

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Томский государственный архитектурно-строительный университет

Ю.А. Власов, Н.Т. Тищенко

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Часть I

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА

Учебное пособие

Издательство Томского государственного
архитектурно-строительного университета

Томск 2007

УДК 658.27.002.5: 629.114.4(075)
В-57

Власов, Ю.А. Проектирование технологического оборудования автотранспортных предприятий [Текст]. В 2 ч. Часть I. Основы проектирования и расчета: учебное пособие / Власов Ю.А., Тищенко Н.Т. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та. 2007. – 229 с.
ISBN 978-5-93057-215-5 (общ.)
ISBN 978-5-93057-216-2

В учебном пособии рассмотрены вопросы курсового проектирования и методики расчетов элементов технологического оборудования для технического обслуживания и ремонта автотранспортных средств.

Учебное пособие состоит из 2-х частей.

В первой части пособия изложены основные требования к выполнению курсового проекта, приведены методы и последовательность расчетов существующих образцов технологического оборудования.

Во второй части учебного пособия приведены справочные данные отдельных образцов технологического оборудования, организация их технического обслуживания, а также требования к оборудованию по условиям его безопасности.

Пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». Справочные и методические материалы могут быть полезны инженерно-техническим работникам автотранспортных предприятий.

Рецензенты: доцент кафедры прикладной механики
Томского государственного педагогического
университета, к.т.н.

Г.М. Исмаилов

консультант департамента развития
предпринимательства и реального
развития сектора экономики
Администрации Томской области

В.В. Железнов

ISBN 978-5-93057-215-5 (общ.)
ISBN 978-5-93057-216-2

© Ю.А. Власов, Н.Т. Тищенко, 2007
© Томский государственный
архитектурно-строительный университет, 2007

ПРЕДИСЛОВИЕ

Одним из наиболее важных направлений по существенному повышению производительности труда, сокращению затрат на содержание и эксплуатацию автомобилей в условиях ресурсных ограничений, имеющихся на автомобильном транспорте, является совершенствование технологических процессов на основе применения современного технологического оборудования, т.е. осуществления мероприятий по механизации и автоматизации технического обслуживания (ТО) и ремонта (Р) подвижного состава на автотранспортных (АТП), ремонтно-технических предприятиях (РТП) и станциях технического обслуживания (СТО).

В настоящее время технологическое оборудование для ТО и ремонта автомобилей очень разнообразно по типам, видам и сложности конструкции. Поэтому специалист в области эксплуатации автомобильного транспорта должен разбираться в самых разных устройствах гаражного оборудования. Нередко возникает необходимость в улучшении или модернизации технологического оборудования с целью применения оборудования по новому назначению или для других моделей автомобилей.

При изучении дисциплины «Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования» студентам необходимо освоить разделы согласно рабочей программе: классификация и основные элементы технологического оборудования, требования к технологическому оборудованию, расчет приспособлений и устройств, расчет экономической эффективности разрабатываемой конструкции, этапы проектирования узлов и деталей, особенности проектирования некоторых видов технологического оборудования, эксплуатация и методы организации технического обслуживания и текущего ремонта технологического оборудования.

После изучения материала в соответствии с рабочей программой этой дисциплины студент выполняет курсовой проект, который состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части. В качестве задания на проектирование допускается выбрать один из прототипов оборудования, предлагаемых для изучения в данном учебном пособии.

При написании данного учебного пособия использованы материалы известных учебников, учебных пособий и справочников: А.И. Кудрина, Е.С. Кузнецова, Г.В. Крамаренко, А.П. Белоусова, П.И. Орлова, С.С. Селиванова, Я.Ф. Таленс, З.С. Колясинского, С.В. Каверзина, Г.Н. Андреева, Е.К. Яркина, Л.И. Епифанова, М.М. Шахнес, Е.В. Герц, Н.Н. Маслова и др.

Авторы будут весьма признательны всем, кто пожелает прислать свои предложения и замечания по учебному пособию.

1. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

1.1. Общие вопросы проектирования

Проектные стадии разработки изделия включают техническое задание, выдаваемое заказчиком, техническое предложение, эскизный проект, технический проект, разработку рабочей документации.

Техническое предложение – начальная стадия проектирования. Работы, проводимые при разработке технического предложения, включают:

- уточнение технического задания;
- анализ задания, изучение и критическую проработку конечной цели;
- подбор материалов;
- выявление вариантов; установление принципов действия, размещение функциональных составных частей, проработку вариантов конструкции и их оценку;
- проверку вариантов; проверку на патентную чистоту и конкурентоспособность; оформление заявок на изобретение, проверку соответствия техники безопасности;
- оценку вариантов; анализ вариантов, выявление их преимуществ и недостатков (качество, технологичность, экономичность и др.);
- выбор оптимального варианта;
- рассмотрение и утверждение проекта.

Требования к выполнению технического предложения устанавливает ГОСТ 2.118-73*. Конструкторские документы технического предложения включают чертеж общего вида, габаритный чертеж, схемы, пояснительную записку, таблицы, расчеты, патентный формуляр, ведомость технического предложения, карту качества продукции.

Эскизный проект – совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальное конструктивное решение, дающих общее представление об устройстве и принципе работы изделия.

Работы, проводимые при разработке эскизного проекта:

- принципиальные конструктивные решения вариантов составных частей, разработка в эскизном исполнении схем, уточнение общего вида, сборочных единиц;
- оценка изделия, оценка на технологичность по показателям стандартизации, унификации, соответствия требованиям эргономики и технической эстетики, по показателям качества;
- проверка вариантов изделия;
- выбор оптимального варианта изделия, обоснование выбора и принятие принципиальных решений;

– решение по изготовлению изделия; решение по изготовлению макетов для проверки принципов работы, упаковки и транспортировки; выявление новых изделий и материалов;

– согласование проекта; составление перечня работ, которые следует произвести на последующей стадии разработки.

Требования к выполнению эскизного проекта устанавливает ГОСТ 2.119-73**.

Технический проект – совокупность конструкторских документов, содержащих данные для разработки рабочей конструкторской документации. Технический проект содержит технические решения и данные, достаточные для полного представления об устройстве и принципе работы изделия.

Работы, проводимые при разработке технического проекта:

– разработка окончательных технических решений; выполнение технико-экономических расчетов и расчетов размерных цепей; разработка уточненных схем; определение показателей надежности; обеспечение заданного уровня стандартизации и унификации;

– анализ конструкции и оценка изделия; анализ конструкции и отработка ее на технологичность; оценка возможности транспортировки, хранения и монтажа; оценка эксплуатационных данных, технического уровня, качества изделия и др.;

– обеспечение работоспособности и изготовления изделия; испытание макетов, проверка конструктивных решений; выявление и согласование номенклатуры покупных изделий и материалов; окончательное оформление заявок на разработку и изготовление новых изделий; разработка чертежей сборочных единиц и деталей;

– согласование проекта; согласование габаритных, установочных и присоединительных размеров; утверждение документов технического проекта.

Номенклатуру конструкторских документов технического проекта устанавливает ГОСТ 2.102-68**, требования к выполнению технического проекта – ГОСТ 2.120-73**. Обязательными документами для технического проекта являются чертеж общего вида, ведомость технического проекта и пояснительная записка. В пояснительной записке к техническому проекту приводят подробное описание конструкции и принципа работы, описание работы всех схем, входящих в состав документации; обоснование применяемых материалов, термообработки и покрытий; требования к точности изготовления и сборки изделий; окончательные технико-экономические расчеты. Одной из главных задач разработки технического проекта является придание таких свойств изделию, которые могут быть реализованы при минимальных трудовых и материальных затратах.

На стадии разработки рабочей конструкторской документации завершается отработка конструкции на технологичность, обеспечиваются показатели качества, технико-экономические показатели и др. При разработке ее решаются следующие вопросы: определение точности обработки; определение шероховатости поверхностей; выбор баз; простановка размеров; проведение проверочных расчетов на прочность, долговечность и т.п.; внесение корректив на основании расчетов; производство нормализационного и технологического контроля рабочих конструкторских документов; расчет окончательной себестоимости; расчет окончательного экономического эффекта; изготовление и испытание опытного образца, установочных серий, головной серии; корректировка конструкторских документов по результатам изготовления и испытания. Недоработки конструкторской документации не допускаются, и наличие их является дефектом разработки.

Наличие всех проектных стадий разработки конструкторской документации (техническое задание, техническое предложение, эскизный и технический проект) необязательно. Они применяются в зависимости от новизны и сложности разрабатываемой конструкции и в зависимости от программы выпуска.

1.2. Порядок построения технического задания

Техническое задание является основополагающим документом, которым руководствуется разработчик, приступая к выполнению конструкции нового изделия. Оно определяет основные направления разработки конструкции и принципа работы будущего изделия.

В технических заданиях оговариваются этапы разработки и сроки выполнения каждого этапа и разработки в целом.

Студент при выполнении курсового проекта не разрабатывает техническое задание, но он должен знать порядок его построения (табл. 1.1). Техническое задание определяет основные характеристики разрабатываемого изделия. Студент в процессе проектирования может не ограничиваться исходными данными, выданными ему руководителем проекта для разработки изделия. Он должен проявить инициативу при поиске и выборе оптимального решения и согласовать с руководителем все изменения и дополнения к техническому заданию, возникающие в процессе анализа.

Общий порядок разработки технического задания устанавливает ГОСТ 15.001-88.

Таблица 1.1

Порядок построения, изложения и оформления технического задания

Основные разделы	Примерный перечень рассматриваемых вопросов
Наименование и область применения (использования)	Наименование и условное обозначение продукции. Краткая характеристика области ее применения. Общая характеристика объекта, в котором используют продукцию. Возможность использования для поставки на экспорт
Основание разработки	Полное наименование документа, на основании которого разрабатывают продукцию; организация, утвердившая этот документ, и дата его утверждения. Наименование и условное обозначение темы разработки
Цель и назначение разработки	Эксплуатационные и функциональные назначения и перспективность продукции
Основные разделы	Примерный перечень рассматриваемых вопросов
Источники разработки	Перечень научно-исследовательских и других работ. Перечень экспериментальных образцов и макетов
Технические (тактико-технические) требования	Состав продукции и требования к конструктивному устройству. Показатели назначения. Требования к надежности. Требования к технологичности. Требования к уровню унификации и стандартизации. Требования безопасности. Эстетические и эргономические требования. Требования к патентной чистоте. Требования к составным частям продукции, сырью, исходным и эксплуатационным материалам. Условия эксплуатации (использования). Дополнительные требования. Требования к маркировке и упаковке. Требования к транспортированию и хранению. Специальные требования

Основные разделы	Примерный перечень рассматриваемых вопросов
Экономические показатели	Ориентировочная экономическая эффективность и срок окупаемости затрат. Лимитная цена. Предполагаемая годовая потребность в продукции. Экономические преимущества продукции по сравнению с аналогами
Стадии и этапы разработки	Стадии разработки, этапы и сроки их выполнения (сроки, указываемые в техническом задании, являются ориентировочными. Основные сроки указываются в плане работы или договоре); предприятие-изготовитель разрабатываемого изделия; перечень документов, представляемых на экспертизу, стадии, на которых она проводится, и место проведения
Порядок контроля и приемки	Перечень конструкторских документов, подлежащих согласованию и утверждению, и перечень организаций, с которыми следует согласовывать документы. Общие требования к приемке работ на стадиях разработки; число изготавливаемых опытных образцов продукции
Основные разделы	Примерный перечень рассматриваемых вопросов
Приложение к техническому заданию	Перечень научно-технических и других работ, обосновывающих необходимость проведения разработки. Чертежи, схемы, описания, обоснования, расчеты и другие документы, которые должны быть использованы при разработке. Перечень заинтересованных организаций, с которыми согласовывают конкретные технические решения в процессе разработки продукции. Перечень нового технологического оборудования, необходимого для выпуска новой продукции

1.3. Проведение патентно-информационных исследований

В наиболее общем случае исходным материалом для проектирования может быть техническое задание, определяющее параметры машины, область и условия ее применения. Технические предложения, выдвигаемые проектной организацией, научно-исследовательские работы, изобретательские предложения и копирование с изменениями образцов зарубежной техники носят больше инициативный характер.

В основе проектирования лежит конструкторская преемственность – использование предшествующего опыта машиностроения данного профиля и смежных отраслей, введение в проектируемое оборудование всего полезного, что есть в существующих конструкциях машин.

Для создания конкурентоспособного оборудования необходимо использовать все факторы, которые удовлетворяли бы выбранным параметрам. Необходимо изучить опыт выполненных зарубежных и отечественных машин, провести сравнительный анализ их достоинств и недостатков, выбрать правильный аналог и прототип, выяснить тенденции развития и потребности в данной отрасли.

В автомобильной промышленности с увеличением различных марок и модификаций автомобилей, наблюдается тенденция развития технологического оборудования для обслуживания и ремонта узлов и агрегатов этих автомобилей. Технологическое оборудование непрерывно совершенствуется, соответственно возрастают требования к его показателям, производительности и степени автоматизации. Некоторое оборудование с появлением новых технологических процессов становится ненужным. Возникает необходимость создания нового оборудования или коренного изменения старого.

При выборе параметров оборудования необходимо учитывать конкретные условия его применения. Например, произвольное увеличение производительности оборудования может привести к срыву ритма производства смежного оборудования. Высокопроизводительное оборудование с небольшой производственной программой технического обслуживания или ремонта может оказаться в эксплуатации недогруженным и будет больше простаивать, чем работать. Это снижает коэффициент использования и уменьшает экономический эффект.

Этапы конструктивной преемственности неразрывно связаны с патентно-информационным поиском.

Целью патентных исследований при проектировании технологического оборудования АТП является получение технических и технологических исходных данных для обеспечения совершенствования отдельных видов гаражного оборудования, их конкурентоспособности и исключения неоправданного дублирования при разработке новой техники.

Порядок выполнения патентных исследований, оформление и использование их результатов устанавливает ГОСТ Р 15.011-96. В полном объеме выполняют патентные исследования при создании объектов технологического оборудования, которые существенно превышают по своим технико-экономическим показателям существующие аналоги, предназначенные для промышленного освоения, и имеют перспективы коммерческой реализации за рубежом. Ограниченные по объему патентные исследования предназначены для опытно-экспериментального производства по темам поискового и внедренческого характера.

При разработке нового технологического оборудования рекомендуется первоначально выполнять информационный поиск. Как правило, разрабатываемое изделие содержит множество технических решений, которые образуют структуру его узлов, механизмов, деталей или их элементов. Часть этих узлов, механизмов и деталей имеет общеизвестные устройства и типоразмеры, которые отражены в соответствующих стандартах, типовых проектах, альбомах внедренных изделий и др.

Использованию общеизвестных технических решений способствуют информационные источники – учебники и справочники, широко распространяющие информацию на всех уровнях разработки. Однако существуют технические решения, которые известны немногим разработчикам в силу специфичности изделий. Информация о них публикуется в специальной литературе, предназначенной для узкого круга специалистов. Поэтому при проектировании конструкции технологического оборудования рекомендуется использовать конструктивную преемственность, т.е. использовать предшествующий опыт данного профиля смежных отраслей.

Источниками научно-технической и производственно-технической информации являются следующие издания.

Обзоры, которые освещают внедренные в производство прогрессивные технические решения и мероприятия по совершенствованию производственно-хозяйственной деятельности предприятий и организаций.

Техническая литература, включающая и учебники.

Тематические издания по распространению передового научно-технического и производственного опыта.

Реферативные издания кратко описывают новые конструкции машин и оборудования, прогрессивные технологические процессы, результаты научно-исследовательских

и проектно-конструкторских разработок, передовой опыт машиностроительных предприятий.

Экспресс-информация – ежемесячные издания в виде комплектов кратких рефератов, освещающие последние, наиболее важные производственно-технические достижения НИИ, КБ и предприятий, а также зарубежной техники.

Библиографическая информация – аннотированные указатели информационных материалов и новой технической литературы, тематические подборки информационных материалов.

Информационные листки содержат описания сущности производственного опыта.

Бюллетень технико-экономической информации включает рефераты и аннотации на информационные материалы о передовом производственно-техническом опыте.

Бюллетень изобретений – содержит формулы изобретений с иллюстрациями, необходимыми для понимания сущности изобретений.

Описания изобретений к авторским свидетельствам и патентам содержат подробную информацию о зарегистрированном изобретении, иллюстрированы принципиальными схемами и чертежами.

Материалы конференций включают тезисы докладов, рекомендации, решения, отчеты.

Каталоги и проспекты включают технико-экономические решения и эксплуатационные характеристики изделий, оборудования и машин с иллюстрациями и чертежами.

К производственно-технической информации относят *переводы статей* и другой информации официальных бюллетеней зарубежных стран; полные комплекты рабочих чертежей в виде *светокопий*; *картотеки калькодержателей* с аннотациями внедренных конструкций, копиями чертежей и адресом для оформления заказа; *фототеки промышленных образцов*, содержащих изображения выпускаемых изделий.

Типовые и руководящие материалы дают компоновки типовых конструкций оборудования, машин, средств механизации и автоматизации, а также типовые решения отдельных узлов и механизмов; дают размеры и основные технико-экономические показатели на отдельные конкретные типоразмеры.

Справочные материалы включают справочники конструктора (межотраслевые и отраслевые), энциклопедии (универсальные и отраслевые), словари терминологические и разъяснительные, каталоги, отраслевые каталоги продукции, номенклатурные справочники, прейскуранты, справочные картотеки, типаж машин и оборудования, типовые руководящие материалы.

Нормативно-техническая документация состоит из государственных стандартов (ГОСТ), отраслевых стандартов (ОСТ), технических условий (ТУ), руководящих технических материалов (РТМ), технических описаний (ТО) и др.

Графические материалы включают комплекты рабочих чертежей, альбомы общих видов, типовые конструкции и типовые схемы, типовые проекты и др.

В общей структуре информационных потоков важное место занимает *патентная информация* – совокупность сведений о результатах научно-технической деятельности, содержащихся в описаниях, прилагаемых к заявкам на изобретения или к охраняемым документам (авторским свидетельствам и патентам).

Патентные исследования проводят в несколько этапов: разрабатывают регламент поиска; проводят поиск и отбор патентной и другой научно-технической информации;

систематизируют и анализируют информацию; обобщают результаты и составляют отчет о поиске.

Для закрепления общетеоретических и практических навыков поиска новых технических решений при проектировании технологического оборудования АТП, ниже рассмотрен поэтапный процесс проведения патентных исследований.

Составление регламента исследований. При проектировании необходимо иметь в виду, что в задании название технологического оборудования формируется в общем виде и не содержит прямого указания по использованию объекта разработки. Поэтому целесообразно прежде всего выявить конкретные проблемы, стоящие перед АТП при разработке данного вида оборудования. Для этого необходимо обратиться к имеющимся в головных предприятиях картотекам, содержащим сведения о деятельности разработчиков в интересующем направлении в организациях и фирмах различных стран. При недостатке полученной таким путем информации следует провести исследования по соответствующему выпуску или нескольким выпускам реферативного журнала информационно-издательского центра (РЖ ИнИЦ) и Федерального института промышленной собственности (РЖ ФИПС) на глубину (ретроспективность) не менее 5 лет. Реферативные журналы ФИПС выпускаются в форме официальных бюллетеней российского агентства по патентам и товарным знакам («Изобретения. Заявки и патенты», «Полезные модели. Промышленные образцы»). Ознакомление с РЖ ФИПС и РЖ ИнИЦ позволит выявить организации стран, фирмы, в которых специалисты занимаются решением подобных проблем, разработать регламент поиска, определить предмет исследований. Регламент поиска представляет собой программу, определяющую область проведения исследований по фондам патентной и другой научно-технической информации. Для определения предмета исследований требуется конкретизировать задачу, т.е. обосновать, какие элементы, параметры, свойства и другие характеристики требуется усовершенствовать. Если в задании на проектирование следует разработать устройство, прибор, то предметами исследований могут быть:

- устройство в целом (общая компоновка, принципиальная схема);
- узлы и детали;
- материалы (вещества), используемые для изготовления отдельных элементов устройства;
- технология изготовления устройства;
- область возможного применения.

Если задан способ диагностирования узлов и агрегатов автомобилей, то предметами исследований могут быть:

- технологический процесс обнаружения неисправностей и его этапы;
- оборудование, на базе которого реализуется данный способ диагностирования.

Конкретизация задачи исследований сводится к приближению ее формулировки к наименованиям рубрик международной патентной классификации – МПК (ранее международная классификация изобретений – МКИ), национальной классификации изобретений (НКИ) и международной классификации промышленных образцов (МКПО).

Международная патентная классификация разбита на разделы:

- A* – удовлетворение жизненных потребностей человека;
- B* – различные технологические процессы;
- C* – химия и металлургия;
- D* – текстиль и бумага;

E – строительство;
F – прикладная механика; освещение и отопление; двигатели и насосы; оружие и боеприпасы;
G – техническая физика;
H – электричество.

Разделы разбиваются на классы, которые делятся на подклассы; последние, в свою очередь, делятся на группы и подгруппы. Таким образом, полный классификационный индекс содержит индексы раздела, класса, подкласса, основной группы или подгруппы.

Например, раздел *B* – различные технологические процессы; *B 60* – транспортные средства; *B 60C* – шины; *B 60C 25/00* – устройства и инструменты, предназначенные для крепления, снятия или осмотра шин; *B 60C 25/14* – устройства и инструменты для разжимания шин. В разделе *B 60S* – способы и устройства для технического обслуживания, чистки, ремонта, подъема или перемещения транспортных средств; *B 60S 9/00* – домкраты; *B 60S 9/04* – механические домкраты; *B 60S 9/10* – пневмогидравлические домкраты и др.

Таблица 1.2

Регламент поиска (пример)

Наименование работы (темы) Подъемник для легковых автомобилей
 Шифр работы (темы) _____ Номер и дата утверждения задания
 Этап работы
 Цель поиска информации Составление технического задания (ТЗ)
 Обоснование регламента поиска
 Начало поиска январь 2007 г. Окончание поиска март 2007 г.

Предмет поиска (объект исследования, товар)	Цель поиска	Страна поиска	Патентная информа- ция МПК (МКИ), НКИ, МКПО	Научно - техническая информация по УДК	Ретроспективность	Наименование ин- формационной базы (фонд)
Подъемники для транс- портных средств	Анализ тен- денции разви- тия и исследо- вания техниче- ского уровня подъемников	РФ	B60S9\00	629	1997... 2007	РЖ ФИПС (“Изобрете- ния”; “Полез- ные модели”; “Изобретения стран мира”)
		ФРГ	B66F1\00	629		
		США	B66F3\00	629		
			B66F5\00	113		
			B66F7\00	004		

Классификационный индекс позволяет в реферативном журнале определить интересующее техническое решение, которое заключено в формулу изобретения. Формула изобретения представляет собой краткое словесное изложение признаков, характеризующих изобретение, составленное в виде формального логического определения и определяет границы прав патентообладателя.

На стадии формирования формулировки предмета исследований и выбора источников информации используются классификационные рубрики универсальной десятич-

ной системы (УДК), указатели классов изобретения (УКИ), алфавитно-предметные указатели (АПУ), указатели ключевых терминов (УКТ).

Индексы выявленных классификационных рубрик МПК (МКИ), НКИ, МКПО и УДК заносят в таблицу регламента поиска (табл. 1.2).

Для установления тенденции развития данного вида технологического оборудования исследования проводят на глубину от 5 до 15 лет.

Составление отчета по результатам исследований. Результаты исследований оформляются в виде отчета об информационных исследованиях по ГОСТ Р 15.011-96. Упрощенную форму отчета можно представить в виде справки о патентно-информационных исследованиях (табл. 1.3).

После составления справки об исследованиях необходимо приступить к отбору и систематизации документации. Следует иметь в виду, что отобранная документация на тот или иной объект должна соответствовать предмету исследований. При этом целесообразно выявить применения изучаемого вида устройства, цели изобретений, ссылки на патентные и другие источники, приведенные заявителями в тексте описания. Систематизация отобранной документации осуществляется в соответствии с целью исследований, а также по годам создания. Результаты отбора и систематизация документов представляются в справке о поиске по ГОСТ Р 15.011-96 «Патентные исследования».

В графе 6 табл. 1.3 охранные документы обозначаются: А.С. – авторское свидетельство; В.З. – выложенная заявка; П – патент; А.З. – акцептованная заявка.

В графе 8 названия иностранных источников даются на языке оригинала. Если первоначальные сведения получены из РЖ ФИПС и другой сигнальной информации, то необходимо указать не только выходные библиографические данные, но и основное содержание реферата (формулы изобретения); если анализируется фирменный проспект, следует указать название фирмы, ее национальную принадлежность, модель изделия, год выпуска проспекта и основные технико-экономические показатели изделия.

Таблица 1.3

Справка о патентно-информационных исследованиях (пример)

№ п/п	Наименование объекта	МКИ	УДК	Страна-заявитель	Вид охранного документа	№ документа	Источник информации	Цель создания объекта	Сущность технического решения
1	Устройство для очистки воды	C02F 1/78	–	Россия	А.С.	122582	РЖ ВИНТИ ("Автомобильный и городской транспорт" № 6, 1990)	Сокращение продолжительности процесса	В качестве катализатора используют аморфный алюмосиликат

Анализ тенденции развития. Прогрессивность развития определенного вида технологического оборудования по техническому обслуживанию и ремонту автотранспортных средств оценивают по темпу изменения потребительских свойств. Однако это не всегда удается из-за отсутствия необходимых данных по количественным показателям потребительских свойств, поэтому тенденцию развития данного вида технологического оборудования можно определить по изобретательской активности промышленно развитых стран. Для этого в процессе исследований просчитывают количество охранных документов, выданных организациям, фирмам по годам подачи заявок. Результаты заносят в табл. 1.4, и по этим данным строится график.

Таблица 1.4

Динамика изобретательской деятельности распределенная по годам (пример)

Наименование объекта, направление развития	Страна-заявитель	2002	2003	2004	2005	2006	Итого
Машина для мойки деталей	Россия	3	5	2	3	7	20
	США	-	-	3	1	1	5
Применение качающихся сопел	Япония	1	3	3	5	4	16
	ФРГ	2	2	2	3	3	12

При построении графика необходимо выбрать вид сглаживающей кривой. При этом можно использовать следующие законы случайных величин: Вейбула, нормальный (Гаусса) и экспоненциальный.

Экспоненциальный закон является однопараметрическим и наиболее простым для вычислений. Динамика изобретательской деятельности почти для всех видов технологического оборудования достаточно достоверно описывается экспонентами вида:

$$N = N_0 e^{bt} \quad (1.1)$$

где N – число авторских свидетельств и патентов за отрезок времени (месяц, год и т.д.);

e – основание натурального логарифма ($e = 2,7183$);

t – период времени, за который определяется динамика изобретательской деятельности;

N_0, b – параметры экспоненты.

$$b = \frac{\sum_{i=1}^k (\ln N_i - \ln \bar{N}_i)(t_i - \bar{t})}{\sum_{i=1}^k (t_i - \bar{t})^2} \quad (1.2)$$

$$N_0 = a_n \cdot t_i \cdot \ln(\ln \bar{N}_i - bt) \quad (1.3)$$

$$\ln \overline{N}_i = \frac{\sum_{i=1}^k \ln N_i}{k}, \quad (1.4)$$

$$\overline{t} = \frac{\sum_{i=1}^k t_i}{k}, \quad (1.5)$$

где i – годы от 1 до k , для которых известно число авторских свидетельств и патентов;
 \overline{N}_i – среднее значение авторских свидетельств и патентов за k -й период времени.

Кривая тенденции развития на графике стремится к некоторой постоянной величине N_0 . Следовательно, физически N_0 представляет собой число авторских свидетельств и патентов на период (время) окончания патентного поиска.

Чем выше значение коэффициента b , тем выше прогрессивность оцениваемой тенденции.

Исследование уровня развития. Для оценки уровня развития технических решений на основании табл. 1.3 и 1.4 выбирают не менее четырех аналогов, которые позволяют наиболее успешно решить поставленную задачу по совершенствованию разрабатываемой конструкции. Для каждого аналога приводится формула изобретения, кинематическая схема, описание и принцип работы или действия.

В качестве показателей уровня развития того или иного вида технологического оборудования могут служить эксплуатационные и производственно-технологические показатели. К группе эксплуатационных показателей относятся показатели назначения, надежности, эргономики, эстетики и патентно-правовые. К группе производственно-технологических показателей относятся: трудоемкость изготовления, материалоемкость, энергоемкость, блочность, а также показатели стандартизации и унификации.

В данной работе оценку технического уровня необходимо осуществить по двум–трем показателям назначения – длительность рабочего цикла, потребляемая мощность, производительность, степень автоматизации, коэффициент полезного действия. Показатели назначения выбирают самостоятельно. Кроме того, необходимо рассчитать и проанализировать основные производственно-технологические показатели по коэффициентам блочности ($k_{бл}$), применяемости ($k_{пр}$), повторяемости ($k_{пов}$), насыщенности (k_n), унификации группы изделий (k_y).

Коэффициенты вычисляются по формулам:

$$k_{бл} = \frac{N_{сб.с}}{N_{сб.о}} = 1 - \frac{N_{сб.н}}{N_{сб.о}}, \quad (1.6)$$

где $N_{сб.с}$ и $N_{сб.н}$ – соответственно количество специфицированных и неспецифицированных составных частей изделия;

$N_{сб.о}$ – общее количество составных частей изделия (технологического оборудования), причем

$$N_{сб.о} = N_{сб.с} + N_{сб.н}. \quad (1.7)$$

$$k_{np} = \frac{n - n_0}{n}, \quad (1.8)$$

где n – общее число типоразмеров составных частей изделия;

n_0 – число оригинальных типоразмеров.

К оригинальным относят составные части, разработанные впервые.

$$k_{не} = N n, \quad (1.9)$$

где N – общее число составных частей, входящих в данный объект исследования технологического оборудования.

$$k_n = \frac{N - n}{n} = \frac{N}{n} - 1, \quad (1.10)$$

$$k_y = \frac{\sum_{i=1}^m k_{np.i} D_i S_i}{\sum_{i=1}^m D_i S_i}, \quad (1.11)$$

где m – число изделий в группе;

$k_{np.i}$ – коэффициент применяемости для i -го изделия;

D_i – годовая программа для i -го изделия (принимается равной 10);

S_i – оптовая цена или себестоимость изделия.

Если отсутствуют данные о цене или себестоимости изделия, коэффициент унификации можно определить по одной из следующих формул:

$$k_y = \frac{\sum_{i=1}^m k_{np.i} D_i}{\sum_{i=1}^m D_i}, \quad (1.12)$$

$$k_y = \frac{\sum_{i=1}^m k_{np.i}}{m}. \quad (1.13)$$

При определении коэффициентов из расчетов следует исключить относительно простые детали: болты, винты, шпильки, шплинты, шпонки, муфты, накидные гайки, прокладки и т.д.

По полученным значениям коэффициентов из четырех аналогов выбирается одно наиболее прогрессивное техническое решение, которое в большей степени приводит к достижению поставленной цели или получению желаемого эффекта (аналог № 1).

Далее необходимо перейти к определению уровня качества аналога №1 по отношению к остальным, выбранным ранее, аналогам. Для этого используют дифференциро-

ванный метод, сущность которого заключается в определении безразмерных показателей и их сравнении. Для этого определяется среднее значение коэффициентов каждого аналога

$$k = \frac{\sum_{i=1}^m k_i}{m} \quad (1.14)$$

и безразмерные показатели

$$g = k / k_a \quad \text{или} \quad g = k_a / k, \quad (1.15)$$

где k_a – среднее значение коэффициента для аналога № 1.

Если нужно определить безразмерный показатель, например, для мощности или производительности, то необходимо использовать первое из приведенных равенств (1.14). При необходимости применяют второе равенство, например, для удельной материалоемкости или расхода энергии. При использовании дифференцированного метода определения уровня качества технологического оборудования могут иметь место три случая: $g > 1$; $g = 1$; $g < 1$.

Первый случай бесспорен и указывает на то, что выбранный аналог №1 может быть использован в качестве прототипа для дальнейшей разработки.

Относительно сложное решение вопроса о дальнейшем использовании аналога – во втором случае. Здесь необходимо распределить все эксплуатационные и технологические показатели на группы по степени их важности. Если по наиболее важным для данного вида технологического оборудования показателям произошло существенное улучшение, то решение может быть положительным, аналогичным принятому в первом случае. Если улучшение коснулось только второстепенных показателей, то принимается решение о выборе нового аналога.

В третьем случае выбранный аналог признается устаревшим, значит необходимо искать новое, более эффективное решение.

При выборе схемы технологического оборудования следует обратить внимание на надежность действия кинематической и силовой схемы; габариты; металлоемкость и массу; степень агрегатности; удобство обслуживания, разборки-сборки, осмотра, наладки, регулирования.

После выбора схемы и основных показателей приступают к разработке нового изделия.

1.4. Методы конструирования

При разработке технического задания и проектировании технологического оборудования с целью увеличения показателей производительности, качества, надежности и снижения себестоимости следует широко использовать следующие методы и принципы конструирования:

- унифицирование – метод многократного применения в конструкции одних и тех же элементов, что способствует сокращению номенклатуры деталей и уменьшению стоимости изготовления, упрощению эксплуатации и ремонта изделия;
- секционирование – метод разделения изделия на одинаковые секции и образования производных изделий набором унифицированных секций, ячеек, блоков, звеньев;
- метод базового агрегата – применение базового агрегата, превращаемого в изделие различного назначения присоединением к нему специального оборудования;
- конвертирование – метод, основанный на использовании базового изделия или его элементов для создания агрегатов различного назначения, а иногда и процессов;
- компаундирование – метод параллельного соединения изделий, применяемый с целью увеличения общей мощности или производительности;
- модифицирование – метод переделки изделия с целью приспособления его к иным условиям работы, операциям и видам продукции без изменения основной конструкции;
- агрегатирование – метод создания изделия путем сочетания унифицированных агрегатов, представляющих собой автономные узлы, устанавливаемые в различном числе и комбинациях на общей станине;
- инверсия – метод получения нового технического решения путем отказа от традиционного и использования обычно диаметрально противоположного взгляда (ведущая деталь – ведомая, направляющая – направляемая, подвижная – неподвижная и т.п.);
- компенсация – уравнивание нежелательных и вредных факторов средствами противоположного действия;
- аналогия – использование технических решений из других областей науки и техники для решения задачи или стимулирования разработки новых решений.
- блочно-модульное проектирование – создание изделий на основе модулей и блоков. Модуль является составной частью изделия, преимущественно состоящей из унифицированных или стандартных составных частей различного функционального назначения.

В процессе проектирования технологического оборудования рекомендуется применять метод комплексной стандартизации, который позволяет использовать в конструкциях стандартные по типоразмерам детали (крышки, арматура, лапы креплений, стойки и т.д.). При использовании данного метода широко используют вспомогательное покупное оборудование (насосы, фильтры, приборы контроля и управления и др.).

Помимо общих методов конструирования, рекомендуется придерживаться следующих принципов при разработке новых образцов технологического оборудования:

- конструировать машины с расчетом на безремонтную эксплуатацию с полным устранением капитального ремонта и заменой восстановительных ремонтов комплектацией машин сменными узлами;
- избегать выполнения трущихся поверхностей непосредственно на корпусах деталей, для облегчения ремонта поверхности трения выполнять на отдельных, легко заменяемых деталях;
- последовательно выдерживать принцип агрегативности, конструировать узлы в виде независимых агрегатов;
- исключать подбор и пригонку при сборке, обеспечивая полную взаимозаменяемость деталей;

- предусматривать в конструкции фиксирующие элементы, обеспечивающие сборку без дополнительной выверки и регулировки;
- обеспечивать высокую прочность и жесткость деталей способами, не требующими увеличения массы (ребра жесткости, рациональная форма, упрочняющие обработки, снижение концентраторов напряжения и др.);
- по возможности вводить упругие элементы в узлы, воспринимающие ударные и динамические нагрузки;
- избегать открытых механизмов и передач (снижение запыленности и загрязнения, техника безопасности);
- предупреждать коррозию деталей (лакокрасочные и гальванические покрытия, коррозионно-стойкие материалы);
- обеспечивать надежную страховку резьбовых соединений (внешних и внутренних);
- уменьшать стоимость изготовления путем придания конструкциям технологичности, унификации, стандартизации, уменьшения металлоемкости, сокращения числа типоразмеров;
- применять (заменять), где возможно, вместо возвратно-поступательного движения вращательное;
- придавать изделию простые и гладкие формы, обеспечивающие уход за изделием и его содержанием с одновременным соблюдением требований технической эстетики;
- делать удобным и доступным для просмотра и обслуживания узлы и механизмы;
- сосредоточивать органы контроля и управления в одном месте, удобном для обзора и манипулирования;
- обеспечивать безопасность обслуживающего персонала (автоматизация операций, установка защитных ограждений, блокировка, страховка).

В процессе разработки нового изделия рекомендуется идти от необходимого к желаемому, а от желаемого к допустимому.

1.5. Содержание курсового проекта

1.5.1. Состав проекта

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки и графического материала (чертежей, схем, графиков).

Расчетно-пояснительная записка должна содержать основные этапы расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации технологического оборудования. Записку рекомендуется выполнять на сброшюрованных листах формата А4 (297 × 210). Титульный лист выполняется по форме 2 ГОСТ 2.104-2006. На титульном листе указывается название дисциплины, фамилия, имя, отчество студента, факультет, специальность, курс и шифр. Последующие листы выполняются по форме 2а ГОСТ 2.104-2006. Записка должна быть написана разборчиво, без исправлений или набрана на компьютере. Описание

должно быть четким и конкретным, не следует дословно переписывать текст соответствующих разделов учебников и других изданий.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать реферат и следующие разделы:

- введение;
- техническое задание (с результатами патентно-информационного поиска);
- расчетная часть (геометрические, кинематические, динамические, прочностные, энергетические расчеты, расчеты надежности и др.);
- техническое описание, инструкция по эксплуатации;
- инструкция по техническому обслуживанию;
- требования безопасности
- экономическая эффективность применения конструкции;
- заключение;
- используемая литература.

При изложении разделов, касающихся описания функциональных схем оборудования для ТО, ремонта и диагностики автомобилей, названный элемент конструкции должен быть снабжен ссылкой на соответствующую позицию общего вида графической части или специально вычерченной схемы. В конце пояснительной записки должны быть указаны использованные литературные источники и нормативно-техническая документация.

Графическую часть проекта рекомендуется выполнять на 2–3 листах формата А1 (841 × 594) ГОСТ 2.301-68**.

Лист № 1. Общий вид или сборочный чертеж разрабатываемой конструкции.

Листы № 2, 3. Сборочные узлы и детали разрабатываемой конструкции.

Исходным документом для проектирования является техническое задание, выдаваемое руководителем учебного процесса, а в условиях производства – планирующей организацией или заказчиком. Техническое задание должно отражать потребности в технологическом оборудовании, технические и технико-экономические характеристики будущего изделия, стадии проектирования, сроки проведения работ, а при необходимости, требования к разработке вариантов технического проекта, комплекс научно-технических работ и планируемый уровень затрат.

Качество технического задания обеспечивается объемом и полнотой сбора материалов, необходимых для разработки. При разработке нужно использовать материалы научно-технической и патентной информации и последующим ее анализом.

Порядок проектирования определен в единой системе конструкторской документации (ЕСКД) ГОСТ 2.103-68.

1.5.2. Требования к чертежам и пояснительной записке

В соответствии с требованиями ЕСКД графические конструкторские документы подразделяют на следующие виды:

- чертеж детали (документ, содержащий изображение детали, и все необходимые данные для ее изготовления);
- сборочный чертеж (документ, содержащий изображение сборочных единиц, и необходимые данные для выполнения сборки и контроля);

- чертеж общего вида (документ, определяющий конструктивное устройство механизма, взаимодействие его основных частей и принцип работы);
- схема (документ, на котором показаны в виде условных обозначений составные части механизма или системы и связи между ними);
- спецификация (документ, определяющий составные части сборочной единицы).

Деталь изображают на чертеже в том положении, в котором ее устанавливают на станке, указывая виды, разрезы, сечения в соответствии с ГОСТ 2.305-68**.

Сборочный чертеж (код *СБ*) проектируемых изделий должен содержать изображение всех деталей, входящих в эти изделия. Виды, разрезы, сечения, выносные элементы должны давать полное представление о конструкции каждой детали. Конструкции сложных деталей следует показывать в нескольких проекциях, разрезах и сечениях. Детали тел вращения (оси, валы, втулки и др.) выявляет одна проекция.

Для исключения восприятия изображения в искаженном виде чертеж изделия следует выполнять в масштабе 1:1. Наиболее простые виды допустимо изображать в масштабе уменьшения (2:1). Сечения и выносные элементы, относящиеся к этим видам, выполняют в масштабе 1:1 или в масштабе увеличения (2:1, 4:1).

На сборочном чертеже приводят следующие данные:

- габаритные размеры: длина L , ширина B , высота H ;
- размеры присоединительных поверхностей;
- основные расчетные параметры (например, межосевое расстояние);
- сопряженные размеры: диаметры и посадки на валах; подшипников; шкивов; втулок; полумуфт; стаканов; шлицевых соединений; размеры и посадки резьбовых соединений и др.;
- размеры, входящие в состав размерных цепей;
- свободные размеры с учетом технологии изготовления и удобства контроля;
- техническую характеристику изделия;
- технические требования к изделию.

На сборочном чертеже показывают номера позиций сборочных единиц и деталей. Номера позиций наносят на чертеже один раз. Номера позиций следует располагать параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения и по возможности на одной горизонтали или вертикали.

Шрифт номеров позиций должны быть в два раза больше шрифта, принятого для размерных чисел на том же чертеже.

Номера позиций от 1 до 9 предназначены для обозначений сборочных единиц, входящих в состав изделия, а номера от 11 до 99 обозначают детали и стандартные изделия.

Чертеж общего вида (код *ВО*) составляют для полной информации обо всем изделии в целом, его эксплуатационной характеристике, основных размерах, взаимной связи отдельных сборочных единиц и деталей.

Чертеж общего вида выполняют в масштабе уменьшения (1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5) в трех проекциях

Чертеж общего вида не следует загромождать мелкими деталями. Сборочные единицы и детали следует изображать на чертеже упрощенно (винты и гайки показывают осевыми линиями, кроме тех, которыми отдельные узлы крепятся к опорно-воспринимающим устройствам).

Чертеж общего вида должен содержать:

- изображение изделия;

- полное или частичное изображение устройства, к которому крепится изделие;
- габаритные размеры: длина, ширина, высота;
- присоединительные и монтажные размеры (размеры опорных поверхностей, диаметры и координаты крепежных отверстий, расстояние между осями сборочных единиц и др.);
- технические требования, в которых записывают основные данные, выполнение которых обеспечивает достижение показателей качества изделия в условиях эксплуатации (требования к точности монтажа, допускаемым нагрузкам);
- техническую характеристику, в которой приводят основные показатели изделия в соответствии с установленным техническим заданием.

Номерами позиций от 1 до 9 на полках линий-выносок обозначают сборочные единицы, входящие в состав всего изделия в целом (рама сварная, муфта нестандартная и д.т.).

Номера позиций от 11 до 99 обозначают детали и стандартные изделия (электродвигатель, муфта стандартная, винты и т.п.).

Схемы вычерчивают в соответствии с требованиями ЕСКД. Узлы изделия можно изображать полуконструктивно или символически. Преимущество полуконструктивного изображения элементов изделия на чертеже состоит в наглядности схем и используется чаще всего в пособиях по эксплуатации. Преимущество символического изображения состоит в универсальности исполнения и простоте вычерчивания. Символическое обозначение облегчает конструкторам и эксплуатационникам чтение любых схем разных стран.

Согласно ЕСКД схемы подразделяют на пять видов: электрические, гидравлические, пневматические, кинематические и комбинированные. В зависимости от основного назначения схемы делятся на типы: структурные, функциональные, принципиальные (полные), соединений (монтажные), подключения, общие, расположения. Виды схем на чертежах обозначают буквами: электрическая – Э; гидравлическая – Г; пневматическая – П; кинематическая – К; комбинированная – С. Типы схем обозначают цифрами: структурная – 1; функциональная – 2; принципиальная – 3; соединений – 4; подключения – 5; общая – 6; расположения – 7.

В учебных проектах принципиальные схемы изображаются на отдельном листе без масштаба.

Все конструкторские документы выполняют на чертежных листах, форматы которых определены ГОСТ 2.301-68**. В правом нижнем углу формата А4 по короткой стороне, а для остальных форматов по длинной стороне располагают основную надпись, которую выполняют по ГОСТ 2.104-2006. Для сборочных чертежей, чертежей общего вида применяют основную надпись, показанную на рис. 1.1. Для рабочих чертежей деталей применяют ту же основную надпись, в которой приведено условное обозначение материала детали (рис. 1.2).

Спецификация является основным документом, определяющим состав сборочной единицы. В спецификацию вносят составные части специфицируемого изделия, а также конструкторские документы, относящиеся к этому изделию и его неспецифицируемым составным частям. В общем случае спецификация (рис. 1.3) состоит из следующих разделов:

- документация;
- сборочные единицы;

- детали;
- стандартные изделия;
- материалы.

Наименование каждого раздела записывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают. Разделы не нумеруют. Ниже заголовка оставляют одну свободную строку, выше – не менее одной свободной строки.

185																
7		10		23			15		10		70			50		
ДП.ЛА-150.ФМ.20.00.СБ																
11x5=55	Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Фильтр Сборочный чертеж	Лит.	Масса	Масшт.							
	Разраб.	Соболев					5	5	5	17	18					
	Провер.	Петров					у			1,5	1:1					
	Т. контр.	Петров					Лист 1		Листов 6							
	Н.контр.	Шевченко					20		30							
	Утверд.	Удлер					ТГАСУ, МФ, 1502, Каф. АяТ, гр. 344/2									

Рис. 1.1. Пример заполнения основной надписи для сборочного чертежа

185																
7		10		23			15		10		70			50		
ДП.ЛА-150.ФМ.20.07																
11x5=55	Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Проушина	Лит.	Масса	Масшт.							
	Разраб.	Соболев					5	5	5	17	18					
	Провер.	Петров					у			1,5	1:1					
	Т. контр.	Петров					Лист 1		Листов 1							
	Н.контр.	Шевченко					20		30							
	Утверд.	Удлер					Полоса Б-2 10x65 ГОСТ 103-76* Ст. 3 ГОСТ 535-88*					ТГАСУ, МФ, 1502, Каф. АяТ, гр. 344/2				

Рис. 1.2. Пример заполнения основной надписи для чертежа детали

Масштабы изображений на чертежах следует выбирать по ГОСТ 2.302-68** (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Масштабы изображений

Масштаб уменьшения		Масштаб увеличения
1:2	1:50	2:1
1:2,5	1:75	2,5:1
1:4	1:100	4:1
1:5	1:200	5:1
1:10	1:400	10:1
1:15	1:500	20:1
1:20	1:800	40:1
1:25	1:1000	50:1
1:40		100:1

15		6	6	8	70	63	10	22			
Формат	Зона	Позиц.	Обозначение			Наименование		Копиче-ство	Приме-чание		
						<u>Документация</u>					
А-1			ДП.ЛА-150.ФМ.20.00.СБ			<u>Сборочный чертеж</u>					
						<u>Детали</u>					
А-3	1		ДП.ЛА-150.ФМ.20.01			Корпус		1			
А-3	2		ДП.ЛА-150.ФМ.20.02			Плита		1			
А-3	3		ДП.ЛА-150.ФМ.20.03			Плата		1			
	4		ДП.ЛА-150.ФМ.20.04			Кольцо		1			
	5		ДП.ЛА-150.ФМ.20.05			Крышка		1			
	6		ДП.ЛА-150.ФМ.20.06			Труба		4			
	7		ДП.ЛА-150.ФМ.20.07			Стакан		4			
	8		ДП.ЛА-150.ФМ.20.08			Стакан		4			
	9		ДП.ЛА-150.ФМ.20.09			Пробка		2			
	10		ДП.ЛА-150.ФМ.20.010			Шайба		2			
	11		ДП.ЛА-150.ФМ.20.011			Пробка		1			
						<u>Стандартные изделия</u>					
		12				Гайка 2М30.8					
						ГОСТ 5915-73**		37			
		13				Шайба 24.01					
						ГОСТ 11371-78**		1			
8x5=40		10		ДП.ЛА-150.ФМ.20.00							
		Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
		Разраб.	Соболев						Лит	Лист	Листов
		Провер.	Петров						У	1	2
		Н. Контр.	Шевченко						ТГАСУ, МФ, 1502, Каф. АиТ, гр. 344/2		
Утверд.	Удлер										
		17	23	15	10	80		15	15	20	
		185									

Рис. 1.3. Пример заполнения первого листа спецификации

Обозначение конструкторских документов в соответствии с ГОСТ 2.113-75** должно иметь однотипную структуру для данной разработки, включающей базовое обозначение и порядковые номера, обеспечивающие логическую взаимосвязь характеристик с номерами.

Базовое обозначение – буквенное, характеризующее работу; порядковые номера – отражают логическую взаимосвязь представленных графических материалов.

Обозначение должно указываться в основной надписи чертежей, а также в основной надписи пояснительной записки на первых листах разделов, которое разрабатывается исходя из содержания работы.

Примеры обозначения конструкторской документации изделия:

- спецификация изделия: КП. ПГ-10.00.00;
- чертеж общего вида: КП. ПГ-10.00.00.**ВО**;
- пояснительная записка: КП.ПГ-10.00.00.**ПЗ**;
- чертеж детали: КП. ПГ-10.00.**11**;
- спецификация сборочной единицы: КП. ПГ-10.**04**.00;
- сборочный чертеж: КП. ПГ-10.04.00.**СБ**;
- чертеж детали: КП. ПГ-10.04.**07**;
- технологический расчет (пример обозначения раздела пояснительной записки):
КП. ПГ-10.**ТР**.

Расшифровка обозначений приведена в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Описание обозначения документа

Обозначение	Расшифровка параметра
КП (ДП)	КП – курсовой проект (дипломный проект)
КП. ПГ	ПГ – пресс гидравлический (наименование изделия)
КП.ПГ- 10	10 – определяющий численный параметр (нагрузка на штоке подъемника 10 кН)
КП.ПГ-10. XX	XX – определяющий (численный или буквенный) параметр конструкции
КП.ПГ-10.XX. УУ	УУ – номера деталей по спецификации
КП.ПГ-10.XX.УУ. ZZ	ZZ – буквенное обозначение кода обозначения

Пояснительная записка (код *ПЗ*) – вид конструкторского документа, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, а также обоснования принятых при его разработке технических и экономических решений, сопровождаемые необходимыми расчетами.

Для оформления пояснительной записки следует руководствоваться ГОСТ 2.105-95.

Структура пояснительной записки следующая:

- титульный лист;
- задание на проектирование;
- реферат;
- содержание;
- основная часть (все разделы проекта);
- заключение;
- литература;
- приложения;
- спецификация.

Все страницы основной части должны иметь рамки и нумерацию в пределах разделов. На первом листе каждого раздела проекта выполняется основная надпись, применяемая для текстовых конструкторских документов. Второй и последующие листы раздела имеют упрощенную основную надпись в соответствии со стандартом для текстовых конструкторских документов. В правом нижнем углу проставляется номер страницы в пределах данного раздела. Примеры заполнения основной надписи для первой, второй и последующих страниц разделов пояснительной записки приведены на рис. 1.4.

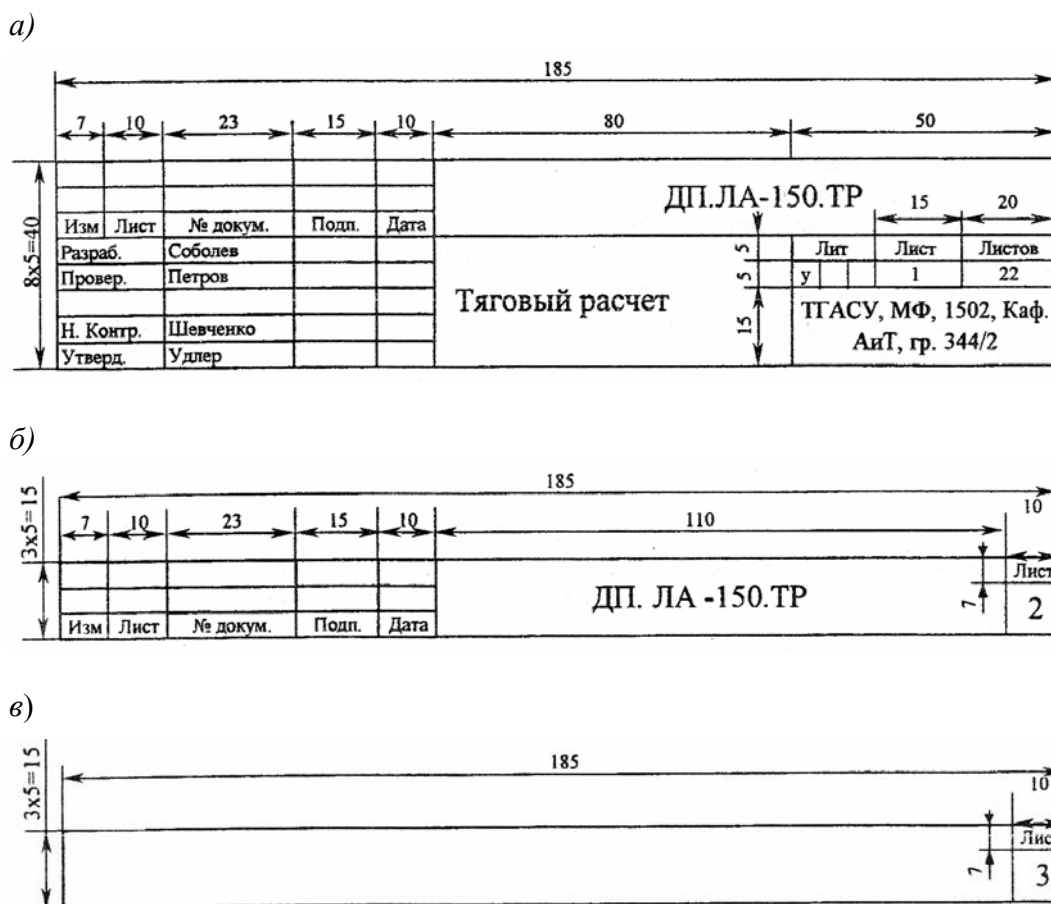


Рис. 1.4. Пример заполнения основной надписи:
 а) для первой страницы раздела; б) для второй страницы раздела;
 в) для третьей и последующих страниц раздела

В пояснительной записке в верхней части, по центру листа следует выполнить сквозную нумерацию.

Основной текст документа разделяют на разделы и подразделы. Разделы должны иметь порядковый номер в пределах всего документа, обозначенные арабскими цифрами без точки, и записаны с абзачного отступа. Разделы и подразделы должны иметь заголовки, четко и кратко отражающие содержание. Заголовки не подчеркивают и не ставят точки в конце. Переносы в заголовках не допустимы. Заголовок из двух предложений разделяют точкой.

Подразделы нумеруют в пределах раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точку не ставят.

Каждый раздел начинается с нового листа или страницы.

Формулы в пояснительной записке должны иметь сквозную нумерацию в пределах разделов. Пояснение всех символов следует давать в той последовательности, в которой они приведены в формуле.

Количество рисунков (иллюстраций) должно быть достаточным для излагаемого текста. Иллюстрации могут располагаться как по тексту документа (возможно ближе к соответствующим частям текста), так и в конце его. Рисунки следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией в пределах раздела.

Материал, дополняющий текст пояснительной записки, допускается располагать в приложениях. Приложения должны иметь тематический заголовок и могут представлять графический материал, таблицы большого формата, расчеты, алгоритмы, программы и др.

Приложения оформляют как продолжение пояснительной записки на последующих листах с общей сквозной нумерацией страниц.

Список использованной литературы приводят в конце пояснительной записки. Список составляют в алфавитном порядке по фамилиям авторов. При ссылке в тексте на литературу записывают в квадратных скобках порядковый номер источника (справочник, учебник), приведенного в списке, и номер страницы, где эти данные приведены, например: «предел выносливости $\sigma_{F,lim} = 600$ МПа [14, с. 14]».

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите проектные стадии разработки изделия, предусмотренные стандартом.
2. Назовите порядок построения технического задания.
3. Какова последовательность проведения патентно-информационных исследований?
4. Назовите методы и принципы конструирования, которые необходимо знать разработчику?
5. Какие требования предъявляются к чертежам и пояснительной записке?

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В данном разделе приводятся методы и последовательность расчетов образцов гаражного оборудования, которые часто используются при выполнении технологических процессов по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей предприятий автомобильного транспорта и СТО.

2.1. Последовательность расчета моечной установки

1. Задавшись крупностью смываемых частиц (толщиной пограничного слоя), рассчитать давление воды в насадке.
2. Рассчитать силу гидродинамического давления струи и проверить выполнение условия удаления загрязнений.
3. Определить размер зоны действия касательных сил и число распылителей.
4. Рассчитать расход воды через установку. Если есть рамки предварительного смачивания и ополаскивания, рассчитать дополнительный расход воды через эти рамки.
5. Выбрать гидравлическую схему установки и рассчитать потери насоса.
6. Определить мощность электродвигателя привода насоса для подачи воды в установку.
7. При необходимости выполнить расчет привода щеток установки.
8. Произвести расчет основных параметров очистных сооружений.

2.2. Последовательность расчета конвейеров

1. Определить тяговое усилие приводной станции.
2. Подобрать, исходя из условия прочности, трос или произвести предварительный подбор цепи.
3. Рассчитать диаметр барабанов приводной и натяжной станций. Для цепного конвейера определить число зубьев звездочки и диаметр начальной окружности звездочки.
4. Уточнить величину тягового усилия с учетом динамических нагрузок. Уточнить параметры цепи.
5. Уточнить частоту вращения барабана приводной станции. Определить передаточное число редуктора.
6. Рассчитать мощность электродвигателя. Подобрать электродвигатель.

2.3. Последовательность расчета тормозного стенда

1. Определить диаметр и длину роликов (барабанов), расстояние между роликами и осями роликов.
2. Проработать кинематическую схему стенда, спроектировать выталкиватель колес, задаться способом торможения роликов в момент выезда автомобиля.
3. Выполнить расчеты подшипников и прочностные расчеты валов, муфт, шпонок.
4. При проектировании стенда проверки мощности с нагрузателем (для оценки тяговых качеств автомобиля) рассчитать составляющие мощностного баланса в четырех точках внешней скоростной характеристики автомобиля, построить зависимости $N_H = f(n_p)$ и $M_X = f(n_p)$.
5. При проектировании стенда с нагружением двигателя с помощью инерционных масс (для проверки тормозов) выполнить расчет инерционных масс, определить их основные размеры.
6. Рассчитать время разгона автомобиля на стенде и определить мощность двигателя при скорости V_1 и V_2 .
7. Рассчитать мощность электродвигателя стенда из условия достаточности для преодоления сопротивления качению и разгона инерционных масс. Выбрать тип электродвигателя и редуктор.

2.4. Последовательность расчета стенда для балансировки валов

1. При статическом способе условие баланса определить исходя из равенства центробежных сил от приложенных масс.
2. При динамическом способе балансировки проработать кинематическую схему стенда для уравнивания валов.
3. Рассчитать основные параметры балансировки исходя из условия, что максимально возможный дисбаланс ремонтируемого вала в 5 раз превышает допустимый дисбаланс. Определить крайние значения центробежных сил и сил, действующих на пружину.
4. Выполнить расчет пружины при максимальном дисбалансе и при балансировке вала с допустимым дисбалансом.
5. Определить вес пластинок для уравнивания валов.
6. По результатам расчетов выполнить график зависимости амплитуды колебаний от веса неуравновешенной массы $m = f(h)$.
7. Определить мощность и тип электродвигателя.

2.5. Последовательность расчета гайковертов

При расчете гайковерта инерционно-ударного действия следует придерживаться следующей методики:

1. Рассчитать осевую силу, действующую вдоль болта, и моменты сил трения на опорном торце гайки, в резьбе и момент сил на заворачивание гайки.

2. Определить диаметр вала ключа и параметры сцепной кулачковой муфты.
3. Задаваясь длиной вала ключа, определить угол поворота маховика в процессе заворачивания гайки, замедление маховика и его момент инерции. Рассчитать геометрические размеры маховика исходя из его конфигурации.

4. Определить мощность и тип электродвигателя.

Электромеханический гайковерт непосредственного действия рассчитать по следующей методике:

- 1) определить момент, необходимый для заворачивания гайки заданного размера;
- 2) подобрать редуктор с выходным валом, рассчитанным на момент заворачивания гайки, при частоте вращения 40...70 об/мин;
- 3) исходя из передаточного числа редуктора подобрать электродвигатель с частотой вращения ротора 750, 1000, 1500 или 3000 об/мин;
- 4) определить мощность и тип электродвигателя;
- 5) рассчитать предохранительную кулачковую муфту;
- 6) рассчитать длину винта, по которому перемещается регулировочная гайка муфты, для гайковерта с регулируемым моментом.

2.6. Последовательность расчета приспособлений для разборки и сборки прессовых соединений

1. Рассчитать усилие запрессовки в зависимости от сил трения между сопряженными поверхностями. Определить удельное давление, исходя из свойств металлов и соотношения размеров сопрягаемых деталей.

2. Определить расчетный натяг (с учетом подогрева охватываемой детали или охлаждения охватываемой).

3. Усилие выпрессовки определить с учетом коэффициента запаса, зависящего от свойств материала.

4. Выбрать схему силового устройства и рабочего органа. Рассчитать силовое устройство, которое может базироваться на пневматической, гидравлической или механической схемах.

Расчет конструкции винтового приспособления для прессовых работ выполнить в соответствии с рекомендациям:

1. Рассчитать силовой винт съемника (определить диаметр винта, крутящий момент, номинальное давление на опорную поверхность).

2. Рассчитать параметры гайки, воротка, упора и пяты.

3. Рассчитать траверсу (планку) на изгиб от сил винта, как балки на двух опорах (принимая оси тяг за опоры).

4. Тяги (лапки) рассчитать на растяжение от распределенных сил (по числу тяг), действующих на винт.

2.7. Последовательность расчета винтовых домкратов и подъемников

1. Рассчитать силовой винт подъемника (определить диаметр винта, номинальное давление на опорную поверхность).
2. Определить крутящий момент, прилагаемый к винту, в зависимости от опорной поверхности торца винта.
3. Рассчитать параметры гайки, воротка, упора и КПД подъемника.
4. Для расчета электромеханического подъемника необходимо разработать кинематическую схему, определить длину плеч подхватов и распределить силы, действующие на эти плечи.
5. Рассчитать нагрузку на один винт (на одну стойку) подъемника.
6. Определить длину роликов и найти силы, действующие на ролики и направляющие.
7. Уточнить усилие в винте, рассчитать крутящий момент и нагрузку в опоре винта. В качестве опоры можно использовать упорные или радиально-упорные подшипники.
8. Рассчитать мощность электродвигателя. Подобрать электродвигатель.

2.8. Последовательность расчета гидравлических домкратов

1. Рассчитать давление в цилиндре из уравнения гидростатики.
2. Составить расчетную схему плунжерного подъемника и из уравнения моментов от сил, действующих на рычаг, определить диаметр плунжерного насоса.
3. Определить производительность подъемника.
4. Определить число ходов плунжера и время, необходимое для поднятия груза на заданную высоту.
5. Определить геометрические параметры гидравлического цилиндра (толщину стенки и толщину плоского доньшка цилиндра, число и диаметр болтов), используя расчеты на прочность.
6. При условии, что крышки завинчиваются на гильзе цилиндра, выполнить расчет резьбового соединения.

2.9. Последовательность расчета гидравлических подъемников

1. Определить нагрузку, приходящуюся на один плунжер подъемника.
2. Определить диаметр поршня (плунжера) из уравнения гидростатики.
3. Определить диаметр штока, величину линейного перемещения поршня со штоком, толщину стенки и доньшка (крышки) цилиндра.
4. Проверить шток на устойчивость по формуле Эйлера.
5. Рассчитать потребляемый расход гидравлической жидкости и определить внутренний диаметр трубопровода.
6. Рассчитать статическое усилие, которое нужно приложить к клапану распределителя, для его открытия и удержания. Для золотникового распределителя определить потери напора.

7. Рассчитать требуемый перепад давления для предохранительного клапана и определить проходное сечение клапана.
8. Определить емкость бака, производительность насоса.
9. Рассчитать время подъема груза.
10. Рассчитать мощность электродвигателя. Подобрать электродвигатель.

2.10. Последовательность расчета стенда для испытания коробок передач по «замкнутому контуру»

1. Рассчитать торсионный вал (определить длину, диаметр и угол закрутки торсионного вала).
2. Рассчитать муфту закрутки торсионного вала (определить геометрические размеры цилиндра, муфт, усилие закрутки).
3. Проверить сечение пальца на срез.
4. По полученному усилию рассчитать силовой гидроцилиндр и насос.
5. Подобрать передаточные числа и назначить редуктор.
6. Рассчитать мощность электродвигателя. Подобрать электродвигатель.

2.11. Последовательность расчета оборудования для лакокрасочных работ

Для расчета закрытой окрасочной камеры необходимо рассчитать воздушный вентиляционный поток и гидрофильтры-краскоуловители.

1. Рассчитать количество воздуха, отсасываемого из камеры. Определить потери напора в вентиляционной системе. Подобрать вентилятор.
2. Рассчитать площадь сечения гидрофильтра.
3. Определить производительность насоса водяной завесы.
4. Определить количество форсунок и расход воды одной форсунки.
5. Определить количество свежей воды для ее обновления в ванне и компенсации уноса воды с воздухом.

Расчет сушильных камер сводится в основном к расчету теплового баланса.

1. Рассчитать потери тепла на нагрев изделия, краски и испарения растворителя, ограждения камеры.
2. Рассчитать потери тепла через проемы камеры и с уходящим воздухом.
3. Рассчитать общие потери тепла в сушильной камере (расчетный расход воздуха), определить среднюю температуру в камере, количество и объем рециркуляционного воздуха.
4. Определить мощность электрокалорифера.
5. При паровом нагреве рециркулирующего воздуха определить поверхность нагрева калорифера.
6. Рассчитать расход пара.
7. Определить мощность терморadiационных нагревателей.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ МОЕЧНО-ОЧИСТИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

В процессе эксплуатации автомобильная техника подвергается значительным загрязнениям, т. е. ее наружные и внутренние поверхности покрываются нежелательными веществами, которые затрудняют или делают невозможным дальнейшую правильную эксплуатацию техники, снижают ее надежность, эффективность использования, ухудшают эстетические показатели, санитарно-гигиенические условия труда, мешают проведению технического обслуживания и ремонта, вызывают ускоренный износ сопряженных пар, коррозию, старение материалов деталей и агрегатов, приводят к порче перевозимых грузов.

Ввиду отрицательного влияния загрязнений на эксплуатационные характеристики, качество ТО и ремонта техники, санитарно-гигиенические условия труда возникает необходимость в периодической очистке машин и их составных частей.

