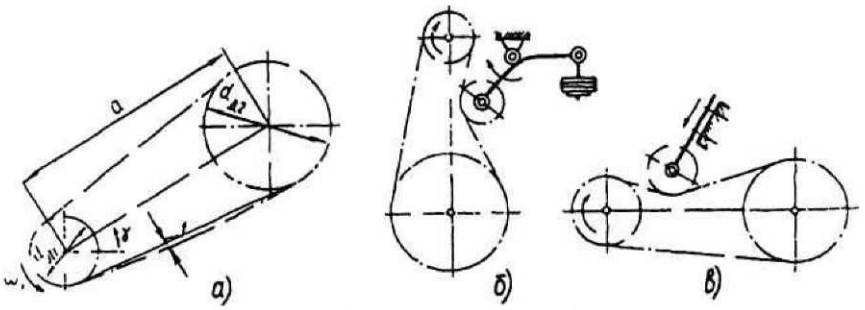


Рисунок 6.3 — Цепная передача: *а*) — наклонная без натяжной звездочки; *б*) — вертикальная с автоматическим натяжением цели; *в*) — горизонтальная с периодическим натяжением цепи.

Угол обхвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому цепные передачи могут надежно работать при малых межцентровых расстояниях ($a \geq (d_1 + d_2)/2 + 30...50$ мм) и при больших передаточных числах ($u \leq 8$). По сравнению с ременными передачами цепные более компактны, могут передавать мощность до 120 кВт при окружных скоростях $v \leq 15$ м/с, а также передавать момент вращения от одного ведущего вала нескольким ведомым, в том числе с противоположным направлением вращения.

В многоступенчатых приводах машин цепные передачи устанавливают, как правило, на тихоходной ступени, т.е. после редуктора к ведущему валу технологической машины. Возможна установка цепной передачи и на быстроходной ступени (от электродвигателя к приемному валу передаточного механизма или машины). При этом к передаче предъявляются требования вы-

сокой работоспособности и компактности. Таким условиям наилучшим образом удовлетворяют роликовые цепи типа ПР с шагом t = 12,7–25,4 мм.

Проектирование цепных передач обусловлено, в первую очередь, правильным выбором типоразмера цепи, ее шага t. Основным критерием работоспособности цепи является долговечность цепи, определяемая износостойкостью шарнира звена по условию допускаемого среднего давления $\rho \le [\rho]$. Долговечность приводных цепей по изнашиванию составляет 8–10 тыс.часов работы.

Расчет и выбор параметров цепной передачи выполняют в последовательности:

1. Выбирают тип цепи, определяют ее шаг t (мм).

$$t \ge 2{,}8 \times \sqrt[3]{\frac{10^3 \times T_1 K_э}{z_1 [\rho] m_p}}, \qquad (6.33)$$

где T_1 — вращающий момент на валу малой звездочки, Н·м;

m_p — число рядов цепи;

Число зубьев малой звездочки (z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа u; рекомендуемое значение z_1=31–2u; минимальное z_{min}=17).

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = uz_1$ (желательно четное число). Во избежание соскакивания цепи ограничивают $z_2 \le 120$.

Коэффициент эксплуатации

$$K_э = K K_a K_c K_\gamma K_\rho K_{рег}, \qquad (6.34)$$

где K — коэффициент, учитывающий характер нагрузки (при спокойной нагрузке K = 1, при толчках K = 1,2–1,5);

K_a — коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния [K_a=1 при a = (30–50)t, K_a = 0,8 при a = (60–80)t];

K_c — коэффициент вида смазывания (при смазывании погружением K_c=0,8, при капельном смазывании K_c=1, при периодическом смазывании K_c=1,5);

K_γ — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (при

$\gamma \le 60°$ K_γ=1, при $\gamma > 60°$ K_γ =1,25);

$K_р$ — коэффициент режима работы (при односменной работе $K_р$ = 1, при двухсменной $K_р$ = 1,25, при трехсменной $K_р$ = 1,5);

$K_{рег}$ — коэффициент способа регулирования натяжения цепи (при регулировании натяжными звездочками $K_{рег}$ = 1, при периодическом регулировании $K_{рег}$ = 1,15, при нерегулируемой передаче $K_{рег}$ = 1,25).

Полученное по формуле (6.33) значение t округляют до ближайшего стандартного по табл. 6.18.

2. Рассчитанную по формуле (6.33) цепь проверяют на прочность, определяя коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_р}{F_t K + F_ц + F_f}, \qquad (6.35)$$

где F_p — разрушающая нагрузка, Н (см. табл. 6.18);

F_t — окружная сила, Н;

K — коэффициент, учитывающий изменение нагрузки (или динамический коэффициент); его значение дано выше, в пояснении к формуле (6.34);

$F_ц = qv^2$ — нагрузка от центробежных сил.

