

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Брянский государственный аграрный университет»

Кафедра Технологии материалов, надежности,  
ремонта машин и оборудования

**Кузюр В.М.**

# **ТЕКУЩИЙ РЕМОНТ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ В АПК**

*Методические указания по выполнению курсового  
проекта для студентов, обучающихся по направлению  
подготовки 35.03.06. «Агроинженерия»  
профиль «Технический сервис в АПК»*

Брянская область  
2017

УДК 631.3.004.67(076)  
ББК 30.83  
К 89

Кузюр В.М. **Текущий ремонт машин и оборудования в АПК:** методические указания по выполнению курсового проекта для студентов, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06. «Агроинженерия» профиль «Технический сервис в АПК» / В.М. Кузюр.- Брянск: Издательство Брянский ГАУ, 2017. – 75 с.

Приведены общие рекомендации по выполнению курсового проекта.

Методические указания разработаны к.т.н., доцентом Кузюр В.М. и предназначены для студентов очной и заочной форм обучения высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06. «Агроинженерия» профиль «Технический сервис в АПК»

Рецензент: кандидат экономических наук, доцент, зав. кафедрой Технических систем в агробизнесе, природообустройстве и дорожном строительстве

*Методическое указание рассмотрено и рекомендовано к изданию методическим советом инженерно-технологического института, протокол № 7 от 22 мая 2017 года.*

© Брянский ГАУ, 2017  
© Кузюр В.М., 2017

## ВВЕДЕНИЕ

Одной из наиболее важных задач ремонтного производства является повышение производительности труда рабочих и улучшение качества продукции на основе его технического перевооружения и повышения уровня механизации и автоматизации. Для решения этой задачи требуется широкое применение современного технологического оборудования, различных механизмов и приспособлений, специальных инструментов и т. п.

Технологический процесс ремонта машин связан с выполнением большого объема разборочно-сборочных, сварочных и других видов работ. При разборке до 64% затрат времени приходится на отвинчивание гаек и других деталей резьбовых соединений и разборку соединений с натягом. Несмотря на то, что большое число разборочно-сборочных операций на ремонтных предприятиях механизировано (используются пневмо-, электрогайковерты, прессы и т. д.), доля ручного труда еще велика. Низкий уровень механизации операций и при восстановлении деталей в условиях мастерских хозяйств и райагропромтехники.

В курсовых проектах по дисциплине «Ремонт машин» в качестве объектов конструкторской разработки может быть предложена разработка приспособления для крепления базовой детали собираемой сборочной единицы, соединения сопрягаемых деталей, разъединения элементов изделий, требующих приложения больших усилий, приспособлений, расширяющих технологические возможности универсального оборудования, которым оснащены мастерские хозяйств, а также устройств, позволяющих сократить вспомогательное время (установка и закрепление деталей) при выполнении сварочных, наплавочных, станочных и других операций.

В дипломных проектах конструкторская часть должна состоять из разработки или модернизации специальных стенов, установок, ремонтного оборудования, подъемно-транспортных устройств и др.

Большинство приспособлений являются изделиями индивидуального производства, так как имеют специфические конструктивные особенности и конкретное назначение. Однако, несмотря на конструктивное разнообразие, их устройство и правила конструирования имеют общие закономерности построения и единую элементную базу. В пособии рассматриваются возможные темы конструкторской разработки и приведены основы проектирования приспособлений.

## 1. ТЕМА КОНСТРУКТОРСКОЙ РАЗРАБОТКИ

Во время преддипломной практики при анализе применяемой технологии ремонта машин или восстановления изношенных деталей необходимо выявить технологические процессы (операции) с большими затратами ручного труда и тяжелыми условиями работы. Применение на отдельных участках и рабочих местах средств технического оснащения с низкой производительностью может быть причиной нарушения ритмичности и непрерывности производственного процесса, увеличения объема незавершенного производства и т. п. Для устранения этих недостатков в проекте необходимо предусмотреть разработку нового или модернизацию используемого оборудования и приспособлений.

К приспособлениям относятся вспомогательные устройства, позволяющие при ремонте машин повысить производительность труда, улучшить качество продукции ремонтного предприятия (мастерской), расширить технологические возможности оборудования, улучшить условия труда, повысить безопасность работы и т. д. Тема конструкторской разработки должна быть увязана с разрабатываемым технологическим процессом и обоснована в пояснительной записке.

В проектах могут быть разработаны:

- ✓ станочные приспособления, предназначенные для установки и закрепления обрабатываемых заготовок или восстанавливаемых деталей на различных металлорежущих станках, установках при нанесении покрытий на изношенные поверхности, прессах при восстановлении деталей пластическим деформированием и др.;
- ✓ приспособления для установки, закрепления и направления рабочего инструмента (резцедержатели, борштанги, сверлильные головки, копировальные устройства и др.);

разборочно-сборочные приспособления (стенды, кантователи) для закрепления сборочных единиц или их базовых деталей (блока цилиндров, корпуса коробки передач, рамы), правильной установки деталей при сборке, предварительного деформирования упругих элементов (пружин, колец) при их установке, для разборки (сборки) соединений с натягом, резьбовых и заклепочных соединений или других операций, требующих приложения больших усилий;

контрольные приспособления для проверки деталей при деформации и восстановлении, проверки правильности сборки и регулировки механизмов;

сварочные приспособления, предназначенные для сборки под сварку, сварки, наплавки, устранения или уменьшения деформаций и остаточных напряжений в сборочных единицах (деталях);

приспособления для захвата и перемещения деталей и сборочных единиц.

Не следует в проектах разрабатывать простые съемники, схватки, подставки, так как в этом случае расчеты и графический материал по объему и содержанию не будет соответствовать установленным требованиям.

При проектировании станочных приспособлений можно решать следующие основные задачи.

1. Установка заготовок (восстанавливаемых деталей) на станках (установках) без выверки. Применение приспособлений для установки позволяет исключить трудоемкую операцию разметки, устраняет выверку детали на станке, обеспечивает возможность получения точности размеров, а следовательно, повышает точность обработки за счет устранения погрешностей, связанных с разметкой и выверкой.

2. Повышение производительности труда. Снизить трудоемкость – значит сократить норму времени на операцию. Норма времени (штучно-калькуляционное время) включает основное, вспомогательное, дополнительное (время технического и организационного обслуживания рабочего места, регламентированных перерывов) и подготовительно-заключительное время.

Основное время можно сократить несколькими способами:

увеличением числа одновременно работающих инструментов (операция из многопереходной превращается в однопереходную), для этого проектируют многшпindelные сверлильные и фрезерные головки и многолезцовые державки на несколько инструментов и др.;

одновременной обработкой нескольких деталей, для этого проектируют многоместные приспособления;

увеличением скорости резания за счет применения приспособлений, повышающих жесткость технологической системы СПИД.

Вспомогательное время можно сократить, уменьшив время на установку и закрепление деталей или совместив основное и вспомогательное время. С этой целью проектируют быстродействующие ручные, механизированные единичные и многократные зажимные устройства, поворотные приспособления, выталкиватели и др. Проектируя поворотные многопозиционные многоместные или непрерывно действующие приспособления, учитывают, что установка и снятие, закрепление и открепление деталей будут происходить во время работы станка. Таким образом, время, затрачиваемое на эти приемы, совмещается с основным временем.

Время технического обслуживания рабочего места можно сократить, используя быстросменные приспособления, многолезцовые державки, в которых наладка осуществляется вне станка на специальных устройствах, шаблоны для установки инструментов на размер и др.

Время организационного обслуживания сокращается при создании в приспособлениях окон и лотков для отвода стружки, устройств для автоматической очистки от стружки и ее транспортирования и др.

Время регламентированных перерывов сокращается за счет применения приспособлений, облегчающих труд рабочих.

Перед проектированием приспособлений, повышающих производительность труда, необходимо проанализировать норму времени для нахождения способов уменьшения ее составляющих.

3. Расширение технологических возможностей оборудования. Ремонтные мастерские оснащены в основном универсальным оборудованием (металлорежущими станками, стендами, прессами и др.). Каждый станок предназначен для выполнения какой-то определенной работы с заданной точностью. Для таких станков в проектах разрабатывают специальные приспособления, расширяющие их технологические возможности, т. е. с помощью приспособления на станке выполняют работу, для которой необходим станок иного типа. Например, с помощью специальных приспособлений на токарном станке можно производить обработку шлифованием, протягиванием и фрезерованием; на фрезерном – растачиванием и долблением; на сверлильном – обработку точных отверстий и т. д. Для расширения технологических возможностей станков в проектах рекомендуется разрабатывать приспособления, позволяющие осуществить: крепление инструментов, не предназначенных для использования на станке; дополнительные взаимные перемещения инструмента и обрабатываемой детали; крепление инструментов и обрабатываемых деталей на поверхностях станка, не предназначенных для этих целей; точное направление инструмента и др. Основы конструирования станочных приспособлений приведены в специальной литературе [1 – 3].

## 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТЕНДОВ И КАНТОВАТЕЛЕЙ

Для механизации разборочно-сборочных работ в условиях мастерских, а также для сварочных (наплавочных) работ могут быть спроектированы универсальные или специальные приспособления (кантователи, вращатели, многопозиционные поворотные столы, стенды и другие устройства). В зависимости от конструктивных особенностей ремонтируемых сборочных единиц или восстанавливаемых деталей кантователи могут быть одностоечные одноосные и двухосные, двухстоечные одноосные.

Одностоечные одноосные кантователи-вращатели обеспечивают поворот изделия вокруг одной оси – вертикальной, наклонной или горизонтальной. Двухосные одностоечные кантователи-манипуляторы имеют две взаимно-перпендикулярные оси вращения: для полного вращения на  $360^\circ$  наклона изделия на  $90^\circ$  и более. Для поворота и вращения длинных или тяжелых изделий (двигатель ЯМЗ-240, рама автомобиля) проектируют двухстоечные кантователи с горизонтальной осью вращения.

К конструкциям кантователей для разборки и сборки агрегатов, выполнения сварочных работ предъявляются следующие требования:

удобство эксплуатации, т. е. доступность к местам установки деталей, зажимным устройствам и органам управления (местам наложения сварочных швов); удобные позы рабочего, минимум его наклонов и хождений и другие требования научной организации труда;

обеспечение заданной последовательности разборочно-сборочных (сварочных) работ в соответствии с разработанным технологическим процессом;

возможность использования при конструировании и последующем изготовлении типовых, унифицированных и нормализованных деталей и других комплектующих изделий, что будет способствовать снижению себестоимости приспособлений, уменьшению сроков их изготовления и повышению ремонтпригодности;

обеспечение разборки (сборки) ремонтируемого агрегата (выполнения сварочных работ) с одной установки при минимальном числе поворотов, свободного съема собранного (сваренного) изделия;

технологичность деталей и приспособления в целом.

Для повышения срока службы приспособления при конструировании необходимо предусмотреть возможность замены быстроизнашивающихся деталей и восстановления требуемой точности. При разработке рабочих чертежей быстроизнашивающихся деталей в технических требованиях предусматривают их упрочнение (закалка, наплавка твердым сплавом и др.). Необходимо избегать применения открытых механизмов и передач, предотвращать попадание загрязнений на со-

прилегаемые поверхности, предупреждать возможность перегрузки при эксплуатации, вводить предохранительные и предельные устройства. Корпусные детали и кожухи не должны иметь острых кромок и углов, которые могут быть причиной травм рабочего.

Конструирование нового приспособления для разборки (сборки) или модернизация существующего производится на основе изучения сборочного чертежа ремонтируемого изделия и с учетом технических требований, указанных в разработанном в проекте технологическом процессе. При выборе варианта приспособления из числа возможных учитывают также производственную программу по ремонтируемой сборочной единице и анализируют результаты технико-экономического обоснования.

Перед разработкой конструкции нового приспособления (кантователя, станда) необходимо провести сравнительный анализ существующих конструкций аналогичного назначения (прототипов). Это также позволит выбрать наиболее приемлемый вариант разработки или совершенствования конструкции существующего приспособления. В зависимости от программы ремонта определяют сложность приспособления, необходимость его оснащения механизмами для комплексной механизации и автоматизации.

В общем случае разборочно-сборочные и сварочные приспособления (стенды, кантователи) состоят из основания (рамы или корпуса), фиксирующих (установочных) элементов, прижимов, поворотных механизмов и вспомогательных устройств. В зависимости от сложности конструкции ремонтируемого изделия, функционального назначения приспособления, программы производства оно может иметь все или часть перечисленных устройств.

Конструирование приспособления должно начинаться с разработки его принципиальной схемы, которая оформляется в виде простейшего чертежа, выражающего основную идею. При разработке схемы сначала тонкими линиями наносят контуры ремонтируемой сборочной единицы с учетом масштаба. Проекция надо располагать на достаточном расстоянии друг от друга во избежание их взаимного перекрытия при последующем вычерчивании деталей приспособления. После этого на всех проекциях последовательно наносят установочные детали (опоры, упоры), детали зажимных устройств и поворотных механизмов. Затем разрабатывают конструкцию и вычерчивают основание (корпус) приспособления и вспомогательные механизмы.

В качестве установочных баз необходимо использовать механически обработанные поверхности или отверстия ремонтируемого изделия. Упоры должны быть размещены таким образом, чтобы не вызывать защемления изделия, исключить его смещение при закреплении. Прижимы располагают против упоров или вблизи от них.



**Основание приспособления** представляет собой элемент, объединяющий в одну конструкцию все составные части приспособления, который воспринимает массу изделия и все усилия, возникающие при выполнении операций. Основание должно быть технологичным, иметь рациональное конструктивное оформление, обладать возможно меньшей массой и быть компактным. Последнее требование особенно важно для переносных, передвижных и поворотных приспособлений. Форма и размеры основания будут зависеть от конфигурации ремонтируемого изделия, а также от вида и расположения фиксирующих, зажимных и направляющих элементов. Чаще всего основание приспособления изготавливают при помощи сварки или сборки из отдельных элементов на болтах.

При проектировании сварных оснований приспособлений необходимо, чтобы свариваемые детали имели примерно одинаковую толщину. Одним швом соединяют не более двух деталей. Расположение швов должно быть таким, чтобы создавалось минимум деформаций элементов основания. Расположение ребер, усиливающих основание, должно быть симметричным с двухсторонней приваркой. Соединения с накладками при изготовлении оснований не применяются. Для крупногабаритных приспособлений целесообразно использовать сварные основания из сортовых профильных материалов и стальных листов толщиной 8...10 мм.

Основания поворотных приспособлений должны иметь полки или фланцы для крепления механизмов привода и поворота, вспомогательных устройств. В основаниях стационарных приспособлений предусматривают отверстия или пазы для крепления к фундаменту или раме.

**Установочные детали** (опоры, упоры, пальцы, прижимы, установочные конусы, постели) образуют базовые поверхности приспособлений и обеспечивают правильную ориентацию ремонтируемых изделий в них.

*Опоры* приспособлений разделяют на основные и вспомогательные. Основные опоры определяют положение изделия в приспособлении, они жестко закрепляются в корпусе запрессовкой или сваркой. Вспомогательные – предназначены для придания изделию дополнительной жесткости и устойчивости, если изделие может деформироваться из-за малой жесткости или опрокинуться. Вспомогательные опоры не влияют на точность базирования. Их индивидуально подводят к установленному изделию и закрепляют. В результате этого они превращаются в дополнительные жесткие опоры.

Основными опорами сборочных и сварочных приспособлений могут быть штыри с плоской, сферической и насеченной головками (рис. 2.1, а – г). Детали больших размеров с обработанными базовыми по-

верхностями устанавливают на пластины (рис. 2.1, *д* и *е*), а детали больших размеров — на штыри.

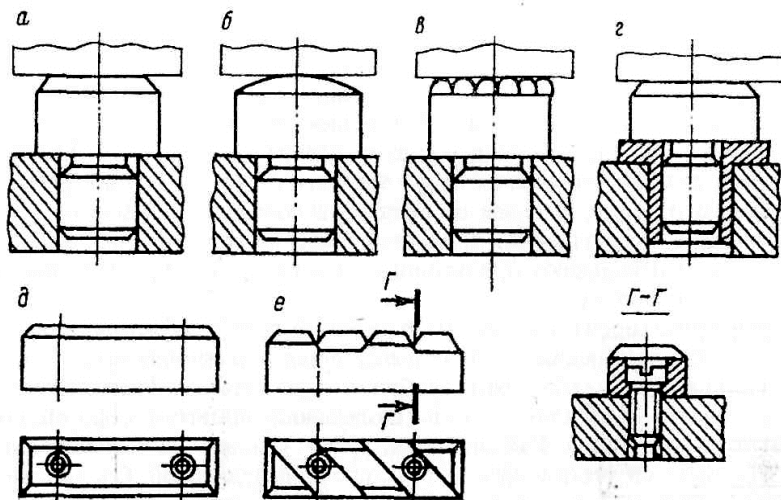


Рис. 2.1. Опорные штыри (*а* – *г*) и опорные пластины (*д* и *е*).

Регулируемые винтовые опоры (рис. 2.2) могут применяться как основные и вспомогательные.

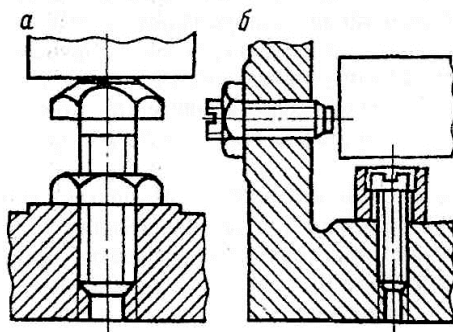


Рис. 2.2. Винтовые регулируемые опоры.

В качестве вспомогательных опор могут применяться самоустанавливающиеся одноточечные (ГОСТ 13159-67) и подводимые клиновые опоры. С целью механизации и автоматизации приспособлений для перемещения опор применяют механизированные приводы.

При установке деталей с наружными цилиндрическими поверхностями в качестве опор применяют призмы по ГОСТ 12156-66 (рис. 2.3, а) или специальные призмы (рис. 2.3, б) для длинных или ступенчатых деталей. Зависимость между размерами  $H$  и  $h$ ,  $C$ ,  $D$  при  $\alpha = 90^\circ$  следующая:  $H = h - 0,5C + 0,707D$ .

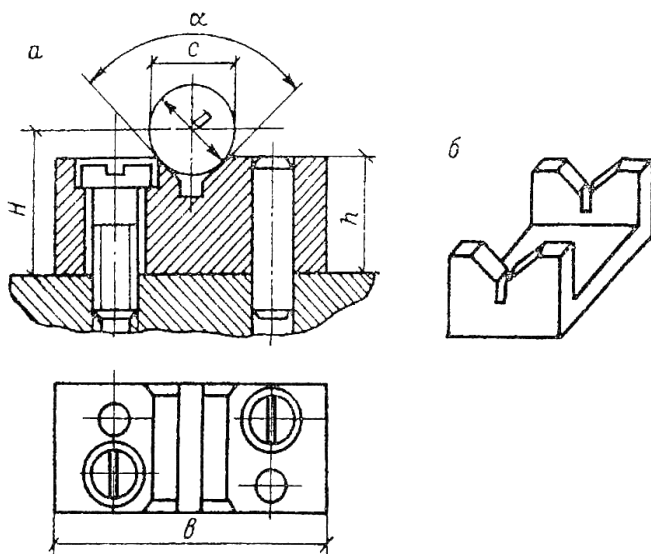


Рис 2.3 Установочные призмы

Упоры устанавливают для фиксации изделия по боковым поверхностям. В качестве упоров, размещаемых по контуру изделия, могут использоваться прямоугольные планки, штыри или ребра. Упоры могут быть постоянными, поворотными, откидными, отводными или съемными с рифленой, сферической или плоской поверхностью. Постоянные упоры закрепляют на корпусе приспособления с помощью винтов или сварки. Рабочие поверхности упоров упрочняют термообработкой или наплавкой для повышения износостойкости.

При конструировании необходимо стремиться к тому, чтобы упор одновременно являлся и опорной базой (рис. 2.4, а). Откидные (рис. 2.4, б) и отводные упоры (рис. 2.4, в) применяют в тех случаях, когда форма деталей изделия не позволяет свободно снять его с приспособления. Длина рабочей части упоров должна быть не меньше двух толщин фиксируемой детали.