На автотранспортных предприятиях применяют механизированные моечные установки, которые классифицируются:

- по конструкции рабочего органа – струйные, щеточные, струйно-щеточные (комбинированные);

- по относительному перемещению автомобиля и рабочих органов установки – проездные и подвижные (с перемещением рабочих органов вдоль автомобиля);

- по условию применения – стационарные и передвижные (на шасси автомобиля).

Механизированная моечная установка состоит из двух систем: гидравлической и механической.

Гидравлическая система включает в себя душевое устройство, трубопроводы, насосы.

Механическая система состоит из привода для качания или вращения труб с соплами и ротационных щеток с приводом.

Рабочим органом струйной установки являются насадки в виде сопел, вмонтированных в систему трубопроводов, для подачи воды или моющего раствора.

Наиболее часто струйные установки применяются для мойки грузовых автомобилей, имеющих развитую омываемую поверхность.

Рабочим органом щеточных установок являются ротационные щетки, к которым подаются вода или раствор под давлением 0,2...0,4 МПа. Такие установки применяются, в основном, для мойки легковых автомобилей и автобусов.

Комбинированные установки имеют как сопла, так и щетки.

В процессе мойки окрашенные части кузовов смачиваются струей воды, иногда с моющим раствором. После этого кузов протирается ротационными волосяными щетками с непрерывным подводом воды. Затем кузов ополаскивают и сушат. При использовании струйной установки операции смачивания и мойки совмещены, но иногда для смачивания, устанавливаются отдельные рамки.

Нижнюю часть шасси в любом случае моют с помощью струй воды под большим давлением (свыше 0,8 МПа).

Весь процесс мойки занимает 1...3 мин в зависимости от типа автомобиля.

Для обеспечения удобного доступа к автомобилю при мойке шасси вручную, с помощью шланга, посты мойки оборудуются боковыми канавами узкого типа (рис. 3.1, *а*), широкими канавами с колейным мостом (рис. 3.1, *б*), эстакадами или подъемниками. Иногда применяют простые площадки. Площадки и канавы должны иметь водонепроницаемый пол с уклоном 2...3% в сторону стока воды. Размеры площадки должны быть больше габаритов автомобиля на 1,25 ... 1,5 м.

На рабочем посту механизированной мойки предусматривается межколейная канава (рис. 3.1, *в*) с уклоном. Автомобиль передвигается по посту мойки с помощью конвейера, иногда – самоходом. Между двумя рядом расположенными постами устанавливают водонепроницаемую перегородку.

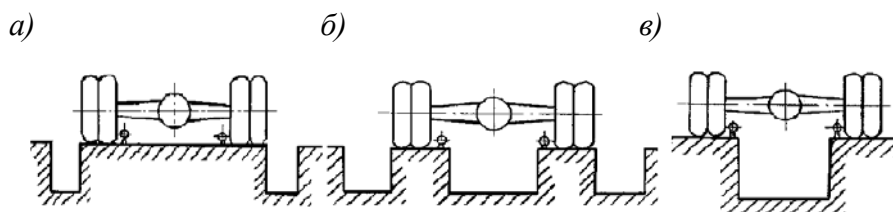


Рис. 3.1. Типы канав, используемых на постах мойки автомобилей:
а – боковая канава узкого типа; *б* – широкая канава с колейным мостом;
в – межколейная канава

В последнее время для мойки автомобилей начинают применять стационарные и передвижные пароструйные установки. В этих установках в специальных агрегатах образуется пароводяная смесь с температурой 75...140 °С, которая подается с помощью распылителя на обмываемую поверхность под давлением 0,5...2,0 МПа. Допускается применение моющих растворов. Состав пароводяной смеси и ее температуру можно регулировать. Пароструйная мойка весьма эффективна и обеспечивает хорошее качество очистки поверхностей при минимальном расходе жидкости.

Струйные установки просты, компактны, имеют небольшую металлоемкость, универсальны, так как могут использоваться для мойки автобусов, легковых и грузовых автомобилей.

К недостаткам относят большой расход воды (400...1200 л на один автомобиль типа ЗИЛ-431410) и сравнительно низкое качество мойки, так как смывание водой загрязнений с изолированных поверхностей кабин и кузовов недостаточно эффективно. Всегда остаются мелкие (до 30 мкм) частицы пыли, которые удерживаются в тонкой водяной пленке и при ее высыхании оставляют на поверхности матовый осадок. Такая водная пленка может быть разрушена в процессе мойки лишь в результате механического воздействия (щеткой, губкой, замшей).

Поэтому щеточные установки обеспечивают более качественную мойку, значительно сокращают расход воды. Производительность щеточных установок примерно в 2 раза выше, чем струйных.

Недостатки: сложность конструкции, возможность повреждения лакокрасочного покрытия нитями щеток, невозможность применения для грузовых автомобилей.

Струйно-щеточные установки совмещают преимущества и недостатки струйных и щеточных установок.

Общим недостатком механизированных установок является удаление только тех загрязнений, которые лежат в зоне прямого воздействия струй или щеток. Закрытые экранированные пространства, ниши и карманы недостижимы для очистки и в лучшем случае омываются произвольно стекающими потоками. Остатки частично размытых загрязнений, сохранившихся в закрытых полостях, вызывают загрязнение рабочих мест, инструмента, снижают культуру производства и качество ремонта техники. Во избежание этого, в процессе механизированной мойки автомобилей с развитыми оmyваемыми поверхностями, применяют ручную доочистку, затраты на которую могут быть весьма значительными.

Насадки гидрантов струйных установок. Сопла, профилированные отверстия в гидрантах создают скоростной напор струи моющей жидкости с определенно направленным потоком. Недопустимо в подводящих трубах вместо сопел делать простые отверстия, так как в этом случае не обеспечивается направленность струи, а сама струя не обладает необходимой кинетической энергией. Это приводит к перерасходу жидкости и снижению качества мойки. Сопла выполняются в насадках, изготавливаемых из металла или пластмасс: капрона, фторопласта, текстолита и т.д. Форма сопла и особенности конструкции насадка обеспечивают разные виды моющей струи: веерообразную, кинжальную, щелевую, рассеивающую и другие. Иногда используют насадки с регулируемым сечением сопла (рис. 3.2).

Конструкция насадков должна позволять изменять направление продольных осей сопел при регулировке с целью рационального распределения струй по поверхности очищаемых объектов, а также демонтировать их для периодической очистки (рис. 3.3, а),

Главным недостатком рассмотренных насадков является то, что от места удара водяной струи о поверхность кузова вода движется в радиальном направлении. При этом между потоком воды и поверхностью кузова образуется тонкий пограничный слой, в котором скорость воды очень мала, а следовательно, и моющая способность струи резко снижена. Для частичного разрушения пограничного слоя и расширения зоны обmyва применяют качающиеся сопла или сопла в виде сегнера колес.

Имеется конструкция, в которой гидрант соединен с насадком посредством гибкого шланга (рис. 3.3, б). Этим обеспечивается непрерывное перемещение насадка в процессе работы за счет реактивной силы истечения струи. Угол отклонения насадка ограничивается кольцом.

Одним из приемов увеличения ударной силы струи является использование пульсирующей струи, которая всегда ударяет по поверхности, свободной от жидкости, в отличие от постоянной, попадающей в ранее образованную зону растекания, где ударная сила ее снижается.

Использование пульсирующих струй с частотой пульсации около 1 Гц дает возможность повысить производительность процесса очистки в 1,3...1,5 раза.

Высоконапорные пароструйные установки снабжаются регулируемыми насадками, способными создавать струи с круглым поперечным сечением и веерные.

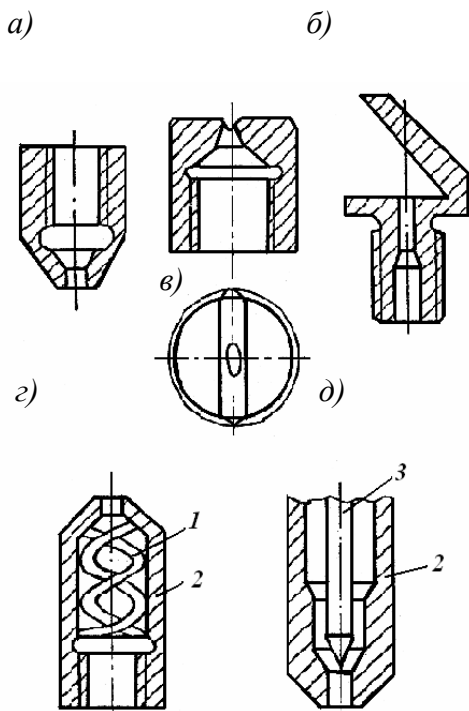


Рис. 3.2. Сопла, создающие разные виды струй:
a – кинжальную; *б* – плоскую; *в* – веерообразную;
г – рассеянную; *д* – кинжальную, с регулируемой
интенсивностью; *1* – спираль; *2* – корпус; *3* – ко-
нус

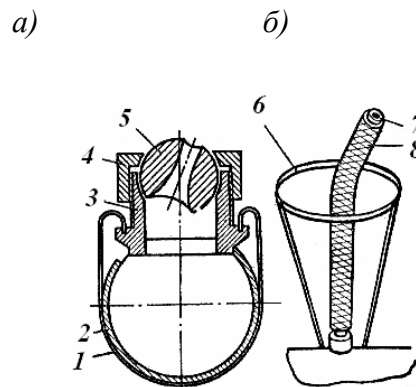


Рис. 3.3. Насадки гидрантов струйных уста-
новок:
a – шарообразный насадок с коноидальным
профилем канала; *б* – насадок на гибком
шланге; *1* – пружина; *2* – труба; *3* – корпус;
4 – гайка; *5* – шарообразный насадок;
6 – кольцо; *7* – кольцо; *8* – гибкий шланг

Насосные станции моечных установок. Моющая жидкость или вода подаются к соплам с помощью насоса, являющегося главным агрегатом насосной станции моечной установки.

В моечных установках применяются преимущественно центробежные и вихревые насосы.

На рис. 3.4 изображена схема простейшего центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов: подвода *1*, рабочего колеса *2* и отвода *3*. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Назначением рабочего колеса является передача энергии от двигателя к жидкости. Рабочее колесо состоит из ведущего *6* и ведомого *7* дисков, между которыми находятся лопатки *8*. Ведущим диском рабочее колесо крепится на валу. При вращении колеса жидкость под действием центробежной силы движется от центра к периферии, а затем, минуя язык *5*, к диффузору *4*. Центробежные насосы проектируются на производительность от тысячных долей до нескольких кубических метров в секунду, а их КПД может достигать 0,80. Напор одноступенчатых центробежных насосов, как правило, не превышает 0,3... 0,4 МПа. Центробежные насосы малочувствительны к присутствию абразивных частиц в перекачиваемых жидкостях.

Рабочим органом вихревого насоса (рис. 3.5) является рабочее колесо *1* с радиальными или наклонными лопатками, помещенное в цилиндрический корпус с малы-

ми торцевыми зазорами. В боковых и периферийных стенках корпуса имеется концентричный канал 2, начинающийся у входного отверстия и заканчивающийся у напорного. Канал прерывается перемычкой 4, служащей уплотнением между напорной и входной полостями. Жидкость поступает через входной патрубок 5 в канал, перемещается по нему рабочим колесом и уходит в напорный патрубок 3.

Большинство конструкций вихревых насосов имеют самовсасывающую способность. Многие из них могут работать на смеси жидкости и газа.

Напор вихревого насоса в 3...9 раз больше, чем центробежного при тех же размерах и частоте вращения, и может достигать 2,5 МПа.

Недостатком вихревого насоса является низкий КПД, не превышающий 0,45. Наиболее распространенные конструкции имеют КПД 0,35...0,38. Поэтому вихревые насосы изготавливают на подачу не более $12 \dots 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$.

Вихревые насосы не пригодны для подачи жидкостей, содержащих абразивные частицы, так как из-за износа деталей быстро увеличиваются торцевые и радиальные зазоры, что приводит к падению напора и КПД.

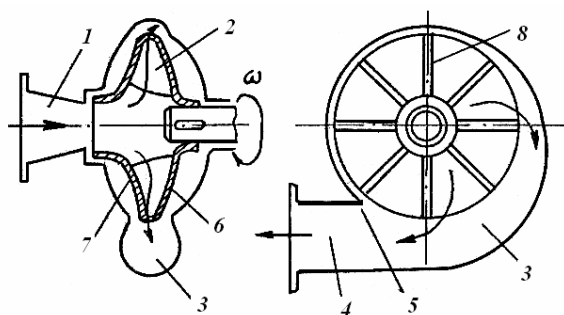


Рис. 3.4. Схема центробежного насоса:
1 – подвод; 2 – рабочее колесо; 3 – отвод;
4 – диффузор; 5 – язык; 6 – ведущий диск;
7 – ведомый диск; 8 – лопатка

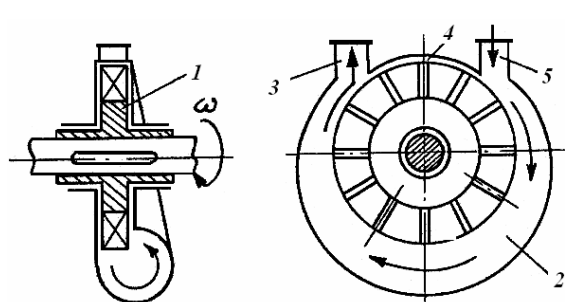


Рис. 3.5. Схема вихревого насоса:
1 – рабочее колесо; 2 – канал; 3 – напорный
патрубок; 4 – перемычка; 5 – входной патрубок

На рис. 3.6 изображена типовая схема насосной установки с центробежным или вихревым насосом. К насосу 7, приводимому от электродвигателя 6, жидкость поступает из приемного резервуара 1 по подводящему трубопроводу 12. Насос нагнетает жидкость в напорную часть (емкость или мощную рамку 2) по напорному трубопроводу 3. На напорном трубопроводе имеется регулирующая задвижка 8, при помощи которой можно изменять производительность насоса. Иногда на напорном трубопроводе устанавливают обратный клапан 10, автоматически перекрывающий напорный трубопровод при остановке насоса и препятствующий оттоку жидкости из напорной части. Если давление в приемном резервуаре отличается от атмосферного или насос расположен ниже уровня жидкости в приемном резервуаре, то на подводящем трубопроводе устанавливают задвижку 11, которую перекрывают при остановке насоса. В начале подводящего трубопровода часто предусматривают приемную сетку 13, предохраняющую насос от попадания твердых тел, и всасывающий клапан 14, дающий возможность залить насос жидкостью перед пуском.

Работа насоса контролируется по диафрагменному расходомеру 4, манометру 5 и вакуумметру 9.

В последнее время широкое распространение начинают получать плунжерные насосы высокого давления, используемые в установках для мойки автомобилей снизу и в колесных нишах. Давление, развиваемое плунжерными насосами, может достигать нескольких десятков МПа. КПД таких насосов очень высок (0,85...0,92). Они сравнительно просты по конструкции, обладают способностью самовсасывания, но имеют, по сравнению с лопастными насосами, значительные массу и габаритные размеры. К недостаткам плунжерных насосов относятся цикличность рабочего процесса и связанная с ней неравномерность подачи, а также ненадежная работа при наличии в жидкости загрязнений, которые вызывают усиленный износ плунжерной пары и препятствуют нормальному функционированию клапанного механизма.

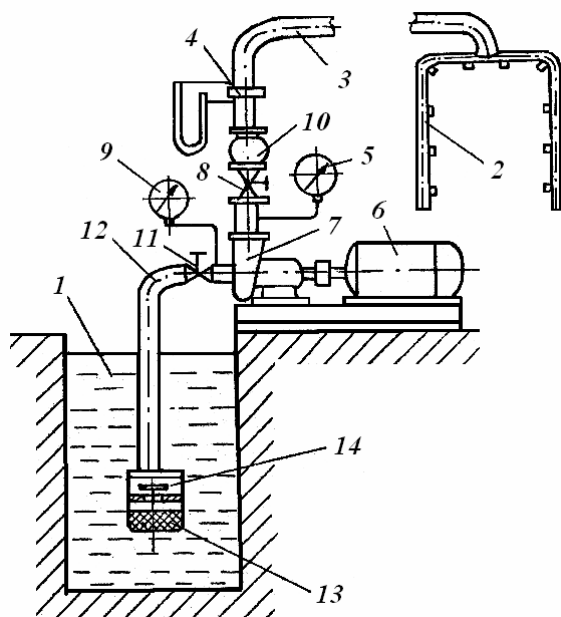


Рис. 3.6. Типовая схема насосной установки:
 1 – приемный резервуар; 2 – мощная рамка; 3 – напорный трубопровод; 4 – расходомер; 5 – манометр; 6 – электродвигатель; 7 – насос; 8, 11 – задвижки; 9 – вакуумметр; 10 – обратный клапан; 12 – подводящий трубопровод; 13 – сетка; 14 – всасывающий клапан

Конструкции щеток моечных установок. Механическое воздействие на загрязненные поверхности с помощью щеток и, прежде всего ротационных, позволяет повысить качество мойки автомобилей.

Щетки выполняются с щетконосителем из отдельных элементов, изготавливаемых из алюминия или пластмасс с капроновыми нитями, реже – с конским волосом. Капроновые нити выбираются диаметром 0,5...0,8 мм, так как при меньшем диаметре нити могут перепутываться и сваливаться, а при большем – повреждать лакокрасочное покрытие. Диаметр щеток выбирается в пределах 1,0...1,5 м.

Иногда горизонтальные щетки выполняются собранными из элементов щетиноносителя разного диаметра, обычно увеличенного у крайних элементов, рассчитанных на охват закруглений кузовов легковых автомобилей или автобусов.

Ротационные щетки с секционным щетинодержателем (рис. 3.7) состоят из вала 4, на котором с помощью крайних опорных фланцев 3 и 2 и гайки 1 зажаты элементы сменного щетиноносителя 5. Между элементами установлены промежуточные фланцы 6, обеспечивающие крепление элементов на валу.

Элементы щетиноносителя выполнены из пластмассы (например, капрона) с заливкой в нее пучков щетины.

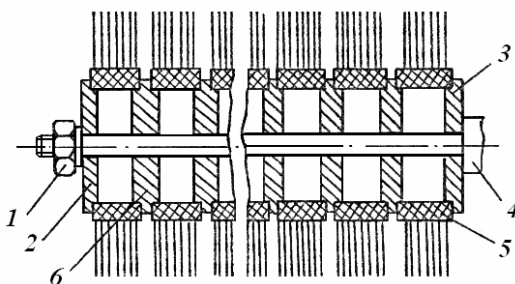


Рис. 3.7. Щетка с цилиндрическим секционным щетинодержателем:
1 – гайка; 2, 3 – опорный фланец;
4 – вал; 5 – сменный щетиноноситель;
6 – промежуточный фланец

Для замены изношенных элементов достаточно отвернуть гайку 1, чтобы на место снятого узла установить исправный элемент щетиноносителя. В другом варианте конструкции секционной ротационной щетки (рис. 3.8) для соединения элементов щетиноносителя вместо фланцев применены шипы (выступы), входящие в соответствующие пазы (впадины). Это упрощает конструкцию и повышает надежность щетки.

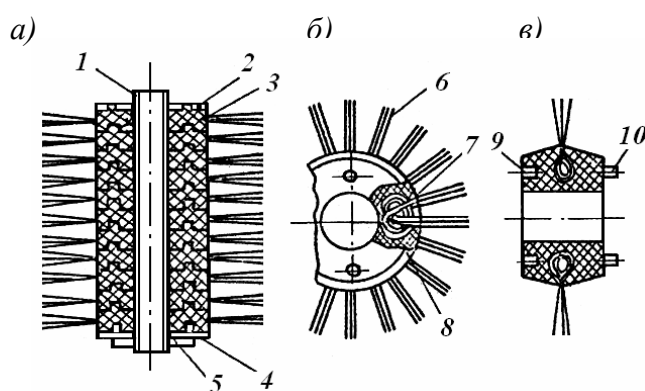


Рис. 3.8. Конструкция сборной щетки:
а – общий вид; б – схема крепления щетины; в – устройство щетиноносителя;
1 – вал; 2 – фланец; 3 – цилиндр; 4 – шайба; 5 – гайка; 6 – щетина; 7 – узел;
8 – пластмасса; 9 – впадина; 10 – шип

Расчет гидрантов струйных установок. Струйные моечные установки могут иметь одну или две моещие рамки. Имеются конструкции, в которых, кроме того, предусмотрены рамки смачивания и ополаскивания или только рамка ополаскивания.

Давление воды во вспомогательных рамках не превышает, как правило, 0.25...0,5 МПа, и расход через них невелик.

Давление в основных моещих рамках гораздо выше, так как природа удаления загрязнений с помощью струй заключается в механическом разрушении слоя загрязнений за счет удара движущейся жидкости о преграду.

Загрязнения будут удаляться, если максимальная сила сцепления между частицами загрязнений F_M не будет превышать величины гидродинамического давления P_x при встрече струи с преградой.

Таким образом, условие удаления загрязнений

$$P_x \geq F_M. \quad (3.1)$$

В первом приближении сила сцепления (Н/м^2)

$$F_M = \frac{\pi \cdot \sigma}{2D} \left(\frac{1}{W} - 1 \right), \quad (3.2)$$

где σ – поверхностное натяжение воды, Н/м ;

D – диаметр частиц загрязнений, м ;

W – влажность загрязнений.

Для чистой воды $\sigma = 0,073 \text{ Н/м}$.

Радиус частиц загрязнения определяется гранулометрическим анализом и в среднем составляет: для легковых автомобилей – $10...30 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, а для грузовых и автобусов – $25...300 \cdot 10^{-6} \text{ м}$. Для практических расчетов можно принимать $D = 20...80 \cdot 10^{-6} \text{ м}$.

Из анализа уравнения (3.2) следует, что силу сцепления можно снизить путем увеличения влажности загрязнений или уменьшением поверхностного натяжения жидкости.

Исследования процесса мойки показали, что если автомобиль постоянно смачивать водой, то влажность W не может превысить 0,2 (20%), что соответствует максимальному количеству влаги, которое может удержать загрязнение.

Поверхностное натяжение σ можно снизить применением подогретой воды или СМС (моющее средство «Прогресс») уменьшает поверхностное натяжение до $\sigma = 0,034 \text{ Н/м}$.

Гидродинамическое давление P_x (Н/м^2) на расстоянии x (рис. 3.9) от насадка

$$P_x = \rho_x \cdot V_x \cdot \sin \alpha, \quad (3.3)$$

где ρ_x – плотность жидкости в струе, кг/м^3 ;

V_x – скорость жидкости при встрече с поверхностью, м/с ;

α – угол встречи струи с поверхностью, град.

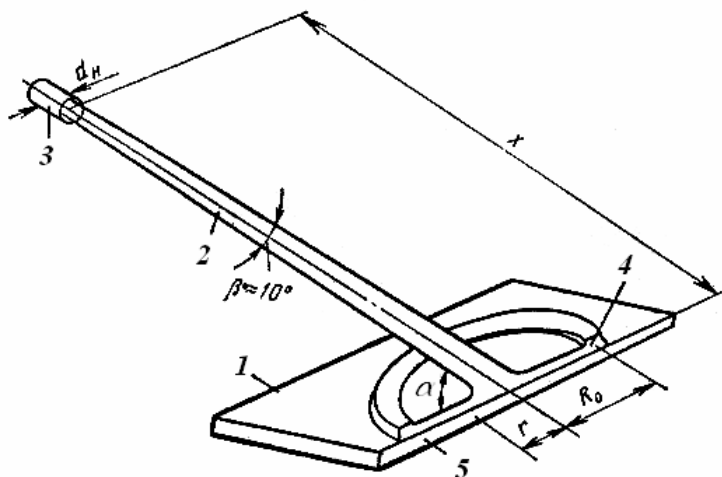


Рис. 3.9. Основные характеристики струи:

1 – очищаемая поверхность; 2 – струя; 3 – насадок; 4 – граница зоны действия касательных сил; 5 – зона действия касательных сил; r – зона действия нормальных сил; R_0 – зона эффективной мойки

Скорость потока в струе V_x (м/с) на расстоянии x от насадки приближенно можно считать равной начальной скорости потока.

$$V_x \approx V_n = \varphi \sqrt{2g \cdot H_n}, \quad (3.4)$$


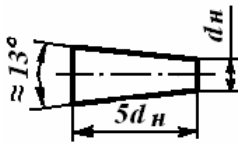
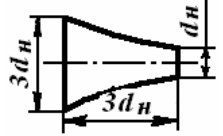
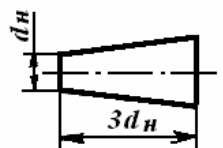
где φ – коэффициент скорости, зависящий от профиля сопла (табл. 3.1);

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

H_n – напор перед насадком, м.

Таблица 3.1

Характеристика насадков

Тип насадка	Профиль сопла	Коэффициент расхода μ	Коэффициент скорости φ	Коэффициент местных сопротивлений ξ
Цилиндрический		0,82	0,820	0,48
Конический		0,94	0,963	0,08
Коноидальный		0,98	0,980	–
Конический расходящийся		0,45	0,475	1,5

Если напор неизвестен, а задано давление в МПа, то можно считать, что 1 МПа = 98 м напора водяного столба. Тогда

$$V_x \approx \varphi \sqrt{196 \cdot g \cdot P_n}, \quad (3.5)$$

где P_n – давление в насадке, МПа.

Для подачи воды к моющим рамкам используются насосы с давлением до 5,0 МПа, а скорость жидкости на выходе из насадки может достигать 30...90 м/с.

Расход жидкости Q ($\text{м}^3/\text{с}$) через насадки (подача насосов)

$$Q = f \cdot n \cdot \mu \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \sqrt{196 \cdot g \cdot P_n}, \quad (3.6)$$

где f – коэффициент запаса расхода ($f = 1,2$);

d_n – диаметр сопла насадки, м;

n – число насадков;

μ – коэффициент расхода.

В общем случае расход через насадок

$$Q_o = \mu \cdot \omega_x \cdot V_x, \quad (3.7)$$

где ω_x – площадь сечения струи, м^2 .

Из формулы (3.7) следует, что выгоднее иметь насадок малого диаметра, так как, если при неизменном расходе площадь сечения насадка уменьшить в n раз, во столько же раз возрастет V_x , а гидродинамическое давление P_x увеличится в n^2 раз.

Однако диаметр насадков на практике выполняют в пределах $3,5 \dots 8 \cdot 10^{-3}$ м, так как при меньшем диаметре насадки быстро засоряются. Кроме того, тонкая струя обладает малой устойчивостью при полете в воздухе и быстро распадается.

Лучшая форма насадков – коноидальная (рис. 3.3, а). Но из-за сложности их изготовления чаще используют конические или цилиндрические насадки.

Струя в воздушной среде постепенно теряет структуру и ударную силу. Выделяют четыре участка течения струи (рис. 3.10).

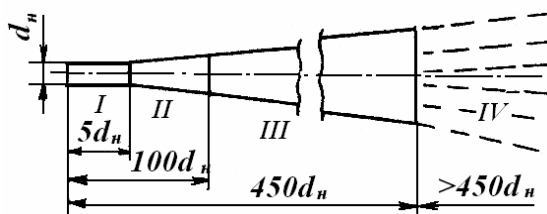


Рис. 3.10. Схема свободного истечения струи

I – компактный, длина его равна примерно $5d_n$. Скорость жидкости примерно равна скорости в насадке.

II – участок перехода длиной до $100d_n$. Здесь начинается торможение струи за счет трения воды о воздух. Скорость воды в центре струи примерно равна скорости в насадке. Диаметр поперечного сечения струи на расстоянии $100d_n$ составляет примерно $4d_n$.

III – участок установившегося потока. Здесь происходит расширение струи и ее аэрация. Длина участка $100 \dots 450d_n$, а угол при вершине расширяющегося конуса струи составляет около 10 град.

IV – участок разрушения струи. Скорость струи падает до 0,3...0,5 м/с, и она распадается.

Третий участок струи является рабочим в струйных и струйно-щеточных установках.

Средняя плотность жидкости на *III* участке на расстоянии от x насадка

$$\rho_x = \frac{\rho_n}{k}, \quad (3.8)$$

где $\rho_x = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность жидкости на выходе из насадка;
 k – коэффициент аэрации.

Коэффициент аэрации

$$k = \frac{F_x}{F_n}, \quad (3.9)$$

где F_x – площадь сечения струи в момент соприкосновения ее с оmyваемой поверхностью, м^2 ;

$F_n = \pi \cdot d_n^2 / 4$ – площадь отверстия насадка, м^2 .

Величина F_x представляет собой площадь основания усеченного конуса струи на участке *III* (рис. 3.11). Диаметр основания конуса $D = 4d_n + 2L \cdot \text{tg}(\beta/2)$. Если $\beta/2 = 5^\circ$, то после преобразований

$$D = 0,174X - 13,4d_n \quad \text{и} \quad F_x = \frac{\pi(0,174X - 13,4d_n)^2}{4}.$$

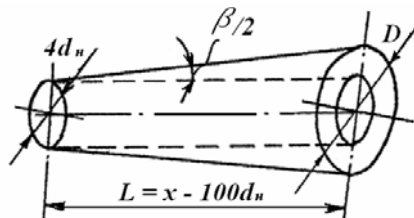


Рис. 3.11. К расчету площади основания мойющей струи

Таким образом, при известном давлении H_n , определив ρ_x по формуле (3.8), а по формулам (3.5) или (3.4) скорость V_x , можно рассчитать гидродинамическое давление P_x и проверить условие (3.1), необходимое для удаления загрязнений.

Можно решить и обратную задачу: задавшись условием (3.1), рассчитать величину необходимого давления P_n . Однако при этом следует иметь в виду, что для определения давления воды, требуемого для качественной мойки, необходимо учитывать особенности процесса растекания струи по поверхности (рис. 3.12). Заключается эта особенность в том, что в месте удара об оmyваемую поверхность струя движется по некоторой кривой поверхности, так как перед плоскостью остается определенный, практически неподвижный объем жидкости коноидальной формы. Не принимая участия в общем движении остальной струи, частицы жидкости в коноидальном объеме находятся в сравнительно медленном во-

дворотном движении. Коноидальный объем является своеобразной прокладкой между движущейся струей и загрязненной поверхностью. В месте удара струя изменяет направление, и, следовательно, неизбежно происходит потеря скорости.

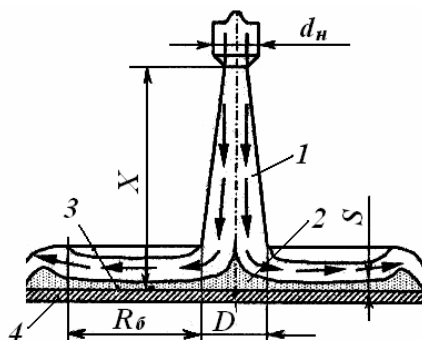


Рис. 3.12. Схема растекания струи: 1 – струя; 2 – коноидальный объем; 3 – пограничный слой; 4 – оmyваемая поверхность; S – толщина пограничного слоя; D – диаметр основания конуса струи; R_0 – радиус действия касательных сил; X – расстояние до оmyваемой поверхности

При дальнейшем движении по плоскости водяной поток перемещается с меньшей скоростью и не прямо по поверхности, а по пограничному слою, который представляет собой тончайший, почти неподвижный слой воды, наличие которого обусловлено вязкостью воды и силами взаимодействия между молекулами воды и поверхностью.

Этот пограничный слой, как и коноидальный объем, является «мертвым» пространством и не оказывает моющего воздействия. Поэтому частицы загрязнений, которые имеют размеры меньше толщины пограничного слоя, почти не смываются и остаются на поверхности в виде матового серого налета.

Таким образом, качественная мойка на струйных установках должна обеспечивать минимальную толщину пограничного слоя, по крайней мере, не большую, чем средняя величина частиц загрязнений.

Ориентировочно толщина S (м) пограничного слоя

$$S = 0,346 \sqrt{\frac{\nu \cdot X}{\varphi \sqrt{196 \cdot g \cdot P}}}, \quad (3.10)$$

где ν – кинематическая вязкость воды, м²/с (при $t = 20$ °С, $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/с);

X – расстояние от насадки до оmyваемой поверхности, м.

Из этой формулы можно найти средний размер частиц, не смываемых струей воды при заданном давлении. Можно наоборот, задавшись размером частиц, которые необходимо смыть, рассчитать требуемое давление воды. Однако следует иметь в виду, что повышение давления эффективно уменьшает толщину пограничного слоя лишь до определенного предела, и дальнейшее увеличение давления не приводит к ощутимому повышению качества мойки.

Итак, в момент встречи струи с поверхностью образуется зона, в которой возникают нормальные и касательные силы (см. рис. 3.9). Наиболее активное разрушение загрязнений производится касательными силами в зоне радиусом

$$R_0 = d_n \cdot 0,56 \left(\sqrt{196 \cdot g \cdot P_n} \frac{d_n}{V} \right)^{0,4} \left(\frac{V_n^2}{S} \right)^{-0,02} \left(\frac{X}{d_n} \right)^{-0,03}. \quad (3.11)$$

Зоной действия касательных сил и ограничивается зона очистки гидравлическими струями. Далее жидкость произвольными потоками стекает с поверхности.

Следовательно, необходимо стремиться, чтобы очищаемая поверхность одновременно или последовательно попала в зону, ограниченную радиусом $R_o = R_с + r$.

Решение задачи одновременного попадания поверхности в зону действия струй на практике встречает значительные трудности. Например, струя из насадка $d_n = 4$ мм при давлении 0,5 МПа, на удалении 0,6...0,8 м создает зону с радиусом $R_o = 0,10...0,15$ м. Следовательно, чтобы охватить такими зонами одновременно всю поверхность автомобиля, потребовалось бы не менее 3000 насадков. Это условие трудно выполнимо. Поэтому насадки закрепляются на рамке, которая перемещается вдоль автомобиля. Иногда для уменьшения числа насадков за счет увеличения площади контакта струи гидранты делают качающимися или вращающимися. Перекрытие площадей соседних зон должно быть в пределах 0,25...0,30 R_o .

Количество насадков в моющей рамке

$$n = \frac{P_a}{2R_o \cdot K_n}, \quad (3.12)$$

где P_a – обмываемый периметр автомобиля, м;

$K_n = 0,70...0,75$ – коэффициент взаимного перекрытия зон действия касательных сил струи.

$$P_a = 2H_a + 2B_a, \quad (3.13)$$

где H_a и B_a – соответственно высота и ширина поперечного сечения автомобиля, м.

Вода к рамкам смачивания и ополаскивания подается от отдельного насоса или основного насоса через распределительное устройство. Расчет рамок при заданном давлении производится по формулам (3.11)...(3.13).

Гидравлический расчет насосной установки. Основная расчетная схема изображена на рис. 3.13, а на рис. 3.15 представлена схема моющего узла установки.

Исходя из уравнения Бернулли, потери давления ΔP (МПа) на преодоление гидравлических сопротивлений при наличии одного транзитного расхода

$$\Delta P = \left(\sum \xi + \lambda_m \frac{1}{d} \right) \frac{16Q^2}{2 \cdot \pi^2 \cdot d^4} \rho_n 10^{-6}, \quad (3.14)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений по длине трубопровода на участке длиной l с диаметром трубы d (рис. 3.14);

λ_m – коэффициент потерь на трение.

С достаточной для практических расчетов точностью можно считать, что для сетки $\xi = 9,7$, для всасывающего клапана – 7,0, для задвижки – 5,5, для колена – 0,2.

Коэффициент сопротивления отверстия и насадка

$$\xi_n = \frac{1}{\phi^2} - 1.$$

Для водопроводных стальных труб

$$\lambda_m = 0,0125Q^{-0,125}. \quad (3.15)$$

При наличии путевого расхода (рис. 3.14)

$$\Delta P = \left(\sum \xi + 0,33\lambda_m \frac{1}{d} \right) \frac{16Q^2}{2 \cdot \pi^2 \cdot d^4} \rho_n 10^{-6}. \quad (3.16)$$

В соответствии с рис. 3.13 участки *I*, *II*, *III*, *IV* пропускают транзитный расход, а на участках *V* и *VI* имеется только путь расход.

Суммарные потери давления получаются сложением потерь на отдельных участках, если они работают последовательно (рис. 3.16, *a*).

Если участки работают параллельно (рис. 3.16, *б*), то определяют расход в каждом из участков и на основании этого рассчитывают потери давления.

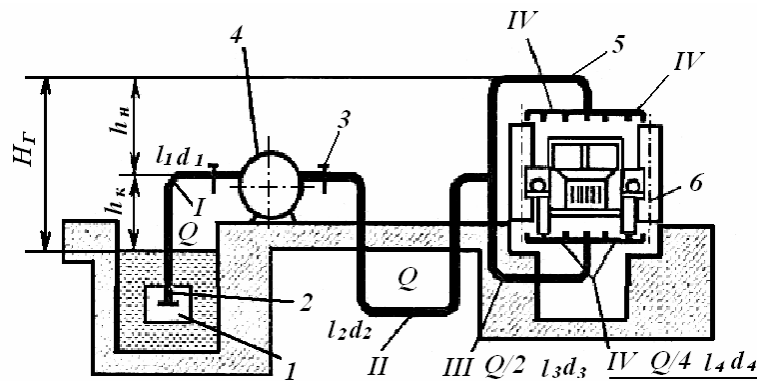


Рис. 3.13. Расчетная схема насосной установки:

1 – запорный колодец; 2 – всасывающий клапан; 3 – задвижка; 4 – насос; 5 – трубопровод; 6 – моющая рамка (щетки); *I*...*IV* – расчетные участки

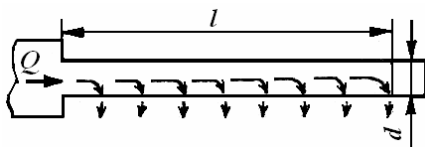


Рис. 3.14. Схема путевого расхода

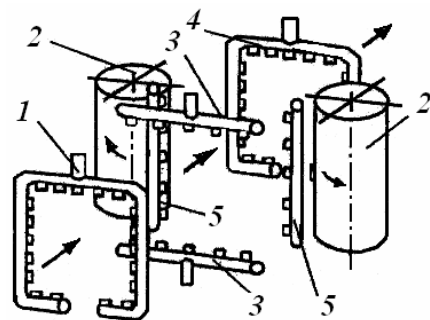


Рис. 3.15. Схема моющего узла установки:

1 – рамка смачивания; 2 – щетка; 3 – рамка моющая; 4 – рамка ополаскивания; 5 – консоль

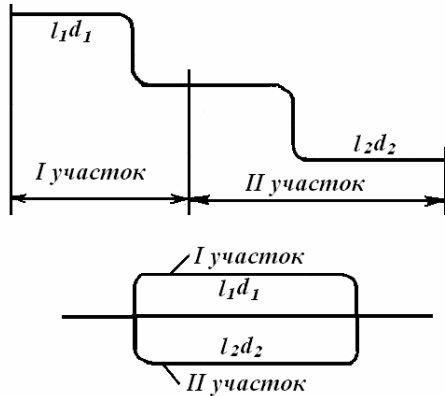


Рис. 3.16. Схемы соединений участков трубопроводов:
a – последовательное соединение; *б* – параллельное
соединение

При параллельном соединении одинаковых трубопроводов

$$Q_i = \frac{Q}{i}, \text{ а } \Delta P_{\Sigma} = \Delta P_i, \quad (3.17)$$

где Q_i – расход через один из параллельных трубопроводов, м³/с;

i – количество параллельных участков;

ΔP_{Σ} – суммарные потери давления в разветвленном трубопроводе, МПа;

ΔP_i – потери давления в одном из параллельных трубопроводов, МПа.

Выбор насоса производится с учетом его совместной работы с трубопроводом.

Давление насоса проектируемой насосной установки

$$P = P_n + \sum \Delta P + P_z, \quad (3.18)$$

где $\sum \Delta P$ – суммарные потери давления в трубопроводах установки, МПа;

$P_z = H_z \cdot \rho_n \cdot 10^{-6}$ – геометрическое давление, МПа.

Здесь H_z – геометрический напор, м.

Далее, руководствуясь давлением P и производительностью Q , по каталогу выбирают марку насоса.

Мощность на привод насоса

$$N = \frac{Q \cdot P \cdot 10^{-6}}{102 \cdot \eta_n \cdot \eta_g \cdot g}, \quad (3.19)$$

где η_n – КПД насоса;

$\eta_g = 0,90 \dots 0,92$ – КПД электродвигателя.

Насос во избежание появления кавитации лучше устанавливать как можно ниже по отношению к уровню воды в заборном колодце. Если высота насоса над уровнем воды более 3 м, необходимо производить дополнительный расчет на возможность кавитации.

Особенности расчета струйно-щеточных и щеточных установок. На автотранспортных предприятиях, имеющих смешанный подвижной состав, мойку автомобилей целесообразно производить на одной моечной установке, которая сочетала бы струйную мойку грузовых автомобилей и щеточную – автофургонов и автобусов. В этом случае расчет установки сводится к независимым расчетам двух моечных агрегатов – струйного и щеточного.

Имеются конструкции моечных установок, в которых боковые поверхности автомобилей очищаются щетками, а мойка сверху и снизу осуществляется струями.

При расчете таких установок следует учитывать фактические площади поверхностей, обмываемых струями и очищаемые щетками.

Расчет щеточных установок включает в себя расчет гидрантов рамок предварительного смачивания, ополаскивания и рамок подачи жидкости к щеткам, а также привода щеток.

Так как в щеточных установках основное удаление загрязнений производится с помощью щеток, при расчете гидрантов рамок нет необходимости в проверке условия удаления загрязнений струями воды. Давление воды перед насадками рамок составляет 0,25...0,50 МПа, а количество насадков и расход моющей жидкости рассчитываются по формулам (3.6), (3.11) – (3.13).

Цилиндрические ротационные щетки приводятся во вращение от индивидуальных электродвигателей через редуктор, клиноременные или цепные передачи. Для мойки боковых сторон применяют две или четыре вертикальные щетки. При обмывании верха кузова используют одну, реже две горизонтальные щетки.

Диаметр щетки в рабочем состоянии 1,0...1,5 м, а частота вращения 150...200 об/мин. Высота щеток берется на 100...150 мм меньше высоты автомобиля (например, $h = H_{авт} - 0,1$). Нити щетки при ее вращении занимают веерообразное положение (рис. 3.17, а) за счет действия центробежных сил.

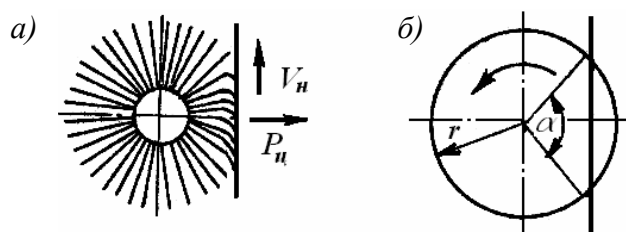


Рис. 3.17. Расчетная схема привода щеток:
а – схема работы щетки; б – деформация щетки

При работе установки ротационные щетки прижимаются к очищаемой поверхности с помощью пружин, пневматических или гидравлических цилиндров, а также посредством противовесов.

Мощность на привод W (Вт) одной щетки

$$W = K_3 \cdot P_u \cdot V_n \cdot f, \quad (3.20)$$

где $K_3 = 1,8 \dots 2,2$ – коэффициент запаса по мощности, учитывающий потери на деформацию нитей, разбрызгивание капель воды, перемешивание воздуха, потери в подшипниках и механизмах привода;

P_u – центробежная сила, действующая на нити, Н;

V_l – линейная скорость нитей, м/с;

$f = 0,1$ – коэффициент скольжения нитей по поверхности кузова ($f = 0,3$).

Линейная скорость V_l (м/с) определяется

$$V_l = \frac{2\pi \cdot r \cdot n}{60}, \quad (3.21)$$

где r – радиус щетки, м;

n – частота вращения щетки, об/мин.

Центробежная сила P_u (Н) определяется

$$P_u = \frac{m \cdot V_l^2}{r}, \quad (3.22)$$

где m – масса нитей, кг.

На кузов действует масса нитей, подверженных деформации, т.е. находящихся в зоне сегмента (рис. 3.16, б):

$$m = S_c \cdot h \cdot \rho_{щ} \cdot K_n, \quad (3.23)$$

где h – высота щетки, м;

$\rho_{щ}$ – плотность материала, из которого изготовлена щетина;

K_n – коэффициент наполнения щетки в зоне деформации.

Для капрона $\rho_{щ} = 1200$ кг/м³; $K_n = 0,018 \dots 0,020$.

Площадь сегмента S_c (м²) определяется

$$S_c = \frac{\pi r^2 \cdot \alpha}{360} - \frac{r^2 \cdot \sin \alpha}{2}, \quad (3.24)$$

где α – центральный угол работающего сектора щетки, град.

Так как в процессе мойки щетка касается поверхности примерно 1/6 частью окружности, то в расчетах можно принять $\alpha = 60^\circ$.

Определив мощность на привод одной щетки, находят общую мощность электродвигателей.

$$W_{\Sigma} = W \cdot n_{щ}, \quad (3.25)$$

где $n_{щ}$ – число щеток.

Скорость конвейера щеточной установки V_a (м/мин)

$$V_a = \frac{2\pi \cdot r \cdot n}{i}, \quad (3.26)$$

где $i = 110 \dots 130$ – наиболее эффективное соотношение между скоростью вращения щеток и скоростью передвижения автомобиля.

При струйной мойке $V_a = 6 \dots 9$ м/мин.

Время мойки t (мин) одного автомобиля

$$t = \frac{L_a}{V_a}, \quad (3.27)$$

где L_a – длина автомобиля, м.

Средний расход воды на мойку одного автомобиля

$$Q_{cp} = Q \cdot t. \quad (3.28)$$

Число автомобилей, проходящих через мойку в течение часа

$$N_a = \frac{60V_a}{L_a \cdot K_H}, \quad (3.29)$$

где $K_H = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент неравномерности поступления автомобилей.

Часовой расход воды $Q_{\text{ч}}$ (м³/ч) определяется

$$Q_{\text{ч}} = Q_{cp} \cdot N_a. \quad (3.30)$$

Очистные сооружения моечных установок. Сточные воды после мойки грузовых автомобилей содержат взвешенных веществ до 3000 мг/л, после мойки автобусов – 1600 и легковых автомобилей – 700 мг/л. Содержание нефтепродуктов составляет соответственно 900, 850 и 75 мг/л. В соответствии с требованиями санитарных норм такую воду в канализацию сливать нельзя. Очистка использованной воды происходит в очистных сооружениях. Если воду не предполагается использовать повторно, очистные сооружения проектируются по схеме, изображенной на рис. 3.18.

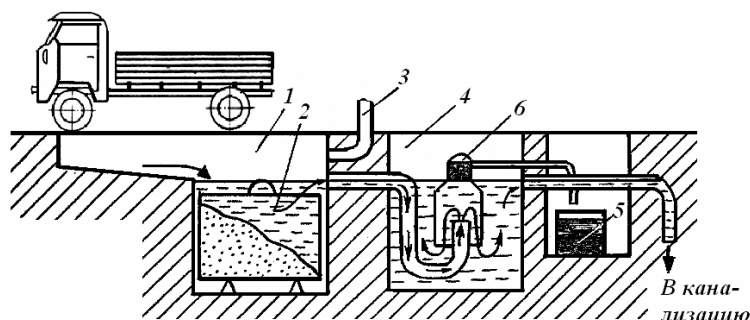


Рис. 3.18. Схема простейших очистных сооружений:
1 – песколовка; 2 – контейнер; 3 – вентиляционная труба; 4 – бензозащитное устройство;
5 – емкость для нефтепродуктов; 6 – колпак

В грязеотстойник-песколовку 1 загрязненная вода поступает из зоны мойки автомобилей. В песколовке имеется контейнер 2 для сбора и удаления осадка. Взвешенные твердые частицы теряют скорость и осаждаются на дно контейнера. Очищенная вода через водослив стекает в бензомаслоуловитель 4. Труба 3 предназначена для вентиляции. В бензомаслоуловителе вода поступает под колпак 6 и заполняет колодец 4 до уровня, определенного кромкой водослива. Масло и бензин вследствие меньшей плотности скапливаются в верхней части колпака и далее стекают в емкость 5, которую периодически опорожняют.

Экономически и экологически целесообразно производить углубленную очистку воды с целью ее повторного использования в моечных установках. Моечная установка с устройствами углублений очистки показана на рис. 3.19.

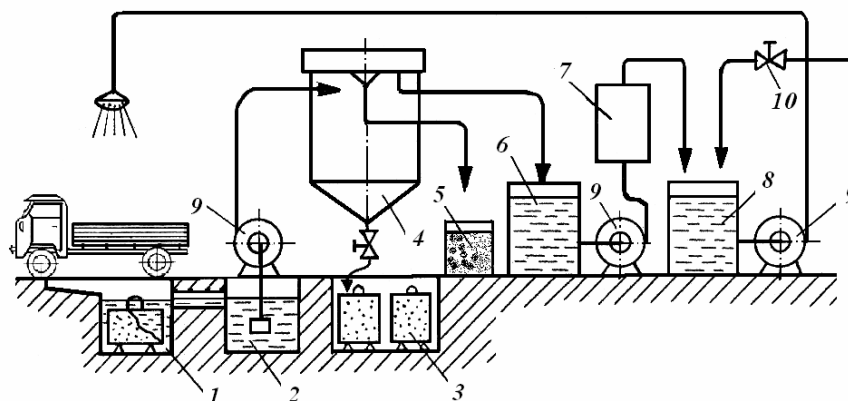


Рис. 3.19. Схема очистных сооружений с повторным использованием воды:
 1 – песколовка; 2 – приемный резервуар; 3 – контейнер; 4 – гидроциклон; 5 – емкость для нефтепродуктов; 6 – промежуточный резервуар; 7 – фильтр; 8 – резервуар для чистой воды; 9 – насос; 10 – труба подачи воды из сети водоснабжения

Сточные воды от установки для мойки автомобилей поступают самотеком в песколовку 1, где происходит осаждение наиболее крупных взвешенных веществ. Далее воды поступают в приемный резервуар 2, откуда забираются насосом 9 и подаются в многоярусный тонкослойный отстойник или гидроциклон 4. Хотя тонкослойные отстойники компактны и в последнее время применяются все чаще, гидроциклоны обеспечивают более эффективную очистку жидкости. Причем чем меньше диаметр гидроциклона, тем более мелкие взвеси могут быть им выделены. Поэтому в перспективных системах водоочистки применяют батареи мелких гидроциклонов диаметром около 0,25 м.

Гидроциклон представляет собой цилиндрический резервуар с конусным днищем. За счет центробежных сил, возникающих при закручивании жидкости, подаваемой по касательной, он обеспечивает разделение фракций: песок с плотностью $\gamma = 3500 \text{ кг/м}^3$ отбрасывается к периферии и оседает в конусной части, вода ($\gamma = 1000 \text{ кг/м}^3$) остается в средней части, а нефтепродукты ($\gamma = 850 \text{ кг/м}^3$) концентрируются в центре циклона, в его верхней части. Вода и нефтепродукты отводятся по соответствующим трубопроводам в промежуточный резервуар 6 (см. рис. 3.19) и резервуар для сбора нефтепродуктов 5. Шлам после открывания задвижки сбрасывается в шламоуловитель 3. Далее вода подается для доочистки в напорный песчаный фильтр 7 и затем в резервуар чистой воды. Отсюда вода подается к моечной установке. Следует иметь в виду, что автобусы и легковые автомобили после обмыва

оборотной водой должны домываться водой из водопроводной сети. Кроме того, мокрые автомобили и влажный осадок уносят до 10% воды, теряемой безвозвратно. Пополнение бака δ производится из сети водоснабжения через трубу 10 .

Расчет очистных сооружений.

Расчет песколовки с контейнерами для сбора осадка предусматривает скорость протекания сточных вод $V_n = 0,15$ м/с. Площадь сечения потока F (м²)

$$F = \frac{Q}{V_n}. \quad (3.31)$$

Ширина песколовки (B) принимается обычно равной 1 м (рис. 3.20). При этом длина ее

$$L = K \frac{H_p \cdot V_n}{U_0}, \quad (3.32)$$

где $K = 1,3$ – коэффициент запаса по длине;

$H_p = F/B$ – расчетная глубина проточного слоя песколовки, м;

U_0 – гидравлическая крупность взвешенных частиц, которая характеризует их размер, форму, плотность и от которой зависит скорость оседания. Для песка $U_0 = 18 \cdot 10^{-3}$ м/с.

Общая глубина песколовки $H_{об}$ (м)

$$H_{об} = H_n + H_p + H_o, \quad (3.33)$$

где H_n – глубина от пола до уровня воды в песколовке, м. Она зависит от удаленности песколовки от моечной канавы и отметки лотка подводящего трубопровода:

$$H_n = H_k + 0,03 \cdot l, \quad (3.34)$$

где H_k – глубина канавы, м;

l – расстояние от начала стока до стенки песколовки, м;

$H_o = 1,0 \dots 1,5$ м – глубина осадочной части песколовки.

В зоне осадочной части устанавливаются контейнеры для осадка с таким расчетом, чтобы над верхней кромкой контейнера был слой воды не менее H_p .

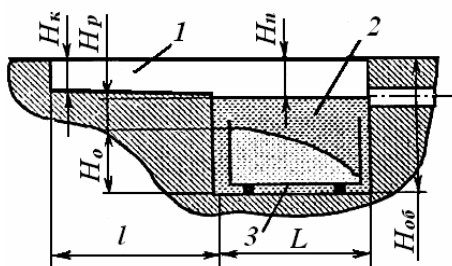


Рис. 3.20. Очистные сооружения первого контура:
1 – канавы; 2 – песколовка; 3 – контейнер

Объем приемного резервуара V_{np} (м^3) рассчитывается исходя из 15-минутного пребывания в нем сточных вод

$$V_{np} = 15 \cdot 60 \cdot Q = 900 \cdot Q. \quad (3.35)$$

Форма резервуара выбирается произвольно.

Насосная станция первого подъема укомплектовывается насосами, производительность которых определяется притоком сточных вод Q . Гидроциклоны рассчитываются по гидравлической нагрузке, которая в расчетах рассмотренной конструкции гидроциклонов принимается постоянной: $M_{зи} = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Площадь водного зеркала гидроциклона F_g (м^2)

$$F_g = \frac{Q}{M_{зи}} = \frac{Q}{1,9 \cdot 10^{-3}}. \quad (3.36)$$

Обычно диаметр гидроциклона принимают не более $D = 2,0$ м. Тогда фактическая площадь зеркала воды одного гидроциклона

$$F_{всп} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (3.37)$$

Количество гидроциклонов

$$N = \left(\frac{F_g}{F_{всп}} \right) + 1, \quad (3.38)$$

где 1 – резервный гидроциклон.

Если количество N отличается от целого числа более чем на 20%, следует изменить диаметр гидроциклона и расчет повторить.

Насосная станция второго подъема должна укомплектовываться насосами такой же производительности, что и насосы первого подъема. Напор должен определяться с учетом потерь в фильтрах, которые ориентировочно составляют около 0,1 МПа. Фильтры применяются типовые, например средняя скорость фильтрования $V_{cp} = 10$ м/ч.

Требуемая площадь фильтров F_{cp} (м^2)

$$F_{cp} = \frac{3600 \cdot Q}{V_{cp}}, \text{ м}^2. \quad (3.39)$$

Объем резервуара $V_{рез}$ (м^3) очищенной воды определяется исходя из расчета обеспечения 30-минутного запаса воды для мойки автомобилей

$$V_{рез} = 0,5 \cdot Q_ч. \quad (3.40)$$

Бак для сбора нефтепродуктов $V_{\text{он}}$ (м^3) выбирается таким, чтобы его наполнение продолжалось не менее суток

$$V_{\text{он}} = C \cdot Z \cdot T \frac{Q_{\text{ч}}}{\gamma_{\text{н}}}, \quad (3.41)$$

где $C = 0,9 \text{ кг/м}^3$ – содержание нефтепродуктов определяется исходя из их содержания в сточных водах;

Z – количество рабочих смен в сутках;

T – продолжительность рабочей смены, ч;

$\gamma_{\text{н}} = 850 \text{ кг/м}^3$ – плотность нефтепродуктов.

Объем камеры бензомаслоуловителя $V_{\text{б}}$ (м^3) принимается равным 1/3...1/5 объема песколовки

$$V_{\text{б}} = \frac{1}{5} L \cdot B \cdot H_{\text{об}}. \quad (3.42)$$

Контейнеры для осадка выполняют из металла с приваренными крюками для захвата грузоподъемными устройствами. Они должны иметь задвижки в днище для сброса осадка. Объем контейнера должен быть таким, чтобы его содержимое можно было транспортировать в кузове автомобиля средней грузоподъемности. Допускается установка в песколовке или шламоуловителе нескольких контейнеров.

Вопросы для самоконтроля

1. По каким признакам классифицируется оборудование для моечно-очистительных работ?
2. Для чего предназначены насадки (сопла) гидрантов моечных установок и их основные типы?
3. Какие типы насосных станций применяют для моечных установок?
4. Назовите конструкции щеток моечных установок.
5. Сформулируйте принцип действия щеточной моечной установки.
6. Сформулируете принцип действия струйной моечной установки.
7. В чем заключается расчет гидрантов струйных моечных установок?
8. В чем заключается гидравлический расчет насосной установки?
9. Назовите особенности расчета струйно-щеточных установок.
10. Назовите элементы очистных сооружений моечных установок.
11. В чем заключается расчет очистных сооружений?

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ МЕХАНИЗАЦИИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ РАБОТ

4.1. Расчет конвейеров

Конвейеры на автомобильном транспорте используются, преимущественно, для перемещения автомобилей на поточных линиях ТО. Перемещение автомобилей может осуществляться, кроме того, собственным ходом или перекатыванием. Однако перемещение собственным ходом имеет ряд недостатков. Ввиду частых пусков двигателя происходит загрязнение воздуха производственных помещений отработавшими газами. Возникает необходимость в специальных рабочих для перегона автомобилей с поста на пост. Увеличивается время на перемещение автомобилей, так как часть времени затрачивается на пуск двигателей.

Второй способ – перекатывание – осуществляется вручную, силами ремонтных рабочих. Этот способ применим для перемещения легковых автомобилей. При этом необходимо отрывать рабочих от их основной работы. Иногда для уменьшения усилия перекатывания используют тележки на рельсовом ходу, устанавливаемые под ось автомобиля. Но в этом случае возникает проблема возврата тележек в начало линии. Поэтому данный способ не нашел широкого применения и не перспективен.

Наиболее совершенный и распространенный способ – перемещение автомобилей с помощью конвейеров. Конвейеры по конструкции подразделяются на тянущие или толкающие (цепные или тросовые), транспортирующие (несущие) цепные и транспортирующие (несущие) пластинчатые (рис. 4.1).

По принципу работы конвейеры могут быть непрерывного или периодического действия. В первом случае все автомобили на линии перемещаются непрерывно со скоростью 0,5...1,1 м/мин. Одновременно с автомобилями перемещаются на своих участках и рабочие. Во втором случае все автомобили перемещаются со скоростью 7...25 м/мин на величину, равную шагу поста (расстояние между осями постов), а затем останавливаются на время, равное такту линии. По истечении указанного времени происходит следующее перемещение и т.д. На АТП конвейеры непрерывного действия не нашли широкого распространения и применяются, преимущественно, в механизированных моечных установках. Более распространены конвейеры периодического действия.

Тянущие конвейеры имеют цепь или трос, расположенные вдоль поточной линии обслуживания снизу или сверху (под автомобилем или над автомобилем). В начале поточной линии автомобиль присоединяется к цепи или тросу буксирным захватом за передний буксирный крюк и перемещается, перекатываясь на своих колесах. В конце линии обслуживания захват автоматически отцепляется от автомобиля. Такие конвейеры просты, надежны в работе и приводятся в движение двигателями небольшой мощности.

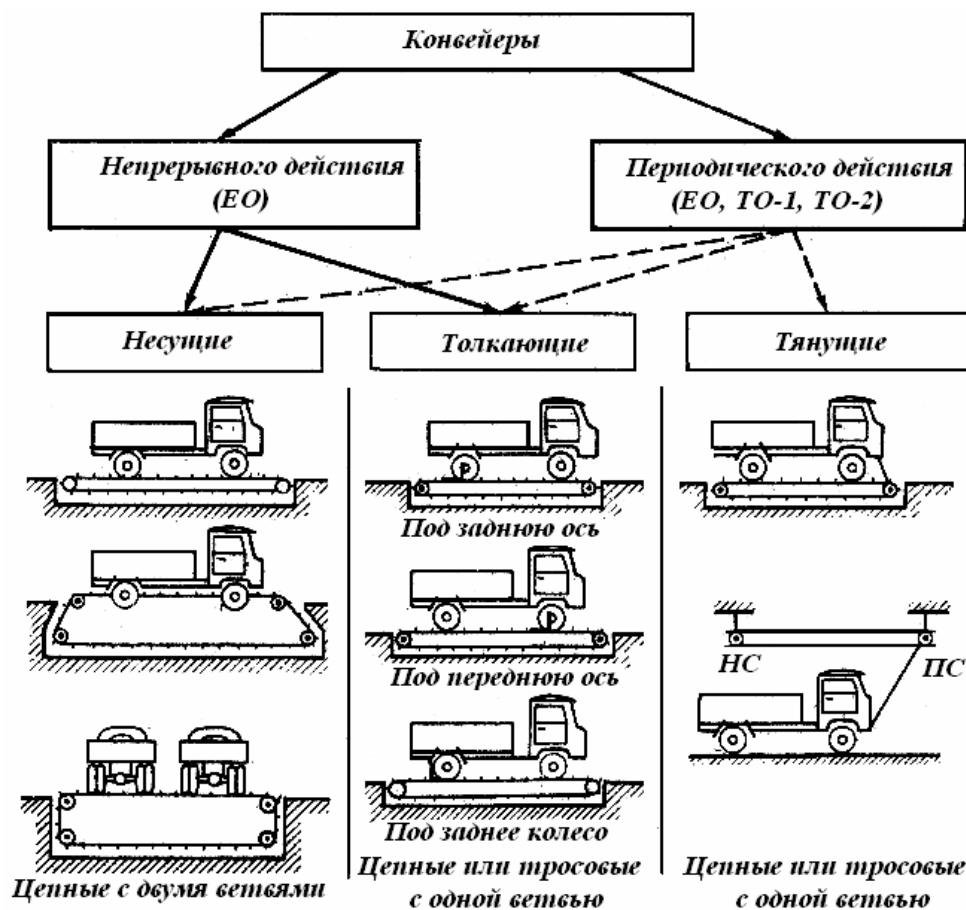


Рис. 4.1. Классификация конвейеров

Вместе с тем тянущие конвейеры имеют ограниченное применение из-за дополнительных затрат ручного труда на прицепку и перенос освободившихся захватов на начало линии. При верхнем расположении тягового органа конвейера перенос захватов не требуется. Конвейеры с верхним расположением тягового органа более удобны при обслуживании автомобилей снизу, так как при нижнем расположении цепь или трос занимают часть канавы.

Тянущие конвейеры рационально использовать на линиях ЕО и ТО-1, где не требуется снятие колес.

Для свободного доступа к деталям, расположенным сбоку автомобиля, перемещение автомобилей целесообразно производить на полурампах высотой 250...300 мм, установленных вдоль осмотровых канав.

Удобными в эксплуатации являются толкающие конвейеры. Они состоят из приводной и натяжной станций, тяговых органов (цепи, тросы) и направляющих путей. Толкающие конвейеры перемещают автомобили с помощью толкающего рычага (толкателя) или несущей тележки. Толкатели могут передавать усилие автомобилям, упираясь в передний, задний мост или заднее колесо. В качестве тягового органа в толкающих конвейерах используются втулочно-роликовая цепь, трос или жесткая штанга с гибкими элементами на концах. Трос и штанга используются в конвейерах периодического дей-

ствия с возвратно-поступательным движением толкателей. Цепи применяются в конвейерах периодического или непрерывного действия.

На рис. 4.2 в качестве примера показана схема устройства толкающего конвейера периодического действия. Приводная станция служит для приведения в движение тягового органа и состоит из редуктора, электродвигателя, клиноременной передачи и ведущей звездочки. Скорость движения конвейера может изменяться при помощи двухступенчатого шкива. Конвейеры могут быть с правым и левым расположением приводной станции относительно оси конвейера.

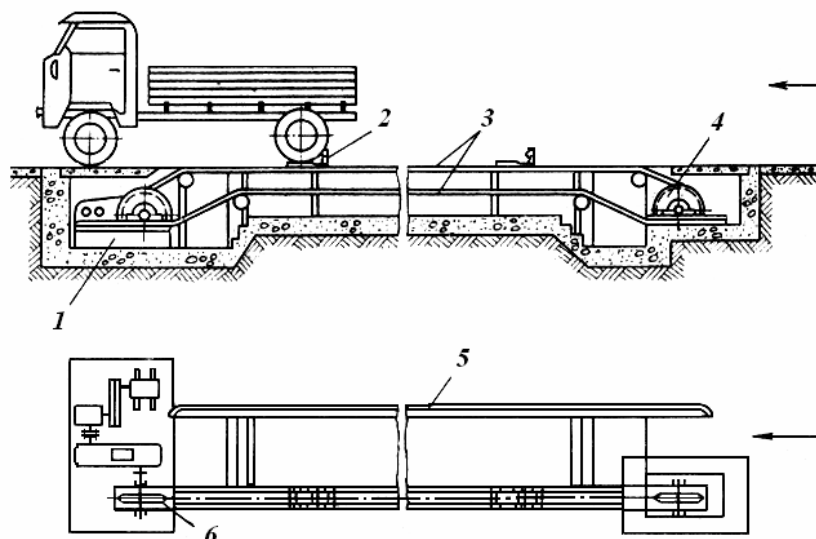


Рис. 4.2. Схема устройства толкающего конвейера:
1 – приводная станция; 2 – толкающая тележка; 3 – цепь; 4 – натяжная станция;
5 – колесоотбой; 6 – ведущая звездочка

Натяжная станция служит для регулировки натяжения цепи, осуществляемой с помощью винтового механизма.

Тяговый орган состоит из одной ветви пластинчато-втулочной цепи, в которую вмонтированы толкающие тележки с шагом толкателей, выбираемых в зависимости от длины автомобиля (рис. 4.3).

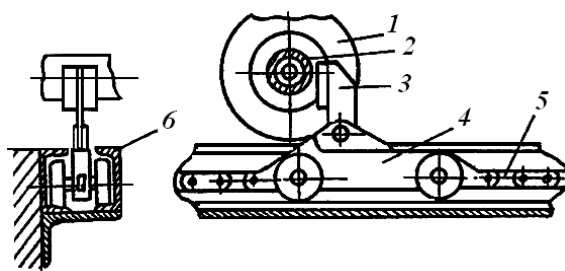


Рис. 4.3. Тяговый орган конвейера:
1 – колесо автомобиля; 2 – балка моста; 3 – толкатель;
4 – тележка; 5 – цепь; 6 – направляющая

Каждая тележка опирается на четыре катка, перекатывающихся по направляющим путям. Количество тележек соответствует числу постов на линии. Тележки с помощью приводной станции и концевых переключателей совершают возвратно-поступательное движение на величину, равную шагу постов.