где q — масса 1м цепи, кг;

v — скорость цепи, м/с);

F_f — сила от провисания цепи, Н:

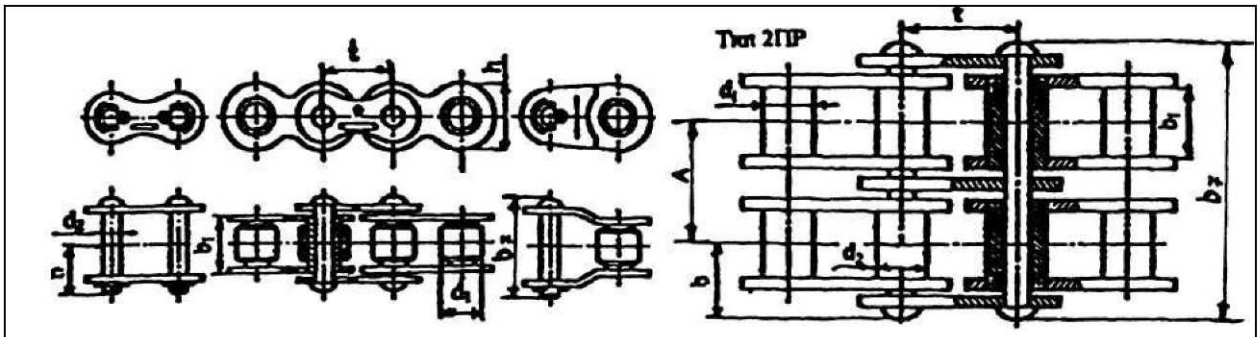
$$F_f = 9{,}81 k_f q a, \qquad (6.36)$$

здесь коэффициент K_f = 1 + 5 (90° – γ) / 90° (K_f = 1 при вертикальном расположении передачи и K_f = 6 при горизонтальном), при γ = 40°– K_f – 3. Коэффициент S должен быть больше нормативного значения [S] (табл. 6.20).

Таблица 6.18

Цепи приводные роликовые (по ГОСТ 13568–75). Размеры в мм

тип ПР



Типоразмер цепи	t	b_1	d_2	$d_1 d_4$	h*, не более	b_7, не более	b, не более	A	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1м цепи, кг
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	54,8	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	105,8	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	179,7	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	262	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	394	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,70	42,4	62	34	473	172,4	7,50
2ПР-15,875-5,4	15,875	9,65	5,08	10,16	14,80	41	13	140	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	18,08	53,4	17,75	211	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	24,20	68	22	359	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	30,20	82	24	524	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	11,10	22,23	36,20	104	30	788	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	42,24	110	34	946	344,8	14,4

*h — ширина звена для типа ПР и 2ПР

Таблица 6.19

Допускаемое среднее давление ρ, МПа, в шарнирах роликовых (втулочных) цепей

Шаг цепи t, мм	[p], МПа, при частоте вращения меньшей звездочки n_1, мин$^{-1}$							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7–15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05–25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75–38,1	25	29	24	21	18,5	16,5	15	–

Для уменьшения динамических нагрузок на цепь и звездочки в открытых передачах ограничивают скорость цепи: $v < 7$ м/с, чтобы частота вращения ведущей звездочки не превышала (см. табл. 6.21) рекомендуемое значение:

$$v = z_1 t n_1 (60 \times 1000) \qquad (6.37)$$

где z_1 — число зубьев ведущей звездочки;

t — шаг цепи, мм;

n_1 — частота вращения ведущей звездочки, мин$^{-1}$.

Таблица 6.20

Нормативный средний коэффициент запаса прочности [S] для приводных роликовых цепей ПРЛ и ПР (при $z_1 = 17$)

Шаг цепи t, мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин$^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	12	13,0	15,0
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,9	14	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	13,6	—	—

Таблица 6.21

Предельные частоты вращения ведущей звездочки, мин$^{-1}$

Число зубьев ведущей звездочки z_1	Значение частоты вращения звездочки $n_{1пред}$, мин$^{-1}$, при шаге цепи t, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350
25	2900	2070	1580	1030	750	560	445	365
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375

При выборе шага цепи необходимо учитывать, что с его увеличением повышаются динамические нагрузки и шум при работе передачи, уменьшается плавность ее работы. Поэтому при больших скоростях нужно стремиться принимать (в пределах требуемой прочности) возможно меньший шаг цепи.

3. Определяют предварительно значение межосевого расстояния a (мм), выраженное в шагах из условия:

$$a = (30–50)t \tag{6.38}$$

при числе звеньев в цепи

$$L_t = 2a_t + 0,5z_\Sigma + \Delta^2 / a_t \tag{6.39}$$

где $L_t = L/t$ — длина цепи в шагах;

$$a_t = a/t;$$
$$z_\Sigma = z_1 + z_2;$$
$$\Delta = (z_2 - z_1)2\pi$$

Число звеньев L_t рекомендуется принимать четным, тогда отпадает необходимость в использовании переходных звеньев, которые по прочности уступают основным.

Уточняют межосевое расстояние a (мм) по формуле:

$$a = 0,25t\left[L_t - 0,5z_\Sigma + \sqrt{\left(L_t - 0,5z_\Sigma\right)^2 - 8\Delta^2}\right]. \quad (6.40)$$

Так как холостая ветвь цепи должна свободно провисать на величину $f \approx 0,01a$, при монтаже цепной передачи предусматривается возможность уменьшения a, т.е. значение монтажного межосевого расстояния уменьшается на 0,2–0,4 %.