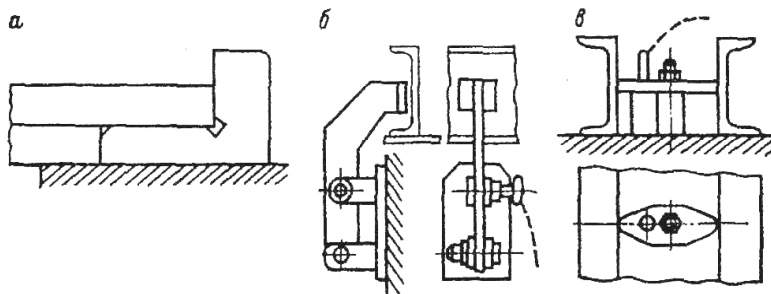


Рис. 2.4. Упоры постоянные (а), откидные (б) и отводные (в).

*Установочные пальцы* – детали приспособлений, на которые надевают изделие своими обработанными отверстиями (одним или двумя). Они могут быть постоянные и сменные. По форме пальцы могут быть цилиндрические и со срезам.

*Установочные конусы* применяют для центрирования цилиндрических деталей. Жесткие центры могут иметь коническую или усеченную коническую поверхность. В некоторых сварочных (наплавочных) приспособлениях применяют плавающие центры, чтобы избежать деформации деталей при нагревании.

**Зажимные механизмы приспособлений** предназначены для закрепления устанавливаемых изделий (деталей). К ним предъявляют следующие требования:

зажимное усилие не должно создавать опрокидывающего момента (зажимы располагают над опорами);

зажимные механизмы должны развивать заданное (расчетное) усилие для надежного закрепления изделий;

зажимы не должны нарушать заданное положение изделия, портить и деформировать поверхности деталей;

зажимные механизмы должны быть быстродействующими, удобными и безопасными в работе.

В разборочно-сборочных и сварочных приспособлениях (стендах) чаще всего применяют прижимы с механическим, пневматическим или гидравлическим приводом.

По степени механизации зажимы делят на ручные, которые применяют в единичном и мелкосерийном производстве, механизированные, работающие от силового привода, управляемого вручную, и автоматизированные, осуществляющие зажим и раскрепление сборочных единиц или деталей без участия рабочего. Последние два типа зажимов рекомендуется применять в серийном и массовом производстве.

### 3. РАСЧЕТ ЗАЖИМНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

Расчет зажимных устройств производят обычно в две стадии. Сначала определяют необходимые усилия зажатия изделий, а затем рассчитывают детали зажимного устройства и других элементов приспособления на прочность и жесткость под действием этих усилий. В разборочно-сборочных приспособлениях могут действовать силы, обеспечивающие плотное прижатие базовой поверхности детали ко всем установочным их элементам, и силы тяжести изделия. В сварочных приспособлениях кроме того могут действовать силы, удерживающие изделие от деформации в процессе прихватки, сварки, остывания и усадки сварных швов, а также силы, обеспечивающие обратный предварительный прогиб деталей с целью компенсации остаточной сварочной деформации, если это предусмотрено технологическим процессом.

Требуемую силу зажима определяют с учетом коэффициента запаса, предусматривающего увеличение нагрузки, непостоянство установки, закрепления, отклонения формы базовой поверхности, износ приспособления и т. п. Коэффициент запаса для ручных зажимов рекомендуется применять равным 2, для механизированных – 1,5.

Например, усилия зажима  $F$  сборочной единицы массой  $G$  в двухстоечном поворотном кантователе (рис. 3.1) находят из условия, что силы прижатия обеспечивают сцепление установочной поверхности с поверхностями опорных платиков рамы приспособления и препятствуют выпадению изделия при повороте в наиболее опасном положении (поворот на  $90^\circ$ ).

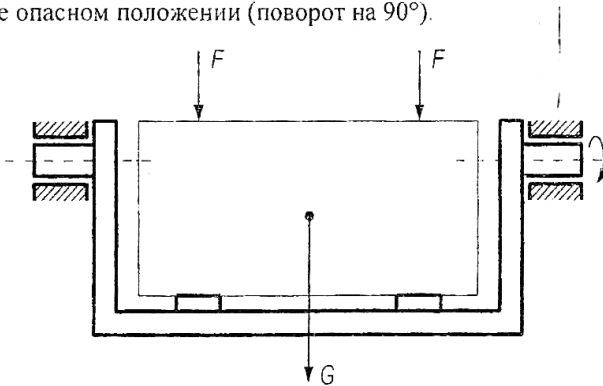


Рис. 3.1 Схема установки изделия в двухстоечном приспособлении

В этом случае усилие зажима будет равно

$$F = k\mu G/2. \quad (3.1)$$

где  $k$  – коэффициент запаса;

$\mu$  – коэффициент трения ( $\mu = 0,15 \dots 0,20$ ).

**Расчет механических зажимов.** В приспособлениях с ручным закреплением изделий широко используют *винтовые прижимы*. Они имеют простую конструкцию и надежны в работе. По необходимой силе зажима  $F$  рассчитывают винт, гайку, корпус и элементы крепления зажима к корпусу приспособления. Зажим осуществляется либо винтом при неподвижной резьбовой втулке, либо гайкой при неподвижной шпильке (рис. 3.2).

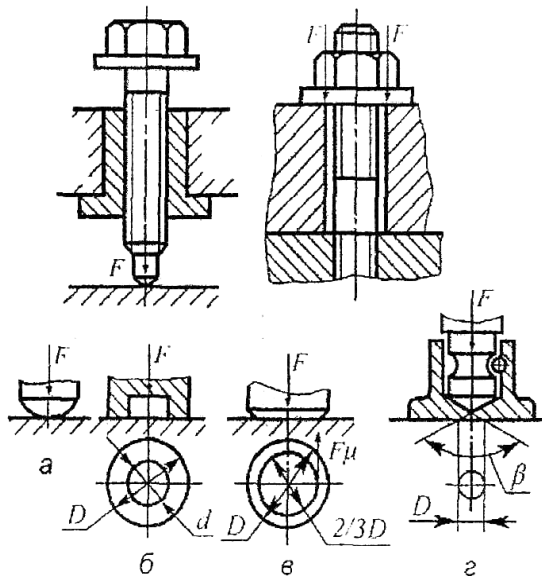


Рис 3.2 Схемы винтовых зажимов.

Силу на рукоятке  $F$ , необходимую для создания силы зажима  $F_i$ , можно рассчитать по формуле

$$F_i = F \frac{r_{cp}}{l} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1), \quad (3.2)$$

где  $r_{cp}$  – средний радиус резьбы, мм;

$l$  – вылет ключа (рукоятки), мм;

$\alpha$  – угол подъема резьбы;

$\varphi_1$  – угол трения в резьбовой паре (принимают из условия  $\mu = \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,15$ ).

Угол подъема резьбы находят из соотношения

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi d_{cp}}, \quad (3.3)$$

где  $s$  – шаг резьбы, мм.

$d_{cp}$  – средний диаметр резьбы винта, мм.

При расчете силы, развиваемой винтовым зажимом, необходимо учитывать дополнительные потери на трение в месте контакта винта (гайки) с закрепляемой деталью. Условия равновесия винта (гайки) в этом случае можно записать следующим образом:

$$Ml = Fr_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + T_{mp}, \quad (3.4)$$

где  $T_{mp}$  – момент трения на опорном торце винта (гайки).

Величина  $T_{mp}$  зависит от конструкции пяты зажимного винта. Для винта со сферической пятой (рис. 3.2, а)  $T_{mp} = 0$ , так как винт с деталью контактирует в точке.

Для винтов с пятой (рис. 3.2, б) и для зажима гайкой

$$T_{mp} = \frac{1}{3} F \mu \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}. \quad (3.5)$$

Для винтов с пятой (рис. 3.2, в)

$$T_{mp} = \frac{1}{3} F \mu D. \quad (3.6)$$

Для винтов с неподвижным наконечником (рис. 3.2, г)

$$T_{mp} = \frac{1}{3} F \mu \frac{D}{2} \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2}. \quad (3.7)$$

При проектировании винтовых зажимов целесообразно проверить торцы винтов с плоской пятой (рис. 3.2, б и в) по напряжениям смятия

$$\sigma_{свт} = \frac{F}{S_{свт}} \leq [\sigma_{свт}], \quad (3.8)$$

где  $S_{свт}$  – площадь смятия, мм<sup>2</sup>;

$[\sigma_{свт}]$  – допускаемое напряжение при смятии, МПа (приложение 1).

Торцы винтов зажимов (рис. 3.2, а и г) проверяют по контактным напряжениям

$$\sigma_{свт} \approx 620 \sqrt{\frac{F}{r}} \leq [\sigma_{свт}], \quad (3.9)$$

где  $r$  – радиус сферической пятки, мм.

Рекомендуется проверить также прочность винта в месте расположения головки или в другом наиболее опасном сечении. Под действи-

ем момента ( $T = F_l$ ) в сечении возникают касательные напряжения кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}], \quad (3.10)$$

где  $W_p$  – полярный момент сопротивления ( $W_p \approx 0,2d_n$ ,  $d_n$  – диаметр винта в опасном сечении, мм);

$[\tau_{кр}]$  – допускаемое напряжение при кручении, МПа.

Допустимое напряжение  $[\tau_{кр}]$  находят из приложения 1.

Количество витков резьбы в гайке

$$n_p = F / [\pi(d_n^2 - d_{вн}^2)\sigma_c / 4], \quad (3.11)$$

где  $d_n$  и  $d_{вн}$  – наружный и внутренний диаметр резьбы, см;

$\sigma_c$  – напряжение сжатия на поверхности ниток резьбы (для стальной гайки  $\sigma_c = 90 \dots 130$  МПа).

Наружный диаметр винта

$$d_n = \sqrt{F / (0,5[\sigma_p])}, \quad (3.12)$$

где  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение на растяжение материала винта, МПа.

**Клиновые зажимы** компактны, просты в изготовлении и являются быстродействующими. В сварочных приспособлениях их используют как простые зажимные элементы поджатия одной заготовки к другой, выравнивания кромок или как стяжное устройство. Для обеспечения условия самоторможения одностороннего клина необходимо, чтобы угол  $\alpha \leq 2\varphi$  (рис. 3.3). Для двухстороннего –  $\alpha_1 + \alpha_2 \leq 2\varphi$  ( $\alpha$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – углы скоса клина;  $\varphi$  – угол трения;  $\operatorname{tg}\varphi = \mu$ ;  $\mu$  – коэффициент трения скольжения).

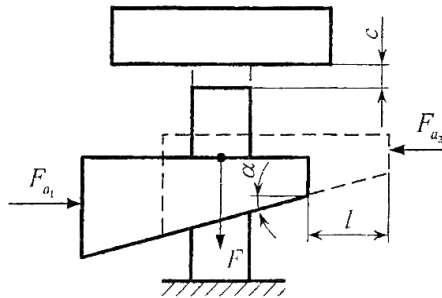


Рис. 3.3 Расчетная схема клинового зажима



Перемещение клина  $l$ , необходимое для поджатия детали на величину  $c$ , будет равно

$$l = c / \operatorname{tg} \alpha . \quad (3.13)$$

Усилие  $F_a$  перемещения клина находят по формуле

$$F_a = F[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi] . \quad (3.14)$$

Для вычисления усилия выталкивания клина используют формулу

$$F_a = F[\operatorname{tg}(\varphi - \alpha) + \operatorname{tg} \varphi] . \quad (3.15)$$

Клиновые зажимы могут быть плунжерного типа (рис. 3.4)

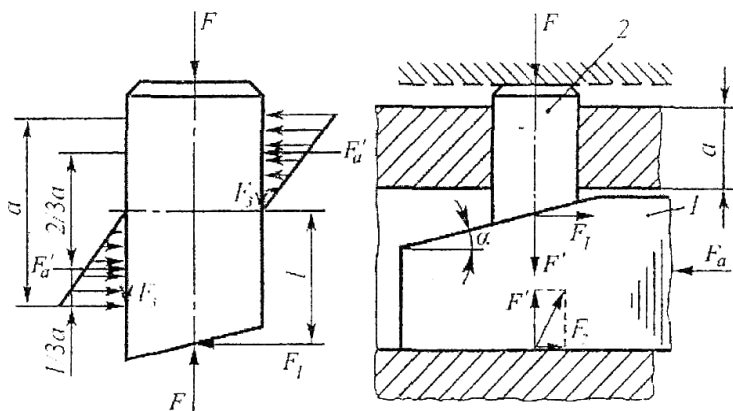


Рис. 3.4. Схема одноплунжерного зажимного механизма

Для зажима детали плунжер 2 перемещается вверх клином 1 под действием силы  $F_a$ , значение которой определяют из уравнения

$$F_a = F \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}{1 - \frac{3l}{a} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_3} , \quad (3.16)$$

где  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  - углы трения в соединениях.

Значение  $l$  и  $a$  принимают из конструктивных соображений.

Эксцентриковые круговые зажимы являются самыми быстродействующими из всех зажимных механизмов. Недостатками эксцентриковых зажимов являются: малая величина рабочего хода, ограниченная величиной эксцентриситета; повышенная утомляемость рабочего, так как при откреплении изделия рабочему необходимо прикладывать силу, обусловленную свойством самоторможения эксцентрика;



нутой окружности. Рабочая поверхность эксцентрика ограничивается сектором, остальная поверхность может срезаться по форме кулачка. Такой кулачек целесообразно применять в тех случаях, когда для удобства снятия и установки изделия (детали) механизм необходимо отводить на значительное расстояние. Отвод механизма может производиться автоматически под действием пружины.

При расчете эксцентриковых зажимов величина эксцентриситета  $e$  (рис. 3.5, а) определяется из условия

$$e = \frac{\pi}{2\beta}(s + \delta + \Delta), \quad (3.17)$$

где  $s$  – минимальный зазор, обеспечивающий свободную установку изделия в приспособлении с максимальным размером  $H$ , мм;

$\delta$  – допуск на размер  $H$  детали (расстояние от базы до точки приложения силы зажима  $F$ ), мм;

$\Delta$  – дополнительная величина хода эксцентрика для компенсации упругих деформаций деталей узла зажима, воспринимающих силу  $F$ , и зазоров в соединениях ( $\Delta = 0,3 \dots 0,5$  мм).

Необходимый зазор  $s$  для свободной установки закрепляемого под эксцентрик изделия зависит от его конструктивных особенностей, конструкции зажимного механизма и других факторов. При закреплении деталей с обработанными поверхностями в сварочных приспособлениях величину зазора  $s$  можно принять 0,5...1,0 мм. В приспособлениях для разборки (сборки) изделий – 4,0...6,0 мм. Допуск  $\delta$  на размер детали принимают в зависимости от точности ее обработки или состояния поверхности, воспринимающей силу  $F$ .

При конструировании круглых эксцентриков обычно принимают  $\alpha = 8^\circ 32'$ . При этом  $\operatorname{tg} \alpha = 0,15$ . Необходимый угол поворота  $\beta$  эксцентрика для обеспечения самоторможения зависит от соотношения величины эксцентриситета и радиуса кулачка. При соотношении  $e/R \leq 0,15$ . Эксцентрик будет самотормозящимся при любом угле  $\beta$ . Из этого соотношения после расчета величины эксцентриситета определяют радиус эксцентрика.

Диаметр цапфы эксцентрика  $d$  определяют из условия отсутствия контактных деформаций смятия, задавшись ее шириной  $b$ :

$$d = \frac{F}{b[\sigma_{см}]}, \quad (3.18)$$

где  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение на смятие материала цапфы, МПа (приложение 1).

Ширину рабочей части эксцентрика  $B$  (на рис. 3.5 не показана) определяют из уравнения напряжения смятия вместе контакта его с зажимаемым изделием

$$\sigma_{см} = 0,565 \sqrt{\frac{F}{RB \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}}, \quad (3.19)$$

где 0,565 – коэффициент;

$E_1, E_2$  – модули упругости соответственно для материалов эксцентрика и детали изделия, МПа (приложение 2);

$\nu_1, \nu_2$  – коэффициенты Пуассона (приложение 2).

Изготавливать эксцентрики рекомендуется из стали 20Х с цементацией рабочей поверхности на глубину 0,8...1,2 мм и закалкой до твердости HRC<sub>3</sub> 55...60. Если зажимаемая эксцентриком деталь изготовлена из стали, можно принять  $E_1 = E_2$  и  $\nu_1 = \nu_2 = 0,25$ . В этом случае из формулы (3.19) получим:

$$B = 0,0175 \frac{FE}{R[\sigma_{см}]^2}, \quad (3.20)$$

где  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение на смятие материала эксцентрика, МПа (приложение 1).

Усилие на рукоятке эксцентрика  $F_1$  определяют из уравнения

$$F_1 = F \frac{R_1}{l} [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2], \quad (3.21)$$

где  $R_1$  – радиус-вектор эксцентрика;

$l$  – длина рукоятки, мм;

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – углы трения в соединениях деталей.

В формуле (3.21) величины  $R_1$  и  $\alpha$  переменные. Для пользования этой формулой необходимо определить эти величины в зависимости от угла поворота  $\beta$ .

Из прямоугольного треугольника МКО (рис. 3.5, а)

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{e \cos \beta}{R + e \sin \beta}, \quad (3.22)$$

$$R_1 = OM = \frac{MK}{\cos \alpha} = \frac{R + e \sin \beta}{\cos \alpha}. \quad (3.23)$$

При проектировании ручных эксцентриковых зажимов задаются силой  $F$ , на рукоятке и из уравнения (3.21) определяют длину рукоятки.

Торцовый кулачок является разновидностью клинового механизма, у которого плоский односкосный клин укреплен на цилиндре радиуса  $r$ . Для создания силы зажима  $F$  кулачок должен вращаться вокруг оси  $OO_1$  этого цилиндра силой  $F_1$ , приложенной на рукоятке длиной  $l$  (рис. 3.6).

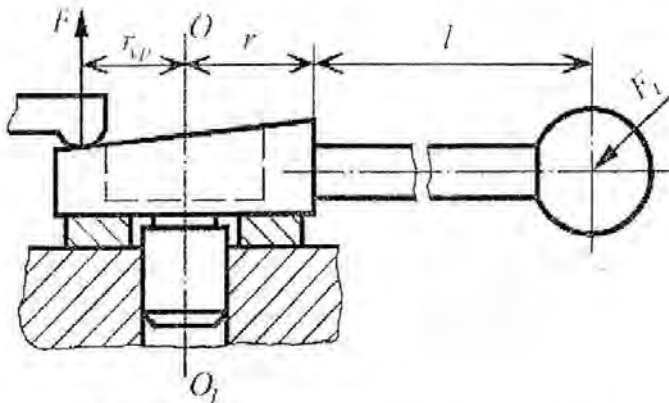


Рис. 3.6. Схема зажимного механизма с торцовым кулачком.

Силу  $F_1$  можно определить по формуле

$$F_1 = F \frac{r_{cp}}{l+r} [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2]. \quad (3.24)$$

**Рычажные зажимы** используют в виде двуплечего рычага в сочетании с разными силовыми источниками. При помощи рычага можно изменять величину и направление силы зажима, а также осуществлять одновременное закрепление изделия (заготовки) в двух местах.

Конструктивных разновидностей рычажных зажимов может быть много, однако все они сводятся к трем силовым схемам, представленным на рис. 3.7, где приведены также формулы расчета усилия привода, необходимого для закрепления изделия без учета их трения.

Анализ схем, приведенных на рис. 3.7, показывает, что наибольший выигрыш в силе (наибольшее передаточное отношение) дает третья схема, однако в конструктивном отношении она громоздка, а в эксплуатации неудобна, так как требует большого рабочего хода силового источника и усложняет установку изделия под рычаг. Вторая схема может применяться в тех случаях, когда нужно изменить направление исходной силы. Первая схема дает наиболее компактную конструкцию, однако передаточные отношения сил в ней всегда меньше единицы.

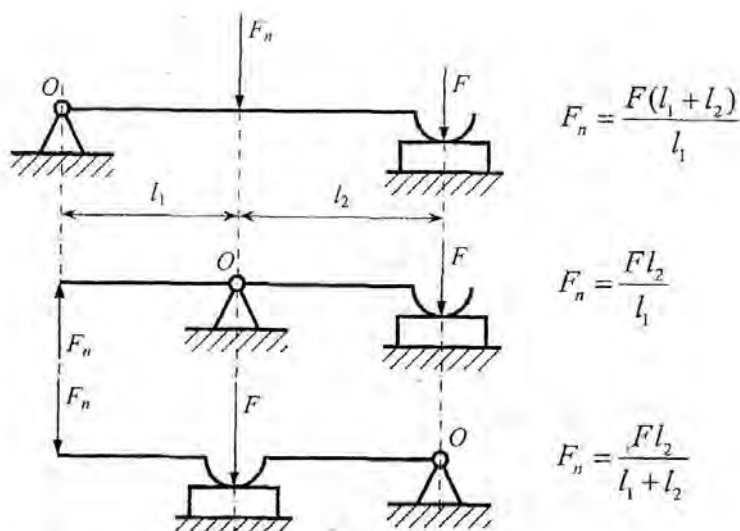


Рис. 3.7. Силовые схемы рычажных зажимов.

