А. А. ЭРДЕДИ, Н. А. ЭРДЕДИ

ДЕТАЛИ МАШИН

УЧЕБНИК

Допущено
Министерством образования Российской Федерации
в качестве учебника для студентов
учреждений среднего профессионального образования,
обучающихся по машиностроительным специальностям

5-е издание, стереотипное

ACADEMIA

Москва
Издательский центр «Академия»
2012

УДК 531.6
ББК 30.12
Э75

Рецензент –
преподаватель Государственного образовательного
учреждения «Мытищинский машиностроительный
техникум-предприятие» *В.К.Житков*

Эрдеди А. А.

Э75 Детали машин : учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / А. А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди. — 5-е изд., стер. — М. : Издательский центр «Академия», 2012. — 288 с.

ISBN 978-5-7695-9051-1

В учебнике изложены основы расчета, конструирования и проектирования деталей машин и узлов. Все темы снабжены подробно решенными примерами расчетов.

Учебник может быть использован при изучении общепрофессиональной дисциплины «Техническая механика» в соответствии с ФГОС СПО для специальностей укрупненной группы 150000 «Металлургия, машиностроение и материалообработка».

Для студентов учреждений среднего профессионального образования.

УДК 531.6
ББК 30.12

Оригинал-макет данного издания является собственностью Издательского центра «Академия», и его воспроизведение любым способом без согласия правообладателя запрещается

ISBN 978-5-7695-9051-1

© Эрдеди А. А., Эрдеди Н. А., 2003
© Образовательно-издательский центр «Академия», 2012
© Оформление. Издательский центр «Академия», 2012

ПРЕДИСЛОВИЕ

В учебнике изложены основы расчета и конструирования деталей машин и узлов общего назначения, а также основные принципы их проектирования.

Материал соответствует действующим стандартам, в том числе Международному стандарту и рекомендации ИСО на обозначение физических величин, Государственным стандартам на единицы физических величин, допуски и посадки, узлы и детали машин, термины, определения и обозначения, методы расчета, графические изображения.

В соответствии с методическими рекомендациями к ГОСТ 8.417—2002 «Единицы физических величин» расчетные формулы в учебнике построены таким образом, что в них применяются только основные и производные единицы СИ (в формулы не входят величины в кратных, дольных и внесистемных единицах), поэтому в экспликациях к формулам не указываются единицы, в которых выражены величины.

Все существенно важные случаи расчета деталей и узлов машин снабжены подробно решенными примерами с пояснениями.

В Приложении помещен универсальный текст домашнего расчетно-графического задания по деталям машин для специальностей, не выполняющих курсовой проект. Индивидуальные варианты заданий разрабатываются преподавателями.

Далее помещены программированные тренировочные карточки для закрепления умений и навыков в решении задач.

Авторы

ВВЕДЕНИЕ

Основную часть производственных процессов современной хозяйственной деятельности человека выполняют м а ш и н ы — механические устройства, служащие для преобразования энергии, материалов или информации.

Машиностроение — ключевая отрасль экономики, в значительной степени определяющая производительность труда, качество продукции, темпы и уровень технического прогресса и обороноспособность страны.

Основные задачи дальнейшего развития машиностроения в нашей стране — увеличение мощности и быстроходности, а следовательно, и производительности машин, снижение их материалоемкости и себестоимости, повышение точности и надежности, а также улучшение условий обслуживания, внешнего вида машин и повышение их конкурентоспособности на мировом рынке.

В зависимости от выполняемых функций современные машины классифицируют следующим образом:

энергетические, служащие для преобразования энергии (машины-двигатели, генераторы);

рабочие, осуществляющие изменение формы, свойств, состояния и положения предмета труда (технологические или машины-орудия, транспортные и транспортирующие);

информационные, предназначенные для сбора, переработки и использования информации (вычислительные, шифровальные и др.).

Машины состоят из *деталей* — изделий из однородного материала, полученных без сборочных операций (болт, шпонка, вал, зубчатое колесо и т. д.), и *сборочных единиц* — изделий, собранных из деталей на предприятии-изготовителе (муфта, шарикоподшипник, редуктор и т. п.). Сборочная единица, которая может собираться отдельно от других составных частей изделия, называется *узлом*. Укрупненный, обладающий полной взаимозаменяемостью узел, выполняющий определенную функцию, называется *машинным агрегатом* (например, электродвигатель, силовая головка, насос), а метод компоновки промышленных изделий из отдельных агрегатов называется *агрегатированием*. Агрегатирование значительно упрощает проектирование, сборку, эксплуатацию, ремонт и модернизацию изделий.

Рассматривая конструкцию, можно видеть, что многие детали и узлы различных машин похожи, имеют одинаковые функциональные назначе-

ния и широко применяются, например, крепежные и соединительные детали, валы и оси, зубчатые колеса, подшипники, муфты, смазочные и уплотнительные устройства и т.д. Такие детали и узлы машин называют *деталями* (и узлами) *общего назначения* и именно они являются объектом изучения в предмете «Детали машин». Детали, характерные только для некоторых типов машин (например, пропеллеры самолетов, гребные винты судов, лопатки турбин, шатуны, коленчатые валы и поршни двигателей и т.п.), называются *деталями специального назначения* и рассматриваются в специальных дисциплинах.

Таким образом, *детали машин есть научная дисциплина, включающая теорию, расчет и конструирование деталей общего назначения*.

Как самостоятельная научная дисциплина курс «Детали машин» возник во второй половине XIX в., хотя многие вопросы расчета деталей машин разрабатывались ранее, например член Российской Академии Наук Л. Эйлер в XVIII в. предложил и разработал теорию эвольвентного зубчатого зацепления и основы теории расчета тормозов и ременных передач. Первый в России курс «Детали машин» был создан в 1881 г. В. Л. Кирпичевым (1845 — 1913). Большой вклад в развитие этой науки в дальнейшем внесли П. К. Худяков (1857 — 1936), А. И. Сидоров (1866 — 1931), М. А. Саверин (1891 — 1952), Д. Н. Решетов и др.

Изложение предмета «Детали машин» основывается на знаниях, полученных при изучении математики, теоретической механики, сопротивления материалов, технологии металлов, машиностроительного черчения, допусков и посадок. В свою очередь, предмет «Детали машин» является базой для изучения многих специальных дисциплин.

Изучение деталей машин в машиностроительных учреждениях среднего профессионального образования состоят из ознакомления с теоретической частью предмета, выполнения лабораторных работ, домашних расчетно-графических заданий и курсового проекта, являющегося первой самостоятельной творческой расчетно-конструкторской работой учащегося. Выполняя курсовой проект, воплощая в материальную форму заданную схему объекта проектирования, студент применяет и закрепляет полученные знания по всем ранее изученным физико-математическим и общетехническим дисциплинам.

Глава 1
ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. Общие сведения о проектировании машин

П р о е к т и р о в а н и е м называется процесс разработки комплексной технической документации, содержащей технико-экономические обоснования, расчеты, чертежи, макеты, сметы, пояснительные записки и другие материалы, необходимые для производства машины. По типу изображения объекта различают *чертежное* и *объемное проектирование*; последнее включает выполнение макета или модели объекта. Для деталей машин характерен чертежный метод проектирования.

Совокупность конструкторских документов, полученных в результате проектирования, называется п р о е к т о м.

Правила проектирования и оформления проектов стандартизованы в Единой системе конструкторской документации (ЕСКД), которая устанавливает пять стадий разработки конструкторской документации на изделия всех отраслей промышленности, а именно:

техническое задание устанавливает основное назначение и технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию;

техническое предложение — совокупность конструкторских документов, содержащих технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации изделия на основании анализа технического задания, сравнительной оценки возможных решений с учетом особенностей разрабатываемого и существующих подобных изделий, а также патентных материалов;

эскизный проект — совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальные конструктивные решения, дающие общие представления об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие его основные параметры и габаритные размеры;

технический проект — совокупность конструкторских документов, содержащих окончательные технические решения, дающие полное представление об устройстве изделия и исходные данные для разработки рабочей конструкторской документации;

разработка технической документации включает чертежи узлов и деталей, спецификации, технические условия на изготовление, сборку, испытание изделия и др.

Курсовой проект по деталям машин в условиях учебного заведения в более или менее упрощенном виде включает в себя все стадии разработки.

В соответствии с разработанной в процессе проектирования конструкторской документацией в дальнейшем создается *технологическая документация*, которая определяет технологию изготовления изделия.

Конструкторские, технологические, а также нормативно-технические документы (последние включают стандарты всех категорий, руководящие технические материалы, общие технические требования и т. п.) в совокупности составляют *техническую документацию*, необходимую для организации и осуществления производства, испытаний, эксплуатации и ремонта предмета производства (изделия).

Условия работы деталей машин бывают весьма разнообразными и трудно поддающимися точному учету, поэтому расчеты деталей машин часто выполняют по приближенным, а иногда эмпирическим формулам, являющимся результатом обобщения накопленного опыта проектирования, испытаний и эксплуатации деталей и узлов машин.

