

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Новгородский государственный университет имени Ярослава Мудрого»

Кафедра педагогики технологий и ремесел

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН

Дисциплина по направлению 050100.62 - Педагогическое образование
профиль «Технология»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

Разработал:
Доцент кафедры ПТР
_____ В.Е. Мельников

Тема 1. Основы конструирования машин, понятие «детали и узлы машин».

§1.1 Основные сведения о машинах и механизмах.

1.1.1 Определение понятий: механизм, машина, прибор, узел, деталь.

Механизм – искусственно созданная система тел; предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел (входных звеньев) в требуемые движения других тел (выходных звеньев). Указанное преобразование происходит циклически неопределенно длительное время.

Машина – устройство; выполняющее механические движения для преобразования энергии; материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека. ЭВМ, строго говоря, машиной не является, так как механические движения здесь используются для выполнения вспомогательных операций.

Основные показатели, которым должна удовлетворять машина: производительность; экономичность; прочность; надежность; масса и металлоемкость; габариты; энергоемкость; объем и стоимость ремонтных работ; расходы на оплату труда операторов; технический ресурс; степень автоматизации; простота и безопасность обслуживания; удобство управления, сборки и разборки. Кроме того, машина должна отвечать требованиям технической эстетики. Общая структура машины приведена в таблице 1.1.

Значимость каждого из вышеперечисленных показателей зависит от функционального назначения машины.

Таблица 1.1 - Структура машины

Машина		
Двигатель	Преобразователь (передаточный механизм)	Рабочий орган (исполнительный механизм)

Двигатель – источник энергии для машины. По своей природе двигатель может быть электрический; гидравлический; внутреннего сгорания; паровая (газовая) турбина.

Рабочий орган – предназначен для выполнения рабочей функции машины.

Прибор – эксплуатационно-автономное изделие, выполняющее функции измерения, контроля, регулирования, управления. Входной величиной служит измеряемая величина (давление, температура, скорость, напряжение, сила тока и т.п.). Выходная величина зависит от способа выдачи информации. Если информацию воспринимает человек, как в приборах непосредственной оценки и регистрирующих, выходной величиной является показание отсчетного (записывающего) устройства. В приборах систем автоматического управления (САУ) выходной параметр воспроизводится в виде электрической, пневматической или другой величины, удобной для усиления и передачи на расстояние.

Узел (сборочная единица) – часть машины (механизма), состоящая из нескольких более простых элементов (деталей).

Деталь – часть изделия (изделие), в которой нет разъемных и неразъемных соединений, то есть изготовленная из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. Некоторые детали специального назначения приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Детали специального назначения

Двигатель	Рабочий орган
ДВС – цилиндры; поршни; клапаны.	Автомобили – ходовые колеса. Трактора – гусеницы.
Электрические – роторы; статоры.	Суда (морские; воздушные; речные) – винты.
Турбины – лопатки.	Станки – патроны; суппорты;
Гидравлические – плунжеры; поршни; штоки.	челноки

1.1.2. Этапы жизненного цикла машины: определение потребности, планирование, проектирование и конструирование, изготовление, испытание, хранение, транспортировка, эксплуатация, ремонт и техническое обслуживание, утилизация.

Новая техника – слишком дорогое мероприятие, для того, чтобы заниматься ее приобретением «от нечего делать» или потому, что так «левая нога хочет». Она вызывается к жизни только очень серьезно обоснованной п о т р е б н о с т ь ю. Потребность в новой технике возникает при необходимости модернизировать производство (увеличить его объем, внедрить более прогрессивный техпроцесс) или освоить новый вид продукции. Важно правильно определить объем потребности [5].

П л а н и р о в а н и е новой техники следует рассматривать как часть научно-исследовательской работы, направленной на подбор и подготовку исходного материала, который необходим для разработки ТЗ на проектирование. При краткосрочном планировании (на 5 – 10 лет) следует оценить перспективный уровень развития конструкции создаваемой машины. При среднесрочном и долгосрочном планировании (на 20 – 30 лет) необходимо определить значимость имеющихся новых открытий и изобретений, цель и техническую стратегию [8].

В процессе планирования следует установить: -функциональное назначение машины; -основные технико-экономические параметры; потребность и предполагаемый объем изготовления; -новые материалы и виды заготовок; -новые техпроцессы, потребность в оборудовании и технологической оснастке; -новые формы и методы организации и управления производством; эффективность (экономическая или иная) от создания новой машины.

Методы планирования:

-метод экстраполяции – применяется при краткосрочном планировании;

-метод экспертных оценок – применяется, если нет систематизированной информации о прошлом или когда научно-техническое развитие в значительной степени зависит от принимаемых решений, а не от технических возможностей;

-метод моделирования, в основу которого должно быть положено целесообразное прогнозирование процесса развития конструкции в будущем (математическое моделирование).

При п р о е к т и р о в а н и и и к о н с т р у и р о в а н и и разрабатывают графические (чертежи, схемы, графики и т.п.) и текстовые (пояснительные записки /ПЗ/, расчеты /РР/, спецификации и т.п.) конструкторские документы. Они должны определять состав и устройство проектируемого изделия и содержать данные, необходимые для его разработки, изготовления, контроля, приемки, эксплуатации и ремонта.

Процессы и з г о т о в л е н и я и и с п ы т а н и й машин взаимосвязаны и дополняют друг друга. В общем и достаточно ответственном случае серийному изготовлению предшествует изготовление, отладка и доводка опытного образца машины, его промышленные испытания, внесение в конструкцию выявленных в ходе испытаний изменений, государственные испытания и приемка опытного образца. Далее в процессе освоения новой машины следует изготовление технической документации головной

серии, изготовление головной серии и ее промышленные испытания. Вслед за этим разрабатывают серийную документацию, подготавливают производство к серийному выпуску и, наконец, организуют серийный выпуск. Серийно выпускаемые изделия после схода с конвейера подвергают испытаниям (массовым или выборочным) для объективной оценки надежности и качества изготовления. Так, серийно выпускаемые автомобили подвергают обязательной обкатке в объеме 100% серии.

Для проведения испытаний как метода контроля должны быть описаны [11]:

- методы отбора образцов (проб);
- оборудование, материалы и реактивы;
- подготовка к испытанию;
- проведение испытаний;
- обработка результатов.

Изготовленное изделие не сразу может быть реализовано или после немедленной реализации не сразу запущено в эксплуатацию. В этом случае изделие должно храниться. Для правильного хранения необходимо:

- создать условия хранения продукции на складах (в хранилищах), обеспечить сохранность ее качества и товарного вида;
- определить место хранения (навес, закрытый склад, отапливаемое помещение и т.д.);
- обеспечить защиту продукции от влияния внешней среды (влаги, солнечной радиации, вредных испарений, плесени, грызунов и др.);
- определить (при необходимости) температурный режим хранения; требования к срокам периодических осмотров хранимой продукции, регламентным работам; предпочтительные методы консервации и консервационные материалы.

Для доставки на склад или потребителю изделие необходимо транспортировать. Это предполагает выбор приемлемого транспортного средства (своим ходом, крытые или открытые вагоны, трюмы или палубы судов, воздушный транспорт и т.п.), способы крепления и укрытия изделий на этих средствах и т.п. Судя по мемуарам академика А.Н. Крылова, это очень ответственная работа. Для сохранения качества и количества продукции необходимо определить особенности ее погрузки и выгрузки, а также требования к обращению с продукцией после транспортирования (необходимость выдержки в нормальных условиях после транспортирования при отрицательных температурах, порядок расконсервации и т.п.).

Период эксплуатации (использования по прямому назначению) изделия начинается со дня его ввода в действие и заканчивается при наступлении предельного состояния, обусловленного либо снижением эффективности, либо требованиями безопасности. При этом должны неукоснительно соблюдаться:

- правила и требования, отражающие особенности обращения с изделием на всех стадиях эксплуатации;
- правила предосторожности, которые необходимо соблюдать во время подготовки изделия к работе и при его работе, квалификационные требования к персоналу, обеспечивающие выполнения этих правил;
- требования к месту, где будет установлено изделие для временной или постоянной эксплуатации;
- операции по установке изделия на месте эксплуатации;
- рекомендации по защите изделия от внешних воздействий (атмосферных явлений, газов, электромагнитных полей и т.д.);
- правила и порядок заправки изделия топливом, смазочными материалами, жидкостями, газами и т.д.;
- правила настройки и регулирования изделия;
- состав обслуживающего персонала и других специалистов;
- наиболее эффективные режимы работы изделия;

- правила измерения параметров, регулирования и настройки изделия;
- правила проверки технического состояния изделия с целью установления его пригодности для дальнейшего использования по прямому назначению.

Поддержание работоспособного состояния изделия в течение всего срока эксплуатации обеспечивается за счет ремонтов и технического обслуживания, предназначенных для обнаружения и устранения неисправностей и отказов (любых вынужденных остановок /см. выше/). Ремонты бывают текущие и капитальные, их периодичность устанавливается для каждого конкретного изделия в соответствии с опытом его эксплуатации. Техническое обслуживание изделия проводится:

- при подготовке к работе, хранению, транспортированию;
- для изделий, работающих по прямому назначению, находящихся на кратковременном и длительном хранении или транспортируемых;
- после использования (работы) изделия или транспортирования.

Изделия, исчерпавшие ресурс долговечности, подлежат утилизации. Дословно этот термин означает – употребление с пользой. При этом должен соблюдаться дифференцированный подход: металлоконструкция, как правило, отправляется в металлолом; отдельные не исчерпавшие ресурса детали, узлы или агрегаты – для дальнейшего использования в других аналогичных изделиях (подменный фонд, запчасти); радиоактивные детали подлежат захоронению.

1.1.3. Классификация машин и механизмов. Классификационные признаки: по типу объектов преобразования, по выполняемой функции, по уровню сложности, по степени оригинальности, по типу производства.

По типу объектов преобразования различают машины для переработки:

- энергии (например, кинематической /механического движения/, электрической);
- материалов (вещества) – дробилки, мельницы, прокатные станы;
- информации (приборы контрольно-измерительной аппаратуры).

По выполняемой функции машины делят на две большие группы: машины-двигатели и рабочие машины. Машинами-двигателями называют такие машины, в которых один вид энергии (электрической, тепловой, сжатого воздуха, поднятой воды и т.п.) преобразуется в энергию движения исполнительных органов рабочих машин. К рабочим машинам относят машины, предназначенные для облегчения и замены физического труда человека по изменению формы, свойств, состояния, размеров и положения обрабатываемых материалов и объектов, а также для облегчения и замены его логической деятельности по выполнению расчетных операций и операций контроля и управления производственными процессами. К ним относятся подъемно-транспортные, вычислительные машины, всевозможные станки для обработки материалов, устройства робототехники и др. Характерным для машины является совершение полезной работы [1].

В зависимости от способа управления движением различают машины:

- ручного управления – при этом оператор находится на встроенном в машину рабочем месте (автомобиль) или в непосредственной близости от машины (металлорежущие станки). Ручное управление может быть дистанционным (кран-балка),
- полуавтоматического действия – часть операций управляется вручную, а часть – автоматически (в токарном полуавтомате – загрузка заготовок осуществляется вручную),
- автоматического действия – все операции осуществляются по заданной программе (станки с ЧПУ, промышленные роботы).

Многочисленные разновидности машин отличаются осуществляемыми с их помощью производственными процессами. Их сходство определяется наличием в машинах механизмов, предназначенных для передачи и преобразования движения. Существуют машины, не имеющие механизмов – электродвигатель.

По уровню сложности машины бывают простые и сложные, причем сложность

определяется не столько количеством элементов, сколько сложностью связей между ними (сравним летательные аппараты – дельтаплан и самолет).

По степени оригинальности бывают серийные и уникальные машины. Уникальность может заключаться в том, что серийному изделию придают какие-то особенные свойства (например, «Жигули» с бамперами из золота; лифт с креслом и телевизором), а может заключаться в том, что создается машина для выполнения ранее не выполнявшейся функции (например, летательный аппарат очень большой грузоподъемности – экранолет; самосвал грузоподъемностью 1000 т).

По типу производства различают машины:

-для индивидуального и мелкосерийного производства – универсальные, предназначенные для выполнения различных видов однотипных технологических операций над достаточно разнородными объектами (токарно-винторезный станок).

-для крупносерийного и массового производства – специализированные, предназначенные для выполнения операций одного вида (зубошлифовальный станок), и специальные, предназначенные для строго определенных операций (сварочный автомат на конвейере).

Тема 2. Состав и основные определения элементов машин. Нагрузки, действующие на машины.

2.1 Классификация деталей и сборочных единиц общего назначения

Выше были рассмотрены примеры деталей специального назначения. Но объектом рассмотрения в данном курсе являются детали преобразователей, передаточных механизмов (передач), являющихся составной частью практически любой технологической машины (технологического механизма), предназначенной для выполнения той или иной полезной функции.

Кроме того, в данном курсе рассматриваются детали устройств, предназначенных для обслуживания передаточных механизмов, обеспечивающих нормальное (в соответствии с техническими требованиями) функционирование этих механизмов – соединений (разъемных и неразъемных), валов, муфт, подшипников, направляющих и вспомогательных устройств.

Упрощенная классификация этих так называемых деталей общего назначения приведена в таблице 2.3.

Таблица 2.3 - Детали и сборочные единицы общего назначения

П р е е д е л и н е з н я в я а т е л ь	С	Неразъемные		Клееные	–
				Паяные	–
				Сварные	–
				Заклепочн.	заклепки
	Разъемные			Резьбовые	Болты; винты; гайки; шайбы
				Шпоночные	Шпонки
				Клиновые	Клинья
	П е р	Вра- ща- тель- ного	Зацеплен и ем Т р е н	Зубчатые	Зубчатые колеса
				Червячные	Червяки; червячные колеса
				Цепные	Цепи; звездочки
Ременные				Ремни; шкивы	

(п е р е д а т о ч н ы й м е х а н и з м)	е д а ч и	движения	и е м	Фрикционны е	Фрикцион. колеса	
			Кулачковые		Кулачки	
		Поступател ь- ного	Рычажные		Кривошипные; шатуны; коромысла; кулисы	
			Кулачковые	Кулачки; эксцентрики; тарелки; толкатели		
	движения	Винт-гайка		Х. винты, гайки		
	Валы и оси					-
	Муфт ы	Постоянные			Полумуфты; пальцы; втулки; сухари; обоймы	
		Сцепные			Диски; конусы; кулачки	
	Подш ипник и	Качения			Шарики; ролики; кольца; сепараторы	
		Скольжения			Корпуса; вкладыши	
	На- прав- ля- ющие	Поступательного движения		Скольж-я	Скалки; призмы	
				Качения	Сепараторы	
		Вращательного движения		Скольжения	Опоры: на призмах, кернах, сф.	
				Качения	Подш. качения	
				Упр. трен.	Подвески	
				Возд. или жидк. трен	Магниты	
	Основания					Корпуса; станины
	Вспом огател ьные устро йства	Для защиты от вибраций и ударов			Пружины; рессоры	
		Для уравнивания и накопления энергии			Маховики; маятники; грузы; шaboты	
		Для смазки и защиты от загрязнений			Масленки; крышки; кожухи; ограждения	
	Устройства управления					Маховички; рычаги; рукоятки

2.2 Принципы построения механизмов, их структура.

Механизм (см. выше) состоит из тел, подвижно соединенных между собой. Тела (за исключением особо оговоренных случаев) будем считать абсолютно твердыми. Твердое тело – совокупность материальных точек, находящихся на неизменном расстоянии друг от друга. Материальная точка в отличие от геометрической обладает массой [4].

Звеном (жестким) механизма назовем одно или несколько твердых тел, не имеющих движения друг относительно друга. Неподвижные тела механизма образуют неподвижное звено – стойку. Остальные звенья – подвижные и изменяют в процессе движения положения друг относительно друга и по отношению к стойке.

Звенья механизма соединены между собой подвижно. Соединение двух звеньев, позволяющее совершать то или иное движение по отношению друг к другу, называется кинематической парой.

В местах соединения двух звеньев им придают определенные геометрические формы, чтобы обеспечить требуемый характер относительного движения. Кинематические элементы (элементы кинематической пары) представляют совокупность точек, линий и поверхностей, которыми звенья непрерывно касаются и характер соприкосновения которых определяет вид относительного движения соединяемых

звеньев. Совокупность таких кинематических элементов и представляет кинматическую пару.