Рассмотрим пример расчета необходимой силы для зажима рычагом с учетом сил трения. Схема сил, действующих на рычаг, приведена на рис. 3.8.

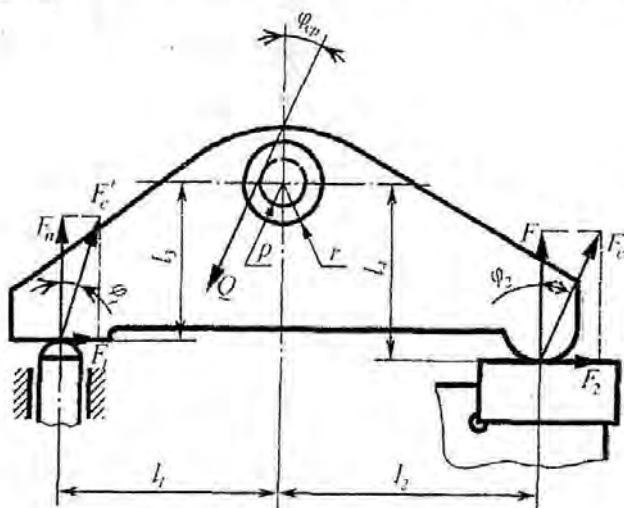


Рис. 3.8. Схема сил, действующих в рычажном зажиме.

При закреплении рычагом возникают силы трения  $F_1$  и  $F_2$  на поверхностях контакта рычага со штоком привода и деталью изделия. В цапфе рычага возникнет реакция  $Q$ , создающая на плече  $\rho = r\mu$  момент трения ( $\rho$  — радиус круга трения). Угол  $\varphi_{c,p}$  отклонения силы  $Q$  с достаточной точностью можно принять равным среднему значению ( $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ ):  $\varphi_{c,p} = (\varphi_1 + \varphi_2)/2$ .

Силу  $Q$  можно принять равной сумме сил  $F'_c$  и  $F_c$ :

$$Q = F'_c + F_c = \frac{F_n}{\cos \varphi_1} + \frac{F}{\cos \varphi_2} \approx \frac{F_n + F}{\cos \varphi_{c,p}}$$

Из условий равновесия рычага получим

$$F_n l_1 - F_1 l_1 - Q \rho - F l_2 - F_2 l_4 = 0,$$

где  $F_1 = F_n \operatorname{tg} \varphi_1$ ,  $F_2 = F \operatorname{tg} \varphi_2$ .

Тогда, учитывая формулы для определения  $F_1$ ,  $F_2$  и  $Q$ ,

$$F_n l_1 - F_n l_1 \operatorname{tg} \varphi_1 - \frac{F_n + F}{\cos \varphi_{c,p}} \rho - F l_2 - F l_4 \operatorname{tg} \varphi_2 = 0,$$

$$F_n = Q \frac{l_2 + l_4 \operatorname{tg} \varphi_2 + \frac{\rho}{\cos \varphi_{c,p}}}{l_1 - l_3 \operatorname{tg} \varphi_1 - \frac{\rho}{\cos \varphi_{c,p}}}. \quad (3.25)$$

Потери на трение в рычажных зажимах находятся в пределах 1,5...6,0%.

**Расчет силовых приводов.** Назначение приводов в зажимных устройствах — создание исходной силы тяги  $F_n$ , необходимой для зажима изделия силой  $F$ . Силовой механизм привода представляет собой преобразователь какого-либо вида энергии в механическую. В связи с этим приводы обычно классифицируют по виду преобразуемой энергии. Для мастерских с небольшой программой ремонта проектируют стелды и кантователи, на которых применяют винтовые, эксцентриковые или клиновые зажимы. При проектировании приспособлений для специализированных ремонтных предприятий для зажимных устройств могут применяться пневматические, гидравлические, пневмогидравлические, электрические и другие виды приводов.

*Пневмопривод* широко используют в приспособлениях благодаря его высокой скорости срабатывания (доли секунды), простоте конструкции, легкости управления, надежности и стабильности в работе. Исходной энергией является энергия сжатого воздуха. К недостаткам пневмопривода относятся независимое перемещение штока, большие

габаритные размеры силовых агрегатов, шум при выпуске отработавшего воздуха.

Пневмопривод включает в себя следующие составные части: источник сжатого воздуха – обычно цеховая компрессорная установка; силовой агрегат – пневмодвигатель, преобразующий энергию сжатого воздуха в силу на штоке; пневмоаппаратура – контрольные приборы, распределительные, предохранительные устройства, воздухопроводы. В одну конструкцию с приспособлением смонтирован пневмодвигатель. Остальные устройства могут размещаться вне приспособления.

Пневмодвигатели бывают трех типов – поршневые (пневмоцилиндры, рис. 3.9, *а*), диафрагменные (пневмокамеры, рис. 3.9, *б*) и сифонные (рис. 3.9, *в*). Пневмоцилиндр для герметизации рабочих полостей требует уплотнений поршня, штока и крышек, которые быстро изнашиваются (обычно срок службы не превышает 10 тыс. циклов). Диафрагмы более долговечны – до 600 тыс. циклов. Сиффон уплотнений не требует.

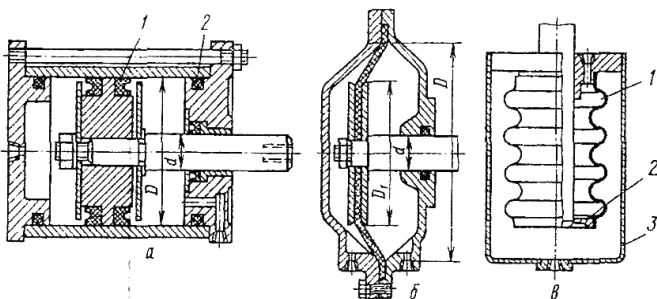


Рис. 3.9 Типы пневмодвигателей

В современных пневмоцилиндрах применяют две разновидности уплотнений (рис. 3.9, *а*): 1 – манжеты V-образного сечения из маслостойкой резины по ГОСТ 6969–54 для уплотнений поршня и штока; 2 – кольца круглого сечения из маслостойкой резины по ГОСТ 9833–73 для уплотнений неподвижных соединений, а также штоков и поршней.

Пневмокамеры представляют собой конструкцию из двух литых или штампованных чашек, между которыми зажата упругая диафрагма из стали или прорезиненной ткани. Рабочая поверхность сифонного двигателя представляет собой гофрированную замкнутую камеру 1 из гонколистовой коррозионно-стойкой стали, латуни или фосфористой бронзы, упруго расширяющуюся в направлении рабочего хода штока 2 под действием сжатого воздуха. Обратный ход осуществляется при подаче воздуха внутрь камеры 3 (рис. 3.9, *в*). Рабочий ход штока пнев-



мокамеры и сильфона ограничен величиной возможной упругой деформации, в то время как у пневмоцилиндра он может быть любым.

Пневмоприводы могут быть одностороннего действия, в которых рабочий ход производится сжатым воздухом, а холостой – усилием пружины, и двухстороннего. Приводы одностороннего действия применяют, если не требуется большой ход штока или когда на обратном ходе не требуется большая сила для отвода зажимных элементов в исходное положение.

На рис. 3.10, а, б приведены схемы пневматического цилиндра и камеры одностороннего действия. В них сжатый воздух действует на поршень или диафрагму, которые передают давление штоку, а через шток зажимному механизму. В исходное положение поршень и диафрагма возвращаются под действием пружины.

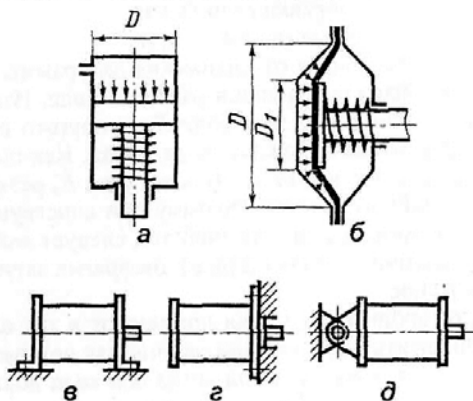


Рис. 3.10. Схемы пневмодвигателей одностороннего действия и способы крепления их на корпус.

Силу на штоке одностороннего цилиндра рассчитывают по формуле

$$F_n = p_n \frac{\pi D^2}{4} \eta - R, \quad (3.26)$$

где  $F_n$  – сила штока пневмоцилиндра, Н;  
 $p_n$  – давление воздуха в сети, МПа;  
 $D$  – диаметр цилиндра, мм;  
 $\eta$  – КПД цилиндра,  $\eta = 0,85 \dots 0,90$ ;  
 $R$  – сила сопротивления предельно сжатой пружины обратного хода, Н.

При расчете силы на штоке пневмокамеры необходимо учитывать, что в связи с жестким креплением диафрагмы в корпусе не вся сила сжатого воздуха будет передаваться на шток. Часть силы, приходящейся на кольцевую площадку  $0,5(D - D_1)$ , передается корпусу. Поэтому полезную силу тяги на штоке односторонней пневмокамеры можно представить состоящей из силы от давления воздуха, приходящейся на шайбу радиусом  $r_1 = 0,5D_1$ , и силы, приходящейся на кольцевую площадку, за вычетом силы  $R$ , необходимой для сжатия пружины. При расчете пневмокамеры силу на штоке определяют по формуле

$$F_n = \frac{\pi p_a}{3} (r^2 + r r_1 - r_1^2) \eta_k - R, \quad (3.27)$$

где  $r$  – радиус диафрагмы, мм;

$r_1$  – радиус шайбы (тарелки штока), мм;

$\eta_k$  – КПД пневмокамеры ( $\eta_k = 0,7 \dots 0,8$ ).

Величина силы  $F_n$  зависит от положения диаграммы в камере, которое непрерывно меняется за время рабочего хода. Изменение силы  $F_n$  объясняется зависимостью величины  $R$  и упругого сопротивления материала диафрагмы (мембраны) от хода штока. Как показали исследования [2], в начале и конце рабочего хода сила  $F_n$  резко уменьшается, в середине – стабилизируется. Поэтому при конструировании приспособлений с пневмокамерами рабочий ход следует выбирать таким, чтобы при закреплении изделия (детали) диафрагма занимала примерно среднее положение.

Привод двухстороннего действия применяют в тех случаях, когда необходимо приложить значительные усилия для возврата в исходное положение зажимных элементов или когда оба хода должны быть рабочими. В таких пневмодвигателях воздух поочередно поступает в правую и левую полости. Силу на штоке пневмоцилиндра определяют по формулам:

при прямом ходе

$$F_n = p_a \frac{\pi D^2}{4} \eta, \quad (3.28)$$

при обратном ходе

$$F_n = p_a \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \eta. \quad (3.29)$$

Силу на штоке пневмокамеры соответственно рассчитывают по формулам

$$F_n = \frac{\pi p_a}{3} (r^2 + r r_1 - r_1^2) \eta_k, \quad (3.30)$$

$$F_n = \frac{\pi P_c}{3} (r^3 + r r_1 - r_1^2 - \frac{d^2}{4}) \eta_k, \quad (3.31)$$

где  $d$  – диаметр штока, мм.

По методам компоновки с приспособлением приводы могут быть прикрепляемыми и встроенными. Прикрепляемые приводы бывают неподвижные и качающиеся. Неподвижные крепятся к приспособлению с помощью ножек или фланцев (рис. 3.10, в, з). Качающиеся приводы применяют для предотвращения изгиба штока при соединении его с качающимся рычагом (рис. 3.10, д). Конструкции прикрепляемых пневмодвигателей нормализованы и стандартизованы в пределах рабочих диаметров 25...400 мм (ГОСТ 15602–81). При разработке оригинальных по креплению к приспособлению пневмоцилиндров рекомендуется использовать стандартные гильзы, поршни, штоки и т. д.

Встроенные пневмодвигатели отличаются тем, что полость под поршень или диафрагму растачивают непосредственно в корпусе приспособления. Используют при конструировании стандартные поршни, штоки, уплотнения и другие детали.

*Гидропривод* по сравнению с пневмоприводом обладает рядом преимуществ:

габаритные размеры силовых агрегатов значительно меньше в связи с тем, что давление масла в системе в 10...30 раз выше, чем воздуха в пневмодвигателях;

большие силы со штока гидроцилиндра можно передавать непосредственно на закрепляемое изделие без применения зажимных механизмов – усилителей;

компактность гидроприводов позволяет создавать удобные агрегируемые приводы для нескольких приспособлений при небольшой программе ремонта;

гидропривод работает более плавно и бесшумно;

рабочая жидкость одновременно выполняет функции смазки, предохраняя сопрягаемые детали от износа.

Существенными недостатками гидроприводов является их высокая первоначальная стоимость за счет сложности насосов, управляющей и контрольно-регулирующей аппаратуры, а также повышенные требования к эксплуатации для предупреждения утечки масла.

В гидроприводах исходной энергией является потенциальная энергия (энергия давления) рабочей жидкости (масла). На рис. 3.11 приведена структурная схема гидропривода приспособления для закрепления изделия 6 рычагом 5. Гидропривод состоит из масляного бака 1, гидронасоса 2, управляющей аппаратуры (гидрораспределитель) 3, силового агрегата поршневого типа (гидроцилиндр) 4, контрольно-регулирующей аппаратуры (предохранительный клапан) 7 и трубопро-

водов 8. К контрольно-регулирующей аппаратуре относятся также обратный клапан, гидроаккумулятор, дроссели, редукционный клапан, манометры и т. п. Конструкции гидроприводов и способы их компоновки с приспособлением такие же, как и пневмоприводов, и оговорены стандартами.

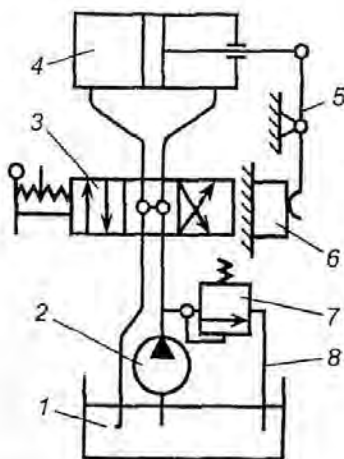


Рис. 3.11. Схема гидропривода.

Создание специального гидропривода для отдельного приспособления эффективно только для условий массового и крупносерийного производства в связи с его высокой стоимостью. Стремление использовать достоинства гидропривода в приспособлениях для мастерских с небольшой программой ремонта привело к агрегатированию гидроприводов, которые обслуживают несколько приспособлений, что значительно сокращает эксплуатационные расходы, приходящиеся на каждое приспособление.

В пневмогидравлическом приводе исходной энергией является потенциальная энергия сжатого воздуха, которая преобразуется сначала в энергию сжатой жидкости, а затем в силу на штоке. При создании пневмогидропривода используют одновременно достоинства пневмо- и гидропривода. Недостатком такого привода является сравнительно большой ход штока пневмоцилиндра, необходимый для получения относительно небольшого перемещения штока гидроцилиндра. Однако при равенстве диаметров пневмо- и гидроцилиндров в таком приводе можно получить силу в 200...250 раз большую, чем на штоке цилиндра пневмопривода. Методика расчета гидро- и пневмогидроприводов приведена в последующих разделах.

## 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ РАЗБОРКИ И СБОРКИ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИНЫ

### 4.1. Разборка и сборка резьбовых соединений

По технологическим признакам соединения деталей машин подразделяют на резьбовые, прессовые, заклепочные и вальцовочные, сварные, паяные, клеевые и др. На разборку резьбовых соединений в зависимости от конструктивных особенностей машин и вида ремонта приходится от 25 до 64% трудоемкости разборочных работ. Применение механизированных инструментов при разборке и сборке резьбовых соединений значительно сокращает время и позволяет повысить производительность труда в 2...3,5 раза. Эффект от использования механизированного инструмента увеличивается с ростом количества крепежных деталей одного размера, подлежащих отвинчиванию. Кроме того, применение механизированных инструментов способствует сохранению значительного количества крепежных деталей, пригодных для повторного использования.

Основными механизированными инструментами для разборки и сборки резьбовых соединений являются гайковерты. Они подразделяются на электрические, гидравлические и пневматические (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Техническая характеристика гайковертов

Показатели	Тип гайковертов		
	электрический	гидравлический	пневматический
Отношение величины развиваемого крутящего момента к массе, Н·м/кг	7...10	25...35	20...25
Коэффициент полезного действия, %	40...50	55...65	7...11
Масса инструмента, кг	8...10	2,5...3,0	2,0...2,5
Потребляемая мощность при $T_k = 30$ Н·м, кВт	0,75...1,0	0,70...0,80	4,0...6,0
Шумность работы	Шум средней силы, высокой частоты	Шум практически отсутствует	Шум большой силы, высокой частоты

В электрогайковертах используют трехфазные асинхронные электродвигатели. Наиболее перспективным является использование в качестве гайковертов электрических машин на базе асинхронных короткозамкнутых двигателей с повышенной частотой тока (200 Гц при напряжении 36 В). Двигатели этих машин имеют жесткую характеристику и значительно снижают частоту вращения при увеличении нагрузки.

Гидравлические гайковерты из-за сложности конструкции и низкой надежности шлангов высокого давления применяются ограниченно.

Широкое применение пневматических гайковертов в ремонтной практике связано с их надежностью, отсутствием отказов двигателя из-за перегрузки и полной безопасностью для рабочих.

При выборе типа гайковерта следует руководствоваться также их технико-экономической характеристикой (табл. 4.1).

Для удобства использования механизированного инструмента, облегчения труда рабочего применяют различные подвески: на спиральной пружине, на тросе с противовесом или на пружинной подвеске. При серийном и массовом производстве рабочие места по разборке и сборке могут оснащаться многошпиндельными гайковертами с электрическим приводом. Они могут быть стационарными или передвижными.

**Определение крутящего момента отвинчивания гаек (винтов).** Величина усилия на отвинчивание гайки (винта) при разборке может быть значительно больше, чем на завинчивание при сборке. Это объясняется явлениями схватывания металлов сопрягаемых деталей и коррозией их поверхностей. Схватывание и коррозия приводят к увеличению коэффициента трения и даже к заклиниванию резьбовых соединений. При конструировании приспособлений для разборки резьбовых соединений необходимо учитывать силы, действующие на детали соединения, наличие эффекта схватывания сопрягаемых поверхностей и изменение коэффициента трения вследствие коррозии этих поверхностей. Момент сил трения  $T_k$  при отвинчивании гайки (винта) находят по формуле

$$T_k = F \frac{d_{cp}}{2} \left[ \mu \frac{D_{cp}}{d_{cp}} + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \right], \quad (4.1)$$

где  $F$  - осевая сила, действующая на резьбовое соединение, Н;

$d_{cp}$  - средний диаметр резьбы гайки, мм;

$D_{cp}$  - средний диаметр торцевой поверхности гайки (головки винта), мм;

$\mu$  - коэффициент трения в торце гайки или головки винта (приложение 2);

$\alpha$  - угол подъема резьбы;

$\varphi$  - угол трения в резьбе.

Угол подъема резьбы  $\alpha$  определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{\pi d_{cp}}, \quad (4.2)$$

где  $s$  - шаг резьбы, мм.

Угол трения в резьбе  $\varphi$  принимают из условия  $\operatorname{tg} \varphi = 0,15$ .

Чтобы учесть явление схватывания, значения  $\mu$  и  $\varphi$  при проектировании гайковертов для разборки следует принимать в 1,5...2,0 раза больше.

Основной задачей сборки резьбовых соединений является обеспечение прочности стыка. Усилие затяжки резьбового соединения должно быть таким, чтобы исключить возможность произвольного ослабления собранных элементов при работе машины. Для ответственных соединений (крышка – шатун, головка цилиндров – блок цилиндров, маховик – коленвал и др.) величина крутящего момента затяжки регламентируется и указывается в технических требованиях на ремонт машины. При проектировании приспособлений для сборки ответственных резьбовых соединений значение крутящего момента принимают из технической документации на ремонт соответствующей машины.