В процессе проектирования деталей машин встречаются два вида расчетов, а именно: *проектный расчет*, при котором обычно определяются основные размеры деталей или узла, *проверочный расчет*, когда для созданной конструкции определяется, например, значение напряжений в опасных сечениях, тепловой режим, долговечность и другие параметры.

При проектировании деталей машин в большинстве случаев возможна многовариантность решений, что делает необходимым анализ этих вариантов, принятие решений с учетом предшествующего опыта и использованием существующих аналогичных конструкций. В наше время большое внимание уделяется вопросам технической эстетики, поэтому создаваемые конструкции должны быть не только надежными и экономичными, но и сочетать красивый внешний вид с целесообразностью форм.

1.2. Стандартизация и взаимозаменяемость деталей машин

С т а н д а р т и з а ц и е й называется процесс установления и применения с т а н д а р т о в — документов, содержащих обязательные нормы, правила и требования, относящиеся к различным сторонам человеческой деятельности, в том числе к сфере проектирования, производства, эксплуатации и ремонта машин.

Наиболее распространенный и эффективный метод стандартизации — у н и ф и к а ц и я — рациональное сокращение числа объектов одинакового функционального назначения, а также сведение к минимуму типоразмеров деталей и их элементов.

Стандартизация и унификация обеспечивают в з а и м о з а м е н я е м о с т ь деталей и узлов, т. е. возможность установки и замены их без пред-

варительной подгонки. В свою очередь, взаимозаменяемость деталей — необходимое условие для организации специализированного и массового производства изделий, а также для его широкого кооперирования.

Наша страна является членом Международной организации по стандартизации (ИСО). Государственные стандарты (ГОСТы) создаются и пересматриваются с учетом рекомендаций и решений ИСО. Принятые в данном учебнике буквенные обозначения физических величин соответствуют Международному стандарту МС-31 и рекомендации Р-31, а применяемые единицы физических величин — ГОСТ 8.417 — 2002.

Кроме ГОСТов существуют следующие категории стандартов: республиканские стандарты (РСТ), отраслевые стандарты (ОСТ), стандарты предприятий (СТП).

На нестандартизованную продукцию предприятия и другие организации разрабатывают технические условия (ТУ).

В нашей стране созданы системы стандартов на отдельные стороны производственной деятельности, которые упорядочивают конструкторскую и технологическую документацию, а также подготовку производства, снижают их трудоемкость и повышают производительность инженерно-технического труда. Такими системами стандартов в области машиностроения являются следующие.

Единая система конструкторской документации (ЕСКД), содержащая более ста государственных стандартов; эти стандарты устанавливают правила оформления и ведения проектно-конструкторской, эксплуатационной и ремонтной документации.

Единая система технологической документации (ЕСТД), содержащая около двадцати государственных стандартов, устанавливающих правила оформления и ведения технологической документации.

Единая система технологической подготовки производства (ЕСТПП), содержащая около двадцати государственных стандартов, устанавливающих систему организации и управления процессом технологической подготовки производства и предусматривающая широкое применение прогрессивных типовых технологических процессов, стандартной технологической оснастки и оборудования, средств механизации и автоматизации производственных процессов, инженерно-технических и управленческих работ.

Для оценки уровня стандартизации той или иной конструкции пользуются показателем, называемым *коэффициентом стандартизации деталей*, равным отношению количества стандартных деталей изделия к общему их количеству без учета крепежных деталей.

1.3. Технологичность конструкций и экономичность деталей машин

Обязательным условием при проектировании новой машины является обеспечение технологичности конструкций.

Технологичность — соответствие изделия требованиям производства и эксплуатации. Цель обеспечения технологичности — повышение производительности труда и качества изделия при максимальном снижении себестоимости.

Одним из важнейших требований технологичности является *соответствие конструкции типу и условиям производства*. Конструкция, технологичная в условиях единичного производства, может оказаться совершенно неприемлемой для массового выпуска и наоборот.

При решении вопроса технологичности конструктор должен в общих чертах представлять себе и учитывать при конструировании способ получения заготовки детали (прокат, поковка, горячая или холодная штамповка, литье и т. д.), технологию механической обработки, сварки и сборки изделия, вопросы контроля и испытаний, обеспечивая *производственную технологичность*, а также продумывать вопросы технического обслуживания и ремонта изделия, обеспечивая *эксплуатационную* и *ремонтную технологичность*.

К основным требованиям технологичности относится максимально возможное применение в конструкции стандартных и унифицированных деталей и узлов.

Весьма существенным показателем технологичности конструкций является ее материалоемкость. Снижение массы машин и экономия материала — важная задача конструкторов и технологов. Как правило, наиболее технологичными следует считать детали, при изготовлении которых наименьшее количество материалов уходит в отходы.

Конструктору не следует завышать задаваемую точность размеров и чистоту поверхностей деталей, так как это ведет к повышению себестоимости и трудоемкости их изготовления.

Основными показателями технологичности изделия являются *трудоемкость изготовления* (измеряемое в нормо-часах количество труда, необходимое для изготовления изделия без учета покупных деталей) и *технологическая себестоимость* (сумма затрат на осуществление технологических процессов изготовления без учета покупных деталей). Одним из дополнительных показателей технологичности является сформулированный в предыдущем параграфе *коэффициент стандартизации деталей*.

В большинстве случаев оптимальным вариантом конструкций деталей машин будет вариант, обеспечивающий *минимальную себестоимость* при прочих равных условиях. Приближенно себестоимость С деталей можно определить по формуле

$$С = М + З + Н,$$

где М — стоимость материала деталей с учетом стоимости отходов; З — зарплата производственных рабочих; Н — накладные расходы, исчисляемые в процентах от зарплаты и включающие зарплату непроизводственного персонала, стоимость амортизации основного оборудования, зданий, расходы на электроэнергию, отопление, стоимость специаль-

ной оснастки, инструмента и т. д. В зависимости от типа и конкретных условий производства накладные расходы достигают 100 %, а нередко и более.

С увеличением масштаба производства себестоимость детали резко снижается, так как с применением специальной оснастки и оборудования значительно снижается трудоемкость детали и зарплата производственных рабочих, уменьшается стоимость специальной оснастки, приходящаяся на одну деталь, сокращаются затраты на материал благодаря более производительным методам изготовления заготовки и уменьшению припусков.

1.4. Критерии работоспособности и изнашивание деталей машин

Основным критерием качества машин является н а д е ж н о с т ь — способность выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования. Проблема повышения надежности — одна из важнейших в машиностроении. Обеспечение надежности в технике регламентировано системой ГОСТов.

Надежность — комплексное свойство, которое может включать *безотказность*, *долговечность*, *ремонтопригодность*, *сохраняемость*. Безотказность и долговечность машины прежде всего связаны с ее *работоспособностью*, т. е. способностью выполнять заданные функции, сохраняя значение заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией. Нарушение работоспособности машины называется о т к а з о м.

Основными критериями работоспособности машин являются прочность, жесткость и износостойкость, а в некоторых случаях *теплостойкость и виброустойчивость*. Понятия прочности и жесткости известны из сопротивления материалов.

П р о ч н о с т ь ю называется способность материала детали в определенных условиях и пределах воспринимать нагрузки не разрушаясь и без значительных остаточных деформаций. *Основными критериями прочности материала являются предел текучести, предел прочности и предел выносливости.*

Наиболее распространенным методом оценки прочности деталей машин является расчет по допускаемым напряжениям по условиям прочности

$$\sigma_{max} \le [\sigma] \text{ или } \tau_{max} \le [\tau],$$

т. е. максимальные расчетные (действительные) нормальные или касательные напряжения не должны превышать допускаемые.

Допускаемое напряжение при статической нагрузке есть отношение предельного напряжения (предел текучести — для пластичных, предел прочности — для хрупких материалов) к *допускаемому коэффициенту запаса прочности* [*s*], которые каждая отрасль машиностроения определяет на основании своего опыта эксплуатации деталей машин.

Предельное напряжение при переменных нагрузках — *предел выносливости*. Допускаемое напряжение при *расчетах на усталость* определяется в зависимости от характера приложения нагрузки, числа циклов нагружения, концентрации напряжений, качества поверхности, размеров деталей и других факторов.

Второй распространенный метод расчета деталей машин на прочность — сравнение действительного коэффициента запаса прочности *s* с допускаемым по условию

$$s \geq [s].$$

Выбор допускаемого коэффициента запаса прочности является очень ответственной задачей, так как завышение [*s*] ведет к значительному увеличению массы и габаритов конструкции, увеличивает ее стоимость, а занижение [*s*] делает конструкцию недостаточно надежной.

Ж е с т к о с т ь ю называется способность материала деталей сопротивляться изменению формы и размеров при нагружении. Жесткость соответствующих деталей обеспечивает требуемую точность машины, нормальную работу ее узлов. Так, например, нормальная работа зубчатых колес и подшипников возможна лишь при достаточной жесткости валов. Диаметры валов, определенные из расчета на жесткость, нередко оказываются бóльшими, чем полученные из расчета на прочность. Нормы жесткости деталей устанавливаются на основе опыта эксплуатации деталей машин. Значение расчета на жесткость возрастает, так как вновь создаваемые высокопрочные материалы имеют значительно более высокие характеристики прочности (пределы текучести и прочности), а характеристики жесткости (модули продольной упругости и сдвига) меняются незначительно.