Толкатели, упирающиеся в балку заднего моста, установлены на цепи шарнирно и могут наклоняться в сторону движения конвейера при прохождении над ними низкорасположенных частей автомобиля. В исходное положение толкатели возвращаются с помощью пружин. Это предохраняет их от поломки при движении автомобиля через линию самоходом. Для сохранения прямолинейного движения автомобиля его передние колеса помещаются в специальные бетонные или металлические желоба. Если внутренняя колея передних и задних колес одинакова, желоба не делают и ограничиваются колесоотбойниками.

Транспортирующие (несущие) конвейеры представляют собой транспортирующую бесконечную цепную ленту, движущуюся по направляющим путям с помощью приводной станции.

Холостые ветви цепей движутся в закрытых желобах, расположенных заподлицо с полом канавы. Пальцы звеньев транспортирующей цепи с роликами смещены вниз по отношению к оси симметрии звена (рис. 4.4). Поэтому в нижней части цепи ролики выступают, являясь опорами качения грузовой ветви по направляющим желобам.

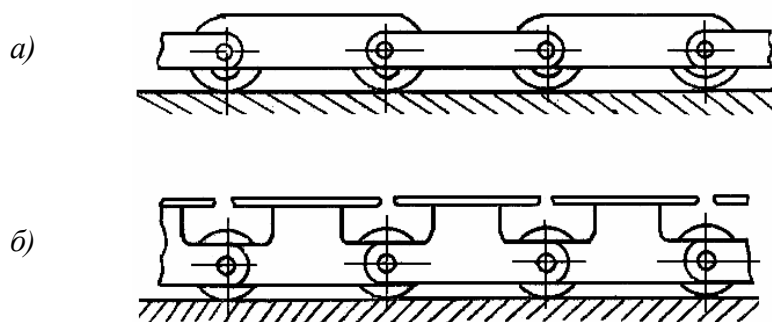


Рис. 4.4. Транспортирующие цепи:
а – со смещенными роликами; б – с несущими пластинами

Несущие конвейеры могут иметь одну или две цепные ленты. В процессе заезда на конвейер автомобиль садится на цепь сначала передней балкой, а потом рукавами полуосей заднего моста.

Существуют транспортирующие пластинчатые конвейеры, где автомобиль устанавливается на несущие ветви колесами. Особенностью их конструкции являются пластины, прикрепленные к тяговой цепи и создающие сплошной настил (рис. 4.4). Такие конвейеры могут иметь одну или две несущие ветви. Несмотря на положительные качества: надежность в работе, незагроможденность осмотровой канавы, простота постановки автомобиля на конвейер, возможность обслуживания автомобилей с тормозными энергоаккумуляторами, они металло- и энергоемки. Это является главным недостатком, ограничивающим их широкое распространение.

В последнее время применяют транспортирующие пластинчатые конвейеры с одной несущей ветвью, на которой расположены тележки, толкающие автомобиль под колесо. Таким образом, одна из сторон автомобиля транспортируется конвейером, а вторая катится по направляющим.

Пластинчатые транспортирующие конвейеры с двумя ветвями применяются и в линиях ТО-2 с поперечным расположением автомобилей. На таких конвейерах могут обслуживаться только автомобили, имеющие одинаковую базу. Но при этом линия получается компактная и позволяет уводить автомобиль с любого поста.

На линиях ЕО и ТО-1 могут использоваться конвейеры с одной или двумя ветвями с продольным расположением автомобилей.

Современные гаражные конвейеры обычно имеют автоматическое управление. Пуском и движением конвейера управляет оператор с помощью специального пульта. Остановка конвейера производится автоматически без участия оператора, когда автомобиль, перемещенный на последний пост, своими колесами нажмет на концевые выключатели. Возможна аварийная остановка как с основного пульта, так и с пультов постов.

Оператор включает пуск конвейера после того, как получит на своем пульте сигналы об окончании работ на всех постах. Дополнительно оператор связан с постами с помощью громкоговорящей связи, через которую он сообщает о предстоящем пуске конвейера. Вместе с этим, непосредственно перед пуском подается звуковой или световой сигнал.

Осмотровые каналы, оборудованные конвейерами, должны иметь боковые траншейные выходы и не должны иметь лестниц с торцов.

Персонал, работающий на конвейере, должен быть обучен и проинструктирован.

Практика показывает, что конвейеры используются преимущественно для линий ЕО и ТО-1. Для ТО-2 конвейеры используются редко, главным образом для унифицированных линий (ТО-1 и ТО-2 в разные смены). Это связано с тем, что при ТО-2 выполняется сопутствующий ремонт, трудоемкость которого непредсказуема. Следовательно, возникают проблемы с обеспечением ритмичной работы линии.

Эффективность использования конвейеров при ЕО существенно зависит от наличия или отсутствия на линии постов с работой вручную (уборка, обтирка, дозаправка, контрольные операции). В первом случае для обеспечения полного и качественного выполнения ручных работ приходится снижать скорость конвейера и производительность механизированной моечной установки недоиспользуется. Во втором случае возникают сложности с организацией уборочных, дозаправочных и контрольных работ, вынесенных за пределы конвейера. Однако при всех обстоятельствах технологический процесс ТО с применением конвейеров более эффективен, так как повышаются производительность труда и ритмичность работ.

Расчет тянущего тросового конвейера. Для расчета задаются расчетной схемой (рис. 4.5), назначением конвейера (ТО-1, ТО-2 или ЕО), типом обслуживаемых автомобилей, количеством постов на линии и периодичности действия.

В первую очередь определяют тяговое усилие

$$F_m = N_n \cdot G_a \cdot \varphi, \quad (4.1)$$

где N_n – число постов на линии;

G_a – сила веса автомобиля, Н;

φ – коэффициент сопротивления качению. Если полы зоны ТО или ТР выполнены из бетона $\varphi = 0,03 \dots 0,05$.

Для того чтобы натяжная станция протягивала трос без скольжения, его необходимо предварительно натянуть.

Сила натяжения троса

$$F_0 > \frac{F_m}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \quad (4.2)$$

где α – угол охвата тросом барабана приводной станции, рад;

f – коэффициент трения троса по материалу барабана.

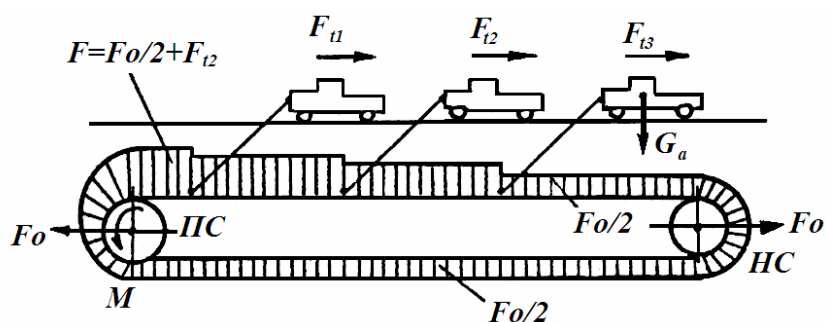


Рис. 4.5. Расчетная схема тросового конвейера:
ПС – приводная станция; НС – натяжная станция

Для уменьшения износа и предохранения от коррозии трос смазывают. Поэтому коэффициент трения берется как для трения стали по стали со смазкой $f = 0,015$.

Суммарное усилие в верхней, наиболее нагруженной ветви

$$F = \left(\frac{F_0}{2} + F_m \right) k_3, \quad (4.3)$$

где $k_3 = 2 \dots 5$ – коэффициент, учитывающий запас прочности троса.

Определившись с усилием на тросе по ГОСТ 3067-88*, выбирают диаметр троса d_m . Диаметр барабанов $d_{\bar{\sigma}} = (20 \dots 30)d_m$.

Исходя из назначения конвейера и периодичности действия (непрерывного или периодического) задаются скоростью перемещения автомобиля. Для линии ЕО целесообразно применять конвейеры непрерывного действия со скоростью перемещения $3 \dots 9$ м/мин, а для ТО-1 и ТО-2 используют конвейеры периодического действия со скоростью $7 \dots 25$ м/мин.

Частота вращения барабана n (об/мин)

$$n = \frac{V_n}{\pi \cdot d_{\bar{\sigma}}}, \quad (4.4)$$

где V_n – скорость конвейера, м/мин.

Далее, задаваясь частотой вращения вала электродвигателя $n_{дв}$ (кВт) (750; 1000; 1500; 3000 об/мин), определяют передаточное число редуктора приводной станции

$$i = \frac{n_{дв}}{n}. \quad (4.5)$$

Исходя из передаточного числа, по каталогу подбирают тип редуктора (червячный или цилиндрический многоступенчатый).

Мощность электродвигателя

$$n_{дв} = \frac{(F_m + F_n) \cdot V_n \cdot k}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_p}, \quad (4.6)$$

где F_m – потери тягового усилия на барабане;

$k = 1,5$ – коэффициент запаса по мощности;

η_p – КПД редуктора.

Потери тягового усилия определяются по формуле

$$F_n = F' (1 - \eta), \quad (4.7)$$

где η – КПД барабана (блока). Для блоков с подшипниками качения $\eta = 0,99$;

F' – суммарная нагрузка на подшипники барабанов и блоков.

Потери тягового усилия необходимо считать для каждого барабана или блока, и суммировать. Для рассмотренной схемы с двумя блоками с достаточной точностью определяется $F' = 2F_0 + F_m$. Зная мощность, передаваемую через редуктор и его передаточное число, по каталогу выбирают электродвигатель и конкретный редуктор. Так как η_p колеблется в широких пределах, делают проверку. Если коэффициент запаса по мощности $k \geq \eta_p / \eta_k$, то расчет оставляют. В противном случае в формулу определения мощности подставляют значение η_k и расчет повторяют. Здесь η_k – КПД редуктора по каталогу, а η_p – предварительно выбранный КПД. Иногда не удается точно увязать между собой скорость конвейера, передаточное число редуктора и частоту вращения электродвигателя. В этом случае первичный вал редуктора приводят во вращение от электродвигателя через ременную передачу с передаточным отношением

$$i_p = \frac{n_{дв}}{n \cdot i_K}, \quad (4.8)$$

где i_K – передаточное число ременной передачи.

Расчет цепных конвейеров. В цепных конвейерах тяговое усилие передается зацеплением от ведущей звездочки, т.е. осуществляется жесткая кинематическая связь привода и тягового органа.

К достоинствам их относят надежность передачи тягового усилия, малое первоначальное натяжение. Недостатки – большая собственная масса цепей и износ шарниров цепи. Для обеспечения набегания цепи на звездочку используют натяжное устройство, чаще всего винтового типа.

Группу конвейеров, у которых цепь является только тяговым органом, называют цепными тянущими.

Если автомобиль располагается непосредственно на цепях или специальных траверсах, закрепленных на цепях, конвейеры называются цепными транспортирующими. Конвейеры, у которых на цепь крепят несущее устройство, например, пластины, образующие настил, называют пластинчатыми.

В качестве тягового органа служат цепи круглозвенные, пластинчатые втулочно-роликовые или тяговые разборные (рис. 4.6).

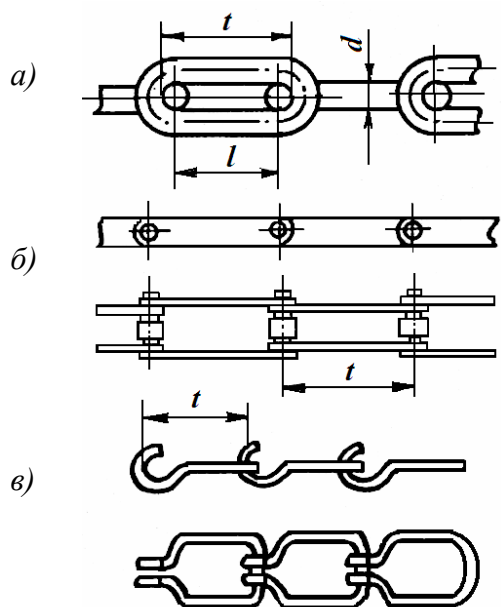


Рис. 4.6. Тяговые цепи:
 а – круглозвенная; б – пластинчатая втулочно-роликовая; в – разборная

Круглозвенные сварные цепи приводятся в движение от зубчатых блоков или звездочек. Сварные цепи рассчитываются на растяжение. Они обычно изготавливаются из стали Ст3.

Уравнение прочности

$$\sigma_p = \frac{4F_m \cdot k_3}{2\pi \cdot d^2} \leq [\sigma]_p.$$

Отсюда

$$d \geq 0,8 \sqrt{\frac{F_m \cdot k_3}{[\sigma]_p}}, \tag{4.9}$$

где d – диаметр проволоки, из которой изготавливают звенья цепи;
 F_m – статическое тяговое усилие (определяется по формуле (4.1));
 $k_3 = 2 \dots 5$ – коэффициент запаса прочности.

Звездочки для сварных цепей изготавливают сварными или литыми из чугуна или стали (рис. 4.7). Диаметр начальной окружности тяговой звездочки $D \geq 30d$. Для направляющих звездочек $D = (20 \dots 25)d$.

Число гнезд для звеньев цепи $Z \geq \frac{\pi \cdot D}{t}$, где $t = (4 \dots 5)d$ – шаг цепи. Если Z получается дробным, его округляют до целого числа в большую сторону и уточняют D .

Уточненный диаметр начальной окружности при $Z > 9$ и $d < 16$ мм определяется по формуле

$$D = \frac{t}{2 \sin\left(\frac{90^\circ}{Z}\right)}. \quad (4.10)$$

Выбор пластинчатой втулочно-роликовой цепи тянущего (толкающего) конвейера ведут по разрывному усилию, исходя из запаса прочности $k_3 = 2 \dots 5$.

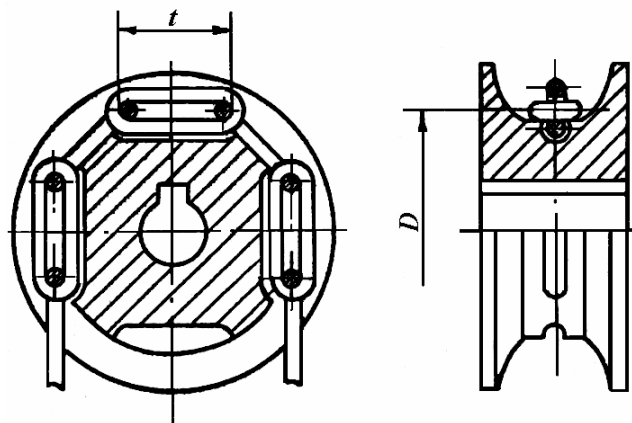


Рис. 4.7. Звездочка для круглозвенной цепи

Первоначально размер цепи выбирают конструктивно. Цепь движется в направляющих, выполненных из швеллера № 12...14. Для свободного перемещения цепи, ее ширина принимается меньше ширины направляющих на 5...10 мм. Параметры цепи выбирают по ГОСТ 588-81*.

Например, можно выбрать цепь роликовую пластинчатую М224 по ГОСТ 588-81* с наибольшей шириной 98 мм, при разрушающей нагрузке 224 кН, шагом цепи 400 мм и массой погонного метра 8,76 кг. Для цепи с указанными параметрами в качестве направляющих можно использовать швеллер №12 по ГОСТ 8240-72 (рис. 4.8).

Статическая тяговая нагрузка на цепь

$$P_{cm} = \varphi_n (F_m + F_u), \quad (4.11)$$

где F_u – тяговое усилие на перемещение цепи;

φ_n – коэффициент одновременной передачи тягового усилия. Для одноцепного транспортера $\varphi_n = 1$, для двухцепного $\varphi_n = 0,75$.

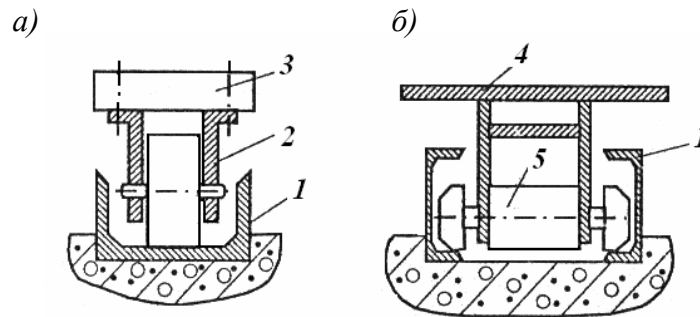


Рис. 4.8. Конструкции направляющих:
 а – конвейер цепной транспортирующий; б – конвейер несущий пластинчатый;
 1 – швеллер; 2 – цепь; 3 – траверса; 4 – пластина; 5 – тележка

Для определения F_u рассчитывается длина линии обслуживания:

$$L_n = N_n \cdot L_a + a(N_n - 1), \quad (4.12)$$

где L_a – длина автомобиля;

$a = 1,5$ – расстояние между автомобилями на линии.

Длина одной цепи, движущейся по направляющим,

$$L_u = 2L_n. \quad (4.13)$$

Сила веса цепи G_u (Н)

$$G_u = L_u \cdot q \cdot g, \quad (4.14)$$

где q – масса погонного метра цепи, кг;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести.

Тяговое усилие, приходящееся на одну цепь,

$$F_u = G_u \cdot \varphi', \quad (4.15)$$

где $\varphi' = 0,01$ – трение качения роликов цепи по направляющей.

Диаметр начальной окружности звездочки (рис. 4.9) для пластинчатой цепи определяют по формуле

$$D_0 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}, \quad (4.16)$$

где t – шаг цепи;

$Z \geq 6$ – число зубьев звездочки.

При большом шаге цепей, когда D_0 получается слишком большим, применяют многогранные блоки с четырьмя–шестию гранями. Звенья цепи ложатся на грани и удерживаются на них силой трения. Чтобы цепь не соскальзывала с граненого блока, на ободе делают наружные ограждающие борта или кулаки. При использовании таких блоков цепь имеет значительную неравномерность хода. Поэтому скорость конвейера принимают не более 12 м/мин. Однако при использовании цепей с достаточно малым шагом скорость их движения не остается постоянной в процессе вращения звездочки, представляющей собой правильный многогранник (рис. 4.10).

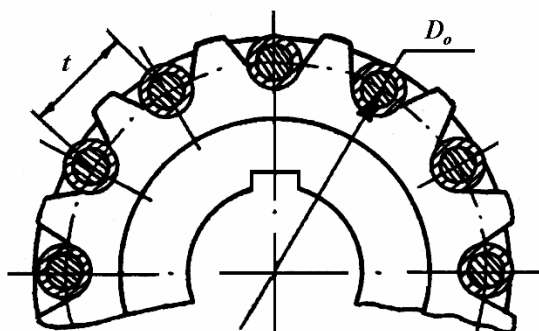


Рис. 4.9. Звездочка для пластинчатой цепи

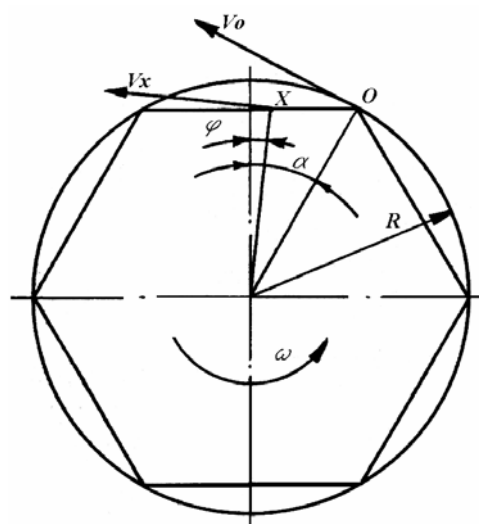


Рис. 4.10. К расчету линейной скорости цепи

Линейная скорость цепи изменяется по закону.

$$V_x = V_0 \cdot \cos \varphi = \omega \cdot R \cdot \cos \varphi, \quad (4.17)$$

где V_0 – окружная скорость звездочки, м/с.

Ускорение цепи

$$a = \frac{dV_x}{dt} = \frac{d(\omega \cdot R \cdot \cos \varphi)}{dt} = -\omega \cdot R \cdot \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt}. \quad (4.18)$$

Так как $d\varphi/dt = \omega$, то $a = -\omega^2 \cdot R \cdot \sin \varphi$. Наибольшее ускорение будет при $\varphi = \pm \alpha$. Таким образом, $a_{\max} = -\omega^2 \cdot R \cdot \sin \alpha$.

Если выразить α через шаг цепи, ω – через частоту вращения n и применить второй закон Ньютона, по которому $F = m \cdot a$, то получим величину динамической нагрузки на цепь

$$P_{\text{дин}} = \frac{m \cdot n^2 \cdot t}{60} = \frac{m \cdot V_0^2 \cdot 60}{Z^2 \cdot t}, \quad (4.19)$$

где m – приведенная масса цепи, кг.

Динамические нагрузки действуют и на сварную цепь:

$$P'_{\text{дин}} = 6 \cdot m \left(\frac{n \cdot V_0}{Z} \right)^2 \left(\frac{t}{4 \cdot l^2} \right), \quad (4.20)$$

где $l = t - d$.

Однако из-за сравнительно большой величины Z и малого шага цепи t динамические нагрузки $P'_{\text{дин}}$ значительно меньше статической тяговой нагрузки $P_{\text{см}}$, поэтому при расчете сварных тяговых цепей динамическими нагрузками можно пренебречь.

Полная нагрузка на цепь

$$S_p = P_{\text{см}} + P_{\text{дин}}. \quad (4.21)$$

Приведенная масса рассчитывается по формуле

$$m = q_1 + c \cdot q \cdot L, \quad (4.22)$$

где q_1 – масса автомобиля, приходящаяся на одну цепь конвейера, кг;

q – масса погонного метра цепи, кг/м;

L – общая длина цепи, используемой в одной ветви конвейера, м;

c – коэффициент приведения, зависящий от длины линии обслуживания L_n .

При $L_n < 25$ м $c = 2$; при L_n от 25 до 60 м $c = 1,5$; при $L_n > 60$ м $c = 1$.

Мощность привода цепных конвейеров определяют для установившегося движения и периода пуска.

В период установившегося движения расчетное усилие, действующее на цепь,

$$P_y = S_p + W_{\text{зв}},$$

где $W_{\text{зв}}$ – сопротивление тягового органа при огибании звездочек и вследствие трения в подшипниках вала звездочки. Приближенно $W_{\text{зв}} = S_p (1 - \eta)$, где $\eta = 0,96 \dots 0,98$.

В период пуска конвейера:

$$P_{\text{пуск}} = S_p + W_{\text{зв}} + P_{\text{уз}} = P_y + P_{\text{уз}}, \quad (4.23)$$

$$P_{\text{уз}} = m \frac{dV_0}{dt} \approx m \frac{V_0}{t}, \quad (4.24)$$

где t – время разгона, за которое будет достигнута скорость V_0 . Для практических расчетов $t = 0,5 \dots 1,0$ с.

Разрывное усилие цепи P_p должно быть больше усилия $P_{пуск}$. Тогда запас прочности

$$P_p \geq k_z \cdot P_{пуск}, \quad (4.25)$$

где $k_z = 2 \dots 5$ – коэффициент запаса прочности

Мощность (кВт) в период установившегося движения

$$N_y = \frac{N \cdot P_y \cdot V_0}{1000 \cdot \eta_m}. \quad (4.26)$$

В период пуска

$$N_{пуск} = \frac{N \cdot P_{пуск} \cdot V_0}{1000 \cdot \eta_m},$$

где N – число параллельных ветвей в конвейере;

η_m – механический КПД всех звеньев механизма от вала приводной звездочки до вала двигателя.

Для асинхронных двигателей должно соблюдаться условие

$$\frac{N_{пуск}}{N_y} < 1,5, \quad (4.27)$$

в противном случае следует использовать электродвигатели с улучшенными пусковыми характеристиками, например, крановые. В расчетах не учитывается усилие натяжения цепи, т.к. для конвейеров, где цепи движутся по направляющим, сила натяжения цепи составляет не более 1% от S_p . Остальные расчеты выполняются аналогично расчетам тросового конвейера.

Транспортирующий цепной конвейер рассчитывается в соответствии с методикой расчета тянущего конвейера. Однако, так как сила веса автомобиля приходится на цепи, при расчете статической тяговой нагрузки на цепь $P_{см} = 0$, а сила веса цепи

$$G_u = \left(\frac{N_n \cdot G_a}{N} + L_u \cdot q \right) g.$$

Если рассчитывается пластинчатый конвейер, в последней формуле, а также при расчете приведенной массы цепи m в (4.22), необходимо учитывать массу несущих пластин настила.

4.2. Расчет домкратов и подъемников

Домкраты и подъемники относятся к группе *подъемно-осмотрового оборудования* и предназначены для обеспечения доступа при ТО и ремонте к узлам и агрегатам автомобилей при их монтаже-демонтаже.

Домкраты предназначены для вертикального подъема груза на небольшую высоту.

Домкраты бывают *механические, гидравлические* и *пневматические*. Вследствие достаточно высокой упругости рабочего тела и чрезмерных габаритных размеров пневматические домкраты широкого применения не получили. Гидравлические и механические домкраты являются наиболее распространенным *вспомогательным* подъемно-осмотровым оборудованием.

Гидравлические домкраты могут быть с ручным или приводным насосом, а механические – с ручным или с электрическим приводом.

Механические ручные домкраты делятся на *винтовые, реечные* и *рычажно-реечные*.

К *основному* подъемно-осмотровому оборудованию относятся подъемники различного типа.

Подъемники классифицируются (рис. 4.11): *по способу установки – на стационарные и передвижные; по типу механизма подъемника – на механические и гидравлические; по роду привода – на ручные и электрические; по месту установки – на напольные и канавные.*

К подъемно-осмотровому оборудованию предъявляются следующие требования:

- надежность в работе;
- обеспечение безопасности работ (включая страховку и фиксацию узлов при выполнении монтажно-демонтажных работ);
- уменьшение габаритов и металлоемкости конструкции с одновременным повышением маневренности на ограниченных производственных площадях;
- легкость управления и простота обслуживания;
- срок окупаемости минимальный.
- эргономическое оснащение должно удовлетворять санитарно-гигиеническим нормам и правилам.

4.2.1. Винтовой домкрат

Винтовой домкрат (рис. 4.12) состоит из корпуса *1*, в который запрессована бронзовая гайка *2* с прямоугольной или трапецеидальной самотормозящейся резьбой, винта *3* и пяты *4*. Винт перемещается при вращении рукоятки *5*. Для лучшего прилегания пяты к поднимаемому грузу ее часто делают самоустанавливающейся. При подъеме пяты не должна вращаться. Винт домкрата изготавливается из стали 40 или 45. Головка винта подвергается термообработке до HRC 40...45. КПД самотормозящихся винтов следует принимать не более 0,5. Для самоторможения необходимо, чтобы угол подъема винтовой линии α не превышал угла трения в резьбе φ . При коэффициенте трения в винтовой паре $f=0,1$, угол подъема $\alpha = 4...5^\circ$, а коэффициент трения $\varphi = 5,5^\circ$.

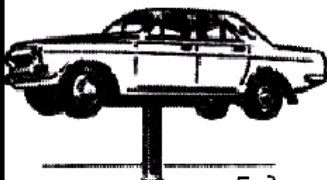
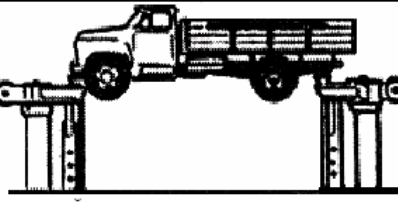
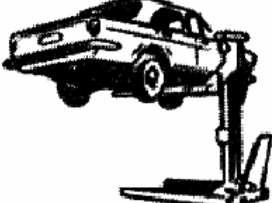

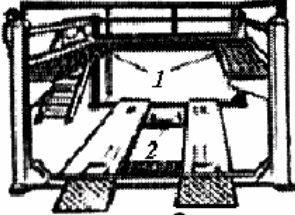
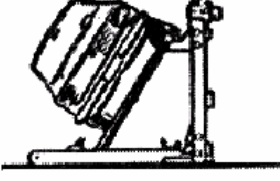
Установка и захват		Примеры конструктивных решений	
С заглублением силовых частей	Под несущие части кузова, раму, мосты		
		Гидравлический одно- двух- плунжерный	
Напольный	Под несущие части кузова, раму, мосты		
		Электромеханический одностоечный передвижной Гидравлический рычажный	
Колесный мост	Под несущие части кузова, раму, мосты		
		Электромеханический с балконами 1 и домкратами 2 опрокидыватель	

Рис. 4.11. Классификация автомобильных подъемников

Внутренний диаметр винта определяется из расчета на сжатие по пониженному на 30% допускаемому напряжению:

$$[\sigma_{сж}] = \frac{4Q}{0,7\pi d^2}, \quad (4.28)$$

где Q – сила, действующая на винт, Н.

$$[\sigma_{сж}] = \frac{\sigma_T}{[s]},$$

где σ_T – предел текучести, МПа;

$[s] = 2,5 \dots 3$ – коэффициент запаса прочности.

Отсюда

$$d_в = \sqrt{\frac{4Q}{0,7\pi[\sigma_{сж}]}}. \quad (4.29)$$

Рассчитав d_0 , по ГОСТу выбирают для трапециидальной, прямоугольной или упорной резьбы шаг P , средний диаметр резьбы d_{cp} и наружный диаметр d_n . Далее проверяют условие самоторможения винта,

$$\alpha \leq \varphi, \text{ где } \alpha = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_{cp}}\right). \quad (4.30)$$

Если $\alpha > \varphi$, необходимо уменьшить шаг винта.

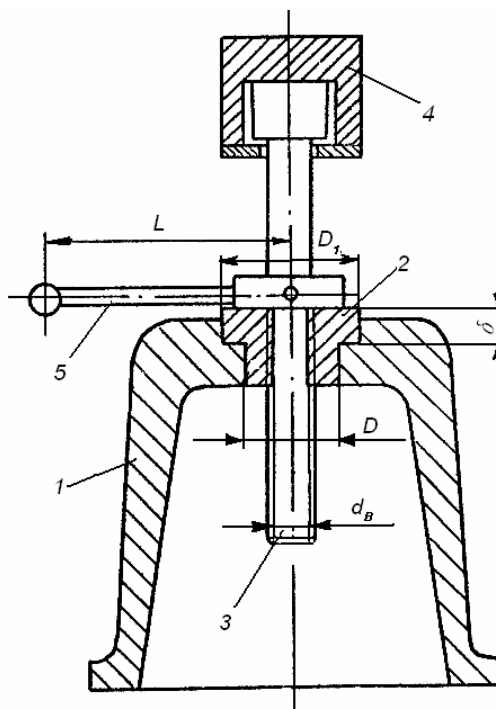


Рис. 4.12. Винтовой домкрат:
1 – корпус; 2 – гайка; 3 – винт; 4 – пята; 5 – рукоятка

Крутящий момент, прилагаемый к винту,

$$M_{кр} = Q \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + M_n. \quad (4.31)$$

где M_n – момент трения на опорной поверхности пяты, зависящий от конструкции опоры.

Если винт опирается непосредственно плоским торцом (рис. 4.13, а), момент

$$M_n = \frac{1}{3} Q \cdot f_o \cdot d_1.$$

Для случая (рис. 4.13, б)

$$M_n = \frac{1}{3} Q \cdot f_o \frac{d_1^3 - d_2^3}{d_1^2 - d_2^2},$$

где $f_o = 0,1 \dots 0,2$ – коэффициент трения в контакте между пятой и винтом;
 d_1, d_2 – размеры, принимаемые конструктивно (рис. 4.13, а, б).

Если опора сферическая (рис. 4.13, в), моментом M_n можно пренебречь.

При сферическом конце торца винта, опирающемся на конусную поверхность пяты (рис. 4.13, г), касание происходит по окружности диаметром $d = 2R_c \cos \psi$, где R_c – радиус сферы, а ψ – половина угла при вершине конуса.

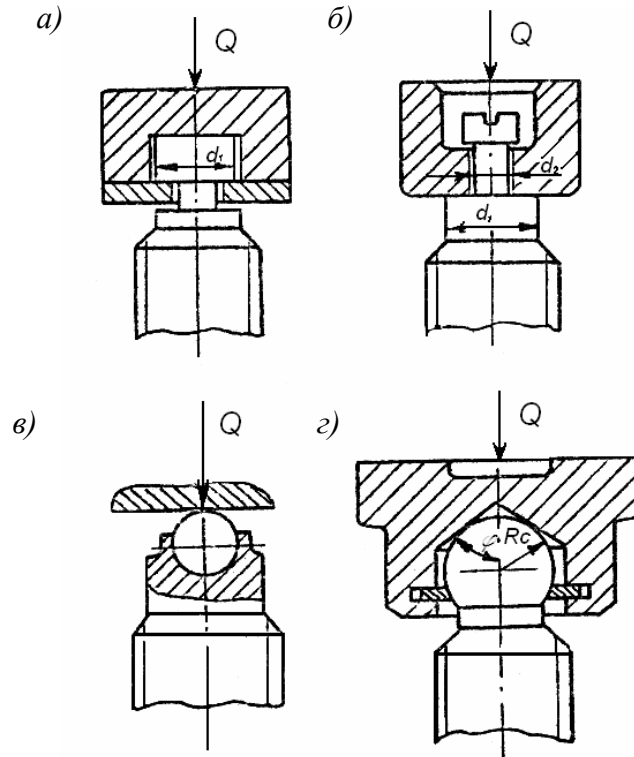


Рис. 4.13. Схемы к расчету опорных частей силовых винтов

Нормальное давление на опорную поверхность $N = \frac{Q}{\sin \psi}$. Тогда

$$M_n = \frac{1}{2} N \cdot f_o \cdot d = Q \cdot f_o \cdot R_c \cos \psi.$$

Для создания крутящего момента используют рукоятку, длина которой $L = 0,4 \dots 0,6$ м, а усилие на рукоятке не должно превышать 300 Н.

Находимое усилие, прилагаемое рабочим в зависимости от выбранной длины рукоятки

$$Q_p = \left(\frac{M_{кр}}{L} \right) \leq 300. \quad (4.32)$$

Если условие не выполняется, необходимо увеличить длину рукоятки или уменьшить шаг винта. Винт проверяют на совместное действие сжатия и кручения, а при значительной длине и на устойчивость.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau_{кр}^2}, \quad (4.33)$$

где $\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{0,2d_в^3}$ – напряжение кручения.

Условие достаточной прочности $\sigma_{эк} \leq [\sigma]$.

Винт проверяют на устойчивость по формуле Эйлера

$$Q_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_p}{l^2}, \quad (4.34)$$

где $Q_{кр}$ – критическая сила, Н;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для стали;

$J_p = \frac{\pi d_в^4}{64} \approx 0,05 d_в^4$ – момент инерции для круглого сечения, мм⁴;

l – максимальная высота подъема, мм.

Запас устойчивости определяем по формуле

$$n_y = \left(\frac{Q_{кр}}{Q} \right) \geq 4. \quad (4.35)$$

Определяем число витков гайки.

$$z \geq \frac{4Q}{\pi(d_n^2 - d_в^2) \cdot [q]}, \quad (4.36)$$

где $[q]$ – допускаемые удельные давления в контакте винта и гайки (табл. 4.1), МПа.

Число витков резьбы гайки не должно быть более 10, так как лишние витки все равно не будут работать. Если получилось $z > 10$, то выбирают другой материал или увеличивают диаметр винта.

Высота гайки

$$H = z \cdot p. \quad (4.37)$$

Допускаемые удельные давления в контакте винт-гайка

Материал винтовой пары	$[q]$, МПа
Закаленная сталь – бронза	10...13
Незакаленная сталь – бронза	8...10
Закаленная сталь – антифрикционный чугун АВЧ-1 и АКЧ-1	7...9
Незакаленная сталь – антифрикционный чугун АВЧ-2 и АКЧ-2	6...7
Незакаленная сталь – чугун СЧ 18-36 и СЧ 21-40	5...6

Наружный диаметр гайки D определяется из условия прочности на растяжение

$$D \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma]_p} + d^2}. \quad (4.38)$$

Наружный диаметр фланца D_1 по условию сжатия

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot [\sigma]_{сж}} + D^2}. \quad (4.39)$$

Толщина фланца

$$\delta \geq \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot [\tau]}. \quad (4.40)$$

Значения $[\sigma]_p$, $[\sigma]_{сж}$ и $[\tau]$ принимаются: для бронзы $[\sigma]_p = 35...45$ МПа; для чугуна $[\sigma]_p = 20...25$ МПа; для бронзы и чугуна по чугуну и стали $[\sigma]_{сж} = 35...45$ МПа; для бронзы $[\tau] = 20...25$ МПа; для чугуна $[\tau] = 20...30$ МПа.

Винты, как правило, изготавливаются из стали 40, 45, 50 или с закалкой в более ответственных конструкциях из стали 40Х, 40ХН, 50ХГ и др. Лучшими материалами для изготовления гаек являются оловянистые бронзы: БрОФ10-1, БрОФ10-05, БрОЦС6-6-3. При малых скоростях вращения применяется антифрикционный чугун АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1 и АКЧ-2, а также серый чугун СЧ 18-36 и СЧ 21-40.

КПД домкрата

$$\eta = \frac{A_n}{A}, \quad (4.41)$$

где $A_n = Q \cdot p$ – работа по поднятию груза за 1 оборот винта, Дж;

$A = 2 \cdot Q_p \cdot \pi \cdot R$ – работа, совершаемая рабочим за 1 оборот винта, Дж.

4.2.2. Винтовые электромеханические подъемники

Электромеханические подъемники могут быть 1, 2, 4, 6 и 8-стоечными. Напольный подъемник (П-133) состоит из двух коробчатых стоек 1 (рис. 4.14) и поперечины 2. В каждой стойке размещается ходовой винт 3, по которому перемещается грузоподъемная гайка 4 с раздвижными подхватами 5. Ходовые винты приводятся во вращение от электродвигателя 6 через редуктор 7, установленный на одной из стоек. Вращение на другой винт передается с помощью цепной передачи 8, смонтированной внутри поперечины 2.

Подъемник крепится к полу анкерными болтами 9. Упорные ролики 10 освобождают винт от изгибающих усилий.

В рассмотренном подъемнике вращается винт, а гайка неподвижна. По такому же принципу работают 4-стоечные (П-150) и 6-стоечные подъемники (П-142), которые используются для вывешивания грузовых автомобилей и автобусов. Управление работой стоек осуществляется с передвижного пульта, обеспечивающего их синхронную работу.

Существуют конструкции с неподвижными винтами и вращающимися гайками. В таких подъемниках электродвигатель и редуктор устанавливаются на подъемной раме, а вращение гаек осуществляется цепной передачей, смонтированной в пустотелой коробке подъемной рамы. Основным преимуществом винтовых электромеханических подъемников является их надежность и безопасность в работе, простое устройство. К недостаткам следует отнести низкий КПД, необходимость тщательного ухода за грузовыми винтами.

Расчет электромеханических подъемников выполняется по принципу расчета винтовых домкратов. Однако имеются в расчете и свои особенности. В подъемниках с вращающимся ходовым винтом для исключения воздействия изгибающих моментов на грузоподъемную гайку применяют опорные ролики (рис. 4.15). Нагрузка на один винт подъемника определяется по формуле

$$Q = \frac{G_a \cdot K_p}{n} \quad (4.42)$$

где n – число стоек;

G_a – вес автомобиля, Н;

$K_p = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент неравномерности распределения силы веса по стойкам. Большее значение K_p берется для 4-стоечных, а меньшее – для 2-стоечных подъемников.

Длина плеча подхвата

$$CD = \frac{1}{4} B + L, \quad (4.43)$$

где B – ширина автомобиля;

$L = 0,25 \dots 0,4$ – запас по ширине на сторону. Меньшее значение L берется для легковых автомобилей.

Диаметр роликов d берутся в пределах $0,05 \dots 0,07$ м. Можно задаться расстоянием AK и определить длину роликов. Обычно $AK = (0,3 \dots 0,5)CD$; $CK = (0,5 \dots 0,7)AK$.

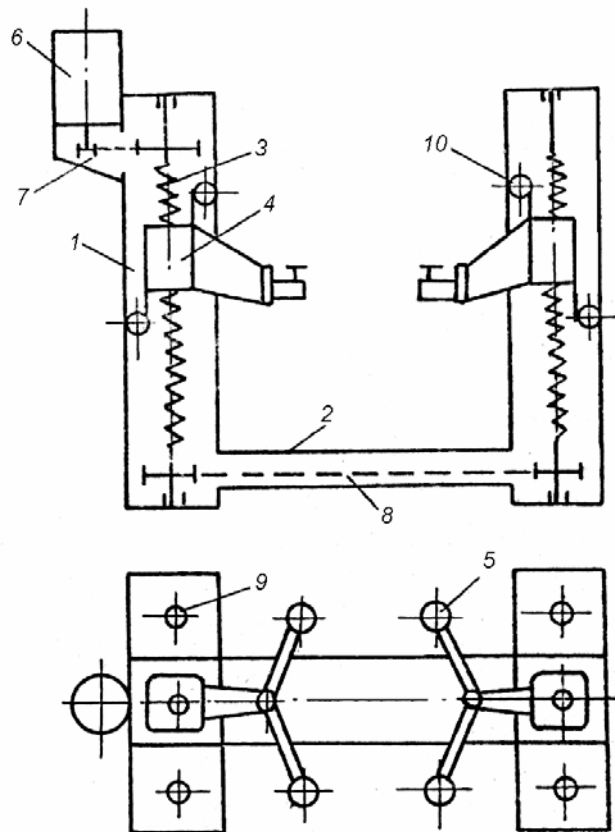


Рис. 4.14. Винтовой электромеханический подъемник:
 1 – стойка; 2 – поперечина; 3 – винт; 4 – гайка; 5 – подшипник; 6 – электродвигатель;
 7 – редуктор; 8 – цепная передача; 9 – анкерный болт

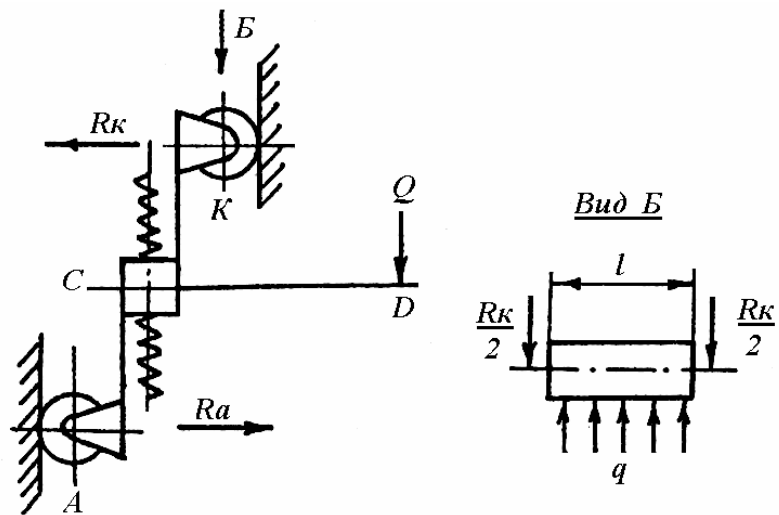


Рис. 4.15. Схема действия сил на опорные ролики

Силы, действующие на ролик, определяют исходя из системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \sum M_a &= R_k \cdot AK - Q \cdot CD = 0 \\ \sum X &= R_a - R_k = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.44)$$

Отсюда $R_k = \frac{Q \cdot CD}{AK}$; $R_k = R_a$ независимо от соотношения размеров AK и CK .

Если ролик и направляющая поверхность ролика не обработаны термически, они рассчитываются на смятие. В этом случае по результатам расчетов ролики по длине и диаметру получаются очень большими. Поэтому, как правило, контактирующие поверхности подвергаются термообработке и рассчитываются по контактными напряжениям:

$$[\sigma_k] \leq 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np}}}, \quad (4.45)$$

где $E_{np} = 2E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости;

ρ_{np} – приведенный радиус кривизны;

q – приведенная нагрузка.

Если ролик и направляющая изготовлены из одинакового материала, то

$E_{np} = E_1 = E_2$, $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$, где r_1 – радиус ролика; r_2 – радиус направляющей. Если

$r_2 = \infty$, то $\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{r_1}$.

После подстановки полученных результатов в уравнение (4.45) и замены r_1 через $d/2$ распределенная нагрузка определяется по формуле

$$q \leq \frac{[\sigma_k]^2 d}{2 \cdot 0,174 \cdot E \cdot S}, \quad (4.46)$$

где $S = 1,2 \dots 1,3$ – коэффициент запаса;

$[\sigma_k] = 2,8 \sigma_T$ – при объемной закалке;

$[\sigma_k] = 50 \cdot \text{HRC}$, МПа – при закалке ТВЧ;

$[\sigma_k] = 40 \cdot \text{HRC}$, МПа – при цементации и азотировании поверхностей;

HRC – твердость поверхностей по Роквеллу.

Для качественных конструкционных сталей $\sigma_T = 650$ МПа, а после термообработки

HRC = 45...50 ед.

Длина ролика

$$l = \frac{R_k}{q}, \quad (4.47)$$

Ролики в процессе качения по направляющим создают дополнительное усилие на винте:

$$Q_g = R_k \cdot f \cdot z, \quad (4.48)$$

где $f = 0,01$ – коэффициент трения качения;

z – число роликов в стойке.

Уточненное усилие на винте

$$Q_y = Q + Q_g. \quad (4.49)$$

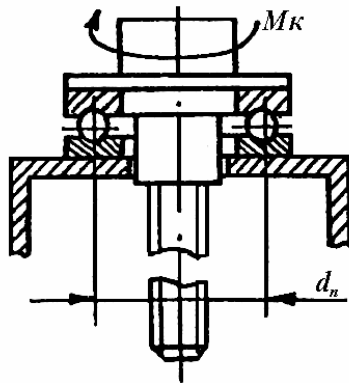


Рис. 4.16. Пример конструктивного исполнения верхней опоры грузового винта

Далее следует расчет, аналогичный расчету винта домкрата. Длина винта принимается равной высоте подъема автомобиля. Винт на устойчивость не считается, т.к. обычно он выполняется висячим, с опорой в верхней его части (рис. 4.16). В качестве опоры используются упорные или радиально-упорные подшипники, или сборные узлы специальной конструкции. Расчет крутящего момента, прилагаемого к винту на упорном подшипнике, определяется по формуле

$$M_{кр} = Q_y \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + Q_y \cdot f \frac{d_n}{2}. \quad (4.50)$$

где $f = 0,01$ – коэффициент трения;

d_n – диаметр дорожки тел качения упорного подшипника.

Так как частота вращения вала невелика, подбор подшипника ведется по статической грузоподъемности $Q_c > Q_y$.

Скорость вращения винта V принимается равной 1,5...2 м/мин.

Частота вращения винта определяется по формуле

$$n = \frac{V}{p}, \quad (4.51)$$

где p – шаг резьбы винта.

Задавая частотой вращения ротора электродвигателя 750, 1000, 1500 или 3000 об/мин, определяют передаточное число от электродвигателя к винту:

$$i = \frac{n_{дв}}{n}.$$

Если $i \leq 4$, можно использовать для передачи момента от электродвигателя к винту клиноременную передачу. В противном случае необходимо подобрать редуктор.

Мощность электродвигателя (кВт) одной стойки определяется по формуле

$$N = \frac{M_{кр} \cdot \omega}{\eta_m} = \frac{M_{кр} \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot \eta_m}, \quad (4.52)$$

где η_m – механический КПД трансмиссии.

При использовании клиноременной передачи $\eta_m = 0,96$. Если установлен редуктор, принимается η_m , указанный в справочнике. Если на несколько стоек используется один привод, а ходовые винты соединены цепной передачей, то

$$N_{эл} = \frac{z \cdot N}{\eta_u},$$

где z – число стоек;

η_u – КПД цепной передачи.

4.2.3. Реечный домкрат

Реечный домкрат (рис. 4.17) состоит из рейки 1, корпуса 2, реечной шестерни 3, передаточных шестерен 4 и рукоятки 5. Рейка 1 перемещается реечной шестерней 3, приводимой в движение рукояткой 5 через шестерни 4, сидящие на осях, закрепленных в корпусе 2 домкрата. В зависимости от грузоподъемности рейка перемещается одной, двумя или тремя зубчатыми парами. Достоинством этих домкратов является высокий КПД. Привод изготавливают с храповым остановом 6, действующим на подъем или на опускание. Для компактности реечную шестерню делают с минимальным числом зубьев (до четырех).

Контактные напряжения в паре зацепления определяют по формуле

$$\sigma_k = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot Q \cdot K_n}{2d \cdot b_m \cdot \sin 2\alpha}} \leq [\sigma]_k.$$

где d – диаметр делительной окружности реечной шестерни;

$K_n = 1,15$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений по поверхности зуба;

$b_m = (0,2 \dots 0,3)d$ – ширина шестерни;

$\alpha = 20^\circ$ – угол в зацеплении.

Если заменить b_m на $0,25d$ и решить уравнение относительно d , диаметр делительной окружности можно определить по формуле

$$d \geq \sqrt{\frac{1,4 \cdot E_{np} \cdot Q \cdot K_n}{[\sigma]_k^2 \cdot 0,5 \cdot \sin 2\alpha}}. \quad (4.53)$$

Если материал шестерни и рейки – сталь, то приведенный модуль упругости $E_{np} = E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $[\sigma]_k = 2,8 \cdot \sigma_T$ или $[\sigma]_k = (40 \dots 50) \cdot (HRC)$ МПа.

Число зубьев шестерни выбирается равным $z = 4 \dots 5$ шт.

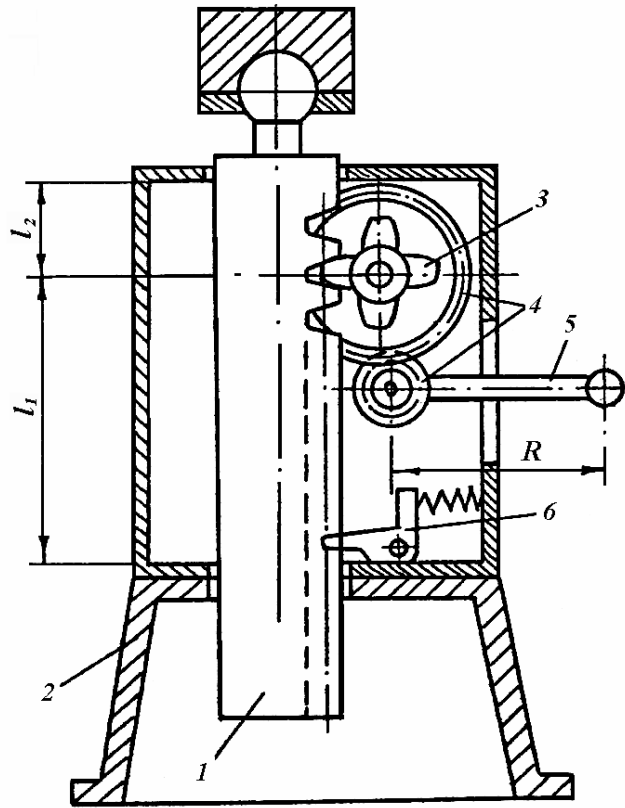


Рис. 4.17. Реечный домкрат:
1 – рейка; 2 – корпус; 3 – реечная шестерня; 4 – передаточные шестерни; 5 – рукоятка; 6 – храповой механизм

Модуль зацепления $m = d/z$. Стандартный модуль m_c выбирается из следующего ряда: 1; 1,25; 1,5; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25. После выбора стандартного модуля уточняют диаметр делительной окружности:

$$d' = m_c \cdot z . \quad (4.54)$$

Момент, создаваемый грузом относительно шестерни, определяется по формуле

$$M = \frac{Q \cdot d'}{2} . \quad (4.55)$$

Момент на рукоятке привода

$$M_n = P_p \cdot R . \quad (4.56)$$

Для удобства пользования длина рукоятки $R = 120 \dots 200$ мм. Усилие на рукоятке $P_p \leq 100$ Н. Если рукоятка качающаяся, $R \leq 500$ мм, то $P_p \leq 300$ Н.

Общее передаточное число домкрата

$$i_o = \frac{M}{M_n \cdot \eta}, \quad (4.57)$$

где η – КПД, зависящий от числа зубчатых пар домкрата. Принимают $\eta = 0,8$.

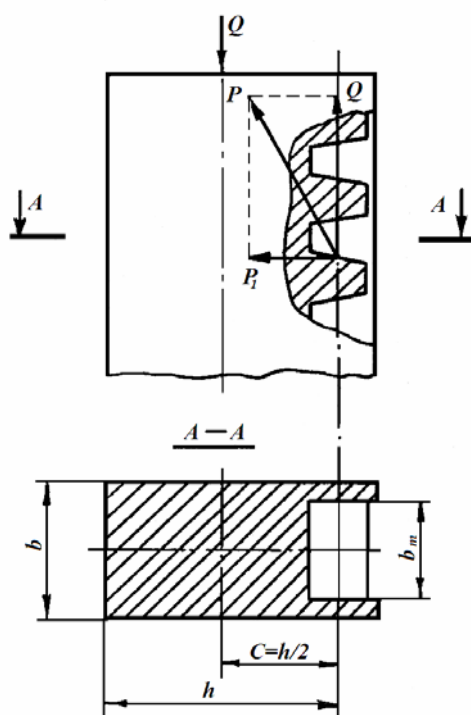
Если $i_o \leq 3$, берут одну зубчатую пару. Если $i_o \geq 3$, выбирают 2 и более зубчатых пар в зависимости от конкретного значения i_o . Предпочтительнее для ограничения габаритов домкрата передаточное число одной пары выбирать не более 3. Общее передаточное число домкрата

$$i_o = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_k,$$

где k – число зубчатых пар.

Расстояние l_1 и l_2 (рис. 4.17) определяют исходя из конструктивных особенностей домкрата. Для приближенных расчетов:

$$l_1 = 1,2 \frac{d}{2} (i_1 + i_2 + i_3 + \dots + i_k + 2); \quad l_2 = 1,2 \frac{d}{2}. \quad (4.58)$$



Рейку рассчитывают на сжатие от веса поднимаемого груза и на изгиб от суммарного момента (рис. 4.18):

$$\sigma = \sigma_{сж} + \sigma_u = \frac{Q}{F} + \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]; \quad (4.59)$$

$$F = b \cdot h; \quad W = \frac{b \cdot h^2}{6}.$$

где $b = 2b_m$ – толщина рейки;
 $b_m = 0,25d$ – ширина шестерни;
 h – ширина рейки.

Момент изгиба для рейки

$$M_u = \frac{P_1 \cdot l_1 \cdot l_2}{l_1 + l_2} + Qc = \frac{Q \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot l_1 \cdot l_2}{l_1 + l_2} + Q \frac{h}{2}. \quad (4.60)$$

Рис. 4.18. К расчету рейки домкрата

Если подставить в условие прочности (4.59) значения величин и приравнять его к нулю, то

$$\frac{Q \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot 6}{(l_1 + l_2) \cdot b \cdot h^2} + \frac{Q \cdot h \cdot 6}{2 \cdot b \cdot h^2} + \frac{Q}{b \cdot h} - [\sigma] = 0. \quad (4.61)$$

После преобразований при $\frac{1}{h} = x$

$$\frac{6 \cdot Q \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot l_1 \cdot l_2}{(l_1 + l_2) \cdot b} x^2 + \frac{4 \cdot Q}{b} x - [\sigma] = 0. \quad (4.62)$$

Уравнение (4.62) имеет вид

$$a \cdot x^2 + k \cdot x - c = 0. \quad (4.63)$$

$$a = \frac{6 \cdot Q \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot l_1 \cdot l_2}{(l_1 + l_2) \cdot b};$$

$$k = \frac{4 \cdot Q}{b};$$

$$c = [\sigma].$$

Корни уравнения

$$x_1 = \frac{-k + \sqrt{k^2 + 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a}; \quad (4.64)$$

$$x_2 = \frac{-k - \sqrt{k^2 + 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a}.$$

При этом берутся только положительные значения x , так как линейный размер не может быть отрицательным. Соответственно, ширина рейки $h = \frac{1}{x}$.

В заключение рейку проверяют на устойчивость по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{мин}}{l^2}, \quad (4.65)$$

где l – высота подъема.

Для прямоугольного сечения $J = \frac{b \cdot h^3}{12}$ или $J = \frac{h \cdot b^3}{12}$ (берут наименьшее из значений).

Запас устойчивости

$$n_y = \frac{P_k}{Q} \geq 4. \quad (4.66)$$

Если устойчивость рейки неудовлетворительна, сечение рейки необходимо увеличить и расчет повторить.

4.2.4. Гидравлический домкрат

Гидравлические домкраты просты в изготовлении, надежны в эксплуатации, могут иметь большую грузоподъемность и КПД, компактны. На рис. 4.19 показан гидравлический домкрат с ручным приводом. Грузоподъемным элементом является шток 1. Для расширения диапазона высоты подъема часто верхнюю часть штока оборудуют винтом 2. Шток перемещается в корпусе 3, внутри которого имеются полости 4, заполняемые минеральным маслом или смесью воды и глицерина. Заполнение производится через пробку 5. Подъем груза производится в процессе нагнетания жидкости ручным плунжерным насосом 6 с клапанами 8 в полость под штоком 7. Для опускания груза открывают кран 9, и жидкость из полости 7 перетекает в полость 4.

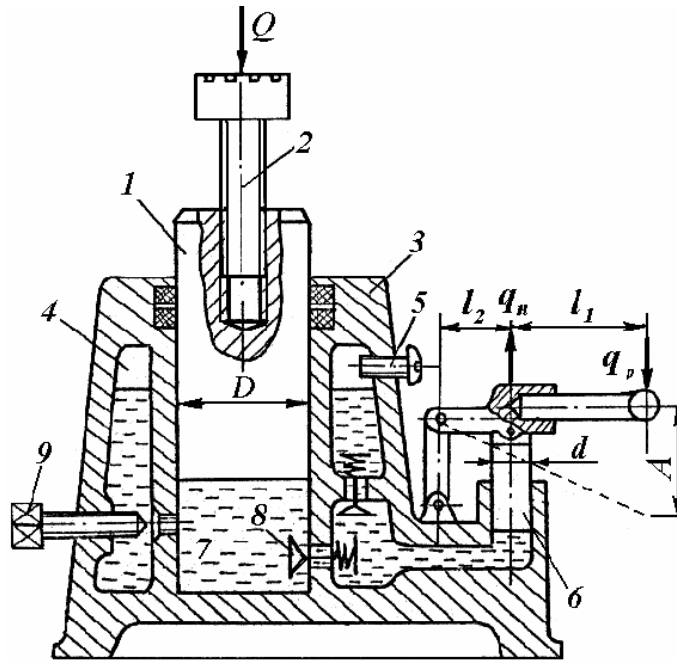


Рис. 4.19. Гидравлический домкрат:
1 – шток; 2 – винт; 3 – корпус; 4 – полость; 5 – пробка;
6 – насос; 7 – полость под штоком; 8 – клапан; 9 – кран

Рассмотрим пример расчета гидравлического домкрата для вывешивания автомобилей как в дорожных условиях, так и на осмотровой канаве.

Выбор и обоснование исходных параметров.

1. Грузоподъемность (Q) принимается равной полной массе автомобиля заданной марки, приходящейся на заднюю ось.

2. Высота подъема (H) должна обеспечивать вывешивание колес при установке опорной подставки под балку моста и иметь некоторый запас с учетом деформации рес-сор. Одновременно следует стремиться к уменьшению массы и габаритов подъемника. С учетом сказанного можно принять высоту подъема $H = 250...300$ мм для легковых авто-мобилей и $H = 300...500$ мм для грузовых.

3. Производительность (время подъема на заданную высоту) подъемника с ручным приводом ограничена физическими возможностями человека и определяется в процессе проектирования.

4. Диаметр (D) рабочего цилиндра подъемника выбирается, исходя из его произво-дительности и усилия на плече подъема. Практика показывает, что этим требованиям удовлетворяет $D = 100$ мм. Однако если последующие расчеты покажут неприемлемость принятого размера, то его можно скорректировать в ту или иную сторону.

Остальные параметры гидроподъемника определяются расчетным путем.

5. Давление (P) в цилиндре определяется из уравнения гидростатики

$$Q = P \cdot F = P \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (4.67)$$

Откуда

$$P = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}, \quad (4.68)$$

где Q – грузоподъемность, Н;

F – площадь поршня, м²;

D – диаметр поршня, м.

6. Диаметр плунжера насоса (d) может быть определен из уравнения моментов от сил, действующих на рычаг, исходя из расчетной схемы (рис. 4.19)

$$\sum M_0 = g_n \cdot l_2 - g_p (l_1 + l_2) = 0. \quad (4.69)$$

Откуда

$$g_n = \frac{g_p (l_1 + l_2)}{l_2}. \quad (4.70)$$

где g_n – усилие на штоке плунжера насоса, Н;

g_p – усилие рабочего на рычаге, Н;

l_1 и l_2 – длина плеч рычага, мм.

В свою очередь усилие на штоке плунжера зависит от диаметра плунжера (d) и давления (P) в цилиндре и определяется по формуле

$$g_n = \frac{P \cdot \pi \cdot d^2}{4}. \quad (4.71)$$

Откуда

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot g_n}{P \cdot \pi}}. \quad (4.72)$$

Расчет производительности подъемника. Поскольку под производительностью подъемника понимается скорость подъема массы Q на высоту H (ход поршня), то необходимый объем жидкости ($V_{раб}$), требуемый для закачки насосом в цилиндр, может быть подсчитан из формулы

$$V_{раб} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} H. \quad (4.73)$$

Необходимое число ходов плунжера насоса (n) может быть подсчитано исходя из геометрических параметров, т.е. диаметра плунжера (d) и хода штока (h) при той же производительности:

$$V_{раб} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot h \cdot n}{4}. \quad (4.74)$$

Диаметр плунжера (d) был определен по (4.72), а ход штока плунжера насоса (h) находится из соотношения плеч рукоятки насоса l_1 , l_2 и принятого значения размаха рукоятки A . Тогда из расчетной схемы (рис. 4.19) можно составить пропорцию

$$\frac{A}{h} = \frac{l_1 + l_2}{l_2}.$$

Откуда

$$h = \frac{A \cdot l_2}{l_1 + l_2}. \quad (4.75)$$

Тогда число ходов плунжера, необходимое для поднятия груза на высоту H , определится из выражения (4.74), т.е.

$$n = \frac{4 \cdot V_{раб}}{\pi \cdot d^2 \cdot h}. \quad (4.76)$$

Если подставить в эту формулу значения $V_{раб}$, h и d , то по числу ходов можно приблизительно определить время, необходимое для поднятия груза, приняв время одного хода плунжера 1...1,5 с.

Рекомендуемое расчетное усилие рабочего на рычаге (g_p) не должно превышать 100 Н; размах рукоятки $A = 250...300$ мм; длина плеча $l_1 = 250...300$ мм; $l_2 \approx 50$ мм.

Для предотвращения утечек рабочей жидкости из полости высокого давления поверхность штока обрабатывается с высокой точностью, подвергается закалке ТВЧ до НРС 45 и более и хромируется. Полная герметичность соединения достигается установкой манжет, работающих при давлении до 50 МПа. Размеры этих манжет оговорены стандартом, поэтому расчетный диаметр плунжера следует увеличивать до ближайшего стандартного размера кольца.

4.2.5. Гидравлический подъемник

Гидравлические подъемники предназначены для вывешивания автомобилей над уровнем пола на высоте, удобной для технического обслуживания и ремонта агрегатов и узлов снизу и сбоку.

Стационарные напольные гидравлические подъемники могут быть одно-, двух- и многоплунжерные, грузоподъемностью от 2 (см. часть II настоящего учебного пособия, мод. П-104, рис. 12.32) до 12,5 т (мод. П-151) и более.

В одноплунжерном подъемнике (рис. 4.20) при подъеме масло берется из бака и насосом 2 через кран 3 и клапан 4 подается в нижнюю полость цилиндра 8, высота подъема до 1,5 м. Скорость подъема около 2 м/мин (0,033 м/с). При опускании подъемника электродвигатель 1 не работает, и плунжер опускается под действием силы веса автомобиля.

Скорость опускания может регулироваться клапаном 4. Подъем плунжера 7 с подъемной платформой ограничивается упорной шайбой и направляющим цилиндром 5. При достижении максимальной высоты срабатывает клапан 9, и масло перекачивается в бак 10.

Для предупреждения самопроизвольного опускания плунжера подъемник следует оборудовать предохранительной стойкой 6 с отверстиями под фиксирующий стержень.

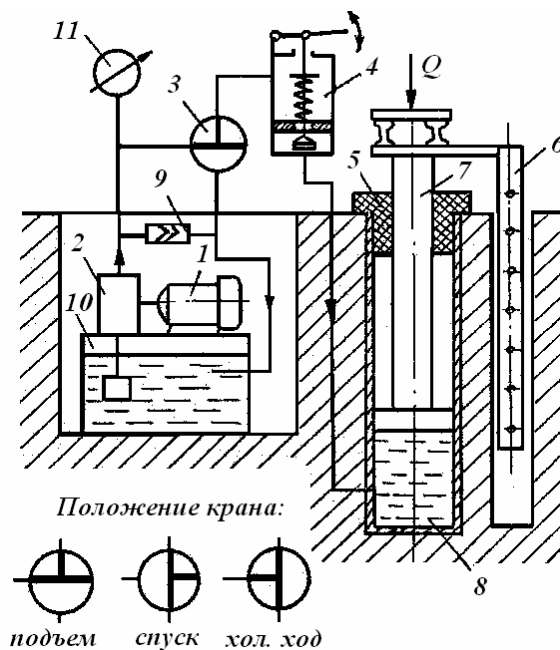


Рис. 4.20. Одноплунжерный гидравлический подъемник:
1 – электродвигатель; 2 – насос; 3 – кран; 4 – клапан; 5 – направляющий цилиндр;
6 – стойка; 7 – плунжер; 8 – гидроцилиндр; 9 – перепускной клапан;
10 – бак; 11 – манометр

Недостатком одноплунжерного подъемника является затрудненный доступ к механизмам автомобиля снизу. Кроме того, при малейшем перекосе плунжера при его монтаже происходит самопроизвольное поворачивание рамы с установленным на ней авто-

мобилем. Зато при правильном монтаже этот недостаток превращается в преимущество, так как возможен поворот автомобиля вокруг вертикальной оси в любое удобное положение. За счет этого может экономиться производственная площадь, отводимая для маневрирования автомобиля и его проезда.

Двухплунжерные подъемники применяют для подъема автомобилей массой до 16 т. Они состоят из двух одноплунжерных подъемников, цилиндры которых заглублены в полу, каждый плунжер имеет короткую раму, а иногда вильчатую опору (подхват) для осей автомобиля. Оба плунжера приводятся в действие от одной насосной установки. Для уравнивания скоростей перемещения плунжеров имеется тросоперетягивающее устройство (см. часть II настоящего учебного пособия мод. П-111, рис. 12.33). Гидравлические подъемники, несмотря на простоту конструкции, плавность хода и бесшумность в работе, имеют и недостатки. Вследствие износа или деформации уплотняющей манжеты плунжера может происходить самопроизвольное опускание платформы с автомобилем. Гидравлические подъемники, заглубляемые в полу, можно устанавливать только на первых этажах производственных помещений.

Расчет гидравлического подъемника заключается в следующем.