Свободное твердое тело имеет шесть степеней свободы и может совершать шесть независимых видов (w) движения: три вращательных движения вокруг осей x, y, z и три поступательных вдоль этих осей. Если рассматриваемое тело (звено) образует кинематическую пару с другим, число независимых параметров w , определяющих относительное движение выражается неравенством $6 > w > 0$. При $w = 0$ соединение двух тел является неподвижным, при $w = 6$ тела не соединены друг с другом. Таким образом, кинематическая пара устанавливает связи (ограничения) в относительном движении.

Если число геометрических связей, накладываемых кинематической парой, обозначить через s , то $s = 6 - w$.

Кинематические пары делятся на классы. Класс кинематической пары равен числу наложенных связей. При определении класса кинематической пары необходимо учитывать только независимые виды движения. Так, винтовая пара (рис. 2.1) относится к классу V, так как составляющие винтовое движение поступательное и вращательное движения нельзя рассматривать как независимые, поскольку на них наложена связь, определяемая уравнением

$$s = t \times \phi,$$

где s – перемещение вдоль оси винта,

t – винтовой параметр, $t = p / (2 \times \pi)$, здесь p – шаг винта,

ϕ – угол поворота.

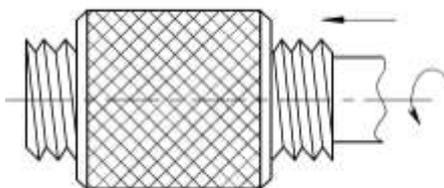


Рис. 2.1 - Винтовая пара

По характеру соприкосновения пары делятся на высшие и низшие. В высших парах соприкосновение по линии или точкам, в низших – по поверхностям.

При обращении движения звено кинематической пары, бывшее в относительном движении подвижным, становится неподвижным.

Для того, чтобы звенья кинематической пары непрерывно касались друг друга, нужно предусмотреть так называемое замыкание кинематической пары. Различают: силовое замыкание, осуществляемое за счет веса, пружин; геометрическое замыкание, достигаемое приданием определенных геометрических форм кинематическим элементам.

Классификация кинематических пар и примеры их конструктивного воплощения приведены в таблице 2.2

Совокупность звеньев, соединенных кинематическими парами, представляет кинематическую цепь. Различают открытые и замкнутые кинематические цепи. В замкнутой кинематической цепи в отличие от открытой последнее звено соединено с первым [4].

Таблица 2.2 - Классификация кинематических пар

Класс	Схема	Пример конструктивного воплощения
-------	-------	-----------------------------------

1		
2		
3		
4		
5		

Кинематическая цепь становится механизмом, как только одно из звеньев обращается в стойку (неподвижное звено). В кинематической цепи определенными являются только относительные движения звеньев. В механизме, если заданы движения одного или нескольких его звеньев, становятся определенными абсолютные (относительно стойки) движения остальных его звеньев.

Таким образом, механизм представляет кинематическую цепь, в которой одно из звеньев обращено в стойку, а при задании движения одного или нескольких его звеньев, становятся определенными движения остальных его звеньев.

Из одной и той же кинематической цепи можно получить различные механизмы, последовательно обращая в стойку различные звенья цепи. Образующие таким образом механизмы будут отличаться характером абсолютных движений звеньев. Относительное же движение звеньев в механизмах не изменится, поскольку они образованы из одной и той же кинематической цепи.

На примере (рис. 2.2, а) цифрами обозначены звенья кинематической цепи (стойки нет), буквами – кинематические пары (О и А – вращательные, В и С – поступательные). Обратив в стойку звено 4 (рис. 2.2, б) получим механизм двойного ползуна (синусный механизм). При обращении в стойку звена 3 (рис. 2.2, в) получим механизм эллипсографа (звено 4 имеет различное графическое изображение, но его кинематические пары одни и те же). Если стойкой сделать звено 1, получим кулачково-дисковую муфту (муфту Ольдгэма), конструктивная схема которой изображена ниже (рис. 2.2, е).

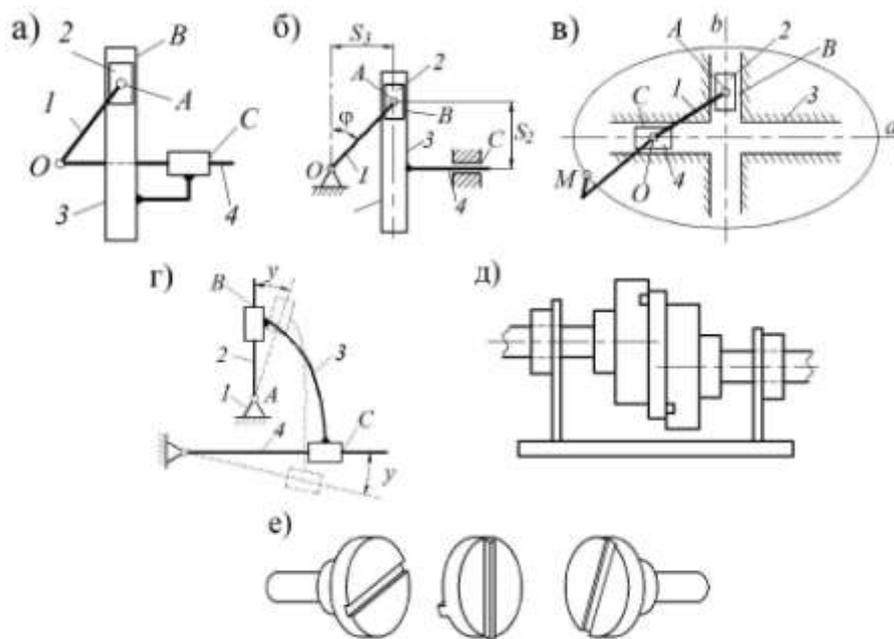


Рис. 2.2 - Преобразование кинематической цепи

Различают плоские и пространственные механизмы. В плоских механизмах все точки звеньев движутся в одной или параллельных плоскостях. Наиболее распространенные типы плоских механизмов: четырехшарнирный, кривошипно-ползунный, кулисный (рис. 2.3) [4].

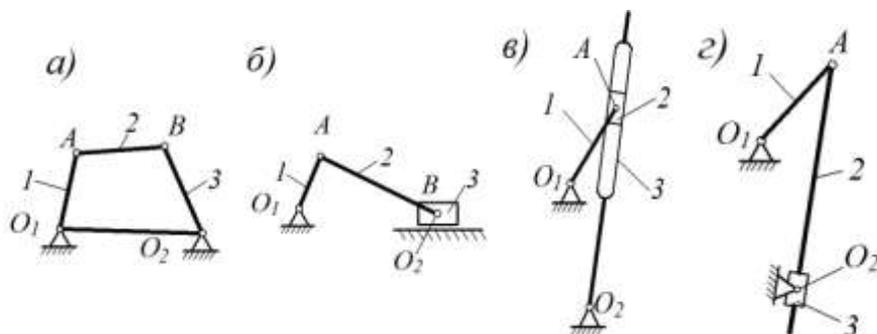


Рис. 2.3 - Схемы плоских механизмов

Кривошипом (поз. 1 на рис. 2.3) называется звено, соединенное со стойкой вращательной парой и совершающее относительно стойки полное вращательное движение. Коромысло (поз. 3 на рис. 2.3, а) также соединено со стойкой вращательной парой, но совершает относительно нее неполное вращательное (качательное) движение. Кулисой (поз. 3 на рис. 2.3, в, г) называется звено с подвижными направляющими, соединенное со стойкой вращательной или поступательной парой. Ползун (поз. 3 на рис. 2.3, б) соединен со стойкой поступательной парой и совершает поступательное движение. Звено (поз. 2 на рис. 2.3, а, б), совершающее относительно стойки плоское (совокупность поступательного и вращательного) движение и соединенное с другими звеньями вращательными парами, называется шатуном.

В кулисном механизме (рис. 2.3, в) звенья 2 и 3 могут иметь разное конструктивное оформление. Звено 2 совершает поступательное движение в направляющих кулисы и называется кулисным камнем.

Под степенью подвижности механизма понимается число независимых параметров, которое необходимо задать для определения положения всех подвижных звеньев. *Грубо говоря, это число двигателей, необходимое для получения на выходе механизма определенного движения (каждый двигатель – одна координата, параметр).* В механизме с одной степенью подвижности достаточно задаться значением одного параметра для определения положения всех подвижных звеньев. Преимущественное распространение получили механизмы с одной и двумя (дифференциальный зубчатый механизм) степенями подвижности.

При аналитическом определении степени подвижности составляется система сложных нелинейных уравнений связи между параметрами относительного движения.

Практически степень подвижности механизма определяется из его структурной формулы, связывающей степень подвижности с числом звеньев механизма, числом и видом кинематических пар. Для пространственного механизма структурная формула определяется выражением

$$w = 6 \times (n - 1) - 5 \times p_5 - 4 \times p_4 - 3 \times p_3 - 2 \times p_2 - 1 \times p_1,$$

где $(n - 1)$ – число подвижных звеньев (n – общее число звеньев, включая и стойку),

p_i – число кинематических пар класса i , входящих в состав механизма,

i – число связей, накладываемых парой класса i .

Для плоских механизмов при определении степени подвижности можно использовать структурную формулу Сомова и Чебышева:

$$w = 6 \times (n - 1) - 5 \times p_5 - 4 \times p_4.$$

При проектировании таких механизмов заранее предопределяется, что их звенья не могут совершать трех движений (из коэффициентов вычитается 3): вращений вокруг осей x и y и поступательного движения вдоль оси z , перпендикулярной плоскости xy (т.е. накладываются три общих для всех звеньев связи).

При проектировании механизмов нужно исключить возможность появления избыточных связей, при которых может возникнуть заклинивание механизма. Примером является механизм эллипсографа: произвольные точки

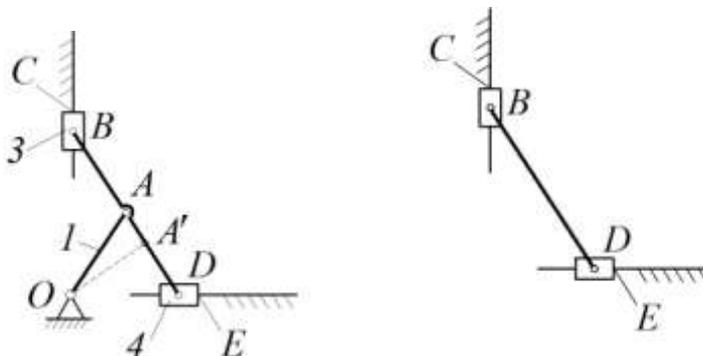


Рис. 2.4. Механизм эллипсографа

отрезка **BD** описывают эллипсы, и только его середина (т. **A**) движется по окружности (рис. 2.4, а). Из структурной формулы ($\mathbf{n} = 5, \mathbf{p}_5 = 6$) следует, что $\mathbf{w} = 0$. Если точку **A** сместить от середины отрезка, то действительно $\mathbf{w} = 0$. Поэтому целесообразно изменить структуру механизма, изъяв звено **OA** (и кинематические пары **O** и **A**) или один из ползунков 3 или 4 (кинематические пары, соединяющие ползун со стойкой и шатуном) (рис. 2.4, б). К избыточным связям могут приводить погрешности изготовления и сборки.

2.3 Анализ и синтез механизмов.

В инженерной практике часто требуется решение аналитическими методами двух основных задач – анализа и синтеза, представляющих собой диалектическое единство противоположностей. Они противоположны, т.к. взаимно обратные. Единство этих задач с математической точки зрения состоит в том, что решают их, как правило, с помощью одних и тех же математических моделей и уравнений [1].

[Крайнев] Анализ механизма – исследование кинематических и динамических свойств механизма по заданной его схеме (рис. 2.5).

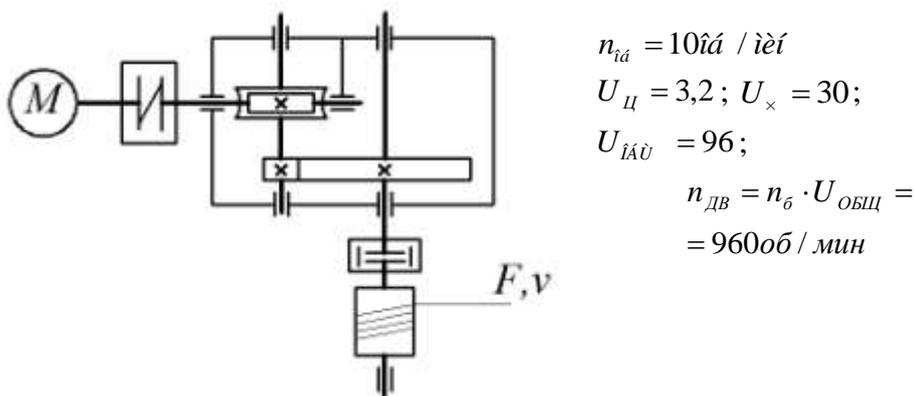


Рис. 2.5 - Анализ механизма

Синтез механизма – проектирование схемы механизма по заданным его свойствам. Включает выбор структурной схемы (структурный синтез) и определение постоянных параметров выбранной схемы механизма по заданным его свойствам (параметрический синтез). Различают также кинематический и динамический синтез (Крайнев). Если предположить, что на рис. 2.6 изображено только расположение входного и выходного валов редуктора и приведены только частоты их вращения, то изображенные внутри корпуса передачи являются одним из вариантов синтеза редуктора.

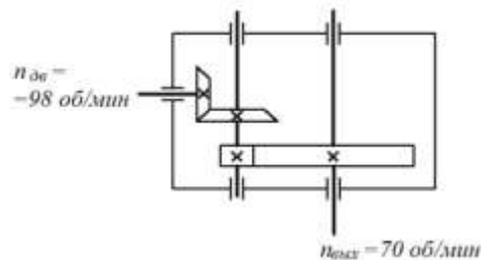


Рис. 2.6 - Синтез механизма

Тема 3 Эксплуатационные свойства машин и механизмов

3.1 Надежность машин и механизмов как важнейшее эксплуатационное свойство.

Под надежностью понимают свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение заданного промежутка времени или требуемой наработки (объем работы изделия, измеряемый в часах, циклах, метрах, штуках и т.д.) [1].

Любая ТС, машина создаются для выполнения определенных функций в течение заданного срока службы. Функциональная пригодность конструкции определяется степенью надежности машины, показателями ее работоспособности. При определении надежности чаще всего исходят из понятия отказа машины, т.е. любой ее вынужденной остановки [3].

Отказ может происходить не только по причине разрушения отдельных узлов или деталей, но и выхода погрешностей выполнения машиной своего функционального назначения за пределы норм. Отказ может наступить и потому, что машина выполняет свою работу с такими ошибками, при которых либо полностью нарушается технологический процесс, либо производимые изделия и операции непригодны (брак). Два фактора – **1) поломка (разрушение) деталей и 2) нарушение точности работы устройства** – практически определяют функциональную надежность машины. Они зависят от полноты выполнения функционально-эксплуатационных (эксплуатационных) требований, предусматриваемых ТЗ и реализуемых посредством технических решений, закладываемых в конструкцию машины.

Разрушение деталей (1-й фактор) – следствие их недостаточной объемной и поверхностной прочности. При наличии достаточного ассортимента машиностроительных материалов и методов изготовления, развитой науки о прочности любым деталям и узлам можно придать требуемую (практически неограниченную) долговечность и гарантировать их от разрушения. То, что разрушение деталей все же происходит, объясняется конструктивными и технологическими дефектами, неправильной эксплуатацией или случайностью.

Конструктивные дефекты – неверная оценка степени нагружения детали, местоположения опасных сечений и наиболее нагруженных точек. Обычные в инженерной практике методы анализа (расчета) позволяют определить напряжения с удовлетворительной точностью для сравнительно немногих простейших расчетных случаев. Анализ большинства сложных деталей на прочность основан на упрощениях, которые не всегда выдерживаются в реальных условиях.

Расхождение истинных значений (фактических) напряжений и расчетных обусловлено отклонениями:

- расчетной схемы от действующих условий нагружения;
- фактических значений действующих сил от номинальных.

Эти отклонения объясняются влиянием сопряженных деталей; упругими свойствами системы; неточностями изготовления и монтажа; перегрузками вследствие превышения расчетных режимов эксплуатации; изменением характеристик прочности материала в связи с изменением температуры и в результате действия вибраций, изменением форм и размеров деталей вследствие износа.