Обеспечение износостойкости изделий регламентировано системой ГОСТов, в частности термины и определения, относящиеся к трению, изнашиванию и смазке, установлены ГОСТ 27674 — 88.

И з н а ш и в а н и е м называется процесс отделения материала с поверхности твердого тела и накопления его остаточной деформации при трении, проявляющийся в постепенном изменении размеров и формы тела. Результат изнашивания называется и з н о с о м. Свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения называется и з н о с о с т о й к о с т ь ю.

Установлено, что 85 — 90 % машин выходит из строя в результате изнашивания и лишь 10 — 15 % в результате поломок, поэтому одним из важнейших условий прогресса народного хозяйства является изыскание путей снижения трения и изнашивания деталей машин.

В зависимости от происходящих процессов изнашивание можно подразделить на три вида: механическое, коррозионно-механическое и электроэрозионное. При дальнейшем изучении предмета мы будем иметь дело с некоторыми видами *механического изнашивания*, а именно:

абразивное изнашивание материала, происходящее в результате режущего или царапающего действия твердых тел или частиц, попадающих в зону контакта деталей;

изнашивание при заедании, происходящее в результате схватывания, глубинного вырывания материала, переноса его с одной поверхности трения на другую и воздействия возникших неровностей на сопряженную поверхность; заедание может привести к з а д и р у — появлению широких и глубоких борозд в направлении скольжения;

усталостное изнашивание, происходящее в результате усталостного разрушения (отслаивания и выкрашивания) при повторном деформировании микрообъемов материала поверхностного слоя. Усталостное изнашивание может происходить как при трении качения, так и при трении скольжения.

Контактные напряжения. К о н т а к т н ы м и называют напряжения и деформации, возникающие при взаимном нажатии двух соприкасающихся тел криволинейной формы. Теоретический контакт тел в этом случае может быть линейным (например, сжатие двух цилиндров с параллельными образующими) или точечным (например, сжатие двух шаров). Вследствие деформации в местах соприкосновения элементов конструкций передача давлений происходит по весьма малым площадкам. Решение вопроса о контактных напряжениях и деформациях впервые дано в работах немецкого физика Г. Герца в 1881 — 1882 гг.

Работоспособность деталей машин, находящихся под действием контактных напряжений, определяется сопротивлением усталости рабочих поверхностей этих деталей.

Рассмотрим два цилиндрических ролика *1* и *2* с неподвижными осями, касающихся по общей образующей и прижатых друг к другу силой Q (рис. 1.1), причем ролик *1* ведущий и передает вращение ролику *2* за счет силы трения $F_{тр} = fQ$, где f — коэффициент трения скольжения. В зоне соприкосновения роликов первоначальный линейный контакт по образующей в результате деформации превращается в контакт по узкой полоске и возникают известные из сопротивления материалов контактные напряжения, вычисляемые по формуле Герца. Площадка контакта перемещается по поверхности роликов и в результате многократного деформирования микрообъемов материала в поверхностном слое возникают усталостные трещины. Под действием сил трения происходят пластические сдвиги повер-

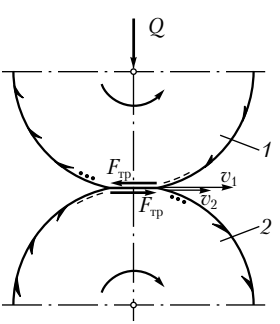


Рис. 1.1

хностных слоев материала и образовавшиеся усталостные трещины наклоняются и вытягиваются *в направлении сил трения* (см. рис. 1.1). Если вращение роликов происходит в условиях обильной смазки, то в трещины попадает масло, которое при прохождении зоны контакта *выдавливается* из трещин ведущего ролика *1* и *заклинивается* в трещинах ведомого ролика *2*, расширяя и углубляя их. Многократное повторение этого процесса приводит к отделению с поверхностного слоя материала в форме чешуек (отслаивание) или отделению частиц, приводящему к образованию ямок (выкрашивание), прежде всего на рабочей поверхности ведомого ролика.

При прохождении зоны контакта элементы поверхностного слоя ведущего ролика *1* переходят из состояния сжатия (что на рис. 1.1 обозначено тремя точками) в состояние растяжения (что обозначено тремя черточками), а у ведомого ролика *2*, наоборот — из состояния растяжения в состояние сжатия. Это приводит к *упругому скольжению* рабочих поверхностей роликов, в результате чего ведомый ролик имеет меньшую окружную скорость, чем ведущий, т.е. $v_1 > v_2$. Рабочая поверхность, по которой точка контакта перемещается с большей скоростью, называется *опережающей*, а сопряженная поверхность — *отстающей*.

Сказанное выше, а также экспериментальные данные и опыт эксплуатации машин позволяют сделать важный вывод, что *сопротивление усталостному изнашиванию, а следовательно, и нагрузочная способность у опережающих поверхностей выше, чем у отстающих*. Это правило полностью справедливо и для рабочих поверхностей зубьев зубчатых передач.

Обратим внимание на то, что направление силы трения и скорости относительно зоны контакта у отстающей поверхности совпадают, а у опережающей противоположны.

Расчет на *контактную усталость* рабочих поверхностей деталей ведется по *допускаемым контактным напряжениям*.

Далее приведем определения теплостойкости и виброустойчивости.

Теплостойкостью называется способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение заданного времени. Для обеспечения нормального температурного режима проводят тепловые расчеты конструкций.

Виброустойчивостью называется способность конструкции работать в заданном диапазоне режимов без недопустимых колебаний. В связи с повышением скоростей машин расчеты на виброустойчивость становятся все более актуальными.

В заключение приведем определение ремонтопригодности и сохраняемости.

Ремонтопригодностью называется приспособленность изделия к предупреждению и обнаружению причин возникновения его отказов, повреждений и устранению их последствий путем проведения ремонтов и технического обслуживания.

С о х р а н я е м о с т ь ю называется свойство изделия непрерывно сохранять исправное и работоспособное состояние в течение и после хранения и транспортирования.

1.5. Краткие сведения о конструкционных машиностроительных материалах

К о н с т р у к ц и о н н ы м и называют материалы, обладающие прочностью и применяемые для изготовления конструкций, воспринимающих силовую нагрузку. Конструкционные материалы подразделяют на *металлические*, *неметаллические* и *композиционные*.

Затраты на материалы в общей стоимости машин составляют весьма значительную часть. Так, например, в редукторах общего назначения эта часть достигает 85 %, в автомобилях — 70 %. Снижение материалоемкости конструкции является важным источником повышения эффективности общественного производства. Основными *направлениями снижения материалоемкости* машиностроительной продукции являются: совершенствование методов расчета и улучшение конструкции машин, применение прогрессивной технологии изготовления заготовок и деталей машин, повышение качества и расширение номенклатуры материалов, более полное использование вторичного сырья и отходов производства.

Выбор материалов деталей — важный этап проектирования, от которого в значительной степени зависят масса, габариты, стоимость и долговечность машин. Для снижения стоимости машин большое значение имеет замена дорогостоящих и дефицитных материалов, однако применение более дешевых материалов может привести к увеличению массы, габаритов и снижению долговечности машин. Таким образом, вопрос о выборе материала представляет собой сложную *технико-экономическую задачу*, в решении которой необходимо учитывать экономические, технологические и эксплуатационные соображения.

Наряду с другими обстоятельствами при выборе материалов для деталей машин следует учитывать такие производственные вопросы, как снабжение, хранение и учет материалов на предприятии, и по возможности *сокращать номенклатуру* наименований и марок применяемых материалов.

Наиболее распространенными материалами в машиностроении являются м е т а л л ы, которые подразделяют на черные и цветные.

Черные металлы (стали и чугуны) в машинах занимают по массе более 90 %; они сравнительно дешевы, обладают высокой прочностью и жесткостью. Основные н е д о с т а т к и черных металлов — высокая плотность и подверженность многих из них коррозии.

Цветные металлы (медь, цинк, олово, свинец, алюминий, титан, магний и др.) входят в состав *сплавов цветных металлов* (бронзы, латуни, баббиты) и *легких сплавов* (силумины, дюралюминий, магниевые, титановые и др.). Цветные металлы и сплавы значительно дороже черных,

более дефицитны, но обладают весьма ценными антифрикционными и антикоррозионными свойствами, а легкие сплавы (в особенности титановые) имеют высокую прочность при малой плотности.

Все более широко в машиностроении применяют *неметаллические материалы* (дерево, кожа, резина, графит, пластмассы и др.).

Пластмассы обладают довольно высокой прочностью, малой плотностью, электроизоляционными и антикоррозионными, фрикционными или антифрикционными свойствами. Детали из пластмасс имеют малую трудоемкость, так как их получают высокопроизводительными методами. Недостатки пластмасс: низкая теплостойкость и старение, сопровождаемое постепенным изменением механических характеристик, иногда цвета и даже размеров деталей.

Применение пластмасс в машиностроении дает большой технико-экономический эффект благодаря снижению массы машин, экономии цветных металлов и сталей, снижению трудоемкости и себестоимости машин.