Определяют нагрузку, приходящуюся на один плунжер подъемника:

$$Q = \frac{G_a \cdot K_p}{n}, \quad (4.77)$$

где G_a – сила веса автомобиля, Н;

$K_p = 1,1 \dots 1,3$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по плунжерам;

n – число плунжеров.

Находят диаметр поршня (плунжера)

Если известно номинальное усилие Q , то при подборе цилиндра из стандартного ряда внутренний диаметр рассчитывается по формуле

$$D_p = 1,1 \sqrt{\frac{Q}{P \cdot \eta}}, \quad (4.78)$$

где D_p – расчетный внутренний диаметр цилиндра, мм;

Q – номинальное усилие на штоке, Н;

P – давление жидкости, МПа.

Выбранный конструктивный диаметр должен быть больше или равен расчетному, т.е. $D_s \geq D_p$.

Толщина стенки цилиндра равна

$$t = P_{\max} \frac{D_s}{2[\sigma]_p}, \quad (4.79)$$

где t – толщина стенки цилиндра, мм;

P_{\max} – максимальное давление жидкости, МПа;

$[\sigma]_p$ – допустимое напряжение растяжения для материала цилиндра.

Формула (4.79) справедлива при условии

$$D_n / D_e \leq 1,18, \quad (4.80)$$

где D_n и D_e – наружный и внутренний диаметры цилиндра, мм.

В общем случае толщина стенки цилиндра определяется по выражению

$$t = \frac{D_e}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]_p + P(1 - 2 \cdot \mu)}{[\sigma]_p - P(1 + \mu)}} - 1 \right), \quad (4.81)$$

где μ – коэффициент Пуассона; $\mu = 0,3$ для стали и $\mu = 0,35$ для латуни.

Толщина плоского доньшка цилиндра определяется по формуле

$$t_\partial = 0,405 D_e \sqrt{\frac{P_{\max}}{[\sigma]_p}}, \quad (4.82)$$

где P_{\max} – максимальное давление в цилиндре.

Рекомендуется брать отношение

$$L / D_e < 4 \dots 6, \quad (4.83)$$

где L – длина хода штока, мм.

В отдельных случаях отношение $L / D_e = 10 \dots 12$.

Для предупреждения большой боковой силы при выдвинутом штоке рекомендуется соблюдать отношение между ходом поршня и величиной заделки штока (рис. 4.21).

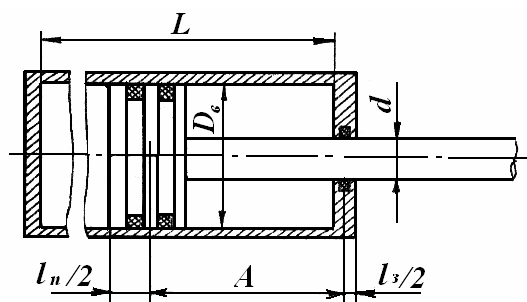


Рис. 4.21. Заделка поршневого штока:

l_n – ширина поршня; l_3 – ширина заделки штока

Для цилиндров с $L / D_e \leq 1$ величина заделки штока $A \geq 0,1L$.

При L / D_e от 1 до 10 размер A выбирают по закону пропорции, если

$$L / D_g = 10, \text{ то } A \geq 0,2L, \quad (4.84)$$

где A – величина заделки поршневого штока, т. е. расстояние между центрами поршня и заделки в крайнем выдвинутом положении.

Для подбора трубопроводов рассчитывается потребляемый расход гидравлической жидкости Q_p .

$$Q_p = S \cdot v, \quad (4.85)$$

где S – площадь поршня, м^2 ;

v – скорость движения поршня, м/с .

Внутренний диаметр трубопровода определяется по выражению

$$d_m = 1,13 \sqrt{\frac{Q_p}{v_m}}, \quad (4.86)$$

где v_m – скорость движения жидкости в трубопроводе, м/с .

Ориентировочно можно принять при различных давлениях средние значения скоростей в магистральных трубопроводах:

– для пневмоприводов $v_m = 17$ м/с при $P = 0,5 \dots 0,8$ МПа;

– для гидроприводов $v_m = 4$ м/с при $P = 2,0 \dots 6,3$ МПа;

$v_m = 5$ м/с при $P = 6,3 \dots 10,0$ МПа.

Для всасывающих гидролиний $v_m = 1,0$ м/с . Расчетный диаметр трубопроводов округляется до ближайшего значения нормального ряда.

После выбора основных параметров D, d, d_m, Q_p и приведения их в соответствие с установленными рядами необходимо уточнить остальные расчетные величины:

$$v = v_{px} = Q_p / S; \quad t_{px} = 0,6 \cdot L / v_{px}; \quad (4.87)$$

$$v_{xx} = Q'_p / S'; \quad t_{xx} = 0,6 \cdot L / v_{xx},$$

где Q'_p – объем жидкости, вытесненный при возврате штока;

$v_{px}, v_{xx}, t_{px}, t_{xx}$ – соответственно скорость и время перемещения поршня холостого и рабочего ходов.

Штоки цилиндров проверяются на устойчивость по формуле Эйлера для тонких стержней. Расчетная формула принимается в зависимости от способа закрепления цилиндра и штока (рис. 4.22).

Критическая нагрузка продольного изгиба равна:

$$\begin{aligned}
 \text{a)} \quad Q_k &= \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{4 \cdot L^2}; & \text{б)} \quad Q_k &= \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2}; \\
 \text{в)} \quad Q_k &= \frac{2,05 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2}; & \text{г)} \quad Q_k &= \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2},
 \end{aligned}
 \tag{4.88}$$

где E – модуль упругости (для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);
 J – момент инерции, мм⁴;
 L – длина продольного изгиба, мм.
 Максимально допустимая нагрузка

$$Q_{\max} = Q_k \cdot K_{кр}, \tag{4.89}$$

где $K_{кр}$ – запас прочности, равный 2,5...3,5.

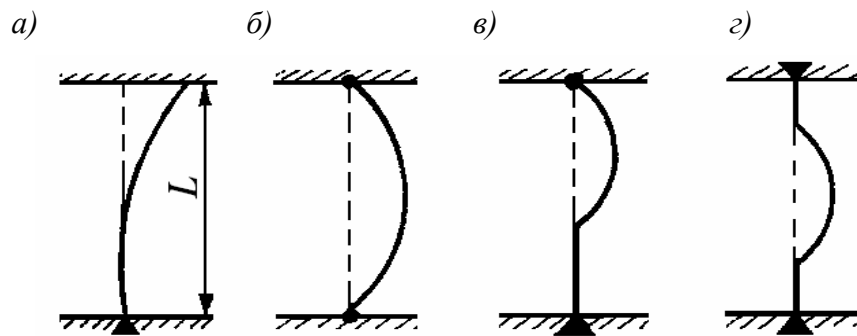


Рис. 4.22. Схемы способов закрепления:
 а) жестко с одной стороны; б) шарнирно – шарнирно; в) жестко – шарнирно; г) жестко – жестко

Необходимо учитывать, что способ крепления цилиндра по схеме (г) характеризуется наименьшей устойчивостью штока.

При всем многообразии типов силовых цилиндров основные конструктивные решения являются общими или характерными для большинства цилиндров, применяемых в машиностроении. Применение в качестве гидравлических жидкостей АМГ-10, ВМГЗ, МГ-30 и других масел, нормализация давлений в гидросистеме (8...10 МПа) привели к унификации конструктивных решений основных элементов силовых цилиндров.

Уплотнение резиновыми кольцами круглого сечения получило наибольшее распространение в машиностроении. Такие уплотнения работают надежно при давлении до 35 МПа при низких температурах до -60 °С и при нагреве конструкции до 200 °С.

Круглое резиновое кольцо обеспечивает уплотнение при малых давлениях за счет предварительного обжатия его в процессе сборки между уплотняемыми деталями.

При проектировании резинового кольца как уплотнения следует учитывать, что резина практически несжимаема, т.е. при создании давления объем кольца не уменьшается, а только изменяется его форма. Поэтому канавки должны быть больше по своему объему, чем объем кольца (рис. 4.23).

Глубина канавки должна быть меньше диаметра поперечного сечения кольца, для того чтобы при сборке происходило обжатие кольца, которое должно составлять 10...20% от диаметра поперечного сечения кольца. При этом создается контактный пояс, ширина которого примерно равна 40% от диаметра поперечного сечения кольца.

Вследствие обжатия кольца при сборке обеспечивается герметизация зазора и при минусовых температурах. Однако следует заметить, что увеличение предварительного обжатия может привести к повышению силы трения, а следовательно, к увеличению темпов износа кольца. Неблагоприятные условия работы возникают и тогда, когда материал кольца под действием давления выдавливается в зазор. Это происходит из-за большого зазора между уплотняемыми деталями или из-за малой твердости резины.

При правильно спроектированном уплотнении кольца выдерживают десятки тысяч двойных ходов. Ресурс эксплуатации уплотнительных колец зависит также от материала и чистоты обработки трущейся поверхности.

Для предохранения уплотнительных колец от защемления при давлениях в системе 15...25 МПа применяются защитные опорные кольца из фторопласта.

С целью защиты уплотнительных колец от действия абразива перед защитными фторопластовыми кольцами ставят очистительные (скребковые) или пропитанные смазкой фетровые кольца.

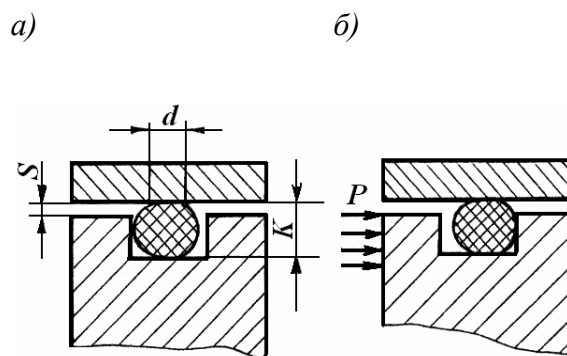


Рис. 4.23. Схема уплотнения резиновыми кольцами а) первоначальное обжатие кольца при монтаже; б) уплотнение под действием давления (P) жидкости; K – величина обжатия кольца; d – первоначальный диаметр кольца; S – зазор между цилиндром и поршнем

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите классификацию подъемно-транспортного оборудования.
2. Расскажите порядок расчета тянущего тросового конвейера.
3. Назовите порядок расчета цепного конвейера.
4. Что включает классификация подъемно-осмотрового оборудования.
5. Каков порядок расчета винтового домкрата?
6. Каковы особенности расчета винтовых электромеханических подъемников?
7. Каков порядок расчета реечного домкрата?
8. Каков порядок расчета гидравлического домкрата?
9. Каков порядок расчета гидравлического подъемника для вывешивания автомобилей?

5. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ РАЗБОРОЧНО-СБОРОЧНЫХ РАБОТ

5.1. Расчет гайковертов

Для отворачивания и заворачивания болтов и гаек грузовых автомобилей и автобусов в автопредприятиях и СТО широко используют электромеханические гайковерты различного типа и назначения (ручные, передвижные на тележках, перекатываемые по полу и передвигаемые по направляющим в осмотровых канавах). Особенно большие моменты требуются при затяжке гаек крепления дисков колес и стремянок рессор.

Для гаек колес автомобилей используют электромеханические реверсированные инерционно-ударные гайковерты, например, мод. И-318 (см. ч. II пособия, рис. 12.29) или И-303М.

Схема гайковертов данного типа представлена на рис. 5.1. Гайковерт смонтирован на трехколесной тележке 1 со стойкой 2, по которой перемещается в вертикальном направлении каретка с плитой 3. На плите закреплены электродвигатель 4, приводимый им во вращение через клиноременную передачу 5, маховик 6, а также электромагнит 7 для включения в работу ударного механизма. При введении подвижной полумуфты 8, перемещаемой по шлицам вала 9, в зацепление с полумуфтой 10 крутящий момент от маховика 6 ударным импульсом передается на вал и торцевой ключ 11. Одновременно с включением электромагнита электродвигатель отключается. Величина крутящего момента на валу зависит от выбега маховика. Чем меньше выбег, тем больше момент. Поэтому наибольший момент достигается на последнем этапе заворачивания гайки или в начальной стадии ее отворачивания. Применение инерционно-ударного механизма позволяет достигать больших моментов (400 Н·м) при сравнительно малой мощности двигателя, простой и легкой трансмиссии. Недостатком таких гайковертов является повышенная шумность при работе и сложность регулирования момента затяжки. Также момент не может быть достаточным для ряда случаев вследствие амортизирующего действия трансмиссии гайковерта.

Для повышения крутящего момента и уменьшения шума применяют электромеханические гайковерты непосредственного действия (рис. 5.2) с приводом вала ключа 1 через редуктор 2 с большим передаточным числом. Для предохранения вала от поломки служит кулачковая предохранительная муфта 3. С помощью гайки 4 можно регулировать величину момента на валу.

К числу таких гайковертов относятся электромеханические передвижные гайковерты для гаек стремянок рессор грузовых автомобилей мод. И-319 и И-322 (рис. 5.3), обеспечивающие регулируемый момент затяжки от 150 до 700 Н·м.

Для выполнения однотипных операций в серийном производстве используют пневматические, преимущественно ручные гайковерты. В процессе ТО и ТР такие гайковерты практически не применяются.

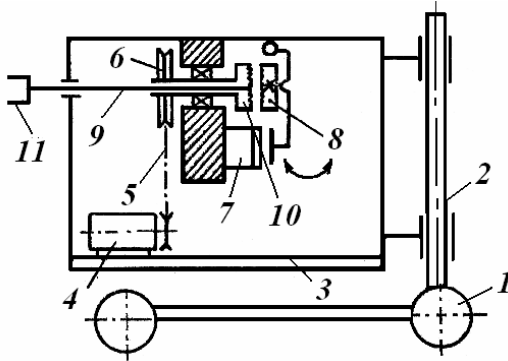


Рис. 5.1. Инерционно-ударный гайковерт:
 1 – тележка; 2 – стойка; 3 – плата;
 4 – электродвигатель; 5 – клиноременная передача; 6 – маховик; 7 – электромагнит;
 8 – подвижная полумуфта; 9 – вал;
 10 – полумуфта; 11 – ключ

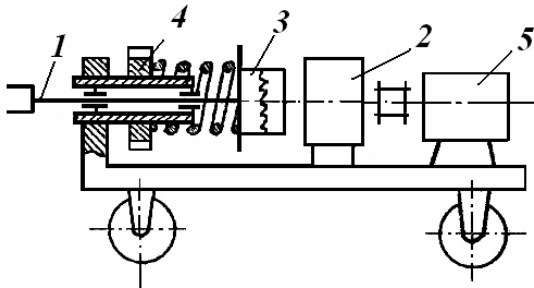


Рис. 5.2. Электромеханический гайковерт:
 1 – ключ; 2 – редуктор; 3 – муфта предохранительная;
 4 – гайка регулировочная; 5 – электродвигатель

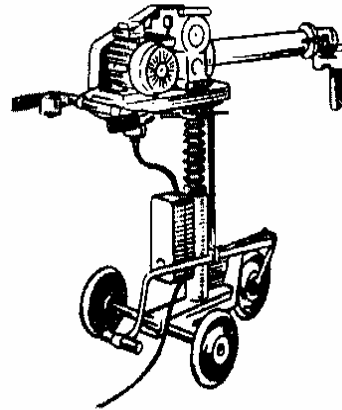


Рис. 5.3. Гайковерт И-322 для гаек стремянок рессор автомобилей

Расчет инерционно-ударного гайковерта. Расчет начинают с определения момента, необходимого для заворачивания гайки заданного размера (рис. 5.4):

$$T_3 = T_m + T_p. \quad (5.1)$$

где T_m – момент сил трения на опорном торце гайки;

T_p – момент сил в резьбе.

$$T_m = \frac{F \cdot f \cdot D_{cp}}{2}, \quad (5.2)$$

$$D_{cp} = \frac{(D_1 + d_{oms})}{2}, \quad (5.3)$$

где F – осевая сила, Н;

f – коэффициент трения на торце гайки.

При сухом трении сталь по стали $f = 0,15$.

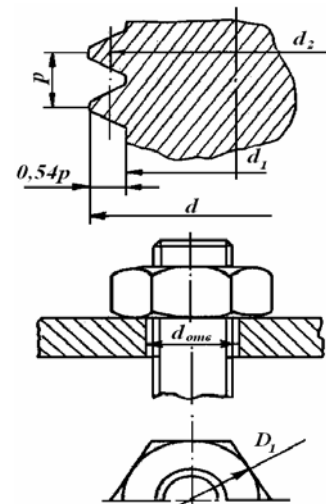


Рис. 5.4. К расчету сил и моментов в резьбовом соединении

Момент сил в резьбе

$$T_p = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (5.4)$$

где $\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right)$ – угол подъема резьбы;

$d_2 = d - 0,54 \cdot p$ – средний диаметр резьбы;

d – наружный диаметр резьбы;

p – шаг резьбы;

$\varphi = \operatorname{arctg} f_{np}$ – угол трения в резьбе;

f_{np} – приведенный коэффициент трения.

Если для крепежных резьб $f_{np} = 0,174$, то $\varphi = 9,9$ град.

После преобразований момент заворачивания определяем по формуле

$$T_3 = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) f + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \right]. \quad (5.5)$$

Момент при отворачивании гайки будет несколько меньше:

$$T_3 = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) f + \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) \right],$$

поэтому в расчетах используют формулу (5.5).

Осевую силу F рассчитывают исходя из условия прочности резьбы по напряжениям среза. Сильнее нагружена резьба винта, так как диаметр впадин винта меньше диаметра винта гайки, т.е.

$$F \leq [\tau] \pi \cdot d_1 \cdot H \cdot K \cdot K_m, \quad (5.6)$$

где $[\tau] = 0,6 \cdot \sigma_T$ – допускаемые напряжения среза, МПа;

$H = 0,8 \cdot d_1$ – высота гайки;

$d_1 = d - 1,08p$ – диаметр впадин резьбы винта;

$K = 0,87$ – коэффициент полноты треугольной резьбы;

$K_m = 0,6$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы.

Для большинства сталей $\sigma_T = 250 \dots 400$ МПа.

Диаметр вала ключа рассчитывают исходя из условия крутящего момента.

Момент заворачивания в общем случае, с учетом коэффициента запаса можно определить по формуле

$$T_3 = 0,8 [\tau_o] \cdot W_o, \quad (5.7)$$

где $W_o = 0,2d_e^3$ – момент сопротивления вала;
 $[\tau_o] = 50$ МПа – допускаемые касательные напряжения.
 Диаметр вала из (5.7)

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,16[\tau]}} \quad (5.8)$$

Расчет кулачковой сцепной муфты (рис. 5.5) приводится в специальной литературе [13, 14, 16]. В нашем случае можно воспользоваться рекомендациями по выбору основных размеров муфты в зависимости от диаметра вала:

$$d_{ен} = d_e + 10 \text{ мм},$$

$$D_n = 2d_e.$$

Высота зубьев муфты h и их ширина a выбираются из табл. 5.1.

Таблица 5.1

Размер зубьев муфты

Диаметр вала d_e , мм	Высота зуба h , мм	Ширина зуба a , град
20...28	4	45
32...45	6	36
50...60	8	30
70...80	10	30
90...100	12	30

Частота вращения маховика n_o (об/мин) определяется наибольшей частотой вращения, при которой допускается включение муфты на ходу:

$$n_o = \frac{1000 \cdot 60 \cdot V}{\pi \cdot D}, \quad (5.9)$$

где $V = 0,8$ м/с – допускаемая окружная скорость;

$$D = \frac{(D_n + d_{ен})}{2} \text{ – средний диаметр ку-}$$

лачков.

Угловая скорость вращения маховика ω (с⁻¹)

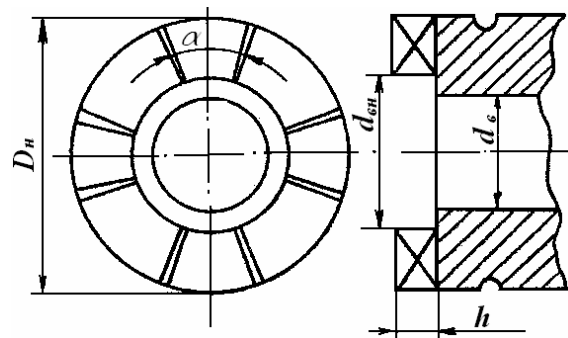


Рис. 5.5. К расчету кулачковой муфты

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_o}{30}. \quad (5.10)$$

Момент инерции маховика

$$J = \frac{T_3}{\varepsilon}. \quad (5.11)$$

где ε – угловое ускорение (замедление) маховика.

Угловое ускорение (с^{-2}) можно определить по формуле

$$\varepsilon = \frac{\omega^2}{2\varphi}, \quad (5.12)$$

где φ – угол поворота маховика в процессе передачи момента на ключ гайковерта (рад). Приблизительно φ можно определить из угла закручивания вала ключа:

$$\varphi = \varphi_6 \cdot K, \quad (5.13)$$

где $K = 10 \dots 15$ – коэффициент.

Угол закручивания вала ключа

$$\varphi_6 = \frac{T_3 \cdot l}{G \cdot J_p}, \quad (5.14)$$

где $l \approx 20d$ – длина вала ключа;

$G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига стали;

$J_p = \frac{\pi \cdot d_6^4}{32}$ – полярный момент инерции сечения вала.

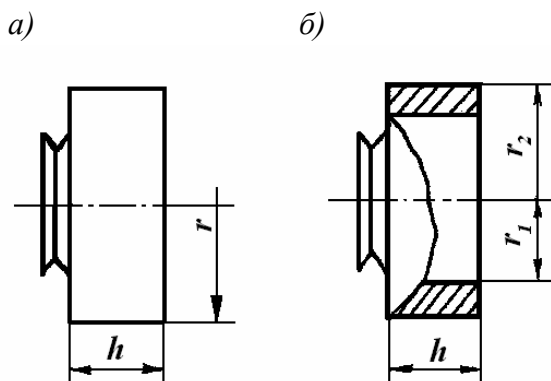


Рис. 5.6. Основные размеры маховиков:
а – сплошного; б – кольцевого

Определив ε и J , задаются конфигурацией маховика (рис. 5.6), его размерами и, исходя из этого, находят его массу. Для сплошного маховика в виде диска

$$m = \frac{2J}{r^2}. \quad (5.15)$$

Для маховика в виде кольца

$$m = \frac{2J}{(r_2^2 - r_1^2)}. \quad (5.16)$$

Зная массу маховика и его радиус, можно найти толщину маховика h .

Для сплошного маховика

$$h = \frac{m}{\pi \cdot r^2 \cdot \gamma}. \quad (5.17)$$

Для маховика в виде кольца

$$h = \frac{m}{\pi(r_2^2 - r_1^2)\gamma}. \quad (5.18)$$

где γ – плотность материала маховика, например $\gamma = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³.

Мощность электродвигателя определяется из условия достаточно интенсивного разгона маховика, ротора электродвигателя и преодоления потерь на трение в ременной передаче и подшипниках.

Энергия вращения маховика W_{ep} (Дж) определяется

$$W_{ep} = \frac{J \cdot \omega^2}{2}. \quad (5.19)$$

Мощность (Вт), необходимая для разгона, определяется по формуле

$$N_p = \frac{W_p}{\Delta t}, \quad (5.20)$$

где $\Delta t = 0,1 \dots 0,2$ – время разгона, с.

Ввиду того, что в справочной литературе момент инерции ротора электродвигателя не приводится, а пренебрегать им нельзя, берут коэффициент запаса мощности $K_3 = 2 \dots 3$. Тогда

$$N_{ov} = \frac{N_p \cdot K_3}{\eta_p \cdot \eta_n^z}, \quad (5.21)$$

где $\eta_p = 0,96 \dots 0,98$ – КПД ременной передачи;

$\eta_n = 0,99$ – КПД подшипника;

z – число подшипников.

На этом расчет гайковерта инерционно-ударного действия считают законченным. При детальном проектировании, кроме того, рассчитывают ременную передачу и подбирают подшипники.

Электромеханические гайковерты рассчитываются по методике, приведенной в разделе 2.5. Мощность электродвигателя (кВт) определяется по формуле

$$N = \frac{T_3 \cdot n}{970 \cdot i \cdot \eta}, \quad (5.22)$$

где i – передаточное число редуктора;

n – частота вращения ротора электродвигателя;

η – КПД редуктора.

5.2. Расчет стендов для разборки агрегатов

При проектировании средств механизации и автоматизации необходимо в каждом конкретном случае учитывать конструктивные особенности узла, агрегата или машины, своеобразие технологических процессов разборки и сборки.

Конструкция нестандартного оборудования (стенда, установки, эстакады, конвейера) должна обеспечивать безопасность работы, удобство выполнения разборочных и сборочных операций при наименьшей интенсивности труда рабочего, минимальные затраты времени на проведение вспомогательных операций (установку и снятие агрегата, его кантование и перемещение).

Применяемые на авторемонтных и автотранспортных предприятиях *стенды можно классифицировать по следующим основным признакам: количеству устанавливаемых агрегатов, характеру и способу их закрепления и назначению*. По количеству устанавливаемых агрегатов стенды могут быть *одноместные* и *многоместные*, а по назначению – *универсальные* и *специализированные*.

Универсальные стенды предназначены для установки однотипных агрегатов различных моделей машин или различных агрегатов одной модели машины. Универсальные стенды применяются редко. Их использование рационально для предприятий малой мощности при большой разномарочности ремонтного фонда или на участках освоения новой продукции специализированных ремонтных заводов.

На ремонтных предприятиях, как правило, применяются специализированные стенды, тип и конструкция которых в значительной степени зависят от организации разборочных и сборочных работ.

При организации разборки и сборки агрегатов без расчленения процесса или при разборке узлов применяют *одноместные стационарные стенды*. При организации же работ с расчленением разборочных и сборочных операций обычно применяют *многоместные стенды*, обеспечивающие межоперационные заделы, необходимые при поточном методе проведения разборочных и сборочных работ.

Многоместные стенды по характеру проведения работ делятся на два типа: обслуживаемые одним рабочим и обслуживаемые одновременно несколькими рабочими. Стенды первого типа применяют для малогабаритных и несложных агрегатов и узлов, когда производственная программа позволяет наиболее эффективно обслуживать все позиции одним рабочим. Оба типа стендов могут иметь оборудование для *ручного* и *механизированного* перемещения.

Закреплять агрегаты на стенде можно двумя способами: *консольным* и *обеспечивающим положение центра тяжести агрегата в пределах контура металлоконструкции стенда*. При консольном способе крепления обеспечивается хороший доступ ко всем частям агрегата, большой фронт работы и быстрота поворота агрегата, а также его фиксация в требуемом положении. Однако время установки и снятия агрегатов относительно велико. Стенды с консольным креплением агрегата широко применяются для разборки автомобильных и тракторных двигателей. Стенды с неконсольным расположением агрегата применяются для разборки и сборки тяжеловесных крупногабаритных агрегатов. В большинстве случаев агрегат на стенде не закрепляют, положение его в процессе проведения операции строго фиксируется на установочных базах стенда под действием собственного веса.

Важным элементом в конструкции стендов является поворотное устройство, обеспечивающее изменение положения агрегата в процессе разборки и сборки. Применяются

приводы поворотных устройств трех типов: *электромеханические, пневматические и гидравлические*.

Наиболее распространенным является электромеханический привод, хотя он конструктивно значительно сложнее пневматического. Пневматический привод поворотного устройства имеет большие габаритные размеры и применяется большей частью в стационарных стендах.

Гидравлические приводы наиболее компактны, но их применение ограничено использованием дорогостоящей и дефицитной гидроаппаратуры.

Примером использования электромеханического привода поворота может служить стационарный стенд-кантователь. Поворот узла или агрегата автомобиля обеспечивается электромеханическим приводом, а подъем или опускание производится гидравлическими цилиндрами.

Крутящий момент на валу кантователя, необходимый для поворота изделия, находят по формуле

$$M_{кр} = G(l + f \cdot d) \cdot k, \quad (5.23)$$

где G – вес кантуемого изделия;

l – максимальное расстояние по горизонтали от центра вращения до центра тяжести изделия, см (если ось вращения совпадает с центром тяжести, то $l = 0$);

f – приведенный коэффициент трения в подшипниках (для подшипников скольжения – $f = 0,08 \dots 0,15$; для подшипников качения – $f = 0,01$);

d – диаметр шейки вала подшипника, см;

k – коэффициент, учитывающий дополнительное инерционное сопротивление в момент начала вращения, $k = 1,1 \dots 1,3$.

Крутящий момент на валу двигателя находят по формуле

$$M_{дв} = \frac{M_{кр}}{i \cdot \eta}, \quad (5.24)$$

где i – передаточное отношение привода;

η – КПД привода.

Частота вращения вала двигателя

$$n_{дв} = n \cdot i, \quad (5.25)$$

где n – частота вращения кантуемого изделия, об/мин.

Мощность двигателя привода

$$N = \frac{M_{дв} \cdot n_{дв}}{97400}. \quad (5.26)$$

В тех случаях, когда ось вращения кантуемого груза не совпадает с его центром тяжести, для предотвращения самопроизвольного поворота груза под действием силы тяжести применяется самотормозящая передача вращения от двигателя к поворачивае-

тому грузу. В качестве самотормозящих передач обычно используются червячные пары с большим передаточным числом. Условием самоторможения является $\eta \leq 5$, где η – полный КПД привода кантователя.

Другим способом предотвращения самопроизвольного поворота груза является установка электромагнитного колодочного тормоза на валу двигателя. Необходимый тормозной момент определяют по формуле

$$M_T = \beta \cdot \eta \frac{G(l - f \cdot d)}{i}, \quad (5.27)$$

где β – коэффициент запаса торможения, $\beta = 1,5 \dots 2,0$.

Важным элементом в конструкции стенов является устройство для закрепления агрегата. Конструкция стенда не должна допускать непроизводительных потерь времени на установку и снятие агрегатов со стенда. Это достигается за счет использования быстродействующих эксцентриковых, пневматических и гидравлических зажимных устройств. Наибольшее распространение получили пневматические зажимные устройства благодаря простоте конструкции и высокой производительности.

5.3. Расчет винтового пресса

1. Винты не должны иметь высокие бортики и глубокие канавки, в противном случае в местах резкого изменения поперечного сечения винта будут возникать высокие местные напряжения.

2. Во избежание большой деформации гайки при запрессовке и уменьшения вследствие этого зазора в резьбе толщина тела гайки $\delta \geq 4$ мм.

Расчет передачи «винт-гайка» скольжения рекомендуется вести в последовательности, изложенной в решении примера 5.1.

Пример 5.1. Рассчитать передачу «винт-гайка» скольжения винтового пресса (рис. 5.7).

Исходные данные: Сила сжатия $P = 50$ кН; ход ползуна $l_0 = 600$ мм.

Решение: 1. *Материалы винта и гайки.* Для винта принимаем сталь 45, термообработка – улучшение (предел текучести $\sigma_T = 540$ Н/мм²), для гайки – оловянистую бронзу БрО10Ф1.

2. *Допускаемое давление и напряжения:*

а) допускаемое давление (износостойкость резьбы) для пары сталь-бронза $[p]_{изн} = 10$ Н/мм²;

б) для материала винта при коэффициенте запаса прочности $[S]_T = 3$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]_T} = \frac{540}{3} = 180 \text{ Н/мм}^2; \quad (5.28)$$

в) для материала гайки на растяжение и смятие

$$[\sigma]_p = 40 \text{ Н/мм}^2; \quad [\sigma]_{см} = 45 \text{ Н/мм}^2.$$

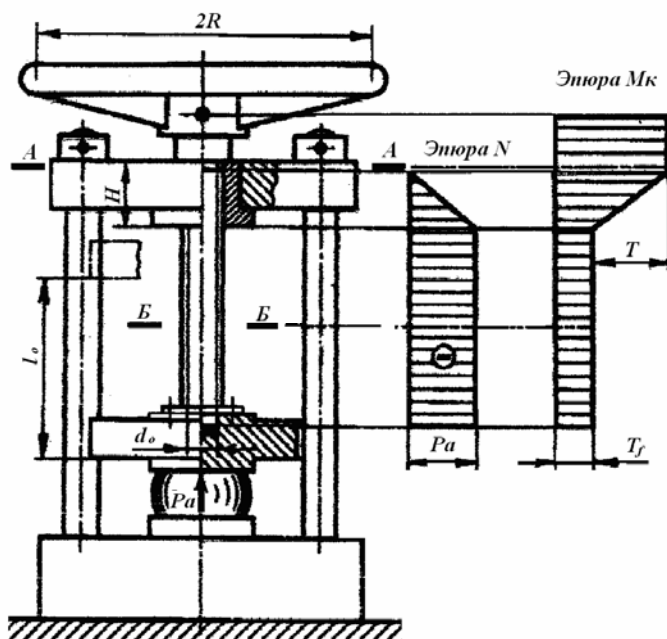


Рис. 5.7. Винтовой пресс

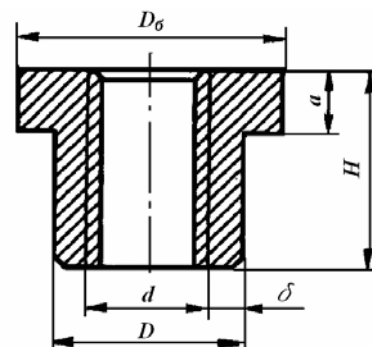


Рис. 5.8. Гайка цельная грузового винта

3. *Средний диаметр резьбы.* Учитывая сравнительно небольшую силу сжатия, принимаем для передачи трапецеидальную резьбу с коэффициентом рабочей высоты профиля резьбы $\psi_h = 0,5$.

Конструкцию гайки выбираем цельную (рис. 5.8), с коэффициентом высоты гайки $\psi_H = 1,5$.

Тогда средний диаметр резьбы

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{p}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p]_{изм}}} = \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 10}} \approx 46,1 \text{ мм.} \quad (5.29)$$

Принимаем размеры трапецеидальной резьбы: номинальный диаметр резьбы – $d = 52$ мм, шаг резьбы $p = 8$ мм, средний диаметр $d_2 = 48$ мм, внутренний диаметр резьбы винта $d_3 = 43$ мм.

4. *Угол подъема резьбы.* Для большего выигрыша в силе принимаем однозаходную резьбу ($Z = 1$). По формуле определяем угол подъема резьбы

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{Z \cdot p}{\pi \cdot d_2} = \frac{1 \cdot 8}{3,14 \cdot 48} = 0,0531; \quad \psi = 3^{\circ} 2'. \quad (5.30)$$

Приведенный угол трения при коэффициенте трения $f = 0,09$ и угле наклона рабочей стороны профиля $\gamma = 15^{\circ}$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}(f / \cos \gamma) = \operatorname{arctg}(0,09 / \cos 15^{\circ}) = 5^{\circ} 19'. \quad (5.31)$$

Так как $\psi < \varphi'$, передача «винт-гайка» скольжения самотормозящаяся.

5. Размеры гайки.

а) Высота гайки

$$H = \psi_H \cdot d_2 = 1,5 \cdot 48 = 72 \text{ мм.} \quad (5.32)$$

Принимаем по стандарту $H = 71$ мм.

б) Число витков в гайке

$$Z_B = \frac{H}{p} = \frac{71}{8} = 8,9 < Z_{B\max} = 10, \quad (5.33)$$

что допустимо.

в) Наружный диаметр гайки

$$D = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 52 = 78 \text{ мм.} \quad (5.34)$$

Принимаем $D = 80$ м.

г) Диаметр болта гайки

$$D_6 = 1,25 \cdot D = 1,25 \cdot 80 = 100 \text{ мм.} \quad (5.35)$$

д) Высота борта гайки

$$a = 0,25 \cdot H = 0,25 \cdot 71 = 18 \text{ мм.} \quad (5.36)$$

6. Проверочный расчет винта.

А. На устойчивость:

а) Согласно рис. 5.7 один конец винта пятой опирается шарнирно на ползун, а другой шарнирно (вследствие зазоров в резьбе) закреплен в гайке. Принимаем коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта, $\mu = 1$ (оба конца оперты шарнирно).

б) Момент инерции поперечного сечения винта

$$J = \left(\frac{\pi \cdot d_3^4}{64} \right) \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_3} \right); \quad (5.37)$$

$$J = \left(\frac{3,14 \cdot 43^4}{64} \right) \left(0,4 + 0,6 \frac{52}{43} \right) = 18,9 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

в) Радиус инерции сечения винта

$$i = \frac{2}{d_3} \sqrt{\frac{J}{\pi}} = \frac{2}{43} \sqrt{\frac{18,9 \cdot 10^4}{3,14}} = 11,4 \text{ мм.} \quad (5.38)$$

з) Согласно рис. 5.7 расчетная длина винта

$$l = l_0 + \frac{H}{2} = 600 + \frac{71}{2} = 635,5 \text{ мм.} \quad (5.39)$$

д) Для стали 45 выбираем: предельную гибкость материала – $\lambda_{пред} = 85$; гибкость винта, при которой критическое напряжение в поперечном сечении равно пределу текучести σ_T – $\lambda_0 = 60$.

Гибкость винта

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i} = \frac{1 \cdot 635,5}{11,4} = 55,7 < \lambda_0 = 60. \quad (5.40)$$

Следовательно, это *винт малой гибкости*, для которого критическое напряжение равно пределу текучести $\sigma_{кр} = \sigma_T$, т.е. специальный расчет на устойчивость не нужен.

Б. На прочность:

а) Момент сопротивления в резьбе

$$T = 0,5 \cdot m \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \varphi'); \quad (5.41)$$

$$T = 0,5 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 48 \cdot \text{tg}(3^\circ 2' + 5^\circ 19') = 176,1 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Согласно рис. 5.7 винт опирается на ползун сплошной пятой диаметром $d_n = d_3$. При стальном подпятнике принимаем коэффициент трения $f = 0,17$.

б) Момент трения на торце пяты

$$T_f = P \cdot f \cdot d_n / 4 = 50 \cdot 10^3 \cdot 0,17 \cdot 43 / 4 = 91,4 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.} \quad (5.42)$$

в) Строим эпюры продольных сил N и крутящих моментов M_k (см. рис. 5.7). При условии равномерного распределения осевой силы по виткам резьбы продольная сила N винта в пределах гайки изменяется от P до 0, а крутящий момент M_k от T_f до $T + T_f$.

г) По эпюрам N и M_k опасное сечение винта может быть либо выше гайки (сечение А-А), либо ниже ее (сечение Б-Б). Доказано, что сечение винта в пределах гайки менее опасно.

Выполним проверку для опасных сечений.

Сечение А-А. В этом сечении продольная сила $N = 0$, а крутящий момент

$$M_k = T + T_f = 176,1 \cdot 10^3 + 91,4 \cdot 10^3 = 267,5 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi \cdot d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2 \cdot d_3^3}\right)^2}; \quad (5.43)$$

$$\sigma_E = \sqrt{3\left(\frac{267,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 43^2}\right)^2} = 29,1 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma] = 180 \text{ Н/мм}^2.$$

Сечение Б-Б. В этом сечении $N = P$, а $M_k = T_f$, тогда

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 43^2}\right)^2 + 3\left(\frac{91,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 43^3}\right)^2} = 35,9 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma],$$

следовательно, в обоих сечениях *прочность винта обеспечена.*

7. Проверочный расчет гайки.

а) Проверка прочности тела гайки выполняется по напряжениям растяжения с учетом кручения. Расчетная сила для трапецидальной резьбы

$$P_{рас} = 1,25 \cdot P = 1,25 \cdot 50 = 62,5 \text{ кН}. \quad (5.44)$$

По формуле

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot P_{рас}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 62,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (80^2 - 52^2)} = 21,5 \text{ Н/мм}^2, \quad (5.45)$$

что меньше $[\sigma]_p = 40 \text{ Н/мм}^2$. *Прочность тела гайки обеспечена.*

б) Проверка опорной поверхности борта гайки выполняется по условию прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot P}{\pi(D_6^2 - D^2)} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (100^2 - 80^2)} = 17,7 \text{ Н/мм}^2, \quad (5.46)$$

что меньше $[\sigma]_{см} = 45 \text{ Н/мм}^2$. *Прочность опорной поверхности борта гайки обеспечена.*

5.4. Расчет съемников

Съемники относятся к наиболее распространенной группе приспособлений, которые приходится проектировать для выполнения технологического процесса ТО и ТР автомобилей.

Съемники подразделяются на рычажные и винтовые.

В рычажных съемниках основным элементом конструкции является рычаг первого или второго рода, позволяющий при соответствующем отношении плеч увеличивать си-

лу тяги в несколько раз. Схема такого подъемника, например, применяемого при снятии стяжных болтов картера, представлена на рис. 5.9.

Съемник состоит из рычага 1, подвески 2 для крепления болта и упорной стойки 3. Последнюю устанавливают на какой-либо плоскости картера и, если нужно, закрепляют болтом или шпилькой. Рычаг 1 качается относительно оси валика 4, который закладывается в канавку стойки 3. Для увеличения хода подвески 2 в стойке 3 делают несколько одинаковых канавок. Такие съемники весьма просты по конструкции, но создают сравнительно небольшие усилия, которых в ряде случаев может оказаться недостаточно для выпрессовки детали. Кроме того, так как подвеска движется по траектории окружности, возникают боковые силы, перекашивающие снимаемую деталь. В силу указанных недостатков рычажные съемники не нашли широкого распространения и в дальнейшем рассматриваться не будут.

Винтовые съемники имеют множество разнообразных конструкций. Основной деталью такого съемника является силовой винт 1 (рис. 5.10), ввернутый в траверсу 2, которая тем или иным способом связана с демонтируемой деталью. При ввертывании винт упирается в торец другой детали, в данном случае – вал, и перемещает траверсу съемника, стягивая одну деталь с другой.

По способу закрепления на демонтируемой детали съемники могут быть разделены на следующие типы:

- закрепляемые на шпильках или болтах снимаемой детали или узла;
- навинчиваемые (или ввинчиваемые) на резьбу снимаемой детали;
- с фрикционным зажимом детали, захватывающим деталь за наружную или внутреннюю цилиндрические поверхности и стягивающим деталь за счет силы трения между съемником и снимаемой деталью;
- с захватом детали или с упором в нее.

Съемники, закрепляемые на шпильках или болтах снимаемой детали (рис. 5.11), имеют в нижней своей части кольцо с отверстиями для шпилек или болтов. На концы этих шпилек навинчивается несколько гаек, которые и передают детали тяговое усилие съемника.

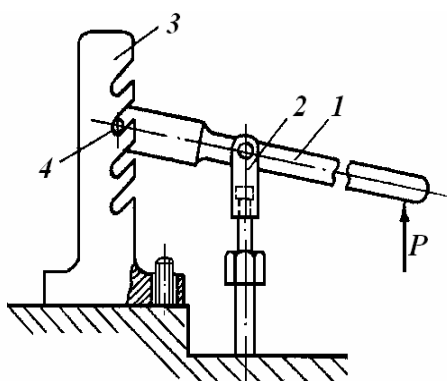


Рис. 5.9. Рычажный съемник:
1 – рычаг; 2 – подвеска; 3 – стойка; 4 – ось

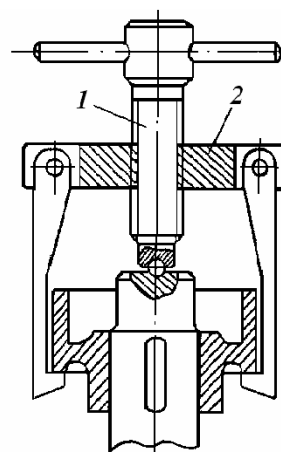


Рис. 5.10. Винтовой упорный
съемник с захватом детали лапками

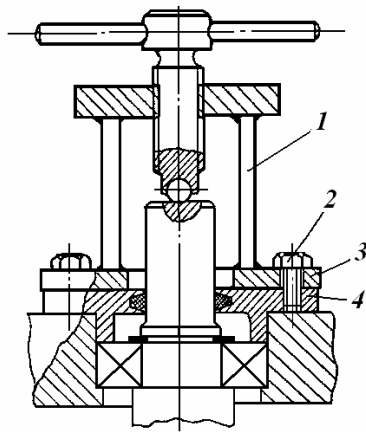


Рис. 5.11. Винтовой съемник, закрепленный на снимаемой детали:
 1 – съемник; 2 – болт; 3 – кольцо съемника;
 4 – снимаемая деталь

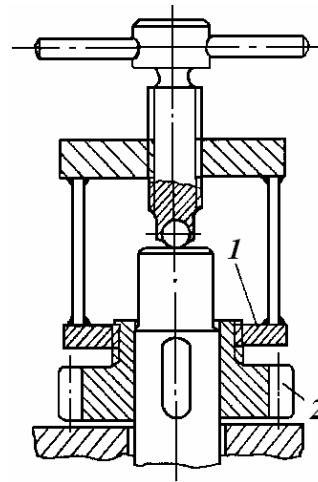


Рис. 5.12. Навинчиваемый съемник:
 1 – кольцо съемника с резьбой;
 2 – снимаемая деталь

Навинчиваемые съемники (рис. 5.12) применяют в тех случаях, когда на деталях имеется резьба, иногда специально предусмотренная для снятия детали (например, на маховиках, шестернях, крышках).

Съемники с фиксируемым зажимом детали могут быть разделены на две группы:

- имеющие в своей нижней части разрезное кольцо (рис. 5.13, а), которое с небольшим зазором надевается на снимаемую деталь и сжимается специальным винтом;
- имеющие разрезную упругую деталь (цангу).

Один из цанговых съемников, предназначенный для выпрессовки седла клапанов двигателя, показан на рис. 5.13, б. Он состоит из винта-штанги 1 с воротком 2 и наконечником 3, гайки 4, опорной планки 5, конуса 6 и разрезного стакана (цанги) 7.

Для выпрессовки седла приспособление вводят внутрь цилиндра так, чтобы цанга 7 вошла в отверстие седла, а планка 5 легла на торец гильзы цилиндра или на фланец блока. Вращением винта 1 достигается перемещение конуса 6 вверх, что вызывает разжим цанги и захват седла за его внутреннюю цилиндрическую поверхность. Выпрессовка седла производится вращением гайки 4.

Съемники с захватом детали или с упором в нее – самые распространенные. Захват детали может осуществляться корпусом съемника (рис. 5.14) или лапками (рис. 5.10). В первом случае (рис. 5.14) в корпусе выполнено соответствующее гнездо для детали. Съемник подводится сбоку, и после того, как ось силового винта расположится по оси снимаемой детали, вращением винта производят выпрессовку.

Чаще всего захват детали производится двумя, тремя или большим количеством лапок или тяг. Иногда лапки крепятся на корпусе съемника жестко – с помощью сварки, заклепок или туго насаженных осей. Такие конструкции называются съемниками с постоянным разводом. Чаще лапки соединяются с корпусом шарнирно и могут отклоняться на некоторый угол (рис. 5.10). Это раздвижные съемники.

В некоторых конструкциях съемников лапки после их надевания удерживаются от самопроизвольного расхождения специальным кольцом, хомутиком или рычажками, приводимыми в действие от съемного винта или траверсы.

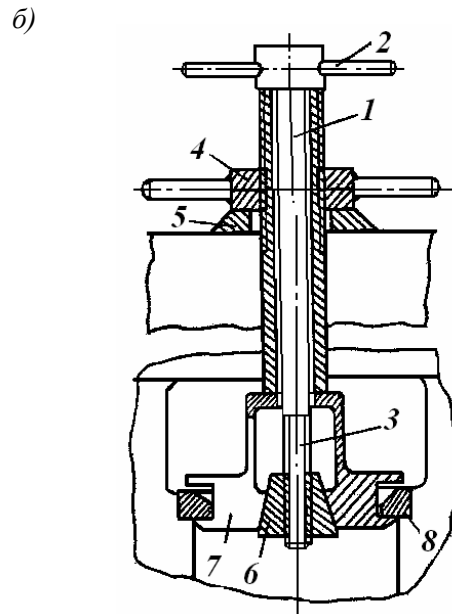
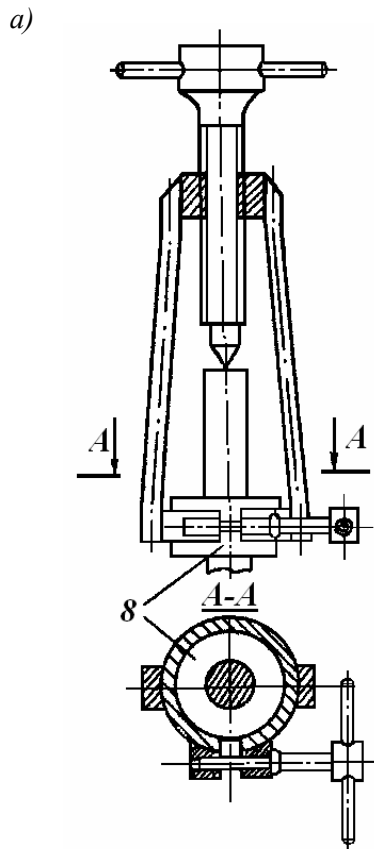


Рис. 5.13. Съемники с разрезным кольцом (а) и с цанговым захватом (б):

1 – винт; 2 – вороток; 3 – наконечник; 4 – гайка;
5 – планка; 6 – конус; 7 – цанга; 8 – снимаемая деталь

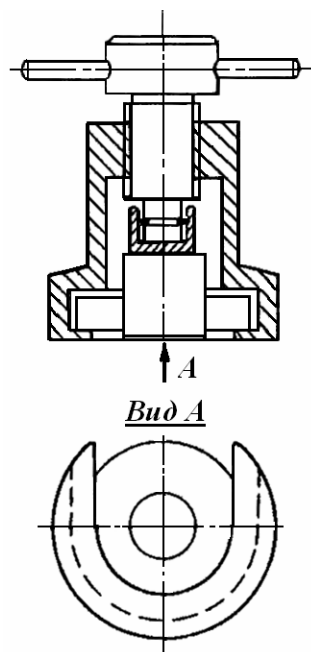


Рис. 5.14. Винтовой упорный съемник с захватом детали корпусом съемника

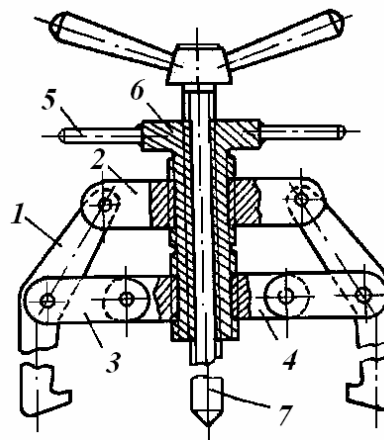


Рис. 5.15. Универсальный съемник:

1 – лапка; 2 – планка; 3 – траверса;
5 – вороток; 6 – втулка; 7 – винт

На рис. 5.15 показан съемник, лапки 1 которого шарнирно соединены с планкой 2, а тягами 3 с траверсой 4. Планки и траверса имеют, соответственно, правую и левую резьбы, в которые ввернута втулка 6. При вращении этой втулки воротком 5 планка и траверса сближаются или расходятся, вызывая перемещение концов лапок. Усилие выпрессовки создается винтом 7.

Для условий мелкосерийного производства, а также для работ по ремонту агрегатов и оборудования удобно пользоваться двух- или трехлапчатыми съемниками с раздвигающимися по T-образной планке сменными лапками (рис. 5.16).

В тех случаях, когда демонтируемую деталь не предусматривается использоваться повторно, зажимное приспособление съемника снабжают специальными губками с мелкими зубцами, врезающимися в деталь, вследствие чего сила сцепления между губками и снимаемой деталью значительно возрастает.

Конструкция одного из таких съемников показана на рис. 5.17. При вращении воротка 4 гайка 3, перемещаясь по винту 5 вверх, вначале разводит верхние концы рычагов 1 и зажимает деталь. При дальнейшем вращении винта гайка тянет рычаги с хомутом 2 за собой и снимает деталь.

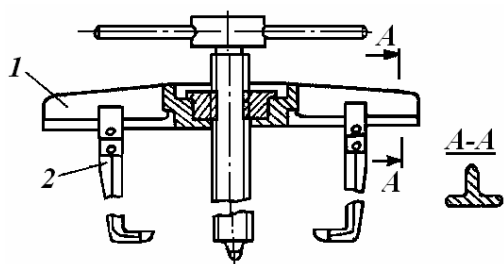


Рис. 5.16. Съемник с T-образной планкой:
1 – планка; 2 – передвижная лапка

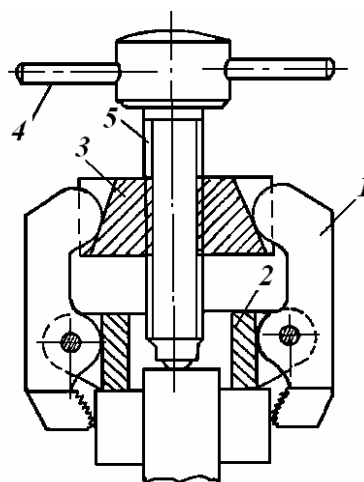


Рис. 5.17. Съемник с зажимом:
1 – рычаг; 2 – хомут; 3 – гайка; 4 – вороток; 5 – винт

Для распрессовки деталей при разборке механизмов могут потребоваться съемники других конструкций. Например, требуется сконструировать приспособление для выпрессовки втулки из глухого отверстия. Силовая часть приспособления может быть выполнена в виде винта или рычага. Однако для удержания втулки при ее выпрессовке может быть использована разжимная цанга с фрикционным захватом или раздвигаемые кулачки с насечкой.

Для выпрессовки втулок небольшого диаметра может быть применен конический винт с рукояткой. Захват втулки осуществляется в этом случае за счет ввертывания винта во втулку.

Прежде чем конструировать приспособления для запрессовки соединений с натягом, необходимо выполнить ряд расчетов.

Расчет усилия запрессовки (выпрессовки). При подборе прессы необходимое усилие запрессовки по схеме (рис. 5.18) зависит от силы трения между сопряженными поверхностями и может быть подсчитано по формуле

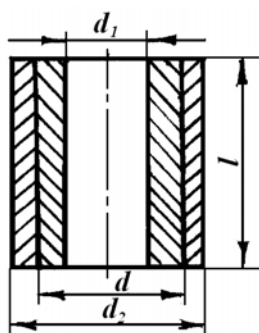


Рис. 5.18. Схема соединения деталей с натягом:
 l – длина узла в сборе; d_1 , d_2 – внутренний и наружный диаметры узла; d – диаметр запрессовки

$$P_3 = f \cdot g \cdot \pi \cdot d \cdot l, \quad (5.47)$$

где P_3 – усилие запрессовки, Н;
 f – коэффициент трения при посадках с гарантированным натягом (табл. 5.2);
 d – диаметр запрессовываемой детали, мм;
 l – длина запрессовываемой детали, мм;
 g – удельное давление на контактирующей поверхности, МПа.

Рассмотрим порядок расчета усилия при напрессовке втулки на пустотелый вал.

Удельное давление (g) при запрессовке определяется в зависимости от натяга, свойств металлов и соотношения их размеров.

Оно создается за счет упругих деформаций и рассчитывается по формуле

$$g = \frac{\delta}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) d}, \quad (5.48)$$

где δ – расчетный натяг при запрессовке, мм;

c_1 и c_2 – коэффициенты, зависящие от свойств материалов и соотношения размеров d , d_1 и d_2 ;

E_1 и E_2 – модули упругости охватываемой и охватывающей деталей, кгс/мм² (табл. 5.3);

Коэффициенты c_1 и c_2 определяются по формулам

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad (5.49)$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (5.50)$$

где d_1 – внутренний диаметр охватываемой детали, мм (для сплошной детали $d_1=0$);

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали, мм;

μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона для охватываемой и охватывающей детали.

Значения коэффициента трения f

Материал деталей		Способ посадки	При выпрессовке	При запрессовке
Вал	Втулка			
Сталь 30, 50	Сталь 30, 50	Прессование	0,06...0,13	0,06...0,22
Сталь 30, 50	Чугун	Прессование	0,17...0,12	0,06...0,14
Сталь 30, 50	Бронза, латунь	Прессование	0,08...0,19	0,05...0,10
Сталь 30, 50	Алюминий	Прессование	-	0,02...0,08
Чугун	Бронза, латунь	Прессование	-	0,08

Коэффициенты μ , E и α

Материал	Коэффициент Пуассона μ	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент линейного расширения α	
			нагрев	охлаждение
Сталь	0,3	$2 \cdot 10^5$	$+12 \cdot 10^{-6}$	$-8,5 \cdot 10^{-6}$
Чугун	0,25	$1,0 \cdot 10^5$	$+10 \cdot 10^{-6}$	$-8 \cdot 10^{-6}$
Бронза и латунь	0,35	$0,85 \cdot 10^5$	$+18 \cdot 10^{-6}$	$-16 \cdot 10^{-6}$
Алюминиевый сплав	0,32	$0,7 \cdot 10^5$	$+23 \cdot 10^{-6}$	$-18 \cdot 10^{-6}$

Расчетный натяг (δ) меньше измеренного ($\delta_{изм}$) за счет смятия шероховатостей

$$\delta = \delta_{изм} - 1,2(R_a' + R_a''), \quad (5.51)$$

где R_a' и R_a'' – средняя высота микронеровностей поверхности вала и втулки (задается техническими условиями на обработку).

Если высота микронеровностей Ra не известна, то для ориентировочных расчетов ее можно принимать в зависимости от способа обработки (табл. 5.4).

Максимальный натяг обеспечивается исходя из выбора посадки. Например, для посадки $H7/n6$ вал выполняется с допуском $+17...+33$ мкм, а отверстие $-0...+25$ мкм.

Натяг сопряжения тогда определяют как $\delta_{изм} = \frac{17 + 33}{2} - \frac{25}{2} = 12,5$ мкм.

В тех случаях, когда для уменьшения усилия запрессовки охватываемая деталь (втулка) подвергается нагреву или охватываемая деталь (вал) – охлаждению, расчетный натяг определяют по формуле

$$\delta = \delta_{max} - 1000 \cdot d[\alpha(t_1 - t) + \alpha(t - t_2)], \quad (5.52)$$

где δ_{\max} – максимальный натяг, мм;
 α – коэффициент линейного расширения материала детали (см. табл. 5.3);
 t_1 – температура нагрева охватывающей детали, °С;
 t_2 – температура охлаждения охватываемой детали, °С;
 t – температура окружающей среды, °С.

Таблица 5.4

Высота микронеровностей поверхностей

Способ обработки	Высота микронеровностей поверхности Ra , мкм
Точение грубое	16,0...40,0
Точение среднее	6,0...16,0
Точение чистое	2,5...6,0
Сверление + однократное развертывание	10,0...25,0
Сверление чистовое + двукратное развертывание	2,5...6,0
Шлифование грубое	16,0...40,0
Шлифование среднее	6,0...16,0
Шлифование чистовое	2,5...6,0
Шлифование особо чистое	1,0...2,5
Протягивание	2,0...4,0

При сборке соединения температурным деформированием определяют: температуру нагрева охватывающей детали

$$t_1 = 20^0 + \frac{(\delta_{\max} + z_{c\delta})}{10^3 \cdot d_1 \cdot \alpha} \quad (5.53)$$

или температуру охлаждения охватываемой детали

$$t_2 = 20^0 - \frac{(\delta_{\max} + z_{c\delta})}{10^3 \cdot d_2 \cdot \alpha}, \quad (5.54)$$

где $z_{c\delta}$ – зазор для облегчения сборки, $z_{c\delta} = 10...20$ мкм.

Определив необходимые параметры и подставив их в выражение (5.47), рассчитывают усилие запрессовки.

При выпрессовке следует предусмотреть коэффициент запаса.

Усилие выпрессовки определяется по формуле

$$P_B = k \cdot P_3, \quad (5.55)$$

где P – усилие выпрессовки, Н;

k – коэффициент, зависящий от материала соединяемых деталей (для чугуна и стали $k = 1,2...1,3$, для деталей из алюминиевых сплавов $k = 2,0...3,0$).

Наружный диаметр винта определяется по эмпирической формуле

$$d = c \sqrt{\frac{P}{\sigma}}, \quad (5.56)$$

где d – наружный диаметр винта, мм;

c – коэффициент для основной метрической резьбы $c = 1,4$;

P – усилие, развиваемое винтом, Н;

σ – напряжение сжатия, МПа.

Момент, прилагаемый к рукоятке воротка (ключа) для создания усилия P , можно рассчитать по формуле

$$M = 0,25P \cdot d, \quad (5.57)$$

где d – диаметр винта, мм;

P – усилие, развиваемое винтом, Н.

Зная момент и приняв усилие $P_{\text{раб}}$, прилагаемое рабочим, на воротке (40...60 Н), можно определить размеры рукоятки воротка (ключа) по формуле

$$L = \frac{M}{P_{\text{раб}}}. \quad (5.58)$$

Основным элементом конструкции винтового приспособления для выпрессовки, запрессовки и других работ является силовой винт. Расчет силового винта совершают аналогично расчету винта домкрата. Однако необходимо отметить, что в винтовых приспособлениях допускается применение винтов с метрической резьбой. Внутренний диаметр резьбы при этом не превышает, как правило, 20 мм. Винты с большим диаметром рекомендуется изготавливать с упорной, трапецеидальной или прямоугольной резьбами. Расчет параметров гайки силового винта производится по методике, изложенной в подразделе 4.2.

Траверса (планка) съемника рассчитывается на изгиб от силы винта как балка на двух опорах, считая опоры на осях двух тяг. Опасное сечение находится посередине траверсы. В некоторых съемниках, имеющих траверсу значительной длины, в соответствии с изменением изгибающего момента высота ее делается переменной: на концах – меньше, в середине – больше.

Полезно увеличить высоту h траверсы по сравнению с ее шириной b , так как момент сопротивления ее на изгиб $W_{\text{из}} = b \cdot h^2 / 6$ возрастает значительно больше с увеличением h .

Лапки (тяги) передают усилие при распрессовывании соединения от силового винта снимаемой детали. Их рассчитывают на растяжение от силы $Q_1 = Q/n$ (где n – число лапок) при условии, что лапки расположены параллельно оси винта. Если лапки расположены к оси под некоторым углом γ , то расчетное усилие определяется по формуле $Q_1 = Q / (n \cdot \cos \gamma)$. Оси, которыми лапки соединяются с траверсой съемника, рассчиты-

вают на силу Q_1 , исходя из размеров и посадки этих осей в их гнездах. Если оси имеют сравнительно большую длину и посажены в отверстиях траверсы с большим зазором, то их рассчитывают на изгиб как балку, лежащую на двух опорах.

По соображениям прочности длину этих осей следует выбирать возможно меньшей. Кроме того, осуществляя плотную посадку осей в отверстиях, добиваются, чтобы оси работали не на изгиб, а на срез, что с прочностных позиций несравненно выгоднее. Поэтому такое сочленение встречается почти во всех съемниках.

Захватывающие концы лапок рассчитывают на изгиб от нагрузок Q_1 . Работают они как консольная балка: наибольшее напряжение изгиба возникает в месте перехода концов к телу лапок. Поэтому высота концов здесь бывает наибольшей.

Вопросы для самоконтроля

1. Объясните принцип работы гайковертов электромеханического и инерционно-ударного действия.
2. Расскажите порядок расчета гайковерта инерционно-ударного действия.
3. Расскажите порядок расчета электромеханического гайковерта.
4. Каковы особенности расчета стэндов для разборки агрегатов?
5. Расскажите порядок расчета механических винтовых прессов.
6. Назовите принцип работы рычажных съемников.
7. Назовите принцип работы винтовых съемников.
8. Каков порядок расчета усилия запрессовки (выпрессовки)?

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОНТРОЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОСНАСТКИ

6.1. Расчет роликовых стендов

Роликовые стенды позволяют имитировать условия работы автомобилей на любых режимах. В основу конструкции таких стендов положен принцип обратимости движения (автомобиль неподвижен, а движутся ролики). Среди роликовых стендов можно выделить две большие группы: стенды для проверки мощности и стенды для проверки тормозов. Если обе функции совмещены в одном устройстве, такие стенды называются комбинированными. Кроме того, стенды подразделяются по ряду других признаков (рис. 6.1). Стенды можно классифицировать и по взаимному расположению роликов: на одном уровне, на разных уровнях, стенды со сплошными и разделенными роликами, стенды с выталкивателями колес и без них и т.д.

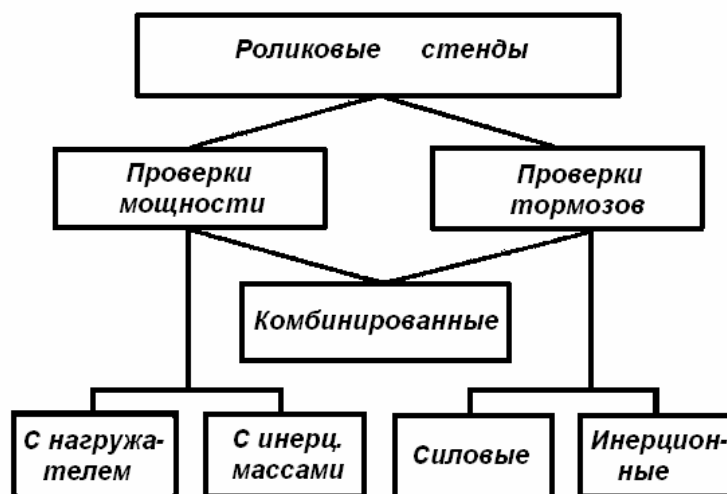


Рис. 6.1. Классификация стендов

В расчетах будут рассматриваться схемы стендов, оборудованных выталкивателем колес с разделенными роликами, расположенными на одном уровне. Такие стенды просты конструктивно и безопасны в эксплуатации, не требуют дополнительной фиксации автомобиля с помощью тросов, растяжек, фиксаторов и т.п.

Роликовые стенды для проверки амортизаторов и углов установки колес не нашли широкого распространения из-за их сложности и низкой точности контроля. Поэтому они рассматриваться не будут.

6.1.1. Проектирование стендов для проверки мощности

Стенды проверки мощности (СПМ) предназначены для оценки тяговых качеств автомобилей при их диагностировании. Кроме того, в процессе испытаний автомобиля на СПМ можно измерять расход топлива, оценивать уровень шумов и вибраций двигателя и трансмиссии. Некоторые СПМ позволяют определять техническое состояние агрегатов трансмиссии путем оценки в них потерь механической энергии. Так как в процессе движения автомобиля по роликам стенда передние колеса неподвижны и отсутствует сопротивление встречного потока воздуха, на ведущих колесах создается избыток мощности, поглощаемый нагрузителем стенда. Конструкция нагрузителя позволяет измерять поглощаемую мощность, являющуюся основным комплексным параметром технического состояния автомобиля. В качестве нагрузителей могут использоваться гидравлические, электрические или вихревые тормоза, а также инерционные массы. В последнем случае оценка мощности, подводимой к колесам, производится по косвенным параметрам: времени или пути разгона автомобиля.

СПМ проектируется обычно по схеме, представленной на рис. 6.2.

Для предотвращения проскальзывания колеса относительно роликов их диаметр принимают в пределах 0,35...0,40 от диаметра колеса, но не менее 240 мм, так как при дальнейшем уменьшении диаметра резко возрастает сопротивление качению колеса.