В других случаях момент затяжки резьбового соединения рассчитывают по формуле

$$T_z = F_z \left[ \frac{d_{cp}}{2} \left( \frac{s}{\pi d_{cp}} + \frac{\mu_p}{0,866} \right) + \mu_m \frac{D_{cp}^3 - d_o^3}{3(D_{cp}^2 - d_o^2)} \right], \quad (4.3)$$

где  $F_z$  – усилие затяжки резьбового соединения, Н;  
 $\mu_p$  и  $\mu_m$  – коэффициенты трения в резьбе и торце гайковерта;  
 $d_o$  – диаметр отверстия под болт, мм;  
 $D_{cp}$  – средний диаметр окружности трения гайки, мм.

Усилие затяжки будет равно

$$F_z = F \left( 0,85 + \frac{E_o S_o}{E_o S_o + E_b S_b} \right), \quad (4.4)$$

где  $F$  – усилие, действующее на резьбовые соединения, Н;  
 $E_o$  и  $E_b$  – модули упругости материала детали и болта, МПа;  
 $S_o$  и  $S_b$  – площади соответственно соприкосновения болта с деталью и сечения болта, мм.

Величина затяжки резьбового соединения может определяться с помощью динамометрического ключа, по углу поворота гайки при довинчивании, по деформации тарированной шайбы и др.

**Кинематический расчет приводных устройств.** Исходными параметрами при расчете привода являются: мощность на рабочем валу гайковерта и угловая скорость (или частота вращения) этого вала.

Мощность на рабочем валу определяют по формуле

$$P = T_z \omega, \quad (4.5)$$

где  $P$  – мощность, Вт;

$T_k$  – крутящий момент отвинчивания гайки (винта), Н м;

$\omega$  – угловая скорость, рад/с.

Частота вращения рабочего вала принимается при конструировании. Зная исходные параметры, составляют кинематическую схему привода и определяют общее передаточное число, общий КПД и требуемую мощность электродвигателя.

Общее передаточное число привода находят по формуле

$$i_{\text{общ}} = \omega_{\text{эд}} / \omega = n_{\text{эд}} / n, \quad (4.6)$$

где  $\omega_{\text{эд}}$  – угловая скорость вращения вала электродвигателя, рад/с;

$n_{\text{эд}}$  и  $n$  – соответственно частота вращения вала электродвигателя и рабочего вала гайковерта, мин<sup>-1</sup>.

Общее передаточное число привода  $i_{\text{общ}}$  разбивают по отдельным ступеням с учетом принятой конструкции привода:

$$i_{\text{общ}} = i_3 i_4 i_5 \dots, \quad (4.7)$$

где  $i_3$  – передаточное число зубчатой передачи:  $i_3 = z_2/z_1$ ;  $z_1, z_2$  – число зубьев шестерни и зубчатого колеса;

$i_4$  – передаточное число червячной передачи:  $i_4 = z_2/z_1$ ;  $z_1, z_2$  – число витков червяка и зубьев червячного колеса;

$i_5$  – передаточное число цепной передачи (если она предусмотрена в приводе):  $i_5 = z_2/z_1$ ;  $z_1, z_2$  – число зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Требуемая мощность электродвигателя определяется с учетом общего КПД привода

$$P_{\text{пр}} = P / \eta_{\text{общ}}, \quad (4.8)$$

где  $\eta_{\text{общ}}$  – общий КПД привода.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_3 \eta_4 \eta_5 \dots, \quad (4.9)$$

где  $\eta_3, \eta_4, \eta_5$  и т. д. – КПД, учитывающие потери мощности в отдельных ступенях передач (зубчатых, червячных, подшипниках и т. д.).

Средние значения КПД отдельных передач приведены в табл. 4.2. Рекомендации по выбору передаточных чисел – в табл. 4.3.



Таблица 4.2. Коэффициенты полезного действия механических передач

Вид передачи	КПД передач	
	закрытых	открытых
Зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98	0,93...0,95
Зубчатая коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная при числе заходов червяка:		
1	0,65...0,70	0,50...0,60
2	0,70...0,75	0,60...0,70
3	0,80...0,85	—
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Фрикционная	0,90...0,96	0,70...0,88
Ременная	—	0,94...0,97
Для двух подшипников:		
качения	0,99...0,995	
скольжения	0,98...0,99	

Таблица 4.3. Передаточные числа механических передач

Вид передач	Передаточное число		
	среднее	рекомендуемое	наибольшее
Редуктор цилиндрический	3...6	3,0...4,5	12,5
Редуктор конический	2...4	2,5...3,5	6,3
Редуктор червячный	10...40	12,5...20,0	80
Открытая зубчатая	3...7	4...6	15...20
Открытая червячная	10...60	12...40	120
Цепная	2...6	2,5...4,0	8
Фрикционная	2...4	2,5...8,5	8
Плоскоремennая	2...5	2...4	6
Клиноременная	2...5	2...4	7

При выборе передаточного числа необходимо учитывать, что передачи с большими передаточными числами имеют большие габариты. В многоступенчатых передачах и в редукторах передаточное число следует разбивать по ступеням. От разбивки общего передаточного числа во многом зависит удобство смазывания колес и компоновки деталей, конструкция и габариты корпуса. При разбивке передаточного числа необходимо стремиться обеспечить минимальные габариты редуктора и минимальную массу зубчатых колес, одинаковое погружение зубчатых колес в масляную ванну и др. [9].

В коническо-цилиндрических редукторах принимают такие же значения передаточных чисел, как и в цилиндрических многоступенчатых (табл. 4.4). В зубчато-червячных редукторах для зубчатой пары применяют передаточное число не выше 2...2,5 (при этом получается удобная компоновка деталей в корпусе. В червячно-зубчатых редукторах для зубчатой пары принимают передаточное число  $(0,03...0,06) i_{общ}$ .

Таблица 4.4. Рекомендуемые передаточные числа цилиндрических зубчатых редукторов и их разбивка по ступеням

Передаточное число редуктора		
двухступенчатого трехосного $i = i_b i_m$	двухступенчатого соосного $i = i_b i_m$	трехступенчатого $i = i_b i_a i_m^*$
8 = 2×4	8 = 2,5×3,15	40 = 2×4×5
9 = 2,24×4	9 = 2,8×3,15	45 = 2,24×4×5
10 = 2,5×4	10 = 3,15×3,15	50 = 2,5×4×5
12,5 = 3,15×4	12,5 = 3,15×4	56 = 2,8×4×5
14 = 3,15×4,5	14 = 3,55×4	63 = 3,15×4×5
16 = 3,55×4,5	16 = 4×4	71 = 3,15×4,5×5
18 = 4×4,5	18 = 4×4,5	80 = 3,55×4,5×5
20 = 4,5×4,5	20 = 4,5×4,5	90 = 4×4,5×5

\*Приведенные данные можно использовать для коническо-цилиндрических редукторов, назначая для быстроходной конической ступени передаточное число не выше  $i_b = 4$ ;  $i_b, i_a, i_m$  – соответственно общее передаточное число быстроходной, промежуточной и тихоходной ступеней.

Для двухступенчатых червячных редукторов удобство компоновки требует обеспечения  $a_m = 2a_b$ , где  $a_m$  и  $a_b$  межосевые расстояния тихоходной и быстроходной ступеней. При этом передаточные числа тихоходной и быстроходной ступеней получаются примерно равными ( $i_m \approx i_b$ ).

После составления кинематической схемы и выбора электродвигателя приступают к расчету деталей передач и выбору подшипников [9, 10].

#### 4.2. Разборка и сборка прессовых соединений

Разборка соединений с гарантированным натягом (снятие шкивов, подшипников качения, втулок, выпрессовка пальцев, штифтов) производится путем приложения осевого усилия с помощью съемников, прессов и специальных приспособлений. Для выбора прессового оборудования и при проектировании специальных приспособлений определяют величину требуемого усилия для разборки того или иного соединения деталей.

Усилие выпрессовки колец подшипников определяют по формуле

$$F_p = \frac{d}{d+30} \cdot \frac{\mu_1 E \pi B \delta}{2k_n}, \quad (4.10)$$

где  $F_p$  – усилие выпрессовки кольца, Н;

$d$  – номинальный диаметр отверстия для кольца подшипника в корпусе, мм;

- $\mu_1$  – коэффициент трения в сопряжении ( $\mu_1 = 0,15$ );
- $E$  – модуль упругости материала подшипника (приложение 2), МПа;
- $B$  – ширина опорного кольца подшипника, мм;
- $\delta$  – расчетный натяг, мм
- $k_n$  – коэффициент, характеризующий серию подшипника (для подшипника легкой серии  $k_n = 2,78$ ; средней – 2,27; тяжелой – 1,96).

Усилие для снятия шкивов и звездочек, выпрессовки втулок определяют по формуле

$$F_p = \mu_2 \pi d l \sigma_c, \quad (4.11)$$

- где  $\mu_2$  – коэффициент трения в сопряжении (приложение 2);
  - $l$  – длина напрессованной части детали, мм;
  - $\sigma_c$  – напряжение сжатия на контактирующей поверхности, МПа.
- Величину  $\sigma_c$  рассчитывают по формуле

$$\sigma_c = \frac{\delta}{d(C_1 / E_1 + C_2 / E_2)}, \quad (4.12)$$

- где  $E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов сопрягаемых деталей, МПа;
- $C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты, зависящие от соотношения диаметров сопрягаемых деталей.

Значения коэффициентов определяют по формулам:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} \sqrt{\nu_1}; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \sqrt{\nu_2}, \quad (4.13)$$

- где  $\nu_1$  и  $\nu_2$  – коэффициенты Пуассона для материала охватываемой и охватывающей деталей (приложение 2);
- $d$ ,  $d_1$  и  $d_2$  – диаметры деталей (рис. 4.1), мм.

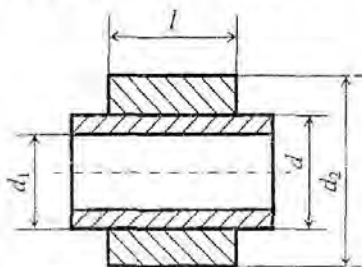


Рис. 4.1 Прессовое соединение втулки с валом

При расчете напряжения сжатия отношения  $C_1/E_1$  и  $C_2/E_2$  могут быть также приняты из табл. 4.5.

Таблица 4.5 Величины  $C_1/E_1$  и  $C_2/E_2$  для различных сочетаний диаметров и материалов деталей

$d/d_2$	Сталь		Чугун, медные сплавы		Алюминиевые сплавы		Пластмассы типа капрон	
	$\frac{C_1}{E_1} \cdot 10^5$	$\frac{C_2}{E_2} \cdot 10^5$	$\frac{C_1}{E_1} \cdot 10^5$	$\frac{C_2}{E_2} \cdot 10^5$	$\frac{C_1}{E_1} \cdot 10^5$	$\frac{C_2}{E_2} \cdot 10^5$	$\frac{C_1}{E_1} \cdot 10^5$	$\frac{C_2}{E_2} \cdot 10^5$
0,1	0,36	0,67	0,80	1,50	1,03	1,90	0,36	0,67
0,2	0,38	0,68	0,87	1,55	1,12	1,97	0,38	0,68
0,3	0,42	0,71	1,00	1,65	1,27	2,10	0,42	0,71
0,4	0,52	0,80	1,18	1,87	1,55	2,40	0,52	0,80
0,5	0,65	0,94	1,52	2,20	1,95	2,80	0,65	0,94
0,6	0,88	1,15	2,05	2,70	2,60	3,50	0,88	1,15
0,7	1,25	1,55	2,90	3,60	3,70	4,60	1,22	1,55
0,8	2,00	2,30	4,70	5,48	6,00	6,90	2,00	2,30
0,9	4,40	4,70	10,00	11,00	13,20	14,00	4,40	4,70

Усилие, необходимое для разборки прессового соединения, обычно превышает усилие запрессовки (сборки) деталей. Поэтому при проектировании приспособлений для разборки значение усилия, рассчитанного по формулам (4.10 и 4.11), необходимо увеличить в 1,3...2 раза. Увеличение усилия при разборке объясняется явлениями схватывания материалов сопрягаемых деталей, а также образованием коррозии. На схватывание поверхностей при соединении деталей влияет вид материала и его термической обработки, наличие масляных и адсорбированных пленок. При больших скоростях запрессовки в зоне контакта могут возникать высокие температуры, которые способствуют схватыванию контактирующих поверхностей.

Усилие при сборке соединений с гарантированным натягом будет зависеть от угла заходной фаски и точности направления (относительного перекося) деталей при сборке [4]. Для деталей, соединяемых по цилиндрическим поверхностям со скоростью до 5 мм/с, сборочная сила будет равна:

$$F_{\sigma} = \mu_2 \pi d l_c \sigma_c k_{\varphi} k_{\sigma}, \quad (4.14)$$

где  $l_c$  — глубина запрессовки или длина напрессованной части детали, мм;

$k_{\varphi}$  — коэффициент, учитывающий влияние угла заходной фаски вала  $\varphi_c$ ;

$k_{\sigma}$  — коэффициент обеспечения базирования деталей.

Значение коэффициентов  $k_\varphi$  и  $k_\delta$  для стальных деталей приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6. Значение коэффициентов  $k_\varphi$  и  $k_\delta$  для различных углов заходной фаски и длины посадочной ступени

$\varphi$ , град	$k_\varphi$	Величина натяга, мм			
		0,022		0,055	
		$l/d$	$k_\delta$	$l/d$	$k_\delta$
70	1,00	0,30	1,43	0,20	1,45
60	0,80	0,35	1,35	0,30	1,30
45	0,61	0,40	1,27	0,40	1,20
30	0,43	0,50	1,20	0,50	1,10
20	0,40	0,60	1,10	0,60	1,00

Для сборки конических соединений необходимое сборочное усилие можно подсчитать по формуле (4.14), если принять коэффициенты  $k_\varphi$  и  $k_\delta$  равными единице.

Усилие, необходимое для запрессовки (выпрессовки) деталей, может создаваться различными устройствами: механическими (винтовыми, инерционными, эксцентриковыми, клиновыми), пневматическими, гидравлическими, пневмо-гидравлическими.

Винтовые съемники используют при небольшом объеме разборочно-сборочных работ. Эти съемники позволяют создавать большие усилия выпрессовки по сравнению с усилием, прилагаемым рабочим к рукоятке. Они удобны в использовании и просты по конструкции.

Усилие, которое может создавать винтовой съемник, можно определить по формуле

$$F = \frac{F_t L}{r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \quad (4.15)$$

где  $F_t$  – усилие руки рабочего, приложенное к рукоятке, Н;

$L$  – плечо, на которое действует сила  $F_t$ , мм;

$r_{cp}$  – средний радиус резьбы силового винта, мм;

$\alpha$  – угол подъема винтовой линии, град.;

$\varphi$  – угол трения ( $\operatorname{tg} \varphi = 0,15$ ).

Для механизации разборки (сборки) прессовых соединений целесообразно использовать приспособления с пневматическим или гидравлическим приводом. При усилиях распрессовки до 60 кН применяют пневматический привод, а при большем – гидравлический.

Силовой пневматический привод (рис. 4.2) состоит из пневмоцилиндра (пневмокамеры), аппаратуры и воздухопроводов. Осевую силу на штоке пневмоцилиндра двухстороннего действия при подаче возду-

ха со стороны поршня определяют по формуле (3.28), при подаче воздуха со стороны штока - (3.29). Осевая сила на штоке пневмоцилиндра одностороннего действия рассчитывается по формуле (3.26).

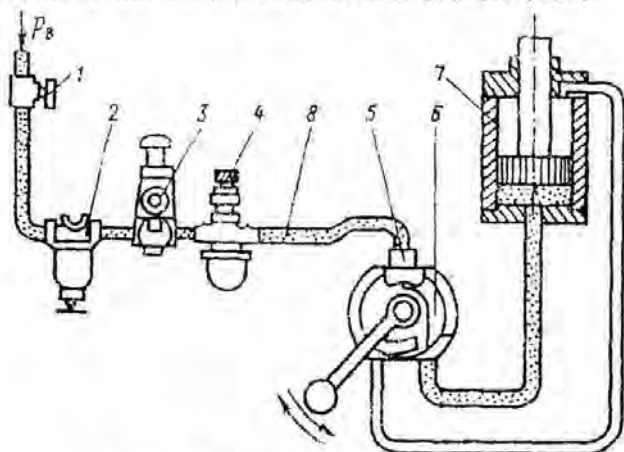


Рис. 4.2. Схема силового пневмопривода:

- 1 - вентиль воздушный, 2 - водоотделитель; 3 - клапан редукционный; 4 - лубрикатор, 5 - клапан обратный, 6 - кран управления, 7 - пневмоцилиндр, 8 - воздухопровод.

При непосредственном воздействии штока на деталь прессового соединения осевая сила на штоке должна быть  $F_n \geq F_p$  ( $F_p$  - усилие распрессовки). Зная требуемую осевую силу на штоке, по формулам (3.26, 3.28) определяют диаметр пневмоцилиндра. Полученное значение диаметра округляют до ближайшего большего по ГОСТ 15608-81Е и по принятому значению диаметра рассчитывают действительную силу на штоке. Значение диаметров цилиндра и штока принимают из табл. 4.7.

Для увеличения усилия распрессовки (запрессовки) по сравнению с осевой силой на штоке в конструкции приспособления предусматривают рычажный механизм в виде двуплечего рычага (рис. 4.3).

Таблица 4.7 Диаметры цилиндров и штоков по ГОСТ 15608-81Е

D, мм	50	60	75	100	125	150	200	250	300
d, мм	16		20	25	30		40	50	55

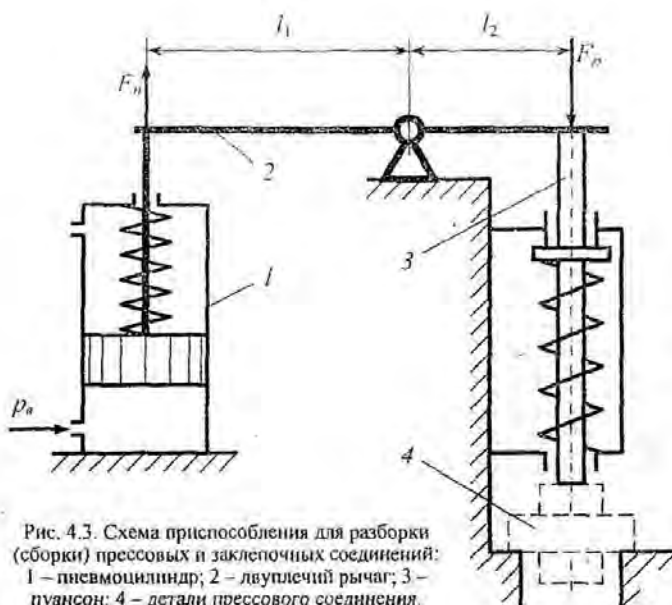


Рис. 4.3. Схема приспособления для разборки (сборки) прессовых и заклепочных соединений: 1 – пневмоцилиндр; 2 – двуплечий рычаг; 3 – пуансон; 4 – детали прессового соединения.

Вместо цилиндра в некоторых приспособлениях могут использоваться пневмокамеры (см. рис. 3.8, б). Силу на штоке пневмокамеры рассчитывают по формуле (3.30) или (3.31).

Подвод сжатого воздуха и управление пневмоцилиндром осуществляется с использованием различной аппаратуры (рис. 4.2): фильтров-влагоотделителей (ГОСТ 17437–81Е), маслораспылителей, регуляторов давления (ГОСТ 18468–78Е), дросселей (регуляторов скорости), кранов управления, обратных клапанов, глушителей шума и трубопроводов. Для автоматизации пневмоприводов вместо крана управления (трехходового крана) устанавливают электропневматический клапан, включение которого производят путевые выключатели.

Гидравлический привод имеет преимущества по сравнению с пневмоприводом: обеспечивает значительно большее усилие (в 10 и более раз), не требует смазки, работает плавно и бесшумно. Существенным недостатком гидропривода является высокая первоначальная стоимость, усложнение эксплуатации из-за утечки масла.

Исходными данными для расчета гидропривода приспособления являются: максимальная нагрузка, приложенная к штоку гидроцилиндра –  $F_{н\text{, кН}}$ ; скорость движения штока –  $v_{ш\text{, м/с}}$ ; ход штока –  $L_{ш\text{, м}}$ .

При сборке (разборке) прессовых соединений в холодном состоянии скорость относительного движения деталей не должна превышать 5 мм/с, чтобы предотвратить схватывание их поверхностей. Следовательно, гидропривод приспособления должен быть регулируемый.