Композиционные конструкционные материалы (например, биметаллы, стеклопластики и др.) образуются объемным сочетанием химически разнородных компонентов с четкой границей раздела. Такие материалы обладают свойствами, которыми не обладает каждый из компонентов, взятый в отдельности. Композиционные материалы могут обладать весьма высокими механическими, диэлектрическими, жаропрочными и другими свойствами.

Большинство машиностроительных материалов стандартизовано.

На всех этапах своего развития машиностроение нуждалось в создании новых и улучшении эксплуатационных качеств существующих материалов. Это необходимое условие непрерывного технического прогресса.

Глава 2
НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Часть производственного процесса, заключающаяся в соединении готовых деталей, сборочных единиц, узлов и агрегатов в изделия, называется сборкой. Применяемая в дальнейшем терминология соответствует ГОСТ 23887 – 79 «Сборка. Термины и определения».

Классификация соединений. Все многообразие сопряжений деталей машин при сборке можно подразделить на следующие виды соединений: – *по возможности относительного перемещения деталей* (подвижное и неподвижное); – по сохранению целостности деталей при разборке (разъемное и неразъемное); – *по форме сопрягаемых поверхностей* (плоское, цилиндрическое, коническое, сферическое, винтовое, профильное); – *по методу образования*, определяемого процессом получения соединения или конструкцией, соединяющей детали (клепаное, сварное, паяное, клееное, прессовое, резьбовое, шпоночное, шлицевое, штифтовое, клиновое и др.).

Соединения, при разборке которых нарушается целостность составных частей изделия, называют неразъемными.

Предельное состояние соединения, когда становится возможной потеря его работоспособности, называется нагрузочной способностью.

2.1. Клепаные соединения

Клепаным называется соединение деталей с применением заклепок – крепежных деталей из высокопластичного материала, состоящих чаще всего из стержня *1* и закладной головки *2*; конец стержня расклепывается для образования замыкающей головки *3* (рис. 2.1).

Клепаное соединение является *неразъемным* и *неподвижным*, так как в нем отсутствует возможность относительного движения составных частей.

Клепаные соединения применяют для изделий из листового, полосового материала или профильного проката в конструкциях, работающих в условиях ударных или вибрационных нагрузок (авиация, водный транс-

порт, металлоконструкции мостов, подкрановых балок и т. д.) при небольших толщинах соединяемых деталей, для скрепления деталей из разных материалов, деталей из материалов, не допускающих нагрева или несвариваемых. В наше время клепаные соединения вытесняются более экономичными и технологичными сварными и клееными соединениями, так как отверстия под заклепки ослабляют сечения деталей на 10 – 20 %, а трудоемкость изготовления и масса клепаной конструкции обычно больше, чем сварной или клееной.

Образование замыкающей головки клепаного соединения производится либо вручную с помощью молотка и поддержки, либо клепальными пневматическими молотками ударного действия (малопроизводительные процессы, качество соединения зависит от квалификации рабочего), либо клепальными машинами (переносные или стационарные прессы, а также автоматы). На автоматах выполняется весь комплекс операций: выравнивание поверхностей и сжатие склепываемых деталей, сверление и зенкование отверстий, вставка заклепок, клепка и перемещение изделия на шаг клепки.

По функциональному назначению клепаные соединения подразделяют на *прочные* и *плотные*; последние обеспечивают не только прочность, но и герметичность соединения.

По конструкции клепаные соединения бывают *нахлесточные* и *стыковые* с одной или двумя накладками. Ряды поставленных заклепок образуют *заклепочный шов,* который может быть однорядным и многорядным, односрезным или двухсрезным. На рис. 2.2 показаны: двухрядный односрезный нахлесточный шов (*а*), однорядный односрезный стыковой шов с одной накладкой (*б*), однорядный двухсрезный стыковой шов с двумя накладками (*в*).

Конструкция и размеры заклепок нормальной точности и повышенного качества стандартизованы. По форме головок заклепки бывают (рис. 2.3) с *полукруглой* (*а*), *потайной* (*б*), *полупотайной* (*в*), плоской (*г*), *полукруглой низкой* и другими головками.

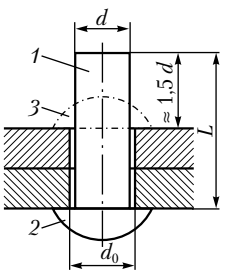


Рис. 2.1

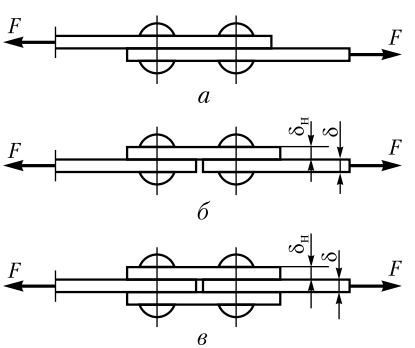


Рис. 2.2

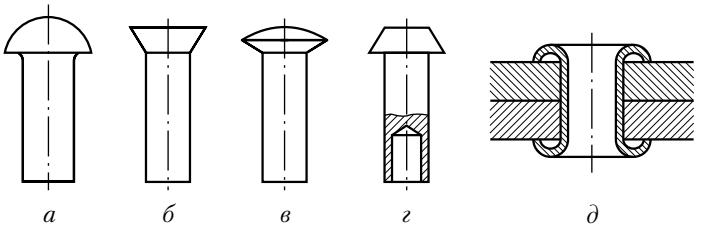


Рис. 2.3

В тех случаях, когда нежелательно или недопустимо клепаное соединение подвергать ударам, применяют *полупустотелые* заклепки (см. рис. 2.3, *г*), замыкающая головка которых образуется развальцовкой.

Для соединения тонких листов и неметаллических материалов, а также когда в конструкции нужны отверстия для электрических, крепежных или других деталей, применяют *пустотелые* заклепки (см. рис. 2.3, *д*).

В случае отсутствия доступа к месту образования замыкающей головки обычными способами (ударами или развальцовкой) применяют специальные, например, *взрывные* заклепки (типа полупустотелой); в стержень такой заклепки закладывается взрывчатое вещество, которое при нагревании закладной головки взрывается, образуя замыкающую головку.

Заклепки повышенного качества предназначены для соединений с повышенными требованиями к их надежности.

Заклепки изготовляют из низкоуглеродистых сталей, цветных металлов (например, медь) или их сплавов (латунь, алюминиевые сплавы). Клепка стальных заклепок диаметром до 10 мм, заклепок пустотелых и из цветных или легких металлов и сплавов выполняется в холодном состоянии. Стальные заклепки большего диаметра клепают в горячем состоянии, т. е. конец заклепки предварительно нагревают до 1000 … 1100 °С. За счет тепловой деформации заклепок соединяемые элементы сжимаются с большей силой, чем при холодной клепке.

При выборе материалов желательно, чтобы коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были примерно равными (во избежание температурных напряжений). Необходимо, чтобы в соединении не было сочетаний разнородных материалов, образующих гальванические пары (во избежание возникновения гальванических токов, быстро разрушающих соединения); поэтому для медных деталей применяют медные заклепки, для алюминиевых — алюминиевые и т. д.

Диаметр заклепок для стальных металлоконструкций $d = (1{,}5 \dots 2)\delta$, а толщина накладок $\delta_н = 0{,}8\delta$ (при одной накладке $\delta_н = 1{,}25\delta$), где δ — толщина соединяемых деталей.

Подбор заклепок по длине, размеры замыкающих головок и диаметры отверстий под заклепки регламентированы ГОСТ 14802 — 85.

Отверстия под заклепки продавливают или сверлят; второй способ менее производителен, но обеспечивает более высокую точность и прочность соединений.

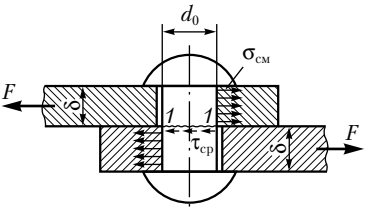


Рис. 2.4

В зависимости от диаметра d заклепки и точности сборки диаметр d_0 отверстия под заклепку принимают $d_0 = d + (0{,}2 \ldots 2)$ мм, а длину L заклепок нормальной точности ориентировочно берут равной толщине склепываемых деталей с прибавлением $1{,}5d$ на образование головки (см. рис. 2.1) и округляют до ближайшей стандартной величины. Длину заклепок повышенной точности подбирают по номограмме, имеющейся в справочной литературе.

Расчет прочных клепаных соединений. Основным *критерием работоспособности таких конструкций является прочность*, причем при расчетах предполагается, что напряжения в сечениях распределены равномерно.

Обычно клепаные соединения нагружены силами, действующими параллельно плоскости контакта соединяемых деталей, поэтому разрушение соединения может произойти в результате следующих причин:

срез заклепок по сечению *1 — 1* под действием касательных напряжений (рис. 2.4);

смятие отверстий соединяемых деталей и заклепок под действием напряжений смятия (см. рис. 2.4), в результате чего оси заклепок перекашиваются, возникает внецентренное растяжение и может произойти отрыв головок от стержня;

разрыв соединяемой детали по сечению, ослабленному отверстиями под заклепки (рис. 2.5);

срез соединяемых деталей по двум сечениям *2 — 2* (см. рис. 2.5).