4. Определяют окружную силу F_t (Н) на звездочке, равную тяговой силе на ведущей ветви

$$F_t = P/\nu, \quad (6.41)$$

где P — мощность, кВт; V — скорость цепи, м/с.

5. Определяют приближенно нагрузку на валы и опоры по формуле

$$F_r = 1,15F_t. \quad (6.42)$$

6. Проверяют значение давления (износостойкость) цепи по формуле

$$p = F_t K_э / S_{оп} \le [p], \quad (6.43)$$

где $S_{оп} = mA_{оп}$;

$A_{оп} = d_2 b_1 = (0,25–0,28)t^2$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира (d_2 и b_1 — параметры цепи см. табл. 6.18);

$K_э$ — формула (6.34);

$[p]$ — из табл. 6.19.

7. Намечают конструкцию звездочек, выбирают материал и термическую обработку зубьев в соответствии с данными табл. 6.22. В этой же таблице указаны допускаемые контактные напряжения сжатия для проведения проверочных расчетов работоспособности звездочек в быстроходной и тяжело нагруженных тихоходных передачах. Определяют размеры звездочек (табл. 6.23).

Таблица 6.22

Материалы и термическая обработка зубьев звездочек

Материал	Термическая обработка	Твердость поверхности	Допускаемые контактные напряжения $\sigma_н$, МПа	Условия работы звездочек
Чугун СЧ24, СЧ28	Закалка, отпуск	НВ 321–429	550–650	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z_2 > 50$) при скорости $v = 3$ м/с
Сталь 45	Улучшение	НВ 170–210	500–600	Ведомые звездочки с большим числом зубьев ($z_2 > 50$) при скорости до 5 м/с
Сталь 45 45Г, 50, 50Г	Закалка, отпуск	HRC$_э$ 45–50	800–900	Ведущие и ведомые звездочки ($z_{1(2)}$) < 40), работающие без резких толчков и ударов
Сталь 15 20, 20Х	Цементация, закалка, отпуск	HRC$_э$ 55–60	930–1030	Ведущие и ведомые звездочки с малым числом зубьев ($z_{1(2)}$) ≤ 19)

Рекомендации по монтажу цепных передач. Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньями ведущей звездочки.

В процессе работы происходит изнашивание цепи. Стрела провисания f ведомой ветви увеличивается. Для передач с углом наклона $\gamma = 40°$ к горизонту $f \le 0{,}02a$, при $\gamma > 40°$ $f \le 0{,}015a$, где a — межосевое расстояние. Цепь удлиняется. Для компенсации удлинения опору одного из валов выполняют передвижной. Если это сделать невозможно, то применяют натяжные устройства. Натяжные устройства рекомендуется устанавливать на ведомую ветвь цепи. Звездочка натяжного устройства должна входить в зацепление не менее чем с тремя звеньями цепи. Диаметр натяжной звездочки рекомендуется принимать равным или несколько большим диаметра ведущей звездочки.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке цепи два ее звена удаляют.

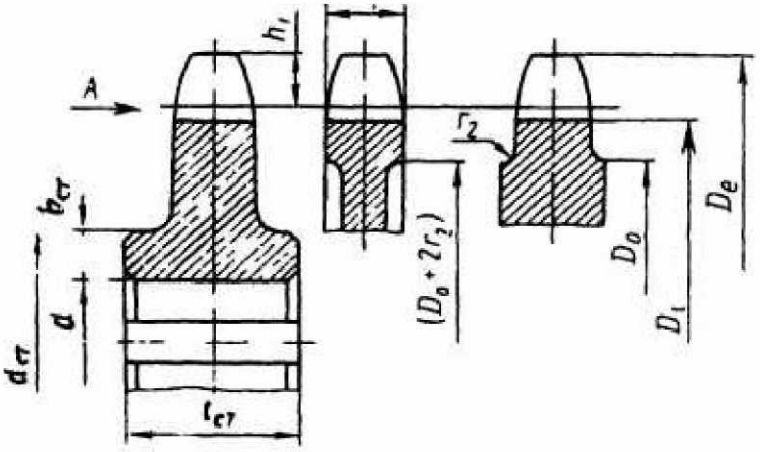
Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельны, а звездочки установлены в одной плоскости. Для сопряжения звездочек с валом используют шпоночные или шлицевые соединения. На концевых участках валов посадку звездочек целесообразно осуществлять на конус, особенно для тяжелонагруженных пе-

редач. Осевое фиксирование звездочки выполняется так же, как и зубчатых колес.

Таблица 6.23

Формулы для определения основных размеров, мм, звездочек роликовых цепей

Однорядные звездочки



Параметры	Расчетные формулы
Диаметр делительной окружности	$d_д = t/\sin(180°/z)$
Диаметр окружности выступов	$D_e = t(\mathrm{ctg}(180°/z)+0{,}7)–0{,}31d_g$
Диаметр окружности впадин	$Di=d_д–2r$
Радиус впадин	$r = 0{,}5025\ d_з^{+0{,}05}$
Радиус закругления головки зуба	$r_1 = 1{,}7\ d_з$ (где $d_з$ — диаметр ролика)
Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений	$h_1=0{,}8d_з$
Диаметр обода	$Do = t\cdot\mathrm{ctg}(180/z)–1{,}3h$
Радиус закругления: При шаге > 35мм При шаге < 35мм	 $r_2=2{,}5$ $r_2=1{,}6$
Ширина зуба звездочки: однорядной цепи двухрядной цепи	 $b_1=0{,}93B_{вн}–0{,}15$ $b_2=0{,}9B_{вн}–0{,}15$
Ширина венца двухрядной звездочки	$B2=A+b2$
Длина ступицы	$l_{ст}=(1{,}5–3)d$, где d — диаметр вала
Диаметр ступицы	$d_{ст}=d+2b_{ст}$, где $b_{ст}$ — толщина ступицы $b_{ст}=(0{,}8–2{,}5)t$

Применение трех- и четырехрядных цепей нежелательно, так как они дороги и требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа передачи.