Для выбора способа регулирования определяют выходную (полезную) мощность (кВт) гидроцилиндра:

$$P_{н.у} = F_n v_{ш}. \quad (4.16)$$

При выходной мощности меньше 4 кВт рекомендуется применять дроссельное регулирование, при большей мощности – объемное [11].

Составляют структурную схему гидропривода в соответствии с ГОСТ 2704–76. На ней изображают в виде прямоугольников или условных графических обозначений все основные функциональные части привода и линии связи между ними. Стрелками на линиях связи указывают направление движения рабочей жидкости.

Для выбора гидроцилиндра необходимо задаться давлением  $p_n$  в его рабочей плоскости. Номинальное давление, развиваемое насосом, выбирается по ГОСТ 12445–80 из следующего ряда (в МПа): 4; 6,3; 10; 12,5; 14; 16; 20; 25. Выбор давления производится с ориентировкой на определенный тип насоса с учетом современного уровня развития гидрооборудования, опыта эксплуатации гидроприводов и практической целесообразности. Необходимо также иметь в виду, что с увеличением давления до определенного предела уменьшается удельная масса и стоимость гидрооборудования. Но при увеличении давления повышаются требования к точности изготовления деталей, к эксплуатации и ремонту, к чистоте и качеству рабочей жидкости. При малой нагрузке на штоке не следует принимать высокое давление, так как внутренний диаметр гидроцилиндра окажется малым, что ограничит выбор гидроцилиндра.

Если нагрузка воспринимается безштоковой полостью, внутренний диаметр цилиндра с односторонним штоком определяют по формуле

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_n}{p_n \eta_{r,ш} - (1 - k_w^2) p_{сг}}}; \quad (4.17)$$

если нагрузка воспринимается штоковой полостью, расчет проводят по уравнению

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{F_n}{(1 - k_w^2) p_n \eta_{r,ш} - p_{сг}}}, \quad (4.18)$$

где  $p_{сг}$  – давление в сливной полости цилиндра ( $p_{сг} = 0,2 \dots 0,3$  МПа);



$\eta_{г.м}$  – гидромеханический КПД цилиндра ( $\eta_{г.м} = 0,95 \dots 0,98$ );  
 $k_{ин}$  – коэффициент, равный отношению диаметра штока к внутреннему диаметру цилиндра ( $k_{ин} = 0,5 \dots 0,7$ ).

Полученное значение диаметра цилиндра округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6540-68: 40, 50, 63, 80, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

По принятому значению внутреннего диаметра  $D$ , рабочего давления  $p_н$  и требуемому ходу штока  $L_{ш}$  выбирают по справочным данным (приложение 3) цилиндр для гидропривода. Если по каким-то показателям невозможно подобрать цилиндр стандартизированных размеров, в проекте производят расчет и конструирование гидроцилиндра.

Если рабочая полость бесштоковая, расход жидкости ( $м^3/с$ ) в гидроцилиндре, соответствующий заданной скорости движения штока, определяют по формуле

$$Q_{ш} = \frac{\pi D^2 v_{ш}}{4\eta_{о.ш}}; \quad (4.19)$$

если рабочая полость штоковая, расчет проводят по уравнению

$$Q_{ш} = \frac{\pi(D^2 - d_{ш}^2)v_{ш}}{4\eta_{о.ш}}, \quad (4.20)$$

где  $d_{ш}$  – диаметр штока, м;  
 $\eta_{о.ш}$  – объемный КПД гидроцилиндра.

При уплотнении поршня резиновыми, резинотканевыми манжетами, резиновыми кольцами принимают  $\eta_{о.ш} = 1,0$ , пружинными поршневыми кольцами –  $0,95 \dots 0,98$ .

*Выбор насоса* для гидропривода приспособления (приложение 3) проводят с учетом следующих его параметров: рабочего объема  $q_n$ , номинального давления  $p_n$ , частоты вращения приводного вала  $n_n$  и подачи  $Q_n$ . Принятый типоразмер насоса должен обеспечивать работу гидродвигателя (цилиндра) при максимальных нагрузках и скоростях. Чтобы КПД гидропривода был максимальным, давление и подача, по которым обычно подбирается насос, должны быть по возможности более близкими к номинальным, рекомендуемым заводом-изготовителем. Давление насоса  $p_n$  принимают равным предварительно выбранному по ГОСТ 12445-80.

Подачу насоса  $Q_n$  определяют по расходам гидродвигателей  $Q_{ш}$  с учетом одновременности их работы. При неодновременной работе нескольких двигателей с различными расходами подача насоса принимается равной большему расходу. Частоту вращения вала привода на-

соса, при которой будет обеспечена подача, соответствующая требуемой скорости  $v_{\text{н}}$ , определяют по формуле

$$n_n = \frac{Q_n}{q_n \eta_{o,n}}, \quad (4.21)$$

где  $q_n$  – подача масла за один оборот (рабочий объем), см<sup>3</sup>/об;  
 $\eta_{o,n}$  – объемный КПД насоса (принимается по технической характеристике).

Мощность привода нерегулируемого насоса равна

$$P_n = \frac{P_n Q_n}{\eta_n}, \quad (4.22)$$

где  $\eta_n$  – общий КПД насоса (принимается по технической характеристике);

$Q_n$  – подача насоса, л/с.

*Выбор гидроаппаратов* (распределителей, клапанов, дросселей, регуляторов потока) производят по диаметру условного прохода  $d_v$  (округленный до ближайшего стандартного значения диаметр круга, площадь которого равна площади проходного сечения канала гидравлического устройства), номинальному давлению и расходу (приложение 3).

Предохранительный клапан, распределитель, дроссельное и другие устройства подбирают по максимальным значениям давления и расхода гидродвигателя, на напорной линии которого они установлены. Максимальное давление, на которое регулируют предохранительный клапан, защищающий гидросистему от перегрузки, обычно на 20...30% выше рабочего давления гидродвигателя. Это давление принимают для подбора распределительно-регулирующей и предохранительной аппаратуры. Максимальный расход, по которому подбирают гидроаппарат, зависит от места его установки на схеме питания гидродвигателей. При индивидуальном их питании и одновременной работе гидроаппараты подбирают по расчетным расходам гидродвигателей. При групповом питании от одного насоса и одновременной работе гидродвигателей распределитель и предохранительный клапан подбирают по давлению и расходу с учетом суммарного расхода гидродвигателей. Если гидродвигатели питаются от одного насоса, но работают неодновременно, распределитель и клапан подбирают по давлению и расходу тех гидродвигателей, у которых эти показатели наибольшие.

*Фильтр для гидросистемы* (приложение 3) принимают с учетом требуемой тонкости очистки, пропускной способности и давления, при котором он будет работать. Чем выше рабочее давление в гидросисте-

ме, тем меньше зазоры в сопряжениях деталей насоса, распределителя и других гидроаппаратов и тем тоньше должна быть фильтрация.

ГОСТ 17216-71 «Промышленная чистота. Классы чистоты жидкостей» устанавливает 19 классов чистоты. В зависимости от номинального давления рекомендуются [11] для гидрооборудования определенная тонкость фильтрации и классы чистоты рабочих жидкостей (табл. 4.8).

Таблица 4.8. Тонкость фильтрации рабочих жидкостей для гидрооборудования

Наименование гидрооборудования	Номинальное давление, МПа	Тонкость фильтрации, мкм	Классы чистоты
Гидроцилиндры поршневые двухстороннего действия	16...32	40...80	14...16
Гидромашины шестеренчатые	10...16	40...63	12...13
Гидромашины аксиальнопоршневые с торцовым распределением	16...25	16...25	12...13
Распределители золотниковые с условным проходом 20, 25, 32 мм	16...25	16...25	12...13
Клапаны давления	16...32	10...25	11...12

В гидроприводе с разомкнутой циркуляцией фильтр устанавливают обычно на сливной магистрали. Через него проходит весь поток жидкости. При большом расходе возможно параллельное соединение фильтров. Фильтры могут быть вмонтированы в гидробак или установлены отдельно. Для защиты фильтра от повреждений (при засорении или при пуске насоса в условиях низких температур) в нем может быть предусмотрен перепускной клапан, который регулируют на давление не ниже двукратного перепада давления фильтра, но не выше 0,5 МПа.

Бак гидросистемы должен иметь вместимость в 1,5...2,0 раза больше суммарного внутреннего объема всех ее элементов (полостей гидроцилиндров, фильтров, клапанов, трубопроводов и т. д.), но не менее  $0,3 Q_n$  [11]. Наиболее рациональной формой гидробака считается параллелепипед. Уровень рабочей жидкости обычно не превышает 0,8 высоты бака. Соотношение сторон бака принимают из конструктивных соображений.

В качестве рабочей жидкости в гидроприводах используют минеральное гидравлическое масло МГ-46-Б, МГ-46-В, МГ-15-В по ГОСТ 17479.3-85. Принятое обозначение в нормативно-технической документации соответственно МГ-30, МГ-30у, МГЕ - 10А. Могут использоваться также моторные масла по ГОСТ 17479.1-85 с вязкостью 0,60...0,70  $\text{см}^2/\text{с}$ . Эти масла не в полной мере соответствуют требова-

ниям надежной работы гидросистем из-за повышенной вязкости, а также из-за присадок, вызывающих износ деталей.

Для соединения неподвижных элементов гидропривода используют *жесткие трубопроводы* (трубы) по ГОСТ 8734–75 из сталей 10 и 20. Подвижные элементы соединяют с помощью *эластичных трубопроводов* (рукавов). Они выбираются в зависимости от условий работы. Рукава резиновые высокого давления ( $p_{max} \leq 30$  МПа) с металлической оплеткой (ГОСТ 6286–73) предназначены для работы с нефтяными маслами в интервале температур от  $-50$  до  $+100^\circ\text{C}$  и температур окружающей среды от  $-50$  до  $+70^\circ\text{C}$ . Они изготавливаются длиной 0,4...2,2 м.

Рукава резиновые высокого давления ( $p_{max} \leq 25$  МПа) со спиральными обмотками из высокопрочной проволоки, с неразъемными наконечниками, параметры и основные размеры которых установлены в ТУ 22–4169–78, ТУ 22–4272–78 и ТУ 22–4584–80, предназначены для применения со специальными гидравлическими маслами (МГ-30, МГ-30у и их заменителями И-30А, И-20А) при тех же температурах рабочей жидкости и окружающей среды.

Выпускаются также рукава низкого давления ( $p_{max} \leq 1,6$  МПа) по ГОСТ 18698–79 для тех же пределов рабочих температур.

Внутренние диаметры жестких трубопроводов и рукавов соответствуют условным проходам ( $d_n$ , мм) по ГОСТ 16516–80: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50 (ряд приведен в суженных пределах). С целью уменьшения потерь давления в трубопроводах их подбирают так, чтобы по возможности обеспечить ламинарный режим движения жидкости. Внутренний диаметр трубопровода определяют по формуле

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_m}}, \quad (4.23)$$

где  $Q$  – расход жидкости в трубопроводе,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  
 $v_m$  – скорость движения жидкости,  $\text{м}/\text{с}$ .

Рекомендуемые средние скорости движения жидкости: во всасывающих трубопроводах – 1,0...1,5; сливных – 2,0...2,2; напорных – 3...5  $\text{м}/\text{с}$  [11]. При давлении свыше 10 МПа скорость жидкости в напорном трубопроводе может быть повышена до 8,5  $\text{м}/\text{с}$ . Полученное значение диаметра трубопровода по формуле (4.23) округляют до ближайшего стандартного по ГОСТ 16516–80.

Толщину стенки трубопровода  $t$  определяют по формулам:

для тонкостенных труб (при  $d_n/t \geq 16$ ) с учетом отклонений в размерах диаметра ( $\Delta d$ ) и толщины стенки ( $k$ )

$$t > \frac{p_{max}(d_n + \Delta d)}{2[\sigma_n]k}, \quad (4.24)$$

для голаястенных труб (при  $d_n/t < 16$ )

$$t > \frac{d_n}{2} \left( \sqrt{\frac{[\sigma_p] + p_{\max}}{[\sigma] - p_{\max}}} - 1 \right), \quad (4.25)$$

где  $p_{\max}$  – максимально возможное давление жидкости в трубопроводе, МПа;

$d_n$  – наружный диаметр трубопровода, мм;

$[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение при растяжении, МПа (приложение 1).

При расчетах можно принять отклонение диаметра трубы  $\Delta d = 0,3$  мм, коэффициент  $k_t = 0,9$  (ГОСТ 8734-75). Учитывая возможность внешних механических повреждений, не следует принимать толщину стенки для стальных трубопроводов менее 0,5 мм.

Рукава выбирают по соответствующим стандартам и техническим условиям с учетом требуемого условного прохода, давления и длины. Рекомендуется применять угольники и переходники, чтобы избежать изломов вблизи наконечников.

**Пневмогидравлический привод**, сочетающий в себе пневматический и гидравлический цилиндры с пневмогидравлическим мультипликатором (преобразователем), обеспечивает значительные усилия запрессовки при небольших габаритах. Они могут применяться в одно – и много позиционных приспособлениях. Привод работает от сжатого воздуха давлением 0,4...0,6 МПа из цеховой системы. Давление масла в гидравлической части привода может быть в пределах 6...10 МПа. По сравнению с гидравлическими приводами они имеют значительно меньший объем масла (1,5...2,0 л вместо 50...70 л), заполняющего полости цилиндров и трубопроводов. Масло циркулирует в замкнутой системе.

В пневмогидравлическом приводе исходной энергией является потенциальная энергия сжатого воздуха, которая преобразуется сначала в энергию сжатой жидкости, а затем уже в силу на штоке. В приспособлениях могут применяться пневмогидроприводы с преобразователями давления прямого (рис. 4.4, а) или последовательного действия (рис. 4.4, б).

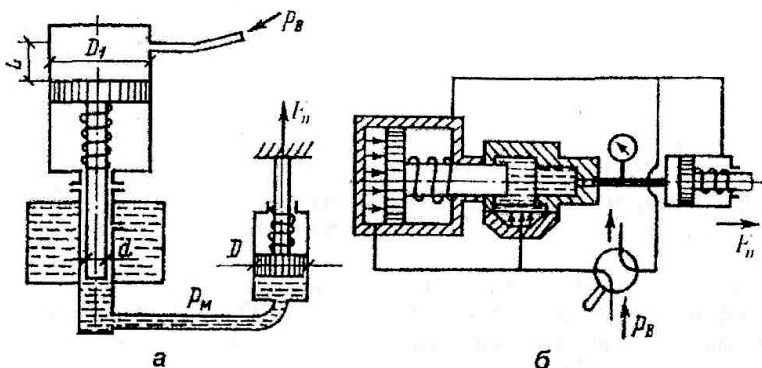


Рис. 4.4. Схемы пневмогидравлических приводов прямого (а) и последовательного (б) действия.

Расчет силы  $F_n$  на штоке рабочего гидроцилиндра ведут из условия равновесия привода, т. е.  $p_m \pi d^2/4 = p_o \pi D_1^2/4$ . Из этого уравнения  $p_m = p_o D_1^2/d^2$ . Тогда

$$F_n = \pi D^2 p_m \eta_m / 4 = \frac{p_o \pi D^2 \eta_m \eta_o D_1^2}{4 d^2}, \quad (4.26)$$

где  $D$  – диаметр поршня гидроцилиндра, мм;

$p_m$  – давление масла, МПа;

$\eta_m$  – КПД гидроцилиндра ( $\eta_m = 0,95 \dots 0,98$ );

$d$  – диаметр штока пневмоцилиндра, мм;

$\eta_o$  – КПД пневмоцилиндра ( $\eta_o = 0,85 \dots 0,90$ );

$D_1$  – диаметр поршня пневмоцилиндра, мм.

Величину хода штока пневмоцилиндра вычисляют по формуле

$$L = l(D/d)^2 n \eta_o, \quad (4.27)$$

где  $l$  – ход штока рабочего гидроцилиндра, мм;

$n$  – число рабочих гидроцилиндров, работающих от преобразователя;

$\eta_o$  – объемный КПД привода ( $\eta_o = 0,95$ ).

Диаметр рабочего гидроцилиндра находят по уравнению

$$D = 1,13 \sqrt{F_n / p_m}. \quad (4.28)$$

Диаметр штока пневмоцилиндра принимают  $d = (0,4 \dots 0,6) D_1$ . Внутренний диаметр пневмоцилиндра определяют по формуле

$$D_1 = d \sqrt{p_m / (p_o \eta_o)}. \quad (4.29)$$

### 4.3. Разборка и сборка заклепочных соединений

Заклепочные соединения рам, ступиц, ведомых дисков сцепления, тормозных колодок, шестерен, ножей режущих аппаратов и других сборочных единиц разбираются после срезания или высверливания головок и последующего их выдавливания из соединений. В дипломных проектах могут быть разработаны конструкции резцовых устройств с гидравлическим приводом для срезания заклепок, специальные сверлильные установки с ограниченным ходом сверла и др.

Качество сборки заклепочных соединений определяется величиной зазора между заклепкой и соединяемыми деталями, плотностью посадки заклепки, формой и размерами заклепочной головки. При ремонте машин предпочтение отдают холодной клепке. Сборку заклепочных соединений рам производят специальными скобами с гидравлическим приводом пуансона для образования замыкающих головок. Применяют при клепке специальные пневматические и гидравлические прессы. При конструировании приспособлений усилие для деформации заклепки определяют по формуле

$$F_0 = k_3 F \sigma_T, \quad (4.30)$$

где  $F_0$  – усилие деформации, Н;  
 $k_3$  – коэффициент запаса ( $k_3 = 1,25 \dots 1,50$ );  
 $F$  – площадь поперечного сечения заклепки, мм<sup>2</sup>;  
 $\sigma_T$  – предел текучести материала заклепки, МПа.

## 5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ПЛАСТИЧЕСКИМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ

В зависимости от направления действия сил деформации и требуемого перераспределения металла при восстановлении деталей могут применяться следующие виды пластического деформирования: правка, раздача, осадка, накатка, раскатывание, наклеп и др.

Правка применяется для устранения изгиба валов, осей, шатунов, балок передних осей, рам и других деталей. Для этого могут применяться прессы и различные приспособления в зависимости от конструктивных особенностей деталей. Величина деформации от приложенной силы при правке должна быть в 10...15 раз больше имеющегося изгиба или кручения детали [14]. При проектировании приспособлений определяют усилие для правки по формуле

$$F = \frac{3fEI}{l_1^2 l_2^2}, \quad (5.1)$$

где  $F$  – усилие для правки, Н;  
 $E$  – модуль упругости материала детали (приложение 2), МПа;  
 $I$  – осевой момент инерции (для круга  $I \approx 0,05 d^4$ ), мм<sup>4</sup>;  
 $l$  – длина вала (расстояние между опорами), мм;  
 $l_1$  и  $l_2$  – расстояния от точки приложения силы  $F$  до опор, мм;  
 $f$  – стрела прогиба вала при правке ( $f = 10\delta$ ;  $\delta$  – деформация вала до правки, мм).

Нагрузка прикладывается к детали в течение 1,5...2 мин несколько раз для повышения точности правки.

**Раздача** позволяет увеличить наружные размеры полых деталей за счет увеличения внутренних размеров. Этот вид пластического деформирования характеризуется совпадением направления деформирующей силы с направлением деформации. Если раздача ведется в холодном состоянии, удельное давление  $q_p$  при раздаче определяют по формуле

$$q_p = 0,1 \sigma_T \ln R/r, \quad (5.2)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала детали, МПа;  
 $R$  и  $r$  – наружный и внутренний радиусы восстанавливаемой детали, мм.

Закаленные и цементированные детали перед раздачей подвергают отжигу или высокому отпуску.

**Осадка** применяется для увеличения наружных и уменьшения внутренних размеров сплошных и полых деталей за счет незначительного уменьшения их высоты. Наличие трения на торцовых поверхностях и неравномерное распределение действующих сил при осадке приводит к искажению геометрической формы деталей. Это искажение уменьшается при увеличении соотношения  $d/l$  и снижении величины торцового трения. Требуемое удельное давление для осадки  $q_o$  детали подсчитывают по формуле

$$q_o = \sigma_o (1 + d/6l), \quad (5.3)$$

где  $d$  – диаметр детали, мм;  
 $l$  – длина детали, мм.