Таким образом, для предохранения деталей от разрушения конструктор должен учитывать следующие функционально-эксплуатационные требования:

-объемную и поверхностную прочность при статических и динамических нагрузках;

-жесткость конструкции;

-износостойкость трущихся деталей;

-тепло- и хладостойкость деталей;

-вибростойкость конструкции.

Нарушение функциональной точности (2-й фактор) – следствие отклонений формы, размеров и расположения поверхностей деталей и самих деталей, составляющих конструкцию. Эти отклонения возникают в результате ошибок при изготовлении деталей и узлов, неизбежных деформаций в конструкции под влиянием действующих нагрузок, износа трущихся деталей, неточностей монтажа и регулировки, температурных изменений.

Ошибки изготовления, зазоры в подвижных соединениях узлов машины обычно учитываются конструктором в процессе проектирования на основе теории точности. Влияние деформаций деталей и их износа достаточно трудно учесть, во-первых, потому, что еще недостаточно разработана теоретическая база таких расчетов, а, во-вторых, эти факторы непрерывно меняются в процессе эксплуатации. Поэтому конструкторы всегда предусматривают возможности выполнения необходимых регулировок, наличие автоматических компенсаторов изменения формы, размеров и расположения деталей.

Следовательно, для установления нормальной функциональной точности работы машины конструктору необходимо учитывать такие функционально-эксплуатационные требования:

- статическую и динамическую точность работы устройства;
- жесткость деталей и узлов конструкции;
- износостойкость трущихся поверхностей деталей машин.

Последние два фактора влияют (см. выше) и на прочность деталей машины.

Реализация всех этих функционально-эксплуатационных требований является основой для создания рациональной конструкции машины. Однако не всегда удается найти проектное решение, полностью отвечающее всем этим требованиям. Безупречная во всех отношениях конструкция – редкая удача. И дело здесь, прежде всего, в противоречивости выдвигаемых требований. В подобных случаях принимается компромиссное решение за счет требований, не имеющих первостепенного значения в данных условиях применения машины.

3.2 Показатели, характеризующие надежность: безотказность, долговечность и сохраняемость, ремонтпригодность машин и механизмов.

Безотказность называют свойство изделия непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или некоторой наработки.

Долговечность называют свойство изделия сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Долговечность характеризуется ресурсами. Техническим ресурсом называют наработку изделия от начала эксплуатации или ее возобновления после ремонта определенного вида (среднего или капитального) до наступления предельного состояния. Назначенным (общетехническим) ресурсом называют суммарную наработку изделия, по достижении которой применение по прямому назначению должно быть прекращено (независимо от состояния изделия). Прекращение эксплуатации связано с требованиями безопасности (возможностью наступления катастрофического отказа) или экономической целесообразностью. В пределах назначенного ресурса предусматривают один или несколько ремонтов. Под предельным состоянием изделия понимается состояние, определяемое невозможностью его дальнейшей эксплуатации, обусловленное либо снижением эффективности, либо требованиями безопасности.

Сохраняемость – свойство изделия сохранять значения показателей безотказности, долговечности и ремонтпригодности в течение и после хранения и (или) транспортирования. Характеризуется сроком сохраняемости и гамма-процентным сроком сохраняемости.

Ремонтпригодность называют приспособленность изделия к предупреждению и

обнаружению причин возникновения отказов, повреждений и поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания (ТО) и ремонта (например, возможность замены детали в эксплуатации). Показатели – среднее время восстановления, удельная трудоемкость ТО и ремонта, относительная стоимость ремонта [1].

3.3 Методы проектирования и конструирования, направленные на повышение надежности: унификация, типизация, агрегирование, взаимозаменяемость.

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. Унификация конструкторских элементов (посадок, резьбовых шпоночных и шлицевых соединений, зубчатых зацеплений, фасок и галтелей) позволяет сократить номенклатуру обрабатываемого, мерительного и монтажного инструмента.

Унификация оригинальных деталей и узлов может быть внутренней (в пределах данного изделия) и внешней (заимствование деталей с иных машин данного или смежного завода).

Унификация марок и сортамента материалов, электродов, типоразмеров крепежных деталей, подшипников качения и других стандартных деталей облегчает снабжение завода-изготовителя и ремонтных предприятий материалами, стандартными покупными изделиями.

Типизация является разновидностью стандартизации. Это разработка типовых конструкций или технологических процессов на основе общих для ряда изделий (процессов) технических характеристик.

Агрегатирование заключается в создании машин путем сочетания унифицированных агрегатов, представляющих собой автономные узлы, устанавливаемые в различном числе и комбинациях на общей станине (агрегатные металлорежущие станки). Преимущества: сокращение сроков и стоимости проектирования и изготовления машин, упрощение обслуживания и ремонта, возможность переналадки для обработки разнообразных деталей (если это станок).

Частичным агрегатированием является использование стандартизованных узлов и агрегатов из числа серийно выпускаемых промышленностью (редукторы, насосы, компрессоры), а также заимствование с серийно изготавливаемых изделий узлов и агрегатов (коробок скоростей, механизмов переключения муфт, фрикционов и т.д.).

Взаимозаменяемость – свойство конструкции составной части изделия, обеспечивающее возможность ее применения вместо другой без дополнительной обработки с сохранением качества изделия, в состав которого она входит.

Иначе – это способность изготовленных с заданной точностью деталей (и сборочных единиц) занимать свое место в машине без дополнительной обработки их при сборке и выполнять свои функции в соответствии с техническими требованиями к работе данной машины (или ее отдельной сборочной единицы). Детали называются взаимозаменяемыми [7].

Взаимозаменяемость по геометрическим параметрам обеспечивается стандартными системами допусков и посадок [5].

3.4 Связь технических и экономических показателей, характеризующих машины и механизмы.

При приобретении любого изделия нас всегда интересует его качество – совокупность свойств продукции, обуславливающая ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с назначением (ГОСТ 15 467 –79 «Управление качеством продукции. Основные понятия. Требования и определения»). Связь технических и экономических показателей машин и механизмов заключается в том, что

они являются (в совокупности) основой для оценки уровня качества изделия.

Уровень качества определяется показателями, которые оценивают на основе стандартов. При этом используют следующие основные виды показателей:

-назначения и экономичности, определяющие экономический эффект изделия и область его применения;

-надежности и долговечности, характеризующие работу изделия в конкретных условиях его использования;

-эргономические, учитывающие комплекс физиологических и психологических свойств человека в системе «человек-изделие-среда»;

-эстетические, оценивающие в изделии оригинальность, гармоничность, соответствие и опр-му стилю,

-транспортабельности, характер-е способн-ть изделия к перемещению [3].

Для изделий машиностроения выделяют три группы показателей назначения (эксплуатационных показателей):

-классификационные показатели, характер-е принадлежность изделия к опр-й классификационной группе (предел измерения, цена деления, г/п и др.);

-показатели функциональной и технической эффективности, характер-е полезный эффект эксплуатации прибора (пр-ность, точность, потребляемая мощность и др.);

-показатели конструктивные, характер-е возможность установки, монтажа, совмещения с другими изделиями (напр-е питания, усилие перемещения ползуна, способ закрепления и т.п.).

Показатели назначения явл. составляющими качества изделия, но не тождественны ему. Нельзя считать, что микрометр по качеству выше штангенциркуля, потому что его погрешность на порядок меньше {МАЗ хуже БЕЛАЗа}. Кач-во в данном случае характер-ся относительным показателем – запасом точности по отношению к норме, установленной стандартом.

При помощи экономических показателей (экономич-го эффекта, рентабельности изделия, срока окупаемости, к-та стоимости) оценивают ряд других требований к качеству продукции: ремонтпригодность, технологичность (*совокупн-ть св-в, определяющих ее приспособл-ть к достижению оптимальных затрат при пр-ве, экпл-и и ремонте для заданных показателей кач-ва, объема выпуска и условий выполнения работ – ГОСТ 14.205-83 «Технологичность конструкции изделий. Термины и опр-я»*), уровень стандартизации и унификации.

Годовой экономический эффект от прим-я изделия опр-ют как разницу между годовой полезной отдачей и суммой годовых экпл-х расходов

$\mathcal{E} = \mathcal{O}_T - \mathcal{P}$ (руб/год).

Полезную отдачу выражают стоимостью продукции или полезной работы, выполняемой изделием (машиной) в единицу времени. Она определяется по существу пр-ностью машины.

Сумма расходов складывается из стоимости расходуемой энергии (\mathcal{E}_n), мат-лов (\mathcal{M}_T), инстр-та (\mathcal{I}_n), оплаты труда рабочих (\mathcal{T}_p), техн-го обсл-я (\mathcal{O}_b), ремонта (\mathcal{P}_m), накладных (\mathcal{H}_k) и амортиз-х расходов (\mathcal{A}_m):

$\mathcal{P} = \mathcal{E}_n + \mathcal{M}_T + \mathcal{I}_n + \mathcal{T}_p + \mathcal{O}_b + \mathcal{P}_m + \mathcal{H}_k + \mathcal{A}_m$.

Рентабельность изделия опр-ют отнош-ем полезной отдачи к сумме расходов

$E = \mathcal{O}_T / \mathcal{P}$.

Величина E д.б. больше 1, иначе изделие убыточно.

Срок окупаемости $t_{ок}$ определяют как период службы, при кот-м суммарный эконом-й эффект равен стоимости машины. Эту величину можно найти из зависимости

$t_{ок} = C / \eta_{исп} (\mathcal{O}_T - \mathcal{P}_a - C / D)$,

где C – стоимость изделия,

$\eta_{исп}$ – к-т использования изделия, определяемый как отнош-е долгов-ти изделия ко всему периоду H его экпл-и, $\eta_{исп} = D / H$. Среднее значение при круглогодичной

непрерывной работе $\eta_{исп} = 0,95 - 0,97$.

Pa – сумма экспл-х расходов без учета расходов на амортиз-ю, **Pa = P – Ам**,

D – долгов-ть изделия, представл-я собой общее время работы на номинальном режиме в условиях нормальной экспл-и.

K-т стоимости констр-и представл-т собой процентное отошение стоимости изделия к сумме расходов:

$$c = (C / P) \times 100\%.$$

Показатели надежности – безотказность, ремонтпригодность и сохраняемость – рассмотрены выше.

Эргономические и эстетические показатели отражают потребительскую стоимость изделия.

Эргономические показатели качества изделия по ГОСТ 15 467-79 подразделяются на:

-гигиенические – уровень шума, вибрации, температура на рабочем месте, наличие излучения, освещенность и т.п.;

-антропометрические – характ-ют соотв-е изделия и его эл-тов форме и р-рам человеческого тела (р-ры рабочего места; размеры и расположение и пульта; Расположение органов контроля и упр-я и др.);

-физиологические пок-ли отражают соотв-е изделия пространственным, силовым и временным возможностям оператора (длины ходов, усилия и скорости органов упр-я);

-психофизиологич-е пок-ли указывают на соотв-е изделия органам чувств человека. Они учитывают задаваемый изделием объем зрительной и слуховой информации, ее интенсивность, скорость выдачи и т.п. (треб-й уровень звукового давл-я сигнала аварийного устр-ва не менее 90 дБ при частоте 4000 Гц);

-психологические показатели характ-ют соотв-е изделия особенностям и возможностям деятельности высшей нервной системы человека (скорость реакции оператора, наглядность и удобство усвоения процесса упр-я изделием).

Эстетические показатели характеризуют изделие на основе его восприятия оператором (потребителем) как объекта искусства. Они включают эл-ты рациональности конструкции, пропорций его сост-х частей и эл-ты чувственного восприятия, связанные с эстетическим воспитанием человека, формирующимися у него взглядами на красоту.

Показатели транспортабельности – вес, габариты, материалоемкость, транспортные затраты на упаковку и передвижение и т.п.

Тема 4 Механические передачи. Виды. Область применения. Достоинства и недостатки

4.1 Механические передачи

Зубчатые передачи в редукторах. Эти передачи являются наиболее распространенным механизмом для передачи вращательного движения с одного вала на другой, а также для преобразования вращательного движения в поступательное, и наоборот. Зубчатые передачи широко используют для передачи и преобразования вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и скрещивающимися осями. Усилие от одного элемента зацепления к другому передается посредством зубьев, последовательно вступающих в контакт друг с другом.

Зубчатые передачи очень надежны, просты в эксплуатации, долговечны, компактны и имеют высокий КПД. Пара зубчатых колес, из которых одно является ведущим и называется шестерней, другое — ведомым и называется колесом, обеспечивает постоянство передаточного числа (отношения числа оборотов ведущего вала к числу оборотов ведомого). Наиболее распространенными являются передачи цилиндрические, конические, червячные (рис.1, а, б, в).

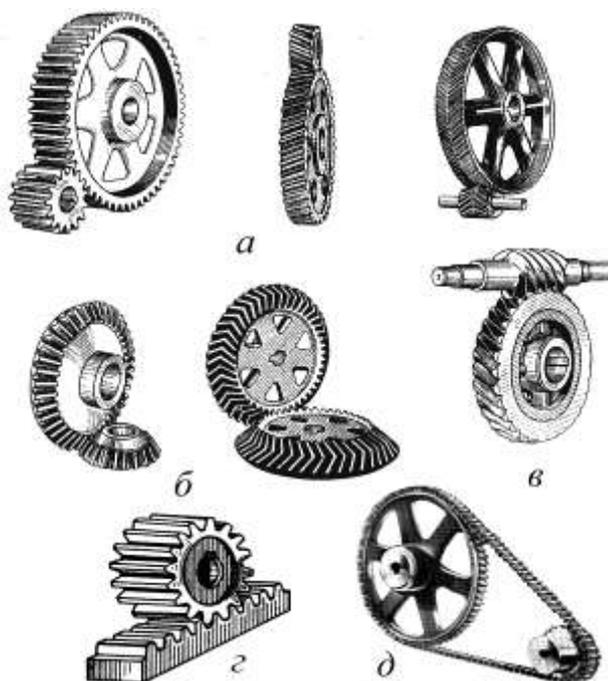


Рис.1

Редукторы в основном предназначены для снижения угловой скорости и для повышения вращающего момента на тихоходном валу.

Обычно редукторы состоят из крышки и корпуса, соединенных между собой болтами. На крышке и корпусе редукторов имеются два направляющих установочных штифта. Внутри герметично закрываемого корпуса располагаются пары зубчатых колес соответствующих ступеней. Ведущие шестерни выполняются чаще всего заодно с валами и носят название вал-шестерня.

Зубчатые колеса выполняются отдельно и насажены на вал по соответствующим посадкам. На валах под колесами имеются шпонки для передачи вращающего момента от колеса к валу и наоборот. Валы в редукторах опираются на подшипники качения, чаще шариковые радиальные или радиально-упорные (в редукторах с косозубым зацеплением колес). Подшипники устанавливаются в гнездах корпуса и крышки редуктора. Для защиты подшипников от пыли и влаги, а также для предупреждения утечки смазки из

10. РАСЧЁТ ВАЛОВ

10.1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ПОРЯДОК РАСЧЁТА

Основные причины выхода из строя валов следующие.

Усталостное разрушение в результате действия переменных напряжений.

Потеря жёсткости.

Потеря статической прочности или *остаточная деформация* вала при кратковременных перегрузках.

Вибростойкость.

Основными силовыми факторами, определяющими работоспособность вала, являются изгибающий M и вращающий T моменты. Влияние сил растягивающих и сжимающих вал не учитывается ввиду малости вызываемых ими напряжений.

Конструирование и расчёты вала неразрывно взаимосвязаны. При этом применяют метод последовательных приближений.

На первом этапе из условия прочности вала при кручении определяют ориентировочное значение диаметра вала и разрабатывают первый вариант его конструкции.

На втором этапе составляют расчётную схему вала, проводят расчёт на статическую прочность и первую корректировку конструкции вала.

Далее выполняют проверочный расчёт на сопротивление усталости и уточняют конструкцию вала.

На последнем этапе проводят проверочные расчёты на жёсткость и при необходимости на вибростойкость.

10.2. ВЫБОР МАТЕРИАЛА, ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Материалы, применяемые для изготовления валов, указаны в табл. 10.1. Более подробные рекомендации по выбору материала можно найти в [2], сведения о механических характеристиках материалов валов в [1, 8, 9, 10, 11].