При проектировании цепной передачи следует одновременно разрабатывать и конструкцию смазочного устройства. При скоростях $v < 2$ м/с указываются рекомендации по периодичности и видам смазывания. Если ско-

рость цепи v = 2–4 м/с, то можно применять капельную систему смазывания (5–15 капель в минуту) с помощью масленок-капельниц. При скоростях цепей v >4м/с применяют смазывание погружением или струйное.

Пример 6.5. Рассчитать цепную передачу роликовой цепью в системе привода от редуктора к цепному конвейеру по следующим исходным данным $T_1 = 218$ Н·м, $n_1 = 451,9$ мин$^{-1}$, $n_2 = 225,9$ мин$^{-1}$, угол наклона передачи к горизонту $\gamma = 45^\circ$, работа двухсменная.

1. Число зубьев малой звездочки

$$z_1 = 31 - 2u = 31 - 2 \times 2 = 27,$$

где $u = \dfrac{n_1}{n_2} = \dfrac{451,9}{225,9} = 2,0$

тогда $z_2 = z_1 \times 2 = 27 \times 2 = 54$.

2. Находим ориентировочное значение шага цепи по формуле (6.33) принимая число рядов цепи $m_p = 1$:

$$t \geq 2,8\sqrt[3]{\frac{10^3 T_1 K_э}{z_1 [p] m_p}} = 2,8\sqrt[3]{\frac{10^3 \times 218 \times 1,25}{27 \times 25 \times 1}} = 20,69 \text{мм},$$

где коэффициент эксплуатации определим по формуле (6.34)

$$K_э = K K_a K_c K_\gamma K_p K_{рег} = 1 \times 1 \times 0,8 \times 1 \times 1,25 \times 1,25 = 1,25$$

принимаем $K = 1$ нагрузка спокойная, $K_a = 1$ при оптимальном межосевом расстоянии, $K_c = 0,8$ при смазывании цепи погружением, $K_\gamma = 1$ при $\gamma \leq 60^\circ$, $K_р = 1,25$ при двухсменной работе, $K_{рег} = 1,25$ при нерегулируемой передаче. $[p] = 25$ МПа для цепи с шагом 19–25 мм при $n_1 = 451,9$ мин$^{-1}$ принимаем по табл. 6.19.

По табл. 6.18 принимаем ближайший больший стандартный шаг цепи $t = 25,4$ мм и выбираем по стандарту роликовую цепь ПР-25,4-60 с разрушающей нагрузкой $F_р = 60$ кН, массой 1м цепи 2,60 кг, площадью проекции опорной поверхности шарнира $A_{оп} = 179,7$ мм^2.

1. Проверяем цепь по двум показателям:

а) по частоте вращения — по табл. 6.21 допускаемая для цепи с шагом 25,4мм частота вращения $[n_1] \approx 1050$ мин$^{-1}$, условие выполняется $n_1 < [n_1]$;

б) по давлению в шарнирах — по табл. 6.19; для данной цепи при $n_1 = 451,9$ мин$^{-1}$ значение $[p] = 25$ МПа.

Расчетное давление определяем по формуле (6.43)

$$P = F_t \frac{K_э}{S_{оп}} = \frac{1996,1 \times 1,25}{179,7} = 13,86 \text{ МПа},$$

где $F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{10320}{5,17} = 1996,1$ Н

- передаваемая мощность $P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550} = \frac{218 \times 451,9}{9550} = 10,32$ кВт

- скорость цепи $V = \frac{z_1 t n_1}{60 \times 10^3} = 5,17$ м/с

$S_{оп} = m \times A_{оп} = 179,7$ мм^2.

Условие $p \le [p]$ выполняется.

2. По формуле (6.38) определяем предварительное значение межосевого расстояния:

$$a = (30...50)\ t = (30...50)25,4 = 762...1270 \text{ мм}.$$

Принимаем $a = 800$ мм.

По формуле (6.39) определяем число звеньев цепи:

$$L_t = 2a_t + 0,5z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \times 31,5 + 0,5 \times 81 + \frac{4,3^2}{31,5} = 104,1$$

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 27 + 54 = 81;$$

где $a_t = \frac{a}{t} = \frac{800}{25,4} = 31,5;$

$$\Delta = \frac{(z_2 - z_1)}{2\pi} = \frac{54 - 27}{3 + 3,14} = 4,3$$

Принимаем четное число звеньев $L_t = 104$, тогда межосевое расстояние уточняем по формуле (6.40):

$$a = 0,25t\left[L_t - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,57_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right] = 0,25 \cdot 25,4 \times$$

$$\times\left[104 - 0,5 \times 81 + \sqrt{(104 - 0,5 \times 81)^2 - 8 \times 4,3^2} \right] = 799 \text{ мм}.$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4% т.е. на $799 \times 0,004 = 3,2$мм.