Для удобства обработки сигналов датчиков пути и скорости желательно, чтобы один оборот ролика соответствовал пути автомобиля длиной в 1 м. Поэтому стенды для диагностирования большинства моделей грузовых автомобилей и автобусов имеют ролики с диаметром 318 мм. СПМ легковых автомобилей имеют ролики меньшего диаметра.

Длина роликов l_p (рис. 6.3) зависит от конструктивных параметров шин и степени универсальности стенда:

$$l_p = \frac{(B_n - B_{вн})}{2} + a. \quad (6.1)$$

Расстояние между роликами

$$b = B_{вн} - a, \quad (6.2)$$

где B_n – наибольшая наружная колея;
 $B_{вн}$ – наименьшая внутренняя колея;
 $a = 100 \dots 150$ мм – запас по длине.

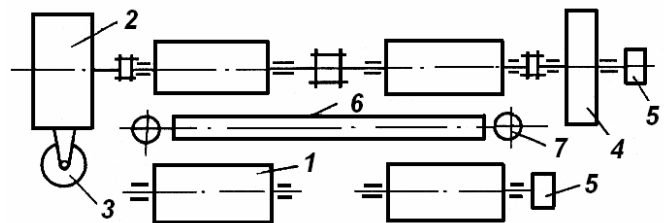


Рис. 6.2. Стенд проверки мощности:
 1 – беговой ролик; 2 – нагрузитель; 3 – датчик крутящего момента; 4 – инерционная масса; 5 – тахогенератор; 6 – выталкиватель колес; 7 – колесоотбойник

При испытаниях автомобиля на стенде, если неправильно выбрано расстояние L (рис. 6.4), произойдет отрыв колеса от заднего ролика, и автомобиль выедет со стенда. Чтобы этого не произошло, должно выполняться условие

$$G_3^{II} \cdot \varphi \leq G_3^I + G_n \cdot f + G_3^{II} \cdot f_p, \quad (6.3)$$

где φ – коэффициент сцепления колес с роликами;

f и f_p – коэффициенты сопротивления качению колес по поверхности пола и роликам;

G_n и G_3 – сила веса автомобиля, приходящаяся на переднюю и заднюю ось, соответственно.

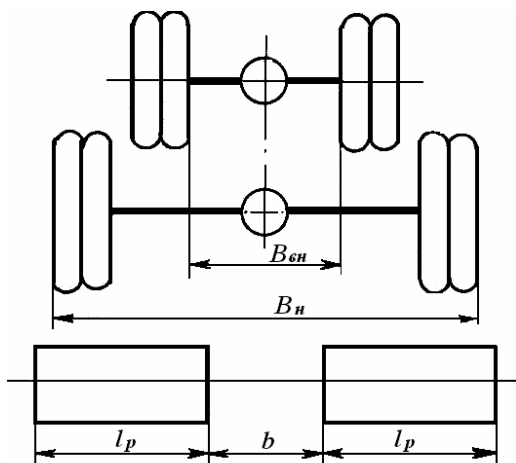


Рис. 6.3. Схема к расчету основных размеров роликового стенда

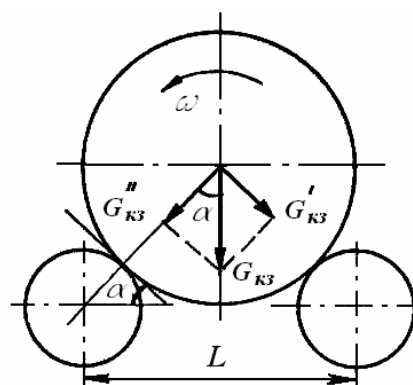


Рис. 6.4. Схема взаимодействия колеса и роликового стенда проверки мощности

Если выразить силы через G_3 и принять $G_n \approx G_3$, то

$$G_3 \cdot \cos \alpha \cdot \varphi \leq G_3 \cdot \sin \alpha + G_3 \cdot f + G_3 \cdot \cos \alpha \cdot f_p. \quad (6.4)$$

Если ролики стальные, то

$$f \approx f_p \cdot \cos \alpha. \quad (6.5)$$

Подставив выражение (6.5) в уравнение (6.4) и разделив обе части неравенства на $G_3 \cdot \cos \alpha$, можно получить

$$\varphi \leq \operatorname{tg} \alpha + 2f_p \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \alpha \geq \varphi - 2f_p.$$

Учитывая, что $2f_p$ в 10...15 раз меньше φ , приближенно можно считать, что

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \varphi. \quad (6.6)$$

Если $\varphi = 0,5$, то $\alpha = 30^\circ$, тогда расстояние между осями роликов

$$L = 2(R_k + R_p) \sin \alpha = R_k + R_p, \quad (6.7)$$

где R_k и R_p – радиусы колеса и ролика, соответственно.

При условии $\alpha > 27^\circ$ стэнд должен быть оборудован выталкивателем колес (рис. 6.5).

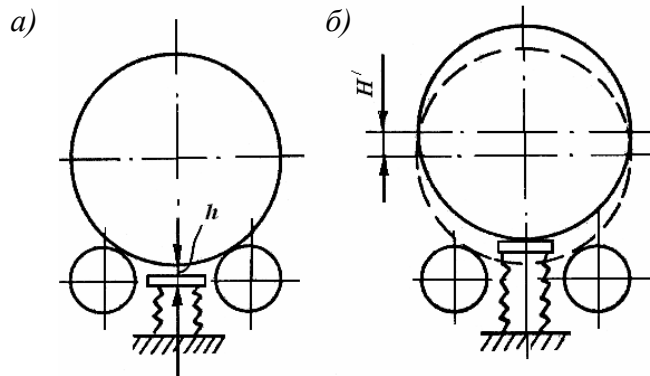


Рис. 6.5. Схема к расчету основных размеров роликового стэнда

Ход подъемника выталкивателя

$$H = H' + h,$$

где

$$H' = (R_p + R_k)(1 - \cos \alpha); \quad (6.8)$$

$h = 20 \dots 30$ мм – гарантированный зазор.

Часто в качестве исполнительных механизмов подъемников используют пневмоподушки подвески автобусов. Подъемная сила выталкивателя должна быть больше силы веса, приходящейся на колесо. Иногда выталкиватели конструктивно объединяют с тормозом, блокирующим ролики в момент выезда автомобиля. В этом случае усилие на штоке P (H) исполнительного механизма определяется по формуле

$$P \geq \frac{G_3}{2} + G_3 \cdot \cos \alpha \frac{\varphi}{\varphi_1}, \quad (6.9)$$

где φ_1 – коэффициент трения между тормозной накладкой и роликом.

Для уменьшения силы P колодки располагают под некоторым углом к вертикальной оси (рис. 6.6). Тогда

$$P_1 \geq \frac{G_3}{2} + G_3 \cdot \cos \alpha \frac{\varphi}{\varphi_1} \cos \beta, \quad (6.10)$$

В расчетах $\varphi = 0,5$, а $\varphi_1 = 0,28 \dots 0,62$ в зависимости от материала фрикционных накладок. Накладки от тормозных механизмов автомобилей, в состав которых входит коротковолокнистый асбест, наполнители в виде оксида цинка, железного сурика и связующие синтетические смолы, обеспечивают $\varphi_1 = 0,3 \dots 0,35$. Площадь накладки F (мм^2) определяется исходя из удельного давления P_o :

$$F = \frac{G_3 \cdot \cos \alpha \frac{\varphi}{\varphi_1}}{2P_o}, \quad (6.11)$$

где $P_o = 0,15 \dots 0,25 \text{ Н/мм}^2$.

Если площадь получается большой, используют тормоза без накладок. При этом в расчетах $\varphi_1 = 0,15$, а $P_o = 50 \text{ Н/мм}^2$. В ряде случаев, когда усилие на исполнительном механизме получается слишком большим, используют специальные тормозные устройства в виде зубчатых дисков, сидящих на одном валу с роликом и затормаживаемых отдельным исполнительным механизмом (рис. 6.6) Часто в качестве исполнительного механизма используют тормозные камеры автомобилей ЗИЛ.

Если получается довольно большая площадь, то целесообразно тормоз роликов выполнить в виде стопора (рис. 6.6, б) и в этом случае усилие на штоке выталкивателя

$$P_1 \geq \frac{G_3}{2}.$$

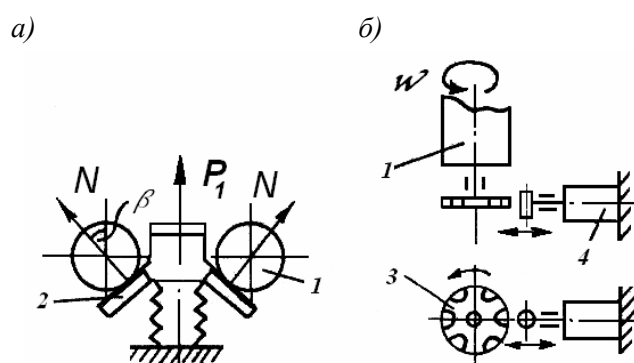


Рис. 6.6. Конструкции тормозов роликов

Подшипники роликов и инерционной массы рассчитывают по динамической грузоподъемности

$$C = P \rho \sqrt{\frac{L}{a_1 \cdot a_2}}, \quad (6.12)$$

где P – эквивалентная нагрузка;

$\rho = 3$ – для шариковых и $\rho = 3,33$ – для роликовых подшипников;

a_1 – коэффициент надежности, обычно $a_1 = 1$;

a_2 – обобщенный коэффициент влияния качества металла и условий эксплуатации;
 L – ресурс, млн. об.

В опорах применяют двухрядные сферические самоустанавливающиеся подшипники, исключающие нарушение нормальных условий работы при прогибе длинных валов и перекосах при монтаже. Для них $a_2 = 0,5 \dots 0,6$.

Расчет эквивалентной нагрузки P (Н) ведется по формуле

$$P = \frac{G_z \cdot K_\delta \cdot K_m}{Z \cdot \cos \alpha},$$

где Z – число опор роликов станда;
 K_δ – коэффициент безопасности;
 K_m – температурный коэффициент.

Если нагрузка с умеренными толчками, то $K_\delta = 1,3 \dots 1,5$. Так как температура подшипников станда при работе не превышает 100°C , то $K_m = 1$.

Ресурс рассчитывается исходя из средней частоты вращения роликов при $V = 60$ км/ч для грузовых автомобилей и $V = 90$ км/ч для легковых автомобилей,

$$L = \frac{1000 \cdot V \cdot T \cdot n_{см} \cdot D_{pg} \cdot K_u \cdot A}{120 \cdot \pi \cdot R_p}, \quad (6.13)$$

где T – продолжительность смены;
 $n_{см}$ – число рабочих смен;
 $D_{pg} = 253$ или 305 дней работы в году;
 $K_u = 0,3 \dots 0,4$ – коэффициент использования станда;
 $A = 7$ лет – срок службы станда.
 Должно соблюдаться условие $C \leq C_{наспорт}$.

Если использовать для блокировки роликов в момент выезда автомобиля фрикционные тормоза, создающие большие усилия, нормальные к поверхности ролика, подшипники следует проверить на статическую грузоподъемность.

Параметры нагружателя станда определяют решением уравнения мощностного баланса относительно мощности, поглощаемой нагружателем:

$$N_x = Ne - N_{ва} - N_{mp} - N_f - N_{см}, \quad (6.14)$$

где Ne – мощность двигателя автомобиля по внешнескоростной характеристике;
 $N_{ва}$ – мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов автомобиля;
 N_{mp} – потери мощности в агрегатах трансмиссии;
 N_f – потери мощности на трение качения колес по роликам станда;
 $N_{см}$ – потери станда в механизмах станда.

На первом этапе расчета формируется массив данных в виде табл. 6.1.

**Образец таблицы для формирования массива данных,
используемых при расчете мощности нагружателя стенда**

Наименование параметра	Значение параметра при скорости, км/ч			
	50	60	70	80
$n_{\text{дв}}$, об/мин				
N_e , кВт				
$N_{\text{ва}}$, кВт				
$N_{\text{мп}}$, кВт				
N_f , кВт				
$N_{\text{см}}$, кВт				
N_x , кВт				

Для расчета нагружателя СПМ грузовых автомобилей и автобусов скорость берется в четырех точках внешней скоростной характеристики: 50, 60, 70, 80 км/ч, а легковых – 60, 80, 100, 120 км/ч.

Частота вращения коленчатого вала $n_{\text{дв}}$ (об/мин) двигателя

$$n_{\text{дв}} = \frac{2,65 \cdot V \cdot i_o}{R_k}, \quad (6.15)$$

где V – скорость автомобиля, км/ч;

i_o – передаточное отношение главной передачи.

Мощность двигателя автомобиля N_e (кВт) по внешнескоростной характеристике

$$N_e = N_m \left[a \left(\frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_{\text{дв}}}{n_N} \right)^3 \right], \quad (6.16)$$

где N_m – максимальная мощность по паспорту, кВт;

n_N – частота вращения коленчатого вала, соответствующая максимальной мощности, об/мин;

a, b, c – коэффициенты.

Для дизельных двигателей $a = 0,67; b = 1,33; c = 1,0$.

Для бензиновых двигателей $a = b = c = 1,0$.

Мощность, затрачиваемая на привод вспомогательных агрегатов

$$N_{\text{ва}} = (1 - \eta_s) N_e, \quad (6.17)$$

где $\eta_s = 0,982 - \frac{n_{\text{дв}}}{10^5} - \frac{1,67 \cdot n_{\text{дв}}^2}{10^8}$ – КПД привода вспомогательных агрегатов.

Потери мощности в агрегатах трансмиссии

$$N_{mp} = (1 - \eta_m)(N_e - N_{ea}), \quad (6.18)$$

где η_m – КПД привода трансмиссии.

$$\eta_m = \eta_n - \frac{(2 + 0,025 \cdot V)G_3 \cdot V}{2,7 \cdot 10^6 (N_e - N_{ea})},$$

где $\eta_n = 0,98^k \cdot 0,97^m \cdot 0,99^n$ – КПД агрегатов трансмиссии. Здесь k, m, n – соответственно число пар цилиндрических шестерен, конических шестерен и карданных шарниров в трансмиссии при включении прямой передачи.

Потери мощности на преодоление сил трения качения

$$N_f = \frac{f_p \cdot G_3 \cdot V}{3672}. \quad (6.19)$$

Для практических расчетов можно принять, что f_p не зависит от скорости и составляет:

$$\begin{aligned} f_p &= 0,03 \text{ при } R_\kappa \geq 0,49 \text{ м;} \\ f_p &= 0,028 \text{ при } R_\kappa < 0,49 \text{ м.} \end{aligned}$$

Потери мощности в механизмах станда

$$N_{cm} = \frac{1,4 + 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot n_p}{1,36}, \quad (6.20)$$

где n_p – частота вращения роликов станда, об/мин.

$$n_p = \frac{30 \cdot V}{3,6 \cdot \pi \cdot R_p} = \frac{2,65 \cdot V}{R_p}.$$

По результатам расчета (табл. 6.1) строят зависимость $N_x = f(n_p)$ и формируют характеристику нагружателя. Так как в процессе работы нагружателя происходит нагрев обмоток и металла, его эффективность снижается. Поэтому мощность нагружателя берется с 20% запасом:

$$N_n = 1,2 \cdot N_x. \quad (6.21)$$

Используя результаты расчета мощности, поглощаемой нагружателем, определяют тормозной момент M_x (Н·м)

$$M_x = \frac{9551,6 \cdot N_n}{n_p}. \quad (6.22)$$

Инерционная масса стенда рассчитывается исходя из равенства кинетических энергий, запасаемых при разгоне автомобиля на дороге W_δ (Дж) и на стенде W_c .

При движении на дороге

$$W_\delta = \frac{m \cdot V^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2}, \quad (6.23)$$

где m – масса автомобиля, кг;

J_k – момент инерции всех колес автомобиля, кг·м²;

ω_k – угловая скорость колес, с⁻¹;

V – скорость автомобиля, м/с.

При движении на стенде

$$W_c = \frac{J_{кз} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{J_p \cdot \omega_p^2}{2} + \frac{J_m \cdot \omega_m^2}{2}, \quad (6.24)$$

где $J_{кз}$ – момент инерции задних колес, кг·м²;

J_p – момент инерции всех роликов стенда, кг·м²;

J_m – момент инерции инерционных масс, кг·м²;

$\omega_k, \omega_p, \omega_m$ – соответственно угловые скорости колес, роликов и масс, с⁻¹.

При условии $W_\delta = W_c$, тогда

$$\frac{m \cdot V^2}{2} + \frac{J_k \cdot \omega_k^2}{2} = \frac{J_{кз} \cdot \omega_k^2}{2} + \frac{J_p \cdot \omega_p^2}{2} + \frac{J_m \cdot \omega_m^2}{2}. \quad (6.25)$$

В формуле (6.26) можно заменить:

$$\omega_k = \frac{V}{R_k}; \quad \omega_p = \frac{\omega_k \cdot R_k}{R_p}; \quad \omega_m = \frac{\omega_p}{i_{pm}}, \quad (6.26)$$

где i_{pm} – передаточное отношение между роликом и инерционной массой. Для уменьшения металлоемкости инерционной массы ее подключают к роликам стенда через ускоряющую цепную передачу с передаточным отношением $i'_{pm} = 0,3 \dots 0,5$, тогда

$$J'_m = i'_{pm} \cdot J_m.$$

После подстановки (6.26) в (6.15) и преобразований можно получить равенство

$$m + \frac{J_K}{R_K^2} = \frac{J_{K3}}{R_K^2} + \frac{J_P}{R_P^2} + \frac{J_M}{R_P^2 \cdot i_{PM}^2}. \quad (6.27)$$

Отсюда

$$J_M = i_{PM}^2 \left(R_P^2 \cdot m - J_P \right) + \frac{R_P^2}{R_K^2} \cdot i_{PM}^2 (J_K - J_{K3}). \quad (6.28)$$

Момент инерции одного сплошного ролика J_{P1} (кг·м²)

$$J_{P1} = \frac{m_P}{2} \cdot R_P^2 = \frac{\pi \cdot R_P^4 \cdot l_P \cdot \gamma}{2}, \quad (6.29)$$

где l_P – длина ролика, м;

$\gamma = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ – плотность стали.

Если ролик изготовлен из горячекатаной трубы, то

$$J_{P1} = \frac{m_P}{2} (R_P^2 - R_{вн}^2) = \frac{\pi (R_P^2 - R_{вн}^2)^2 l_P \cdot \gamma}{2}, \quad (6.30)$$

где $R_{вн}$ – внутренний диаметр трубы, м;

Момент инерции одного колеса принимается в соответствии с данными табл. 6.2

Таблица 6.2

Моменты инерции колес автомобиля

Автомобиль	ЗИЛ-130	ГАЗ-53А	ГАЗ-24
J_K , кг·м ²	12,6	7,3	1,0

Для определения моментов инерции колес автомобилей, не указанных в табл. 6.2, с достаточной для расчета точностью можно принять, что

$$J_{KX} = J_{KC} \left(\frac{R_{KX}}{R_{KC}} \right)^4, \quad (6.31)$$

где J_{KX} – искомый момент инерции;

J_{KC} – справочный момент инерции.

Инерционные массы изготавливаются из стали в виде набора дисков. Радиус дисков берется не более 0,3 м. Ширина набора дисков (м)

$$l_M = \frac{2J_M}{\pi R_M^4 \cdot \gamma}. \quad (6.32)$$

Мощность N (кВт), необходимая для разгона автомобиля на стенде, в интервале скоростей $V_1 \dots V_2$,

$$N = \frac{J_{\Sigma p} \cdot \omega_{cp} \cdot \varepsilon}{1000}, \quad (6.33)$$

где $J_{\Sigma p}$ – суммарный момент инерции вращающихся частей автомобиля и стенда, приведенный к оси роликов, кг·м²;

ω_{cp} – средняя угловая скорость вращения роликов в интервале разгона, с⁻¹;

ε – угловое ускорение роликов, 1/с².

Суммарный момент инерции вращающихся масс стенда, приведенный к оси роликов

$$J_{\Sigma p} = \frac{J'_m}{i'_{pm}{}^2} + \frac{J_k \cdot Z_k \cdot R_p^2}{R_k^2} + Z_p \cdot J_{p1},$$

где Z_k – число колес на роликах стенда при контроле автомобиля;

Z_p – число вращающихся роликов стенда.

Для грузовых автомобилей и автобусов интервал скоростей $V_1 \dots V_2$ берется в пределах 50...60 км/ч, а для легковых – 80...100 км/ч. На этих участках внешней скоростной характеристики без больших погрешностей можно считать, что

$$\omega_{cp} = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}, \quad \text{а} \quad \varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\Delta t}, \quad (6.34)$$

где ω_1 и ω_2 – соответственно угловые скорости вращения роликов при скоростях V_1 и V_2 ;

Δt – время разгона в интервале скоростей $V_1 \dots V_2$.

$$\omega_{cp} = \frac{(V_2 + V_1)}{2 \cdot 3,6 \cdot R_p}; \quad \varepsilon = \frac{(V_2 - V_1)}{3,6 \cdot R_p \Delta t}. \quad (6.35)$$

Тогда

$$N = \frac{J_{\Sigma p} \cdot (V_2^2 - V_1^2)}{1000 \cdot 2 \cdot 3,6 \cdot 3,6 \cdot R_p^2 \cdot \Delta t}. \quad (6.36)$$

Отсюда время разгона Δt (с) автомобиля на стенде

$$\Delta t = \frac{J_{\Sigma p} \cdot (V_2^2 - V_1^2)}{26 \cdot 10^3 \cdot N \cdot R_p^2}. \quad (6.37)$$

Максимально допустимое время разгона при снижении мощности двигателя на 15%

$$\Delta t_{,m} = 1,15 \cdot \Delta t . \quad (6.38)$$

В формулах (6.37) и (6.38)

$$N = \frac{(N_{V_1} + N_{V_2})}{2}, \quad (6.39)$$

где N_{V_1} и N_{V_2} – мощности, подводимые к инерционному нагрузателю при скоростях V_1 и V_2 и рассчитанные по формулам (6.14)...(6.20).

6.1.2. Расчет основных параметров стендов для проверки тормозов

Стенды проверки тормозов (СПТ) подразделяются на инерционные и силовые. Геометрические параметры стенда l , b , a и L определяются совершенно аналогично с той лишь разницей, что при проектировании СПМ рассматривалось равновесие вращающегося колеса при неподвижном ролике в момент выезда, а при проектировании СПТ рассматривается равновесие системы при вращающемся ролике и неподвижном колесе (рис. 6.7). Инерционный СПТ строится по схеме, показанной на рис. 6.8.

Принцип действия инерционного СПТ заключается в следующем. Колеса автомобиля, помещенные на ролики стенда, разгоняются с помощью электродвигателей до скорости 42...45 км/ч. Затем электродвигатели отключаются, и механическая система «стенд-колеса» переходит в режим выбега. При достижении скорости 40 км/ч оператор нажимает педаль тормоза автомобиля, осуществляя экстренное торможение до полной остановки роликов. В качестве оценочных параметров часто используется тормозной путь, реже – время торможения или замедление роликов стенда. Для приближения стендовых условий испытаний к дорожным инерционные СПТ оборудуются инерционными массами.

Для обеспечения равенства величин тормозных путей на стенде и на дороге при равенстве начальных скоростей и времени нарастания тормозных сил необходимо соблюдение условия:

$$\frac{m}{M_{анп}} = \frac{P}{\sum P_m}, \quad (6.40)$$

где $m_c = \frac{J_{\sum p}}{R_p^2}$ – приведенная масса вращающихся деталей стенда, кг;

$M_{анп}$ – приведенная масса автомобиля при движении по дороге, кг;

P – тормозная сила на колесах, приложенная к роликам стенда, Н;

$\sum P_m$ – сумма тормозных сил при торможении на дороге, Н.

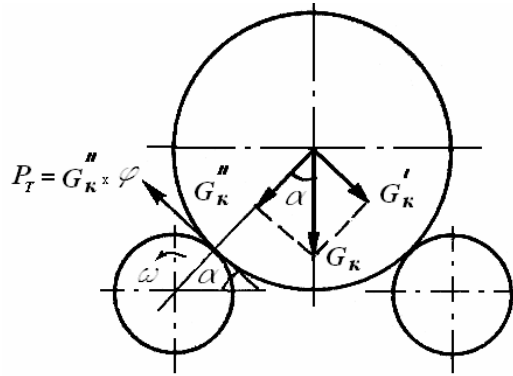


Рис. 6.7. Схема взаимодействия колеса и роликов стенда проверки тормозов

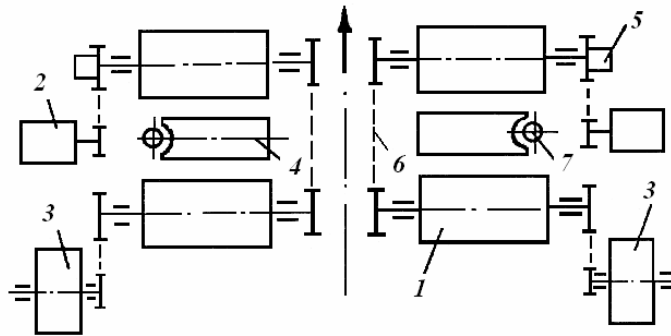


Рис. 6.8. Инерционный стенд проверки тормозов:
 1 – ролик; 2 – электродвигатель; 3 – инерционная масса; 4 – подъемник; 5 – датчик пути и скорости; 6 – цепная передача; 7 – колесоотбойный ролик

Величины $M_{анп}$ и $\sum P_m$ (Н) вычисляются по следующим формулам:

$$M_{анп} = M_a + \frac{\sum J_{\kappa}}{R_{\kappa}^2} \text{ или } M_{анп} \approx M_a \quad (6.41)$$

$$\sum P_m = M_a \cdot g \cdot \varphi_g + M_a \cdot g \cdot f_g + P_W, \quad (6.42)$$

где M_a – масса автомобиля, кг;

f_g – коэффициент сопротивления качению колеса на дороге;

P_W – сила сопротивления встречного потока воздуха, Н.

Пренебрегая сопротивлением качения и сопротивлением встречного потока воздуха, можно считать, что

$$\sum P_m = M_a \cdot g \cdot \varphi_g = G \cdot \varphi_g, \quad (6.43)$$

где φ_g – коэффициент сцепления шин автомобиля с дорогой. Для асфальтобетонного шоссе $\varphi_g = 0,6$.

Тогда приведенные массы одной тележки стенда для диагностирования передних и задних колес (кг) соответственно:

$$m_{cn} = \frac{M_a \cdot M_n \cdot g \cdot \varphi}{2 \cdot M_a \cdot \varphi_g \cdot g} = \frac{M_n \cdot \varphi}{2 \cdot \varphi_g}, \quad (6.44)$$

$$m_{cz} = \frac{M_a \cdot M_z \cdot g \cdot \varphi}{2 \cdot M_a \cdot \varphi_g \cdot g} = \frac{M_z \cdot \varphi}{2 \cdot \varphi_g}, \quad (6.45)$$

где M_n и M_z – массы автомобиля, приходящиеся на переднюю и заднюю оси, кг;
Окончательно моменты инерции вращающихся масс одной тележки стенда:

$$J_n = \frac{M_n \cdot \varphi \cdot R_p^2}{2 \cdot \varphi_g} - \frac{J_{kn} \cdot R_p^2}{R_k^2}, \quad (6.46)$$

$$J_z = \frac{M_z \cdot \varphi \cdot R_p^2}{2 \cdot \varphi_g} - \frac{J_{kz} \cdot R_p^2}{R_k^2}, \quad (6.47)$$

где J_{kn} и J_{kz} – моменты инерции передних и задних колес, находящихся на одной тележке стенда в процессе диагностирования автомобиля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Поскольку стенд с изменяющимся моментом инерции масс изготовить довольно сложно, момент инерции следует выбирать по большему значению. Если стенд предназначен для диагностирования нескольких моделей автомобилей, момент инерции выбирают для наиболее тяжелого автомобиля. Это позволит обеспечить более высокую точность измерения тормозного пути.

После расчета момента инерции задают кинематику стенда и определяют основные размеры инерционных масс. На инерционном стенде проверки тормозов конечная скорость разгона автомобиля составляет 42...45 км/ч. При пуске электродвигателя на его вал действует приведенный момент от сил сопротивления качению колес по роликам, момент сопротивления холостого хода стенда, моменты от сил инерции маховиков, роликов стенда и колес. Электродвигатель инерционного роликового стенда выбирается по величине пускового момента на его валу:

$$M_{эн} = \left(\frac{G_k}{\cos \alpha} \right) \left(\frac{f_p Z_k R_p}{i_{pэ} \cdot \eta_{pэ}} \right) + M_{xx} + \left(J_m Z_m i_{mэ}^2 + \frac{J_p Z_p}{i_{pэ}^2 \eta_{pэ}} + \frac{J_k Z_k R_p^2}{i_{pэ}^2 R_k^2 \eta_{э}} \right) \frac{i_{pэ} V}{R_p t_p}, \quad (6.48)$$

где $\eta_{pэ}$ – КПД передачи, связывающей электродвигатель с роликами;

M_{xx} – момент сопротивления холостого хода стенда, приведенный к валу электродвигателя, $\text{кгс} \cdot \text{м}$;

$i_{pэ}$ – передаточное число передачи, связывающей ролики и электродвигатель;
 $i_{мэ}$ – передаточное число передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель;
 J_m, J_p, J_k – моменты инерции соответственно маховика, ролика, одинарного колеса автомобиля, кг·м²;
 Z_m, Z_p, Z_k – число маховиков, роликов и колес, раскручиваемых одним электродвигателем;
 V – линейная скорость движения автомобиля, м/с;
 t_p – время разгона автомобиля, с;
 G_k – сила веса, приходящаяся на одно колесо, Н.

$$G_k = \frac{M_i \cdot g}{2},$$

где M_i – масса, приходящаяся на задние или передние колеса автомобиля, кг;
 g – ускорение свободного падения.

Предварительные расчеты показали, что момент сопротивления холостого хода стенда, изображенного на рис. 10.8, составляет около 2% от общего момента и им можно пренебречь.

Передаточное число передачи, связывающей ролики и электродвигатель, выбирается из условия

$$i_{pэ} = \frac{n_э \cdot R_p}{2,65 \cdot V}, \quad (6.49)$$

где $n_э = 750, 1000, 1500$ или 3000 – синхронная частота ротора электродвигателя, об/мин.

Передаточное число передачи, связывающей маховик инерционных масс и электродвигатель,

$$i_{мэ} = i_{pэ} \cdot i_{mp}, \quad (6.50)$$

где i_{mp} – передаточное число передачи, связывающей инерционные массы и ролики. Как правило, ролики соединяются с маховиками масс ускоряющей передачей $i_{mp} = 0,3 \dots 0,5$.

Время разгона необходимо иметь как можно меньше. Для практических расчетов $t_p = 3,0 \dots 4,0$ с.

При выборе электродвигателя инерционного стенда следует учесть, что на нем может диагностироваться автомобиль с тормозами, затянутыми после выполнения ремонтных и регулировочных работ. При незначительной затяжке тормозов водитель может даже не заметить этого, однако электродвигатель будет перегружаться.

Степень нагрузки двигателя можно определить с учетом следующих допущений:

- автомобиль, у которого затяжка тормозов обнаруживается водителем, на стенд не устанавливается;
- минимальная перетяжка обнаруживается при разгоне автомобиля на прямой передаче, когда тяговое усилие уменьшается более чем на 25%.

С учетом этого дополнительная сила сопротивления вращению роликов P (Н) за счет перезатяжке тормозов

$$P = \frac{0,25M_{\text{дв}} \cdot i_o}{\eta_{mp} \cdot R_{\kappa}}, \quad (6.51)$$

где $M_{\text{дв}}$ – момент, развиваемый двигателем диагностируемого автомобиля, Н·м.

Окончательно формула для вычисления пускового момента будет иметь вид

$$M_{\text{эн}} = \left(\frac{G_{\kappa}}{\cos \alpha} \right) \left(\frac{f_p Z_{\kappa} R_p}{i_{pэ} \cdot \eta_{pэ}} \right) + \left(J_M Z_M i_{Mэ}^2 + \frac{J_p Z_p}{i_{pэ}^2 \eta_{pэ}} + \frac{J_{\kappa} Z_{\kappa} R_p^2}{i_{pэ}^2 R_{\kappa}^2 \eta_{\varepsilon}} \right) \times \\ \times \frac{i_{pэ} V}{R_p t_p} + 0,25 \frac{M_{\text{дв}} i_o R_p}{\eta_{mp} R_{\kappa} i_{pэ} \eta_{pэ}}. \quad (6.52)$$

Если в справочнике отсутствуют данные по пусковому моменту, выбор электродвигателя можно произвести по его мощности N (кВт)

$$N = \frac{M_{\text{эн}} \cdot n_c}{9740 \cdot K}, \quad (6.53)$$

где K – отношение начального пускового момента к номинальному. Для большинства асинхронных двигателей серии 4А $K = 1,2 \dots 1,4$.

Главным достоинством инерционных стендов проверки тормозов является имитация дорожных условий работы тормозных механизмов автомобиля.

К недостаткам инерционных СПТ следует отнести громоздкость, большую металлоемкость, большую мощность приводных электродвигателей.

Более компактны и менее энергоемки силовые СПТ. Принцип их действия заключается в принудительном прокручивании затормаживаемого колеса с одновременным измерением тормозной силы. Линейная скорость вращения роликов составляет 2...6 км/ч.

В качестве примера конструктивного исполнения на рис. 6.9 показана кинематическая схема стенда, предназначенного для диагностирования тормозов автомобилей силовым методом.

Особенностью проектирования силового СПТ является подбор редуктора и приводного электродвигателя.

Передаточное число редуктора

$$i_p = \frac{0,377 \cdot n_c \cdot R_p}{V}, \quad (6.54)$$

где $V = 4 \dots 6$ км/ч – линейная скорость движения автомобиля на стенде;

R_p – радиус роликов стенда, $R_p \geq 11$ м.

Мощность электродвигателя выбирается из условия обеспечения вращения роликов при максимальной затормаживающей силе P_m (Н)

$$P_m = \frac{G_k}{\cos \alpha} (\varphi + f_p), \quad (6.55)$$

где $\varphi = 0,56$ – коэффициент сцепления материала шины с роликами стенда;

$f_p = 0,03$ – коэффициент трения качения колеса по роликам стенда.

С учетом КПД редуктора мощность электродвигателя (кВт)

$$N = \frac{G_k}{\cos \alpha} (\varphi + f_p) \frac{R_p n_p}{9740 \cdot \eta_p \cdot i_p}, \quad (6.56)$$

где η_p – КПД редуктора.

С учетом мощности электродвигателя окончательно подбирают редуктор и уточняют линейную скорость движения автомобиля, которая должна быть в пределах 2... 6 км/ч.

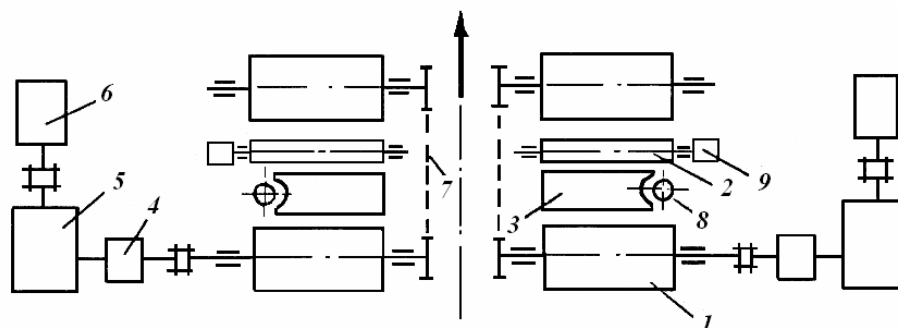


Рис. 6.9. Силовой стенд проверки тормозов:

1 – ролик; 2 – антиблокировочный ролик; 3 – подъемник; 4 – датчик тормозной силы; 5 – редуктор; 6 – электродвигатель; 7 – цепная передача; 8 – колесоотбойник; 9 – датчик скорости

6.2. Расчет стендов для балансировки валов

Балансировка является одним из методов выполнения контрольных работ при ремонте узлов автомобиля. При вращении неуравновешенных деталей (узлов) возникают центробежные силы, которые отрицательно влияют на надежность механизмов вследствие дополнительные нагрузки на подшипники.

Во время изготовления конструкторы, технологи и рабочие стремятся к максимальной уравновешенности изделия. Например, обработка тел вращения с одной установки, удаление излишних масс у коленчатых валов посредством сверления в щеках, приваркой дополнительных пластинок к карданным валам для их уравновешенности и тому подобное.

Несмотря на это полностью устранить дисбаланс не удастся, поэтому техническими условиями установлен максимально-допустимый дисбаланс для основных деталей и узлов некоторых отечественных автомобилей (табл. 6.3 – 6.4).

Во время эксплуатации балансировка нарушается. Для проектирования станка необходимо знать максимально-возможный дисбаланс (A_{max}), который может возникнуть вследствие изгиба или других дефектов вала. Величина максимально-возможного дисбаланса является основным параметром, определяющим конструкцию станка, и ее принимают на основании опытных данных. Для карданных валов эту величину резервируют в пять раз больше допустимой, т.е. $A_{max} = 5 A_q$.

Существует два способа балансировки узлов и деталей: *статический* (маховики и диски колес), *динамический* (карданные и коленчатые валы).

Статический способ балансировки. Этот способ балансировки можно производить, не снимая колеса с автомобиля или на специальном стенде. Для этого необходимо вывесить переднее колесо на домкрате, ослабить затяжку подшипника ступицы и при помощи грузиков добиться, чтобы колесо было уравновешено, (т.е. чтобы после вращения оно останавливалось каждый раз в разных положениях).

Таблица 6.3

Допустимый дисбаланс деталей автомобилей

Детали (узлы)	Способ балансировки	Допустимый дисбаланс, A_q г·см			
		ГАЗ-53	ЗИЛ-130	МАЗ-500	ГАЗ-24
Коленчатый вал с маховиком и сцеплением в сборе	Динамический	70	150	-	70
Карданный вал в сборе	Динамический	50	70	75	20

Таблица 6.4

Справочные данные по карданным валам

Автомобиль	Длина, мм	Диаметр, мм	Масса, кг
ГАЗ-53	2749	75	27
ЗИЛ-130	2410	75	36
ГАЗ-24	1330	75	5,3
МАЗ-500	1821	88	36

Условие баланса (рис. 6.10) определяется из равенства

$$m_1 \cdot r_1 = m_2 \cdot r_2, \quad (6.57)$$

откуда

$$C_1 = C_2 = m \cdot r \cdot \omega^2, \quad (6.58)$$

где C_1 и C_2 – центробежные силы от приложенных масс, кг·м/с⁻¹;

m_1 и m_2 – приложенные массы 1 и 2, кг;

r_1 и r_2 – расстояния от оси вращения до центра приложенных масс, м.

ω – угловая скорость вращения вала при балансировке, c^{-1} .

Задние колеса нужно балансировать на ступице переднего колеса, т.к. они не могут свободно вращаться из-за трения в дифференциале.

Динамический способ балансировки. При вращении неуравновешенного вала (рис. 6.11) центробежные силы C_1 и C_2 создают момент относительно оси Y , даже если они уравновешены статически ($M_Y = C \cdot l$).

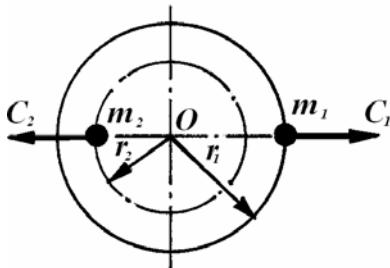


Рис. 6.10. Условие статического баланса

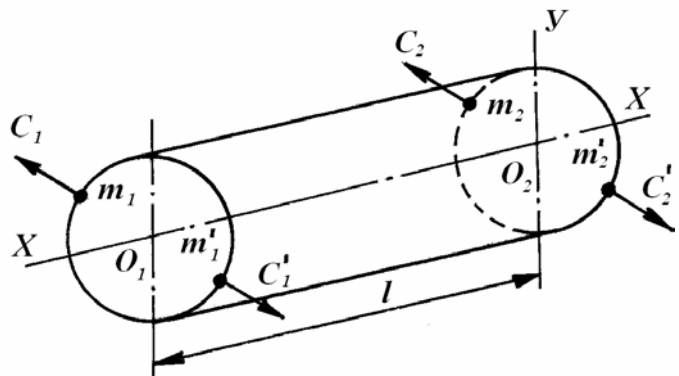


Рис. 6.11. Условие динамического баланса

Для уравновешивания необходимо либо убрать обе излишние массы m_1 и m_2 , либо добавить (в этих плоскостях) одинаковые массы m'_1 и m'_2 .

Проектирование стенда для балансировки валов. Из схемы действия сил и момента следует, что балансировку нужно производить с обоих концов вала, поочередно фиксируя один из концов жестким центром. Эти условия можно выполнить на станке, расчетная схема которого представлена на рис. 6.12.

Условия баланса

$$C_1 = C_2 \text{ и } M_Y = C \cdot l = 0. \quad (6.59)$$

Из условий $\sum M = 0$ и $\sum Y = 0$ определяются реакции опор стенда R_1 и R_2 . По приведенной схеме стенда (рис. 6.14) и условию проектирования принимаются следующие исходные данные:

Q – масса электродвигателя с головкой и подвижной рамой, кг;

q – масса карданного вала, кг;

C – центробежная сила, Н;

R_1 и R_2 – реакции опор (для расчета на прочность), Н;

$l_1 \dots l_4$ – размеры определяются конструктивно, м;

r – радиус трубы вала (принимается конструктивно из чертежа), м;

D – диаметр карданного вала, м.

Для выполнения приближенных расчетов делаем некоторые допущения:

1. Считаем, что излишняя масса сосредоточена в одной точке на поверхности вала (на расстоянии $r = 0,5D$).

2. Пружина установлена в одной плоскости с центробежной силой.

3. Вес всех подвешенных частей (электродвигателя, головки, подвижной рамы и карданного вала) сосредоточен в плоскости действия центробежной силы.

4. Плечо l_1 – бесконечно большое.

5. Подвижная рама в горизонтальной плоскости зафиксирована опорами.

6. Трение в опорах отсутствует.

Последовательность расчетов:

1. Определить центробежную силу (C), возникающую при балансировке.

2. Определить силы, действующие на пружину во время балансировки

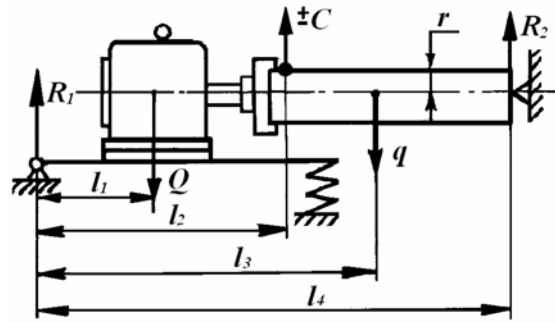


Рис. 6.12. Расчетная схема стенда для динамической балансировки валов

$$P = Q \pm C. \quad (6.60)$$

3. Рассчитать (подобрать) пружины.

4. Определить амплитуды колебаний вала (h) при балансировке.

5. Определить массы пластинок, необходимые для уравновешивания вала.

Пример 6.1. Рассчитать основные параметры станка для балансировки карданного вала (рис. 6.13).

Исходные данные: Допустимый дисбаланс $A_q = 70$ г·см; максимально-возможный дисбаланс ремонтируемого вала $A_{max} = 5 A_q$; масса подвижных элементов станка определяется после эскизной проработки конструктивных элементов станка $Q = 30$ кг ≈ 300 Н; диаметр карданного вала $D = 100$ мм = 0,1 м; частота вращения вала при балансировке $n = 1000$ об/мин.

Решение. 1. Угловая скорость вращения вала ω (c^{-1}) при балансировке

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,6.$$

2. Определяем центробежные силы по формуле (6.58)

$$C = m \cdot r \cdot \omega^2,$$

где m – неуравновешенная масса, кг;

r – расстояние от оси вращения до центра масс, $r = 0,05$ м;

Неуравновешенную массу определяем из условия допустимого дисбаланса. Если $A_q = m \cdot r = 70$ г·см, то

$$m = \frac{70}{5} = 14 \text{ г} = 0,014 \text{ кг.}$$

Во время ремонта карданных валов дисбаланс может быть больше допустимого. Тогда, согласно принятому условию $A_{\max} = 5 A_q$, неуравновешенную массу определяем

$$m_{\max} = \frac{5 \cdot 70}{5} = 70 \text{ г} = 0,07 \text{ кг.}$$

Определим два крайних значения центробежной силы по формуле (6.58)

$$C_q = 0,014 \cdot 0,05 \cdot 104,6^2 = 7,65 \text{ Н;}$$

$$C_{\max} = 0,07 \cdot 0,05 \cdot 104,6^2 = 38,3 \text{ Н.}$$

Определяем силы P по (6.60), действующие на пружину во время балансировки вала с максимальной неуравновешенностью (т.е. когда $C_{\max} = 38,3 \text{ Н}$).

$$P_{\min} = 300 - 38,3 = 261,7 \text{ Н;}$$

$$P_{\max} = 300 + 38,3 = 338,3 \text{ Н.}$$

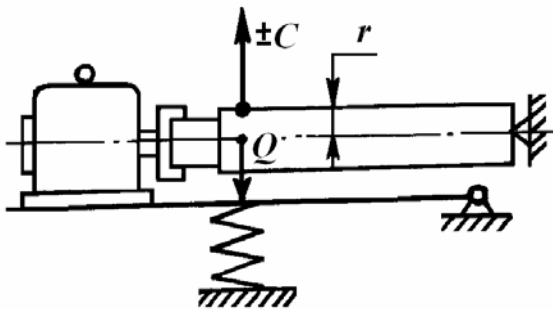


Рис. 6.13. Схема балансирующего станка для ориентировочных расчетов

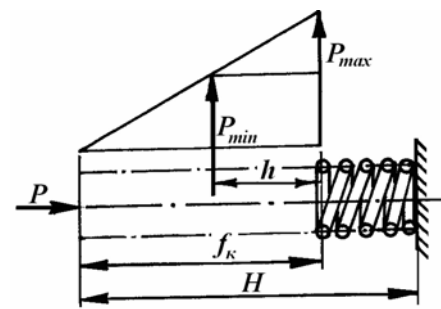


Рис. 6.14. Схема работы пружины

3. Расчет пружины. Пружину рассчитываем таким образом, чтобы во время балансировки колебания вала были в обусловленных пределах:

– при максимальном дисбалансе амплитуда колебаний h должна быть не менее 5...15 мм;

– при балансировке вала с допустимым дисбалансом амплитуда должна быть такой, чтобы ее можно было измерить индикатором (1...3 мм).

Предварительно принимаем амплитуду колебаний $h = 10 \text{ мм}$.

Определяем конечный прогиб пружины из подобия треугольника

$$\frac{h}{P_{\max} - P_{\min}} = \frac{f_{\kappa}}{P_{\max}}, \quad (6.61)$$

откуда

$$f_{\kappa} = \frac{338,3 \cdot 10}{338,3 - 261,7} = 44 \text{ мм.}$$

Определяем необходимое количество витков пружины (i). Если перемещение одного витка пружины обозначим f' , то

$$f_{\kappa} = f' \cdot i = \frac{P_{\max} \cdot h}{P_{\max} - P_{\min}}, \quad (6.62)$$

откуда

$$i = \frac{P_{\max} \cdot h}{f' (P_{\max} - P_{\min})}. \quad (6.63)$$

Из курса деталей машин перемещение одного витка пружины определяется по формуле

$$f' = \frac{8 \cdot P \cdot D_n^3}{d^4 \cdot G}, \quad (6.64)$$

где P – нагрузка на пружину, Н;

D_n – диаметр пружины, мм;

d – диаметр проволоки пружины, мм;

G – модуль упругости второго рода, ($G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа).

Принимаем конструктивно $D_n = 85$ мм и $d = 8$ мм, тогда перемещение одного витка

$$f' = \frac{8 \cdot 338,3 \cdot 85^3}{8^4 \cdot 81000} = 5 \text{ мм.}$$

Потребное количество витков i определяем

$$i = \frac{338,3 \cdot 10}{5 \cdot (338,3 - 261,7)} = 8,83.$$

Длину пружины в свободном состоянии (H) определяем по формуле

$$H = t \cdot i + d, \quad (6.65)$$

где шаг пружины

$$t = f' + d = 5 + 8 = 13 \text{ мм.} \quad (6.66)$$

Тогда

$$H = 13 \cdot 8,83 + 8 = 122,79 \text{ мм.}$$

Следующим этапом расчета определим амплитуду колебания при балансировке вала, дисбаланс которого находится в допустимых пределах.

Определим силы P' , действующие на пружину при балансировке,

$$P' = Q \pm C_q,$$

где $Q = 300 \text{ Н}$ – подвижная масса станка;

$C_q = 7,65 \text{ Н}$ – центробежная сила.

Тогда

$$P'_{\max} = 300 + 7,65 = 307,65 \text{ Н};$$

$$P'_{\min} = 300 - 7,65 = 292,35 \text{ Н.}$$

Определим амплитуду колебаний вала h' при балансировке вала с допустимым дисбалансом ($A_q = 70 \text{ г}\cdot\text{см}$).

Из рассмотрения схемы работы пружины можно составить уравнение определения амплитуды колебаний вала h'

$$h' = \frac{f_k (P'_{\max} - P'_{\min})}{P_{\max}} = \frac{44(307,65 - 292,35)}{338,8} 1,99 \text{ мм.} \quad (6.67)$$

При балансировке вала с допустимым дисбалансом амплитуда будет около 2 мм. Желательно ее уменьшить до 0,5...1,0 мм. Для этого нужно увеличить жесткость пружины и повторить расчет.

4. Определяем вес пластинок для уравнивания валов. Зависимость амплитуды колебаний h от веса неуравновешенной массы m выражаем уравнением прямой линии, проходящей через начало координат.

По результатам расчетов строится график $m = f(h)$.

По амплитуде h можно определить m – массу пластинки, которую следует приваривать на противоположную сторону балансируемого конца вала.

5. Оценка результатов предварительных расчетов.

а) Следует оценить, удовлетворяют ли полученные значения параметров с конструктивной точки зрения и возможно ли технологически изготовить станок по этим параметрам.

б) После компоновки станка, выполнения сборочного чертежа, определения весов всех элементов и составления реальной схемы станка решить, следует ли провести повторные расчеты. Если возникнет в этом необходимость, все расчеты выполнить заново.

в) Определить размеры (массу) пластинок, которые будем приваривать для устранения дисбаланса.

г) Провести испытания и тарировку $m = f(h)$ по заранее известному дисбалансу.

6. Определяем мощность электродвигателя. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления от трения в подшипниках (N_o) и на сопротивление разгона вращающихся масс (N_p), определяется по формуле

$$N = N_o + N_p \approx 1,2N_p. \quad (6.68)$$

$$N_p = M_{\text{сопр}} \cdot \omega. \quad (6.69)$$

где $M_{\text{сопр}}$ – момент сил сопротивления разгону, Н·м.

$$M_{\text{сопр}} = J_{\text{нр}} \frac{d\omega}{dt} \approx J_{\text{нр}} \frac{\Delta\omega}{\Delta t}, \quad (6.70)$$

где $J_{\text{нр}}$ – суммарный момент инерции всех вращающихся масс, приведенный к оси вращения вала, кгс·м²;

$\Delta\omega$ – угловая скорость карданного вала, с⁻¹;

Δt – время разгона вала задается, исходя из возможностей временной перегрузки электродвигателя, с.

Для нашего примера суммарный момент инерции вращающихся масс $J_{\text{нр}} = 0,1$ кгс·м², время разгона $t = 5$ с до угловой скорости $\omega = 104,6$ с⁻¹. Тогда

$$N = 1,2 \cdot 0,1 \cdot \frac{104,6}{5} 104,6 = 262 \text{ Вт} = 0,26 \text{ кВт}.$$

При выборе времени разгона необходимо учитывать характеристику электродвигателя. Чем меньше времени, тем больше требуется мощности.

Вопросы для самоконтроля

1. Как классифицируют роликовые стенды?
2. Назовите особенности расчета стендов для проверки мощности.
3. Каковы особенности расчета стендов для проверки тормозов?
4. Каков принцип действия и состав элементов роликовых стендов?
5. Каковы особенности расчета стенда для балансировки валов?
6. Назовите принцип действия стендов для балансировки валов.

7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРИРАБОТКИ И ИСПЫТАНИЯ УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ

Приработка и испытание двигателей. Приработка и испытание являются завершающей операцией в технологическом процессе ремонта двигателей. Основными задачами приработки и испытания являются подготовка двигателя к восприятию эксплуатационных нагрузок, выявление возможных дефектов, связанных с качеством сборочных работ и восстановлением деталей, а также проверка основных характеристик двигателя в соответствии с техническими условиями.

Выбор рациональных скоростных и нагрузочных режимов приработки двигателей имеет существенное значение для формирования поверхностей трения деталей, обеспечивающих их должную износостойкость.

Режимы приработки. Приработка двигателей подразделяется на три стадии: холодная приработка, когда коленчатый вал двигателя принудительно приводится во вращение от постороннего источника энергии; горячая приработка без нагрузки, когда двигатель работает, не требуя энергии для прокручивания; при этом отсутствует отдача энергии от прирабатываемого двигателя; горячая приработка под нагрузкой, в процессе которой вырабатываемая двигателем энергия поглощается тормозным устройством.

Холодная приработка производится при ступенчатом увеличении частоты вращения коленчатого вала. При горячей приработке без нагрузки двигатель подготавливается к работе при более напряженном тепловом режиме приработки под нагрузкой. Кроме того, в процессе горячей приработки без нагрузки производится регулирование подачи топлива, что имеет особенно важное значение для дизельных двигателей.

Если в процессах холодной и горячей приработок без нагрузки изменялись, главным образом, скорости относительного перемещения, а удельное давление изменялось незначительно, то процесс горячей приработки под нагрузкой характеризуется сочетанием одновременного изменения скоростного режима и тормозного момента, создаваемого на валу прирабатываемого двигателя.

В табл. 7.1 приведены режимы приработки и испытания после капитального ремонта некоторых моделей отечественных автомобильных двигателей.

Режимы приработки и испытания двигателей обуславливают следующие основные требования, предъявляемые к оборудованию испытательных станций:

1. Испытательные стенды должны иметь приводные и нагрузочные устройства. Приводные устройства должны обеспечивать проворачивание коленчатого вала двигателя с переменной частотой вращения. Нагрузочные устройства должны допускать изменение величины тормозного момента при различных скоростных режимах.

2. Испытательные стенды должны иметь необходимые измерительные приборы и устройства для определения величины тормозного момента и частоты вращения коленчатого вала прирабатываемого двигателя.

3. На испытательных станциях должны иметься устройства, обеспечивающие соблюдение режимов смазки и охлаждения прирабатываемых двигателей, установленные техническими условиями, а также соответствующие измерительные приборы для контроля температуры и давления в системах охлаждения и смазки.

Таблица 7.1

Режимы приработки и испытания автомобильных двигателей

Стадия приработки	ЗИЛ-130			ЯМЗ-236		
	Частота вращения вала, об/мин	Нагрузка, л.с.	Продолжительность испытаний, мин	Частота вращения вала, об/мин	Нагрузка, л.с.	Продолжительность испытаний, мин
Холодная приработка	400...600	-	15	500...600	-	35
	800...1000	-	20	700...800	-	30
				900...1000	-	25
Горячая приработка без нагрузки	1000...1200	-	20	1000	-	15
	1500...2000	-	15			
Горячая приработка под нагрузкой	1600...2000 2500...2800	15...20 40...60	25 25	1100	20	15
				1300	47	15
				1500	72	15
				1700	98	15
				1900	123	15
				2100	152	15
				2100	152	5
Контрольная приемка	Не более 3000	-	5	500...600	-	5
				1500	72	5
				1800	112	10
				2100	152	5
Итого		125		225		

Приводные устройства. Мощность приводного устройства должна превышать мощность, затрачиваемую на трение в прирабатываемом двигателе и характеризующую внутренние потери.

К приводным устройствам относится асинхронный электродвигатель с фазовым ротором, соединенный с прирабатываемым двигателем. Изменение частоты вращения осуществляется при помощи реостата, включенного в цепь ротора электродвигателя. Асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором соединен с прирабатываемым двигателем через редуктор. Частота вращения вала прирабатываемого двигателя изменяется за счет изменения передаточного числа в редукторе.

Кроме этого, в качестве приводного устройства применяются электрические машины постоянного тока или двигатели внутреннего сгорания, аналогичные прирабатываемому двигателю. Частота вращения вала прирабатываемого двигателя осуществляется реостатом, включенным в цепь якоря или за счет переключения шестерен в коробке передач и за счет изменения частоты вращения вала привода двигателя, соответственно.

Наиболее рациональными и распространенными являются приводные устройства первого типа – асинхронный электродвигатель с фазовым ротором.

По характеру преобразования поглощаемой мощности тормозные устройства, применяемые на ремонтных предприятиях, подразделяются на электрические и гидравлические. Тормозные устройства для приработки и испытания конкретного типа двигателя выбирают сопоставлением характеристики тормоза с данными нагрузочного режима и контрольных испытаний, установленными согласно техническим условиям для приработки и испытания двигателей.

Электрические тормоза переменного тока. В качестве электрического тормоза переменного тока большей частью используются асинхронные машины с фазной обмоткой ротора. Принцип действия подобного тормоза основан на следующем свойстве электрических машин. Если ротор асинхронной электрической машины вращать от постоянного источника тока со скоростью выше синхронной, то асинхронная машина будет работать в генераторном режиме, создавая тормозной момент на валу ведущего двигателя. Вырабатываемая при этом электрическая энергия будет возвращаться (рекуперироваться) в электрическую сеть. При этом частота рекуперированного тока не зависит от скорости вращения ротора и остается равной частоте тока сети.

Отдавая в сеть энергию, асинхронная машина одновременно будет продолжать потреблять из сети некоторое количество электроэнергии для намагничивания обмоток статора.

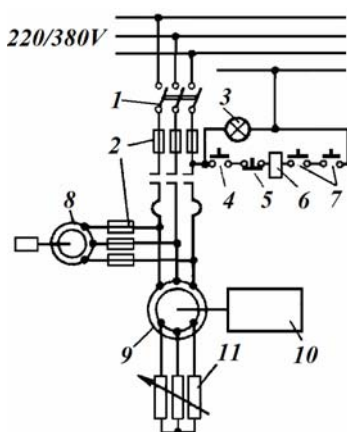


Рис. 7.1. Принципиальная электрическая схема стенда с электрическим тормозом переменного тока:

- 1 – рубильник; 2 – плавкие предохранители; 3 – сигнальная лампа;
- 4 – кнопка пуска; 5 – кнопка останова; 6 – магнитный пускатель (катушка и контакты); 7 – тепловое реле; 8 – электропомпа; 9 – асинхронная балансирная машина;
- 10 – двигатель; 11 – реостат

Асинхронная электрическая машина с фазной обмоткой ротора может работать в двигательном и генераторном режимах с широким диапазоном изменения частоты вращения и момента. Изменением сопротивления в цепи ротора при двигательном режиме работы асинхронной машины производится регулирование частоты вращения вала при холодной приработке. При работе асинхронной машины в генераторном режиме наличие регулировочного реостата в цепи ротора обеспечивает возможность изменения нагрузочного режима в соответствии с требованиями технических условий на приработку и испытание двигателей.

На рис. 7.1 приведена принципиальная электрическая схема стенда с электрическим тормозом переменного тока. Регулировочные реостаты могут быть жидкостными и металлическими. Первые обеспечивают более плавное изменение частоты вращения крутящего и тормозного моментов. Недостаток жидкостных реостатов состоит в значительном изменении сопротивления жидкости при ее нагревании. Для обеспечения нормальных условий работы жидкостных реостатов, входящих в комплект оборудования электротормозных стендов для приработки и испытания двигателей, в конструкции реостатов предусматриваются водяные рубашки для охлаждения жидкости, а также установка насоса, обеспечивающего ее рециркуляцию для выравнивания температуры.

При работе на двигательном и генераторном режимах строят характеристики, показывающие изменения момента и частоты вращения асинхронной электрической машины с фазной обмоткой ротора. Точное построение обкаточно-тормозной характеристики производится на основании данных испытания асинхронной машины. Приближенно, но с достаточной для практических целей точностью обкаточно-тормозную характеристику можно построить расчетным путем на основании паспортных данных асинхронной машины.

Номинальная частота вращения асинхронной машины в режиме двигателя (n_a) и номинальное значение крутящего момента ($M_{нэд}$) (кгс·м) определяются из следующих условий:

$$n_a = 0,9 \cdot n_c; \quad M_{нэд} = \frac{974 \cdot N}{n_c}, \quad (7.1)$$

где N – номинальная мощность асинхронной машины, кВт;

n_c – синхронная частота вращения асинхронной машины, об/мин.

Рабочая частота вращения асинхронной машины в режиме двигателя (n_e) и рабочее значение крутящего момента (M_e) определяются из следующих условий:

$$n_e = 0,4 \cdot n_c; \quad M_e = 0,95 \cdot M_{нэд}. \quad (7.2)$$

Максимальное значение крутящего момента $M_{мэд}$ принимается равным удвоенной величине номинального крутящего момента, т.е.

$$M_{мэд} = 2 \cdot M_{нэд}. \quad (7.3)$$

Номинальная частота вращения асинхронной машины в режиме генератора ($n_б$) и номинальное значение тормозного момента ($M_{нэг}$) определяются из следующих условий:

$$n_б = 1,1 \cdot n_e; \quad M_{нэг} = 1,05 \cdot M_{нэд}. \quad (7.4)$$

Рабочая частота вращения асинхронной машины в режиме генератора ($n_г$) и рабочее значение тормозного момента ($M_г$) определяются из следующих условий:

$$n_г = 2 \cdot n_e; \quad M_г = 0,9 \cdot M_{нэг} \text{ или } M_г = 0,94 \cdot M_{нэд}. \quad (7.5)$$

Максимальное значение тормозного момента $M_{мэг}$ принимается равным удвоенной величине номинального тормозного момента $M_{нэг}$, т.е. $M_{мэг} = 2 M_{нэг}$. Поставив сюда $M_{нэг} = 1,05 \cdot M_{нэд}$, получим

$$M_{мэг} = 2,1 \cdot M_{нэд}. \quad (7.6)$$

Синхронная частота вращения асинхронной машины (n_c) характеризует «мертвую зону». В пределах этой частоты нельзя иметь ни двигательного, ни генераторного режимов. Наличие этой зоны исключает возможность проведения холодной приработки

двигателей с частотой вращения вала выше синхронной и горячей приработки с частотой вращения ниже синхронной без специального оборудования испытательных стендов, усложняющего их конструкцию.

Выбор асинхронной машины для испытательного стенда производится на основе сопоставления режимов приработки и испытания, установленных согласно техническим условиям для данных двигателей, с характеристикой электрической асинхронной машины.

При выборе номинальной мощности электродвигателя необходимо учитывать уменьшение мощности при пониженной частоте вращения в период холодной приработки и при введении с помощью реостата сопротивления в цепь ротора. Понижение мощности электродвигателя происходит непропорционально изменению частоты вращения ротора.

При отсутствии характеристики асинхронных машин можно пользоваться данными, приведенными ниже:

Частота вращения ротора в % к синхронной частоте вращения 100, 90, 80, 70, 60, 40, 20
Мощность в % к номинальной мощности асинхронной машины 100, 86, 73, 59, 45, 23, 8

При подборе типа асинхронной машины для использования ее в качестве электро-тормоза необходимо также согласовывать скоростные режимы приработки и испытания двигателей с возможными скоростными режимами электрической машины. Прежде всего необходимо установить, какая синхронная частота вращения ротора электрической машины является наиболее рациональной для данных условий. При соединении асинхронной электрической машины с прирабатываемым двигателем синхронная частота вращения может быть установлена из следующих зависимостей:

$$n_{нг} \leq \alpha \cdot n_c ; \quad (7.7)$$

$$n_{мхпр} \leq n_c ; \quad (7.8)$$

$$n_{мд} \leq n_{мг} , \quad (7.9)$$

где $n_{мд}$ – максимально допустимая частота вращения электрической машины на генераторном режиме, обуславливаемая механической прочностью обмоток ротора, об/мин;

α – коэффициент запаса, принимаемый для электрических машин с синхронной частотой вращения 750 и 1000 об/мин, равный 2; для электрических машин с синхронной частотой вращения 1500 об/мин равный 1,6...2,0. Причем меньшее значение коэффициента характерно для электрических машин нормального исполнения (серии АК) мощностью 7 кВт, а большее значение для электрических машин нормального исполнения мощностью менее 7 кВт и специального исполнения (серии АКБ);

$n_{мхпр}$ – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя при холодной приработке, об/мин;

$n_{мг}$ – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя на режимах горячей приработки или контрольного испытания, об/мин.

В качестве электрических тормозов переменного тока используются асинхронные электродвигатели с фазным ротором серии АК или специальные асинхронные машины

серии АКБ. При переделке для балансирного крепления статора электродвигателей серии АК изменяют щеточный механизм, боковые щиты и другие детали.

Электрические асинхронные машины АКБ выполнены специально для их использования в стендах для приработки и испытания двигателей. Конструкция машины предусматривает балансирное крепление статора; усилены обмотки ротора и их бандажировка по сравнению с электродвигателями серии АК.

Электрические машины серии АКБ выпускаются со следующими характеристиками: $n_c = 750$ об/мин, $N = 40$ и 55 кВт; $n_c = 1000$ об/мин, $N = 30; 40; 55$ и 75 кВт; $n_c = 1500$ об/мин, $N = 40; 55; 75; 100; 125$ и 160 кВт.

Применение балансирной подвески статора электрических машин позволяет в конструкции испытательных стендов применять весовой метод измерения мощности, развиваемой прирабатываемым двигателем, или мощности, затрачиваемой на прокручивание двигателя при его холодной приработке. Под действием реактивного момента, возникающего при приработке и испытании двигателя, балансирно подвешенный статор электрической машины поворачивается. Угол поворота статора фиксируется весовым механизмом маятникового типа, на циферблате которого имеются две шкалы – одна для двигательного и другая для генераторного режима. Для упрощения подсчета величин мощности плечо весового механизма делается равным $716,2$ мм. В этом случае расчетная формула для определения мощности при соединении коленчатого вала двигателя с валом электродвигателя имеет вид

$$N = 0,001 \cdot P \cdot n, \quad (7.10)$$

где N – мощность на валу электротормоза, л.с. (1 л.с. = $0,736$ кВт);

P – показания весового механизма (окружное усилие), кг;

n – частота вращения коленчатого вала, определяемая по тахометру, смонтированному на пульте стенда, об/мин.

Стенды для приработки и испытания двигателей классифицируются по двум основным признакам: по типу применяемого нагрузочного устройства и по типу прирабатываемых двигателей.

По второму признаку стенды подразделяются на специализированные и универсальные. Специализированные стенды предназначены для приработки и испытания одного строго определенного типа двигателей. Подобного рода стенды целесообразно применять на ремонтных предприятиях с одномарочной программой или на предприятиях, ремонтирующих различные модели двигателей, но с достаточно большой общей программой, когда представляется возможным закрепить отдельные испытательные стенды за определенными моделями двигателей.