В процессе клепки материал заклепки осаживается и заполняет отверстие, поэтому расчет соединения ведут по диаметру поставленной заклепки (по диаметру d_0 отверстия под заклепку). Кроме того, предполагается, что нагрузка F распределяется между заклепками шва равномерно, а сила трения, возникающая между склепанными деталями, в расчете на прочность не учитывается. В нахлесточном соединении (см. рис. 2.4) внешняя сила F образует пару сил, моментом которой, ввиду малого плеча, пренебрегаем.

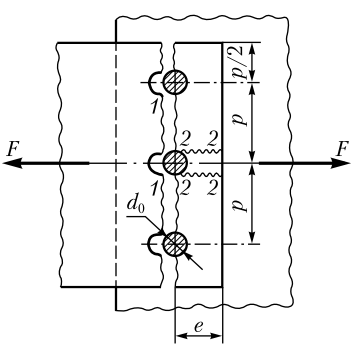


Рис. 2.5

Расчетные формулы на прочность клепаного соединения имеют следующий вид:

1. Прочность заклепок на срез (см. рис. 2.4)

$$\tau_{ср} = F/(zA_{ср}) \le [\tau_{ср}],$$

где $A_{ср} = i\pi d_0^2/4$; i — число плоскостей среза; z — число заклепок шва; $A_{ср}$ — площадь среза заклепки.

2. Прочность соединения на смятие

$$\sigma_{см} = F/(zA_{см}) \le [\sigma_{см}],$$

где $A_{см} = d_0\delta_{min}$; δ_{min} — меньшая из толщин соединяемых деталей (как известно из сопротивления материалов, при расчете на смятие цилиндрических поверхностей в расчет вводится не действительная, а условная площадь смятия, равная площади диаметрального сечения сминаемой части детали).

3. Прочность соединяемых деталей на растяжение (см. рис. 2.5)

$$\sigma_p = F/(zA_p) \le [\sigma_p],$$

где $A_p = (p - d_0)\delta_{min}$.

4. Прочность соединяемых деталей на срез

$$\tau'_{ср} = F/(zA'_{ср}) \le [\tau'_{ср}],$$

где $A'_{ср} = 2(e - d_0/2)\delta_{min}$ (здесь длина сечения $2-2$ уменьшена на $d_0/2$, так как вначале материал сминается на эту величину и лишь затем происходит срез).

Значения допускаемых напряжений, входящих в приведенные выше формулы, имеются в справочниках.

Из условия равнопрочности соединений принимают шаг заклепок $p = (3 \dots 6)d$, расстояние между рядами заклепок берется равным $(2 \dots 3)d$, где d — диаметр заклепки.

2.2. Сварные соединения

С в а р н ы м — называется неразъемное соединение, выполненное с в а р к о й, т. е. путем установления межатомных связей между свариваемыми частями при их нагревании или пластическом деформировании.

Основные понятия, термины и определения, относящиеся к сварке металлов стандартизованы. Технология сварочного производства изучается в курсе технологии металлов.

Сварные соединения являются наиболее распространенными и совершенными из неразъемных соединений, так как лучше других обеспечивают условия равнопрочности, снижения массы и стоимости конструкции. Замена клепаных конструкций сварными уменьшает их массу до 25 %, а замена литых конструкций сварными уменьшает расход металла до 30 % и более. Трудоемкость сварных конструкций значительно меньше клепаных, а возможности механизации и автоматизации технологического процесса значительно больше. Сварка позволяет соеди-

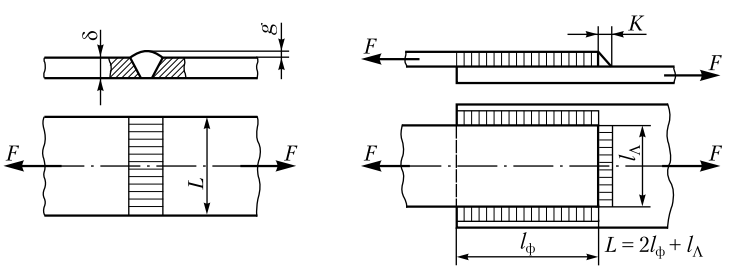
нять детали сложной формы, обеспечивает сравнительно бесшумный технологический процесс и герметичность соединений. В настоящее время сваривают детали, изготовленные из черных, многих цветных металлов, а также из пластмасс. Свариваемость материалов характеризуется их склонностью к образованию трещин при сварке и механическими свойствами соединения. Хорошей свариваемостью обладают низкоуглеродистые стали, плохой — высокоуглеродистые стали и чугуны.

Недостатки сварных соединений: недостаточная надежность при ударных и вибрационных нагрузках, коробление деталей в процессе сварки, концентрация напряжений и сложность проверки качества соединений.

Существует много видов сварки, которые можно подразделить на две группы: сварка *плавлением* и сварка *давлением*. Часть конструкции, в которой сварены примыкающие друг к другу элементы, называется *сварным узлом*. В машиностроении наибольшее распространение имеют сварные узлы, полученные разновидностью сварки плавлением — *дуговой* сваркой, при которой нагрев осуществляется электрической дугой; меньшее распространение имеет *контактная* сварка с применением давления, при которой нагрев производится теплотой, выделяемой при прохождении электрического тока в зоне контакта соединяемых деталей. В дальнейшем рассматриваются соединения, полученные дуговой сваркой.

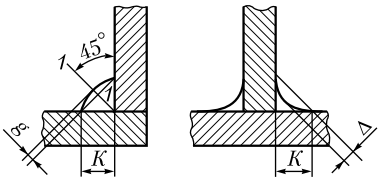
Металл соединяемых сваркой деталей называется *основным*, а металл, предназначенный для введения в сварочную ванну в дополнение к расплавленному основному, называется *присадочным*; переплавленный присадочный металл, введенный в сварочную ванну, называется *наплавленным*. Участок соединения, образовавшийся в результате кристаллизации металлической сварочной ванны называется *сварным швом*. Металл шва является сплавом основного и наплавленного металла, а иногда только переплавленным основным металлом.

Существуют следующие виды сварных соединений (рис. 2.6): *стыковое* (*а*), *нахлесточное* (*б*); рис. 2.7: *угловое* (*а*), *тавровое* (*б*). Шов стыкового сварного соединения называется *стыковым*, а швы нахлесточного, углового и таврового соединений называют *угловыми*. Сварные



а *б*

Рис. 2.6



а *б*

Рис. 2.7

швы могут быть *непрерывными* и *прерывистыми*; последние имеют промежутки по длине шва. Металл шва, наплавленный за один проход, называется *валиком*; один или несколько валиков, расположенных на одном уровне поперечного сечения шва, называется *слоем*.

Сварные швы по форме поперечного сечения могут быть *нормальными* (см. рис. 2.6, *б*), *выпуклыми* (см. рис. 2.6, *а*; 2.7, *а*) и *вогнутыми* (см. рис. 2.7, *б*). Выпуклость шва обозначается *g*, а вогнутость — Δ; их величина не должна превышать 3 мм. Выпуклый угловой шов, кажущийся на первый взгляд более прочным, имеет значительную концентрацию напряжений по сравнению с нормальным и особенно вогнутым швами, так как выпуклый шов образует более резкое изменение сечения детали в месте соединения. Поэтому при действии на конструкцию переменных нагрузок рекомендуется применять вогнутые угловые швы, хотя вогнутость их обычно достигается механической обработкой, которая значительно увеличивает стоимость соединения. У стыковых швов со снятыми механическим способом выпуклостями концентрация напряжений практически отсутствует.

Различают швы *лобовые* и *фланговые* (см. рис. 2.6), расположенные соответственно перпендикулярно и параллельно линии действия нагрузки; кроме того, бывают швы *косые* и *комбинированные*.

Расчет сварных соединений. Основным *критерием работоспособности сварных соединений является прочность*, причем предполагается, что напряжения в опасных сечениях распределены равномерно.

Расчет стыковых соединений производится по нормальным напряжениям *растяжения* или *сжатия* по номинальному сечению соединяемых элементов без учета выпуклости шва:

$$\sigma' = F/(\delta L) \le [\sigma'],$$

где δ — толщина соединяемых элементов; L — длина шва; $[\sigma']$ — допускаемое напряжение металла шва для принятой технологии сварки (напряжение в металле шва обозначаем соответствующей буквой со штрихом).

Основным геометрическим и расчетным параметром угловых швов является *катет K* (если катеты сечения шва не равны, то шов характеризуют меньшим катетом). В большинстве случаев катет шва принимают равным толщине соединяемых деталей.

Расчет угловых швов производится по касательным напряжениям *сдвига* в опасном сечении *1 — 1*, расположенном в биссекторной плоскости прямого угла (см. рис. 2.7, *а*), без учета выпуклости шва:

$$\tau'_{ср} = F/(0{,}7\,KL) \le [\tau'],$$

где 0,7 $K \approx K \cdot \sin 45^\circ$ — высота опасного сечения шва; L — суммарная длина швов (см. рис. 2.6, *б*); $[\tau']$ — допускаемое напряжение металла шва для принятой технологии сварки.