Назначаем $a = 796$ мм.

4. По формуле (6.42) определяем нагрузку на валы

$$F_r = 1,15F_t = 1,15 \times 1996,1 = 2296 \text{ Н}.$$

5. По формуле (6.35) вычисляем коэффициент запаса прочности цепи:

$$S = \frac{F_\text{р}}{F_t K + F_\text{ц} + F_f} = \frac{60000}{1996,1 \cdot 1 + 69,5 + 71,06} = 28,$$

где нагрузка от центробежных сил

$$F_\text{ц} = q\text{v}^2 = 2,6 \cdot 5,17^2 = 69,5 \text{ Н},$$

нагрузка от провисания цепи

$$F_f = 9,81K_f qa = 9,81 \times 3,5 \times 2,6 \times 0,796 = 71,06 \text{ Н},$$

где $K_f = 1 + 5(90^0 - \gamma)/90^0 = 3,5$.

По табл. (6.20) интерполированием находим значение нормативного коэффициента запаса прочности $[S] = 9,8$.

Следовательно, условие $S > [S]$ выполнено.

6. Определяем диаметры делительных окружностей звездочек:

$$d_{\partial 1} = \frac{t}{\sin\frac{180^0}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin\frac{180^0}{27}} = 218,8 \text{ мм},$$

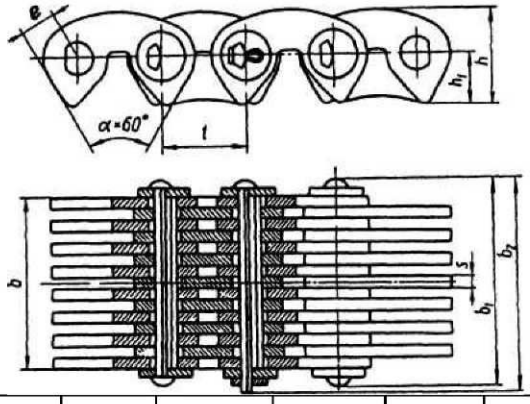
$$d_{\partial 2} = \frac{t}{\sin\frac{180^0}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin\frac{180^0}{54}} = 436,8 \text{ мм}.$$

6.4.2 Расчет передач с зубчатыми цепями

Основные параметры и размеры приводных зубчатых цепей с односторонним зацеплением приведены в табл. 6.24. Межосевое расстояние передачи рекомендуется выбирать по формуле (6.40).

Таблица 6.24

Зубчатые приводные цепи (ГОСТ 13552–81). Размеры в мм



t	b, не более	b_1, не более	b_2, не более	h	h_1	S	e	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг, не более
12,7	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76	26	1,31
	28,5	34,5	37,5					31	1,60
	34,5	40,5	43,5					36	2,00
	40,5	46,5	49,5					42	2,31
	46,5	52,5	55,5					49	2,70
	52,5	58,5	61,5					56	3,00
15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95	41	2,21
	38,0	46,0	49,0					50	2,71
	46,0	54,0	57,0					58	3,30
	54,0	62,0	65,0					69	3,90
	62,0	70,0	73,0					80	4,41
	70,0	78,0	81,0					91	5,00
19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14	74	3,90
	57,0	66,0	68,0					89	4,90
	69,0	78,0	80,0					105	5,91
	81,0	90,0	92,0					124	7,00
	93,0	102,0	104,0					143	8,00
25,4	57,0	66,0	68,0	26,7	13,35	3,0	9,52	101	8,40
	75,0	84,0	86,0					132	10,80
	93,0	102,0	104,0					164	13,20
	111,0	120,0	122,0					196	15,40
31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,7	3	11,91	166	14,35
	93,0	103,0	106,0					206	16,55
	111,0	121,0	124,0					246	18,80
	129,0	139.0	142,0					286	21,00

Профилирование звездочек для зубчатых цепей регламентировано ГОСТ 13576–81. Число зубьев меньшей звездочки z_1 по условию плавности работы должно быть не меньше 17. В зависимости от передаточного числа и оптимальное значение $z_1 = 35 - 2u$. Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному изнашиванию шарниров цепи и звездочек.

Длину цепи L_t, выраженную числом звеньев, определяют по формуле (6.39).

Частоту вращения меньшей звездочки n_1 , мин$^{-1}$, по опытным данным рекомендуется ограничивать значением

$$[n_1] \le 17 \times 10^3 \sqrt[3]{\frac{z_1}{t}}. \qquad (6.44)$$

Число ударов w цепи (в секунду) при набегании ее на зубья звездочек и сбегании с них не должно превышать допускаемого значения $[w]$:

$$w = \frac{4 z_1 n_1}{60 L_t} \le [w] = \frac{800}{t} - 0,2t. \qquad (6.45)$$

Для расчета зубчатой цепи предварительно определяют ее ширину, мм:

$$b \ge 10 P K_э / [P_{10}], \qquad (6.46)$$

где P — передаваемая мощность, кВт;

$K_э$ — коэффициент, учитывающий условия монтажа и эксплуатации, определяемый по формуле (6.34);

$[P_{10}]$ — мощность, кВт, допускаемая для передачи цепью шириной 10 мм; ориентировочные значения $[P_{10}]$ приведены в табл. 6.25.