Универсальные стенды отличаются от специализированных установкой для крепления прирабатываемых двигателей. В универсальных стендах применяются регулируемые опорные устройства, что обеспечивает возможность установки на стенд двигателей различных моделей.

В настоящее время широко используются универсальные стенды конструкции ГОСНИТИ, краткая техническая характеристика которых приведена в табл. 7.2.

В комплект оборудования стенда входят электрический тормоз, стоящий на общей плите с весовым механизмом и пультом управления, и устройство для крепления прирабатываемых двигателей, состоящих из четырех стоек с домкратными винтами, попарно

установленных на двух фундаментных плитах. В комплект оборудования, поставляемого со стендом, входят также жидкостный реостат и установка для измерения расхода топлива.

Таблица 7.2

Техническая характеристика стендов для приработки и испытания двигателей

Параметры стендов	Модели стендов				
	СТЭ-160-1500	КИ-2118А	КИ-2139А	КИ-1363Б	СТЭ-7-1500
Характеристика электрической машины:					
модель	АКБ-102-4	АКБ-92-4	АКБ-82-4	АКБ-82-6	АК-60-4
мощность, кВт	160	100	55	40	7
синхронная частота вращения, об/мин	1500	1500	1500	1000	1500
Максимальная тормозная мощность при длительном нагрузочном режиме, л.с.					
Пределы скоростных режимов, об/мин:	400	260	140	100	20
при холодной приработке	600...1450	600...1450	600...1450	400...950	700...1450
при горячей приработке под нагрузкой	1600...3000	1600...3000	1600...3000	1100...2500	1600...3000

Стенды для приработки и испытания двигателей конструкции ГОСНИТИ с электрическими машинами серии АКБ имеют существенные преимущества по сравнению со стендами с электрическими машинами серии АК. Стенды АКБ, кроме ручного привода, имеют электрический исполнительный механизм. Этот механизм позволяет осуществлять автоматическое выведение электродов реостата в верхнее исходное положение при снятии напряжения со статора и блокировку, не допускающую осуществлять пуск машины, если электроды не находятся в верхнем исходном положении.

Существенным недостатком универсальных и большинства существующих специализированных стендов является необходимость затрат значительного количества времени на установку двигателя и его снятие со стенда, поскольку все операции, связанные с креплением двигателя и подсоединением технологических коммуникаций, выполняются вручную.

Например, специализированный стенд с электрическим тормозом типа КИ-2139А имеет установку для крепления двигателя пневматическими зажимами. В конструкции стенда предусмотрены специальные опорные устройства, обеспечивающие соединение отверстий в выхлопных трубопроводах двигателя с соответствующими окнами для отвода отработавших газов. При этом предусмотрено водяное охлаждение стенда в местах подсоединения выхлопных трубопроводов. Подсоединение двигателя к электрическому тормозу, а также отводящего трубопровода охлаждения к двигателю осуществляется при помощи быстродействующих рычажных устройств. В конструкции стенда предусмотрена блокировка, обеспечивающая включение электрической машины только при закрытии двигателя торцевым оградительным устройством. Применение подобных элементов

механизации позволяет сократить почти в 4...5 раз время, затрачиваемое на установку и снятие двигателя со стенда.

Масляная система испытательных станций. В процессе приработки происходит интенсивное загрязнение картерного масла продуктами износа деталей, продуктами сгорания масла и абразивными частицами. В связи с этим организация эффективной очистки масла в процессе стендовой приработки является наиболее важной задачей.

Наиболее эффективная очистка масла обеспечивается за счет применения проточно-циркуляционной системы смазки, которая улучшает процесс приработки не только в результате постоянного поступления к двигателям качественно очищенного масла, но и более интенсивной подачи масла к поверхностям трения. Это обстоятельство особенно существенно сказывается на процессе холодной приработки, при которой происходит наиболее интенсивное изменение состояния поверхностей трения. В процессе холодной приработки требуется подача масла как для удаления продуктов износа и абразивных частиц, так и для усиленного отвода тепла от сопрягаемых деталей. При стандартной системе смазки масляный насос в этот период подает малое количество масла, так как при холодной приработке частота вращения коленчатого вала находится в пределах 500...1000 об/мин. При проточно-циркуляционной системе смазки, когда подача масла производится от специального насоса, с приводом от электродвигателя, количество масла, поступающего в масляную систему прирабатываемых двигателей, остается постоянным независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Производительность масляного насоса зависит от циркуляционного расхода масла в системе смазки испытательной станции, определяемой по технической характеристике масляных насосов, установленных на прирабатываемых двигателях, причем производительность этих насосов значительно превышает количество масла, подаваемого в главную магистраль. К узлам трения поступает только часть масла, нагнетаемого насосом, остальная же часть масла, проходящая через фильтр тонкой очистки (центрифугу) и масляный радиатор, не поступая в главную магистраль, сливается в поддон. Кроме этого, при повышении давления часть масла через редуцирующий клапан, минуя главную магистраль, также сливается в поддон или возвращается в полость всасывания масляного насоса.

Количество масла, поступающего в главную магистраль, составляет 20...50% от номинальной производительности масляного насоса, установленного на двигателе.

Потребную производительность насосной установки проточно-циркуляционной системы смазки можно определить по формуле

$$Q = 0,3 + 0,5 \cdot k \cdot n \cdot q, \quad (7.11)$$

где Q – производительность насосной установки, л/ч;

k – коэффициент одновременной работы испытательных стендов, принимаем равным 0,85...1,0, причем меньшее значение следует принимать для испытательных станций с большим числом стендов;

n – количество стендов для приработки и испытания двигателей;

q – количество масла, потребляемого каждым прирабатываемым двигателем, л/ч (принимается по табл. 7.3).

Давление нагнетания насоса должно быть достаточным, чтобы преодолеть сопротивление системы смазки и обеспечить избыточное давление перед двигателем.

В табл. 7.4 приведены краткие технические характеристики насосов, рекомендуемых для централизованных систем подачи масла на испытательных станциях. Выбор типоразмера и количества, необходимых для установки насосов, определяется сопоставлением расчетной производительности с паспортными данными насосов.

Таблица 7.3

Характеристика масляных насосов двигателей

Двигатель	Производительность, л/ч	Нормальное давление в системе, кгс/см ²
ГАЗ-53	2700	3,6...4,0
ЗИЛ-130	3000	3,0
ЯМЗ-236; ЯМЗ-238	8400	5,0...7,0
Д-75	2800	6,5...7,0
КДМ-100	2100	3,6

Таблица 7.4

Технические характеристики масляных насосов

Параметры	ЭШФ-5/3-1	ЭМН-5/3-1	ЭШГ-8/10-4	ЭШФ-20/4	ЭШФ-20/6
Подача масла, м ³ /ч	3,6	5	5,8	16,5	16,5
Давление нагнетания, кгс/см ²	4	3...4	10	4	6
Допустимая вакуумметрическая высота всасывания, м вод. ст.	5	3	5	5	5
Частота вращения, об/мин	1430	1450	1450	1430	1430
Электродвигатель:					
тип	АО2-22-4	АОМ-41-4	ВАО-41-4	АО2-42-4	АО2-51-4
мощность, кВт	1,5	2,2	4	5,5	7,5
масса, кг	14/47	15,5/57	40/127	40/172	40/158
Вязкость масла, сСт	21...600	3...51	6,25...600	21...180	21...750

Примечание. В графе масса в числителе указана масса насоса, а в знаменателе – масса насоса в сборе с электродвигателем

В испытательных станциях для очистки масла применяются полнопоточные поверхностные фильтры и центрифуги. Из поверхностных фильтров наибольшее распространение получили фильтры ФГТ-30, имеющие следующую характеристику:

Пропускная способность, м ³ /ч	15
Предельно допустимая вязкость масла, ст	300
Давление фильтрации, кгс/см ²	0,5...4,0
Фильтрующая поверхность, м ²	2,1
Емкость корпуса фильтра, л	50
Материал фильтрующего чехла	Фильтрдиагональ

Более качественную очистку масла обеспечивают центрифуги. Высокая избирательная способность центрифуг, обеспечивающая очистку масла от крупных и тяжелых частиц, имеет особо важное значение при приработке двигателей, когда происходит интенсивное загрязнение масла крупными неорганическими частицами.

Наиболее целесообразно применять сепараторы УОВ-602К-2А. Производительность этих сепараторов составляет 5...7 м³/ч. На испытательных станциях для карбюраторных двигателей с числом стенов менее пяти можно применять центрифуги НСМ-4 производительностью 3 м/ч.

Отработавшее масло от прирабатываемых двигателей через воронки поступает в сливную магистраль, соединенную с резервуаром для отработавшего масла. Из резервуара масло насосом подается в центрифугу, а из нее оно самотеком поступает в резервуар для очищенного масла, шлам периодически спускается в отстойник.

Из резервуара очищенное масло насосом подается к прирабатываемым двигателям. Для нагрева масла после перерыва в работе станции (после выходных дней, в начале смены и т.п.) на нагнетательном трубопроводе предусматривается нагреватель, который имеет автоматические устройства, поддерживающие определенную температуру масла, поступающего к двигателям в пределах 50...60 °С. Очищенное от шлама масло из верхней зоны отстойника периодически перекачивается в резервуар специальным насосом, а шлам сливается через спускное устройство в днище отстойника в специальную тару и затем его увозят для утилизации.

На испытательных станциях с проточно-циркуляционной системой смазки нарушение нормальных условий подачи масла может привести к поломкам всех прирабатываемых двигателей. Для предотвращения подобных аварий должна предусматриваться установка специальных предохранительных устройств (электроконтактные манометры ЭКМ) на нагнетательном трубопроводе. При понижении давления в системе ниже установленного уровня сначала автоматически включается звуковая или световая сигнализация, а при дальнейшем понижении давления происходит автоматическое выключение электродвигателей стенов и системы зажигания прирабатываемых двигателей.

Диаметры трубопроводов зависят от скоростей движения масла:

$$d = \sqrt{\frac{1280 \cdot Q}{v}}, \quad (7.12)$$

где Q – количество протекающего масла, л/с;

v – скорость движения масла, м/с.

Величина Q для каждого конкретного участка принимается в зависимости от производительности насоса с учетом принятой схемы маслопроводов. Скорости масла следующие: во всасывающих маслопроводах (от резервуаров к насосам) 1,0...1,6 м/с; в нагнетательных трубопроводах (от насосов к фильтрам и стенов) 2,0...4,0 м/с; в сточных трубопроводах (от стенов к резервуарам) не более 0,1 м/с.

Потери давления в трубопроводах можно определить по формуле

$$p = 0,024 \frac{v \cdot \overset{\circ}{E} \cdot L}{d^2}, \quad (7.13)$$

где p – потери давления, кгс/см²;
 v – скорость масла в трубопроводе, м/с;
 E^o – вязкость масла в градусах Энглера;
 d – диаметр маслопровода, см;
 L – длина маслопровода, м.

$$L = l + l_{\text{экв}}, \quad (7.14)$$

где l – длина прямолинейных участков, м;
 $l_{\text{экв}}$ – эквивалентная длина, вводимая в расчет вместо местных сопротивлений, м.

Сопротивление маслопроводов следует рассчитывать по участкам. Общее сопротивление получается путем суммирования потерь давления по участкам. При монтаже маслопроводов в качестве запорных устройств следует применять вентили с косым шпинделем, поскольку их сопротивление в 3,5...5,0 раз меньше, чем у вентиля с прямым шпинделем.

При монтаже маслопроводов рекомендуется соблюдать следующие уклоны в направлении подачи масла: маслопроводы, работающие под давлением (от насосов к испытательным стендам), – уклон 0,008...0,01; самотечные маслопроводы (от стендов к резервуарам) – уклон не менее 0,02.

Емкость резервуаров, входящих в систему смазки испытательной станции, зависит от количества стендов, питаемых от данного резервуара, и должна приниматься с учетом обеспечения 10...15-минутной непрерывной работы насоса, забирающего масло из резервуара.

Система охлаждения испытательных станций. Устройство системы охлаждения испытательных станций предназначено для поддержания требуемого теплового режима прирабатываемых двигателей. Температура воды, выходящей из двигателя, должна находиться в пределах 85...90 °С, а воды, поступающей в двигатель, – 65...70 °С. Поддержание постоянной температуры воды в системе охлаждения прирабатываемых двигателей в указанных пределах требует применения специальных устройств – смесительных баков. Охлаждение воды, поступающей из двигателя в смесительный бак, происходит за счет добавления в систему воды из водопровода. Избыточное количество воды удаляется из смесительного бака через переливную трубу, соединенную с канализацией. Регулирование температуры воды, входящей из бака и поступающей в прирабатываемые двигатели, осуществляется изменением поступления в смесительный бак холодной воды из водопровода.

В испытательных станциях применяются две системы охлаждения: *индивидуальная* и *централизованная*. При индивидуальной системе каждый испытательный стенд имеет свою обособленную систему охлаждения с самостоятельным смесительным баком. Циркуляция воды в индивидуальной системе осуществляется как за счет напора, создаваемого водяным насосом прирабатываемого двигателя, так и термосифоном.

При наличии на испытательной станции более трех-четырёх стендов применяют централизованную систему охлаждения. Горячая вода от прирабатываемых двигателей по сливному трубопроводу самотеком поступает в нижний резервуар, откуда периодически включаемым насосом подается в бак, расположенный выше испытываемых двигателей.

Включение и выключение насоса производится автоматически с помощью электронного сигнализатора уровня. Постоянство температуры воды, поступающей к двигателям, обеспечивается установкой в верхнем баке электроконтактного термометра, управляющего электромагнитным вентилем, предназначенным для регулирования поступления холодной воды из водопровода. Постоянство уровня в верхнем баке обеспечивается установкой трубы, соединенной с канализационной системой. Из верхнего бака вода к прирабатываемым двигателям поступает самотеком. В верхнем баке на высоте 100...150 мм от дна устанавливается электронный сигнализатор уровня, к которому подсоединено устройство световой или звуковой сигнализации, предупреждающее обслуживающий персонал станции о нарушении нормальной работы системы охлаждения.

Потребная производительность Q насоса, подающего воду из нижнего бака в верхний, определяется по формуле

$$Q = k_1 \cdot k_2 \cdot q_e \cdot n, \quad (7.15)$$

где k_1 – коэффициент запаса, учитывающий увеличение циркуляционного расхода воды при максимальных нагрузках в период горячей приработки, $k_1 = 1,2 \dots 1,4$;

k_2 – коэффициент одновременности, $k_2 = 0,75 \dots 0,85$ – меньшее значение принимается при большем количестве стендов на испытательной станции;

q_e – циркуляционный расход воды на охлаждение одного двигателя, м³/ч (принимается по табл. 7.5);

n – количество стендов.

Наиболее целесообразно устанавливать центробежные насосы типа К, обеспечивающие подачу воды с температурой до 105 °С.

Таблица 7.5

Циркуляционный расход воды в системе охлаждения и расход топлива на приработку автотракторных двигателей

Двигатель	Циркуляционный расход воды, л/ч	Расход топлива, л
ГАЗ-24	700...900	9
ГАЗ-53	1500...1700	15
ЗИЛ-130	1600...2000	22
ЯМЗ-236	4000...5000	21
ЯМЗ-238	-	31
Д-75	2000...2400	12
КДМ-100	2400...3000	21

Емкость бака-сборника для горячей воды, поступающей от прирабатываемых двигателей, должна приниматься из расчета обеспечения водой не менее, чем в течение 6...12 мин непрерывной работы насоса. Меньшее время следует принимать для станции с большим числом стендов.

Для определения расхода воды для охлаждения двигателей можно считать, что на 1 л. с. тормозной мощности двигателя требуется 900 ккал тепла. При температурном перепаде выходящей и входящей в двигатель воды 15...20 °С удельный расход воды на охлаждение принимается 45...60 л/ч на 1 л. с.

В табл. 7.5 приведены усредненные величины циркуляционного расхода воды в системе охлаждения применительно к режимам приработки, приведенным в табл. 7.1. Расход воды из водопровода Q_e может быть определен по формуле

$$Q_e = Q \frac{t_{\text{вых}} - t_{\text{ex}}}{t_{\text{ex}} - t_e}, \quad (7.16)$$

где Q – циркуляционный расход воды, л/ч;

$t_{\text{вых}}$ – температура воды, выходящая из прирабатываемых двигателей и поступающая в смесительный бак, град;

t_{ex} – температура воды, поступающей в прирабатываемые двигатели и выходящей из смесительного бака, град;

t_e – температура воды в водопроводе, град.

При нормальных условиях охлаждения – температурном перепаде 15...20 °С и температуре воды, поступающей к прирабатываемым двигателям, 65...70 °С – расход воды из водопровода составляет 20...35% от циркуляционного расхода воды. Большой расход воды будет иметь место в летние месяцы в связи с повышением температуры воды в водопроводе.

Топливная система испытательных станций состоит из следующих основных элементов: резервуаров, приборов для измерения расхода топлива и соединительных трубопроводов. Резервуары для топлива устанавливают вне помещения испытательных станций, и топливо к стендам подается самотеком. Для этого резервуары устанавливают на высоте не менее 2,5–3 м от уровня пола.

На испытательных станциях дизельных двигателей ЯМЗ устанавливают бачки емкостью не более 50 л. Это обусловливается конструктивной особенностью системы питания двигателей ЯМЗ – непрерывной циркуляцией с возвратом избытка топлива, поступающего к форсункам в топливный бак. Для уменьшения гидравлического сопротивления системы расходные бачки устанавливают вблизи испытательных стендов на высоте не более 1,6...1,8 м от уровня пола.

Расход топлива на приработку и испытание некоторых двигателей приведен в табл. 7.5.

Для измерения расхода топлива на испытательных станциях применяют приборы двух типов: с измерением расхода топлива по объему и по весу. Часовой расход топлива можно рассчитать по следующим формулам:

– для прибора, определяющего расход топлива по объему,

$$G = \frac{V \cdot \gamma \cdot 3600}{t}; \quad (7.17)$$

– для приборов, определяющего расход топлива по весу,

$$G = \frac{g \cdot 3600}{t}; \quad (7.18)$$

где G – расход топлива двигателем, кг/ч;

V – объем мерного бачка, л;

γ – плотность топлива, кг/л;

g – вес топлива в мерном баке, кг;

t – время, в течение которого расходуется топливо из мерного бачка, с.

Система удаления отработавших газов. На испытательных станциях применяют две системы удаления отработавших газов: *индивидуальную* и *централизованную*. При индивидуальной системе выхлопной трубопровод испытываемого двигателя соединяется гибким металлическим шлангом с отдельным трубопроводом, выходящим за пределы помещения.

При централизованной системе трубопроводы для отработавших газов от нескольких стендов подсоединяются к общему коллектору, из которого газ удаляют в атмосферу при помощи специальной эжекционной установки. Централизованную систему удаления газов применяют, как правило, при установке в испытательной станции более десяти стендов.

Для расчета газопроводов принимают следующие средние удельные объемы отработавших газов: для карбюраторных двигателей – 10...14 м³ на 1 л.с.·ч; для дизельных двигателей – 13...18 м³ на 1 л.с.·ч. Скорость газа принимают равной 1,5...2 м/с.

Приработка и испытание агрегатов трансмиссии. Основными задачами приработки и испытания агрегатов трансмиссии после капитального ремонта является проверка качества их сборки и работы механизмов в условиях, приближенных к эксплуатационным. Последнее обстоятельство предreshает необходимость испытания агрегатов трансмиссии под нагрузкой.

В табл. 7.6 приведены режимы испытания коробок передач и ведущих мостов некоторых моделей отечественных автомобилей. Приработку и испытание производят при постоянной частоте вращения ведущего вала (ведущей шестерни) испытываемого агрегата 1400...1500 об/мин. Продолжительность испытания техническими условиями не регламентируется, на большинстве ремонтных предприятий она составляет 20...25 мин и в том числе под нагрузкой 12...15 мин. Приработку и испытание целесообразно производить на маслах пониженной вязкости, что обеспечивает лучшее удаление из картеров механических примесей при спуске масла по окончании испытаний.

На основании рассмотрения условий и режимов приработки и испытания агрегатов трансмиссии можно установить следующие основные требования, предъявляемые к конструкции испытательных стендов.

1. Испытательные стенды должны иметь приводные устройства, осуществляющие вращение ведущего вала агрегата с постоянной частотой вращения.

2. Испытательные стенды должны иметь нагрузочные устройства, допускающие изменение величины тормозного момента и соответствующее оборудование (приборы) для измерения этого момента.

3. Конструкция зажимных опорных устройств должна обеспечивать минимальные затраты времени на установку и снятие агрегатов со стенда.

4. В конструкции стендов следует избегать установки каких-либо механизмов, создающих шум и затрудняющих прослушивание испытываемых агрегатов.

5. Конструкция стенда должна предусматривать максимальное использование готовых изделий и нормализованных узлов, поскольку до настоящего времени не организовано централизованное изготовление стендов для приработки и испытания агрегатов трансмиссии.

Таблица 7.6

Режимы приработки и испытания коробок передач и ведущих мостов

Условия приработки и испытания	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	МАЗ-500
<i>Коробка передач</i>			
Тормозной момент на ведомом валу, кгс·м:			
на 1-й передаче	48	74	104
на 2-й передаче	28	41	59
на 3-й передаче	13	23	31
на 4-й передаче	7,7	15	17
на 5-й передаче	-	10	12
На передаче заднего хода	51	70	109
<i>Ведущий мост</i>			
Тормозной момент на каждой полуоси, кгс·м	23	32	55

В качестве приводного устройства применяются асинхронные электродвигатели переменного тока с частотой вращения 1500 об/мин. Поскольку частота вращения ротора электродвигателя совпадает с предусмотренной техническими условиями частотой вращения ведущих валов испытываемых агрегатов трансмиссии, то в конструкциях стендов, как правило, применяется прямое соединение электродвигателя с испытываемым агрегатом.

Мощность электродвигателя приводного устройства определяется по формуле

$$N_{э} = \frac{M_T \cdot n}{716,2 \cdot \eta_m \cdot i}, \quad (7.19)$$

где M_T – максимальный тормозной момент на ведомом валу коробки передач или удвоенный тормозной момент на каждой из полуосей ведущего моста, кгс·м (значения M_T можно принимать по табл. 7.6);

n – частота вращения первичного вала коробки передач или ведущей шестерни моста, об/мин;

η_m – механический КПД испытываемого агрегата, принимаем $\eta_m = 0,85 \dots 0,95$;

i – передаточное число (в коробке передач для первой передачи).

Нагрузочные устройства. В качестве нагрузочных устройств в стендах для испытания агрегатов трансмиссии применяются электрические, гидравлические и механические тормоза. Электрические тормоза подразделяются на типы: электрические тормоза переменного и постоянного тока; электромагнитные; индукторные и электропорошковые.

Принцип действия электрических тормозов переменного тока аналогичен принципу действия тормозов, применяемых для приработки и испытания двигателей. Учитывая менее жесткие требования, предъявляемые к точности измерения тормозного момента

при испытании агрегатов трансмиссии по сравнению с двигателями, с целью упрощения конструкций стендов можно не применять балансирную подвеску статора электродвигателя. Определение тормозного момента в этом случае с достаточной точностью производится по показаниям электрических приборов.

При использовании асинхронного электродвигателя в качестве электрического тормоза переменного тока необходимо, чтобы на всех скоростных режимах приработки и испытания агрегатов трансмиссии частота вращения ротора тормозного электродвигателя была бы выше синхронной. В стендах для испытания коробок передач передаточное число между валами приводного и нагрузочного электродвигателей в процессе испытания изменяется в широких пределах. Поэтому для выдерживания определенных скоростных режимов ротора тормозного электродвигателя необходимо предусматривать установку на стенде дополнительного механизма с переменным передаточным числом.

Наиболее простая конструкция специализированного стенда (рис. 7.2) может быть осуществлена за счет установки дополнительной стендовой коробки передач, аналогичной испытываемой, с использованием в качестве тормоза электродвигателя с синхронной частотой вращения ротора 1000 об/мин. В этом случае при включении одинаковых передач в испытываемой и стендовой коробках передач будет гарантирована работа тормозного электродвигателя в генераторном режиме.

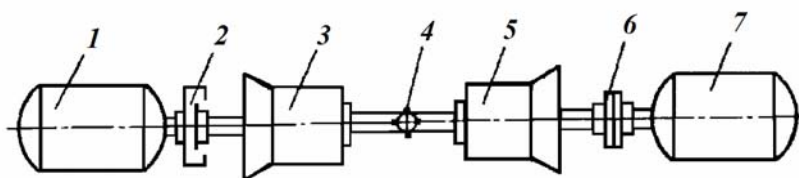


Рис. 7.2. Принципиальная схема стенда с электрическим тормозом переменного тока для приработки и испытания коробок передач:

1 и 7 – электродвигатели приводного устройства; 2 – сцепление; 3 – испытываемая коробка передач; 4 – карданный вал; 5 – стендовая коробка передач; 6 – электрический тормоз переменного тока (тормозной электродвигатель)

Приведенная на рис. 7.2 принципиальная схема может быть применена и для универсальных стендов, но в этом случае работа тормозного электродвигателя в генераторном режиме будет обеспечена только в случае выдерживания следующих соотношений между передаточными числами стендов и испытываемой коробкой передач:

$$n_{с.пр.э} \cdot i_{ст.к} \cdot i_{исп.к} \geq \alpha \cdot n_{с.т.э} \quad (7.20)$$

где $n_{с.пр.э}$ – синхронная частота вращения ротора приводного электродвигателя, $n_{с.пр.э}=1500$ об/мин;

$n_{с.т.э}$ – синхронная частота вращения ротора тормозного электродвигателя, $n_{с.т.э}=1000$ об/мин;

$i_{ст.к}$ – передаточное число стендовой коробки передач;

$i_{исп.к}$ – передаточное число испытываемой коробки передач;

α – коэффициент запаса, принимаемый для электродвигателей с синхронной частотой вращения ротора 1000 об/мин, $\alpha = 1,3 \dots 2,0$.

Подставив в формулу (7.20) числовые значения входящих в нее постоянных величин, получим

$$i_{cm.k} \geq 0,87 - 1,33 \frac{1}{i_{исп.к}}. \quad (7.21)$$

В стендах для ведущих мостов в отличие от стендов для испытания коробок передач передаточное число между приводным и нагрузочным устройством в процессе испытания либо остается постоянным (в специализированных стендах), либо изменяется в относительно небольших пределах (в универсальных стендах). Последнее обстоятельство обуславливается малым различием в передаточных числах главных передач основных моделей отечественных автомобилей (легковые автомобили имеют передаточные числа 4,10...4,44, а грузовые автомобили – 6,32...6,83 (ГАЗ, ЗИЛ), 7,22...7,78 (КамАЗ, МАЗ) и 8,05...8,9 (КрАЗ, «Урал»)). Но в любом случае кинематическая схема стенда должна обеспечивать устойчивую работу тормозного электродвигателя в генераторном режиме. Передаточное число промежуточной передачи стенда можно определить из зависимости

$$n_{с.пр.э} \cdot i_{2.n} \cdot i_{cm.n} \geq \alpha \cdot n_{с.т.э}, \quad (7.22)$$

где $i_{2.n}$ – передаточное число главной передачи испытываемого ведущего моста;

$i_{cm.n}$ – передаточное число промежуточной передачи стенда.

Согласно техническим условиям на приработку и испытание ведущих мостов, $n_{с.пр.э} = 1500$ об/мин. В качестве тормозного электродвигателя в этих стендах практически применяются электродвигатели с синхронной частотой вращения 1500 и 1000 об/мин. Коэффициенты запаса в этих случаях могут быть равными 1,3...1,5 для тормозных электродвигателей с синхронной частотой вращения 1500 об/мин и 1,3...2,0 для двигателей с синхронной частотой вращения 1000 об/мин.

Подставив в последнюю формулу числовые значения $n_{с.пр.э}$, $n_{с.т.э}$ и α , можно определить требуемые передаточные числа промежуточных передач стенда.

При $n_{с.т.э} = 1500$ об/мин

$$i_{cm.n} \geq 1,3 - 1,5 \frac{1}{i_{2.n}}. \quad (7.23)$$

При $n_{с.т.э} = 1000$ об/мин

$$i_{cm.n} \geq 0,87 - 1,33 \frac{1}{i_{2.n}}. \quad (7.24)$$

Характерной особенностью конструкции стендов для испытания ведущих мостов является также необходимость специального устройства для блокировки дифференциального механизма.

На рис. 7.3 приведена принципиальная схема стенда для испытания ведущих мостов с электрическим тормозом переменного тока с блокирующим устройством. Способ

соединения испытываемого моста с блокирующим валом и блокирующего вала с тормозным электродвигателем на схеме показан условно. Для этих целей могут применяться передачи различного типа.

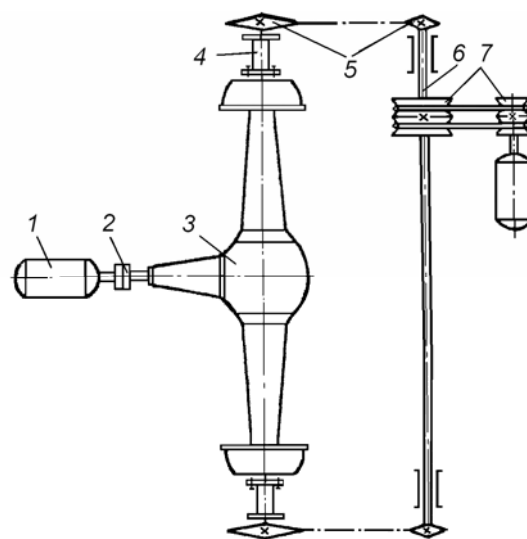


Рис. 7.3. Принципиальная схема стенда с электрическим тормозом переменного тока для приработки и испытания ведущих мостов:

1 – электродвигатель приводного устройства; 2 – соединительная муфта; 3 – испытываемый ведущий мост; 4 – соединительные устройства; 5 – цепная передача; 6 – блокировочный вал; 7 – клиноременная передача

Расчет стенда для испытания коробок передач по замкнутому силовому контуру. Одним из преимуществ стенда для испытания коробок передач по замкнутому силовому контуру, включающего механический механизм закрутки торсионного вала, является использование мощности стенда лишь на преодоление сил трения в зацеплениях шестерен, подшипников и гидравлического сопротивления масла, заполняющего картеры испытываемого стенда, а также редукторов стенда. При прочих равных условиях потери мощности на трение в несколько раз меньше мощности, поглощаемой ранее описанными тормозами, и такой стенд не требует громоздких тормозных устройств.

Стенд позволяет выполнять испытание коробок передач грузовых и легковых автомобилей на всех передачах как под нагрузкой, так и без нее. Стенд представляет собой установку (рис. 7.4) с замкнутым силовым контуром, в котором нагружение происходит за счет внутренних сил системы при циркуляции ее мощности. Конструкция стенда предусматривает возможность применения электродвигателей с номинальным числом оборотов от 1000 до 1500 в минуту.

Принцип работы стенда. Стендовая и испытываемая коробки передач устанавливаются зеркально друг к другу. Автоматическое устройство механизма закрутки заключается в следующем: с внешней стороны левого редуктора установлен гидравлический рабочий цилиндр. Шток цилиндра через пустотелый вал редуктора связан с механизмом закрутки. На конце пустотелого вала на шпонку одевается цилиндр, в стенках которого имеются пазы для перемещения плавающего пальца. Вилка торсионного вала, входящая в муфту, имеет прямую цепь: шток поршня при помощи плавающего пальца связан с вилкой торсионного вала. Второй конец торсионного вала через соединительную муфту соединен с правым редуктором. При установке испытываемой коробки передач на стенд и присоединением ее к стендовой (эталонной) коробке карданным валом, осуществляется замыкание силового контура.

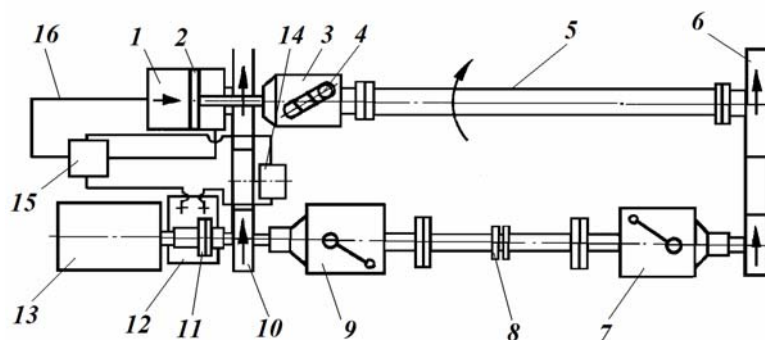


Рис. 7.4. Схема стенда с замкнутым силовым контуром для испытания коробок передач:

1 – гидроцилиндр; 2 – поршень; 3 – муфта закрутки; 4 – палец муфты; 5 – торсионный вал; 6 – правый редуктор; 7 – стендовая (эталонная) коробка передач; 8 – карданный вал; 9 – испытываемая коробка передач; 10 – левый редуктор; 11 – муфта; 12 – бак; 13 – электродвигатель; 14 – насос; 15 – кран трехходовой; 16 – трубопроводы

При движении поршня шток перемещает палец муфты закрутки, концы которого скользят в щелях на стенке цилиндрической муфты и вилке торсионного вала. Перемещение пальца по щелям создает угловое смещение торсионного вала, т.е. закручивает его в замкнутом контуре, и тем самым создается нагрузка. Величина этой нагрузки зависит от угла закрутки торсионного вала и измеряется с помощью диска-индикатора, установленного на корпусе муфты закрутки. Управление перемещения штока цилиндра производится с помощью стандартных элементов гидропривода.

Основными правилами техники безопасности являются ограничение и непревышение угла закрутки торсионного вала, электробезопасность и запрещение касания руками вращающихся масс.

Расчет торсионного вала. Расчет сводится к определению длины, диаметра и угла закрутки торсионного вала.

Рекомендуется при конструировании принимать длину вала не более 2000 мм. Для автомобилей среднего класса наиболее целесообразной, с точки зрения соответствия крутящему моменту автомобильных двигателей, эту длину следует принимать равной 1500 мм.

Диаметр сплошного вала определяют из условия прочности по формуле

$$d \geq \sqrt{\frac{16M_{кр}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (7.25)$$

где $[\tau]$ – допускаемое напряжение при кручении (чистом сдвиге), Н/мм²;

$M_{кр}$ – величина крутящего момента (двигателя внутреннего сгорания) выбирается из справочника для конкретных моделей.

Угол закручивания вала вычисляют по формуле

$$\varphi = 57,3 \frac{M_{кр}}{G \cdot J_p}, \quad (7.26)$$

где G – модуль сдвига (для стали $G = 8300 \text{ Н/мм}^2$);
 J_p – полярный момент инерции сечения торсиона, мм^4 ;

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}. \quad (7.27)$$

Расчет муфты закрутки торсиона. Расчет муфты заключается в определении геометрических размеров цилиндра муфты, расчета усилия, которое необходимо развить на штоке для закрутки, т.е. для смещения плавающего пальца в щелях, подбор необходимого гидрооборудования, проверка сечения пальца на срез.

Для удобства расчетов необходимо привести следующие две схемы:

1 – схема для определения окружной силы по действующему крутящему моменту (рис. 7.5);

2 – схема сил, действующих на палец (рис. 7.6).

Действующий крутящий момент равен

$$M_{кр} = R \cdot P_1, \quad (7.28)$$

где R – радиус закрутки, мм (выбирается конструктивно);

P_1 – окружная сила.

Из (7.28) окружная сила

$$P_1 = \frac{M_{кр}}{R}. \quad (7.29)$$

Для определения осевой силы, которую необходимо развить, используем известное выражение

$$P_2 = P_1 \cdot \text{tg} \beta, \quad (7.30)$$

где β – угол наклона щели муфты, принимают $\beta = 45^\circ$ (эту конструктивную особенность допускают для облегчения остальных углов).

По осевому усилию P_2 , необходимому для закрутки торсионного вала, подбираем стандартное оборудование (гидроцилиндр, насос и др.).

Расчет пальца на срез. Расчет пальца на срез нужно проводить в сечениях $A-A$ и $B-B$.

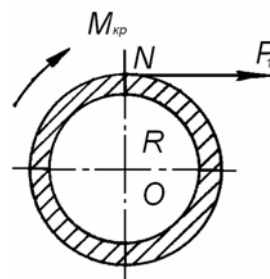


Рис. 7.5. Схема для определения окружной силы по действующему крутящему моменту

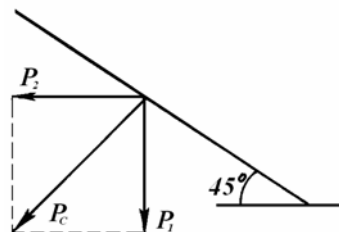


Рис. 7.6. Схема сил, действующих на палец

Расчет выполняется в двух сечениях по известной формуле

$$\tau = \frac{P_2}{F}, \quad (7.31)$$

где F – площадь сечения, мм².

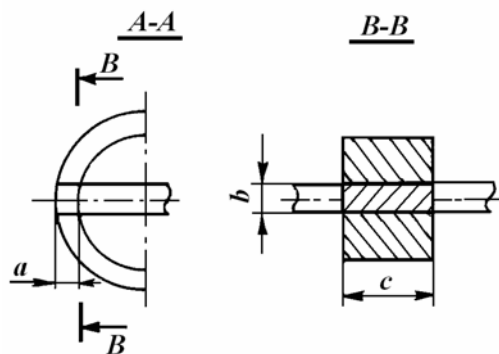
В обоих случаях должно выполняться условие $[\tau]_{cp} \geq \tau$.

Площадь смятия сечения $A-A$ и $B-B$

$$F_{A-A} = a \cdot b; \quad F_{B-B} = b \cdot c. \quad (7.32)$$

Напряжение среза в сечениях $A-A$ и $B-B$

$$\begin{aligned} \tau_{A-A} &= \frac{P_2}{F_{A-A}} < [\tau]_{cp}; \\ \tau_{B-B} &= \frac{P_2}{F_{B-B}} < [\tau]_{cp}. \end{aligned} \quad (7.33)$$



Подбор передаточных чисел редукторов. Назначение редукторов станда сводится к передаче вращения и замедлению числа оборотов торсионного вала. Это совершенно одинаковые редукторы по соотношению передаточных чисел $u_1 = u_2$.

Определение мощности электродвигателя. Мощность электродвигателя можно определить, исходя из величины нагрузочного крутящего момента и потерь на трение в механизмах станда. Крутящий момент, которым нагружается замкнутый контур, создается упругими силами закручиваемого торсионного вала без электродвигателя с учетом мощности, потребляемой на привод гидронасоса. Нагрузочный крутящий момент принимают в пределах 60...75% от максимального крутящего момента.

Момент электродвигателя определяем по формуле

$$M_{\text{Э}} = M_H - M_K = M_K (1 - \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5), \quad (7.34)$$

где M_K – момент, передаваемый карданным валом, с учетом КПД передач станда и двух коробок переключения передач;

M_H – номинальный крутящий момент электродвигателя;

η_1 – КПД левого редуктора, $\eta_1 \approx 0,95$;

η_2 – КПД правого редуктора, $\eta_2 \approx 0,95$;

η_3 и η_4 – КПД испытываемой и стандовой коробок передач; $\eta_3 \approx \eta_4 \approx 0,8$;

η_5 – КПД карданной передачи, $\eta_5 \approx 0,8$.

Принимая $M_{\text{Э}} = M_T$, мощность электродвигателя определяем по формуле (7.19).

К этой мощности необходимо добавить мощность, необходимую для привода гидронасоса, и окончательно выбрать электродвигатель из стандартного ряда.

Положительным качеством стандов с замкнутым силовым контуром по сравнению с другими нагрузочными устройствами является малый расход электроэнергии, по-

сколько мощность приводного двигателя расходуется только на преодоление потерь трения в механизмах стенда. Но недостатки, связанные со сложностью конструкции стенда (наличие двух редукторов и стендовой коробки передач) и, как следствие, плохие условия прослушивания испытываемой коробки, сводят к нулю значение экономического эффекта, достигаемого уменьшением расхода электроэнергии.

Вопросы для самоконтроля

1. Каковы особенности проектирования стендов для испытания двигателей?
2. Назовите особенности подбора приводных устройств стендов для испытания двигателей.
3. Назовите основное назначение электрического тормоза испытательной станции двигателей.
4. Каковы особенности проектирования масляной системы испытательной станции двигателей?
5. Каковы особенности проектирования системы охлаждения испытательной станции двигателей?
6. Расскажите о назначении и проектировании топливной системы испытательной станции двигателей.
7. Каково назначение системы удаления отработавших газов.
8. Перечислите основные требования, предъявляемые к конструкции испытательных стендов агрегатов трансмиссии?
9. Назовите режимы приработки и испытания коробок передач и ведущих мостов.
10. Перечислите виды нагрузочных устройств стендов для испытания агрегатов трансмиссии и их принцип действия.
11. Каковы особенности расчета стенда для испытания коробок передач по замкнутому силовому контуру?
12. Каков принцип работы стенда с замкнутым силовым контуром?

8. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЛАКОКРАСОЧНЫХ РАБОТ

Технологический процесс окраски состоит из трех основных этапов: подготовки поверхности, нанесения лакокрасочного покрытия и сушки.

Перед окраской кузовных деталей (кабины, деталей оперения и т.д.) предварительно удаляется старая краска, после чего производятся необходимые сварочно-жестяницкие работы с последующим выравниванием поверхностей, подлежащих окраске.

Перед нанесением покрытий на окрасочном участке производятся следующие подготовительные операции: *удаление ржавчины, обезжиривание, пассивирование.*

Удаление ржавчины может производиться как вручную при помощи механизированного инструмента, т.е. зачисткой металлическими щетками, шарошками, наждачными кругами, так и химической обработкой – протиркой корродированной поверхности составами, растворяющими ржавчину (составы, содержащие этиловый спирт и фосфорную кислоту).

Удаление ржавчины механическим способом можно механизировать, применив дробеструйную обработку, однако этот метод неприменим для многих изделий из тонколистового материала.

Обезжиривание поверхности осуществляется в органических растворителях (бензине, уайт-спирите), хлорированных углеводородах (трихлорэтилене) и водных щелочных растворах. Обезжиривают поверхности вручную – протиркой или механизировано – в камерах струйного облива.

Пассивирование, т.е. образование защитной пленки на поверхностях кузовных деталей, осуществляется обработкой металлов специальными веществами – пассиваторами, главным образом, окислителями (например, хроматами).

После обезжиривания и пассивирования детали промывают водой, сушат в сушильных камерах конвекционного типа и отправляют на окраску.

Нанесения лакокрасочных покрытий можно классифицировать по способу: распыление (воздушное, безвоздушное и в электростатическом поле); электроокраска (в электростатическом поле, с электроосаждением краски); окунание (с электроосаждением краски и без электроосаждения краски); обливание (с выдержкой в парах растворителя и без выдержки в парах растворителя).

При окраске распылением лакокрасочный материал наносится на поверхность изделия в виде мельчайших частиц, выбрасываемых под давлением из специальных распылителей.

Преимущества этого метода: высокая производительность; возможность окраски изделий различной формы и габаритов; быстрота перехода с одного лакокрасочного материала на другой. К недостаткам этого метода относятся большие потери лакокрас-

сочного материала; образование из краски тумана, вредного для здоровья и опасного в пожарном отношении; необходимость ручного труда при окраске.

Существуют два способа распыления краски: *воздушный* и *безвоздушный*. При воздушном распылении краска разбивается на частицы струей сжатого воздуха под давлением на распылителе 3,0...5,0 кгс/см².

При безвоздушном распылении краска распыляется под давлением 40...60 кгс/см², создаваемым специальными насосами. Перед распылением краска подогревается до 70...90 °С. Применение метода безвоздушного распыления обеспечивает лучшее качество покрытия, при этом уменьшается туманообразование и сокращается время сушки.

С целью оздоровления условий труда и предотвращения распространения красочной пыли и паров растворителя окраску распылением производят в полностью или частично закрытых камерах, снабженных мощными вентиляционными установками и уловителями краски – гидрофильтрами.

В зависимости от направления воздушного потока различают камеры с продольным, поперечным и вертикальным потоком. В ремонтном производстве находят применение *камеры с поперечным потоком* для окрашивания изделий небольших размеров с одного рабочего места и *камеры с вертикальным («падающим») потоком*.

Камера с «падающим» потоком показана на рис. 8.1. Воздух в камеру поступает сверху через короб, обеспечивающий равномерную подачу воздуха по всей длине камеры. Отсасывается воздух через решетку в полу камеры. Такие камеры применяются для окраски крупногабаритных изделий. Рабочий находится внутри камеры и может перемещаться относительно изделия. Отсос воздуха, содержащего пары растворителя и частицы краски, производится вентиляторами осевого или центробежного типа. Воздух от краски очищается в гидрофильтрах. Воздух, отсасываемый вентилятором, проходит через водяную завесу, образуемую форсунками, установленными под камерой. Под действием струй воды частицы краски сливаются и падают на дно ванны. Излишек влаги, содержащийся в воздухе, удаляется при прохождении его через сепаратор. Вода в гидрофилтре циркулирует при помощи насосной установки. Очистка воды от взвешенных в ней частиц краски осуществляется сетчатыми фильтрами, которые регулярно извлекаются из ванны и прочищаются от осевшей краски.

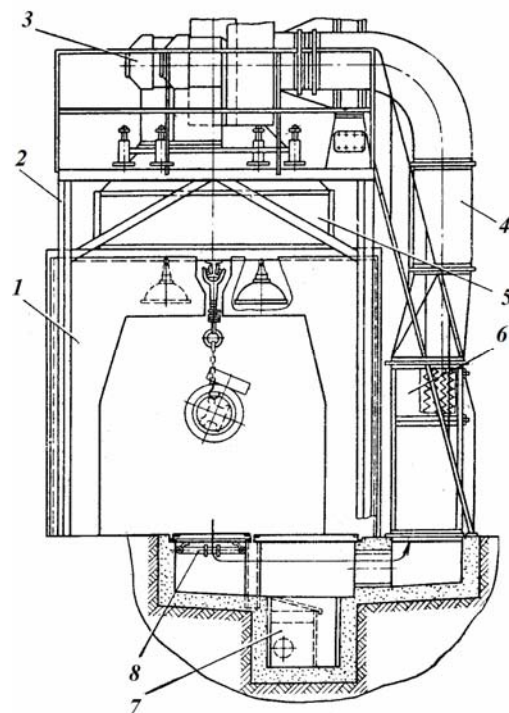


Рис. 8.1. Распылительная окрасочная камера с падающим потоком:

1 – корпус камеры; 2 – площадка; 3 – приточно-вытяжная вентиляция; 4 – воздуховод; 5 – воздухораспределительный короб; 6 – гидрофильтр; 7 – ванна; 8 – труба форсунки

Расчет окрасочной камеры. Количество воздуха, отсасываемое из камеры с поперечным потоком, определяется по формуле

$$L = 3600 \cdot v \cdot F, \quad (12.1)$$

где L – количество отсасываемого воздуха, м³/ч;
 F – площадь рабочего проема, м²;
 v – скорость воздуха в проеме камеры, м/с (для воздушного распыления $v \geq 1,3$ м/с; для безвоздушного распыления $v \geq 0,7$ м/с).

Количество воздуха, отсасываемого из камеры с падающим потоком, определяется по формуле

$$L = k \cdot S, \quad (8.2)$$

где S – площадь горизонтальной проекции окрашиваемого изделия (с учетом проходов вокруг него шириной не менее 1,2 м), м²;

k – коэффициент, для краскораспылителей ЗИЛ $k = 3000$ м³/ч, для остальных типов краскораспылителей $k = 1800 \dots 2000$ м³/ч; для безвоздушного распыления $k = 1400$ м³/ч.

Потери напора в вентиляционной системе определяются по формуле

$$\Delta p = \sum \xi \frac{\gamma \cdot v^2}{2g} + \alpha \sum \frac{\gamma \cdot v^2}{2g} \cdot l, \quad (8.3)$$

где Δp – потери напора, кгс/м²;

γ – удельный вес воздуха ($\gamma = 1,24$ кгс/м³ при 15 °С);

g – ускорение свободного падения ($g = 9,81$ м/с²);

ξ – коэффициент местных сопротивлений принимается по табл. 8.1;

α – коэффициент потерь на трение в воздуховодах ($\alpha = 0,001$);

l – длина выхлопной трубы, м.

Таблица 8.1

Коэффициент местных сопротивлений ξ

Местное сопротивление	ξ	Местное сопротивление	ξ
Вход в камеру	0,3	Колено	0,25
Вход в гидрофильтр	0,3	Тройник	0,5
Поворот в гидрофильтре		Диффузор за вентилятором	0,1
и водяная завеса	7,1	Дроссель	0,1
Сепаратор	21,0	Обратный клапан	0,1
Конфузор перед вентилятором	0,1	Дефлектор и выхлопная труба	2,1

По полученным в результате расчета величинам L и Δp подбирается вентилятор. В окрасочных камерах обычно применяются центробежные вентиляторы типа Ц4-70 или осевые вентиляторы специального исполнения.

Площадь сечения гидрофилтра F (м^2) находят по формуле

$$F \geq \frac{L}{3600 \cdot v}, \quad (8.4)$$

где v – скорость воздуха в гидрофилтре ($v \leq 4$ м/с).
Производительность водяного насоса ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$G = (0,75 \dots 1,0) \frac{L}{1000}. \quad (8.5)$$

Расход воды через одну форсунку (л/ч)

$$g = 39,6\mu \cdot d^2 \sqrt{P}, \quad (8.6)$$

где μ – коэффициент расхода ($\mu = 0,6 \dots 0,7$);
 d – диаметр сопла форсунки, мм ($d = 4 \dots 6$ мм);
 P – давление воды перед форсункой, $\text{кгс}/\text{см}^2$.
При предварительном расчете можно принимать $P = 1,5 \dots 2,5$ $\text{кгс}/\text{см}^2$.
Количество форсунок определяется по формуле

$$n = \frac{1000G}{g}. \quad (8.7)$$

Шаг форсунок для обеспечения непрерывности водяной завесы должен находиться в пределах 150...200 мм.

Количество свежей воды G' (л/ч) для ее обновления в ванне и компенсации уноса воды с воздухом

$$G' = 50G, \quad (8.8)$$

где G – производительность насоса, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Приточный воздух в окрасочные камеры с поперечным потоком поступает из цеха. В камерах с «падающим» потоком приточный воздух поступает или из общецеховой приточной вентиляции или подается индивидуальными приточными вентиляционными установками. Количество приточного воздуха принимается в размере 90% от количества отсасываемого воздуха.

Камеры для распылительной окраски оборудуются блокирующим устройством, прекращающим подачу сжатого воздуха к распылителям при остановке вытяжного вентилятора или водяного насоса. В камерах, предназначенных для окраски крупногабаритных изделий, устанавливают специальные кантователи и подъемники для маляра. Все электрооборудование, располагаемое в камерах, имеет взрывобезопасное или взрывозащищенное исполнение.

Сушка лакокрасочных покрытий. Естественная сушка применяется для быстросохнущих материалов (нитроцеллюлозные или нитроглифталевые эмали, цапонлаки и т.п.). Время высыхания при 18...23 °С колеблется от 10 мин до 1...2 ч. Большинство

эмалей на смоляной или масляной основе при температуре 18...20 °С высыхает очень медленно (24...48 ч) или не высыхает и подлежит искусственной сушке.

Искусственная сушка может выполняться одним из двух основных методов: *конвекционным* или *терморadiационным*. При конвекционном способе сушки изделия нагреваются горячим воздухом в специальных камерах. В качестве теплоносителя применяется, как правило, пар при температуре сушки изделий до 90 °С и электро-энергия для сушки при более высоких температурах. Это обуславливается тем, что для получения температуры сушки 130...140 °С (при окраске изделий отечественными синтетическими эмалями) необходимо иметь пар с устойчивым давлением не ниже 6 кгс/см², что практически трудно осуществимо.

При терморadiационном способе сушки изделие нагревается инфракрасными лучами, испускаемыми специальными излучателями. В качестве излучателей наибольшее распространение получили панели с электрическим или газовым нагревом и трубчатыми электрическими нагревателями. Наружная поверхность излучателей в рабочем режиме должна иметь температуру 400...500 °С. Терморadiационная сушка может производиться не только в камерах, но и передвижными щитами и панелями. Небольшие передвижные терморadiационные панели широко применяются при сушке отдельных подкрашенных мест на постах исправления дефектов окраски.

К преимуществам конвекционного способа сушки можно отнести высокую равномерность нагрева изделий независимо от их конфигурации; возможность сушки массивных изделий; возможность сушки в одной камере изделий различной конфигурации и размеров; отсутствие изменения цвета краски во время сушки.

Недостатками конвекционного метода сушки являются большая продолжительность сушки по сравнению с терморadiационной сушкой, необходимость устройства мощных вентиляционных установок для обеспечения рециркуляции воздуха.

Достоинствами терморadiационного способа сушки являются значительное ускорение процесса сушки (в 4...10 раз), более высокая экономичность, в особенности при применении газового нагрева терморadiационных панелей, меньшие габариты и вес оборудования по сравнению с конвекционными сушильными камерами. Однако при этом необходимо соблюдать определенное расстояние (200...400 мм) между терморadiационными панелями и поверхностью изделия, что затрудняет сушку в одной камере изделий разной формы и габаритов. В проходных терморadiационных камерах терморadiационные панели могут быть расположены только параллельно продольной оси камеры, что замедляет процесс сушки торцов изделия. Кроме этого, недостатком метода является также неэффективность терморadiационной сушки для толстостенных изделий и изменение в процессе сушки цвета лакокрасочного покрытия, особенно светлых тонов.

Сушильная камера конвекционного типа (рис. 8.2) состоит из корпуса, вентиляционного агрегата с воздуховодами, калориферной установки, устройств блокировки и сигнализации.

Камера представляет собой сварной каркас, теплоизолированный слоем минеральной или стеклянной ваты. Обычно теплоизоляционный слой помещается в промежутке между внутренней и наружной обшивкой камеры. В конструкцию тупиковых и проходных камер с пульсирующим конвейером включаются двери с механизмом для их закрывания. В проходных камерах с непрерывным движением конвейера проемы ограждаются гибкими разрезными шторами или воздушными завесами. Для уменьше-

ния потерь тепла в таких камерах устраивают входные и выходные тамбуры, огражденные с двух сторон шторами.

Вентиляционный агрегат, как правило, располагается над камерой, на ее крыше или на специальной площадке. Вентиляторы устанавливают на виброизолирующих основаниях и соединяют с воздуховодами при помощи гибких вставок. Воздуховоды теплоизолируют обмазкой асбозуритом с последующей оклейкой тканью. Система вентиляции отсасывает воздух из верхней части камеры и нагнетает его в нижнюю часть через раздаточные короба, конструкция которых обеспечивает равномерное распределение подаваемого воздуха по длине камеры. Воздушные завесы выполняются двусторонними, с боковой подачей воздуха. В камерах, где температура сушки превышает 70 °С, подаваемый завесами воздух обычно подогревается специальными калориферами. Воздух для воздушных завес засасывается из цеха через масляные фильтры, очищающие воздух от пыли, которая может осесть на поверхности изделия. Воздух с парами растворителя удаляют через специальную трубу, выходящую не менее, чем на 0,8 м над крышей цеха.

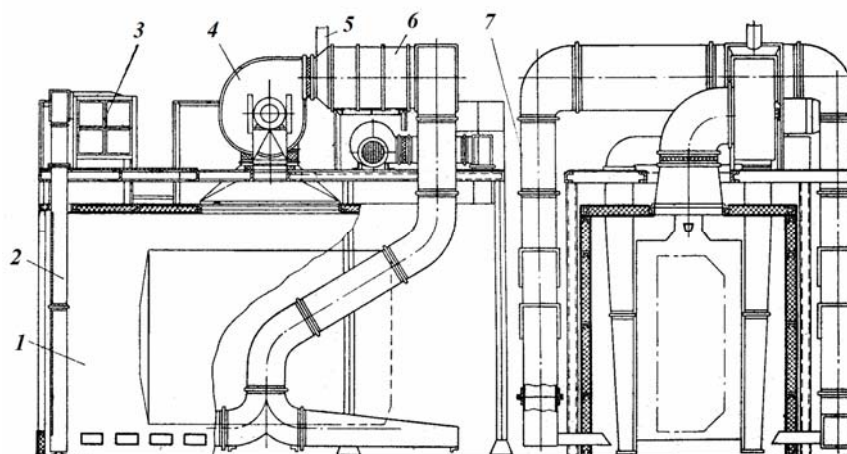


Рис. 8.2. Конвекционная сушильная камера:
1 – корпус камеры; 2 – воздушная завеса; 3 – масляный фильтр; 4 – вентилятор;
5 – выхлопная труба; 6 – электрокалорифер; 7 – воздуховод

Калориферная установка состоит из одного или нескольких паровых или электрических калориферов. Если устанавливают несколько калориферов, то их соединяют последовательно. Калориферы устанавливают на нагнетательной линии вентиляционного агрегата. В устройстве блокировки предусматривается автоматическое отключение электрических калориферов при аварийной остановке вентилятора рециркуляции, а также предотвращается пуск пульсирующего конвейера при неполном открытии дверей камеры и автоматически отключается вентиляционная установка при возникновении пожара в камере.

Электрооборудование сушильных камер должно быть взрывобезопасным. Допускается применение электрооборудования в закрытом, пыленепроницаемом кожухе. Вентиляторы камер изготавливают из алюминия.

Расчет сушильных камер сводится, в основном, к расчету теплового баланса.

Потери тепла камерой складывается из потерь на нагрев изделий, нагрев краски и испарение растворителя, потерь тепла через ограждения камеры, через входной и выходной проемы с уходящим воздухом. Эти потери восполняются теплом, выделяемым в калориферах или в терморрадиационных панелях.

Тепловой расчет конвекционной сушильной камеры. Потери тепла Q_1 (ккал/ч) на нагрев изделий определяют по формуле

$$Q_1 = G \cdot c(t_c - t_u), \quad (8.9)$$

где G – вес изделий, проходящий через камеру за 1 ч, кг (в этот вес включается подвесок тягового органа конвейера, проходящего через камеру за 1 ч);

c – удельная теплоемкость (для стали $c = 0,12$ ккал/кг $^{\circ}$ С);

t_c – расчетная температура сушки, $^{\circ}$ С;

t_u – температура воздуха в цехе, $^{\circ}$ С.

Потери тепла Q_2 (ккал/ч) на нагрев краски и испарение растворителя можно найти по формуле

$$Q_2 = (g_k + g_p)c_k(t_c - t_u) + g_p \cdot r, \quad (8.10)$$

где g_k – часовой расход краски, кг/ч;

g_p – часовой расход растворителя, кг/ч;

c_k – удельная теплоемкость лакокрасочного материала ($c_k = 0,5$ ккал/кг $^{\circ}$ С);

r – скрытая теплота парообразования растворителя, ккал/кг (в среднем можно принять $r = 100$ ккал/кг).

Потери тепла через ограждения камеры (ккал/ч)

$$Q_3 = k \cdot S(t_c - t_u), \quad (8.12)$$

где S – площадь поверхности ограждений (площадь внутренней поверхности камеры), м 2 ;

k – коэффициент теплопередачи, ккал/ч \cdot м 2 \cdot $^{\circ}$ С.

Для панелей стен и крыши, теплоизолированных слоем минеральной ваты, коэффициент k принимается по табл. 8.2.

Таблица 8.2

Коэффициент теплопередачи k

Толщина изоляции, мм	40	50	60	80	100	120
Коэффициент теплопередачи, ккал/ч \cdot м 2 \cdot $^{\circ}$ С	1,5	1,2	1,0	0,8	0,65	0,55

Для неизолированного стального листа $k = 9$ ккал/ч \cdot м 2 \cdot $^{\circ}$ С, для неизолированного бетонного пола $k = 1,0 \dots 2,5$ ккал/ч \cdot м 2 \cdot $^{\circ}$ С. Для воздухопроводов, теплоизолированных обмазкой асбозуритом толщиной 40 мм, $k = 2$ ккал/ч \cdot м 2 \cdot $^{\circ}$ С, а толщиной 60 мм – $k = 1,4$ ккал/ч \cdot м 2 \cdot $^{\circ}$ С.

Потери тепла Q_4 (ккал/ч) через проемы камеры в случае, когда входной и выходной проемы закрыты теплоизолированными дверями, определяются по формуле

$$Q_4 = 1,1 \cdot F \cdot k(t_c - t_u), \quad (8.13)$$

где F – суммарная площадь входного и выходного проемов, м²;
1,1 – коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла через зазоры между дверями и камерой.

Если проемы камеры закрыты разрезными гибкими (резиновыми или брезентовыми) шторами, то потери тепла определяют по формуле

$$Q_4 = 1,4 \cdot F \cdot k'(t_c - t_u), \quad (8.14)$$

где k' – коэффициент теплопередачи штор ($k' = 8$ ккал/ч·м²·°С);
1,4 – коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла через щели в шторах.

В том случае, если по торцам сушильной камеры устроены тамбуры, огражденные с обеих сторон гибкими шторами, то потери тепла определяют по формуле

$$Q_4 = 1,4 \cdot F(t_T - t_u), \quad (8.15)$$

где t_T – температура воздуха в тамбуре, °С:

$$t_T = \frac{t_u - t_c}{2}. \quad (8.16)$$

Количество уходящего (выхлопного) воздуха можно найти по формуле

$$L_6 = \frac{g_p \cdot n}{p}, \quad (8.17)$$

где L_6 – количество выхлопного воздуха, м³/ч;
 p – нижний предел взрываемости растворителя, г/м³ (для сольвента $p = 58,2$ г/м³, для ксилола $p = 43,5$ г/м³, для бензола $p = 9,5$ г/м³, для уайт-спирита $p = 46,2$ г/м³, для ацетона $p = 52$ г/м³);

g_p – часовой расход растворителя, г/ч;

n – коэффициент запаса ($n = 5 \dots 10$).

Потери тепла с уходящим воздухом

$$Q_5 = \gamma_c \cdot L_6 \cdot c(t_c - t_u), \quad (8.18)$$

где c – теплоемкость воздуха ($c = 0,24$ ккал/кг·°С);
 γ_c – объемный вес воздуха при температуре t_c , кг/м³.

$$\gamma_c = \frac{341}{273 + t_c}. \quad (8.19)$$

Общие потери тепла сушильной камеры определяются суммированием отдельных видов потерь по формуле

$$Q_p = A(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5), \quad (8.20)$$

где Q_p – расчетный расход воздуха, ккал/ч;
 A – коэффициент запаса на неучтенные потери ($A = 1,1 \dots 1,3$).
 Количество рециркуляционного воздуха (кг/ч) определяется по формуле

$$G_p = \frac{Q_p}{c \cdot \Delta t}, \quad (8.21)$$

где Δt – расчетный перепад температур в камере.

$$\Delta t = 0,1 \cdot t_c. \quad (8.22)$$

Объем рециркулирующего воздуха

$$L_p = \frac{G_p}{\gamma_{cp}}, \quad (8.23)$$

где L_p – объем рециркулирующего воздуха, м³/ч;
 γ_{cp} – объемный вес воздуха при температуре, равной средней температуре в камере t_{cp} , кг/м³.

$$t_{cp} = t_c + \frac{\Delta t}{2}; \quad (8.24)$$

$$\gamma_{cp} = \frac{341}{273 + t_{cp}}. \quad (8.25)$$

Общий объем воздуха L , проходящего через вентилятор рециркуляционной системы,

$$L = L_p + L_e. \quad (8.26)$$

Исходя из полученной величины L , определяют потери напора в воздуховодах камеры и подбирают по каталогу нужный вентилятор, а также электродвигатель к нему.

Если нагрев рециркулирующего воздуха производится электрическим калорифером, то мощность электрокалорифера определяется по формуле

$$N = \frac{Q_p}{864}, \quad (8.27)$$

де N – установленная мощность электрокалориферов, кВт.

В табл. 8.3 приведена техническая характеристика некоторых электрокалориферов.

Таблица 8.3

Техническая характеристика электрокалориферов

Мощность, кВт	Поверхность нагрева, м ²	Тип нагревателей	Количество, шт.	Масса, кг
50	22	ЭТ-160	25	210
25	11	ЭТ-120	20	95,3
15	6,6	ЭТ-120	12	72,5

При паровом нагреве рециркулирующего воздуха поверхности нагрева паровых калориферов можно определить по формуле

$$F = \frac{Q_p}{k(t_n - t_{cp})}, \quad (8.28)$$

где F – поверхность нагрева калорифера, м²;
 t_n – температура пара, поступающего в калорифер, °С;
 t_{cp} – средняя температура нагреваемого воздуха, °С;
 k – коэффициент теплоотдачи калорифера.

Температура насыщенного водяного пара зависит от его давления:

<i>Абсолютное</i>						
давление, кгс/см ²	1	2	3	4	5	6
Температура, °С	99,1	119,6	132,9	142,2	151,1	158

Для наиболее распространенных пластинчатых калориферов КФБ и КФС коэффициент теплопередачи находят по формуле

$$k = 10(v \cdot \gamma)^{0,42}, \quad (8.29)$$

где k – коэффициент теплопередачи, ккал/ч·м²·°С;
 $v \cdot \gamma$ – весовая скорость воздуха в калорифере, кг/с²·м²;

$$v \cdot \gamma = \frac{G_p}{3600f}, \quad (8.30)$$

G_p – вес воздуха, проходящего через калорифер, кг/ч;
 f – живое сечение радиатора, м².

Расход пара

$$q = \frac{Q_p}{540}. \quad (8.31)$$

Тепловой расчет терморрадиационной сушильной камеры проводится аналогично расчету конвекционной камеры. Потеря тепла на нагрев изделий Q_1 и потери тепла на нагрев краски и испарение растворителя Q_2 определяются по формулам (8.9) и (8.10).

При определении потерь тепла через ограждения камеры Q_3 и через проемы Q_4 следует учитывать, что температура в терморрадиационных камерах в отличие от конвекционных не равна температуре сушки. В связи с этим формулы для определения Q_3 и Q_4 примут следующий вид:

$$Q_3 = k \cdot S(t_k - t_u), \quad (8.32)$$

где

$$t_k = \frac{t_c + t_u}{2}. \quad (8.33)$$

Для теплоизолированных дверей

$$Q_4 = 1,1 \cdot F \cdot k \cdot (t_k - t_u); \quad (8.34)$$

для гибких штор

$$Q_4 = 1,4 \cdot F \cdot k' \cdot (t_k - t_u); \quad (8.35)$$

для гибких штор и тамбуров

$$Q_4 = 1,4 \cdot F \cdot \left(\frac{t_k + t_u}{2} - t_u \right). \quad (8.36)$$

Потери тепла с уходящим воздухом Q_5 определяются по формуле

$$Q_5 = \rho_k \cdot L_v \cdot c(t_k - t_u), \quad (8.37)$$

где ρ_k – плотность воздуха при температуре t_k , кг/м³.

Расчетный расход тепла терморрадиационной камерой можно определить по формуле (8.20). Общая мощность терморрадиационных нагревателей

$$N = \frac{Q_p}{864 \cdot k_u}, \quad (8.38)$$

где k_u – коэффициент использования тепла ($k_u = 0,5 \dots 0,7$).