Проектный расчёт вала сводится к определению его минимального диаметра d из условия прочности на кручение при пониженных допускаемых напряжениях:

$$d = 3 \sqrt{\frac{T}{0.2 \cdot \tau_p}}, \quad (10.1)$$

где T – наибольший из долгосрочно действующих вращающих моментов по графику нагружения;

τ_p – допускаемое касательное напряжение.

Для входного и выходного вала по формуле (10.1) находится диаметр входного и выходного концов при $\tau_p = 20-25$ МПа. Для

промежуточных валов находят средний диаметр под колесом, при этом для промежуточного вала двухступенчатого редуктора и первого промежуточного для трёхступенчатого $\tau_p = 10-15$ МПа, для второго промежуточного вала трёхступенчатого редуктора $\tau_p = 20$ МПа.

Таблица 10.1

Материалы валов и их механические характеристики.

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не менее	Твёрдость НВ **, не менее	σ_B^*	σ_T^*	σ_1	τ_1	Коэффициенты	
			МПа				ψ_σ	ψ_τ
Ст5	Не ограничен	190	520	280	220	130	0	0
45	Не ограничен	200	560	280	250	150	0	0
	120	240	800	550	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40X	Не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	360	210		
	120	270	900	750	410	240		
40XH	Не ограничен	240	820	650	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05
20	60	145	400	240	170	100	0	0
20X	120	197	650	400	300	160	0,05	0
12XH3A	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
12X2H4A	120	300	1100	850	500	250	0,15	0,1
18XГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1
30XГТ	Не ограничен	270	950	750	450	260	0,1	0,05
	120	320	1150	950	520	310	0,15	0,1
	60	415	1500	1200	650	330	0,2	0,1

* Для вала-шестерни при твёрдости поверхности зуба ≥ 350 НВ пределы прочности σ_B и текучести σ_T для сердцевины смотри в табл. 3.2, при этом:
 $\sigma_1 = 0,4 \cdot \sigma_B$ (сердцевины), $\tau_1 = 0,6 \cdot \sigma_1$

** Твёрдость НВ дана для сердцевины при поверхностном упрочнении (поверхностная закалка т.в.ч., цементация, азотирование и др.) и для поверхности при улучшении.

Ориентируясь на полученное значение диаметра, конструируют вал.

Порядок и примеры конструирования валов приведены в [3, 6, 7, 8].

Наиболее полно этот вопрос рассмотрен в [1].

Проектирование можно проводить в следующей последовательности.

Изучить по выше названной литературе общие принципы конструирования валов и просмотреть по [12] различные конструктивные решения.

Выбрать тип подшипников и разработать конструкцию подшипниковых узлов.

Эскизно (без размеров) разработать конструкцию вала.

Ориентируясь на значение диаметра вала, полученное по формуле (10.1), назначить диаметры всем участкам вала принимая во внимание следующее. Диаметры и длины входного и выходного концов валов редуктора стандартизированы. Значения их размеров назначают по ГОСТ 12080-66 и ГОСТ 12081-72 [1, 11].

Диаметры под подшипники округляются до стандартного ближайшего диаметра внутреннего кольца подшипника (начиная с 20 мм и более округляются до числа, заканчивающегося на "0" или "5"). Диаметр вала под манжетное уплотнение согласуется с внутренним диаметром манжеты. Значения диаметров остальных участков вала, свободных или сопрягающихся с другими деталями, например, со ступицей колеса, округляются до значений стандартного ряда Ra 20 нормальных линейных размеров по табл. П.6. Если диаметр червячного вала, рассчитанный по формуле (10.1), получился значительно меньше диаметра впадин червяка, для обеспечения достаточной жёсткости этого вала диаметры его участков назначаются, ориентируясь на размеры червяка. Диаметр входного конца вала редуктора, соединяющегося муфтой с валом электродвигателя, принимают не по результатам расчёта (10.1), а назначают в пределах:

$$d = (0,80...1,15) \cdot d_{\text{эл.дв.}} \quad (10.2)$$

где $d_{\text{эл.дв.}}$ – диаметр выходного конца вала электродвигателя по табл. 10.2.

Таблица 10.2

Диаметры выходных концов валов электродвигателей

Тип	Число полюсов	$d_{\text{эл.дв.}}$, мм	Тип	Число полюсов	$d_{\text{эл.дв.}}$, мм
4A71	любое	19	4A160S	4, 6, 8	48
4A80		22	4A160M	2	42
4A90L		24	4A160M	4, 6, 8	48
4A100		28	4A180S	2	48
4A112M		32	4A180S	4, 6, 8	55
4A132		38	4A180M	2	48
4A160S	2	42	4A180M	4, 6, 8	55

Для определения длины ступиц сопрягаемых с валом деталей (зубчатых и червячных колёс, шкивов, звёздочек, полумуфт и т.д.) рассчитываются шпоночные и шлицевые соединения (гл. 12, 13).

Если диаметр вала в месте посадки шестерни получился больше половины диаметра вершин зубьев этой шестерни, то шестерня изготавливается за одно целое с валом.

Вычерчивают валы на чертеже общей компоновки редуктора, после чего по чертежу определяют длины всех участков валов.

В соответствии с рекомендациями, представленными в [7], проводят доработку конструкции вала с целью уменьшения концентрации напряжений.

Для участков вала, сопрягаемых с другими деталями, по табл. 10.3 выбирают тип посадки. По табл. 10.4 назначают шероховатость поверхности участков вала.

Таблица 10.3

Посадки основных деталей редукторов на валы

Посадка	Применение
H7/p6, H7/r6, H7/s6	Зубчатые и червячные колёса при тяжёлых ударных нагрузках
H7/p6	Зубчатые и червячные колёса и зубчатые муфты
H7/k6, H7/m6, H7/n6	Зубчатые и червячные колёса при частом демонтаже
H7/n6	Фрикционные и кулачковые муфты
H7/m6	Конические шестерни и колёса при частом демонтаже для уменьшения износа посадочных мест
H7/g6, H7/h6, H7/h7	Распорные втулки
k6, js6	Участки вала под внутренние кольца подшипников качения
H7/js6, H7/h6	Шкивы и звёздочки
H7/n6, H7/m6, H7/k6	Не указанные выше муфты

Таблица 10.4

Шероховатость основных поверхностей валов

Поверхности вала	Шероховатость при диаметре вала, мм	
	от 10 до 80	св. 80
Для посадки подшипников качения 0 класса точности	1,25	2,5
Для посадки подшипников качения 5 и 6 класса точности	0,63	1,25
Торцы заплечиков подшипников качения 0 класса точности	2,5	2,5
Торцы заплечиков подшипников качения 5 и 6 класса точности	1,25	2,5
Ступицы деталей передач при посадках по 6 и 7 квалитетам точности	1,25	2,5
В трущихся (ходовых) соединениях	1,25	
Под резиновые уплотнения при скорости до 3 м/с	0,63	Полировать
Под резиновые уплотнения при скорости больше 3 м/с	0,32	Полировать
Под лабиринтные уплотнения и жировые канавки	от Rz20 до 2,5	
Канавки, фаски, выточки, закругления и т.п., а также нерабочие поверхности	от Rz20 до Rz40	

Окончательные размеры валов получают после завершения работы по проектированию редуктора в целом.

10.3. СОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЁТНОЙ СХЕМЫ ВАЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПАСНЫХ СЕЧЕНИЙ

Расчёт вала на прочность производится по схеме двухопорной шарнирно опертой балки.

По чертежу вала составляют его расчётную схему, в которой вал рассматривается как балка на шарнирных опорах, нагруженная внешними силами и моментами.

На схеме фиксированная опора вала (выполненная в виде подшипникового узла, воспринимающего одновременно осевые и радиальные нагрузки) обозначается шарнирно неподвижной опорой, а плавающая опора (подшипниковый узел, воспринимающий только радиальные нагрузки) обозначается шарнирно подвижной опорой.

Радиальные реакции опор считаются приложенными по середине ширины радиальных шариковых и роликовых подшипников (рис. 10.1). Места приложения радиальных реакций для радиально-упорных подшипников находятся по формулам табл. 10.5.

Реальные нагрузки от насаженных на валы деталей (усилия в зацеплениях передач редуктора, усилия, приложенные к выходным участкам валов, например, от муфты, ременной или цепной передачи) условно заменяют сосредоточенными нагрузками. Точки приложения нагрузок находятся: для зубчатых передач – по середине ширины зубчатых венцов в полюсе зацепления; для червячной – по середине ширины венца колеса и длины нарезанной части червяка; для ременных передач – по середине ширины рабочей части шкива; для цепной – в середине ширины цепи на делительном диаметре звёздочки; для муфт – на середине длины конца входного или выходного участка вала.

Если на входном конце вала установлена муфта упругая втулочно-пальцевая, то на вал со стороны муфты действует радиальная нагрузка:

$$F_M = (0,2...0,35) \cdot \frac{2 \cdot T}{D}, \quad (10.3)$$

где T - вращающий момент на валу;

D - диаметр окружности центров пальцев муфты.

Со стороны зубчатой муфты на вал действует сила:

$$F_M = (0,2...0,4) \cdot \frac{2 \cdot T}{D}, \quad (10.4)$$

где D – делительный диаметр зубчатого венца втулки.

При нанесении нагрузок на расчётную схему нужно учитывать, что направление осевой и тангенциальной силы зависит от направления вращения вала. Поэтому, если редуктор предназначен для реверсивной работы, проверочные расчёты ведут при наихудшей комбинации сил (при

которой действует наибольший суммарный изгибающий момент). Направление действия силы со стороны муфты также принимается наименее худшим, т.е. увеличивающим изгибающий момент от остальных сил.

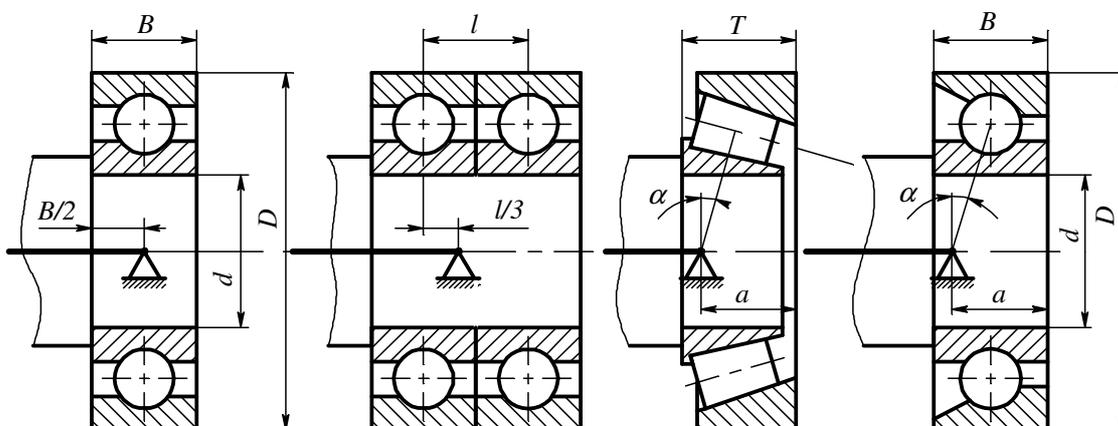


Рис. 10.1. Расчётные схемы опор валов

Таблица 10.5

Определение места приложения радиальных реакций
в зависимости от типа подшипника (рис. 10.1)

Тип подшипника	Формула * **
Однорядные радиально-упорные шарикоподшипники	$a = 0.5 \cdot \left[B + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right]$
Двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники	$a = 0.5 \cdot \left[\frac{3 \cdot B}{2} + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right]$
Однорядные конические роликоподшипники	$a = 0.5 \cdot \left[T + \frac{d + D}{3} e \right]$
Двухрядные конические роликоподшипники	$a = 0.5 \cdot \left[\frac{3 \cdot T}{2} + \frac{d + D}{3} e \right]$

* Размеры подшипника: B – ширина; T – монтажная высота; d – внутренний диаметр; D – наружный диаметр; e – коэффициент осевой нагрузки; α – см. справочники по подшипникам или [12].
** Считается, что радиальные реакции приложены к валу в точках пересечения нормалей, проведённых к серединам контактных площадок тел качения.

Действие сил и вращающих моментов приводят к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (рис. 10.2) – горизонтальной «xz» и вертикальной «xy».

Реакции опор (силы, действующие на подшипниковые узлы) представляются в виде трёх составляющих R_x , R_y и R_z , действующих вдоль осей «x», «y», «z», соответственно. Цифры «1» или «2» в индексе обозначения реакции указывают на то, что реакция действует на первую или вторую опору, соответственно.

Силы, действующие в зацеплении, и найденные при расчётах передач в виде трёх составляющих (тангенциальной F_t , радиальной F_r и осевой F_a) приводятся к оси вала.

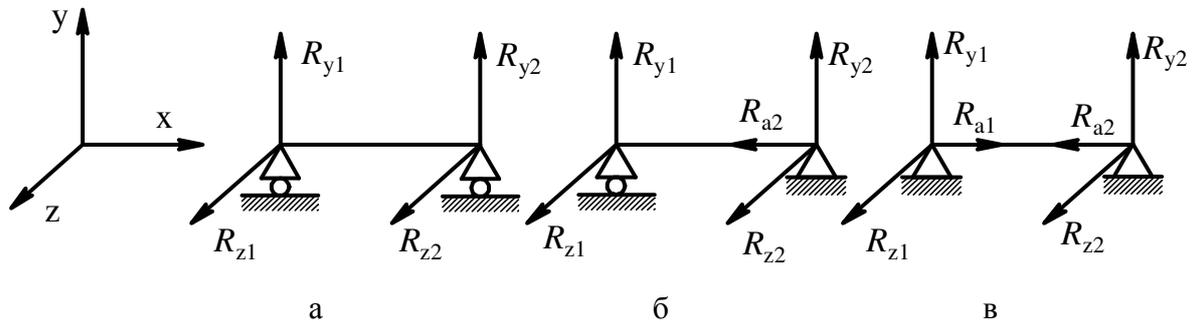


Рис. 10.2. Обозначения радиальных и осевых реакций, возникающих в опорах вала:
 а – плавающего; б – с одной плавающей и одной фиксирующей опорой;
 в – с двумя фиксирующими опорами.

В последующих расчётах на прочность действие на вал осевой силы F_a и R_a (идущие вдоль оси "x") не учитываются ввиду малой величины нормальных напряжений, возникающих от них. Эти силы будут учитываться в дальнейшем при расчёте подшипников.

Составляются две расчётные схемы вала отдельно - для сил, действующих в плоскости "yx" и плоскости "zx".

В каждой плоскости определяются составляющие радиальных реакций (R_{y1} и R_{y2} в плоскости "yx", R_{z1} и R_{z2} в плоскости "zx").

Строятся эпюры изгибающих моментов, действующие в каждой из плоскостей (M_{yx} и M_{zx}).

Строится эпюра суммарного изгибающего момента, полученная сложением эпюр M_{yx} и M_{zx} по формуле:

$$M = \sqrt{M_{yx}^2 + M_{zx}^2}. \quad (10.5)$$

Строится эпюра крутящих моментов T_x .

По характеру эпюр с учётом ступенчатой формы вала и мест концентрации напряжений определяются места возможно опасных сечений.

Как известно, у вала с одинаковыми размерами сечений опасным сечением будет то, в котором действуют наибольшие внутренние усилия (изгибающий и крутящий моменты). Величина напряжений в поперечном сечении ступенчатого вала зависит не только от величины внутренних усилий, но и от диаметра вала и наличия в сечении концентраторов напряжений. Поэтому для определения опасного сечения, в котором действуют наибольшие по величине напряжения, наличие одних лишь эпюр силовых факторов не достаточно. При расчёте ступенчатых валов приходится назначать по разным признакам несколько предположительно

опасных сечений и делать проверку на прочность для каждого из них. При выборе опасного сечения учитывают величину внутренних усилий, действующих в сечении (эпюры силовых факторов), размер сечения, наличие в нём концентратора напряжений.

10.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ОПАСНОМ СЕЧЕНИИ

В поперечном сечении вала действуют нормальные напряжения изгиба σ и касательные напряжения τ от кручения. Оба напряжения имеют переменный характер. Переменность напряжений изгиба обусловлена поворотом вала к линии действия сил. Касательные напряжения имеют переменный характер *при нереверсивном* приводе из-за включения-выключения привода, *при реверсивном* приводе - из-за перемены направления вращения. Характер изменения напряжений в названных условиях показан на рис. 10.3.