В нахлесточном соединении (см. рис. 2.6, *б*) внешние силы F образуют пару сил, моментом которой ввиду малого плеча пренебрегают. Приведенные расчетные формулы пригодны для швов сварных конструкций, нагруженных осевыми силами, но не моментами; последний случай встречается реже и мы его рассматривать не будем.

Допускаемые напряжения для сварных швов принимают в зависимости от допускаемых напряжений на растяжение для основного металла с учетом характера действующих нагрузок и принятой технологии сварки. Ориентировочно для стальных конструкций при статической нагрузке:

$$[\sigma'_р] = (0{,}9 \dots 1)[\sigma_р]; \quad [\sigma'_с] = [\sigma_р];$$

$$\tau'_{ср} = (0{,}6 \dots 0{,}65)[\sigma_р].$$

Здесь $[\sigma_р] = \sigma_т / [s]$, где $\sigma_т$ — предел текучести основного материала; $[s]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности ($[s] = 1{,}35 \dots 1{,}7$, большие значения для легированных сталей).

Для переменных нагрузок допускаемые напряжения понижают с учетом характеристики цикла напряжений, эффективного коэффициента концентрации напряжений в сварных швах, числа циклов нагружения и других факторов.

Максимальную длину лобового и косого швов не ограничивают; длину фланговых швов следует принимать не более 60 K, (где K — катет шва) во избежание значительной неравномерности распределения нагрузки по длине шва. Минимальная длина швов не менее 30 мм, так как иначе неизбежные дефекты (непровар в начале шва и образование кратера в конце шва) будут значительно снижать его прочность. Учитывая дефекты, короткие швы следует увеличить по длине на 5...10 мм против расчетной величины. Величина перекрытия соединяемых элементов в нахлесточных соединениях не должна быть меньше четырехкратной толщины материала.

Швы в конструкциях следует располагать так, чтобы они были нагружены равномерно. Поэтому соединение симметричных элементов следует выполнять симметрично расположенными швами и наоборот; напряжения растяжения или сжатия должны распределяться по сечению соединяемых элементов равномерно, а продольная сила должна проходить через центр тяжести сечения.

Сказанное выше о видах сварных соединений, типах сварных швов, их параметрах и расчетных формулах относится также к сварным соединениям из алюминия, алюминиевых сплавов, винипласта, полиэтилена и других материалов.

Сварка алюминия производится в среде защитного газа неплавящимся металлическим электродом с подачей в сварочную ванну присадочной проволоки.

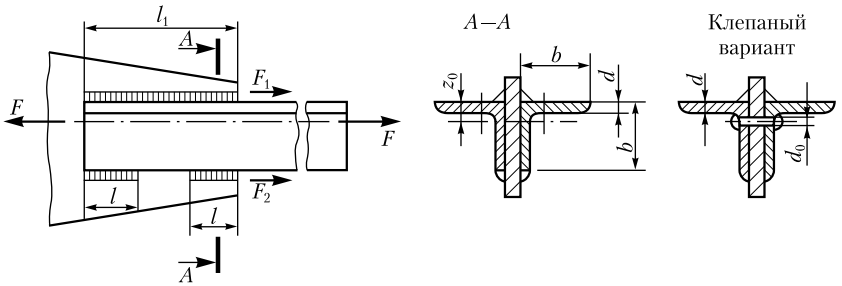


Рис. 2.8

Сварка винипласта и полиэтилена производится горячим воздухом с присадочным прутком. Разработаны методы сварки пластмасс нагревательным элементом, токами высокой частоты, ультразвуком.

Пример 2.1. Стержень, состоящий из двух равнополочных уголков, соединенных косынкой, нагружен постоянной растягивающей силой $F = 200$ кН (рис. 2.8).

Определить номер профиля уголков и длину швов сварной конструкции соединения. Сравнить по весу сварную конструкцию узла с клепаной. Материал уголков — сталь с допускаемым напряжением $[\sigma_р] = 140$ МПа.

Решение. Из расчета на растяжение определим площадь сечения уголков:

$$2A = F/[\sigma_р] = 200 \cdot 10^3/(140 \cdot 10^6) = 0{,}00143 \text{ м}^2 = 14{,}3 \text{ см}^2.$$

Для одного уголка $A = 7{,}15$ см^2. По ГОСТу выбираем уголок *N*6,3, имеющий площадь поперечного сечения 7,28 см^2, толщину полки $d = 6$ мм и координату центра тяжести $z_0 = 17{,}8$ мм.

Так как конструкция несимметрична, то длина фланговых швов должна быть различна и пропорциональна силам F_1 и F_2. Разложим силу F на две параллельные составляющие по формулам:

$$F_1/F = (b - z_0)/b; \quad F_1 + F_2 = F.$$

Решая эти уравнения, получим:

$$F_1 = F(b - z_0)/b = 200 \cdot 10^3(63 - 17{,}8) \cdot 10^{-3}/(63 \cdot 10^{-3}) = 143 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$F_2 = F - F_1 = 200 \cdot 10^3 - 143 \cdot 10^3 = 57 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Определим допускаемое напряжение на срез для сварного шва, полагая сварку ручной электродами обычного качества:

$$[\tau'] = 0{,}6\,[\sigma_р] = 0{,}6 \cdot 140 = 84 \text{ МПа}.$$

Определим длину швов, приняв катет шва $K = d = 6$ мм:

$$l_1 = F_1/(2 \cdot 0{,}7K[\tau']) = 143 \cdot 10^3/(2 \cdot 0{,}7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 84 \cdot 10^6) = 0{,}203 \text{ м} = 203 \text{ мм},$$

$$2l = F_2/(2 \cdot 0{,}7K[\tau']) = 57 \cdot 10^3/(2 \cdot 0{,}7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 84 \cdot 10^6) = 0{,}080 \text{ м} = 80 \text{ мм}.$$

Округляя, принимаем $l_1 = 205$ мм, $l = 45$ мм, добавив для коротких швов по 5 мм против расчетной длины.

Если для данной конструкции применить клепаное соединение, то уголки будут ослаблены отверстиями под заклепки. Приняв диаметр заклепок равным удвоенной толщине полки уголка, а диаметр отверстий под заклепки $d_0 = 14$ мм из расчета уголков на растяжение, определим площадь A_1 поперечного сечения одного уголка

$$A_1 = F/(2[\sigma_p]) + d_0 d = 200 \cdot 10^3/(2 \cdot 140 \cdot 10^6) + 14 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 799 \cdot 10^{-6}\ \text{м}^2 = 7{,}99\ \text{см}^2.$$

В этом случае необходимо принять уголок № 7 с площадью поперечного сечения 8,15 см^2. Сравнивая площади поперечных сечений уголков, делаем вывод, что масса уголков клепаной конструкции на 12 % больше, чем сварной.

2.3. Клееные и паяные соединения

Клееные соединения. К л е е н ы м называется неразъемное соединение составных частей изделия с применением клея. Действие клеев основано на образовании межмолекулярных связей между клеевой пленкой и поверхностями склеенных материалов.

Клееные соединения применяют для соединения металлических, неметаллических и разнородных материалов, причем в настоящее время имеется тенденция к расширению применения этих соединений. Так, например, клееные соединения применяют в таких ответственных конструкциях, как летательные аппараты и мосты.

Д о с т о и н с т в а клееных конструкций заключаются в возможности соединения практически всех конструкционных материалов в любых сочетаниях, любой толщины и конфигурации, причем обеспечивается герметичность и коррозионная стойкость соединений. В отличие от сварных, клееные соединения почти не создают концентрации напряжений, не вызывают коробления деталей и надежно работают при вибрационных нагрузках.

По сравнению с другими клееные соединения дешевле, а клееные конструкции, как правило, легче других при прочих равных условиях.

Н е д о с т а т к и клееных соединений: сравнительно невысокая прочность, в особенности при неравномерном отрыве, относительно невысокая долговечность некоторых клеев («старение»), низкая теплостойкость, необходимость соблюдения специальных мер по технике безопасности (установка приточно-вытяжной вентиляции); для большинства соединений требуется нагрев, сжатие и длительная выдержка соединяемых деталей.

Клеи делят на конструкционные (для прочностных соединений) и неконструкционные (для ненагруженных соединений).

По природе основного компонента различают *неорганические*, *органические* и *элементоорганические клеи*. К неорганическим клеям относят жидкие стекла, применяемые для склеивания целлюлозных материалов.

Существует большое разнообразие *конструкционных* клеев, отличающихся физико-механическими свойствами и технологией их применения. Наибольшее применение в машиностроении и приборостроении имеют органические клеи на основе синтетических полимеров, например *универсальные клеи* БФ, технические условия на которые стандартизованы, и *эпоксидные клеи* с наполнителем и без наполнителя. При необходимости повышенной теплостойкости (до 1000 °С) применяют элементоорганические клеи, обладающие сравнительно меньшей эластичностью. Клеи не являются проводниками, поэтому при необходимости обеспечить электропроводность в них добавляют порошкообразное серебро.