Производительность вентилятора принимают не менее расчетной $L_в$. На практике для лучшего перемешивания воздуха в камере принимают вентилятор производительностью $L = (3...5) L_в$.

По полученной мощности N , габаритам изделия и длине камеры подбирают число и тип электродвигателей. Технические данные некоторых типов трубчатых электронагревателей приведены в табл. 8.4.

Таблица 8.4

Техническая характеристика трубчатых электронагревателей

Марка	Номинальная мощность, кВт	Номинальный ток, В	Масса, кг
НВС-0,9/0,75	0,75	3,41	1,7
НВС-1,1/1,0	1,0	4,55	2,0
НВС-1,6/1,5	1,5	6,1	3,0
НВС-1,9/2,0	2,0	9,1	3,6
НВС-2,4/2,5	2,5	11,4	4,5

Вопросы для самоконтроля

1. В чем заключается технологический процесс окраски?
2. Каковы особенности расчета окрасочной камеры?
3. Назовите методы сушки лакокрасочных покрытий.
4. Каковы особенности теплового расчета конвекционной сушильной камеры?
5. Перечислите искусственные методы сушки.
6. Назовите достоинства и недостатки конвекционного и терморadiационного методов сушки.
7. Какие способы распыления краски существуют при окраске?

9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ

9.1. Расчет сил зажима и зажимных устройств

Зажимные устройства приспособлений разделяются на *простые* (клиновые, винтовые, рычажные, эксцентриковые и др.) и *комбинированные*, т.е. состоящие из нескольких простых. Любое зажимное устройство приспособления включает ведущее звено, на которое действуют исходная сила, и несколько ведомых звеньев, кулачков или прихватов, непосредственно зажимающих деталь.

Для размещения обрабатываемой детали в приспособлении определяют необходимые установочные детали (опоры). Опоры разделяют на основные и вспомогательные. *Основные опоры* служат для базирования детали в приспособлении. Они жестко закреплены в корпусе приспособления и определяют положение обрабатываемой детали в рабочей зоне станка относительно инструмента. Для правильной ориентации детали в приспособлении число основных опорных точек принимают равным шести. Основные опоры используются в виде штырей, пластин, призм, пальцев и т.д.

Вспомогательные опоры применяют не для базирования, а для повышения устойчивости и жесткости обрабатываемой детали в приспособлении при обработке. Их индивидуально подводят к детали и закрепляют, таким образом они превращаются в дополнительные жесткие опоры.

Рассмотрим несколько вариантов действия на обрабатываемую деталь сил (P) приложенного воздействия от внешнего источника (например, сил резанья), зажима (W) и их моментов.

Первый вариант (рис. 9.1, а). Сила зажима W , приложенная к обрабатываемой детали I , и сила воздействия P одинаково направлены и прижимают деталь к опоре 2 приспособления. При этом требуется минимальная сила зажима W_{min} .

Второй вариант (рис. 9.1, б). Сила зажима W и сила P действует на обрабатываемую деталь I в противоположных направлениях; требуемая сила зажима

$$W = K \cdot P. \quad (9.1)$$

Третий вариант (рис. 9.1, в). Сила зажима W и сила воздействия P действуют на обрабатываемую деталь во взаимно перпендикулярном направлении. Силе P противодействуют силы трения между нижней базовой плоскостью детали и опорными штырями приспособления и между верхней плоскостью детали и зажимными элементами. При этом требуемая сила зажима будет определяться по формуле

$$W \cdot f_1 + W \cdot f_2 = KP, \quad (9.2)$$

откуда

$$W = KP / (f_1 + f_2), \quad (9.3)$$

где f_1 и f_2 – коэффициенты трения между деталью и установочными зажимными элементами приспособления.

Четвертый вариант (рис. 9.1, з). Сила зажима W прижимает деталь к опорам, при этом одна сила P_1 имеет одинаковое направление с силой зажима и прижимает деталь к нижним опорам, а вторая сила P_2 действует в направлении, перпендикулярном силе зажима. Смещению детали в приспособлении препятствуют силы трения, возникающие на плоскостях контакта детали с установочными и зажимными элементами приспособления. Величину силы зажима определяют из соотношения:

$$P_2 < (W + P_1)f_2 + Wf_1, \quad (9.4)$$

с учетом коэффициента запаса ($K > 1$).

$$W = (KP_2 - P_1f_1)/(f_1 + f_2). \quad (9.5)$$

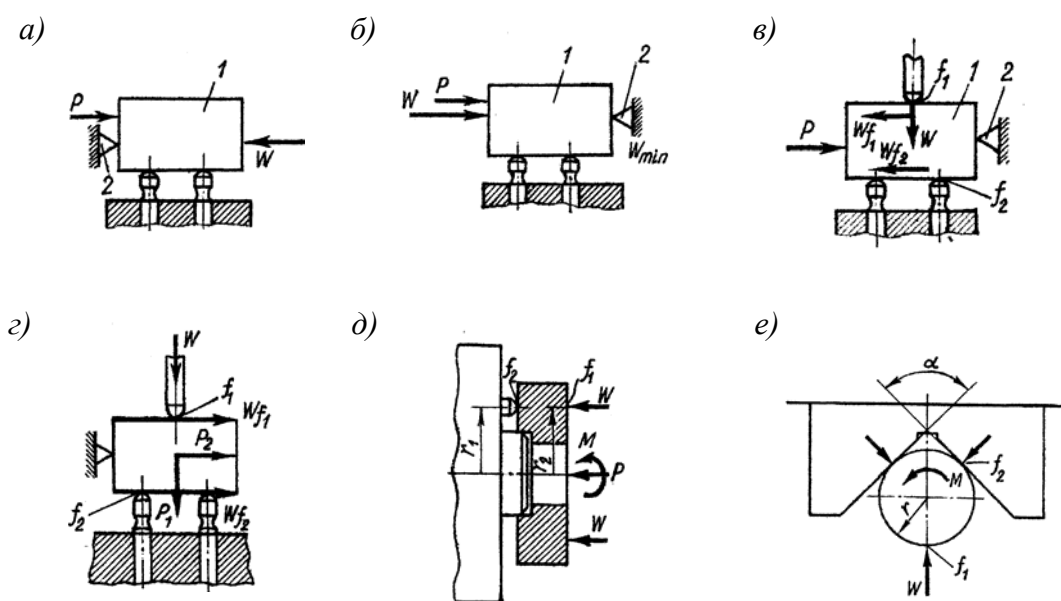


Рис. 9.1. Варианты взаимодействия сил воздействия и сил зажима на деталь, установленную в приспособлении

Пятый вариант (рис. 9.1, д). Обрабатываемую деталь выточкой устанавливают на центрирующий жесткий палец приспособления и левой плоскостью прижимают к трем опорным штырям несколькими прихватами. При обработке на деталь действуют сдвигающий момент M и осевая сила P . Обрабатываемая деталь удерживается от смещения силами трения, возникающими между поверхностями установочных и зажимных элементов приспособления. В этом случае силу зажима W определяют из равенства:

$$KM = f_1Wr_2 + f_2Wr_1 + f_2P \cdot r_1, \quad (9.6)$$

откуда

$$W = (KM - f_2 P \cdot r_1) / (f_1 r_2 + f_2 r_1). \quad (9.7)$$

При той же установке, но небольшой тангенциальной жесткости зажима, силы трения между деталью и прихватом не учитываются:

$$KM = f_2 W r_1 + f_2 P \cdot r_1, \quad (9.8)$$

откуда

$$W = (KM - f_2 P \cdot r_1) / (f_2 r_1). \quad (9.9)$$

Шестой вариант (рис. 9.1, е). Обрабатываемая деталь наружной цилиндрической поверхностью установлена в призме с углом $\alpha = 90^\circ$ и зажата силой W . Повороту детали около ее оси противодействуют силы трения, возникающие на поверхностях контакта детали с установочными и зажимными элементами приспособления. Без учета трения на торце детали

$$KM = W f_1 r + W f_2 r [1 / \sin(\alpha / 2)], \quad (9.10)$$

откуда

$$W = \frac{KM}{f_1 r + f_2 r / \sin(\alpha / 2)}. \quad (9.11)$$

Фактические силы зажима детали, создаваемые зажимными механизмами, должны равняться расчетным силам зажима или быть несколько больше их. Величина фактических сил зажима детали зависит от величины исходной силы Q , привода передаточного отношения между фактической силой зажима W_ϕ детали и исходной силой Q для конкретного зажимного устройства приспособления. Зависимость между силами W_ϕ и Q определяется равенством

$$W_\phi = Q i_c, \quad (9.12)$$

откуда

$$i_c = W_\phi / Q, \quad (9.13)$$

где i_c – передаточное отношение между силами;

Q – исходная сила, развиваемая рабочими или механизированным приводом, Н;

W_ϕ – фактическая сила зажима обрабатываемой детали, Н.

Клиновой зажим. Для надежного закрепления обрабатываемой детали в приспособлении клин должен быть самотормозящимся, т.е. зажимать обрабатываемую деталь после прекращения действия на клин исходной силы P (рис. 9.2). Клиновые зажимы применяют в качестве промежуточного звена в сложных зажимных системах. Они позволяют увеличивать и изменять направление передаваемой силы.

В общем виде зависимость между силами P и Q выражается формулой:

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha \pm 2\varphi), \quad (9.14)$$

где α – угол клинового зажима;

φ – угол от действия нормальных сил и сил трения.

Знак «+» относится к закреплению клина, а знак «-» – к откреплению его.

Клиновые зажимы применяют в приспособлениях в сочетаниях с другими элементарными зажимами.

Рычажный зажим. Для определения соотношения между силой Q механизированного привода и силой зажима W детали рассмотрим их действие на прямой рычаг (рис. 9.3, а). Сила Q от механизированного привода действует на левый конец рычага на расстоянии l_1 от оси качения O . Сила Q поворачивает рычаг на оси около точки O , а правый конец рычага зажимает обрабатываемую деталь с силой W , находящейся на расстоянии l от точки O . Вследствие различия плеч l_1 и l рычага, а также учитывая потери на трение на его оси при повороте, следует, что величины сил Q и W будут различными.

Реакцию на оси рычага обозначим через N . От силы N возникает сила трения Nf_0 , действующая навстречу вращению рычага. Для определения силы N напишем уравнение равновесия рычага относительно точки O_1 без учета силы трения:

$$M_{O_1} = Ql_1 - Nf_0r - Wl = 0, \quad (9.15)$$

но

$$N = [Q(l_1 + l)]/l$$

или

$$N = Q + W.$$

Для определения соотношения между исходной силой Q механизированного привода и силой зажима W детали найдем уравнение равновесия рычага относительно оси вращения O с учетом трения от силы N на его оси:

$$M_O = Ql_1 - Nf_0r - Wl = 0,$$

откуда

$$Ql_1 = Wl + Nf_0r;$$

$$W = (Ql_1 - Nf_0r)/l.$$

Подставив в формулу вместо N ее значение, получим

$$W = [Ql_1 - (Q + W)f_0r]/l,$$

откуда

$$W = [Q(l_1 - f_0r)]/(l + f_0r); \quad (9.16)$$

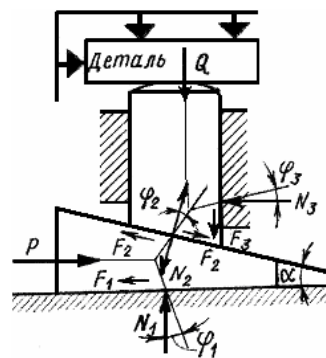


Рис. 9.2. Силы, действующие в односконом клиновом зажиме

$$Q = [W(l + f_0 r)] / (l_1 - f_0 r). \quad (9.17)$$

Передаточное отношение

$$i_c = \frac{W}{Q} = \frac{Q(l_1 - f_0 r)^2}{W(l + f_0 r)^2}. \quad (9.18)$$

Для рычага, представленного на рис. 9.3, б, с учетом дополнительных сил трения Q_f и W_f в местах действия сил при $l_1 > l$, $W \geq Q$ и $f = \text{const}$ сила

$$Q = [W(l + hf + rf_0)] / (l_1 - h_1 f_1 - rf_0). \quad (9.19)$$

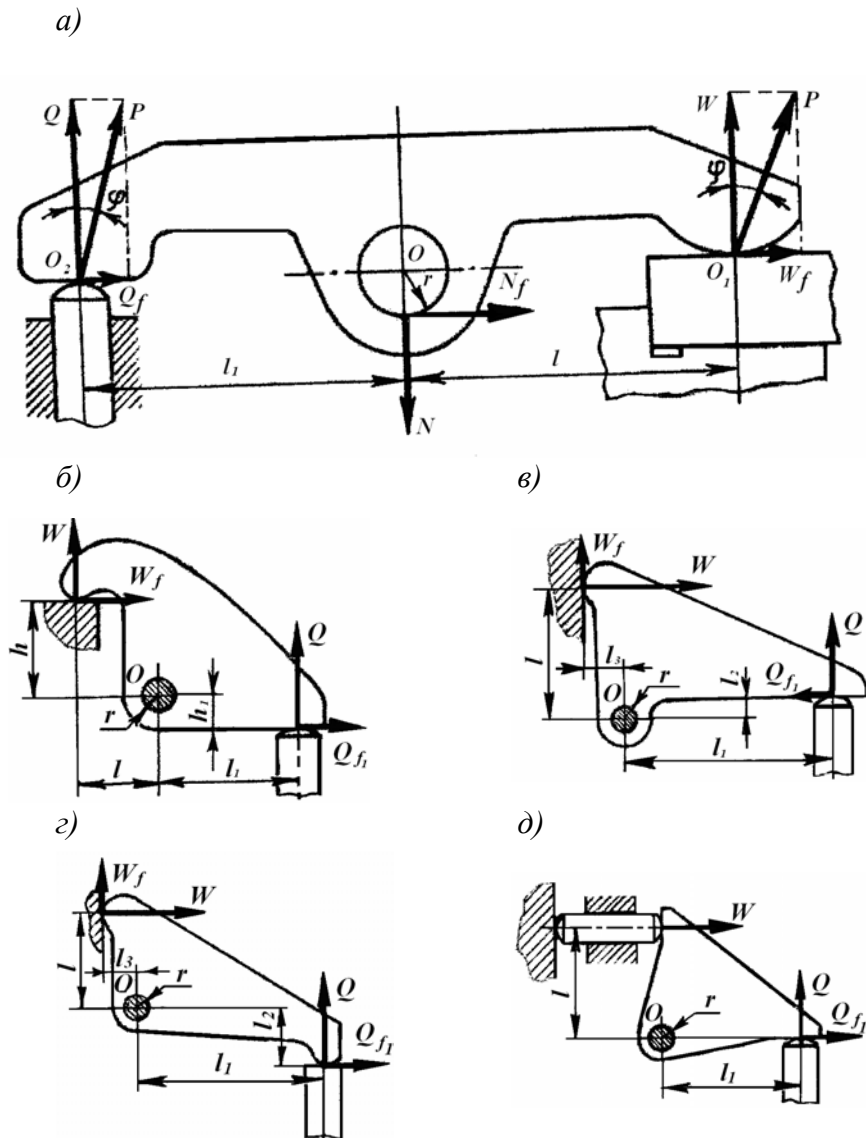


Рис. 9.3. Схемы действия сил в рычажных прихватах приспособления

Для рычага, показанного на рис. 9.3, в, з, сила на штоке привода ($f = \text{const}$):

при $l_1 > l$

$$Q = [W(l + l_3 f + 0,96rf_0)] / (l_1 - l_2 f_1 - 0,4rf_0); \quad (9.20)$$

при $l_1 = l$

$$Q = [W(l + l_3 f + 1,41rf_0)] / (l_1 - l_2 f_1). \quad (9.21)$$

Для рычага (рис. 9.3, д):

при $l_1 > l$

$$Q = [W(l + 0,96rf_0)] / (l_1 - 0,4rf_0); \quad (9.22)$$

при $l_1 = l$

$$Q = [W(l + 1,41rf_0)] / l_1. \quad (9.23)$$

Винтовой зажим. Винтовые ручные зажимы находят большое применение в станочных приспособлениях вследствие их простоты и надежного закрепления обрабатываемых деталей.

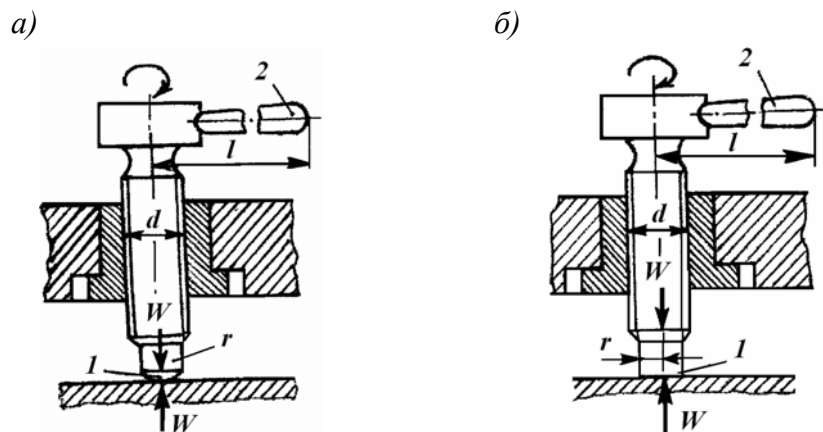


Рис. 9.4. Винтовые зажимы:
а – с рукояткой 2 и сферическим торцом I; б – с рукояткой 2 и плоским торцом

Расчет винтовых зажимов основан на определении силы зажима и зависит от длины рукоятки и величины приложенной к ней силы, формы зажимного торца винта и вида резьбы. Сила, приложенная на конце рукоятки 2, резьбового зажима со сферическим торцом I (рис. 9.4, а)

$$Q = [Wr_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})] / l. \quad (9.24)$$

Сила зажима

$$W = Ql / [r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})]. \quad (9.25)$$

Момент от силы Q , приложенной на рукоятке резьбового зажима со сферическим торцом

$$M_Q = Ql = Wr_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}). \quad (9.26)$$

Сила, приложенная на конце рукоятки резьбового зажима с плоским торцом l (рис. 9.4, б)

$$Q = W[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67 fr] / l. \quad (9.27)$$

Сила зажима

$$W = Ql / [r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67 fr]. \quad (9.28)$$

Момент от силы Q , приложенной на рукоятке резьбового зажима с плоским торцом

$$M_Q = Ql = W[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,67 fr]. \quad (9.29)$$

Сила, приложенная на рукоятке (рис. 9.5, а) или на ключе (рис. 9.5, б) резьбового зажима с гайкой

$$Q = \frac{\left\{ W \left[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,33 f \frac{D_n^3 - D_6^3}{D_n^2 - D_6^2} \right] \right\}}{l}. \quad (9.30)$$

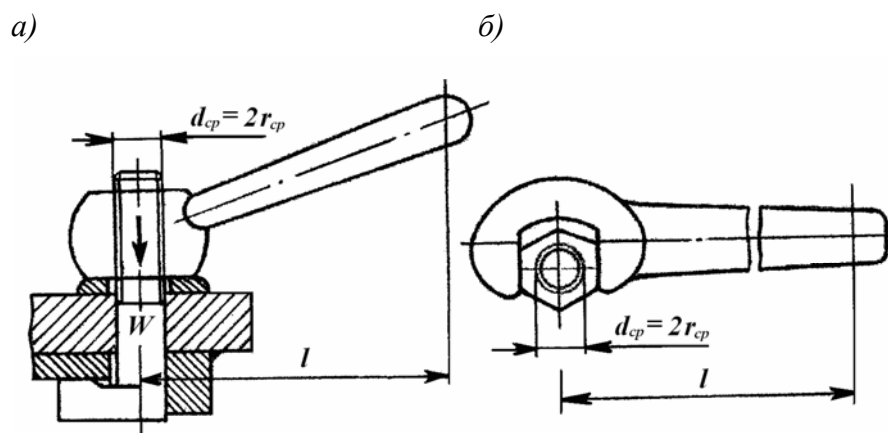


Рис. 9.5. Схема для расчета сил зажима:
а – передаваемой гайкой с рукояткой; б – передаваемой гайкой с ключом

Момент от силы Q , приложенной на рукоятке или на ключе резьбового зажима с гайкой

$$M_Q = Q \cdot l = W \left[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,33 f \frac{D_n^3 - D_6^3}{D_n^2 - D_6^2} \right]. \quad (9.31)$$

Сила зажима

$$W = Q \cdot l / \left[r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np}) + 0,33f \frac{D_n^3 - D_e^3}{D_n^2 - D_e^2} \right]. \quad (9.32)$$

Здесь $Q = 14 \dots 20$ – искомая сила на рукоятке или ключе резьбового зажима, прикладываемая рабочим, Н; W – требуемая сила зажима винта детали (определяется по приведенным формулам), Н; $l \approx 14d$ – расстояние от оси винта до точки приложения силы Q (d – номинальный наружный диаметр резьбы), мм; r_{cp} – средний радиус резьбы винта, мм; $\alpha \approx 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$ – угол подъема винта резьбы; условие самоторможения винта, болта ($\alpha \leq 6^\circ 40'$): $\operatorname{tg} \alpha = s / (2\pi r_{cp})$; φ_{np} – приведенный угол трения в резьбовой паре ($\varphi_{np} \approx 6^\circ 40'$); $f = 0,1 \dots 0,15$ – коэффициент трения при плоском контакте двух сопрягаемых деталей (на нижнем торце гайки или винта); r – радиус цилиндрической части нижнего конца винта, мм; s – шаг резьбы, мм; D_n – наружный диаметр опорного торца гайки, мм; D_e – внутренний диаметр опорного торца гайки, мм.

В зависимости от требуемой силы зажима, определяемой по формуле

$$W = 0,64(\pi d^2 / 4)[\sigma]_p = 0,5d^2[\sigma]_p, \quad (9.33)$$

находим номинальный наружный диаметр винта

$$d = \sqrt{W / 0,5[\sigma]_p}, \quad (9.34)$$

где $[\sigma]_p \approx 58 \dots 98$ – допускаемое напряжение на растяжение материала винта при переменной нагрузке, МПа.

Эксцентрикковые зажимы. Эти зажимы являются быстродействующими, но развивают меньшую силу зажима, чем винтовые, имеют ограниченное линейное перемещение и не могут надежно работать при значительных колебаниях размеров между установочной и зажимаемой поверхностями обрабатываемых деталей данной партии. В приспособлениях применяют круглые и криволинейные эксцентрикковые зажимы.

Круглый эксцентрик (рис. 9.6) представляет собой диск или валик, поворачиваемый вокруг оси O , смещенной относительно геометрической оси эксцентрика на некоторую величину e , называемую эксцентриситетом. Для надежного закрепления обрабатываемой детали эксцентрикковые зажимы должны быть самотормозящимися.

Круглые эксцентрики изготавливают из стали 20Х, цементируют на глубину 0,8...1,2 мм и затем закалывают до твердости HRC 55...60.

Необходимым условием самоторможения двух трущихся тел является условие $\varphi \geq \alpha$, где φ – угол трения; α – угол подъема, под которым происходит трение.

Самоторможение эксцентрикковых зажимов обеспечивается при определенном отношении его наружного диаметра D к эксцентриситету e , т.е. при условии $D/e \geq 14$. *Отношение D/e называют характеристикой эксцентрика.*

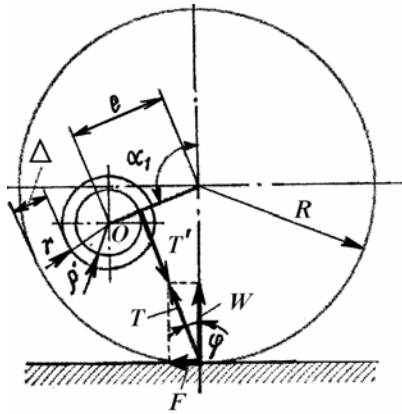


Рис. 9.6. Круглый самотормозящийся эксцентрик и силы, действующие на него

При отсутствии ограничения угла поворота α_1' эксцентрика, его эксцентриситет определяется по формуле:

$$e = \frac{s_1 + s_2 + \delta}{2} + \frac{W}{2j}, \quad (9.35)$$

где s_1 – зазор для нормальной установки обрабатываемой детали в приспособлении эксцентрика, $s_1 = 0,2 \dots 0,4$ мм;

s_2 – запас хода эксцентрика, предохраняющий его переход через мертвую точку (учитывает неточность изготовления и износ эксцентрика), $s_2 = 0,4 \dots 0,5$ мм;

δ – допуск на размер обрабатываемой детали от ее установочной базы до места приложения силы зажима детали, мм;

W – сила зажима обрабатываемой детали, Н;

j – жесткость зажимного устройства приспособления, $j \approx 118$ МН/м.

Отношение W/j характеризует увеличение расстояния между эксцентриком и обрабатываемой деталью вследствие упругих отжимов звеньев системы, воспринимающей усилие зажима.

При ограничении угла поворота α_1' эксцентрика (α_1' значительно меньше 180°) эксцентриситет определяется по формуле:

$$e = \frac{s_1 + \delta + W/j}{1 - \cos \alpha_1'}. \quad (9.36)$$

где α_1' – угол поворота рукоятки эксцентрика от ее начального положения до момента зажима детали, град.

Радиус R наружной поверхности эксцентрика определяют из условия его самоторможения. В общем виде минимальный радиус наружной поверхности эксцентрика определяется по формуле:

$$R_{\min} = e + r + \Delta, \quad (9.37)$$

где r – радиус цапфы (оси) эксцентрика, мм;

Δ – толщина перемычки, мм.

Радиус цапфы эксцентрика можно определить по формуле, задавая ее шириной b :

$$r = W / (2b\sigma_{cm}); \quad (9.38)$$

при $b = 2r$

$$r = \sqrt{W / (4\sigma_{cm})}. \quad (9.39)$$

где b – ширина эксцентрика в месте сопряжения с цапфой (выбирают по конструктивным соображениям), мм;

$\sigma_{см}$ – допустимое напряжение на смятие цапфы.

Для полусухих поверхностей $\varphi = 6...8^0$; коэффициент трения покоя эксцентрика $f = 0,18...0,2$. Угол поворота эксцентрика, соответствующий наименее выгодному для самоторможения эксцентрика положению,

$$\alpha_1' = 90^0 + \varphi. \quad (9.40)$$

Ширина рабочей части эксцентрика

$$B = 0,0175WE / (R\sigma_{см}^2), \quad (9.41)$$

где W – сила зажима детали, Н;

E – модуль упругости материала эксцентрика, $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

$\sigma_{см}$ – допустимое напряжение на смятие эксцентрика, $\sigma_{см} \approx 6 \cdot 10^2$ МПа.

Размеры круглого эксцентрика e , r , R и B необходимо принимать с учетом ГОСТ 9061-68** и 12189-66**.

Стандартные круглые эксцентрики имеют размеры $D = 32...80$ мм и $e = 1,7...3,5$ мм. Круглые эксцентрики имеют небольшой линейный ход и их не следует применять для зажимов деталей, имеющих большой допуск на размеры детали в направлении ее зажима.

Достоинство круглых эксцентриков – простота их изготовления; недостатки – изменение угла подъема α и силы зажима W при закреплении обрабатываемых деталей с большими колебаниями размеров в направлении зажима.

Комбинированные зажимы. К комбинированным зажимным устройствам относятся винтовые прихваты, состоящие из винтового и рычажного зажимов; эксцентриковые прихваты, состоящие из эксцентрикового и рычажного зажимов, и т.д. Рычаги прихватов для удобства установки деталей бывают передвижные и откидные. Детали прихватов, в основном, стандартизованы и нормализованы.

На рис. 9.7, а показан один из видов нормализованных винтовых прихватов с передвижной прижимной планкой 1 и регулируемой опорой 2. Прихват применяют для крепления обрабатываемых деталей 3 с различными размерами. При завинчивании гайки 4 планка 1 зажимает деталь 3. На рис. 9.7, б представлена схема действия сил при зажиме обрабатываемой детали этим винтовым прихватом. Из равенства моментов сил относительно неподвижных опор находим величину исходной силы Q , развиваемой винтом:

$$Q = [W(l_1 + l_2)] / (l_1 \eta), \quad (9.42)$$

откуда сила зажима

$$W = Ql_1 \eta / (l_1 + l_2), \quad (9.43)$$

где η – КПД, учитывающий потери на трение между прижимной планкой и ее опорой, $\eta = 0,95$.

При $l_1 = l_2$ и $\eta = 1$ сила $W = 0,5Q$.

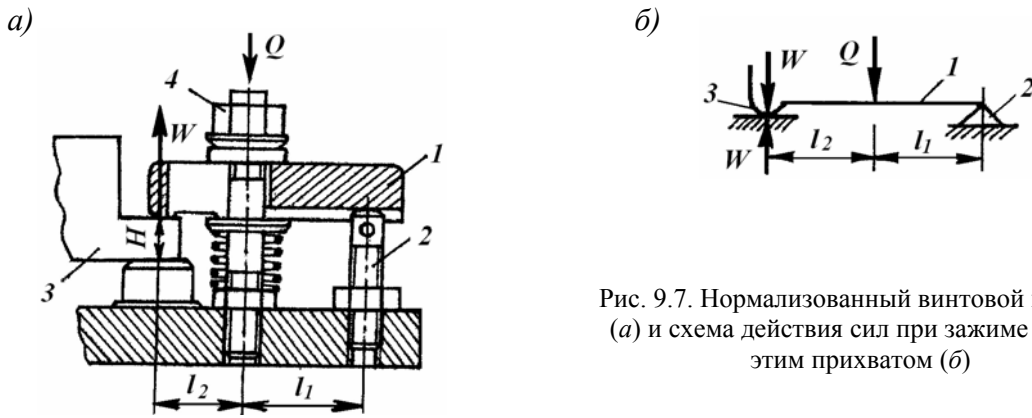


Рис. 9.7. Нормализованный винтовой прихват (а) и схема действия сил при зажиме детали этим прихватом (б)

На рис. 9.8, а показан винтовой откидной прихват, а на рис. 9.8, б – схема действия сил при зажиме им обрабатываемой детали. При навинчивании на поворотный болт 6 гайка 5 нажимает на откидную планку 3, в которой закреплен на оси сухарь 4, зажимающий обрабатываемую деталь 1. При свинчивании с болта гайка перестает давить на откидную планку с сухарем, и деталь разжимается. Затем болт 6 поворачивают вниз на оси 7, а планку 3 поднимают, поворачивая на оси 2, снимают обработанную деталь 1 и ставят следующую.

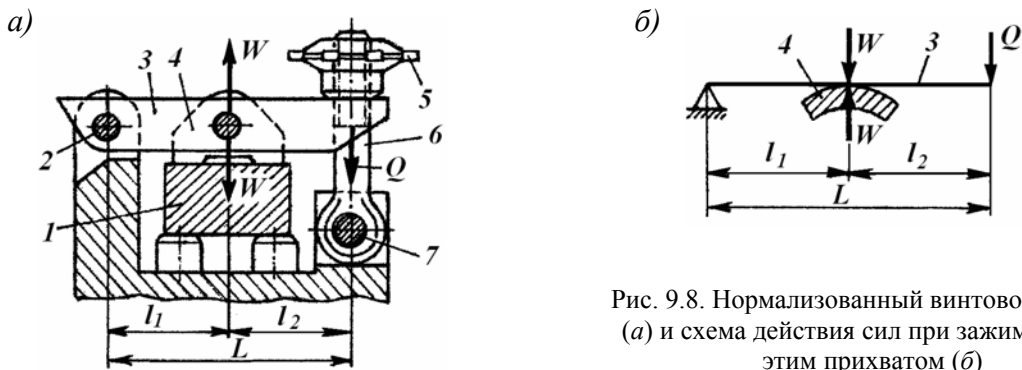


Рис. 9.8. Нормализованный винтовой прихват (а) и схема действия сил при зажиме детали этим прихватом (б)

Величина исходной силы, развиваемая данным винтовым прихватом, определяется по формуле:

$$Q = Wl_1 / (L\eta), \quad (9.44)$$

откуда сила зажима

$$W = QL\eta / l_1, \quad (9.45)$$

где l_1 , l_2 и L – длины плеч зажимного рычага (планки).

При $l_1 = 0,5L$ и $\eta = 1$ сила $Q = 0,5W$; $W = 2Q$.

Механизмы-усилители зажимных устройств. Механизмы-усилители служат для повышения величины исходной силы механизированного привода, передаваемой за-

жимным устройствам приспособлений для зажима деталей. Они являются промежуточным звеном, связывающим привод с зажимным устройством приспособления, и применяются, когда для зажима обрабатываемой детали в приспособлении требуется большая сила, чем исходная сила механизированного привода.

Величинами, характеризующими работу механизмов-усилителей, являются передаточное отношение сил (i_c) и передаточное отношение перемещений точек приложения сил (i_n).

Передаточное отношение i_c представляет собой отношение силы зажима W детали в приспособлении к исходной силе Q привода:

$$i_c = W/Q, \quad (9.46)$$

откуда

$$W = i_c Q. \quad (9.47)$$

Передаточное отношение i_n представляет собой отношение перемещения s_2 точки приложения силы зажима W к перемещению s_1 точки приложения силы привода Q :

$$i_n = s_2/s_1, \quad (9.48)$$

откуда

$$s_2 = i_n s_1, \quad (9.49)$$

В комбинированных механизмах-усилителях, состоящих из сочетания элементарных механизмов, передаточные отношения i_c и i_n представляют собой произведение передаточных отношений отдельных механизмов:

$$i_c = i_{c1} i_{c2} i_{c3} \dots i_{ck}; \quad i_n = i_{n1} i_{n2} i_{n3} \dots i_{nk}, \quad (9.50)$$

где i_{c1}, \dots, i_{ck} – передаточные отношения сил каждого простого механизма;

i_{n1}, \dots, i_{nk} – передаточные отношения перемещений каждого простого механизма, входящего в комбинированный механизм-усилитель.

Сила зажима детали в приспособлении с комбинированным механизмом-усилителем

$$W = Q i_{c1} i_{c2} i_{c3} \dots i_{ck}, \quad (9.51)$$

где Q – исходная сила привода.

9.2. Проектирование технологической оснастки для механической обработки деталей

Расчет двухрычажных шарнирных механизмов-усилителей. На рис. 9.9, а показан шарнирный двухрычажный механизм-усилитель одностороннего действия.

Сила Q , развиваемая пневмоцилиндром 4, через шток 3, передается рычагам 1 и 2, являющимися механизмами-усилителями одностороннего действия. При подаче сжатого

воздуха в левую полость пневмоцилиндра 4 поршень 5 со штоком 3 перемещается вправо, и шток поворачивает рычаги 1 и 2, приближая их к вертикальному положению. При этом рычаг 1, шарнирно связанный с рычагом 8, поворачивает его около неподвижной опоры 7, и левый конец рычага 8 зажимает обрабатываемую деталь 6.

Сила зажима, развиваемая двухплунжерным шарнирным усилителем одностороннего действия, определяется по формуле

$$W = Q/[2\text{tg}(\alpha + \beta)], \quad (9.52)$$

где W – сила зажима, Н;

Q – исходная сила на приводе механизированного привода, Н;

α – угол наклона рычага, $\alpha = 5 \dots 40$ град;

β – дополнительный угол к углу наклона α , учитывающий потери на трение скольжения в шарнирах рычага, $\beta = \arcsin f(d/L)$ или $\beta \approx 1$ град;

f – коэффициент трения скольжения на оси ролика и в шарнирах рычага, $f \approx 0,1$;

d – диаметр осей шарниров и отверстия ролика, мм;

L – расстояние между осями отверстий рычага, мм;

$d/L = 0,2$.

На рис. 9.9, б показан шарнирный, а на рис. 9.9, в – шарнирно-плунжерный двухрычажные механизмы-усилители двустороннего действия, являющиеся как бы сдвоенными однорычажными механизмами-усилителями.

При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра 4 поршень 5 со штоком 3 перемещается вправо, и шток поворачивает рычаги 1 и 2, приближая их к вертикальному положению. При этом рычаги 1 и 2 поворачивают рычаги 8 около неподвижных опор, и последние зажимают деталь 6.

Суммарная сила зажима, развиваемая двухрычажным шарнирным механическим усилителем двустороннего действия (рис. 9.9, б), определяется по формулам

$$W_{\text{сум}} = Q/\text{tg}(\alpha + \beta); \quad (9.53)$$

$$W = W_{\text{сум}} / 2 \text{ или } W_{\text{сум}} = 2W. \quad (9.54)$$

Передаточное отношение сил можно определить из соотношения

$$i_c = W_{\text{сум}} / Q. \quad (9.55)$$

На рис. 9.9, в показан двухрычажный шарнирно-плунжерный механический усилитель двустороннего действия. При подаче сжатого воздуха в левую полость пневмоцилиндра 4 поршень 5 со штоком 3 перемещается вправо, и шток через рычаги 1 и 2 перемещает плунжеры 9 от центра на зажим детали.

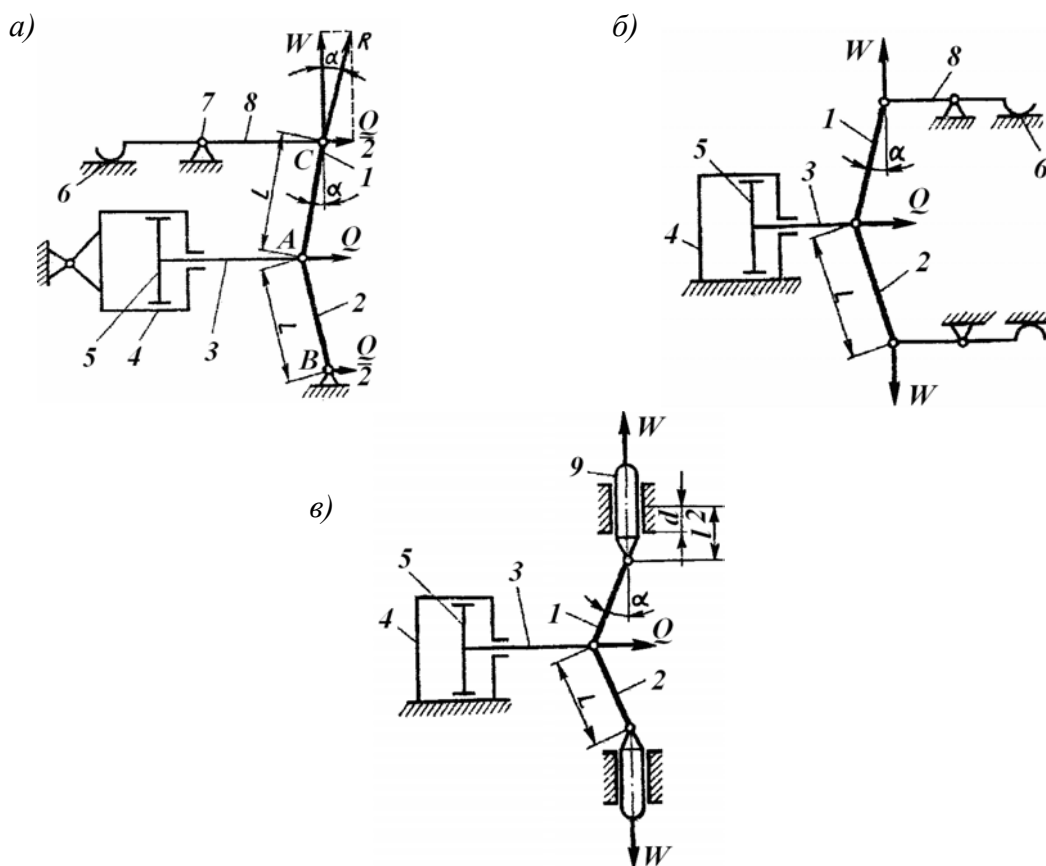


Рис. 9.9. Схемы двухрычажных шарнирных механизмов-усилителей:
 а – одностороннего действия; б, в – двустороннего действия

Суммарная сила зажима, развиваемая механизмом, рассчитывается по формуле

$$W_{\text{сум}} = Q \left[\frac{1}{\text{tg}(\alpha + \beta)} - \text{tg}\varphi_{3\text{np}} \right], \quad (9.56)$$

где $\text{tg}\varphi_{3\text{np}}$ – приведенный коэффициент трения, учитывающий потери на трение в консольном (перекошенном) плунжере, $\text{tg}\varphi_{3\text{np}} = \text{tg}\varphi_3(3l/a)$;

$\text{tg}\varphi_3$ – коэффициент трения скольжения в двухопорном (неперекошенном) плунжере;

a – длина направляющей втулки плунжера, мм;

l – расстояние между осью шарнира и серединой направляющей втулки плунжера (рис. 9.9, в), мм.

При $l/a = 0,7$, $\text{tg}\varphi_3 = 0,1$ приведенный коэффициент трения $\text{tg}\varphi_{3\text{np}} = 0,21$.

Перемещение по вертикали точки C приложения силы зажима W на верхнем конце рычага 1 (рис. 9.9, а) называют *запасом хода* двухрычажного механизма-усилителя одностороннего действия и определяют по формуле

$$s_2 = 2L(1 - \cos \alpha). \quad (9.57)$$

Перемещение по горизонтали точки A приложения исходной силы Q на нижнем конце рычага определяют

$$s_1 = L \sin \alpha . \quad (9.58)$$

Передаточное отношение перемещений точек C и A приложения сил определяют из соотношения

$$i_n = \frac{s_2}{s_1} = \frac{2L(1 - \cos \alpha)}{L \sin \alpha} = L \operatorname{tg}(\alpha / 2) . \quad (9.59)$$

Расчет рычажных шарнирных механизмов-усилителей. На рис. 9.10 представлена схема пневматического зажима с комбинированным усилителем, состоящего из однорычажного шарнирного механизма-усилителя 3 с роликом и двухплечего рычага 4. На левом вильчатом конце штока 2 на оси установлены ролик и нижний конец механизма-усилителя 3, последний верхним концом шарнирно связан с двухплечим рычагом 4. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается влево и через однорычажный шарнирный механизм-усилитель 3 поднимает правое плечо рычага 4, а левое плечо 4, опускаясь, зажимает деталь 5.

Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вправо, рычаг 4 поднимается, и происходит разжим детали 5.

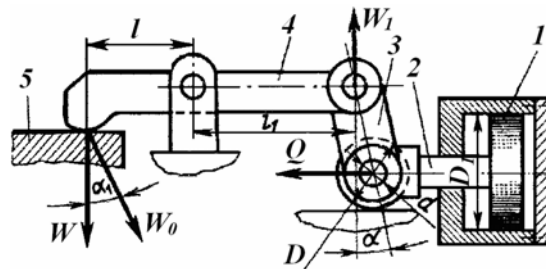


Рис. 9.10. Конструктивная схема рычажного шарнирного усилителя зажимного устройства с пневмоцилиндром

Сила зажима детали и осевая сила на штоке цилиндра определяется по формулам:

$$W = Q \frac{1}{[\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg}\varphi(d/D)](l/l_1) \cdot 1/\eta} ; \quad (9.60)$$

$$Q = W [\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg}\varphi(d/D)](l/l_1) \cdot 1/\eta ; \quad (9.61)$$

$$Q = W_1 [\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg}\varphi(d/D)] , \quad (9.62)$$

где α – угол наклона рычага усилителя, град;

β – дополнительный угол к углу α , учитывающий трение в шарнирах рычагов,

$\beta = \arcsin f(d/D)$ град;

f – коэффициент трения, $f = 0,1$;
 d – диаметр оси ролика, мм;
 D – наружный диаметр ролика, мм;
 D_1 – диаметр поршня пневмоцилиндра, мм;
 $\operatorname{tg}\varphi_{np} = \operatorname{tg}\varphi(d/D)$;
 $\operatorname{tg}\varphi = f = 0,1$ – коэффициент трения на опорных поверхностях ролика;
 l и l_1 – длины плеч рычага, мм;
 η – коэффициент, учитывающий трение в различных трущихся соединениях;
 W – сила зажима обрабатываемой детали, Н;
 W_1 – сила, действующая на оси рычага, Н;
 Q – исходная сила на штоке пневмоцилиндра, Н.

На рис. 9.11, а показана схема пневматического зажима с рычажным механизмом-усилителем. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 2 со штоком 1 перемещается вверх, и шток поворачивает рычаг 7 около оси 6. Во время поворота рычаг 7 коротким плечом перемещает стержень 3 с прихватом 4 вправо, и прихват коротким плечом зажимает деталь 5. При подаче сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень со штоком перемещается вниз и поворачивает рычаг 7 около оси 6 по часовой стрелке. В этом случае короткое плечо рычага перемещает стержень 3 влево, а его головка перестает нажимать на прихват 4, и деталь 5 разжимается. Пружина на стержне 3 отжимает прихват 4 влево для удобства установки и съема деталей в приспособлении.

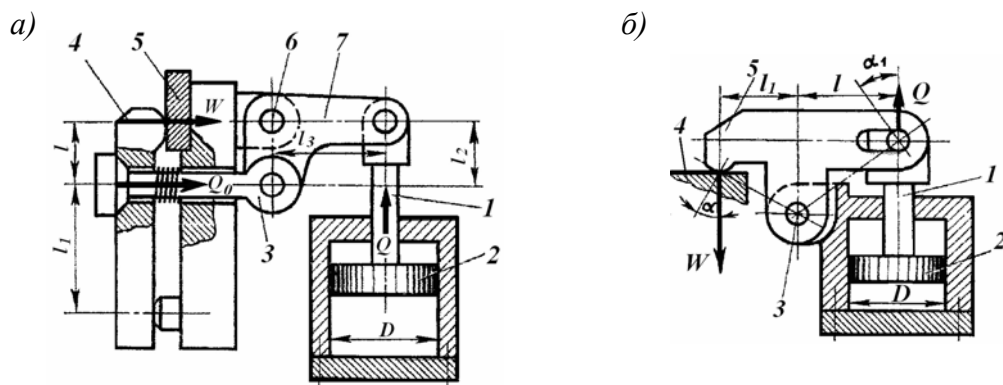


Рис. 9.11. Конструктивные схемы рычажных шарнирных усилителей зажимных устройств с пневмоприводом

Сила зажима детали на штоке (рис. 9.11, а) определяется по формулам

$$W = Q \frac{l_1 l_3}{(l + l_1) l_2} \eta; \quad (9.63)$$

$$Q = W \frac{(l + l_1) l_2}{l_1 l_3 \eta}; \quad (9.64)$$

$$Q = Q_0 \frac{l_2}{l_3} \frac{1}{\eta}; \quad (9.65)$$

$$Q_0 = W \frac{l_1}{l + l_1}, \quad (9.66)$$

где Q – исходная сила на штоке пневмопривода, Н;

l_2 и l_3 – длины плеч рычага усилителя, мм;

l и l_1 – длины плеч прихвата, мм;

η – коэффициент, учитывающий потери на трение в пневмоцилиндре, $\eta = 0,9$;

Q_0 – сила, действующая вдоль оси стержня 3, Н.

На рис. 9.11, б представлена схема пневматического зажима с рычажным механизмом. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 2 со штоком 1 перемещается вверх и поворачивает рычаг 5 около оси 3 против часовой стрелки, и он левым плечом зажимает деталь 4. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмоцилиндра поршень 2 со штоком 1 перемещается вниз и поворачивает рычаг 5 около оси 3 по часовой стрелке. При этом короткое плечо рычага 5 поднимается, и деталь 4 разжимается.

Сила зажима детали (рис. 9.11, б) определяется по формуле

$$W = Q \frac{l}{l_1} \eta, \quad (9.67)$$

где l и l_1 – длины плеч рычага, мм;

η – коэффициент, учитывающий трение в пневмоцилиндре, $\eta = 0,95$.

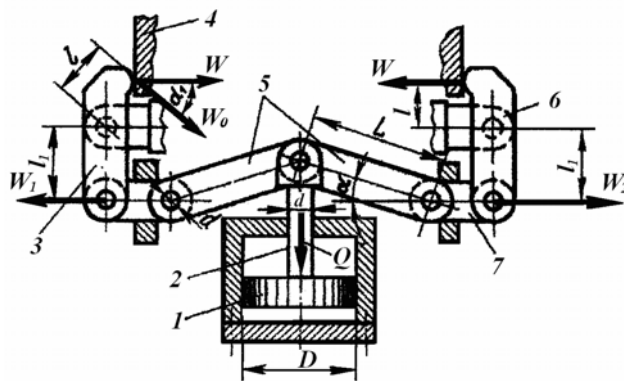


Рис. 9.12. Конструктивная схема двухрычажного шарнирного механизма-усилителя двустороннего действия без плунжера

На рис. 9.12 приведена схема зажимного устройства с пневмоприводом с двухрычажным шарнирным механизмом-усилителем двустороннего действия без плунжера. При подаче сжатого воздуха в штоковую полость поршень 1 со штоком 2 перемещается вниз. В это время шток 2 опускает концы рычагов 5, шарнирно закрепленных на оси штока. Перемещаясь, рычаги 5 через рычаги 7 поворачивают прихваты 3 около осей 6, и прихваты короткими плечами зажимают детали 4. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вверх, и концы рычагов 5, шарнирно закрепленных на оси штока 2, через рычаги 7 поворачивают прихваты 3 около осей 6 в направлении разжима деталей 4.

Сила зажима детали и осевая сила на штоке цилиндра (рис. 9.12) определяются по формулам

$$W = \frac{Q}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)} \frac{l_1}{l} \eta; \quad (9.68)$$

$$Q = 2W \frac{l}{l_1} \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \frac{1}{\eta}; \quad (9.69)$$

$$Q = 2W_1 \operatorname{tg}(\alpha + \beta), \quad (9.70)$$

где l и l_1 – длины плеч прихвата, мм;

L – длина рычагов усилителей, мм;

η – коэффициент, учитывающий трение в пневмоцилиндре, $\eta = 0,90 \dots 0,95$;

Q – исходная сила на штоке пневмоцилиндра;

α – угол наклона рычага усилителя, град;

β – дополнительный угол к углу α , учитывающий трение в шарнирах рычагов, град.

Расчет клиновых механизмов-усилителей. В станочных приспособлениях применяют клиновые механизмы с односкосым клином без роликов, с роликами и многоклиновые самоцентрирующиеся механизмы. Механизмы с односкосым клином без роликов и с роликами применяют в качестве усилителей пневмо- и гидроприводов. Многоклиновые самоцентрирующиеся механизмы используют в конструкциях патронов, оправок и т.д.

Клиновые механизмы-усилители с плоским двускосым клином 1 (рис. 9.13) служат для увеличения исходной силы Q привода приспособления. Шток механизированного привода развивает исходную силу Q , перемещаясь, она нажимает на клин и создает вертикальную силу зажима W' на наклонной поверхности клина.

На рис. 9.13 показан клиноплунжерный механизм-усилитель с двускосым клином 1 , который через плунжеры 2 , рычаги 3 и призмы 4 зажимает шатун 5 . Клин 1 имеет равные углы наклона α и передает на плунжеры 2 одинаковые силы зажима W' .

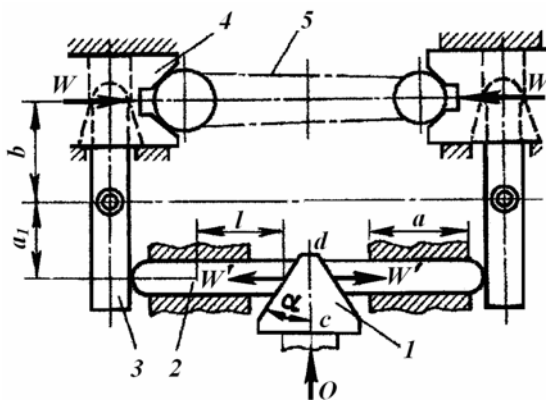


Рис. 9.13. Схема комбинированного усилителя из клиноплунжерного и рычажного механизмов-усилителей для зажима детали

Для клиноплунжерного механизма-усилителя сила зажима детали определяется по формулам:

$$W = Q \cdot i_{c1} i_{c2}; \quad (9.71)$$

$$W' = W_{сум} / n. \quad (9.72)$$

Передаточные отношения сил

$$i_{c1} = \frac{W_{сум}}{Q} = \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_{3np}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}; \quad (9.73)$$

$$i_{c2} = \frac{W}{W'} = \frac{a_1}{b}, \quad (9.74)$$

где Q – исходная сила на штоке механизированного привода, Н;
 i_{c1} – передаточное отношение клиноплунжерного механизма-усилителя;
 i_{c2} – передаточное отношение сил для плеч рычагов первого рода;
 W' – осевые силы плунжеров, Н;
 n – число плунжеров, $n = 2$;
 a_1 и b – длины плеч рычагов первого рода, мм;
 a – длина направляющей втулки плунжера, мм;
 l – расстояние между точкой приложения силы W' и серединой втулки, мм;
 φ_1 – угол трения скольжения на наклонной плоскости клина, град;

Самоторможение клина при трении на его поверхности определяется неравенством $\alpha \leq \varphi_1$. Примем угол трения на рабочих поверхностях $\varphi = \varphi_1$.

Для сопряженных стальных поверхностей клина и детали коэффициент трения скольжения $f = \operatorname{tg} \varphi = 0,1$, что соответствует углу трения $\varphi = 5^{\circ} 43'$. В этом случае условие самоторможения клина при трении на поверхностях будет при угле наклона поверхности клина $\alpha \leq 11^{\circ}$.

В многоклиновых самоцентрирующихся механизмах все клинья зажимают детали с одинаковой силой.

Каждый клин многоклиновых самоцентрирующихся механизмов, перемещающийся по конической поверхности сопрягаемой детали приспособления, работает как односкользящий клин с трением только по одной или двум его рабочим поверхностям.

На рис. 9.14 показана схема клинорычажного механизма с односкользящим клином 1 и двумя роликами: верхним 3 , перемещающимся с плунжером 4 вверх при зажиме обрабатываемой детали, и нижним 2 – опорным. Поскольку клин 1 передает силу зажима не плоским поверхностям, а вращающимся роликам 2 и 3 , то в формулу для определения силы зажима W вместо коэффициента трения скольжения $\operatorname{tg} \varphi_2$ и угла трения скольжения φ_1 подставляют приведенные коэффициент трения качения $\operatorname{tg} \varphi_{2np}$ и угол трения качения φ_{1np} .

Для клинорычажного механизма сила зажима и осевая сила на штоке определяются по формулам:

$$W = Q \frac{l_1}{l} \cdot \frac{1}{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg}\varphi_{2np}]} \eta; \quad (9.75)$$

$$Q = Q_1 [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg}\varphi_{2np}] \frac{1}{\eta}. \quad (9.76)$$

Значения приведенных коэффициентов и углов трения качения находят из условия равновесия нижнего ролика.

Приведенный коэффициент трения качения нижнего ролика:

$$\operatorname{tg}\varphi_{2np} = \operatorname{tg}\varphi_2 (d/D). \quad (9.77)$$

Аналогичная формула применима и для определения коэффициента трения качения верхнего ролика:

$$\operatorname{tg}\varphi_{1np} = \operatorname{tg}\varphi_1 (d/D). \quad (9.78)$$

Приведенный угол трения качения

$$\varphi_{1np} = \operatorname{arctg}\varphi_1 (d/D) = \operatorname{arctg}f_1 (d/D). \quad (9.79)$$

Для уменьшения величины приведенного коэффициента трения качения и угла трения качения следует принимать диаметр d оси ролика минимально допустимым, а наружный диаметр ролика D – максимально допустимым конструкцией приспособления.

В приведенных формулах:

φ_1 – угол трения на наклонной плоскости клина, град;

$\operatorname{tg}\varphi_1 = f_1 = 0,1$ – коэффициент трения качения на направляющей рабочей поверхности клина;

φ_{1np} – приведенный угол трения на наклонной плоскости клина, град;

d – диаметр оси ролика, мм;

D – наружный диаметр ролика, мм;

φ_{2np} – приведенный угол трения качения на направляющей поверхности клина, град;

$\operatorname{tg}\varphi_{2np}$ – приведенный коэффициент трения качения.

Примем коэффициент трения скольжения

$$f = f_1 = f_2 = \operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi_2 = 0,1; \quad \varphi_1 = \varphi_2 = 5^{\circ}43'$$

и отношение $d/D = 0,5$. Тогда приведенные коэффициенты трения качения:

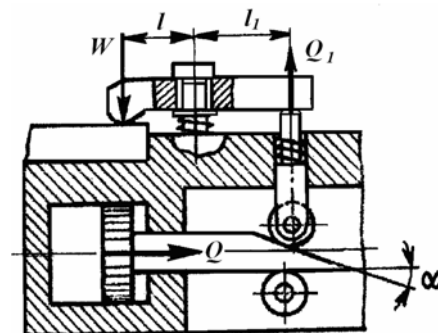


Рис. 9.14. Схема для расчета клинового механизма с односкосым клином и двумя роликами

$$\operatorname{tg}\varphi_{1np} = \operatorname{tg}\varphi_1(d/D) = 0,1 \cdot 0,5 = 0,05;$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{2np} = \operatorname{tg}\varphi_2(d/D) = 0,1 \cdot 0,5 = 0,05.$$

Условие самоторможения клинового механизма определяется коэффициентом трения скольжения f и отношением d/D : при $\operatorname{tg}\varphi_{1np} = 0,05$; $\varphi_{1np} = \operatorname{arctg}\varphi_1(d/D)$ $\varphi_{1np} = \operatorname{arctg}f(d/D)$ или $\varphi_{1np} = \operatorname{arctg}0,05 = 2^{\circ}52'$. При указанных значениях f и d/D условие самоторможения для односколых клиньев с двумя роликами обеспечивается, если угол наклона $\alpha \leq 5^{\circ}40'$.

Клиновые механизмы с роликами применяют как усилители механизированных приводов с углом $\alpha \geq 10^{\circ}$. Они не самотормозящиеся, поэтому в таких клиновых механизмах потери на трение клина меньше, а сила зажима больше, чем в клиновых механизмах без роликов. Например, при одинаковой исходной силе Q на штоке механизированного привода для клинового механизма с углом $\alpha = 2^{\circ}$ без роликов сила зажима $W = 4,14Q$, для клинового механизма с двумя роликами (см. рис. 9.14) $W = 8Q$, а с одним верхним роликом $W = 5,4Q$.

На рис. 9.15, *a* представлена схема клиноплунжерного механизма-усилителя с односколым клином на штоке пневмокамеры и консольным плунжером. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмокамеры мембрана 1 прогибается и перемещает диск со штоком 2 вверх; шток клиновым концом через плунжер 3 поворачивает рычаг 5 на оси 6, и верхнее плечо рычага 5 зажимает деталь 4. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость пневмокамеры мембрана 1 прогибается вниз и перемещает диск со штоком 2 вниз, плунжер 3 освобождается от нажима клиновым концом штока, пружина 7 поворачивает рычаг 5 на оси 6 по часовой стрелке, и деталь 4 разжимается.

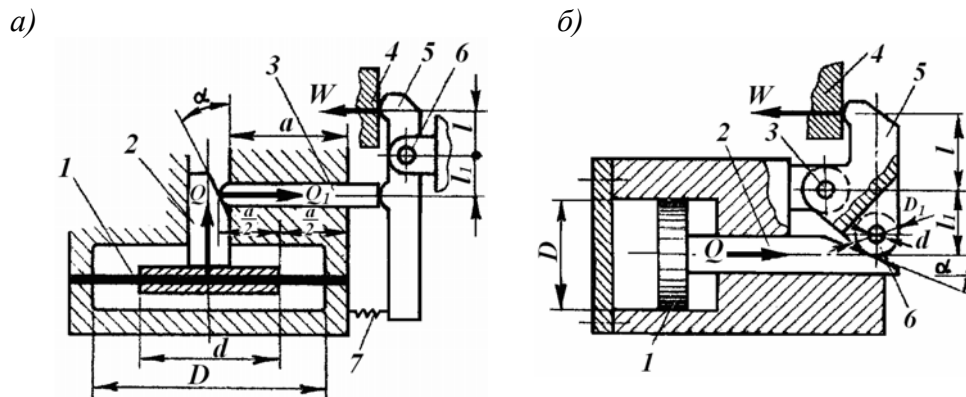


Рис. 9.15. Схемы зажимных устройств с пневмоприводом:
a – схема клиноплунжерного механизма-усилителя с односколым клином и консольным плунжером; *б* – схема зажимного устройства с прихватом и пневматическим приводом

Для данного устройства сила зажима детали определяется по формулам

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_{3np}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2} \frac{l}{l_1} \eta; \quad (9.80)$$

$$Q = W \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \operatorname{tg} \varphi_{3np}} \frac{l_1}{l} \frac{1}{\eta}; \quad (9.81)$$

$$W = Q l_1 / l; \quad (9.82)$$

$$Q = W l / l_1, \quad (9.83)$$

где $\operatorname{tg} \varphi_2 = f = 0,1$ – коэффициент трения на направляющей поверхности штока;

l_1 и l – длина плеч рычага, мм;

a – длина втулки направляющей плунжера, мм;

Q – исходная сила на штоке привода, Н;

Q_1 – сила на плунжере, Н.

На рис. 9.15, б представлена схема зажимного устройства с прихватом и пневматическим приводом. При подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость пневмоцилиндра поршень 1 со штоком 2 перемещается вправо. Шток 2 клиновым концом, нажимая на ролик 6, сидящий на оси прихвата 5, поворачивает его около оси 3, и прихват верхним плечом зажимает деталь 4. Во время подачи сжатого воздуха в штоковую полость поршень 1 со штоком 2 перемещается влево, и клиновым концом штока 2 прекращает нажим на ролик 6. При этом прихват 5 вследствие более тяжелой нижней его части поворачивается около оси 3, и деталь разжимается.

Для такого устройства сила зажима определяется по формуле

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np})}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{1np}) + \operatorname{tg} \varphi_2} \frac{l_1}{l} \eta, \quad (9.84)$$

где φ_{1np} – приведенный угол трения на скосе клина, $\varphi_{1np} = \operatorname{arctg} f(d/D)$ град;

f – коэффициент трения, $f = 0,1$;

d – диаметр оси ролика, мм;

D_1 – диаметр ролика, мм;

$\operatorname{tg} \varphi_2$ – коэффициент трения в направляющей поверхности клина;

η – коэффициент, учитывающий потери на трение в пневмоприводе, $\eta = 0,9$.

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите силы зажима и способы их воздействия на обрабатываемую деталь.
2. Каковы особенности расчета клинового зажимного устройства?
3. Каковы особенности расчета рычажного зажимного устройства?
4. Назовите особенности расчета эксцентрикового зажимного устройства.
5. Каковы особенности расчета винтового зажимного устройства?

10. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДНЫХ УСТРОЙСТВ

С целью повышения производительности работы технологического оборудования (станков, стандов, устройств и т.д.), а также облегчения труда рабочего в приспособлениях применяют пневматические, гидравлические, пневмогидравлические, механические центробежные, механогидравлические, электромеханические, вакуумные, оптические, электромагнитные и магнитные приводы.

В состав привода входят:

- источник энергии движения;
- передаточный механизм (для согласования скорости и моментов);
- рабочий орган машины (исполнительный элемент – двигатель);
- соединительные линии (связи);
- аппаратура управления и регулирования.

Исходными данными для подбора привода являются: передаваемая мощность, частота вращения или скорость перемещения, взаимное расположение и расстояние между двигателем и исполнительным механизмом, условия технического обслуживания, ресурс технологического оборудования, быстрота срабатывания, КПД привода, масса, управление и др.

10.1. Пневматические приводы

Пневматические приводы основаны на использовании в качестве рабочей среды сжатого или разряженного воздуха. Общие технические требования на пневмоприводы определены в ГОСТ 18460-91.

Состав элементов пневмопривода:

- компрессор (для питания системы сжатым воздухом);
- пневмодвигатель (пневмоцилиндр, пневмомотор, пневмокамера);
- регулирующая аппаратура (органы распределения и регулирования давления воздуха);
- пневмолинии;
- вспомогательное оборудование (для подготовки воздуха и смазки трущихся частей пневмодвигателя).

Преимущества пневмопривода:

- надежность и долговечность;
- быстрота действия (срабатывания);
- простота конструкции и экономичность, обусловленные одноканальным питанием исполнительных пневмоагрегатов (отработанный воздух выпускается в атмосферу без отводящих трубопроводов) и дешевизной самой рабочей среды;

- экономичность;
- пожаро- и взрывобезопасность.

Недостатки пневмопривода:

- из-за высокой сжимаемости воздуха при сжатии он накапливает энергию, которая может вызвать рывки и удары;
- сжимаемость воздуха затрудняет возможность фиксации без применения следящих устройств выходного звена в заданных положениях;
- не обеспечивается плавность, точность и равномерная скорость исполнительных элементов без дополнительных специальных средств;
- требуется применение смазочных устройств;
- требуется сложная система подготовки воздуха.

Пневматические поршневые приводы. В поршневых пневмоприводах одностороннего действия (рис. 10.1, а) сжатый воздух подается только в одну бесштоковую полость 1 пневмоцилиндра и перемещает поршень 2 со штоком 4 вправо при зажиме детали. При разжиме детали поршень 2 со штоком 4 отводится влево пружиной 3, установленной на штоке, а воздух через золотник 5 крана 6 уходит в атмосферу. В поршневых пневмоприводах двустороннего действия (рис. 10.1, б) сжатый воздух поочередно подается в полость 1 и 3 пневмоцилиндра и перемещает поршень 2 со штоком 4 при зажиме и разжиме деталей. Золотник распределительного крана при повороте рукоятки производит последовательную подачу сжатого воздуха в полость 1 или 3 пневмоцилиндра и выпуск воздуха из полостей 1 или 3 в атмосферу.

При расчете пневмоприводов определяют осевую силу на штоке поршня, зависящую от диаметра пневмоцилиндра и давления сжатого воздуха в его полостях. Исходя из заданной силы на штоке поршня и давления сжатого воздуха, можно определить диаметр пневмоцилиндра. В приспособлениях с пневмоприводом следует определять время его срабатывания.

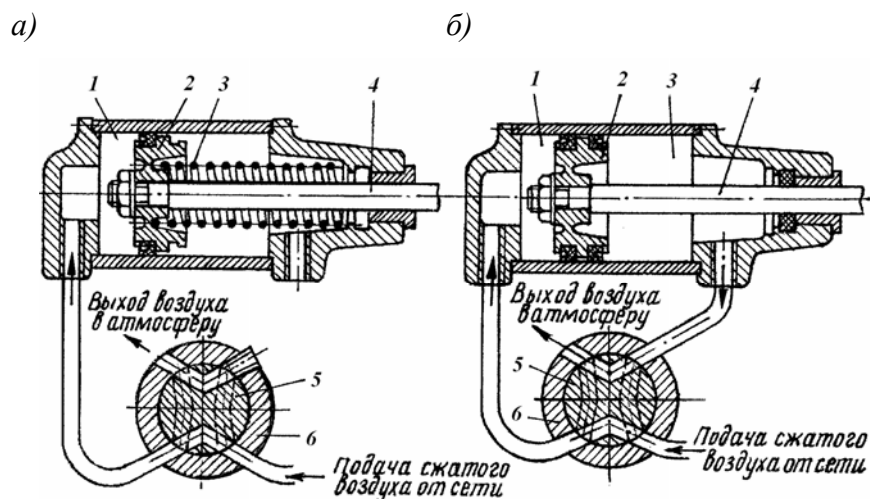


Рис. 10.1. Пневмоцилиндры одностороннего (а) и двустороннего действия (б)

Расчет осевой силы Q на штоке поршневого привода производится по формулам:

- для пневмоцилиндров одностороннего действия (рис. 10.1, а)

$$Q = (\pi/4)D^2 p \eta - Q_1; \quad (10.1)$$

– для пневмоцилиндров двустороннего действия (рис. 10.1, б) при давлении сжатого воздуха на поршень в бесштоковой полости

$$Q = (\pi/4)D^2 p \eta \quad (10.2)$$

и штоковой полости

$$Q = (\pi/4)(D^2 - d^2) p \eta, \quad (10.3)$$

где D – диаметр пневмоцилиндра (поршня), мм;

d – диаметр штока поршня, мм;

p – давление сжатого воздуха, $p = 0,4$ МПа;

η – КПД, учитывающий потери в пневмоцилиндре, $\eta = 0,85 \dots 0,9$;

Q – сила сопротивления возвратной пружины в конце рабочего хода поршня, Н.