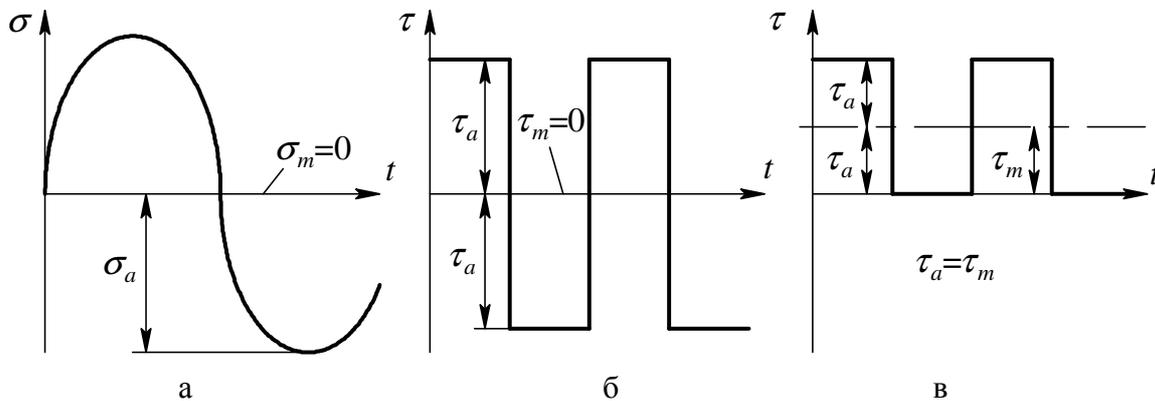


Рис. 10.3. Характер изменения величины напряжений в поперечном сечении вала:
а – нормальных; б – касательных при реверсивной работе;
в – касательных при не реверсивной работе.

Как видно из рис. 10.3, величина нормальных напряжений изменяется по симметричному циклу, для которого среднее напряжение цикла равно нулю ($\sigma_m = 0$). Амплитуда цикла σ_a находится по формуле:

$$\sigma_a = \frac{M}{W}, \quad (10.6)$$

где W – момент сопротивления изгибу рассматриваемого поперечного сечения вала, табл. 10.6;

M – величина изгибающего момента в рассматриваемом сечении по эпюре суммарных изгибающих моментов.

При *нереверсивной* работе среднее τ_m и амплитудное τ_a напряжения цикла равны (рис. 10.3 в) и вычисляются по формуле:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{W_p}, \quad (10.7)$$

где W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения вала, табл. 10.6.

При реверсивной работе (рис. 10.3 б):

$$\tau_a = \frac{T}{W_p}, \quad (10.8)$$

$$\tau_m = 0. \quad (10.9)$$

Таблица 10.6

Формулы для определения моментов сопротивления изгибу и кручению

Сечение	Момент сопротивления сечения изгибу W	Полярный момент сопротивления сечения кручению W_p
Сплошное круглое с диаметром d	$0,1 \cdot d^3$	$0,2 \cdot d^3$
Со сквозным отверстием диаметра d_0	$\frac{\pi d^3}{32} \cdot \left(1 - 1,54 \frac{d_0}{d}\right)$	$\frac{\pi d^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{d_0}{d}\right)$
Для сечения диаметром d с одной шпонкой шириной b и глубиной паза t_1	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
Для сечения с двумя шпонками	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{d}$
Для вала-шестерни в сечении по зубьям с диаметром делительной окружности d и диаметром вершин зубьев d_a	$\frac{\pi d^4}{32d_a} \cdot \delta_j$	$\frac{\pi d^4}{16d_a} \cdot \delta_j$
	где δ_j – коэффициент, зависящий от числа зубьев z и коэффициента смещения x . При $x=0$ он равен: при 17 зубьях $\delta_j=0,95$, при 40 зубьях $\delta_j=1$. Промежуточные значения находятся интерполяцией.	
Прямозубые шлицы при внутреннем диаметре d	$\xi \cdot \frac{\pi d^3}{32}$	$\xi \cdot \frac{\pi d^3}{16}$
	при $d=23...122$ мм для лёгкой серии шлицев $\xi=1,09...1,16$; для средней серии $\xi=1,14...1,27$; для тяжёлой $\xi=1,14...1,39$ (наименьшие значения соответствуют большим значениям d)	

10.5. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ВАЛА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

Проверка вала на сопротивление усталости сводится к определению коэффициента запаса усталостной прочности s в опасных сечениях вала и проверке условия:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \quad (10.10)$$

где $[s]$ – минимально допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости, $[s] = 1,8 \dots 2,5$;

s_σ и s_τ – коэффициенты запаса сопротивления усталости по изгибу и по кручению, соответственно:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_L}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (10.11)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot K_L}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (10.12)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при изгибе и кручении, соответственно, табл. 10.1;

K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, табл. 10.7, 10.8, 10.9, 10.10, 10.11 (при действии в одном сечении нескольких источников концентрации напряжений от формы (например, шпоночного паза и перепада диаметров) учитывают только наиболее опасный из них с учётом влияния шероховатости поверхности. Общий коэффициент концентрации напряжений будет равен при этом: $K_\sigma + K_{\sigma II} - 1$, где K_σ – наибольший по величине коэффициент концентрации от формы; $K_{\sigma II}$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности по табл. 10.10);

ϵ_σ и ϵ_τ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения, табл. 10.12 (при действии в сечении концентрации напряжений от прессовой посадки коэффициенты K_σ и ϵ_σ , K_τ и ϵ_τ учитываются совместно по таблице 10.11 в виде отношений K/ϵ_σ и K/ϵ_τ . При действии в сечении других концентраторов напряжений в расчёт принимается наибольший из них);

β – коэффициент упрочнения, вводится для валов с поверхностным упрочнением, табл. 10.13;

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений, табл. 10.1;

K_L – коэффициент долговечности, находится по формуле:

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{LE}}}, \text{ но не менее } K_L = 1, \quad (10.13)$$

где m – показатель степени, $m = 6$ для участков вала с прессовыми посадками, для остальных $m = 9$;

N_0 – база испытаний, для валов диаметром 10...50 мм $N_0 = (3...5) \cdot 10^6$, для валов диаметром более 50 мм $N_0 = 10^7$;

N_{LE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений, вычисляется по формуле:

$$N_{LE} = n \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 \cdot K_C \cdot K_\Gamma \cdot t_\Gamma \cdot \sum \alpha_i \cdot \beta_i^m, \quad (10.14)$$

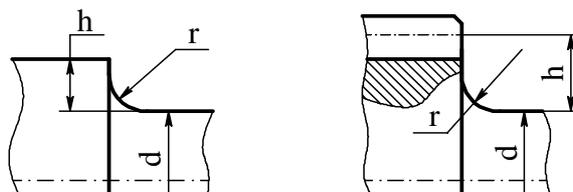
где n – частота вращения вала, об/мин;

t_Γ , K_Γ и K_C – по заданию (см. гл. 1);

$\alpha_i = \frac{t_i}{t_\Sigma}$ и $\beta_i = \frac{T_i}{T}$ – по графику нагрузки в задании (см. гл. 1).

Таблица 10.7

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ
для ступенчатых валов с галтелью



$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ				K_τ			
		при σ_B , Н/мм ²				при σ_B , Н/мм ²			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,70	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,60	1,70	1,8	1,9	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,60	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,90	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,90	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,90	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблица 10.8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ
для валов в месте шпоночного паза

$\sigma_B, 2$ Н/мм ²	K_σ		K_τ
	паз выполнен концевой фрезой	паз выполнен дисковой фрезой	
500	1,60	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	2,40

При невыполнении условия (10.10) принимают меры для его выполнения. Увеличивают диаметр вала в проверяемом сечении, выбирают для вала материал с большим по величине пределом выносливости, по возможности убирают концентратор напряжений или заменяют его менее опасным и т.д. Если вы затрудняетесь какое именно решение принять Вам по данному вопросу – проконсультируйтесь с преподавателем.

Таблица 10.9

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ
для шлицевых и резьбовых участков валов

$\sigma_B, 2$ Н/мм ²	K_σ		K_τ	
	для шлицев	для резьбы	для прямобоочных шлицев	для эвольвентных шлицев
400	1,35	1,45	2,10	1,40
500	1,45	1,78	2,25	1,43
600	1,55	1,96	2,36	1,46
700	1,60	2,20	2,45	1,49
800	1,65	2,32	2,55	1,52
900	1,70	2,47	2,65	1,55
1000	1,72	2,61	2,70	1,58
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Таблица 10.10

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений ($K_{\sigma II} \approx K_{\tau II}$) в зависимости от шероховатости поверхности и предела прочности вала σ_B

Шероховатость	Примерная обработка	Предел прочности σ_B , Н/мм ²			
		500	700	900	1200
Rz80, Rz40, Rz20	Обдирка	1,20	1,25	1,35	1,50
2,5; 1,25; 0,63	Обточка	1,05	1,10	1,15	1,25
0,32; 0,16	Шлифование	1,00	1,00	1,00	1,00

Таблица 10.11

Коэффициенты концентрации напряжений K_d/ϵ_σ и K_d/ϵ_τ
в местах установки на валу деталей с натягом

Диаметр вала d , мм	K_d/ϵ_σ при σ_B , Н/мм ²				K_d/ϵ_τ при σ_B , Н/мм ²			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0	5,1	1,5	2,0	2,4	3,05
40	2,75	3,5	4,3	5,4	1,65	2,1	2,6	3,25
50	2,9	3,7	4,5	5,7	1,75	2,2	2,7	3,4
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	3,55

70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95
Примечание - При установке колец подшипников с натягом табличное значение следует умножить на 0.9								

Таблица 10.12

Коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения ε_σ и ε_τ

Диаметр вала, мм		20...30	30...40	40...50	50...60	60...70	70...80	80...90	100...120	120...140
Углеродистые стали	ε_σ	0,91	0,88	0,84	0,81	0,78	0,75	0,73	0,70	0,68
	ε_τ	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	0,70	0,68
Легированные стали	ε_σ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60
	ε_τ	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	0,70	0,68

Таблица 10.13

Коэффициент β , учитывающий упрочнение поверхности при применении специальных технологических методов

Вид обработки поверхности	σ_B сердцевины, Н/мм ²	Значение β для валов		
		гладких	при малой концентрации напряжений ($K_\sigma < 1,5$)	при большой концентрации напряжений ($K_\sigma > 1,5$)
Точение	800-1200	1	1	1
Шлифование		1,1-1,2	-	-
Закалка с нагревом ТВЧ	600-800	1,5-1,7	1,6-1,7	2,4-2,8
	800-1200	1,3-1,5	-	-
Азотирование	900-1200	1,1-1,25	1,5-1,7	1,7-2,1
Цементация	700-800	1,4-1,5	-	-
	1000-1200	1,2-1,3	2	-
Дробеструйная обработка	600-1500	1,1-1,25	1,5-1,6	1,7-2,1
Обжатие пуансоном места выхода поперечного отверстия	600-1200	-	1,4	1,4
Обкатка роликом	600-1500	1,2-1,3	1,5-1,6	1,8-2,0

10.6. РАСЧЁТ ВАЛА НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ИЛИ ОСТАТОЧНУЮ ДЕФОРМАЦИЮ

При кратковременных перегрузках, повторяемость которых мала и не может вызвать усталостного разрушения, вал может потерять статическую прочность или пластически деформироваться.

Проверка статической прочности вала сводится к проверке выполнения условия:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{ЭКВ}}} \geq [n], \quad (10.15)$$

где n – коэффициента запаса статической прочности вала;

$[n]$ – минимально допустимый коэффициент запаса статической прочности; обычно $[n] = 1,3 \dots 1,8$;

σ_T – предел текучести материала вала, табл. 10.1;

$\sigma_{\text{экр}}$ – эквивалентное напряжение при перегрузке в наиболее нагруженной точке опасного сечения:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{T_{\text{пуск}}}{T} \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}, \quad (10.16)$$

где $T_{\text{пуск}}$ и T – кратковременно действующий при перегрузке и наибольший из долгосрочно действующих моментов, см. гл.1;

σ и τ – нормальное напряжение изгиба и касательное напряжение при действии номинальной нагрузки, рассчитанные по формулам (10.6) и (10.8), соответственно.

10.7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ЖЁСТКОСТИ ВАЛА

Жёсткость вала при изгибе должна быть достаточной для обеспечения нормальной работы передач зацеплением и подшипников, а крутильная жёсткость – для нормальной работы шлицевых и шпоночных соединений.

Проверка изгибной жёсткости сводится к сравнению прогибов y и углов поворота y' поперечных сечений в соответствующих местах с их допустимыми значениями:

$$y \leq [y], \quad (10.17)$$

$$y' \leq [y'], \quad (10.18)$$

где y и y' – действительный прогиб и угол поворота в проверяемом сечении;

$[y]$ и $[y']$ – допускаемый прогиб и угол поворота, табл. 10.15.

Прогиб сечения находится векторным суммированием его прогибов в плоскостях "yx" и "zx":

$$y = \sqrt{y_{yx}^2 + y_{zx}^2}. \quad (10.19)$$

Прогиб в плоскости находится суммированием прогибов сечения от каждого силового фактора, действующего в этой плоскости (силы или момента), численные значения которых вычисляются по формулам табл. 10.14.

Угол поворота сечения находится из уравнения:

$$y' = \arctg \left(\sqrt{(\text{tg } y'_{yx})^2 + (\text{tg } y'_{zx})^2} \right), \quad (10.20)$$

где y'_{yx} , y'_{zx} - углы поворота сечения в плоскости "yx" и "zx", соответственно.

Угол поворота в плоскости находится суммированием углов поворота сечения от каждого силового фактора, действующего в этой плоскости (силы или момента), численные значения которых вычисляются по формулам табл. 10.14.

Для упрощения расчётов в курсовом проекте прогибы и углы поворота рассчитываются «в запас жёсткости» предполагая диаметр вала одинаковым по всей длине и равным наименьшему из диаметров вала. Расчёт жёсткости ступенчатого вала см. в [8].

Таблица 10.14

Формулы для расчёта углов поворота y' и прогибов y двухопорных валов

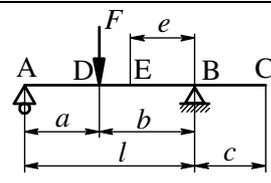
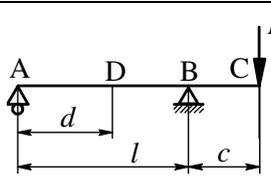
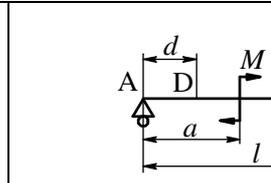
Углы наклона и прогибы			
y'_A	$\frac{Fab(l+b)}{6EI}$	$-\frac{Fcl}{6EI}$	$-\frac{Ml}{6EI} \cdot \left(2 - \frac{6a}{l} + \frac{3a^2}{l^2}\right)$
y'_B	$-\frac{Fab(l+a)}{6EI}$	$\frac{Fcl}{3EI}$	$\frac{Ml}{6EI} \cdot \left(1 - \frac{3a^2}{l^2}\right)$
y'_C	$-\frac{Fab(l+a)}{6EI}$	$\frac{Fc(2l+3c)}{6EI}$	—
y'_D	$\frac{Fab(b-a)}{3EI}$	—	$\frac{Ml}{EI} \cdot \left(\frac{1}{3} - \frac{d}{l} + \frac{d^2}{l^2}\right)$
y_D	$\frac{Fa^2b^2}{3EI}$	—	$\frac{Ml^2}{6EI} \left[\frac{d^3}{l^3} - \left(\frac{6a}{l} - \frac{3a^2}{l^2} - 2\right) \cdot \frac{d}{l} \right]$
y_E	$\frac{Fae(l^2 - a^2 - e^2)}{6EI}$	—	—
y_C	$-\frac{Fab(l+a)}{6EI} \cdot c$	$\frac{Fc^2(l+c)}{3EI}$	—

Таблица 10.15

Допускаемые прогибы $[y]$ и углы поворота $[y']$ поперечных сечений валов в местах посадки различных деталей

Сопрягаемая деталь	$[y]$	$[y']$, рад
Максимальный прогиб валов, несущих зубчатые колёса, при расстоянии между опорами l	$(0,0002 \dots 0,0003) l$	
Цилиндрические зубчатые колёса с модулем m	$(0,01 \dots 0,03) m$	0,002
Конические, гипоидные и глобоидные	$(0,005 \dots 0,007) m$	0,001

зубчатые колёса с модулем m		
Червяк, m – модуль	$(0,005 \dots 0,01) m$	
Шестерня, m – модуль	$(0,01 \dots 0,03) m$	0,0010
Подшипник скольжения		0,0010
Радиальный шарикоподшипник		0,0050
Цилиндрический роликоподшипник		0,0025
Конический роликоподшипник		0,0016
Сферический шарикоподшипник		0,0500
Сферический роликоподшипник		0,0500

10.8. ПРИМЕР РАСЧЁТА ВАЛА

Задание и исходные данные. Рассчитать промежуточный вал коническо-цилиндрического зубчатого редуктора. Материал вала – Сталь 45 со следующими механическими характеристиками: предел прочности $\sigma_B = 610$ МПа; предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа; пределы выносливости при изгибе $\sigma_{-1} = 270$ МПа и кручении $\tau_{-1} = 152$ МПа. Передаваемый валом вращающий момент $T = 130$ Н·м; угловая скорость вала $\omega = 33$ рад/с ($n = 316$ об/мин). На валу установлены коническое прямозубое колесо $d_m = 168$ мм, $m_m = 4$ мм и цилиндрическая прямозубая шестерня. Оба колеса посажены на вал с натягом. Опоры вала – радиально-упорные роликовые подшипники №7207, установленные по схеме «враспор». Место приложения и направление сил в зацеплении колёс, а также расстояния между опорами и точками приложения сил показаны на рис. 10.4. Режим работы вала неререверсивный с постоянной нагрузкой, $t_T = 5$ лет, $K_T = 0,8$, $K_C = 0,4$. При пуске вал испытывает перегрузку $\frac{T_{\text{пуск}}}{T} = 2,2$. Силы,

действующие на зубья цилиндрической шестерни: $F_{t2} = 3240$ Н; $F_{r2} = 1170$ Н. Силы, действующие на зубья конического колеса: $F_{t1} = 1540$ Н; $F_{r1} = 117$ Н; $F_{a1} = 520$ Н. Размер шпоночных пазов – ширина $b = 10$ мм, глубина $t_1 = 5$ мм.