**Накатка и раскатывание** поверхностей деталей роликами и шариками могут применяться как отделочная операция для уменьшения шероховатости, для калибрования с целью повышения точности формы и размеров, а также для упрочнения, т. е. получения наклепанного поверхностного слоя с остаточными напряжениями сжатия. Поверхно-



стная твердость может быть увеличена на 50%, усталостная прочность – до 70%, а износостойкость – в 1,5...2,0 раза [14].

Усилие обкатывания (раскатывания) роликами определяют по формуле

$$F_{\delta} = \frac{Dbq^2}{0,126E\left(\frac{D}{d} + 1\right)}, \quad (5.4)$$

Для определения усилия раскатывания шариками пользуются формулой

$$F_{\delta} = \left(\frac{dq}{0,045E}\right)^2 \cdot q, \quad (5.5)$$

где  $F_{\delta}$  – усилие обкатывания, Н;

$q$  – максимальное значение давления обкатывания ( $q = (1,8...2,1) \sigma_T$ ;  $\sigma_T$  – предел текучести материала, МПа);

$d$  – диаметр ролика или шарика, мм;

$D$  – диаметр обрабатываемого вала или отверстия, мм;

$b$  – ширина цилиндрического пояска ролика, мм;

$E$  – модуль упругости обрабатываемого материала, МПа.

После определения усилий составляют принципиальную схему приспособления, производят расчет деталей и соединений на прочность, делают проверочный расчет деталей, размеры которых приняты из конструктивных соображений [9, 10].

## 6. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА КОНСТРУКТОРСКОЙ РАЗРАБОТКИ

**Экономические расчеты на стадии выбора приспособления.** Выбор варианта приспособления из числа возможных производится на основе технико-экономического сравнения. Выбирают, как правило, вариант наиболее рациональный в техническом и рентабельный в экономическом отношении.

При техническом обосновании следует сравнивать и анализировать прогрессивность приспособления (производительность, уровень механизации, рациональность оборудования и аппаратуры, возможность обеспечения требуемого качества, трудоемкость, условия работы и техники безопасности, загрязнение среды), длительность производственного цикла, габариты и массу, занимаемую площадь, потребное количество рабочих, загрузку, вид и количество отходов, расход энергии и материалов и др.

При экономическом обосновании целесообразности применения приспособления необходимо сравнить капитальные затраты на производство изделий и их себестоимости, определить годовой экономический эффект и срок окупаемости капитальных вложений.

Эффективность применения того или иного приспособления следует определять в начале разработки (предварительный расчет экономической эффективности). После разработки конструкции и внедрения приспособления устанавливают действительную экономическую эффективность. Экономия будет тем больше, чем больше программа выпуска изделий, ремонтируемых (восстанавливаемых) с помощью приспособления. Часто более производительным приспособлением, хотя и более дорогим, заменяют дешевое и простое.

Для определения экономической эффективности приспособлений сравнивают затраты времени на ремонт сборочных единиц (разборку и сборку, сварку) или восстановление деталей без приспособления и после его внедрения, или затраты времени до модернизации приспособления и после предложенной в проекте модернизации. При модернизации приспособления необходимо также стремиться к снижению эксплуатационных затрат.

На первой стадии (перед началом конструирования приспособления) применяют упрощенный метод расчета экономической целесообразности использования приспособления. Применение приспособления считается целесообразным, если  $C_n < \mathcal{E}$ , где  $C_n$  – стоимость нового приспособления,  $\mathcal{E}$  – экономия, достигаемая благодаря его использованию.

Стоимость нового приспособления определяют по формуле

$$C_n = Z_n + C_{м.к} + t c_ч k_ч, \quad (6.1)$$

где  $Z_n$  – затраты на проектирование приспособлений (в проектах не учитывают), руб.;

$C_{м.к}$  – стоимость материалов и комплектующих изделий, руб.;

$t$  – трудоемкость изготовления приспособления, ч;

$c_ч$  – часовая ставка рабочих, исчисляемая по среднему разряду, руб.;

$k_ч$  – коэффициент сложности чертежа приспособления (в проектах применяют  $k_ч = 1$ ).

Стоимость приспособления ориентировочно можно найти по формуле

$$C_n = m c_m, \quad (6.2)$$

где  $m$  – масса приспособлений, т;

$c_m$  – стоимость одной тонны подобных приспособлений, руб.

При расчетах по формуле (6.2) её можно принять (в ценах на 01.01.90 г.): для особо сложных приспособлений, имеющих электронные устройства – 2150 руб.; для сложных конструкций, имеющих электромеханический привод – 1300; для простых конструкций – 700 руб.

Экономия, полученную от применения приспособления, заменяющего ручной труд, т. е. работу без него, можно определить по формуле

$$\Delta = c_{ч,р} t_3 t_c W_z (1 + 0,01C_z) - 0,01C_n C_n, \quad (6.3)$$

где  $c_{ч,р}$  – часовая ставка рабочего, использующего приспособление, руб.;

$t_3$  – экономия времени на одно изделие, достигаемая при применении приспособления, ч;

$t_c$  – срок службы приспособления, лет;

$W_z$  – годовая программа выпуска изделий с применением разрабатываемой конструкции, шт.;

$C_z$  – накладные расходы на зарплату, %;

$C_n$  – накладные расходы, связанные с содержанием и ремонтом приспособления, %.

В случае, если новое приспособление должно заменить существующее, экономию определяют по формуле

$$\Delta = c_{ч,р} t_3 t_c W (1 + 0,01C_z) - 0,01C_n C_n - C_c, \quad (6.4)$$

где  $C_c$  – стоимость существующего приспособления, руб.

При сравнении нескольких вариантов приспособления экономия для них будет различна. Поэтому для каждого варианта находят отношение  $\Delta/C_n$ , которое называют коэффициентом рентабельности. Чем выше значение коэффициента, тем выгоднее приспособление.

Срок окупаемости капитальных вложений в приспособление определяют по формуле

$$T = (K_2 - K_1) / (C_1 - C_2), \quad (6.5)$$

где  $K_1$  и  $K_2$  – единовременные затраты соответственно по старому (базовому) и новому варианту приспособления, руб.;

$C_1$  и  $C_2$  – себестоимость годового выпуска изделий соответственно с применением старого и нового приспособления (по старой и новой технологии), руб.

Приспособление считается рентабельным, если экономия от его использования больше, чем затраты на него, а срок окупаемости затрат  $T$  не превышает 3...5 лет.

Расчеты экономической эффективности применения приспособления. Годовой экономический эффект от внедрения в производст-

во нового оборудования или технологической оснастки представляет собой суммарную экономию всех ресурсов, в том числе и живого труда. Расчет производят по формуле

$$\Xi = (Z_1 - Z_2)W, \quad (6.6)$$

где  $Z_1$  и  $Z_2$  – приведенные затраты на единицу выпускаемой продукции (изделий), производимой с помощью базового и нового оборудования (по старой и новой технологии), руб.;

$W$  – годовая программа производства с помощью нового оборудования в натуральных единицах.

Годовые приведенные затраты соответственно равны:

$$Z_1 = C_1 + E_n K_1, \quad Z_2 = C_2 + E_n K_2, \quad (6.7)$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – себестоимость единицы продукции до и после капитальных вложений, руб.;

$K_1$  и  $K_2$  – удельные капитальные вложения на внедрение старой и новой (модернизированной) конструкции, руб.;

$E_n$  – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений.

Величина  $E_n$  принимается равной 0,15. Практически  $E_n$  есть тот минимум рентабельности, который обеспечивает плату за фонды предприятия погашения процентов за банковский кредит, а также отчисления в поощрительные фонды предприятия.

Для определения размера дополнительных капитальных вложений  $K_2$  учитывают расходы на подготовку и освоение производства  $Z_n$ , рассчитывают затраты на изготовление (модернизацию) оборудования (приспособления)  $C_n$ , оценивают стоимость его монтажа и организации рабочего места  $Z_m$ , а также затраты на транспортировку  $Z_p$  (если оборудование изготавливается на другом предприятии).

$$K_2 = C_n + Z_m + Z_p. \quad (6.8)$$

Затраты на изготовление (модернизацию) конструкции непосредственно в цехе могут быть подсчитаны по формуле

$$C_n = C_{к.д} + C_{и.д} + C_{н.д} + C_{к.с} + C_{и.п} + C_{от}, \quad (6.9)$$

где  $C_{к.д}$  – стоимость изготовления корпусных деталей, рам, оснований;

$C_{и.д}$  – затраты на изготовление оригинальных деталей (валы, втулки, кольца и т. д.);

$C_{н.д}$  – стоимость покупных деталей и комплектующих изделий.

$C_{ср}$  – полная заработная плата рабочих с начислениями, занятых на сборке конструкции;

$C_{мр}$  – стоимость малярных работ;

$C_{оп}$  – общепроизводственные (цеховые) накладные расходы.

Стоимость изготовления корпусных деталей определяют по формуле

$$C_{к.д} = m C_{д.д} \quad (6.10)$$

где  $m$  – масса детали (по чертежу), кг;

$C_{д.д}$  – средняя стоимость 1 кг готовой детали (табл. 6.1), руб.

Затраты на изготовление оригинальных деталей вычисляют по уравнению

$$C_{д.д} = C_{м} + C_{н}, \quad (6.11)$$

где  $C_{м}$  – стоимость материала для изготовления деталей;

$C_{н}$  – полная заработная плата производственных рабочих, занятых на изготовлении деталей.

Стоимость материала зависит от его расхода и цены килограмма материала (табл. 6.1). Расход материала устанавливают по чистой массе деталей (указывается на рабочих чертежах) с учетом припусков. Например, норма расхода материала на вал, изготавливаемый из круглой горячекатанной стали, рассчитывается по принятому диаметру стали и длине детали с учетом припуска на резку заготовки, подрезку торцов, а также отходов при обработке. Коэффициенты использования материала принимаются из табл. 6.1.

Таблица 6.1. Цены на основные материалы машиностроения и средняя стоимость готовых деталей, руб. (в ценах на 01.01.90 г.)

Вид материала или заготовки	Цена 1 кг материала и заготовок	Коэффициент использования			Средняя стоимость 1 кг готовой детали
		материала для получения заготовки	заготовки для получения детали	общий	
1	2	3	4	5	6
Чугунные отливки	0,677	—	—	0,80	1,90
Штамповка:					
холодная	0,800	0,60	0,98	0,55	1,12
горячая	0,500	0,80	0,47	0,40	3,00
Отливки стальные обычные в землю	0,600	—	—	0,70	1,25
Точная отливка по выплавляемым моделям	0,210	—	—	0,99	2,30
Свободная ковка	0,400	0,85	0,29	0,25	0,48
Уголки и швеллеры	0,130	—	—	0,90	0,23
Трубы	0,350	—	—	0,80	1,10

Продолжение табл. 6.1

1	2	3	4	5	6
Холодный прокат:					
листовой	0,380	—	—	0,70	1,20
сортовой профилированный	0,600	0,95	0,72	0,70	1,20
Горячий прокат:					
листовой тонкий	0,324	0,85	0,85	0,70	0,43
листовой толстый	0,162	0,85	0,85	0,70	0,53
сортовой средний	0,162	—	—	0,45	1,90
сортовой крупный	0,159	—	—	0,40	1,50
Проволока стальная	0,230	—	—	—	—
Латунный прокат	1,200	—	—	—	—
Бронзовый прокат	2,040	—	—	—	—
Текстолит листовой	3,620	—	—	—	—
Фенопласт	0,560	—	—	—	—
Полиамиды	1,800	—	—	—	—

Заработная плата производственным рабочим определяется по формуле

$$C_n = C_o + C_{дон} + C_{соц}, \quad (6.12)$$

где  $C_o$  и  $C_{дон}$  — основная и дополнительная зарплата;

$C_{соц}$  — начисления по социальному страхованию.

Ориентировочно основная заработная плата производственных рабочих будет равна

$$C_o = t_{cp} c_v k_d, \quad (6.13)$$

где  $t_{cp}$  — средняя трудоемкость изготовления отдельных оригинальных деталей (табл. 6.2), ч;

$c_v$  — часовая ставка рабочих, исчисляемая по среднему разряду, руб.

$k_d$  — коэффициент, учитывающий доплаты к основной зарплате ( $k_d = 1,025 \dots 1,030$ ).

Таблица 6.2. Средняя трудоемкость изготовления оригинальных деталей

Наименование детали	Диаметр обрабатываемых поверхностей, мм	Точность изготовления (качества)	Трудоемкость изготовления детали, ч
Вал	—	6	2,0
	—	8	1,2
Втулка	До 100	7	2,0
	Свыше 100	7	3,0
	До 100	8	1,4
	Свыше 100	8	2,2
Кольцо	До 100	7	1,1
	Свыше 100	7	3,4
	До 100	8	0,4
	Свыше 100	8	2,0

Средний разряд работ по изготовлению деталей зависит от требуемой точности (качества). При изготовлении деталей по 6 – 8 качеству средний разряд принимают равным 2,5...3,5.

По указанию консультанта дипломник может применить более точный метод определения основной заработной платы. Трудоемкость изготовления детали в этом случае определяют по нормативам для расчета норм времени на станочные работы, разработанным ГОСНИТИ [17], или по технологическим документам, если они разработаны в проекте.

Дополнительная заработная плата  $C_d$  принимается в размере 5...12% от основной  $C_o$ .

Начисления по социальному страхованию производят по формуле  $C_{соц} = P_{соц} (C_o + C_d) / 100$ , где  $P_{соц}$  – размер отчислений по социальному страхованию, %.

Стоимость крепежных и покупных деталей, комплектующих изделий  $C_{п.д.}$  принимают по соответствующим прейскурантам.

Полная заработная плата рабочих, занятых на сборке приспособления будет равна

$$C_{сб} = C_{сб.о} + C_{сб.д} + C_{соц.сб}, \quad (6.14)$$

где  $C_{сб.о}$  и  $C_{сб.д}$  – основная и дополнительная заработная плата рабочих;

$C_{соц.сб}$  – начисления по социальному страхованию на зарплату этих рабочих.

Основную заработную плату производственных рабочих на сборке приспособления рассчитывают по формуле

$$C_{сб.о} = t_{сб} c_w k_o, \quad (6.15)$$

где  $t_{сб}$  – трудоемкость сборки конструкции, ч.

Время на сборочные работы определяют по формуле

$$t_{сб} = \sum c k_{н.с}, \quad (6.16)$$

где  $\sum c$  – сумма времени на выполнение сборочных приемов (завинчивание шпилек, винтов, гаек; запрессовка втулок, подшипников, штифтов; постановка шайб, шплинтов и т. д.)

$k_{н.с}$  – коэффициент, учитывающий время на технологические переделы, подгоночные и регулировочные работы.

Время выполнения отдельных приемов принимают из нормативов, разработанных ГОСНИТИ [17], а затем корректируют с учетом сложности конструкции. При сборке сложных приспособлений, имеющих электронные устройства, значение  $k_{н.с}$  принимают равным 1,50; при-

способлений с электроприводами, гидро- и пневмомеханизмами – 1,43; простых конструкций – 1,24.

Размеры дополнительной зарплаты и начислений по социальному страхованию определяются также, как и при расчете полной заработной платы рабочим за изготовление деталей.

При определении стоимости молярных работ  $C_{м.р}$  учитывают затраты на подготовку поверхности, окраску и стоимость материалов.

$$C_{м.р} = (t_n + t_o)k_{o,n}c_s + C_{o.o} + C_{соц.о} + C_m, \quad (6.17)$$

где  $t_n$  – оперативное время на подготовку поверхности к окраске (обезжиривание, протирание, обувка сжатым воздухом), ч;

$t_o$  – оперативное время на грунтовку (при необходимости) и окраску, ч;

$k_{o,n}$  – коэффициент, учитывающий затраты на дополнительное и подготовительно-заключительное время (подготовка поверхности –  $k_{o,n} = 1,12$ ; окраска (грунтовка) кистью –  $k_{o,n} = 1,15$ ; то же, но краскораспылителем –  $k_{o,n} = 1,17$ );

$C_{o.o}$  – дополнительная заработная плата за молярные работы;

$C_{соц.о}$  – начисление по социальному страхованию.

Оперативное время на подготовку, грунтовку и окраску принимают в зависимости от площади по нормативам [17]. Норма расхода на один слой грунтовки – 100 г/м<sup>2</sup>, эмали – 130...160, уайт-спирита (обезжиривание) – 80...90 г/м<sup>2</sup>. Цену материалов принимают по прейскуранту.

Общепроизводственные (цеховые) накладные расходы на изготовление (модернизацию) оборудования (приспособления) определяют по формуле

$$C_{от} = C'_o P_{от} / 100, \quad (6.18)$$

где  $C'_o$  – основная заработная плата всех производственных рабочих, участвующих в изготовлении или модернизации оборудования;

$P_{от}$  – процент общепроизводственных расходов.

Если изготовление оборудования производится в другом цехе того же предприятия (в инструментальном или в цехе ОГМ), в затраты  $C_s$  дополнительно включают общехозяйственные расходы:  $C_{ох} = P_{ох} C'_o / 100$ , где  $P_{ох}$  – процент общехозяйственных накладных расходов.

$$C_s = C_{\eta} + C_{ох}. \quad (6.19)$$

При изготовлении оборудования на других предприятиях (машинно-строительный или специализированный ремонтный завод) оптовую цену на продукцию разовых заказов рассчитывают по формуле



$$C_{вн} = C_1 + C_{вн} + H_n, \quad (6.20)$$

где  $C_{вн}$  – внепроизводственные расходы;

$H_n$  – накопление предприятия,  $H_n = 0,05(C_1 + C_{вн})$ .

Внепроизводственные расходы определяют по формуле  $C_{вн} = C_{з.к} P_{вн} / 100$ , где  $P_{вн}$  – процент внепроизводственных расходов.

Расходы на подготовку и освоение производства (заготовительные расходы  $Z_n$ ), если в них возникает необходимость, принимают равными 3...5%, а стоимость монтажа  $Z_m$  – 9...14% от стоимости оборудования. Затраты на транспортировку  $Z_{тр}$  учитывают при значительных массах оборудования (более 0,5 т) и расстоянии до предприятия-изготовителя по принятой стоимости 1 т/км.

Ожидаемую общую экономическую эффективность капитальных вложений для изготовления или модернизации оборудования рассчитывают по уравнению

$$\mathcal{E}_0 = \mathcal{E}_2 / K_2, \quad (6.21)$$

где  $\mathcal{E}_2$  – ожидаемая годовая экономия (прибыль) от снижения себестоимости ремонта (восстановления) при внедрении предложенной конструкции,  $\mathcal{E}_2 = (C_2 - C_1) W$ .

Величину  $\mathcal{E}_0$  сопоставляют с нормативным коэффициентом капитальных вложений  $E_n$ . Если  $\mathcal{E}_0 > E_n$ , то рассматриваемые капитальные вложения считаются эффективными. При модернизации оборудования  $E_n \geq 0,20$ .

Срок окупаемости капитальных вложений, планируемых на внедрение, определяют по формуле

$$T_p = K_2 / \mathcal{E}_2, \quad (6.22)$$

Полученное значение  $T_p$  сравнивают с нормативным сроком окупаемости  $T_n$ . Для  $E_n = 0,15$   $T_p \leq 6,6$  года.

При увеличении программы ремонта после внедрения конструкторской разработки годовой экономический эффект рассчитывают по формуле

$$\mathcal{E} = \left[ \mathcal{E}_2 - E_n \left( K_2 - K_1 \frac{W_2}{W_1} \right) \right] > 0, \quad (6.23)$$

где  $W_1$  и  $W_2$  – программа ремонта до и после внедрения конструкторской разработки в натуральных показателях.

**Учет социальных результатов.** Социальным результатом внедрения конструкторской разработки может быть улучшение условий труда и экологических показателей. Существует комплекс норм и правил

охраны труда и окружающей среды. При разработке конструкции и модернизации оборудования и приспособлений необходимо учитывать требования этих норм, достижение которых можно рассматривать как *безусловно необходимый* социальный результат. Никакие экономические выгоды не могут оправдать несоблюдение этих норм. Дипломник должен найти такие проектные решения, которые при соблюдении заданных норм безопасности труда и охраны природы обеспечивали бы минимум приведенных затрат на ремонт изделия в сравнении с другими вариантами и существующей технологией.

В некоторых случаях в интересах улучшения условий труда и жизни людей целесообразно снижать уровень опасности (шума, вибрации, загазованности окружающей среды и т. п.) ниже норм, установленных действующими стандартами. В этом случае социальный результат называют *условно-необходимым*.