Для склеивания деталей требуется механическая и химическая подготовка их поверхностей. Механическую подготовку и пригонку металлических деталей производят на металлорежущих станках или вручную напильником, сложные поверхности подвергают пескоструйной обработке; пластмассовые детали обрабатывают резанием или зачищают наждачной шкуркой. Химическая подготовка заключается в очищении и обезжиривании склеиваемых поверхностей ацетоном, спиртом, бензином или бензолом.

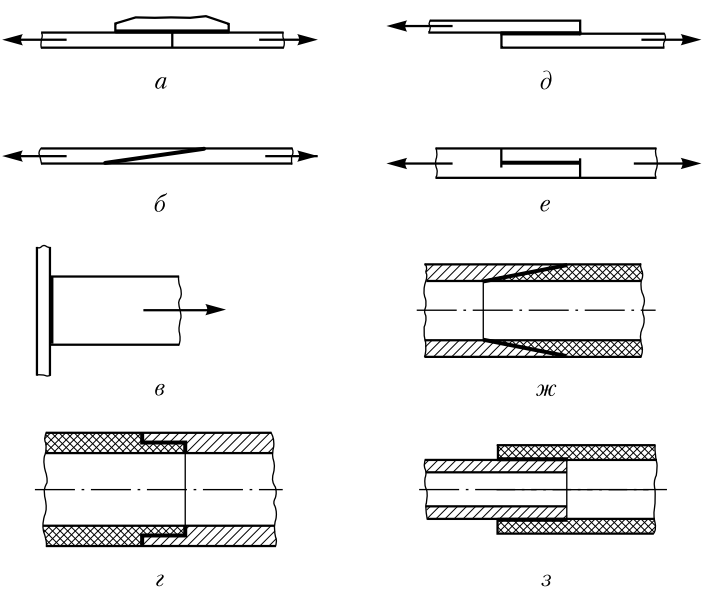


Рис. 2.9

Клей наносят на поверхность кистью или пульверизатором. Прочность клееного соединения в значительной степени зависит от толщины клеевого слоя, которая в основном определяется вязкостью клея и давлением при склеивании. Рекомендуются толщины клеевого слоя для различных клеев в пределах 0,05 ... 0,25 мм; при толщине клеевого шва 0,5 мм и более прочность соединения значительно снижается. Наибольшее влияние на прочность клееного соединения оказывает температура эксплуатационного режима, которая для большинства конструкционных клеев рекомендуется в пределах от минус 60 до плюс 80 °С.

В прочностных клееных конструкциях наиболее распространены *стыковые* и *нахлесточные* соединения, примеры которых приведены на рис. 2.9: *а* — стыковое с накладкой; *б* — косостыковое; *в* — стыковое; *г* — стыковое соединение труб одинакового диаметра; *д* — нахлесточное; *е* — нахлесточное шпунтовое; *ж* — косостыковое соединение труб одного диаметра; *з* — нахлесточное (телескопическое) соединение труб разного диаметра.

Прочность клееного соединения зависит от площади склеивания. Наиболее прочными являются соединения, работающие на *сдвиг* или *равномерный отрыв*, когда напряжения по всей площади склеивания можно полагать распределенными равномерно. При работе на отдирание (неравномерный отрыв) прочность соединения не определяется площадью склеивания, так как оно будет разрушаться последовательными участками; в таких случаях применяют комбинированные соединения — клееклепаные или клеесварные.

Расчетные формулы на сдвиг и отрыв для клееных соединений имеют вид

$$\tau = F/A_к \le [\tau], \quad \sigma_р = F/A_к \le [\sigma_р],$$

где F — действующая сила; $A_к$ — площадь склеивания. Допускаемое напряжение на сдвиг $[\tau] = \tau_в/[s]$, а на отрыв $[\sigma_р] = \sigma_в/[s]$, где для распространенных клеев предел прочности при сдвиге $\tau_в \le 60$ МПа, предел прочности при растяжении $\sigma_в \le 50$ МПа, а допускаемый коэффициент запаса прочности $[s] = 1{,}2 \dots 1{,}5$.

Паяные соединения. П а й к о й называется процесс образования неразъемного соединения с межатомными связями путем нагрева соединяемых материалов *ниже температуры их плавления* и применения легкоплавкого присадочного материала — п р и п о я. В температуре нагрева состоит принципиальное отличие пайки от сварки. Соединение, образованное пайкой, называется п а я н ы м.

В отличие от сварки пайка позволяет соединять детали из разнородных материалов, например, черных и цветных металлов и сплавов, стекла, керамики, графита. Кроме того, паять можно и детали с тонкостенными элементами, где применение сварки недопустимо из-за опасности прожога тонких стенок при сварке. Применение пайки в машиностроении возрастает в связи с широким внедрением новых конструкционных материалов, в том числе высокопрочных легированных ста-

лей, многие из которых плохо свариваются. Примерами применения пайки в машиностроении могут служить радиаторы автомобилей и тракторов, лопатки турбин, топливные и масляные трубопроводы и др.

Пайка является одним из основных видов соединения в приборостроении, в том числе в радиоэлектронике.

Процессы пайки сравнительно легко поддаются механизации и автоматизации. Во многих случаях применение пайки приводит к значительному повышению производительности труда, снижению массы и стоимости конструкций. По прочности паяные соединения уступают сварным.

По признаку взаимного расположения и формы паяемых элементов типы паяных соединений подобны сварным и клееным и носят те же названия, а именно: нахлесточное, стыковое, косостыковое, тавровое, телескопическое, комбинированное. Если паяемые элементы соединены по линии или в точке, то соединение называется соприкасающимся.

Многообразные способы пайки можно подразделить на два основных вида (в скобках даны термины ИСО):

низкотемпературная пайка (мягкая пайка), происходящая при температуре, не превышающей 723 К (450 °С);

высокотемпературная пайка (твердая пайка), происходящая при температуре, превышающей 723 К.

В первом случае применяют оловянно-свинцовые (мягкие) припои, во втором — медно-цинковые и серебряно-медные (твердые) припои. В качестве припоев применяют как чистые металлы, так и сплавы.

Для уменьшения вредного влияния окисления поверхностей при пайке применяют флюсы (на основе буры, хлористого цинка, канифоли); паяют в среде нейтральных газов (аргона) или в вакууме.

Нагрев припоя и деталей при пайке осуществляют паяльником, газовой горелкой, токами высокой частоты (ТВЧ), в термических печах, погружением в ванну с расплавленным припоем и пр. При пайке ТВЧ или в термической печи припой укладывают в процессе сборки деталей в месте шва в виде проволочных контуров, фольговых прокладок, лент, мелкой дроби или паст в смеси с флюсом.

Перед пайкой паяемые поверхности деталей обезжиривают и очищают от окислов. После подготовки соединяемых деталей к пайке и последующей сборки их обычно подогревают до температуры плавления припоя и в зазоры между ними вводят расплавленный припой.

Паяные швы из мягких припоев малопрочны, поэтому их применяют для соединений ненагруженных, малонагруженных, не подверженных действию ударных нагрузок и вибраций. Из-за низкой температуры плавления не рекомендуется применять их для соединений, работающих при температуре выше 100 °С. Мягкие припои широко применяют в приборостроении. Твердые припои применяют для соединений, несущих нагрузки. При статических нагрузках применяют припои на

медной основе, а для соединений, воспринимающих ударные и вибрационные нагрузки, — припои на серебряной основе.

Расчет на прочность паяных соединений осуществляют по формулам для однотипных сварных и клееных соединений. Допускаемое напряжение на срез можно принимать для паяных швов из оловянно-свинцовых припоев $[\tau'] = 20 \dots 30$ МПа, из медно-цинковых припоев $[\tau'] = 175 \dots 230$ МПа. Для паяных швов из серебряно-медных припоев предел прочности при растяжении в полтора-два раза больше, чем при срезе и равен 400 … 600 МПа.

2.4. Прессовые соединения

П р е с с о в ы м называется соединение составных частей изделий с гарантированным натягом вследствие того, что размер охватываемой детали больше соответствующего размера охватывающей детали.

Прессовые соединения передают рабочие нагрузки за счет сил трения покоя между сопряженными поверхностями, которые могут быть цилиндрическими и коническими. В дальнейшем рассматриваются прессовые соединения по цилиндрическим поверхностям, имеющие преимущественное распространение. Следует отметить, что прессовые соединения занимают промежуточное положение между неразъемными и разъемными соединениями, так как допускают нечастую разборку без нарушения целостности составных частей изделия.

Из курса допусков и посадок известно, что разность размеров вала и отверстия до сборки называется н а т я г о м. Нагрузочная способность прессовых соединений определяется преимущественно натягом, который назначают в соответствии с посадками. Однако возможны случаи, когда посадка не может быть реализована в конструкции по условию прочности детали.

Д о с т о и н с т в а прессовых соединений: простота и технологичность конструкций за счет отсутствия соединительных деталей, обеспечение хорошего центрирования соединяемых деталей, возможность применения при очень больших осевых нагрузках и вращающих моментах, высокая надежность при ударных нагрузках.