Приводим силы в зацеплении к оси вала и составляем расчётные схемы вала отдельно в плоскостях «ух» и «zx» (рис. 10.5).

Момент, возникающий от действия осевой силы F_{a1} , будет равен:

$$M_{a1} = F_{a1} \cdot \frac{d_m}{2} = 520 \cdot \frac{168}{2 \cdot 1000} = 44 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Составляем уравнения равновесия моментов всех сил и моментов, действующих на вал в плоскости «ух», относительно 1 и 2 опоры для нахождения радиальных реакций опор R_{y1} и R_{y2} :

$$\begin{aligned} F_{r2} \cdot 65 - F_{r1} \cdot (65 + 185) - M_{a1} + R_{y2} \cdot (65 + 185 + 70) &= 0, \\ -R_{y1} \cdot (65 + 185 + 70) - F_{r2} \cdot (185 + 70) + F_{r1} \cdot 70 - M_{a1} &= 0, \end{aligned}$$

откуда:

$$\begin{aligned} R_{y2} &= \frac{-F_{r2} \cdot 65 + F_{r1} \cdot (65 + 185) + M_{a1}}{65 + 185 + 70} = \frac{-1170 \cdot 65 + 117 \cdot (65 + 185) + 44000}{65 + 185 + 70} = -9 \text{ Н} \\ R_{y1} &= \frac{-F_{r2} \cdot (185 + 70) + F_{r1} \cdot 70 - M_{a1}}{65 + 185 + 70} = \frac{-1170 \cdot (185 + 70) + 117 \cdot 70 - 44000}{65 + 185 + 70} = -1044 \text{ Н} \end{aligned}$$

Составляем уравнения равновесия моментов всех сил и моментов, действующих на вал в плоскости «zx», относительно 1 и 2 опоры для нахождения радиальных реакций опор R_{z1} и R_{z2} :

$$\begin{aligned} -F_{t2} \cdot 65 - F_{t1} \cdot (65 + 185) + R_{z2} \cdot (65 + 185 + 70) &= 0, \\ -R_{z1} \cdot (65 + 185 + 70) + F_{t2} \cdot (185 + 70) + F_{t1} \cdot 70 &= 0, \end{aligned}$$

откуда:

$$R_{z2} = \frac{F_{t2} \cdot 65 + F_{t1} \cdot (65 + 185)}{65 + 185 + 70} = \frac{3240 \cdot 65 + 1540 \cdot (65 + 185)}{65 + 185 + 70} = 1861 \text{ Н}$$

$$R_{z1} = \frac{F_{t2} \cdot (185 + 70) + F_{t1} \cdot 70}{65 + 185 + 70} = \frac{3240 \cdot (185 + 70) + 1540 \cdot 70}{65 + 185 + 70} = 2919 \text{ Н}$$

Строим эпюры изгибающего момента в плоскости «ух» и плоскости «zx» (рис. 10.5). Находим эпюру суммарного изгибающего момента. Строим эпюру крутящего момента в плоскости «yz».

Проверку прочности проводим для сечения номер I под цилиндрической шестернёй, где действуют наибольшие силовые факторы.

Определяем наибольшие напряжения, действующие в опасном сечении. Нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, поэтому:

$$\sigma_m = 0,$$

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W} = \frac{202 \cdot 1000}{5518} = 37 \text{ МПа},$$

где W – момент сопротивления сечения вала I при изгибе с учётом шпоночного паза (табл. 10.6):

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} - \frac{10 \cdot 5 \cdot (40-5)^2}{2 \cdot 40} = 5518 \text{ мм}^3.$$

Касательные напряжения при нереверсивной работе равны:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{W_p} = \frac{1}{2} \cdot \frac{130 \cdot 1000}{11801} = 5,5 \text{ МПа},$$

где W_p – момент сопротивления сечения вала I при кручении с учётом шпоночного паза (табл. 10.6):

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} - \frac{10 \cdot 5 \cdot (40-5)^2}{2 \cdot 40} = 11801 \text{ мм}^3.$$

Проверяем вал на усталостную прочность в опасном сечении по коэффициенту запаса сопротивления усталости:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{2,3 \cdot 14,4}{\sqrt{2,3^2 + 14,4^2}} = 2,27 \geq [s] = 1,8,$$

где s_σ и s_τ – коэффициенты запаса сопротивления усталости по изгибу и по кручению, соответственно:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_L}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{270 \cdot 1}{3,125 \cdot 37} = 2,3,$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot K_L}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{152 \cdot 1}{1,875 \cdot 5,5 + 0,05 \cdot 5,5} = 14,4,$$

где $K_\sigma / \epsilon_\sigma = 3,125$, $K_\tau / \epsilon_\tau = 1,875$, табл. 10.11; $\beta = 1$ при точёной поверхности вала, табл. 10.13; $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$, табл. 10.1; K_L – коэффициент долговечности, для участка вала с прессовой посадкой:

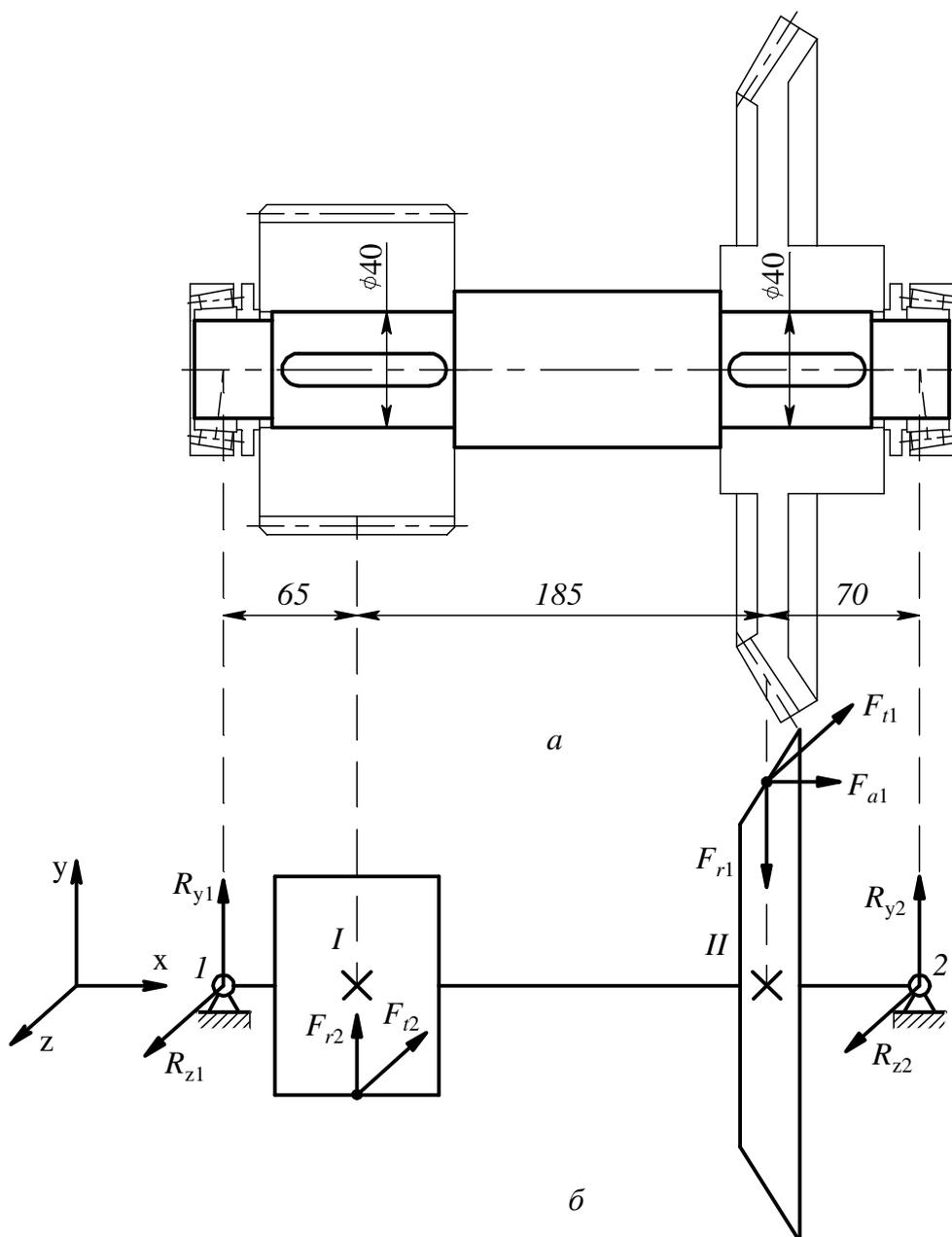


Рис. 10.4. Вал: а – эскиз с сопрягаемыми деталями; б – схема нагружения (I и II – поперечные сечения вала в местах действия сил в зацеплении, 1 и 2 – номера опор)

$$K_L = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{LE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2.657 \cdot 10^8}} = 0.497,$$

где N_{LE} – эквивалентное число циклов перемен напряжений, при постоянной нагрузке:

$$N_{LE} = n \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 \cdot K_C \cdot K_\Gamma \cdot t_\Gamma = 316 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 0.4 \cdot 0.8 \cdot 5 = 2.657 \cdot 10^8.$$

Принимаем $K_L = 1$.

Сопротивление усталости вала в опасном сечении обеспечено, так как $s \geq [s] = 1.8$.

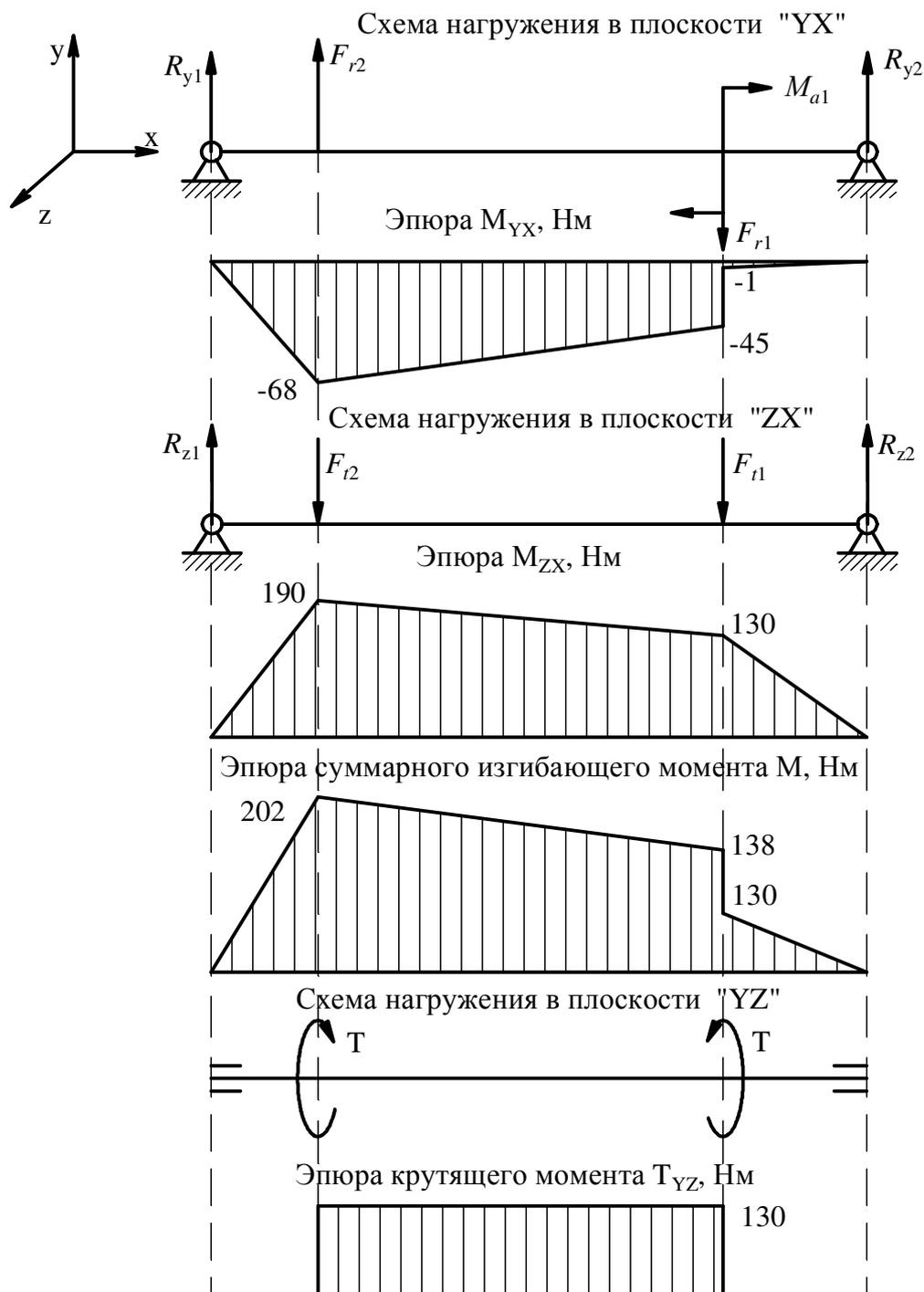


Рис. 10.5. Расчётные схемы вала и эпюры силовых факторов

Проверяем вал на статическую прочность. Наибольшее эквивалентное напряжение при перегрузке в опасном сечении:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{T_{\text{пуск}}}{T} \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = 2.2 \cdot \sqrt{37^2 + 3 \cdot 5.5^2} = 38.2 \text{ МПа}.$$

Коэффициента запаса статической прочности вала:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{360}{38.2} = 9.4.$$

Статическая прочность вала обеспечена, так как $n = 9.4 \geq [n] = 1.3$.

Выполним проверку жёсткости вала по углу поворота под подшипником первой опоры и прогибу под коническим колесом.

Для упрощения расчётов рассматриваем вал в виде балки с постоянным по всей длине поперечным сечением диаметром 40 мм, что идёт «в запас жёсткости». Момент инерции сечения равен:

$$I = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi 40^4}{32} = 251327 \text{ мм}^4.$$

Используя формулы табл. 10.14 находим угол поворота сечения вала под подшипником первой опоры в плоскостях «ух» и «zx» как сумму углов поворота от отдельных сил и моментов, действующих в этих плоскостях.