Чаще всего эти изменения единичных показателей качества трудно пересчитать в экономический «неуловимый» результат, но в условиях рынка они могут дать прирост прибыли. Под неуловимыми результатами можно понимать изменение конкурентоспособности продукции ремонтно-обслуживающих предприятий.

## **7. ОФОРМЛЕНИЕ ЧЕРТЕЖЕЙ И РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ**

**В курсовом проекте** конструкторская часть представляется на чертежных листах формата А1. На одном листе приводят сборочный чертеж приспособления, на втором – рабочие чертежи его деталей. Кроме того, на отдельных листах формата А4 в соответствии с ГОСТ 2.108–68 составляют спецификацию деталей и комплектующих изделий, входящих в состав приспособления. Листы спецификации помещают в конце пояснительной записки как приложение.

Основные требования к выполнению сборочного чертежа установлены ГОСТ 2.109–73. Сборочный чертеж должен содержать минимум изображений приспособления, дающих представление о расположении и связи составных частей, обеспечивающих возможность сборки. На чертеже указывают размеры (габаритные, установочные, присоединительные), посадки, предельные отклонения, другие требования и параметры, которые должны быть выполнены или проконтролированы. Приводят также указания о выполнении неразъемных соединений (сварных, паяных), номера позиций составных частей, входящих в приспособление. Ремонтлируемое изделие или восстанавливаемую деталь «обстановку» изображают на чертеже в тонких линиях. Предметы «обстановки» изображают упрощенно. При необходимости наимено-

вание или обозначение предмета «обстановки» указывают непосредственно на ее изображении или на полке линии выноски.

На сборочном чертеже допускается изображать перемещающиеся части приспособления в крайних положениях тонкими штрихпунктирными линиями. Техническую характеристику приспособления, требования к его сборке при изготовлении указывают на сборочном чертеже, если эта информация не приведена в другом документе.

Требования к рабочим чертежам деталей установлены ГОСТ 2.109–73. На чертеже должно быть изображено необходимое количество видов, сечений и все данные для изготовления детали (размеры, предельные отклонения, обозначения шероховатости). На чертеже указывают технические требования на термообработку, твердость и другие данные, которым деталь должна соответствовать после изготовления. Размеры без допусков, характеризующие несопрягаемые или сопрягаемые размеры относительно низкой точности, принимают по 12...17 квалитетам. Такие предельные отклонения не указывают на чертеже, а оговаривают общей записью в одном из пунктов технических требований. Чертежи пружин должны обязательно сопровождаться размерно-силовой диаграммой (ГОСТ 2.403–68).

В технических требованиях при необходимости указывают покрытие поверхности детали в зависимости от *класса исполнения* (климатическое исполнение изделия по условиям эксплуатации), *категории размещения при эксплуатации* (место размещения) и *группы условий эксплуатации* в зависимости от активности атмосферы (приложение 4). Пример обозначения покрытия в технических требованиях чертежа: «*Покрытие: эмаль НЦ-11 серая II У2 ГОСТ 9198–83*» – покрытие эмалью нитроцеллюлозной марки НЦ-11 серого цвета, II класс по качеству поверхности, эксплуатируется в условиях умеренного климата (У) при размещении изделия под навесом или в помещении (2), где режим эксплуатации не отличается от режима на открытом воздухе. Обозначения покрытий установлены ГОСТ 9.306–85 и ГОСТ 9.032–74, а их выбор оговаривается ГОСТ 9.303–84 в зависимости от группы условий эксплуатации.

В отдельном разделе расчетно-пояснительной записки проекта приводят краткое описание конструкции приспособления и его работы со ссылкой на листы графической части, а также необходимые расчеты, которые должны иллюстрироваться рисунками. В зависимости от особенностей конструкции в разделе могут быть приведены кинематический расчет, расчет приводов и наиболее нагруженных деталей на прочность.

**В дипломном проекте** конструкторская часть может включать следующие чертежи.

1. Чертеж, на котором представлены существующие конструкции приспособлений, аналогичные выбранной дипломником. Изображения аналогичных конструкций могут быть также представлены в виде схем, эскизов, фотографий или копий, полученных при помощи множительных аппаратов.

2. Схемы приспособления. В зависимости от того, какие элементы и связи входят в его состав, схема может быть гидравлическая, пневматическая, кинематическая, электрическая и комбинированная, которая содержит элементы и связи различных видов. В зависимости от назначения могут быть представлены:

*принципиальная схема* – составные части изображают условными графическими обозначениями, принятыми соответствующими стандартами;

*функциональная схема* – часть составных частей приспособления изображают прямоугольниками, а остальные – в виде условных графических обозначений;

*структурная схема* – составные части разработанной конструкции изображают в виде прямоугольников с указанием связи между ними.

Графические условные обозначения на схемах выполняют в соответствии с ЕСКД: кинематические – ГОСТ 2.701–76 и ГОСТ 2.770–68; гидравлические и пневматические – ГОСТ 2.701–76, ГОСТ 2.704–76; электрические – ГОСТ 2.702–75.

3. Чертеж общего вида, который является проектным документом и служит исходным материалом для детализовки – выполнения сборочных и рабочих чертежей. Чертеж общего вида должен определять конструкцию предлагаемого приспособления, взаимодействие его основных частей и принцип работы. На чертеже должна быть текстовая часть и надписи для понимания устройства изделия. В технической характеристике указывают тип изделия (установки), производительность, частоту вращения, мощность, давление, крутящий момент, тип привода, рабочую температуру и другие данные. В технических требованиях приводят показатели настройки и регулировки, требования к качеству, условия транспортировки и монтажа, особые условия эксплуатации.

На чертежах общего вида стандов (установок), которые подвергаются модернизации в проекте, сплошными основными линиями выполняют только те элементы, в которые внесены какие-либо изменения, а также дополнительно установленные элементы. Остальные элементы вычерчивают сплошными тонкими линиями.

4. Сборочные чертежи, содержащие изображения изделия и его составных частей, а также данные о их сборке и контроле. Технические требования, состав которых такой же, как и для чертежа общего вида, приводят на свободном поле чертежа над основной надписью. Основ-

ные требования к оформлению сборочных чертежей приведены в начале раздела.

5. Рабочие чертежи деталей средней сложности выполняют на чертежном листе формата А1 по согласованию с руководителем проекта. Требования к рабочим чертежам приведены выше.

Запрещается выполнять рабочие чертежи на покупные (стандартизированные) детали и детали, изготовленные отрезкой из листового, фасонного или сортового материала.

В пояснительной записке дипломного проекта в соответствующем разделе приводят анализ существующих аналогичных конструкций приспособлений и обоснование выбора предложенной дипломником, техническое описание и правила эксплуатации разрабатываемого (модернизируемого) приспособления, необходимые расчеты (по согласованию с руководителем проекта).

Пояснительная записка должна оформляться с учетом требований стандарта предприятия «Проекты (работы) курсовые и дипломные. Общие требования и оформление».

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

### ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ

**П.1.1. Механические свойства углеродистой стали обыкновенного качества  
(ГОСТ 380-88)**

Марки стали	Временное сопротивление $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа, для толщин, мм		
		До 20	20...40	40...60
		не менее		
Ст 0 Ст 1кп	Не менее 31 310...500	—	—	—
Ст 1по Ст 1сп	320...420	—	—	—
Ст 2кп	320...420	220	210	200
Ст 2пс Ст 2сп	340...440	230	220	210
Ст 3кп	370...470	240	230	220
Ст 3пс Ст 3сп	380...400	250	240	230
Ст 4кл	410...520	260	250	240
Ст 4пс Ст 4сп	420...540	270	280	260
Ст 5пс Ст 5сп	500...640	290	280	270
Ст 6пс Ст 6сп	Не менее 600	320	310	300

**П.1.2. Допускаемые напряжения для углеродистых сталей обыкновенного качества**

Марки стали	Допускаемые напряжения, МПа													
	при растяжении [ $\sigma_p$ ]			при изгибе [ $\sigma_{из}$ ]			при кручении [ $\tau_{кр}$ ]			при срезе [ $\tau_{ср}$ ]			при смятии [ $\sigma_{см}$ ]	
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II
Ст 2	115	80	60	140	100	80	85	65	50	70	50	40	175	120
Ст 3	125	90	70	150	110	85	95	65	50	75	50	40	190	135
Ст 3	140	95	75	170	120	95	105	75	60	85	65	50	210	145
Ст 5	165	115	90	200	140	110	125	90	70	100	65	55	250	175
Ст 6	195	140	110	230	170	135	145	105	80	115	85	65	290	210

Примечание. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки: I – статическая; II – переменная, действующая от нуля до максимума (пульсирующая); III – знакопеременная (симметрическая).

**П.1.3. Механические свойства нормализованных углеродистых качественных конструкционных сталей (ГОСТ 1050-88)**

Марки стали	Предел прочности при растяжении $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предел выносливости, МПа		
			при растяжении, $\sigma_{1P}$	при изгибе $\sigma_1$	при кручении $\tau_1$
08	330	200	120	150	90
10	340	210	125	155	95
20	420	250	150	190	115
25	460	280	170	210	125
30	500	300	180	225	135
35	540	320	190	240	145
40	580	340	210	260	155
45	610	360	220	275	165
50	640	380	230	290	175
20Г	460	280	165	205	125
65Г	750	440	270	340	200

**П.1.4. Механические свойства углеродистых качественных конструкционных сталей после термообработки**

Марки стали	Вид термообработки	Предел прочности при растяжении $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предел выносливости, МПа		
				при растяжении $\sigma_{1P}$	при изгибе $\sigma_1$	при кручении $\tau_1$
10	Ц-В 59	400	250	145	180	110
20	Ц-В 59	500	300	180	225	135
25	Ц-В 58	550	350	200	250	150
30	У	600	350	215	270	160
35	В 35	1000	650	360	450	270
40	В 35	1000	650	360	450	270
45	ТВЧ 56	900	650	325	405	245
50	У	900	700	325	405	245
20Г	В	570	420	205	255	150
65Г	М 45	1500	1250	530	670	400

Примечание. Условное обозначение термической обработки: Ц – цементация; ТВЧ – закалка с нагревом током высокой частоты; В – закалка с охлаждением в воде; М – закалка с охлаждением в масле; число после В, М или ТВЧ – среднее значение твердости по HRC<sub>3</sub>.

**П.1.5. Допускаемые напряжения для нормализованных углеродистых  
качественных конструкционных сталей**

Марки стали	Допускаемые напряжения, МПа													
	при растяжении $[\sigma_p]$			при изгибе $[\sigma_w]$			при кручении $[\tau_p]$			при срезе $[\tau_{ср}]$			при смятии $[\sigma_{сж}]$	
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II
08	110	80	60	130	95	75	80	60	45	60	45	35	165	120
10	110	85	60	145	100	75	80	60	45	65	45	35	165	120
20	140	115	95	170	120	95	105	70	55	85	60	45	210	175
25	150	110	85	180	130	105	110	80	60	90	65	50	220	165
30	165	115	90	200	140	110	125	90	70	100	65	55	240	170
35	185	125	95	210	155	120	135	90	70	110	75	55	270	190
40	190	130	105	230	165	130	140	100	75	115	80	60	280	200
45	200	140	110	240	175	135	150	105	80	125	85	65	300	210
50	210	140	105	250	185	145	160	110	85	125	85	65	310	220
20Г	150	100	80	180	130	100	110	80	60	90	65	50	220	160
65Г	240	175	135	290	210	170	185	130	100	145	105	80	360	26

Примечание. Римскими цифрами обозначен вид нагрузки (см. табл. П.1.2).

**П.1.6. Механические свойства легированных конструкционных сталей  
(ГОСТ 4543-71)**

Марка стали	Вид термо-обработки	Предел прочности при растяжении $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Предел выносливости, МПа		
				при растяжении $\sigma_{rp}$	при изгибе $\sigma_{r1}$	при кручении $\tau_r$
10Г2	Н	430	250	175	220	125
20Х	Н	600	300	210	260	150
20Х	У	700	500	280	350	200
40Х	Н	630	330	250	310	180
40Х	М 48	1300	1100	520	650	380
45Х	Н	650	350	260	320	185
45Х	М 48	1400	1200	560	700	400
50Х	Н	650	350	260	325	185
50Х	М 48	1500	1300	600	750	430
35Г2	Н	630	370	250	315	180
40Г2	Н	670	390	270	335	195
45Г2	Н	700	410	280	350	200
18ХГТ	Н	700	430	280	350	200
18ХГТ	Ц-М 50	1000	800	400	500	290
30ХГТ	М 43	1250	105	500	620	360
40ХФА	М 50	1000	1300	640	800	480
30ХМ	М	950	750	380	475	230
40ХН	Н	780	460	310	390	225
40ХН	М 43	1200	1000	480	600	345
12ХН2	М	800	600	320	400	230
12ХН4А	ТВЧ 59	680	450	270	340	200
12ХН4А	Ц-М 59	1100	850	440	550	320
30ХГСА	У	1100	850	440	550	320
30ХГСА	М 46	1500	1300	600	750	430



Примечание. Условные обозначения термообработки: Н – нормализация; обозначения остальных видов термообработки указаны в табл. П.1.4.

### П.1.7. Допускаемые напряжения нормализованных легированных конструкционных сталей

Марки стали	Допускаемые напряжения, МПа													
	при растяжении $[\sigma_p]$			при изгибе $[\sigma_{из}]$			при кручении $[\tau_{кр}]$			при срезе $[\tau_{ср}]$			при смятии $[\sigma_{см}]$	
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II
10Г2	140	110	90	170	135	110	105	75	60	85	65	50	210	165
20Х	190	135	105	230	165	130	140	100	75	115	85	60	280	200
40Х	200	155	125	240	190	155	150	115	90	120	95	75	300	230
45Х	210	160	130	250	195	160	155	115	90	120	95	75	310	240
50Х	210	160	130	250	200	160	160	120	90	125	90	70	310	240
35Г2	200	155	125	240	190	160	150	115	90	120	90	75	330	230
40Г2	220	170	135	260	210	170	165	120	95	130	95	75	330	250
45Г2	230	175	140	270	210	175	175	125	100	140	100	80	340	260
18ХГТ	230	175	140	270	210	175	170	125	100	140	100	80	340	260
30ХГТ	370	270	220	440	340	270	280	200	160	220	160	125	550	410
40ХФА	550	410	320	660	500	400	410	310	240	330	240	195	820	610
30ХМ	550	410	320	660	500	400	420	310	220	330	250	200	820	610
40ХН	260	195	160	310	240	195	190	140	110	155	115	90	390	290
12ХН2	270	200	160	320	250	200	200	145	115	160	115	90	400	300
12Х2Н4А	370	270	220	440	340	270	280	200	160	220	160	125	550	410
30ХГСА	510	380	300	620	470	380	390	270	210	310	220	170	760	570

Примечания: 1. Римскими цифрами указан вид нагрузки (см. табл. П.1.2).

2. Для сталей марок 30ХГТ, 12ХН2 – допускаемые напряжения после закалки стали в масле.

3. Для сталей марок 40ХФА, 30ХМ и 30ХГСА – допускаемые напряжения после цементации стали и закалки в масле.

### П.1.8. Механические свойства и режимы закалки углеродистой инструментальной стали (ГОСТ 1435-74)

Марки стали	Временное сопротивление разрыву $\sigma_B$ , МПа	Относительное удлинение $\delta$ , %	Твердость НВ	Температура закалки °С
У7А	630	21	187	800...820
У8А	590	—	187	780...800
У10А	590	28	197	760...800
У11А	—	—	207	
У12А	640	28	207	
У13А	—	—	207	

Примечания: 1. Закалочная среда – вода, твердость не менее HRC<sub>3</sub> 62.

2. Приближенные эмпирические зависимости пределов выносливости для случаев симметричного нагружения:

при изгибе  $\sigma_1 = (0,40 \dots 0,46) \sigma_B$ ,

при растяжении и сжатии  $\sigma_{1p} = (0,65 \dots 0,75) \sigma_B$ ,

при кручении  $\tau_1 = (0,55 \dots 0,65) \sigma_B$ .

**П.1.9. Механические свойства и режимы закалки рессорно-пружинной стали (ГОСТ 14959-79)**

Марки стали	Предел прочности при растяжении $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Относительное удлинение $\delta$ , %	Температура °С	
				закалки	отпуска
55ГС	980	784	8	820	480
50С2	1276	1178	6	870	460
55С2	1276	1178	6	870	460
60С2	1276	1178	6	870	460
60С2А	1570	1375	6	870	460
50ХГ	1276	1079	7	840	440
50ХГА	1276	1178	7	840	440
50ХФА	1276	1080	8	850	520
60С2ХФА	1276	1660	5	850	410
50ХСА	1325	1178	6	850	520
60С2ХА	1768	1570	6	870	420
60СГА	1570	1375	6	860	460

Примечание. Для марок 50С2 и 55С2 закалочная среда -- масло или вода, для остальных -- масло

**П.1.10. Механические свойства серого чугуна (ГОСТ 1412-85)**

Марки чугуна	СЧ-10	СЧ-15	СЧ-20	СЧ-25	СЧ-30	СЧ-35	СЧ-40
Предел прочности, МПа: при растяжении $\sigma_B$ при изгибе $\sigma_{II}$	98 280	150 320	200 400	250 460	300 500	350 560	400 600
	120...205	163...229	170...241	180...250	181...255	195...265	207...269
Твердость НВ							

**П.1.11. Допускаемые напряжения для пластмассовых деталей**

Пластмасса	Рекомендуемые допускаемые напряжения при кратковременных нагрузках, МПа		
	$[\sigma_{\perp}]$	$[\sigma_{\parallel}]$	$[\sigma_{\text{д}}]$
Текстолит	150	45	65
Стеклотекстолит	60	35	48
Капрон	35	30	40
Поливинилхлорид	42	25	50
Полиформальдегид	65	36	50
Полипропилен	25	17	22
Орторопласт-4	8	6	7

## ЭЛЕМЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

П.2.1. Значение модуля упругости  $E$ , модуля сдвига  $G$  и коэффициента Пуассона  $\nu$ 

Материал	Модуль, МПа		Коэффициент Пуассона $\nu$
	$E$	$G$	
Сталь углеродистая	$(2,0 \dots 2,1) \cdot 10^5$	$8,1 \cdot 10^4$	0,24...0,28
Сталь легированная	$2,1 \cdot 10^5$	$8,1 \cdot 10^4$	0,25...0,30
Стальное литье	$1,75 \cdot 10^5$	—	—
Серый чугун	$(0,8 \dots 1,5) \cdot 10^5$	$4,5 \cdot 10^4$	0,23...0,27
Бронза оловянная	$(0,75 \dots 1,24) \cdot 10^5$	—	0,32...0,35
Бронза Бр. АЖ9-4Л, Бр. АЖН10-4-4Л	$(0,5 \dots 1,2) \cdot 10^5$	—	—
Бронза фосфористая	$1,15 \cdot 10^5$	$4,2 \cdot 10^4$	0,32...0,35
Латунь марганцовистая	$1,10 \cdot 10^5$	$4,0 \cdot 10^4$	0,36
Латунь алюминиевая	$(1,0 \dots 1,05) \cdot 10^5$	$3,8 \cdot 10^4$	0,32...0,34
Латунь холоднотянутая	$(0,9 \dots 1,0) \cdot 10^5$	$3,6 \cdot 10^4$	0,32...0,42
Алюминиевые сплавы	$(0,7 \dots 0,72) \cdot 10^5$	$2,7 \cdot 10^4$	0,32
Магниеые сплавы	$(0,4 \dots 0,45) \cdot 10^5$	—	0,34
Текстолит	$(6 \dots 10) \cdot 10^1$	—	—
Винилпласт листовой	$0,4 \cdot 10^3$	—	—
Капрон	$(1,4 \dots 2,0) \cdot 10^3$	—	—
Фторопласт-4	$(0,47 \dots 0,85) \cdot 10^3$	—	—

## П.2.2. Коэффициент трения при покое и скольжении

Трущиеся материалы	Трение покоя		Трение скольжения	
	без смазки	со смазкой	без смазки	со смазкой
Сталь – сталь	0,15	0,10...0,12	0,15	0,05...0,10
Сталь – мягкая сталь	—	—	0,20	0,10...0,20
Сталь – чугун	0,3	—	0,18	0,05...0,15
Сталь – бронза	0,12	0,08...0,12	0,10	0,07...0,10
Сталь – текстолит	—	—	—	0,02...0,06
Чугун – бронза	—	—	0,15...0,20	0,07...0,15
Бронза – бронза	—	0,10	0,20	0,07...0,10
Резина – чугун	—	—	0,80	0,50
Металл – дерево	0,5...0,6	0,1...0,2	0,3...0,6	0,1...0,2
Кожа – металл	0,3...0,5	0,15	0,6	0,15

### ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АГРЕГАТОВ И АППАРАТУРЫ ГИДРОПРИВОДОВ

#### П.3.1. Насосы шестеренчатые односцепные группы 2

Показатели	НШ-10Е-2	НШ-32-2	НШ-50У-2	НШ-50-2	НШ-67-2	НШ-100-2	НШ-160-2
Давление на выходе, МПа:							
номинальное	14	14	14	14	14	14	14
максимальное	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	17,5	16
Подача номинальная, л/мин	17,7	55,6	86,2	86,2	96,2	139,3	299,2
Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	10,0	31,5	49,1	48,8	69,0	98,8	162,5
Частота вращения вала, мин <sup>-1</sup> :							
номинальная	1920	1920	1920	1920	1500	1500	1500
максимальная	3000	2400	2400	2400	2000	2000	2000
минимальная	960	960	960	960	960	960	960
Объемный КПД	0,92	0,92	0,92	0,92	0,94	0,94	0,94
Общий КПД	0,85	0,83	0,83	0,83	0,85	0,85	0,85
Мощность потребляемая номинальная, кВт	5,5	15,3	25,7	24,8	24,9	37,5	63
Масса, кг	2,5	6,8	6,3	7,4	17,4	17,5	44,3

#### П.3.2. Насосы шестеренчатые односцепные группы 3

Показатели	НШ-10Е-3	НШ-32-3	НШ-50-3	НШ-67-3	НШ-100-3	НШ-160-3
Давление на выходе, МПа:						
номинальное	16	16	16	16	16	16
максимальное	20	20	20	20	20	20
Подача номинальная, л/мин	10	55,6	86,2	96,2	139,3	299,2
Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	6,3	31,5	48,8	69,0	98,8	162,5
Частота вращения вала, мин <sup>-1</sup> :						
номинальная	1920	1920	1920	1500	1500	1500
максимальная	3000	2400	2400	2000	2000	2000
минимальная	960	960	960	960	960	960
Объемный КПД	0,92	0,92	0,92	0,94	0,94	0,94
Общий КПД	0,85	0,83	0,83	0,85	0,85	0,85
Мощность потребляемая номинальная, кВт	2,6	17,6	27,2	28,4	42,8	72,0
Масса, кг	2,3	6,9	7,5	17,5	17,6	44,3

### П.3.3. Насосы аксиально-поршневые нерегулируемые серии 200

Показатели	210.12	210.12B	210.16	210.16B	210.20	210.25
	Давление на выходе, МПа:					
номинальное	16	20	16	20	20	20
максимальное	32	32	32	32	32	32
Подача номинальная, л/мин	26,9	26,4	52,1	51,3	78,1	122,0
Рабочий объем, см <sup>3</sup> /об	11,6	11,6	28,1	28,1	54,8	107,0
Частота вращения вала, мин <sup>-1</sup> :						
номинальная	2400	2400	1920	1920	1500	1200
максимальная	5000	5000	4000	4000	3150	2500
минимальная	378	378	378	378	378	378
Объемный КПД	0,965	0,95	0,965	0,95	0,95	0,95
Общий КПД	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
Мощность потребляемая номинальная, кВт	8,0	10,0	15,5	19,4	29,5	46,1
Масса, кг	5,5	4,0	12,5	8,1	25,0	52,0

### П.3.4. Гидроцилиндры общего назначения типа Ц (двухстороннего действия)

Цилиндр	Диаметр поршня, мм	Диаметр штока (мм) при давлении масла, МПа			Ход поршня
		10	16	25	
Ц40	40	20	25	—	80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400
Ц50	50	25	32	—	100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500
Ц63	63	32	40	—	125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630
Ц80	80	40	50	—	160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800
Ц100	100	50	63	70	200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000
Ц110	110	50	70	70	250, 280, 360, 400, 630, 800, 1000
Ц125	125	63	80	80	250, 320, 400, 500, 630, 800
Ц140	140	63	90	90	320, 400, 500, 630, 800

### П.3.5. Гидрораспределители моноблочные трехпозиционные с предохранительным клапаном

Показатели	Р12	Р80-3/2-444	ГР-216 ГГ-216 ГЭ-216
	Давление на входе, МПа:		
номинальное	16	16	32
максимальное	20	20	40
Расход жидкости, л/мин:			
номинальный	12,5	80,0	90,0
максимальный	16,0	120,0	125,0
Число золотников	1	3	2
Перепад давлений (МПа) при рабочей позиции золотника и номинальном расходе	0,5	0,3	0,3
Максимальные утечки при номинальном давлении, л/мин	0,60	0,05	0,09
Масса, кг	5,0	15,1	20,0

Примечание. Распределители ПГ имеют гидравлическое управление, ГЭ – электрогидравлическое, остальные – ручное

### П.3.6. Регуляторы потока

Показатели	ПГ 55-22	ПГ 55-24	ПГ 55-25
Условный проход, мм	10	20	32
Давление номинальное, МПа	20	20	20
Перепад давления в регуляторе, МПа, не менее	0,15	0,15	0,15
Расход жидкости, л/мин:			
номинальный	20	80	160
минимальный	0,06	0,12	0,20
Утечки при полностью закрытом дросселе и номинальном давлении, л/мин	0,05	0,10	0,18
Масса, кг	3,7	7,4	12,0

Примечание. Регуляторы потока предназначены для поддержания установленной скорости перемещения рабочих органов независимо от изменения нагрузки

### П.3.7. Фильтры бумажные

Типоразмер	$Q$ , л/мин	$P$ , МПа	$a$ , мкм	Фильтрующий материал
1.1.25-25	63	0,63	25	БФМ
1.1.25-10	63	0,63	10	БТ-10П
1.1.32-25	100	0,63	25	БФМ
1.1.32-40	100	0,63	40	ДРКБ
1.1.40-10	160	0,63	10	БТ-10П
1.1.40-25	160	0,63	25	БФМ
1.1.40-40	200	0,63	40	ДРКБ
1.1.50-25	250	0,63	25	БФМ
1.1.63-40	400	0,63	40	ДРКБ
1.1.25-25/16	63	0,63	25	БФМ
1.1.32-25/16	100	1,6	25	БФМ

Примечания: 1. Принятые обозначения:  $Q$  – номинальная пропускная способность фильтра;  $P$  – давление на входе максимальное;  $a$  – тонкость фильтрации

2. Максимально допустимый перепад давления – 0,35 МПа

## ВЫБОР ПОКРЫТИЙ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ, НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ НЕОРГАНИЧЕСКИХ И ЛАКОКРАСОЧНЫХ

### П.4.1. Группы условий эксплуатации по видам климатических исполнений изделий

В зависимости от активности атмосферы для покрытий металлических и неметаллических неорганических ГОСТ 15150–69 установлены следующие группы условий эксплуатации:

- группа 1 – все исполнения категории 4.1, кроме У и Т; УХЛ (ХЛ), ТС категорий 4, 4.2, У, УХЛ (ХЛ) категорий 3, 3.1, 2.1, ТС категорий 3, 3.1;
- группа 2 – ТС категорий 1.1, 2, 3, ТВ, Т, О категорий 2.1, ТВ, Т категорий 3, 3.1, ТВ, О, М, ТМ, ОМ, В категорий 4, 4.2;
- группа 3 – ТС категорий 1, У, УХЛ (ХЛ) категорий 1, 1.1, 2.3;
- группа 4 – ТВ, Т, ОМ, ТМ, В категории 1.1;
- группа 5 – У, УХЛ (ХЛ) категории 1, ТВ, Т, О категорий 1, 2, ТВ, Т категорий 3;
- группа 6 – М, ТМ, ОМ, В категорий 1, 2, 2.1, 3, 3.1;
- группа 7 – ТВ, Т, О категории 1, все исполнения категорий 5, 5.1;
- группа 8 – М, ТМ, ОМ, В категорий 1, 2.

**Климатические исполнения (классы исполнения) изделий по условиям их эксплуатации:**

- У (Н) – для районов с умеренным климатом;
- УХЛ (НФ) – с умеренным и холодным климатом;
- ХЛ (Ф) – при эксплуатации только в холодном климате;
- ТВ (ТН) – с влажным тропическим климатом;
- ТС (ТА) – с сухим тропическим климатом;
- Т (Т) – с тропическим как сухим, так и влажным климатом;
- М (МУ) – с умеренно холодным морским климатом;
- ТМ (ТМ) – с тропическим морским климатом;
- О (И) – для всех районов, кроме районов с морским климатом;
- ОМ (МИ) – с морским климатом;
- В (W) – для всех макроклиматических районов (всеклиматическое исполнение).

**Категории размещения (в зависимости от места установки и эксплуатации изделия):**

- 1 – на открытом воздухе;
- 1.1 – постоянно в помещениях категории 4, кратковременно в условиях всех остальных категорий;
- 2 – под навесом или в помещении, где условия эксплуатации несущественно отличаются от установленных для категории 1 (в палатках, кузовах машин и т. п.);
- 2.1 – внутри изделий, эксплуатируемых в условиях категорий 1 и 2, в качестве встро-енных элементов;
- 3 – в закрытых помещениях без искусственного регулирования температуры при от-сутствии прямого солнечного излучения, воздействия осадков и ветра;
- 3.1 – в нерегулярно отапливаемых помещениях;
- 4 – в помещениях с искусственно регулируемыми условиями (закрытые отапливае-мые помещения);
- 4.1 – в помещениях с кондиционированием воздуха;
- 4.2 – в лабораторных, капитальных жилых и других подобных помещениях;
- 5 – в помещениях с повышенной влажностью (подвалах, цехах и т. п.);
- 5.1 – встро-енные элементы изделий в условиях категории 5, когда конструкция изде-лий предохраняет элемент от конденсации влаги на его поверхности.

#### П.4.2. Обозначение и выбор металлических и неметаллических покрытий

Обозначения покрытий по ГОСТ 9.306-85 должны включать информацию в указанной ниже последовательности:

1) способ обработки поверхности основного металла (при необходимости): матирование – *мт*; химическое полирование – *хп*; обработка «под жемчуг» – *жс*; химическое пассивирование – *Хим. Пас.* и др.;

2) способ получения покрытия: анодное окисление – *Ан*; катодное восстановление – не обозначается; горячее – *Гор.*; химическое – *Хим.*;

3) материал покрытия – металлы и сплавы: медь – *М*; никель – *Н*; хром – *Х*; цинк – *Ц*; олово – *О*; неметаллические покрытия: окисное – *Окс*; фосфатное – *Фос.* и др.;

4) функциональные свойства: твердое – *тв*; электроизоляционное – *эиз* и др.;

5) декоративные свойства: блестящее – *б*; полублестящее – *пб*; матовое – *м*; черное – *ч*; молочное – *мл* и др.;

6) толщина покрытия, мкм: 3, 6, 9, 12, 15, 18, 21, 24, 30, 36, 42, 48, 60 (толщина до 1 мкм не указывается, для некоторых видов покрытий толщина слоя не нормируется – *Хим. Окс.*, *Ан. Окс.*, *Гор. О.*, *Хч.*, *Нч.* и др.);

7) дополнительная обработка покрытия: гидрофобизирование – *гфж*; оксидирование – *окс*; пропитка лаком, клеем – *прп*; пропитка маслом – *прм*; хромирование – *хр*; фосфатирование – *фос.*; наполнение в растворе хроматов – *нхр* и др.

**Выбор покрытия оговаривается ГОСТ 9.303-84.**

**Цинковое покрытие** – как защитное по углеродистой стали: *Ц6*, *Ц9* (группы условий эксплуатации 1 – 3); как защитно-декоративное по сталям: *Ц6* (гр. 1 – 3), *Ц6.хр.*...*Ц18.хр.* (гр. 1 – 7).

**Никелевое покрытие** рекомендуется как защитное по стали: *Н9*, *Н18*, *Хим.Н6* (гр. 1 – 6); как защитно-декоративное по сталям: *Н69*, *Н618* (гр. 1 – 3).

**Хромовое покрытие** как защитно-декоративное по стали: *М9.Н6.Х6*, *Н3.Хч* (гр. 1 – 8); по чугуну: *Х мол 9*, *Х мол 24* (гр. 1 – 7); по алюминию и его сплавам: *М18.Н12.Х6* (гр. 1 – 4).

**Анодно-окисные покрытия** рекомендуются как защитные по алюминию: *Ан.Окс.нхр* (гр. 1 – 6), *Ан. Окс. хр* (гр. 1 – 4).

**Химическое окисное покрытие** рекомендуется как защитно-декоративное по стали: *Хим.Окс. прм* (гр. 1 – 4); по меди и сплавам: *Хим.Окс.* (гр.1), *Хим.Окс. гфж* (гр. 1 – 4).

**Пассивирование** заключается в создании адгезионной пленки на поверхности металла путем обработки ее растворами солей. Покрытие рекомендуется как защитное для меди и сплавов: *Хим. Пас.*, *Хим. Пас. прм* (гр. 1 – 4).

**Фосфатное покрытие** (защитная пленка фосфатов марганца и железа). Покрытие стойко к маслам, органическим растворителям. Рекомендуется как защитное и электроизоляционное по стали: *Хим. Фос. прм* (гр. 1 – 6), *Хим. Фос. гфж* (гр. 1 – 4).

**Требования к поверхности** основного металла под защитные покрытия – шероховатость не грубее *Rz 40*; под защитно-декоративные – *Ra 2,5*; под твердые и электроизоляционные – *Ra 1,25*. Для поверхностей литых или обработанных давлением, сварных швов дополнительно предъявляются требования отсутствия окислов, раковин и других дефектов.

#### П.4.3. Покрытия лакокрасочные

Для лакокрасочных покрытий по ГОСТ 9.104-79 установлены следующие группы условий эксплуатации в соответствии с макроклиматическими районами по ГОСТ 15150-69 (см. раздел П.4.1.):

для районов с умеренным климатом – группы 1 – У1, 2 – У2, 3 – УХЛ4, 4 – В5;

с холодным – группы 1 – ХЛ1, 2 – ХЛ2, 3 – УХЛ4, 4 – В5;

с тропическим – группы 1 – Т1, 2 – Т2, 3 – Т3, 4 – В5;

с морским – группы 1 – ОМ1, 2 – ОМ, 3 – ОМ3, 4 – В5.



По условиям эксплуатации стандарт предусматривает следующие группы покрытий: атмосферостойкие, эксплуатируемые при воздействии только климатических факторов;

водостойкие: группа 4 – при воздействии морской и пресной воды или их паров; 4/1 – пресной воды и паров; 4/2 – морской воды;

специальные: группа 5/1 – при воздействии рентгеновского излучения; 5/2 – глубокого холода (ниже  $-60^{\circ}\text{C}$ ); 5/3 – открытого пламени; 5/4 – биологических факторов;

маслостойкие: группа 6/1 – при воздействии минеральных масел и смазок; 6/2 – бензина и других нефтепродуктов; 6 – масел и бензина;

термостойкие – группа 8;

электроизоляционные – группа 9/1, электропроводные – группа 9/2.

Стандартом установлены также классы внешнего вида покрытий:

для основных поверхностей, определяющих внешний вид изделия и находящихся в зоне постоянного зрительного восприятия, крупных поверхностей, средних и мелких – II, III и IV классы;

для поверхностей, попадающих в поле зрения рабочего нерегулярно, – IV, V классы;

для поверхностей, в обслуживании которых человек не принимает участие, – IV – VII классы.

Классы отличаются между собой видом и параметрами допустимых дефектов (включения, шаргень, штрихи, риски, волнистость, разнооттеночность). Например, для листового покрытия I класса допускается не более четырех включений на  $1\text{ м}^2$  размером не более 0,2 мм, расстояния между включениями не менее 100 мм, остальные дефекты не допускаются; для глянцевых покрытий класса I не допускается ни один из перечисленных дефектов. Покрытия класса I при изготовлении технологического оборудования и оснастки ремонтных предприятий не применяются.

**Выбор покрытий.** Пентафтале-глифталевые покрытия пригодны для изделий всеклиматического исполнения – В5, эластичные с хорошей адгезией, твердость пониженная. Эмали марки ПФ-115 (ГОСТ 6465–76) предназначены для предварительно загрунтованных поверхностей, глянцевые, класс III.

Перхлорвиниловые и сополимервиниловые покрытия отличаются негорючестью, стойкостью к химическим реагентам, в том числе и к смазочно-охлаждающим жидкостям, к маслу, бензину. Эмали ХВ-110, ХВ-113 (ГОСТ 18374–79), ХВ-124, ХВ-125 (ГОСТ 10144–74) предназначены для покрытия металлических поверхностей, работающих в условиях умеренного и холодного климата (ХВ-110, ХВ-113). Покрытия полуглянцевые, класс III.

Нитроцеллюлозные покрытия обладают атмосферо-, водо-, масло- и бензостойкостью, к воздействию прямого пламени не стойки, горючи.

Эмали НЦ11 и НЦ11А (ГОСТ 9198–83) предназначены для нанесения на предварительно загрунтованные поверхности, высокоглянцевые до класса I. Эмали НЦ-5123 (ГОСТ 7462–73) и НЦ-184 (ГОСТ 18335–83) предназначены для защиты литых поверхностей.

Кремнийорганические покрытия отличаются повышенной температуростойкостью. Эмали КО-859 (ГОСТ 22564–77) предназначены для покрытия стальных и дюралюминиевых деталей, работающих при температурах до  $300^{\circ}\text{C}$ , полуглянцевые, класс IV.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Станочные приспособления. Справочник. В 2 т. / Под ред. Б. Н. Вардашина. Л. А. Шатилова. – М.: Машиностроение, 1984.
2. Терликова Т. Ф. и др. Основы конструирования приспособлений / Т. Ф. Терликова, А. С. Мельников, В. И. Баталов. – М.: Машиностроение, 1980. – 119 с.
3. Белоусов А. П. Проектирование станочных приспособлений. – М.: Высшая школа, 1980. – 240 с.
4. Климовицкий М. А. Механизация и автоматизация ремонта сельскохозяйственной техники. – М.: Росагропромиздат, 1989. – 192 с.
5. Рекомендации по применению манипуляторов с ручным управлением на ремонтно-обслуживающих предприятиях системы Госкомсельхозтехники СССР. – М.: ГОСНИТИ, 1985. – 45 с.
6. Рыморов Е. В. Новые сварочные приспособления. – Л.: Стройиздат, 1988. – 125 с.
7. Чвертко И. А. и др. Оборудование для механизированной дуговой сварки и наплавки / И. А. Чвертко, Б. Е. Патон, В. А. Тимченко. – М.: Машиностроение, 1981. – 264 с.
8. Оборудование для ремонта сельскохозяйственной техники: Справочник / Сост. Ю. С. Козлов. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 288 с.
9. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 536 с.
10. Кузьмин А. В. и др. Расчеты деталей машин / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, В. С. Козинцев. – Мн.: Высшая школа, 1986. – 400 с.
11. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
12. Вильнер Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. – Мн.: Высшая школа, 1985. – 382 с.
13. Жарский М. А., Поздняков А. В. Гидравлические машины. – Горки: БГСХА, 1993. – 59 с.
14. Маслово Н. Н. Качество ремонта автомобилей. – М.: Транспорт, 1975. – 368 с.
15. Серый И. С. и др. Курсовое и дипломное проектирование по надежности и ремонту машин / И. С. Серый, А. П. Смелов, В. Е. Черкун. – М.: Агропромиздат, 1991. – 184 с.
16. Справочное пособие инженера-механика сельскохозяйственного производства / Л. Ф. Баранов, В. А. Хитрюк, В. П. Величко, Г. П. Солодухин. – Мн.: Уралджай, 1996. – 280 с.
17. Нормы времени на разборочные, сборочные и ремонтные работы. Части I и II. – М.: ГОСНИТИ, 1988. – 264 с.

Учебное издание

**Кузюр Василий Михайлович**

**ТЕКУЩИЙ РЕМОНТ МАШИН  
И ОБОРУДОВАНИЯ В АПК**

*Методические указания по выполнению курсового  
проекта для студентов, обучающихся по направлению  
подготовки 35.03.06. «Агроинженерия»  
профиль «Технический сервис в АПК»*

Редактор Лебедева Е.М.

---

Подписано к печати 24.05.2017 г. Формат 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Усл. п. л. 4,35. Тираж 25 экз. Изд. № 5306.

---

Издательство Брянского государственного аграрного университета  
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