Так как в начале расчета шаг цепи и скорость ее не известны, то приходится решать такую задачу методом подбора, задаваясь величиной t и определяя $v = z_1 t n_1/(60 \cdot 10^3)$. Затем по найденной величине b формула (6.46) подбирают по табл. 6.24 соответствующую цепь и проверяют ее пригодность по формулам (6.44) и (6.45). Если она удовлетворяет указанным условиям, то заканчивают расчет проверкой коэффициента запаса прочности цепи по фор

муле (6.35), который должен быть не меньше допускаемой величины [S], приведенной в табл. 6.26.

Порядок расчета передачи зубчатой цепью такой же, как и рассмотренный в начале п. 6.4.1.

Профиль зубьев звездочек для зубчатых цепей с односторонним зацеплением и основные их параметры приведены в табл. 6.27.

Угол поворота звена $\varphi = 360°/z$. Угол впадины зуба $2\beta = \alpha - \varphi$. Угол профиля зуба $\gamma = 30° - \varphi$. Ширина зуба звездочки $b_3 = b+2s$, где b — ширина цепи.

Таблица 6.25

Значения ширине [P_{10}], кВт, для зубчатых цепей при условной ширине 10 мм

Шаг цепи, мм	Скорость цепи v, м/с						
	1	2	3	4	6	8	10
12,7	0,4	0,8	1,0	1,3	1,6	2,0	2,35
15,875	0,6	1,0	1,3	1,6	2,1	2,5	3,0
19,05	0,8	1,2	1,62	1,9	2,5	3,0	3,5
25,4	1,0	1,6	2,1	2,6	3,4	4,0	4,6
31,75	1,2	2,0	2,6	3,2	4,2	5,1	5,9

Таблица 6.26

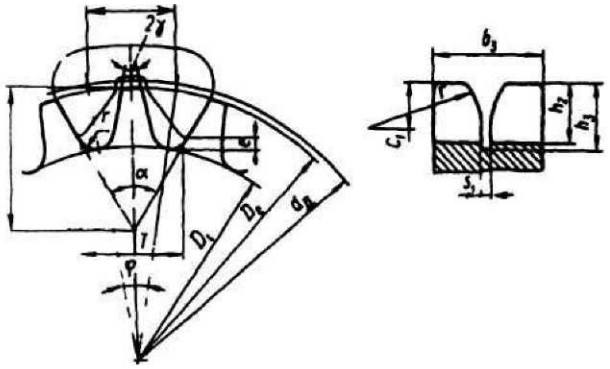
Нормативный коэффициент запаса прочности [S] приводных зубчатых цепей (при $z_1 > 17$)

Шаг цепи, мм	Частота вращения ведущей звездочки, мин$^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	20	21	22	23	24	25	26	28	30
15,875	20	21	22	24	25	26	27	30	32
19,05	21	22	23	24	26	28	29	32	35
25,4	21	22	24	26	28	30	32	36	40
31,75	21	22	25	26	30	32	35	40	—

Расстояние от вершины зуба до линии центров $C_1 \approx 0{,}4t$. Глубина проточки $h_3 = 0{,}75t$, ширина проточки $s_1 = 2s$, где s — толщина пластины (см. табл. 6.24). Радиус закругления торца зуба и направляющей проточки $r \approx t$.

Таблица 6.27

Основные размеры (мм) звездочек для зубчатых цепей (ГОСТ 13576–81)



Параметр	Шаг цепи t, мм				
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75
Высота зуба h_2	8,3	10,3	12,4	15,9	19,9
Радиальный зазор e	1,3	1,6	1,9	2,5	3,2
Расстояние между кромками рабочих граней зубьев T при α =60°	14,11	17,73	21,22	28,33	35,35
Расстояние c от точки пересечения рабочих граней до наружной окружности	20,52	25,65	30,76	41,03	51,34
Радиус r_1 закругления впадины зуба	1,5	2,0	2,0	2,5	3,5

Примечания

1 Диаметр делительной окружности $d_д = t/\sin(180°/z)$

2 Диаметр наружной окружности $D_e = t/\mathrm{tg}(180°/z)$

3 Диаметр окружности впадин $D_i = d_д - 2h_2 / \cos(180°/z)$

Пример 6.6. Рассчитать передачу с зубчатой цепью в системе привода от редуктора к цепному конвейеру по данным примера 6.5.