В плоскости «ух»:

$$y'_{yx} = y'_{yx}(F_{r2}) + y'_{yx}(F_{r1}) + y'_{yx}(M_{a1}) = -\frac{F_{r2} \cdot 65 \cdot 255 \cdot (320 + 255)}{6 \cdot E \cdot I \cdot 320} + \frac{F_{r1} \cdot 250 \cdot 70 \cdot (320 + 70)}{6 \cdot E \cdot I \cdot 320} - \frac{M_{a1} \cdot 320}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[2 - \frac{6 \cdot 250}{320} + \frac{3 \cdot 250^2}{320^2} \right] = -0.00064 \text{ рад},$$

в плоскости «zx»:

$$y'_{zx} = y'_{zx}(F_{t2}) + y'_{zx}(F_{t1}) = \frac{F_{t2} \cdot 65 \cdot 255 \cdot (320 + 255)}{6 \cdot E \cdot I \cdot 320} + \frac{F_{t1} \cdot 250 \cdot 70 \cdot (320 + 70)}{6 \cdot E \cdot I \cdot 320} = 0.000409 \text{ рад}.$$

Суммарный угол поворота:

$$y' = \text{arctg}(\sqrt{(\text{tg } y'_{yx})^2 + (\text{tg } y'_{zx})^2}) = \text{arctg}(\sqrt{(\text{tg } 0.00064)^2 + (\text{tg } 0.000409)^2}) = 0.00076 \text{ рад}.$$

Допускаемый угол поворота для радиально-упорного роликового подшипника по табл. 10.15 равен $[y'] = 0,0016$ рад. Условие (10.18) выполняется.

Используя табл. 10.14 находим прогиб под коническим зубчатым колесом в каждой плоскости как сумму прогибов от отдельных сил и моментов, действующих в этой плоскости.

В плоскости «ух»:

$$y_{yx} = y_{yx}(F_{r2}) + y_{yx}(F_{r1}) + y_{yx}(M_{a1}) = -\frac{F_{r2} \cdot 65 \cdot 70 \cdot (320^2 - 65^2 - 70^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot 320} + \frac{F_{r1} \cdot 250^2 \cdot 70^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot 320} + \frac{M_{a1} \cdot 320^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot \left[\frac{250^3}{320^3} - \left(\frac{6 \cdot 250}{320} - \frac{3 \cdot 250^2}{320^2} - 2 \right) \cdot \frac{250}{320} \right] = -0.006928 \text{ мм},$$

в плоскости «zx»:

$$y_{zx} = y_{zx}(F_{t2}) + y_{zx}(F_{t1}) = -\frac{F_{t2} \cdot 255 \cdot 65 \cdot (320^2 - 255^2 - 65^2)}{6 \cdot E \cdot I \cdot 320} + \frac{F_{t1} \cdot 250^2 \cdot 70^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot 320} = 0.027 \text{ мм}.$$

Суммарный прогиб:

$$y = \sqrt{y_{yx}^2 + y_{zx}^2} = \sqrt{0.006928^2 + 0.027^2} = 0.028 \text{ мм}.$$

Допускаемый прогиб под коническим колесом согласно табл. 10.15 равен $[y] = 0.005 \cdot m_m = 0.005 \cdot 4 = 0.02 \text{ мм}$. Условие (10.17) не выполняется, жесткость вала необходимо увеличить, увеличив диаметры его сечений.

12. РАСЧЁТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основной критерий работоспособности шпоночных соединений - прочность. Потеря прочности может произойти в виде среза шпонки (от действия касательных напряжений) и от смятия боковых поверхностей (упругопластического сжатия в зоне контакта). Расчёт прочности стандартных шпонок на срез не проводят, т.к. они обеспечивают прочность на срез даже при начале смятия шпонки.

Материал шпонок - углеродистая Сталь 45; 50; 60 с пределом прочности не менее 600 МПа. Для сильно нагруженных соединений - легированные стали.

Проектирование шпоночного соединения с *призматической* шпонкой проводится в следующей последовательности.

По табл. П.24 находят размеры поперечного сечения шпонки (высоту и ширину) в зависимости от размера диаметра вала.

В табл. П.24 указаны максимально допустимые размеры поперечного сечения шпонки для конкретного диаметра вала. Сечение шпонки больших размеров принимать нельзя т.к. паз под неё существенно ослабит вал. Во многих случаях (малый крутящий момент, тонкостенные ступицы, полые валы) целесообразно применять шпонки меньшего размера, чем рекомендовано в табл. П.24, если они обеспечивают достаточную прочность соединения.

Из условия прочности на смятие, находится минимально необходимая рабочая длина шпонки l_p :

$$l_p = \frac{2 \cdot T_{\max}}{d \cdot (0.95 \cdot h - t_1) \cdot \sigma_{\text{смп}}}, \quad (12.1)$$

где T_{\max} - наибольший вращающий момент с учётом перегрузок, Н·мм;

d - диаметр вала, мм;

h - высота шпонки, мм, табл. П.24;

t_1 - глубина паза на валу, мм, табл. П.24;

$\sigma_{\text{смп}}$ - допускаемое напряжение смятия, МПа, табл. П.25.

Для шпонок исполнения 2 (с плоскими торцами) расчётное значение длины округляется до ближайшего большего стандартного значения по табл. П.23. Для шпонок исполнения 1 (с закруглёнными торцами) вычисляется полная длина шпонки l :

$$l = l_8 + b, \quad (12.2)$$

где b - ширина шпонки, мм, табл. П.24.

Полученное значение округляется до ближайшего большего стандартного значения по табл. П.23.

Если длина шпонки получилась больше длины ступицы, то в

конструкции можно применить две шпонки, установив их под углом 120° . В этом случае поперечные размеры шпонок принимаются меньше рекомендованных в табл. П.24.

Проверочный расчёт шпоночного соединения:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_{\text{max}}}{d \cdot (0.95 \cdot h - t_1) \cdot l_p} \leq \sigma_{\text{смп}} \cdot \quad (12.3)$$

Если условие (12.3) не удаётся выполнить, шпоночное соединение заменяют шлицевым (см. гл 13).

Сегментные шпонки используются в основном для закрепления деталей на концах валов. Выбор шпонки проводят по табл. П.26. Выбранную шпонку проверяют на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_{\text{max}}}{d \cdot (h - t_1) \cdot l} \leq \sigma_{\text{смп}} \cdot \quad (12.4)$$

Если у детали, закрепляемой на конце вала, отношение длины ступицы к диаметру вала меньше 0,6, целесообразно применять круглые шпонки (штифты). При проектировании такого соединения задаются величиной диаметра $d_{\text{ш}}$ и длины $l_{\text{ш}}$ штифта, принимая их в пределах:

$d_{\text{ш}} \cong (0,13 \dots 0,16) \cdot d$, $l_{\text{ш}} \cong (3 \dots 4) \cdot d_{\text{ш}}$ из стандартного ряда размеров: диаметр по ряду: 6; 8; 10; 12; 16 мм; длину - по ряду: 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 65.

В проектном расчёте определяют число шпонок z , необходимых для передачи заданного максимального момента:

$$z = \frac{16 \cdot T_{\text{iax}}}{\pi \cdot d \cdot d_{\phi} \cdot l_{\phi} \cdot \sigma_{\text{мд}}} \cdot \quad (12.5)$$

Допускаемые напряжения смятия $\sigma_{\text{смп}}$ для круглых шпонок можно увеличить на 25% по сравнению со значениями, указанными в табл. П.25. Это связано с тем, что у круглых шпонок более точная расчётная схема и полное совпадение пазов в валу и ступице, так как отверстие под шпонку сверлится после насадки детали на вал.

Проверочный расчёт цилиндрической шпонки на смятие выполняется по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{16 \cdot T_{\text{max}}}{\pi \cdot d \cdot d_{\phi} \cdot l_{\phi} \cdot z} \leq \sigma_{\text{смп}} \cdot \quad (12.6)$$

Наиболее полное описание конструкций шпоночных соединений дано в [11, 13].

13. РАСЧЁТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В редукторах шлицевые соединения с прямобочным профилем шлицов применяют при насадке зубчатых колёс и полумуфт на валы, шлицевые соединения с эвольвентным профилем используют для шлицевых муфт планетарных редукторов и для концов торсионных валов. Шлицевые валы с прямобочными и эвольвентными зубьями широко применяют также для направления осевого передвижения зубчатых колёс в коробках передач. В этом случае твёрдость поверхности шлицов повышают до 54...60 HRC для уменьшения их изнашивания.

Способ центрирования соединения выбирают в зависимости от твёрдости ступицы: при твёрдости меньше 350 НВ применяют центрирование по наружному диаметру, при твёрдости больше 350 НВ - центрирование по внутреннему диаметру. Центрирование по боковым поверхностям зубьев применяют в условиях динамического нагружения большим вращающим моментом. В редукторах этот вид центрирования обычно не используют.

Наружный диаметр D и длину шлицевого соединения l задают при конструировании. При этом учитывают, что при $l > 1,5D$ резко возрастает неравномерность распределения удельной нагрузки по длине соединения и трудоёмкость изготовления. В глухих отверстиях рекомендуется принимать $l < 0,4D$. Минимальную длину шлицов рекомендуют делать не менее $(0,5...0,8) D$ [13].

Размеры шлицов назначаются по табл. П.28 и П.29.

Основные причины выхода из строя шлицевых соединений – смятие и изнашивание рабочих поверхностей зубьев. Проверочный расчёт соединения выполняется по условному напряжению на смятие:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{смп}}, \quad (13.1)$$

и на изнашивание:

$$\sigma \leq \sigma_{\text{изнр}} \cdot K_{\text{сЕ}}, \quad (13.2)$$

где $\sigma_{\text{смп}}$ - допускаемое напряжение смятия, табл. П.30;

$\sigma_{\text{изнр}}$ - допускаемое напряжение при расчёте на износ, табл. П.31.

Нагрузочная способность соединения оценивается по наименьшему из напряжений, найденных по (13.1, 13.2), при этом соединения, нагруженные только крутящим моментом без осевых перемещений, на износ не рассчитываются.

Условное напряжение σ в (13.1, 13.2) вычисляется по формуле:

$$\sigma = \frac{2 \cdot T}{z \cdot l \cdot h \cdot d_m}. \quad (13.3)$$

где T - расчётный вращающий момент, передаваемый соединением;
 z - количество шлицов;
 h - высота поверхности контакта зубьев, для эвольвентных $h=0,9m$, для
 прямоугольных – $h=(D-d)/2-1,4 \cdot f$ (значения f см. в табл. П.28);
 d_m - средний диаметр соединения, для прямоугольных - $d_m=(D + d)/2$,
 для эвольвентных $d_m=mz$.

Коэффициент K_{cE} для заданного режима нагружения определяют по формуле:

$$K_{cE} = \sqrt[3]{\sum_i \left(\frac{T_i}{T}\right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_0}}, \quad (13.4)$$

где N_i - число оборотов соединения при действии вращающего момента T_i ;
 N_0 - условная база испытаний соединения, для стальных соединений
 $N_0=10^8$.

Число оборотов соединения при действии вращающего момента T_i находится по формуле:

$$N_i = n \cdot 60 \cdot 24 \cdot 365 \cdot t_{\Gamma} \cdot K_c \cdot K_{\Gamma} \cdot \frac{t_i}{t}, \quad (13.5)$$

где n – частота вращения вала;
 t_i - время действия вращающего момента T_i по графику нагружения;
 t - полное время работы привода.

Наиболее полное описание расчётов шлицевых соединений дано в [7, 8, 11].

11. РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

11.1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ВИДЫ РАСЧЁТОВ

Основными причинами выхода из строя подшипников качения являются следующие.

Усталостное выкрашивание поверхности беговых дорожек и тел качения - наблюдается у подшипников после длительного времени работы в нормальных условиях.

Износ - наблюдается при недостаточной защите от абразивных частиц, пыли и грязи. Износ является основным видом разрушения подшипников автомобилей, тракторов, горных, строительных и многих подобных машин.

Разрушение сепараторов дает значительный процент выхода из строя подшипников качения, особенно быстроходных.

Раскалывание колец и тел качения связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызывающим перекос колец, заклинивание и т.п. При нормальной эксплуатации этот вид разрушения не наблюдается.

Остаточные деформации на беговых дорожках в виде лунок и вмятин наблюдаются у тяжело нагруженных тихоходных подшипников.

Современный расчет подшипников качения базируется на двух критериях.

Расчет на статическую грузоподъемность (подбор по статической грузоподъемности) предупреждает появление остаточных деформаций на беговых дорожках. Выполняется при частоте вращения подшипника $n < 1$ об/мин.

Расчет на долговечность (подбор по динамической грузоподъемности) предупреждает усталостное выкрашивание беговых дорожек и тел качения. Выполняется при частоте вращения подшипника $n > 1$ об/мин (при $n = 1 \dots 10$ в расчёт принимают $n = 10$ об/мин).

Расчеты по другим критериям не разработаны, так как выход из строя по этим критериям связан с целым рядом случайных факторов, трудно поддающихся учету.

Первоначально на вал устанавливают подшипник лёгкой серии, подобранный по диаметру вала. Выбранный подшипник проверяют по динамической и статической грузоподъемности. Если проверочные расчёты покажут, что долговечность или грузоподъемность выбранного подшипника недостаточна, его заменяют подшипником более тяжёлых серий - средней или тяжёлой. Если подшипник тяжёлой серии окажется недостаточно долговечным или грузоподъемным – увеличивают диаметр вала под подшипник и назначают соответственно подшипник большего размера с аналогичной последующей проверкой.

11.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, НАГРУЖАЮЩИХ ПОДШИПНИК

Подшипники являются опорами вала. Силы, действующие на подшипники – реакции опор, поэтому далее будем обозначать их буквой R для того, чтобы их обозначения были отличны от обозначения сил, действующих на валы и подшипники со стороны зацеплений передач и обозначающихся буквой F .

Проверка подшипников начинается с нахождения действующих на них сил - реакций опор. Составляющие радиальных реакций R_{yi} и R_{zi} найдены при расчёте валов (i – номер опоры, гл. 10). Полные радиальные реакции R_i в обоих опорах будут равны:

$$R_i = \sqrt{R_{yi}^2 + R_{zi}^2}. \quad (11.1)$$

Рассмотрим, как определяются *осевые составляющие* реакций, действующие на подшипник, в зависимости от его типа и схемы установки.

В случае установки вала на *шариковые радиальные* подшипники по схеме – одна опора фиксирующая, другая плавающая, осевая реакция R_a , нагружающая подшипник в фиксирующей опоре, будет равна сумме всех внешних осевых сил F_a , действующих на вал. В подшипнике плавающей опоры осевая реакция не возникает.

Если вал установлен по схеме «враспор» или «врастяжку» на *радиально-упорных подшипниках* то на него, кроме внешних осевых сил F_a , действуют осевые силы S_1 и S_2 , возникающие в самих подшипниках в результате действия на них радиальных реакций R_i . Эти дополнительные осевые силы также участвуют в создании осевых реакций. Величина этих сил должна быть найдена перед тем, как находить величину осевых реакций R_{ai} .

Для *шариковых радиально-упорных* подшипников с углом контакта $\alpha < 18^\circ$ осевые силы S_1' и S_2' находятся предварительно по формуле:

$$S_1' = e_1' \cdot R_1, \quad S_2' = e_2' \cdot R_2, \quad (11.2)$$

где e_1' и e_2' – предварительные коэффициенты минимальной осевой нагрузки подшипника в первой и второй опоре соответственно, находятся по графикам на рис. 11.1 в зависимости от отношения радиальной реакции R_i , действующей на подшипник, к статической грузоподъёмности подшипника C_0 .

Для *шариковых радиально-упорных* подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ и *конических роликовых радиально-упорных* подшипников осевые силы S_1 и S_2 рассчитываются по формуле:

$$S_i = A \cdot e \cdot R_i, \quad (11.3)$$

где A – коэффициент, для шариковых подшипников $A = 1$, для роликовых $A = 0,83$;

e – коэффициент осевой нагрузки по паспорту подшипника.

При известном значении сил S_1 и S_2 осевые реакции R_{a1} и R_{a2} при установке подшипников по схеме «враспор» или «врастяжку» находятся по формулам табл. 11.1 в зависимости от схемы установки подшипников, показанной на рис. 11.2.