Основные н е д о с т а т к и прессовых соединений: сложность демонтажа и возможность ослабления натяга после разборки, ограниченность нагрузочной способности при вибрационных нагрузках за счет фреттинг-коррозии (разрушение сопряженных поверхностей при очень малых колебательных относительных перемещениях), рассе-

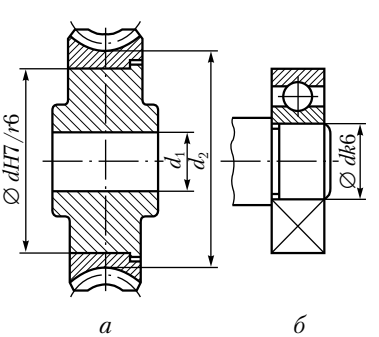


Рис. 2.10

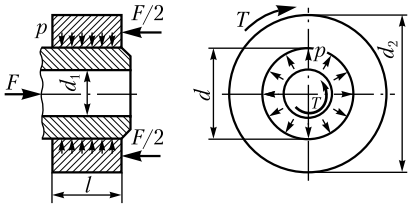


Рис. 2.11

ивание величины натяга и нагрузочной способности соединения за счет допусков на изготовление деталей.

Характерными примерами применения прессовых соединений являются колесные центры и бандажи железнодорожного подвижного состава, центры и венцы зубчатых и червячных колес (рис. 2.10, *а*), крепление на валу вращающихся колец подшипников качения (рис. 2.10, *б*, где показано условное изображение подшипника качения и обозначена подшипниковая посадка). В середине XIX в. академиком А. К. Годолиным была создана теория расчета артиллерийских стволов, составляемых из нескольких толстостенных цилиндров, соединенных с гарантированным натягом, вследствие чего обеспечивалось значительное повышение прочности стволов.

Прессовые соединения могут быть получены тремя способами: п р о д о л ь н о й сборкой путем запрессовки осевой силой (рис. 2.11); п о п е р е ч н о й сборкой за счет нагрева или охлаждения одной из деталей до состояния, при котором они свободно соединяются; к о м б и н и р о в а н н о й, например, гидропрессовой сборкой, при которой одновременно с действием осевой силы в зону контакта сопрягаемых деталей подается масло под высоким давлением для получения необходимой поперечной деформации. Из этих трех способов наименее совершенным является первый — запрессовка, так как при нем неизбежно повреждение контактных поверхностей, нарушение их микрогеометрии и, как следствие, снижение нагрузочной способности соединения в полтора-два раза.

Расчет прессовых соединений. В результате сборки прессового соединения за счет натяга на сопрягаемых поверхностях возникают контактные давления p (см. рис. 2.11), которые полагаем равномерно распределенными по поверхности контакта. Если на конструкцию действует осевая сила F и вращающий момент T, то на сопрягаемых поверхностях возникнут силы трения, которые должны исключить относительное смещение деталей соединения. Пользуясь принципом независимости действия сил, можем написать условия равновесия:

$$F \le \pi dlpf, \quad T \le \pi dlpfd/2,$$

где f — коэффициент сцепления; для стальных и чугунных деталей $f = 0{,}08 \ldots 0{,}1$ при запрессовке; $f = 0{,}12 \ldots 0{,}14$ при сборке с нагревом или охлаждением; при гидропрессовании $f = 0{,}12$; если одна из деталей латунная или бронзовая, то $f = 0{,}05$.

Из вышеуказанных условий равновесия определим минимально необходимые значения контактного давления

$$p_{\min} = F/(\pi dlf), \quad p_{\min} = 2T/(\pi d^2 lf).$$

Если осевая сила F и вращающий момент T действуют одновременно, то расчет ведут по равнодействующей R осевой и окружной силы

$$F_t = 2T/d, \quad \text{т.е.} \quad R = \sqrt{F^2 + F_t^2},$$

тогда

$$p_{\min} = R/(\pi dlf).$$

В зависимости от ответственности соединения полученное минимально необходимое значение $p_{\min}$ увеличивают, умножая его на коэффициент запаса сцепления $K = 1{,}5 \ldots 3$. По найденному расчетному контактному давлению $p = Kp_{\min}$ определяем расчетный натяг $N_{\text{р}}$, пользуясь выводимой в вузовских курсах сопротивления материалов формулой Ляме для расчетов толстостенных цилиндров (цилиндр считается толстостенным, если его средний радиус превышает толщину стенки не более чем в пять раз):

$$N_{\text{р}} = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2),$$

где $C_1 = (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \nu_1$; $C_2 = (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) + \nu_2$; E_1, ν_1 и E_2, ν_2 — модули упругости первого рода и коэффициенты Пуассона соответственно для материалов охватываемой и охватывающей деталей; для стали $\nu = 0{,}3$, для чугуна $\nu = 0{,}25$, для бронзы $\nu = 0{,}33$. Размеры d, d_1 и d_2 показаны на рис. 2.10 и 2.11; если охватываемая деталь сплошная, то $d_1 = 0$.

Учитывая возможное нарушение микрогеометрии контактных поверхностей при сборке прессового соединения, полученное значение расчетного натяга $N_{\text{р}}$ увеличивают на $u = 1{,}2\,(R_{z1} + R_{z2})$ — поправка на срезание и сглаживание микронеровностей, где R_{z1} и R_{z2} — высоты микронеровностей по десяти точкам, тогда требуемый натяг $N_{\text{т}} = N_{\text{р}} + u$ (если сборку выполняют нагреванием или охлаждением деталей, то $u = 0$).

По величине требуемого натяга $N_{\text{т}}$ подбирают стандартную посадку, при котором $N_{\text{т}} = N_{\min}$ (посадку подбирают по наименьшему натягу).

При сборке прессового соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали разность их температур t определяется по формуле

$$t = (N_{\max} + z_{\text{с}})/(\alpha d),$$

где $N_{\max}$ — наибольший натяг выбранной посадки; $z_{\text{с}}$ — зазор, необходимый для свободного соединения деталей, принимаемый равным 10 мкм при $d = 30 \ldots 80$ мм, 15 мкм при d свыше 80

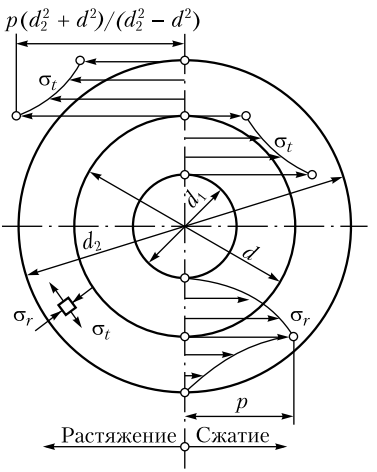


Рис. 2.12

до 180 мм и 20 мкм при d свыше 180 до 400 мм, где d — номинальный диаметр соединяемых поверхностей; α — коэффициент линейного расширения.

На рис. 2.12 показаны эпюры нормальных радиальных напряжений σ_r и тангенциальных напряжений σ_t растяжения и сжатия для охватывающей и охватываемой деталей. Из этих эпюр видно, что наибольшие напряжения возникают у внутренней поверхности охватывающей детали, поэтому она, как правило, является *опасным элементом* соединения, т. е. при чрезмерно большом натяге возможно разрушение охватывающей детали. Значения наибольших радиальных и тангенциальных напряжений показаны на рис. 2.12.

Элементарный параллелепипед охватывающей детали (см. рис. 2.12) находится в условии плоского напряженного состояния с главными напряжениями σ_t и σ_r. Согласно гипотезе наибольших касательных напряжений, эквивалентное напряжение в этом случае будет равно разности главных напряжений, а условие прочности запишется так:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_t - (-\sigma_r) = \sigma_t + \sigma_r = \frac{2p_{\max}}{1-(d/d_2)^2} \le [\sigma_{\text{р}}] = \sigma_{\text{т}} / [s],$$

где $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести; $[s]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности.

Проверку прочности деталей соединения проводят с учетом контактного давления, соответствующего *наибольшему натягу* выбранной посадки.

Для технической практики особо важна прессовая посадка толстостенной втулки (ступицы) на сплошной вал. В этом случае предельный наибольший натяг $N_{\text{пред}}$ можно определить из условия прочности втулки по выводимой в сопротивлении материалов формуле

$$N_{\text{пред}} = [\sigma_{\text{р}}]d/E,$$

где $[\sigma_{\text{р}}]$ — допускаемое напряжение для втулки; E — модуль упругости первого рода; d — диаметр контактной поверхности.

Пример 2.2. Определить относительную величину предельного натяга $N_{\text{пред}}$ для стальной толстостенной втулки, насаживаемой на сплошной вал диаметром d, если для втулки $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\sigma_{\text{т}} = 240$ МПа, а допускаемый коэффициент запаса прочности $[s] = 1{,}2$.

Решение. Определяем допускаемое напряжение

$$[\sigma_{\text{р}}] = \sigma_{\text{т}}/[s] = 240/1{,}2 = 200 \text{ МПа}.$$

Далее определим относительный предельный натяг

$$N_{\text{пред}}/d = [\sigma_{\text{р}}]/E = 200/(2 \cdot 10^5) = 0{,}001.$$

Следовательно, при указанных исходных данных наибольший натяг посадки не должен превышать одной тысячной диаметра контактной поверхности.