Решение 1. Передаточное число передачи

$$u = n_1 / n_2 = 451{,}9 / 225{,}9 \approx 2.$$

2. Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки

$$z_1 = 35 - 2u = 35 - 2\times2 = 31;$$

число зубьев большей (ведомой) звездочки

$$z_2 = z_1 u = 31\times2 = 62.$$

Принимаем нечетное число зубьев $z_2 = 63$. При этом передаточное число передачи $u = z_2/z_1 = 63/31 = 2{,}03$, отклонение от заданного значения:

$$\Delta u = \frac{2,03 - 2,00}{2,00} 100\% = 1,5\% < 4\%$$

3. По табл. 6.24 предварительно назначаем шаг цепи t = 15,875 мм и определяем скорость цепи по формуле (6.37):

$$V = \frac{z_1 t n_1}{60 \times 1000} = \frac{31 \times 15,875 \times 451,9}{60 \times 1000} \approx 3,71 \text{ м/с}.$$

4. Интерполированием по табл. 6.25 принимаем мощность $[P_{10}]$ =1,51 кВт, допускаемую для передачи цепью шириной 10 мм.

5. По формуле (6.34) определяем коэффициент эксплуатации, принимая K = 1 при спокойной нагрузке, K_a = 1 при оптимальном межосевом расстоянии $a = (30…50)t$, K_c = 0,8 при смазывании погружением, $K\gamma$ = 1 при $\gamma \leq 60°$, K_p = 1,25 при двухсменной работе, $K_{рег}$ = 1,25 при нерегулируемой передаче:

$$K_э = K K_a K_c K_\gamma K_p K_{рег} = 1 \times 1 \times 0,8 \times 1 \times 1,25 \times 1,25 = 1,25.$$

6. По формуле (6.46) находим ширину цепи

$$b \geq 10 \frac{P K_э}{[P_{10}]} = 10 \frac{10,316 \times 1,25}{1,51} = 85,4 \text{ мм},$$

где передаваемая мощность $P = T_1 \omega_1$ = 218×47,32 = 10316 Вт = 10,316 кВт.

Для шага t = 15,875 мм не предусмотрена цепь шириной более 70 мм. Поэтому принимаем следующий шаг t = 19,05 мм и определяем скорость цепи:

$$\nu = \frac{z_1 t n_1}{60 \times 1000} = \frac{31 \times 19,05 \times 451,9}{60 \times 1000} = 4,448 \text{ м/с}.$$

мощность $[P_{10}]$ = 2,04 кВт, ширину цепи

$$b \geq 10 \frac{P K_э}{[P10]} = 10 \frac{10,316 \times 1,25}{2,04} = 63,2 \text{ мм}$$

По табл. 6.24 принимаем ближайшее стандартное значение b = 69 мм этой же таблице для этой цепи $F_р$ = 105 кН , q – 5,91 кг/м.

7. По формуле (6.38) определяем предварительное значение межосевого расстояния:

$$a = (30...50)t = (30…50) \times 19,05 = 571,5…952,5 \text{ мм}.$$

С целью экономии металла и получения небольших габаритов передачи

ориентируемся на меньшие значения межосевого расстояния и принимаем $a = 600$ мм.

8. По формуле (6.39) определяем число звеньев в цепи:

$$L_t = 2a_t + 0{,}5z_\Sigma + \Delta^2/a_t = 2\times31{,}496 + 0{,}5\times94 + 5{,}093^2/31{,}496 = 110{,}8;$$

где $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 31 + 63 = 94$;

$a_t = a/t = 600/19{,}05 = 31{,}496$;

$\Delta = (Z_2 - Z_1)/2\pi = (63-31)/2\times3{,}14 = 5{,}093$.

Принимаем четное число звеньев $L_t = 110$. При этом длина цепи $L = Lt_t = 110\times19{,}05 = 2095$ мм = 2,095 м, масса цепи $m = Lq = 2{,}095\times5{,}91 = 12{,}38$ кг.

9. По формуле (6.40) уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0{,}25t\left[L_t - 0{,}5z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0{,}5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2}\right] = 0{,}25\times19{,}05[110\text{-}0{,}5\times94+$$

$$+\sqrt{\left(110 - 0{,}5\times94\right)^2 - 8\times5{,}093^2}\,] = 592{,}12 \text{ мм}.$$

Для обеспечения свободного провисания цепи предусматриваем уменьшение a на 0,2 – 0,4 %, т. е. на $592\times(0{,}002...0{,}004) = 1{,}18...2{,}37$ мм.

Назначаем монтажное межосевое расстояние $a = 590$ мм.

10. По формуле (6.44) определяем допускаемую частоту вращения меньшей звездочки:

$$[n_1] \le 17\times10^3\frac{\sqrt[4]{z_1}}{t} = 17\times10^3\frac{\sqrt[4]{31}}{19{,}05} = 2106 \text{ мин}^{-1}$$

Условие $n_1 < [n_1]$ выполняется.

11. Определяем число ударов w цепи в секунду и сравниваем его с допускаемым значением $[w]$ по формуле (6.45):

$$w = \frac{4z_1n_1}{60L_t} = \frac{4\times31\times451{,}9}{60\times110} = 8{,}5 \le [w] = \frac{800}{t} - 0{,}2t = 800/19{,}05 - 0{,}2\times19{,}05 = 38$$

Условие $w < [w]$ выполняется.

12. По формуле (6.41) определяем окружную силу на звездочке, равную тяговой силе на ведущей ветви:

$F_t = P/\nu = 10316/4{,}448 = 2319$ Н; по формуле (6.42) — нагрузку на валы и

опоры:

$F_r \approx 1{,}15F_t = 1{,}15 \times 2319 = 2667$ Н.