После нахождения осевой и радиальной реакций, действующих на подшипник, проверяется правильность выбора типа подшипника. Она сводится к проверке выполнения условия:

$$R_a \leq K (C_0 - R_i) \quad (11.4)$$

где R_a – осевая реакция, действующая на подшипник;

K – коэффициент, табл. П.18 графа 6;

C_0 – паспортная статическая грузоподъемность подшипника;

R_i – радиальная реакция, действующая на подшипник.

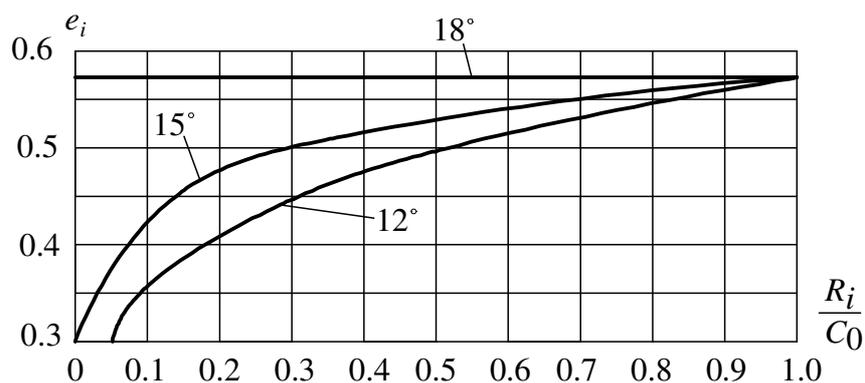


Рис. 11.1. Предварительные значения коэффициентов осевой нагрузки e'_i для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта от 12° до 18° .

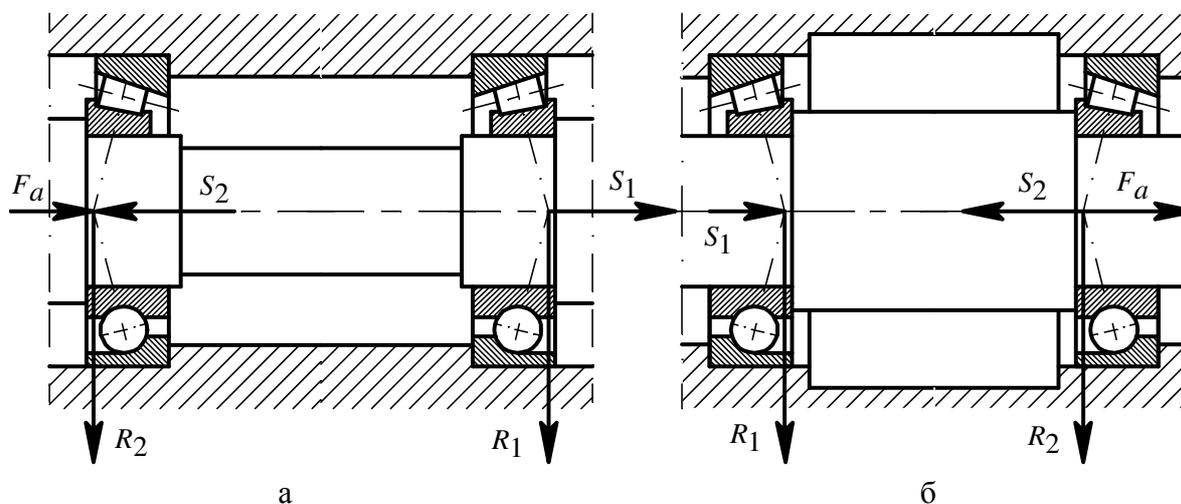


Рис. 11.2. Схемы для определения осевой нагрузки, действующей на радиально – упорные подшипники, при установке подшипников: а – «врастяжку»; б – «враспор».

Таблица 11.1

Формулы для определения осевой нагрузки, действующей на радиально - упорные подшипники по схеме рис. 11.2

Условия нагружения *	Осевые нагрузки
$S_1 \geq S_2; F_a \geq 0$	$R_{a1} = S_1;$
$S_1 < S_2; F_a \geq S_2 - S_1$	$R_{a2} = S_1 + F_a$
$S_1 < S_2; F_a \leq S_2 - S_1$	$R_{a1} = S_2 - F_a; R_{a2} = S_2$

* Если F_a направлена не так как на рис. 11.2, а в обратную сторону - поменяйте местами номера опор.

Если условие (11.4) не выполняется выбранный подшипник заменяют на подшипник с большей грузоподъемностью либо заменяют его подшипником другого типа.

11.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ НАГРУЗКИ

Величина эквивалентной нагрузки, действующей на подшипник, находится по формуле:

$$P_{\text{эkv}} = (XVR_i + YR_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T \cdot \sqrt[3]{\sum \alpha_i \cdot \beta_i^3} \quad (11.5)$$

где V – коэффициент вращения кольца, при вращении внутреннего кольца относительно направления радиальной нагрузки $V = 1$, при вращении наружного $V = 1,2$;

K_σ – коэффициент безопасности, табл. П.15;

K_T – температурный коэффициент, табл. П.16;

$$\alpha_i = \frac{t_i}{t_\Sigma} \text{ и } \beta_i = \frac{T_i}{T} \text{ – по графику нагрузки в задании (см. гл. 1);}$$

X и Y – коэффициенты осевой и радиальной нагрузки, соответственно.

Значения коэффициентов нагрузки X и Y определяются в зависимости от типа подшипника следующим образом.

Для шариковых и роликовых радиальных подшипников по табл. П.20 в зависимости от отношения $\frac{iR_a}{C_0}$ (i – число рядов тел качения, C_0 – статическая грузоподъемность подшипника) находят значение коэффициента e при угле контакта $\alpha = 0$. При этом если $\frac{R_a}{VR} \leq e$, то $X=1$, $Y=0$, при $\frac{R_a}{VR} > e$ значения коэффициентов X и Y принимают по таблице П.20.

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта менее 18° по табл. П.20, в зависимости от значения отношения $\frac{iR_{a1}}{C_0}$ и $\frac{iR_{a2}}{C_0}$, уточняется величина коэффициента e_1 для подшипника первой опоры и e_2

для подшипника второй опоры.

Значение коэффициентов e_1 и e_2 сравнивается соответственно со значением коэффициентов e'_1 и e'_2 , используемых в (11.2). При значительном расхождении значений названных коэффициентов расчет величины осевых сил S_1 и S_2 повторяют по (11.2) с вновь найденными значениями коэффициентов e_1 и e_2 . После определения новых значений осевых сил S_1 и S_2 по формулам табл. 11.1 в зависимости от схемы установки подшипников, показанной на рис. 11.2, находят новые значения осевых реакции R_{a1} и R_{a2} , действующих на подшипники. В зависимости от нового значения отношения $\frac{iR_{a1}}{C_0}$ и $\frac{iR_{a2}}{C_0}$ по табл. П.20 уточняют значения коэффициентов e_1 и e_2 . Таким образом, расчёты повторяются до тех пор, пока коэффициенты, применяемые в формуле (11.2) не будут приблизительно равны значениям коэффициентов, найденным предварительно по табл. П.20.

Для окончательно найденных значений коэффициентов e по табл. П.20 определяют коэффициенты X и Y .

Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта более 18° и для роликовых радиально-упорных подшипников коэффициент осевой нагрузки e указан в паспорте подшипника. Для шариковых подшипников значения коэффициентов X и Y находят в зависимости от величины отношения $\frac{R_a}{VR}$ по табл. П.20, для роликовых подшипников в случае $\frac{R_a}{VR} \leq e$ принимают $X=1$, $Y=0$, для $\frac{R_a}{VR} > e$ значения коэффициентов X и Y указаны в паспорте подшипника.

11.4. ПРОВЕРКА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ

Проверка подшипника по динамической грузоподъёмности сводится к проверке выполнения неравенства:

$$L_{\text{час}} \geq t_{\text{час}}, \quad (11.6)$$

где $L_{\text{час}}$ – расчётный ресурс (долговечность) подшипника, час.;

$t_{\text{час}}$ – срок службы подшипника по заданию, час.

Проверка подшипника по (11.6) проводится для того подшипника, на который действует большая по величине эквивалентная нагрузка.

Расчётный ресурс подшипника находится по формуле:

$$L_{\text{час}} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_{\text{ЭКВ}}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \quad (11.7)$$

где p – показатель степени, $p = 3$ для шариковых и $p = 10/3$ для роликовых подшипников;

n – частота вращения подшипника, об/мин;

C – паспортная динамическая грузоподъемность подшипника;

a_1 – коэффициент надёжности, табл. П.17;

a_{23} – коэффициент, характеризующий совместное влияние на долговечность качества металла деталей подшипника и условий его эксплуатации, табл. П.19.

Требуемый ресурс подшипника принимается равным сроку службы привода и вычисляется по формуле:

$$t_{\text{час}} = 24 \cdot 365 \cdot K_C \cdot K_{\Gamma} \cdot t_{\Gamma}, \quad (11.8)$$

где t_{Γ} , K_{Γ} и K_C – по заданию (см. гл. 1).

Если расчетный ресурс получился меньше требуемого, т.е. $L_{\text{час}} < t_{\text{час}}$, от подшипник легкой серии заменяют подшипником средней или тяжелой серии (при том же диаметре вала под подшипник) и проверку повторяют. Может оказаться, что эти меры не дадут желаемого результата, тогда следует увеличить диаметр вала и выбрать для него соответствующий подшипник больших размеров.

Если размер подшипника нельзя увеличить по конструктивным соображениям, то следует применить подшипники другого типа (например, вместо радиальных шариковых - радиальные роликовые или двухрядные шариковые подшипники) или выбрать схему подшипникового узла, в котором осевую и радиальную нагрузку воспринимают разные подшипники.

11.5. ПРОВЕРКА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ СДВОЕННЫХ И ДВУХРЯДНЫХ ПОДШИПНИКОВ

При расчёте динамической грузоподъёмности и эквивалентной динамической нагрузки подшипников узла, состоящего из радиально-упорных шариковых или конических роликовых подшипников, установленных узкими или широкими торцами наружных колец друг к другу, следует учитывать следующее.

При $\frac{R_a}{VR} \leq e$ динамическая грузоподъёмность сдвоенного

подшипника равна динамической грузоподъёмности однорядного подшипника, умноженной на 1,625 для шариковых и 1,714 для роликовых подшипников.

При $\frac{R_a}{VR_{yz}} > e$ и нереверсивной нагрузке работает только один ряд тел

качения. Величину динамической грузоподъёмности в этом случае следует принимать равной грузоподъёмности однорядного подшипника, поэтому применять сдвоенные подшипники в этих условиях нецелесообразно.

Если узел состоит из подшипников, отдельно воспринимающих осевую и радиальную нагрузку, подшипники рассчитываются независимо друг от друга, а их эквивалентную нагрузку определяют, учитывая только ту силу, которую они воспринимают.

11.6. ПРОВЕРКА ПОДШИПНИКОВ ПО СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ

По статической грузоподъёмности выбирают или проверяют подшипники при частоте вращения $n < 1$ об/мин.

Условие подбора:

$$P_0 \leq C_0, \quad (11.9)$$

где P_0 – эквивалентная статическая нагрузка, табл. П.21;

C_0 – паспортная эквивалентная статическая грузоподъёмность.

Коэффициенты X_0 и Y_0 в формулах табл. П.21 принимаются по табл. П.22 или по паспорту подшипника.

При невыполнении условия (11.9) назначается подшипник с большей статической грузоподъёмностью.

11.7. ПРИМЕР РАСЧЁТА РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО РОЛИКОВОГО КОНИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Задание и исходные данные. Проверить подшипники № 7207, установленные на вал, расчёт которого рассмотрен в п. 10.8, по динамической и статической грузоподъёмности.

Находим полные радиальные реакции в обоих опорах:

$$R_1 = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{z1}^2} = \sqrt{1044^2 + 2919^2} = 3100 \text{ Н},$$

$$R_2 = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{z2}^2} = \sqrt{9^2 + 1861^2} = 1861 \text{ Н}.$$

Находим осевые силы S_1 и S_2 :

$$S_1 = 0.83 \cdot e \cdot R_1 = 0.83 \cdot 0.369 \cdot 3100 = 949 \text{ Н},$$

$$S_2 = 0.83 \cdot e \cdot R_2 = 0.83 \cdot 0.369 \cdot 1861 = 570 \text{ Н}.$$

где e – коэффициент осевой нагрузки по паспорту подшипника, $e = 0,369$.

Осевые реакции R_{a1} и R_{a2} рассчитываем по формулам табл. 11.1 в зависимости от схемы установки подшипников, показанной на рис. 11.2:

$$R_{a1} = S_1 = 949 \text{ Н},$$

$$R_{a2} = S_1 + F_a = 949 + 520 = 1469 \text{ Н}.$$

Проверяем правильность выбора типа подшипника для первой и второй опоры по условию:

$$R_{a1} \leq K (C_0 - R_1)$$

$$949 \leq 0,7 \cdot (26300 - 3100) = 16240.$$

В первой опоре условие выполняется.

$$R_{a2} \leq K (C_0 - R_2), \quad 1469 \leq 0,7 \cdot (26300 - 1861) = 17107.$$

Во второй опоре условие выполняется, тип подшипника выбран правильно.

Величина отношения $\frac{R_{a1}}{VR_1} = \frac{949}{3100} = 0.306 < e = 0.369$, поэтому для подшипника первой опоры $X=1, Y=0$.

Величина отношения $\frac{R_{a2}}{VR_2} = \frac{1469}{1861} = 0.789 > e = 0.369$, поэтому для подшипника второй опоры $X=0,4; Y=1,624$ по паспорту подшипника.

Величина эквивалентной нагрузки, действующей на подшипники:

$$P_{\text{эKB1}} = (XVR_1 + YR_{a1}) \cdot K_{\sigma} \cdot K_T = 1 \cdot 1 \cdot 3100 \cdot 1.4 \cdot 1 = 4340H,$$

$$P_{\text{эKB2}} = (XVR_2 + YR_{a2}) \cdot K_{\sigma} \cdot K_T = (0.4 \cdot 1 \cdot 1861 + 1.624 \cdot 1469) \cdot 1.4 \cdot 1 = 4382H,$$

где V – коэффициент вращения кольца, при вращении внутреннего кольца относительно направления радиальной нагрузки $V = 1$;

K_{σ} – коэффициент безопасности, $K_{\sigma} = 1,4$, табл. П.15;

K_T – температурный коэффициент, $K_T = 1$, табл. П.16.

Проверку по динамической грузоподъемности проводим для подшипника второй опоры, как наиболее нагруженного.

Расчётный ресурс подшипника второй опоры:

$$L_{\text{час}} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P_{\text{эKB}}} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 1 \cdot 0.65 \cdot \left(\frac{35200}{4382} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 316} = 35342 \text{ час},$$

где C – паспортная динамическая грузоподъемность подшипника, $C = 35,2$ кН;

a_1 – коэффициент надёжности, $a_1 = 1$, табл. П.17;

a_{23} – коэффициент, $a_{23} = 0,65$, табл. П.19.

Требуемый ресурс подшипника:

$$t_{\text{час}} = 24 \cdot 365 \cdot K_C \cdot K_T \cdot t_{\Gamma} = 24 \cdot 365 \cdot 0,4 \cdot 0,8 \cdot 5 = 14016 \text{ час},$$

где t_{Γ} , K_T и K_C – по заданию (см. гл. 1).

Условие $L_{\text{час}} > t_{\text{час}}$ выполняется, долговечность подшипника обеспечена.

Проверяем подшипник по статической грузоподъемности при перегрузке. Величину эквивалентной статической нагрузки при нормальной работе находим по формулам табл. П.21, как наибольшую из двух:

$$P_0 = X_0 R_2 + Y_0 R_{a2} = 0.5 \cdot 1861 + 0.893 \cdot 1469 = 2242H,$$

$$P_0 = R_2 = 1861H,$$

где X_0 и Y_0 – коэффициенты по паспорту подшипника.

Принимаем $P_0 = 2242H$.

При перегрузке, согласно условию задачи, нагрузка будет в 2,2 раза больше, т.е.:

$$P_0 = 2.2 \cdot 2242 = 4932H.$$

Условие $P_0 \leq C_0$ выполняется, т.к. $4932H \leq 26300H$,

где C_0 – паспортная статическая грузоподъемность, $C_0 = 26300H$.