13. По формуле (6.35) вычисляем коэффициент запаса прочности цепи:

$$S = \frac{F_р}{F_t K + F_ц + F_f} = \frac{105\ 000}{23191 + 116{,}9 + 119{,}7} = 41{,}4,$$

где нагрузка от центробежных сил

$$F_ц = qv^2 = 5{,}91 \times 4{,}448^2 = 116{,}9 \text{ Н};$$

нагрузка от провисания цепи

$$F_f = 9{,}81\ k_f\ q\ a = 9{,}81 \times 3{,}5 \times 5{,}91 \times 0{,}59 = 119{,}7 \text{ Н},$$

здесь $K_f = 1 + 5\ (90° - \gamma)/90 = 1 + 5 \times (90 - 45)/90 = 3{,}5$.

По табл. 6.26 интерполированием находим значение нормативного коэффициента запаса прочности $[S] = 27{,}0$.

Следовательно, условие $S > [S]$ выполнено.

14. Намечаем конструкцию звездочек и определяем их размеры (см. табл. 6.23).

Для ведущей звездочки, делительный диаметр

$$d_{д1} = t/\sin(180°/z_1) = 19{,}05/\sin(180°/31) = 188{,}30 \text{ мм};$$

Для ведомой звездочки:

$$d_{д2} = t/sin(180°/z_2) = 19{,}05/sin\ (180°/63) = 382{,}22 \text{ мм}.$$

Выводы из рассмотрения результатов расчетов передач роликовой и зубчатой цепями выполненным по одинаковым исходным данным:

Сравниваемые величины	Роликовая	Зубчатая
Сила действующая на валы F_2, Н	2296	2667
Межосевое расстояние, мм	796	590
Шаг цепи, мм	25,4	19,5
Диаметр делительной окружности • ведущей звездочки, мм • ведомой звездочки, мм	 218,8 436,8	 188,3 382,22
Скорость цепи, м/с	5,17	4,45

Приложение

Таблица П1

Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии А4

Синхронная частота вращения, мин$^{-1}$							
000		1500		1000		750	
н,	$n_э$ (d)$_э$	Тип двигателя, 4А	$n_э$ (d)$_э$	Тип двигателя, 4А	$n_э$ (d)$_э$	Тип двигателя, 4А	$n_э$ (d)$_э$
У3	2760(11)	АМ63А4У3	1370(14)	АМ63В6У3	890(14)	М71В8У3	680(19)
У3	2740(14)	АМ63В4У3	1365(14)	М71А6У3	910(19)	М80А8У3	675(22)
У3	2710(14)	М471А4У3	1390(19)	М71В6У3	900(19)	М80В8У3	700(22)
3	2840(19)	М71В4У3	1390(19)	М80А6У3	915(22)	М90LА8У3	700(24)
3	2810(19)	М80А4У3	1420(19)	М80В6У3	920(22)	М90LВ8У3	700(24)
3	2850(22)	М80В4У3	1415(22)	М90L6У3	935(24)	М100L8У3	700(28)
3	2850(22)	М90L4У3	1425(22)	М100L6У3	950(28)	М112МА8У3	700(32)
3	2840(24)	М100S4У3	1435(24)	М112МА6У3	955(32)	М112МВ8У3	700(32)
3	2880(28)	М100L4У3	1430(28)	М112МВ6У3	950(32)	М132S8У3	720(36)
3	2880(28)	М112М4У3	1445(28)	М132S6У3	965(36)	М132М8У3	720(36)
У3	2900(32)	М132S4У3	1455(32)	М132М6У3	970(36)	М160S8У3	730(42)
У3	2930(36)	М1М2М4У3	1450(36)	М160S6У3	970(42)	М160М8У3	730(42)
3	2930(42)	М160S4У3	1460(42)	М160М6У3	970(42)	М180М8У3	730(42)

Примечания — 1. Структура обозначения типоразмера двигателя: *2* — порядковый номер серии; *А* — вид двигателя — асинхронный; *А* — станица и щиты двигателя алюминиевые (отсутствие знака означает, что станица и щиты чугунные или стальные); *М* — модернизированный; двух- или трехзначное число — высота оси вращения ротора; *А, В* – длина сердечника статора; *L, S, М* — установочный размер по длине станицы; *2, 4, 6, 8* — число полюсов; *У3* — климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зонах с умеренным климатом).

ЛИТЕРАТУРА

1 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев. – Москва, 1999.
2 Детали машин в примерах и задачах / Под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. — Минск, 1981.
3 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. — Москва, 2000.
4 Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. — Москва, 1984.
5 Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б. Иосилевич. — Москва, 1988.
6 Конструирование машин: в 2 т. / К.В. Фролов [и др.]. — Москва, 1994.
7 Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин / А.В.Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. — Минск, 1986.
8 Курсовое проектирование деталей машин: в 2 ч. / А.В. Кузьмин [и др.]. — Минск, 1982.
9 Проектирование механических передач / С.А. Чернавский [и др.]. — Минск, 1984.
10 Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик. — Минск, 2006.
11 Проектирование механических передач / С.А. Чернавский [и др.]. — Москва, 1984.
12 Чернилевский, Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования / Д.В. Чернилевский — Москва, 2002.