При больших диаметрах пневмоцилиндра возвратная пружина на штоке при ее предельном сжатии (в конце рабочего хода поршня) должна оказывать сопротивление $Q_1 > 0,05Q$, а при малых диаметрах $Q_1 < 0,2Q$ в момент зажима детали в приспособлении.

Найденный размер диаметра пневмоцилиндра округляют в большую сторону до ближайшего значения по ГОСТ 15608-81** и по принятому диаметру определяют действительную осевую силу Q на штоке. Однако если расчетный диаметр поршня отличается от стандартного диаметра не более чем на 5%, то можно принимать меньшее значение.

Диаметр штока $d_{ш}$ определяется условиями его прочности в наиболее опасном сечении и возможным выходом его из устойчивого положения

$$d_{ш} = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{[\sigma]_p}}, \quad (10.4)$$

где Q – максимально возможное усилие на штоке;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение материала штока на разрыв.

Искомый диаметр штока принимают несколько большим, округляя его до ближайшего по ГОСТ 6540-68** значения.

Ход поршня определяется в основном требуемым значениям перемещения рабочего органа. Максимальное значение хода пневмоцилиндров рекомендуется ограничивать 8...10 диаметрами поршня. Если требуется ход, значение которого превышает десять диаметров поршня, то необходимо рассчитать шток на устойчивость, определяя по формуле Эйлера критическую силу, выводящую шток из устойчивого положения (расчет по аналогии пункта 4.2.5, формула (4.88)).

Общее время (с) срабатывания пневмоцилиндра можно определить по упрощенной формуле

$$t_c = D^2 L / (d_0^2 v), \quad (10.5)$$

где L – длина хода поршня;
 D – диаметр пневмоцилиндра;
 d_0 – диаметр воздуховода;
 v – скорость перемещения воздуха ($v = 18$ м/с при $p = 0,5$ МПа).

Основным условием нормальной работы пневмоцилиндра является его полная герметичность. Пневмоцилиндр герметичен, если сжатый воздух, поступающий в его полости, не утекает в атмосферу и не просачивается из одной полости в другую. Для герметизации пневмоцилиндров применяют уплотнения кольцевых зазоров в сопряжениях поршней с цилиндрами, штоков с отверстиями.

В пневмоцилиндрах применяются два типа уплотнений:

– манжеты V-образного сечения из маслостойкой резины по ГОСТ 8752-79* для уплотнения поршней и штоков пневмоцилиндров;

– кольца круглого сечения из маслостойкой резины по ГОСТ 9833-73 для уплотнения поршней и штоков пневмоцилиндров.

К пневматическим цилиндрам предъявляют определенные технические требования. Они должны быть:

- герметичны и не допускать утечки сжатого воздуха при давлении 0,6 МПа;
- проверены на прочность при давлении сжатого воздуха 0,9 МПа;
- проверены на работоспособность.

Перемещение поршня со штоком должно происходить плавно, без рывков, а также обеспечивать: осевую силу, развиваемую поршнем со штоком цилиндра при его перемещении с давлением сжатого воздуха 0,6 МПа, не менее 85% от расчетной силы Q .

На основные размеры стандартных пневмоцилиндров двустороннего действия имеется ГОСТ 15608-81**.

Цилиндры всех типов и диаметров имеют унифицированные детали (гильзы, штоки) и отличаются только крышками.

Поршни изготавливают сборными и цельными из чугуна или алюминиевого сплава.

Штоки стальные на одном конце имеют шейку, на которую устанавливают поршень и закрепляют гайкой, а на втором конце – наружную или внутреннюю резьбу для соединения штока через тягу и промежуточные звенья с устройством приспособления.

Диафрагменные пневмоприводы (пневмокамеры). Пневмокамеры применяют в зажимных, фиксирующих, переключающих, тормозных, прессующих устройствах станков, прессов и других машин. Преимущества пневмокамер – малая трудоемкость при изготовлении, высокая герметичность рабочей полости, отсутствие необходимости в подаче распыленного масла и низкие эксплуатационные расходы; недостатки – малая величина хода, непостоянство усилия по ходу, относительно низкая долговечность мембраны.

Пневмокамеры с упругими диафрагмами (мембранами) бывают одно- и двустороннего действия.

На рис. 10.2, а показана пневмокамера одностороннего действия с тарельчатой (выпуклой) диафрагмой, служащая для перемещения зажимных устройств при закреплении деталей в стационарных приспособлениях. Пневмокамера состоит из корпуса 5 и крышки; между ними винтами зажата тарельчатая резинотканевая диафрагма 6, жестко прикрепленная к стальному диску 4, установленному на штоке 8. От распределительного крана сжатый воздух через штуцер 1 поступает в бесштоковую полость пневмокамеры и

перемещает диафрагму *б* с диском и штоком вправо. При этом шток через тягу и промежуточные звенья перемещает зажимные устройства приспособления, и деталь зажимается. Во время перемещения диафрагмы вправо воздух из штоковой через отверстие *а* уходит в атмосферу. После обработки детали сжатый воздух из бесштоковой полости через отверстие штуцера *1* и распределительный кран выпускается в атмосферу. Пружины *2* и *3* отводят диафрагму с диском и штоком влево, зажимные устройства расходятся, и деталь разжимается. Пневмокамера крепится к корпусу приспособления шпильками *7*.

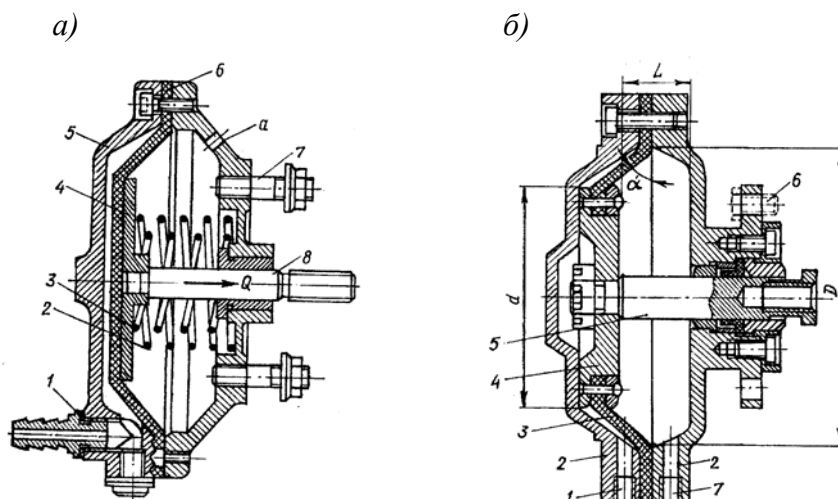


Рис. 10.2. Пневмокамеры одностороннего действия с тарельчатой диафрагмой (*а*) и двустороннего действия (*б*)

На рис. 10.2, *б* приведена нормализованная пневмокамера двустороннего действия, применяемая для перемещения зажимных элементов приспособления при зажиме и разжиме деталей в стационарных приспособлениях. Корпус пневмокамеры состоит из двух крышек *2*, между которыми винтами зажата тарельчатая резиноканевая диафрагма *3*, жестко закрепленная кольцом с заклепками на стальном диске *4*, который сидит на шейке штока и закреплен корончатой гайкой. Сжатый воздух через штуцер в отверстии *1* подается в бесштоковую полость пневмокамеры и перемещает диафрагму *3* с диском *4* и штоком *5* вправо. При этом шток через промежуточные звенья перемещает зажимные устройства приспособления, и деталь зажимается. После обработки детали сжатый воздух через штуцер в отверстии *7* поступает в штоковую полость пневмокамеры и перемещает диафрагму *3* со штоком *5* влево в исходное положение. При этом шток через промежуточные звенья раздвигает зажимные элементы приспособления, и деталь разжимается. В это время воздух из бесштоковой полости через штуцер в отверстии *1* поступает в распределительный кран и уходит в атмосферу. Пневмокамера крепится к корпусу приспособления шпильками *б*.

Тарельчатые (фигурные) диафрагмы изготавливают в пресс-формах из четырехслойной ткани бельтинг, с обеих сторон покрытой маслостойкой резиной. Кроме тарельчатых, применяют плоские диафрагмы, вырезанные из листовой технической резины с тканевой прокладкой толщиной до 3 мм; они могут также изготавливаться из транспортной ленты.

В пневмокамерах применяются расчетные диаметры D (ГОСТ 9887-70**): 75, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500 мм. Толщину диафрагмы h выбирают в зависимости от ее диаметра D ($h = 4...8$ мм). Диаметр d опорных дисков принимают для резинотканевых диафрагм $d = 0,7D$; для резиновых $d = D - 2h - (2...4)$ мм.

Основными величинами, определяющими работу пневмокамеры, является сила Q на штоке и длина L рабочего хода штока.

В пневмокамерах усилие на штоке меняется при перемещении штока от исходного положения в конечное. Оптимальная длина хода штока пневмокамеры, при котором сила Q изменяется незначительно, зависит от расчетного диаметра D диафрагмы, ее толщины h , материала, формы и от диаметра d опорного диска диафрагмы.

Если перемещать шток пневмокамеры на всю длину рабочего хода, то в конце хода штока вся энергия сжатого воздуха будет расходоваться на упругую деформацию диафрагмы, и полезное усилие на штоке снизится до нуля. Поэтому используют не всю длину рабочего хода штока диафрагмы, а только часть ее, чтобы сила на штоке в конце хода составляла 80...85% силы при исходном положении штока. Чрезмерное увеличение прогиба приводит не только к снижению усилия вследствие потерь на растяжение, но и снижению долговечности мембраны и преждевременному ее повреждению.

Приблизительно сила Q на штоке пневмокамер одностороннего действия для тарельчатых (фигурных) и плоских диафрагм из прорезиненной ткани определяется по формулам:

– в исходном положении штока

$$Q = (\pi/16)(D + d)^2 p - Q_1; \quad (10.6)$$

– после перемещения штока на длину $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских диафрагм

$$Q = (0,75\pi/16)(D + d)^2 p - Q_1. \quad (10.7)$$

Сила Q на штоке пневмокамеры для плоских резиновых диафрагм при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость:

– в начальном положении штока

$$Q = (\pi/4)d^2 p - Q_1; \quad (10.8)$$

– в положении штока после перемещения на длину $0,22D$

$$Q = (0,9\pi/4)d^2 p - Q_1. \quad (10.9)$$

Оптимальная длина хода штока пневмокамеры одностороннего действия от исходного до конечного положения штока:

– для тарельчатой (фигурных) резинотканевой диафрагмы

$$L = (0,25...0,35)D; \quad (10.10)$$

– для плоской резинотканевой диафрагмы

$$L = (0,18...0,22)D; \quad (10.11)$$

– для плоской резиновой диафрагмы

$$L = (0,35...0,45)D. \quad (10.12)$$

Приближенно сила Q на штоке диафрагменной пневмокамеры двустороннего действия для тарельчатых (выпуклых) и плоских резинотканевых диафрагм при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость определяется по формулам:

– в исходном положении штока

$$Q = (\pi/16)(D + d)^2 p; \quad (10.13)$$

– после перемещения штока на длину $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских резинотканевых диафрагм

$$Q = (0,75\pi/16)(D + d)^2 p. \quad (10.14)$$

Сила Q на штоке при подаче сжатого воздуха в штоковую полость:

– в исходном положении штока

$$Q = (\pi/16)[(D + d)^2 - d_1^2]p; \quad (10.15)$$

– после перемещения штока на длину $0,3D$ для тарельчатых и $0,07D$ для плоских резинотканевых диафрагм

$$Q = (0,75\pi/16)[(D + d)^2 - d_1^2]p. \quad (10.16)$$

Сила Q на штоке пневмокамеры для плоских резиновых диафрагм при подаче сжатого воздуха в бесштоковую полость:

– в начальном положении штока

$$Q = (\pi/4)d^2 p; \quad (10.17)$$

– в положении штока после перемещения на длину $0,22D$

$$Q = (0,9\pi/4)d^2 p, \quad (10.18)$$

где D – диаметр диафрагмы внутри пневмокамеры, мм;

d – диаметр опорного диска диафрагмы, мм;

p – давление сжатого воздуха, МПа;

Q_1 – сопротивление возвратной пружины при конечном рабочем положении штока, Н;
 d_1 – диаметр штока, мм;

10.2. Гидравлические приводы

Гидравлический привод – это самостоятельная установка, состоящая из электродвигателя, рабочего гидроцилиндра, насоса для подачи масла в цилиндр, бака для масла, аппаратуры для управления и регулирования и трубопроводов.

Преимущества гидропривода:

- бесступенчатое регулирование передаточного числа в широком диапазоне и возможность создания больших передаточных чисел;
- малая удельная масса, т.е. масса гидропривода, отнесенная к передаваемой мощности (0,2...0,3 кг на 1 кВт);
- вследствие высокого давления масла в полостях гидроцилиндра можно уменьшить размеры и вес гидроцилиндров;
- возможность простого и надежного предохранения приводящего двигателя от перегрузок;
- малая инерционность движения частей, которая обеспечивает быструю смену режимов работы (пуск, разгон, реверс, остановка);
- простота преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное;
- высокое давление масла на поршень гидроцилиндра создает большую осевую силу на штоке поршня;
- высокая равномерность перемещения поршня вследствие несжимаемости масла;
- возможность расположения гидродвигателя на удалении от источника энергии и свобода компоновки (размещения).

Недостатки гидроцилиндра:

- КПД объемного гидропривода ниже, чем КПД механических и электрических передач, и кроме того он снижается в процессе регулирования;
- условия эксплуатации гидропривода (температура) влияют на его характеристики;
- КПД гидропривода снижается по мере выработки его ресурса из-за увеличения зазоров и возрастания утечек жидкости (падение объемного КПД);
- чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и необходимость достаточно высокой культуры обслуживания.

Невращающиеся гидроцилиндры. Гидроцилиндры бывают одностороннего действия с возвратной пружиной и двустороннего действия. Гидроцилиндры одностороннего действия в зависимости от направления перемещения поршня со штоком бывают толкающими и тянущими (рис. 10.3, а, б).

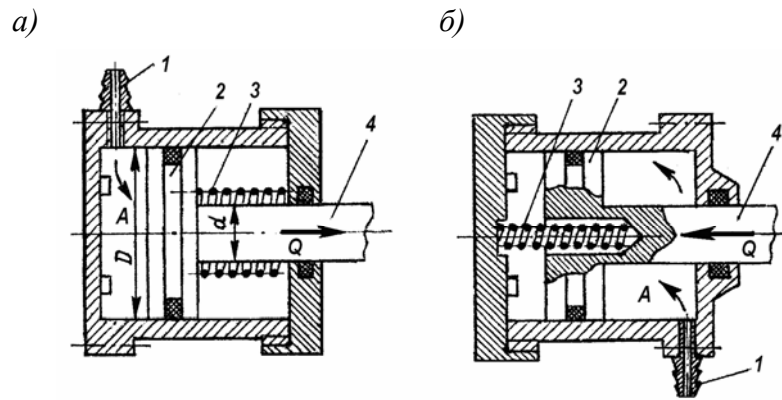


Рис. 10.3. Гидроцилиндры одностороннего действия:
a – толкающий; *б* – тянущий

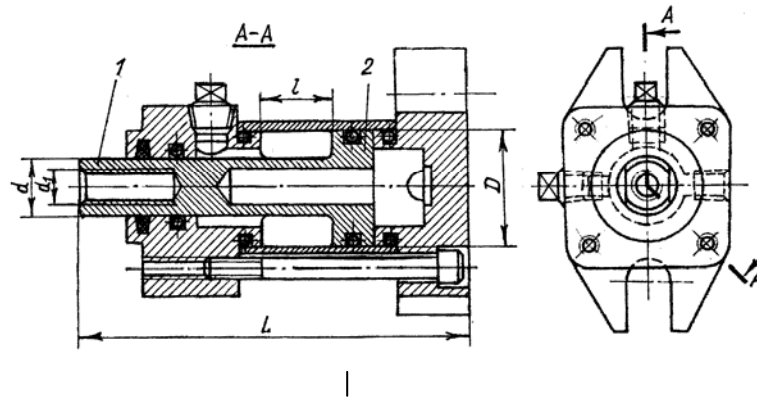


Рис. 10.4. Гидроцилиндр двустороннего действия

Масло под давлением поступает через штуцер *1* в полость *A* цилиндра и перемещает поршень *2* со штоком *4* вправо в толкающем и влево в тянущем гидроцилиндрах при зажиме детали в приспособлении. Во время разжима детали пружина *3* перемещает поршень *2* со штоком *4* влево в толкающем и вправо в тянущем цилиндрах.

В гидроцилиндрах двустороннего действия (рис. 10.4) масло под давлением поступает в левую или правую полость гидроцилиндра и перемещает поршень *2* со штоком *1* в обе стороны при зажиме и разжиме детали в приспособлении.

Гидроцилиндры в зависимости от вида обслуживаемого приспособления бывают неподвижными и вращающимися.

Размеры всех деталей, входящих в гидроцилиндры одно- и двустороннего действия, нормализованы. Цилиндры изготавливают из стали 40Х или из холоднокатаных бесшовных труб. Поршень изготавливают заодно со штоком или отдельно из стали 40. Наружные поверхности поршня и штока изготавливаются по 2-му классу точности с ходовой посадкой.

Крышки и фланцы цилиндров изготавливают из стали 40Х.

В качестве уплотнений в соединениях поршней с цилиндрами и штоков с крышками применяют манжеты *V*-образного сечения и кольца круглого сечения из маслостойкой резины.

Исходными данными для расчета гидроцилиндров являются требуемая сила Q на штоке гидроцилиндра, которая зависит от удельного давления масла и площади поршня гидроцилиндра, длина хода поршня L и время рабочего хода поршня t .

Сила на штоке для гидроцилиндров одностороннего действия (рис. 10.3, а, б) при подаче масла в полость А:

– толкающих

$$Q = (\pi D^2 / 4) p \eta - Q_1; \quad (10.19)$$

– тянущих

$$Q = (\pi / 4)(D^2 - d^2) p \eta - Q_1. \quad (10.20)$$

Для гидроцилиндров двустороннего действия (рис. 10.4) при подаче масла:

– в бесштоковую полость

$$Q = (\pi D^2 / 4) p \eta; \quad (10.21)$$

– в штоковую полость

$$Q = (\pi / 4)(D^2 - d^2) p \eta, \quad (10.22)$$

где D – диаметр поршня гидроцилиндра, мм;

p – давление масла на поршень 2,0...7,5 МПа;

η – КПД гидроцилиндра, $\eta = 0,85...0,95$;

Q_1 – сила сопротивления сжатой пружины при крайнем рабочем положении поршня, Н;

d – диаметр штока.

Задаваясь давлением p масла, определяем площадь поршня:

$$F = \pi D^2 / 4 = Q / p, \quad (10.23)$$

откуда диаметр поршня гидроцилиндра

$$D = \sqrt{4F / \pi} = \sqrt{4Q / (\pi p)} = 1,13 \sqrt{Q / p}. \quad (10.24)$$

Проверка гидроцилиндров на прочность выполняется по формуле

$$\sigma_p = 10^{-2} \frac{0,4r^2 + 1,3R^2}{R^2 - r^2} p \leq [\sigma]_p, \quad (10.25)$$

где R и r – наружный и внутренний радиусы гидроцилиндра;

p – давление жидкости в гидроприводе;

σ_p – напряжение растяжения на внутренней поверхности стенки цилиндра;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение.

Время срабатывания гидроцилиндра определяют по упрощенной формуле

$$t = \frac{\pi D^2 L}{4 \cdot V} \quad (10.26)$$

где V – производительность насоса гидравлического привода, мм³/с.

Методы расчета основных геометрических параметров гидравлического цилиндра аналогичны расчету пневматического цилиндра (подраз.10.1) и расчету, приведенному в разделе 4 (пункт 4.2.5). Расчетные значения параметров гидроцилиндров общего назначения необходимо приводить в соответствие с нормализованными значениями по ГОСТ 6540-68**.

10.3. Пневмогидравлические приводы

Пневмогидравлические приводы применяют для перемещения зажимных устройств приспособлений. Они состоят из преобразователей давления, которые соединены с гидроцилиндрами приспособлений и необходимой аппаратурой.

По виду работы пневмогидроприводы бывают с преобразователями давления прямого действия и преобразователями давления последовательного действия. Пневмогидравлические приводы питаются сжатым воздухом через пневматическую аппаратуру под давлением 0,4...0,6МПа при давлении масла в гидравлической части привода 6...10 МПа. Высокое давление масла в пневмогидроприводе создается пневмогидравлическими преобразователями прямого или последовательного действия, превращающими давление сжатого воздуха в высокое давление масла.

Пневмогидравлические приводы сочетают в себе простоту конструкции пневматических и преимущества гидравлических приводов: быстроту перемещений зажимных устройств; небольшие габариты конструкции; создание больших сил зажима.

Принципиальная схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления прямого действия (рис. 10.5) основана на непосредственном преобразовании давления сжатого воздуха в высокое давление масла.

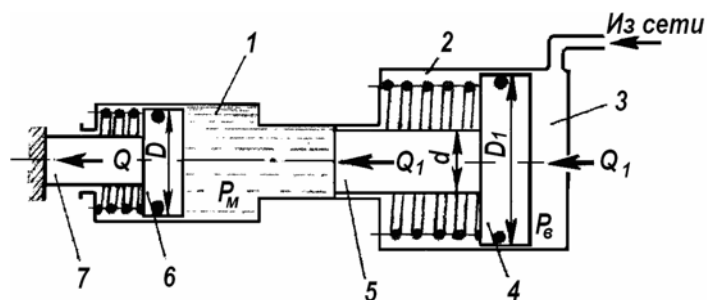


Рис. 10.5. Схема пневмогидропривода с пневмогидравлическим преобразователем прямого действия

Пневмогидропривод состоит из пневмоцилиндра 2 одностороннего действия с поршнем 4 и гидравлического цилиндра 1 одностороннего действия с поршнем 6. Сжатый воздух поступает из воздушной сети через распределительный кран в бесштоковую полость пневмоцилиндра 2 и перемещает поршень 4 со штоком 5 влево. Шток 5 давит

на масло, которое перемещает в гидроцилиндре 1 поршень 6 со штоком 7 влево. При этом шток 7 через промежуточные звенья перемещает зажимные устройства приспособления при зажиме детали. При разжиме детали поршни 4, 6 со штоками, пружинами перемещаются влево.

Давление между воздухом и маслом в пневмогидравлическом преобразователе (без учета трения) должно быть уравновешено

$$p_m (\pi \cdot d^2 / 4) = p_g (\pi \cdot D_1^2 / 4), \quad (10.27)$$

откуда давление масла в гидроцилиндре 1 будет иметь вид

$$p_m = p_g (D_1^2 / d^2), \quad (10.28)$$

где p_g – давление воздуха в пневмоцилиндре, МПа;

D_1 – диаметр поршня пневмоцилиндра;

d – диаметр шток-плунжера.

Отношение $i = p_m / p_g = D_1^2 / d^2$ является коэффициентом усиления давления; принимают $i = 16 \dots 21$.

Сила на штоке рабочего гидроцилиндра (без учета сопротивления возвратной пружины, но с учетом механического КПД)

$$Q = (\pi \cdot D^2 / 4) p_m \eta. \quad (10.29)$$

Подставим вместо давления p_m его значение, тогда

$$Q = p (D_1^2 / d^2) (\pi \cdot D^2 / 4) \eta. \quad (10.30)$$

Обозначим

$$p_g (\pi \cdot D_1^2 / 4) = Q_1. \quad (10.31)$$

Подставим в равенство значение силы Q_1 и, произведя преобразования, получим:

$$Q_1 = (\pi \cdot D_1^2 / 4) p_g \eta; \quad (10.32)$$

$$Q = Q_1 (D^2 / d^2) \eta, \quad (10.33)$$

где Q_1 – сила на штоке пневмоцилиндра, Н;

D – диаметр поршня гидроцилиндра;

η – КПД пневмогидропривода, $\eta \approx 0,8 \dots 0,85$.

Величину хода штока пневмоцилиндра определим из формулы

$$L (\pi \cdot d^2 / 4) = l (\pi \cdot D^2 / 4), \quad (10.34)$$

откуда

$$L = l (D / d)^2. \quad (10.35)$$

С учетом коэффициента η_0 , определяющего потери масла на утечку,

$$L = l(D/d)^2(n/\eta_0), \quad (10.36)$$

где L – ход штока пневмоцилиндра;

l – ход штока рабочего гидроцилиндра;

n – число рабочих гидроцилиндров приспособлений, обслуживаемых приводам;

η_0 – объемный КПД привода, $\eta_0 = 0,95$.

Из выражения (10.22) определяем диаметр рабочего гидроцилиндра (без учета КПД):

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot p_m}}. \quad (10.37)$$

После преобразования получим

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{p_m}}. \quad (10.38)$$

Диаметр штока пневмоцилиндра

$$d = D/(1,75 \dots 2,5). \quad (10.39)$$

Из формулы (10.21) определяем диаметр пневмоцилиндра

$$D_1 = d \sqrt{\frac{p_m}{p_e \eta}}. \quad (10.40)$$

Приняв давление сжатого воздуха $p_e = 0,4$ МПа и КПД привода $\eta = 0,8$, подставим в формулу и, преобразовав ее, получим

$$D_1 = 1,77d \sqrt{p_m}. \quad (10.41)$$

Объем сжатого воздуха, расходуемого за один цикл зажима детали в приспособлении, определяем из выражения

$$V = (\pi/4)D_1^2 L. \quad (10.42)$$

Недостатком пневмогидравлических приводов с преобразователями давления прямого действия является:

– сравнительно большой ход поршня со штоком в пневмоцилиндре, чтобы получить необходимую величину рабочего хода штока гидроцилиндра, особенно при обслуживании нескольких приспособлений;

– большой расход сжатого воздуха на холостой ход штока гидроцилиндра;

– вспенивание масла вследствие попадания в него сжатого воздуха.

Пневмогидравлический привод с преобразователем давления последовательного действия показан на рис. 10.6. Он обеспечивает большее давление масла и больший ход рабочих поршней гидроцилиндров по сравнению с преобразователями давления прямого действия. Преобразователь последовательного действия отличается от преобразователя прямого действия наличием в нем полости низкого давления масла.

Преобразователь давления последовательного действия работает по следующему замкнутому циклу:

1) при низком давлении масла поршни со штоками перемещаются в гидроцилиндрах приспособлений, и штоки через промежуточные звенья предварительно зажимают детали;

2) при высоком давлении масла поршни со штоками гидроцилиндров, перемещаясь через промежуточные звенья, окончательно зажимают детали;

3) после обработки деталей механизм высокого давления переключается на разжим деталей.

В соответствии со схемой рис. 10.6 сжатый воздух через распределительный четырехходовой кран *1* по трубопроводам поступает в левую полость пневмоцилиндра *4* и в нижнюю полость пневмокамеры *2* с диафрагмой *3* из маслостойкой резины. Во время перемещения поршня со штоком *5* в пневмоцилиндре *4* вправо и выгибании диафрагмы *3* вверх масло из полости *6* выжимается в левую полость силового цилиндра *8* и перемещает поршень *10* со штоком *9* вправо. При этом шток *9* через промежуточные звенья передвигает зажимы, и деталь предварительно зажимается. Когда шток *5* перекроет полость *6*, то он вытеснит масло из малой полости *7* в левую полость цилиндра *8*; перемещение поршня *10* со штоком *9* вправо замедлится, осевая сила на штоке *9* увеличится, поэтому он через промежуточные звенья приведет в движение зажимные устройства, и произойдет окончательный зажим детали. При разжиме детали распределительный кран *1* переключается и сжатый воздух по трубопроводам подается в правые полости цилиндров *8* и *4*, а штоки *9* и *5* с поршнями переместятся в исходное левое положение.

Недостатком пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия по сравнению с преобразователями давления прямого действия является:

– более сложная конструкция;

– большая утечка масла;

– вспенивание и окисление масла при непосредственном соприкосновении с воздухом.

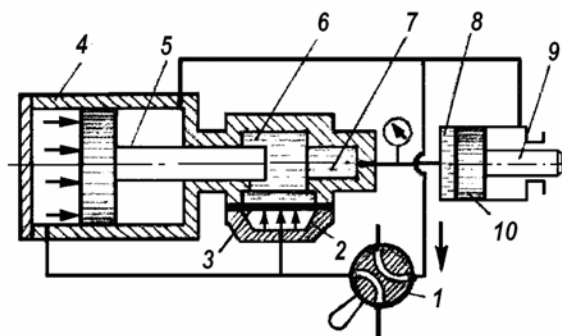


Рис. 10.6. Схема пневмогидравлического привода с преобразователем давления последовательного действия

10.4. Механогидравлические приводы

В приспособлениях, требующих больших сил зажима детали, применяют ручные механогидравлические приводы, которые состоят из ручного винтового зажима и гидравлического цилиндра (рис. 10.7). Во время поворота рукоятки 1 винт 2 через плунжер 8 вытесняет масло из резервуара 3 в нижнюю полость цилиндра 4. При этом поршень 7 со штоком 5 перемещается вверх и шток через промежуточные звенья зажимает деталь. После обработки детали, вращая рукоятку 1, отводят винт 2 вправо. Возвратная пружина 6 перемещает шток с поршнем вниз, и деталь разжимается.

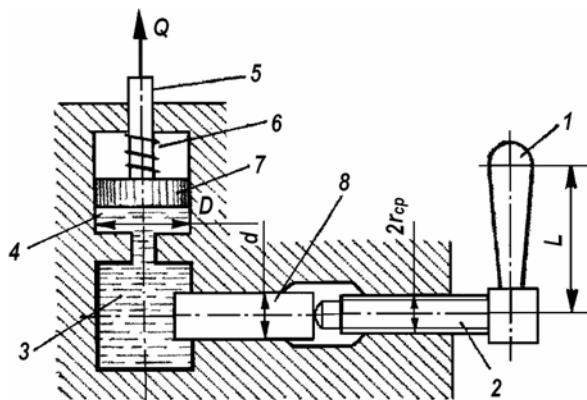


Рис. 10.7. Схема механогидравлического привода

φ – угол трения в резьбовом соединении, $\varphi \approx 6^{\circ}34'$;

D – диаметр поршня гидроцилиндра;

d – диаметр штока-плунжера;

η – коэффициент, учитывающий трение в уплотнениях, $\eta = 0,9$;

Q_1 – сила сопротивления возвратной пружины, Н.

Сила на штоке гидроцилиндра механогидравлического привода определяется по формуле

$$Q = \frac{PL}{r_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \frac{D^2}{d^2} \eta - Q_1, \quad (10.43)$$

где P сила, прикладываемая рабочим к рукоятке винта, Н;

L – расстояние от точки приложения силы до оси винта;

r_{cp} – средний радиус резьбы винта;

α – угол подъема резьбы,

$\alpha \approx 2^{\circ}30' \dots 3^{\circ}30'$;

10.5. Электромеханические приводы

Электромеханический привод применяют для перемещения зажимных устройств приспособления при зажиме и разжиме деталей, обрабатываемых на токарно-револьверных, фрезерных, агрегатных станках и автоматических линиях. Приспособления-спутники для установки деталей, обрабатываемых на автоматических линиях, имеют винтовые зажимы, вращаемые от электроключей.

Электромеханический привод состоит из электромотора, редуктора и винтовой пары. На рис. 10.8 представлена схема зажимного устройства с электромеханическим приводом для вращающегося приспособления. От мотора 1 вращение через редуктор 2 и муфту 3 с зубьями на торцах передается на винт 4, который перемещает вправо или влево гайку 5, связанную со штоком 6. Во время перемещения штока 6 влево втулка 7, жестко закрепленная на его конце, поворачивает на оси рычаг 8, горизонтальное плечо которого передвигает кулачки 9 патрона к центру, и деталь 10 зажимается. При реверсировании вращения ротора электродвигателя 1 шток 6 движется вправо, втулка 7 поворачивает рычаг 8 на оси, горизонтальное его плечо переместит кулачки 9 от центра, и деталь

10 разожмется. Когда достигнута заданная сила зажима детали, правая часть муфты 3, установленная на штоке, преодолевает сопротивление пружины и отжимается вправо, но вследствие трапецевидной формы зубьев проскальзывает. Пружина служит для регулирования величины передаваемого муфтой 3 крутящего момента $M_{кр}$.

Тяговая осевая сила электропривода, создаваемая крутящим моментом электродвигателя

$$Q = \frac{M_{кр} \eta \cdot i}{r_{ср} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}, \text{ или}$$

$$Q = 71620 \frac{N \eta i}{n r_{ср} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad (10.44)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент двигателя, Н·м;

η – КПД редуктора;

i – передаточное отношение редуктора;

$r_{ср}$ – средний радиус резьбы винта;

α – угол подъема резьбы винта, град;

φ – угол трения в резьбовом соединении, град;

N – мощность двигателя;

n – частота вращения электродвигателя, об/мин.

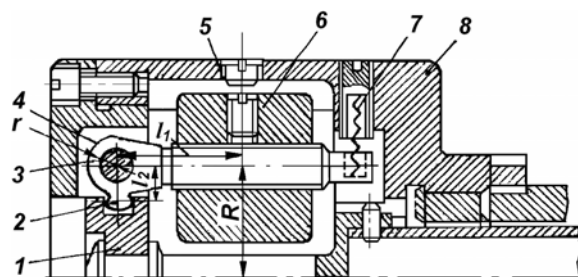


Рис. 10.8. Схема зажимного устройства с электромеханическим приводом для вращающегося приспособления

10.6. Механические центробежные приводы

В механических приводах для перемещения зажимных элементов приспособления исходной силой являются центробежная сила инерции вращающихся грузов, движение частей станка, упругие силы пружины и др.

Приспособления с механическим центробежным приводом обеспечивают быстрое перемещение зажимных устройств, автоматизацию зажима и разжима детали и не требуют специальных источников энергии для включения в работу таких приводов.

На рис. 10.9 приведена схема центробежно-инерционного привода толкающего действия, закрепленного на заднем конце шпинделя токарного станка. В корпусе 8 центробежно-инерционного привода на оси 3 расположены двуплечие рычаги 4, на горизонтальные плечи которых на резьбе установлены грузы 6, закрепленные винтами 5. Во время вращения шпинделя станка, к которому прикреплен центробежный привод, грузы 6 на рычагах 4 под действием центробежной силы перемещаются от оси к периферии. При этом грузы поворачивают рычаги около осей 3 и малые плечи рычагов 2 через втулки 1 перемещают тягу вправо. Тяга правым концом через промежуточные звенья перемещает зажимные элементы к оси приспособления, и деталь зажимается. При выключении станка шпиндель не вращается и центробежные силы не действуют. Пружина 7 поворачивает рычаги 4 с грузами на оси, и короткие плечи рычагов 2 через втулки 1 перемещают тягу влево. Тяга через промежуточные звенья разводит зажимные элементы приспособления, и деталь разжимается. При изменении соотношения плеч l_1 и l_2 рычагов

и веса грузов можно изменять силу зажима обрабатываемой детали в значительных пределах.

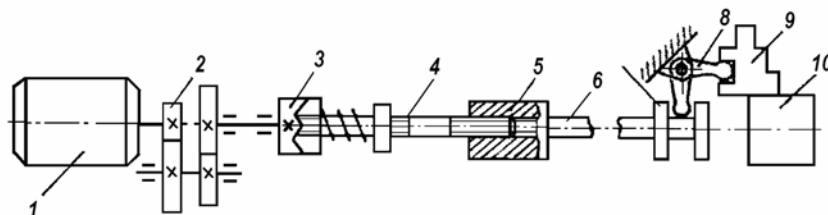


Рис. 10.9. Центробежный привод патрона к токарному станку

Центробежная сила определяется по формуле

$$P_y = GR(\omega^2 / g) = 0,01GR(n^2 / g), \quad (10.46)$$

где ω – угловая скорость вращения относительно оси, рад/с;
 G – вес груза, Н;
 R – расстояние от центра тяжести груза до оси привода, м;
 n – частота вращения шпинделя станка, об/мин;
 g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Вопросы для самоконтроля

1. Перечислите виды приводов, применяемых при эксплуатации технологического оборудования.
2. Каковы основные достоинства и недостатки пневматических приводов?
3. Каковы особенности расчета пневматических поршневых приводов?
4. Каковы особенности расчета диафрагменных пневмоприводов?
5. Назовите достоинства и недостатки гидравлических приводов.
6. Каковы особенности расчета невращающихся гидроцилиндров?
7. Каковы особенности расчета пневмогидравлических приводов?
8. Назовите особенности расчета механогидравлических приводов.
9. Назовите особенности расчета электромеханических приводов.
10. Каковы особенности расчета механических центробежных приводов?

11. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЕКТИРУЕМОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В соответствии с общей методикой определения экономической эффективности внедрения новой техники принимаются следующие основные показатели для оценки экономической эффективности в производстве: капитальные вложения; себестоимость продукции; срок окупаемости капитальных вложений; производительность труда.

При внедрении новой техники годовой экономический эффект можно определить:

$$\mathcal{E}_Г = (C_1 + EK_1) - (C_2 + EK_2), \quad (11.1)$$

где $\mathcal{E}_Г$ – годовой экономический эффект, руб.;

C_1 и C_2 – себестоимость единицы продукции до и после внедрения новой техники, руб.;

K_1 и K_2 – капиталовложения до и после внедрения новой техники, руб.;

E – коэффициент экономической эффективности.

Коэффициент экономической эффективности является величиной, обратной величине вложений, связанных с внедрением механизации и автоматизации, и определяется по формуле:

$$E = 1 / T_{ок} = (C_1 - C_2) / (K_2 - K_1), \quad (11.2)$$

где $T_{ок}$ – срок окупаемости дополнительных капитальных вложений.

Нормативные сроки окупаемости и коэффициенты экономической эффективности принимаются дифференцированными по отраслям народного хозяйства, но они не должны превышать следующих значений: $T_{ок} = 8$ лет и $E = 0,125$.

Основные показатели не всегда могут дать полное представление об эффективности внедрения новой техники, поэтому дополнительно используют вспомогательные показатели.

Коэффициент использования оборудования представляет собой отношение времени фактической работы оборудования за определенный период к длительности этого периода:

$$\eta_{исп} = \frac{h}{H}, \quad (11.3)$$

где H – период эксплуатации оборудования;

h – фактическое время работы оборудования за этот период.

Если оборудование работает до полной выработки ресурса, тогда

$$\eta_{исп} = \frac{D}{H}, \quad (11.4)$$

где D – долговечность оборудования (возможная наработка за период эксплуатации).

Величина $\eta_{исп}$ при работе в одну, две и три смены соответственно имеет средние значения $\eta_{исп} = 0,2; 0,4; 0,6$, при круглогодичной непрерывной работе $\eta_{исп} = 0,95...1,0$. У оборудования периодического действия (сезонного применения) $\eta_{исп}$ снижается до $0,05...0,10$.

На каждом этапе фактической работы технологического оборудования значение денежного потока характеризуется:

- притоком, равным размеру денежных поступлений (или результатов в стоимостном выражении) на этом этапе (полезная отдача оборудования Om);
- оттоком, равным платежам на этом этапе (эксплуатационные затраты и прочие расходы P);
- сальдо (активным балансом, эффектом), равным разности между притоком и оттоком.

Рентабельность оборудования q выражается отношением *полезной отдачи* оборудования Om за определенный период к сумме расходов P за этот же период:

$$q = \frac{Om}{P}. \quad (11.5)$$

Величина $q > 1$, иначе оборудование будет работать убыточно.

Сумма расходов в рублях в общем случае рассчитывается:

$$P = \text{Эн} + \text{Мт} + \text{Ин} + \text{Тр} + \text{Об} + \text{Рм} + \text{Нк} + \text{Ам}, \quad (11.6)$$

где Эн – расход электроэнергии;

Мт – материалы и заготовки;

Ин – инструмент;

Тр – оплата труда операторов;

Об – техническое обслуживание;

Рм – ремонт;

Нк – накладные расходы цеха или предприятия;

Ам – амортизационные расходы.

В качестве некоторых основных показателей, используемых для расчетов экономической эффективности от вложенных средств в технологическое оборудование, рекомендуется использовать:

– чистый доход;

– срок окупаемости;

– группа показателей, характеризующих финансовое состояние предприятия – участника проекта.

Экономический эффект. Годовой экономический эффект от работы оборудования определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_z = Om - P = Om \left(1 - \frac{P}{Om} \right) = Om \left(1 - \frac{1}{q} \right), \quad (11.7)$$

где Om – годовая отдача, руб.;

P – сумма эксплуатационных расходов, руб.

В расчетах эффективности технологического оборудования рекомендуется учитывать также влияние сторонних предприятий и населения, использующих данное оборудование, в том числе:

– изменение рыночной стоимости имущества граждан (автомобилей, недвижимости и др.), обусловленное использованием технологического оборудования;

– снижение уровня розничных цен на отдельные товары и услуги, обусловленное увеличением предложения этих товаров при использовании технологического оборудования;

– влияние реализации технологического оборудования на объемы производства продукции (работ, услуг) сторонними предприятиями;

– воздействие технологического оборудования на здоровье населения;

– экономию времени населения на коммуникации, обусловленную реализацией вложенных средств в области транспорта и связи.

Информация приводится в произвольной форме.

За период службы оборудования суммарный экономический эффект определяется:

$$\sum \mathcal{E} = \sum Om - \sum P. \quad (11.8)$$

При определении прибыли от реализации продукции и (или) оказания услуг необходимо учитывать, что она определяется как разность между полезной отдачей (выручкой) от реализации продукции и (или) оказания услуг и себестоимостью реализованной (а не произведенной) продукции и (или) оказанных услуг.

Если известна фактическая продолжительность работы оборудования h за период эксплуатации, тогда в развернутом виде суммарный экономический эффект определяется

$$\sum \mathcal{E} = h[Om - (\mathcal{E}_n + Mm + In + Tr + Ob + Hk)] - \sum P_m - C, \quad (11.9)$$

где C – стоимость оборудования. За период эксплуатации $Am = C$;

$\sum P_m$ – ремонтные расходы, которые не находятся в прямой зависимости от h . Их размер и периодичность определяются условиями эксплуатации и надежности оборудования.

Если оборудование работает до полной выработки ресурса ($h=D$), то

$$\sum \mathcal{E} = D[Om(1-a) + \mathcal{E}_n + (1+v)Tr + Ob] - \sum P_m - C, \quad (11.10)$$

где a – доля стоимости материала и инструмента в стоимости продукции ($a = 0,1 \dots 0,5$). Расход материалов и инструментов пропорционален отдаче: $a = (Mm + In)/Om$;

v – доля трудовых затрат; $v = 0,5 \dots 3,0$ в зависимости от типа и организации структуры производства. Накладные расходы зависят от доли трудовых затрат: $v = Hk/Tr$.

Срок окупаемости (Ток) определяется как период службы, при котором суммарный экономический эффект равен стоимости оборудования, т.е.

$$C = Tок \cdot \eta_{исн} (От - P) - Ам; \quad (11.11)$$

расход амортизации за срок окупаемости

$$Ам = \frac{C \cdot Tок}{H} = \frac{C \cdot Tок \cdot \eta_{исн}}{D}; \quad (11.12)$$

окончательное выражение срока окупаемости будет

$$Tок = \frac{C}{\eta_{исн} \left(От - P - \frac{C}{D} \right)}. \quad (11.13)$$

При оценке эффективности срок окупаемости, как правило, выступает только в качестве ограничения.

Коэффициент эксплуатационных расходов k определяется отношением суммы расходов за весь период работы машины к ее стоимости:

$$k = \frac{\sum P}{C} = \frac{D(\mathcal{E}_н + Мт + Ин + Тр + Об + Нк) + \sum P_m + C}{C}. \quad (11.14)$$

Используя значение k , суммарный экономический эффект можно выразить в следующем виде:

$$\sum \mathcal{E} = D \cdot От - k \cdot C. \quad (11.15)$$

Коэффициент стоимости оборудования (процентное отношение стоимости оборудования к сумме расходов) можно выразить отношением:

$$c = \frac{C}{\sum P} 100\% = \frac{1}{k} 100\%. \quad (11.16)$$

Исходя из формулы (11.14), коэффициент эксплуатационных расходов возрастает с увеличением долговечности. Соответственно снижается доля стоимости оборудования в общей сумме расходов.

Приведенный выше расчет является схематичным, поскольку в нем не учитывается динамика изменения эксплуатационных факторов, например, уменьшения или увеличения стоимости энергии и материалов с течением времени, уменьшения производительности оборудования по мере износа.

Влияние долговечности на объем продукции. Суммарный объем продукции $\sum S$, отдаваемый оборудованием за весь срок службы H , в денежном выражении равен произведению годовой отдачи $От$ на фактическую продолжительность его работы:

$$\sum S = Om \cdot H \cdot \eta_{исн} . \quad (11.17)$$

Если оборудование обрабатывает технический ресурс ($H \cdot \eta_{исн} = D$), тогда

$$\sum S = Om \cdot D . \quad (11.18)$$

Расширить область применения оборудования и выполняемые им функции можно введением дополнительных рабочих органов, приданием сменного оборудования, внедрением регулирования с целью увеличения номенклатуры обрабатываемых изделий, регулированием частоты вращения, мощности, производительности и т.п.

Вопросы для самоконтроля

1. Назовите основные показатели для оценки экономической эффективности в производстве.
2. Как определяется экономический эффект при внедрении нового оборудования?
3. Что такое коэффициент использования оборудования?
4. Как определяется сумма расходов в общем виде?
5. Как определить рентабельность нового оборудования?
6. Как определить срок окупаемости нового оборудования?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Абелевич, Л.А.* Механизация и автоматизация капитального ремонта колесных и гусеничных машин / Л.А. Абелевич, В.Я. Попов, А.Г. Теплов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1972. – 408 с.
2. *Афанасиков, Ю.И.* Проектирование моечно-очистного оборудования авторемонтных предприятий / Ю.И. Афанасиков. – М.: Транспорт, 1987. – 174 с.
3. *Амиров, Ю.Д.* Технологичность конструкции изделия: справочник / Ю.Д. Амиров, Т.К. Алферова, П.Н. Волков [и др.]. – М.: Машиностроение, 1990. – 768 с.
4. *Андреев, Г.Н.* Проектирование технологической оснастки машиностроительного производства: учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / Г.Н. Андреев, В.Ю. Новиков, А.Г. Схиртладзе; под ред. Соломинцева Ю.М. – 3-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2001. – 415 с.
5. *Белоусов, А.П.* Проектирование станочных приспособлений / А.П. Белоусов. – М.: Высш. шк., 1986. – 240 с.
6. *Быстрицкая, А.П.* Новое оборудование для заправки машин топливом и маслами / А.П. Быстрицкая. – М.: Агропромиздат, 1989. – 111 с.
7. *Васильев, В.И.* Основы проектирования технологического оборудования автотранспортных предприятий: учебное пособие / В.И. Васильев. – Курган: Изд-во Курган. машиностр. ин-та, 1992. – 87 с.
8. *Виноградов, А.Н.* Справочник контролера машиностроительного завода / А.Н. Виноградов, Ю.А. Воробьев, Л.Н. Воронцов [и др.]; под ред. Якушева А.И. – М.: Машиностроение, 1980. – 527 с.
9. *Власов, Ю.А.* Основы проектирования и эксплуатации технологического оборудования: учебное пособие / Ю.А. Власов, Н.Т. Тищенко – Томск: Изд-во Том. гос. архит. – строит. ун-та, 2004. – 277 с.
10. *Герц, Е.В.* Пневматические устройства и системы в машиностроении: справочник / Е.В. Герц, А.И. Кудрявцев, О.В. Ложкин [и др.]. – М.: Машиностроение, 1981. – 408 с.
11. *Говорущенко, Н.Я.* Диагностика технического состояния автомобилей / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 256 с.
12. *Грибков, В.М.* Справочник по оборудованию для технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей / В.М. Грибков, П.А. Карпекин. – М.: Россельхозиздат, 1984. – 223 с.
13. *Детали машин: учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков. – 5-е изд., перераб. и допол. – М.: Илекса, 1999. – 392 с.*
14. *Дунаев, П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 6-е изд., исп. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.

15. *Епифанов, Л.И.* Техническое обслуживание и ремонт автомобилей: учебное пособие для студентов учреждений среднего профессионального образования. / Л.И. Епифанов, Е.А. Епифанова. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2003. – 280 с.
16. *Иванов, М.Н.* Детали машин / М.И. Иванов. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
17. *Каверзин, С.В.* Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин / С.В. Каверзин. – Красноярск: ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.
18. *Корсаков, В.С.* Основы технологии машиностроения / В.С. Корсаков. – М.: Высш. шк., 1974. – 336 с.
19. *Кириллов, Ф.Ф.* Технические основы создания машин: учебное пособие / Ф.Ф. Кириллов, Д.П. Добжинский. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 1991. – 184 с.
20. *Крамаренко, Г.В.* Безгаражное хранение автомобилей при низких температурах / Г.В. Крамаренко, В.А. Николаев, А.И. Шаталов. – М.: Транспорт, 1984. – 136 с.
21. *Колясинский, З.С.* Механизация и автоматизация авторемонтного производства / З.С. Колясинский, Г.Н. Сархошьян, А.М. Лисковец. – М.: Транспорт, 1982. – 249 с.
22. *Контрольно-измерительные приборы и инструменты:* учебник для нач. проф. образования / С.А. Зайцев, Д.Д. Грибанов, А.Н. Толстов, Р.В. Меркулов. – М.: Академия; ПрофОбрИздат, 2002. – 464 с.
23. *Кудрин, А.И.* Основы расчета нестандартизованного оборудования для технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей: учебное пособие / А.И. Кудрин. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – 168 с.
24. *Курс инженерной экологии:* учеб. для вузов; под ред. И.И. Мазура – М.: Высш. шк., 1999. – 447 с.
25. *Маничев, Б.Е.* Основы автоматизации технического обслуживания и ремонта автомобилей / Б.Е. Маничев. – М.: Транспорт, 1978. – 249 с.
26. *Маслов, Н.Н.* Качество ремонта автомобилей / Н.Н. Маничев. – М.: Транспорт, 1975. – 368 с.
27. *Мальшев, Г.А.* Справочник технолога авторемонтного производства / Г.А. Мальшев. – М.: Транспорт, 1977. – 432 с.
28. *Муха, Т.И.* Приводы машин: справочник / Т.И. Муха, Б.В. Януш, А.П. Цупиков. – Л.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
29. *Орлов, П.И.* Основы конструирования: справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн.1 / П.И. Орлов; под ред. П.Н. Учаева. – Изд. 3-е, испр. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
30. *Охрана труда на автомобильном транспорте.* – М.: Ось-89, 2004. – 128 с.
31. *Планида, Е.В.* Технологическое проектирование АТП и СТО: учебное пособие / Е.В. Планида [и др.]. – Воронеж: 1989. – 170 с.
32. *Покровский, Б.С.* Справочник слесаря: учеб. пособие для нач. проф. образования / Б.М. Покровский, В.А. Скакун. – М.: Академия, 2003. – 384 с.
33. *Промышленно-транспортная экология:* учеб. для вузов / Под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 2001. – 273 с.
34. *Салов, А.И.* Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта: учебник для студентов автомоб.-дор. вузов / А.И. Салов. – М.: Транспорт, 1985. – 351 с.
35. *Техническое обслуживание и ремонт автомобилей:* механизация и экологическая безопасность производственных процессов / В.И. Сарбаев, С.С. Селиванов, В.Н. Коноплев, Ю.Н. Демин / Сер. «Учебники, учебные пособия». – Ростов н/Д: «Феникс», 2004. – 448 с.

36. *Селиванов, С.С.* Механизация процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей / С.С. Селиванов, Ю.В. Иванов. – М.: Транспорт, 1984. – 198 с.
37. *Таленс, Я.Ф.* Работа конструктора / Я.Ф. Таленс. – Л.: Машиностроение, 1987. – 255 с.
38. *Техническая эксплуатация автомобилей:* учебник. / Е.С. Кузнецов. – 4-е изд. – М.: Наука, 2001. – 413 с.
39. *Техническая эксплуатация автомобилей:* учебник для вузов; под ред. Г.В. Крамаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1983. – 488 с.
40. *Черепанов, Л.Б.* Основы проектирования элементов технологического оборудования: учебное пособие / Л.Б. Черепанов. – Пермь: Изд-во Перм. ГТУ, 2001. – 58 с.
41. *Шахнес, М.М.* Оборудование для ремонта автомобилей / М.М. Шахнес. – М.: Транспорт, 1971. – 424 с.
42. *Шевченко, Н.Н.* Общие требования к оформлению графической части и пояснительной записки курсовых и дипломных проектов: методические указания. – Томск: Изд-во ТГАСУ, 1999. – 15 с.
43. *Яркин, Е.К.* Основы проектирования технологического оборудования автотранспортных предприятий: учебное пособие / Е.К. Яркин, В.М. Зеленский, Е.В. Харченко. – Новочеркасск: ЮРГТУ, 2006. – 321 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Параметры шероховатости, мкм

Класс шероховатости	R a		R z
	1	50	80; 63; 40
2	25	40; 32; 20	160; 125; 100; 80
3	12,5	20; 16; 10	80; 63; 50; 40
4	6,3	10; 8; 5	40; 32; 25; 20
5	3,2	5; 4; 2,5	20; 16; 12,5; 10
6	1,6	2,5; 2; 1,25	10; 8; 6,3
7	0,80	1,25; 1; 0,63	6,3; 5; 4,0; 3,2
8	0,40	0,63; 0,5; 0,32	3,2; 2,5; 2,0; 1,60
9	0,20	0,32; 0,25; 0,16	1,60; 1,25; 1,0; 0,80
10	0,10	0,16; 0,125; 0,080	0,80; 0,63; 0,50; 0,40
11	0,050	0,080; 0,063; 0,040	0,40; 0,32; 0,25; 0,20
12	0,025	0,040; 0,032; 0,020	0,20; 0,16; 0,125; 0,10
13	0,012	0,020; 0,016; 0,010	0,10; 0,08; 0,063; 0,05
14	-	0,010; 0,008	0,05; 0,04; 0,032

Шероховатость поверхностей типовых машиностроительных деталей

Наименование деталей	Классы шероховатости
Подшипники скольжения: отверстие	7 – 9
вал	8 – 10
Упорные подшипники скольжения: малонагруженные	7 – 8
высоконагруженные	8 – 10
Неподвижные соединения с посадкой скольжения [H (h)]:	
отверстие	8 – 9
вал	9 – 11
Соединения с переходными посадками: отверстие.....	7 – 9
вал	8 – 10
Упорные буртики неподвижных цилиндрических соединений	6 – 8
Посадки подшипников качения:	
отверстие в корпусе при классе точности подшипника:	
нормальном 0	8 – 9
повышенном 6	9 – 10
высоком 5	10 – 11
прецизионном 4	11 – 12
вал при классе точности подшипника:	
нормальном 0	8 – 10
повышенном 6	10 – 11
высоком 5	11 – 12
прецизионном 4	12 – 13
Тела качения в контактно-нагруженных сочленениях	10 – 12
Цилиндры под поршни: с манжетами	7 – 10
с кольцами	9 – 12
Поршни: чугунные и стальные	9 – 10
из легких сплавов	10 – 12
Поршневые пальцы: отверстие	8 – 11
вал (палец)	9 – 12
Насосы высокого давления: цилиндры	10 – 12
плунжеры	12 – 14
Золотники цилиндрические маслораспределительные:	
отверстие	8 – 10
золотник	9 – 11
Золотники газораспределительные: отверстие	9 – 11
золотник	10 – 12
Золотники плоские: корпус	9 – 10
золотник	11 – 12
Конические пробковые краны: отверстие	9 – 10
пробка	10 – 12
Клапаны с коническими поверхностями:	
направляющими: втулка штока	9 – 10
шток	10 – 11
уплотняющими: рабочая поверхность седла	9 – 11
рабочая фаска клапана	10 – 12
Кулачковые механизмы: кулачок	9 – 11
приводной ролик	9 – 12
плоский толкатель	8 – 11

Наименование детали	Классы шероховатости
Шлицевые соединения: по направляющему диаметру:	
отверстие	7 – 10
вал	8 – 10
по внутреннему диаметру: отверстие	9 – 12
вал	7 – 9
по граням шлицов: охватывающие поверхности	7 – 10
охватываемые поверхности	8 – 11
Шпоночно-пазовые соединения: паз	5 – 7
шпонка	6 – 8
Резьбы наружные: рядовые	5 – 6
повышенной точности	6 – 7
точные	7 – 8
Винты ходовые: гайка	8 – 10
винт	10 – 12
Шестерни и колеса: с умеренным нагружением	6 – 8
со средним нагружением	9 – 10
тяжелонагруженные	10 – 12
Фрикционы, тормоза: цилиндрические	9 – 12
плоские	8 – 10
Шкивы: под плоские ремни	9 – 12
под клиноременные	8 – 10
Стыки герметичные, собираемые на прокладках:	
мягких	6 – 8
твердых	8 – 9
из мягких металлов.....	9 – 10
Стыки герметичные (металл по металлу).....	10 – 12
Привалочные плоскости: рядовые	5 – 7
точные	8 – 10
Свободные поверхности деталей (торцы, несущие цилиндрические поверхности валов, фаски, нерабочие поверхности зубчатых колес, шкивов, маховиков, рычагов, штоков и др.):	
малонагруженные	4 – 6
нагруженные высокими нагрузками.....	6 – 9
в том числе циклическими	10 – 14
Шестигранники, четырехгранники, лыски, пазы под ключ и т.п.	4 – 5
Отверстия под крепежные детали, устанавливаемые с зазором	4 – 5
Опорные поверхности под гайку с болтом	4 – 5
Центрирующие буртики (фланцев, крышек, корпусных деталей):	5 – 8
отверстие	
буртик	
Детали управления, рукоятки, маховики, ручки	5 – 6
	6 – 7
Пружины сжатия	8 – 10
Измерительный инструмент	с полированием
	4 – 5
	12 – 14

Сравнительные данные для выбора системы управления

Критерий сравнения	Система		
	пневматическая	гидравлическая	электрическая
Общий КПД силовой системы	Редко превышает 30%	Менее 70%	Менее 90%
Потери энергии при передаче	Меньше, чем в гидравлической	Большие	Наименьшие
Максимальная скорость подачи сигнала	До 360 м/с	1000 м/с	300000 м/с
Размеры систем: логических	Меньше чем у гидравлической, сравнимы с размером электроконтактной	Большой	Наименьший при электронных
силовых	Как правило, больше, чем гидравлической	Наименьший при высоком давлении	Ниже, чем у гидравлической
Скорость исполнительных механизмов	Высокая	Ниже, чем у пневматических и электрических	Ниже, чем у пневматических
Плавность перемещений и точность останова в любом положении	Практически не обеспечивается без применения специальных устройств	Высокая и легко регулируемая	Лучше по сравнению с пневматической, но хуже, чем у гидравлической
Удары в конце хода	Большой удар. Обычно демпфирующие устройства встроены в цилиндр	Практически отсутствуют	Сравнительно большой удар. Необходимость установки демпфирующих устройств
Чувствительность к перегрузкам исполнительных механизмов	При значительных перегрузках останавливаются без поломок	То же, что и у пневматических, но перегрузки вызывают повышенный нагрев жидкости и расход энергии	Чувствительная. Длительные перегрузки выводят из строя двигатели
Логические элементы: частные характеристики, Гц	Высокого давления до 40, среднего давления до 18, низкого до 250	До 100	Электроконтактная до 200, электронная до 10^7
срок службы, цикл	Высокого давления $(10...12) 10^6$, среднего $(1...10) 10^6$, низкого св. 10^9	До $5 \cdot 10^6$	Электроконтактная $5 \cdot 10^5...2 \cdot 10^6$, электронная - практически неограничен
размер	Низкого давления меньше по сравнению с системами среднего и высокого давления	Больше по сравнению с пневматической	Электроконтактная сравнима с пневматической, наименьший у электронной

Критерий сравнения	Система		
	пневматическая	гидравлическая	электрическая
Время срабатывания выходных устройств	0,02...0,1	0,06...0,1	0,05...0,15
Пожаро- и взрывобезопасность	Применима для работы в пожаро- и взрывобезопасных условиях	Пожаро- и взрывобезопасна при использовании в качестве рабочей среды негорючих жидкостей	Требуется применение устройств в пожаро- и взрывобезопасном исполнении, что увеличивает стоимость в 2...3 раза
Влияние запыленности и влажности окружающей среды	Практически не влияют на работоспособность	Приводят к загрязнению рабочей жидкости при разгерметизации бака. Требуется периодическая замена рабочей жидкости	Влияет на работоспособность. Требуется специальное исполнение аппаратуры
Влияние магнитных полей	Не влияют на работоспособность		Могут вызвать ложные срабатывания
Влияние концентрирующего излучения	Может вывести из строя устройства, содержащие резинотехнические изделия		Выводит из строя элементы, нарушает свойства изоляционных материалов
Накопление энергии	Обеспечивается установкой простых емкостей	Обеспечивается установкой сложных и громоздких гидропневмоаккумуляторов	Обеспечивается установкой громоздких электрических аккумуляторов

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Технические требования к деталям, сопряженным с уплотнениями манжетного типа

Показатели	Вал	Отверстие
Шероховатость поверхности Ra , мкм	0,63...0,16	2,5...1,25
Твердость поверхности трения для стали HRC , не менее	30	–
Квалитет	10	8
Радиальное биение (мм, не более) при частоте вращения вала, c^{-1} (об/мин): до 8,3 (до 500) св. 8,3 до 25 (св. 500 до 1500)	0,20 0,15	– –
Несоосность посадочного места относительно оси вала (мм, не более) при диаметре посадочного гнезда: до 80 св. 80 до 150	– –	0,12 0,15

Технические характеристики шестеренчатых насосов типа НШ

Наименование показателей	Марка насоса					
	НШ-10	НШ-32	НШ-46	НШ-50	НШ-71	НШ-100-2
Рабочий объем, см ³ /об	10	31,5	45,7	49,1	69,7	98,8
Давление, МПа номинальное максимальное	10 14				14 16	
Частота вращения, с ⁻¹ номинальная минимальная максимальная	2400	1820	1500	1920	1500	1500
	960	1200	1200	960	960	960
	3000	2400	1920	2400	1920	1920
К П Д объемный общий	0,92	0,94	0,92	0,92	0,94	0,94
	0,82	0,83	0,82	0,82	0,85	0,85
Номинальная подача, дм ³ /с	0,23	0,72	1,05	1,12	1,58	2,32
Номинальная потребляемая мощность, кВт	7,5	17,6	24,1	28,2	30,53	37,5
Масса, кг	2,48	6,4	7,0	7,47	16,8	17,5

Параметры гидроцилиндров общего назначения на номинальное давление 10 и 16 МПа (ГОСТ 6540-68)**

D, мм	d (мм) при φ		Ход поршня L, мм						
	1,25	1,6							
40	18	25	80	100	110	400			
50	22	32	100	125	320	400	500	600	
63	28	40	125	140	160	180	250	280	360
80	36	50	220	250	280	320	400	450	500
			560	630	710	800	900	1000	
100	45	63	320	360	400	500	560	630	710
			800	900	1000	1120			
110	50	70	250	280	360	400	630	800	1000
125	56	80	320	360	400	450	500	560	630
			710	800	1000	1120	1400		
140	63	90	400	500	560	630	800	900	1000
			1120	1400					
160	70	100	400	500	630	800	1000	1120	1400
			1600						
180	80	110	500	560	630	710	800	1000	1120
200	90	125	500	630	710	800	1000	1120	1400
			1600						
220	100	140	630	710	1400				
250	110	160				2000	2240		

Примечание. При φ = 1,25 и φ = 1,6 – отношение площади поршня к площади штока.

**Предельные отклонения диаметров сопрягаемых деталей
для неподвижных соединений**

Уплотняемый диаметр, мм	Допускаемые отклонения уплотняемых диаметров при давлении, МПа					
	до 5		5...10		10	
	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
3...6	<i>H 10</i>	<i>e 9</i>	<i>H 10</i>	<i>e 9</i>	<i>H 10</i>	<i>e 9</i>
6...10						
10...18						
18...30					<i>H 8</i>	
30...50						
50...80						
80...120	<i>H 8</i>	<i>h 8</i>	<i>H 8</i>	<i>h 8</i>	<i>f 8</i>	
120...180						
Свыше 180						<i>h 8</i>

**Допускаемые отклонения диаметров уплотняемых устройств
с возвратно-поступательным движением**

Уплотняемый диаметр, мм	Допускаемые отклонения уплотняемых диаметров при давлении, МПа					
	до 5		5...10		10	
	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
3...6	<i>H 10</i>	<i>e 9</i>	<i>H 10</i>	<i>e 9</i>	<i>H 10</i>	<i>e 9</i>
6...10						
10...18						
18...30					<i>H 8</i>	
30...50						
50...80						
80...120	<i>H 8</i>	<i>h 8</i>	<i>H 8</i>	<i>h 8</i>	<i>f 8</i>	
120...180						
Свыше 180						<i>h 8</i>

Размеры стальных бесшовных труб (ГОСТ 8732-78 и ГОСТ 8734-75**)**

Условный проход, мм	Номинальное давление, МПа								
	до 6,3			до 10			до 20		
	d_H	S	$d_{ВН}$	d_H	S	$d_{ВН}$	d_H	S	$d_{ВН}$
6	8	1	6	10	2	6	14	3,5	7
8	10	1	8	14	3	8	18	3,5	11
10	12	1	10	18	3	12	22	5	12
13	14	1	12	20	3,5	13	25	5	15
16	18	1,4	15,2	22	3,5	15	28	6	16
20	22	1,4	19,2	28	3,5	21	34	6	22
25	28	2	24	34	4	26	42	7	28
32	38	2,5	33	42	4	34	50	7	36
40	45	3	39	50	4	42	60	8	44
50	57	3,5	50	60	5	50	76	10	56
63	68	4	60	76	6	64	89	11	67
80	89	5	79	102	8	86	114	14	86
100	108	5	98	114	8	98	140	16	108

Примечание. d_H – наружный диаметр трубы, мм;
 $d_{ВН}$ – внутренний диаметр трубы, мм;
 S – толщина стенки, мм.

Средние значения расхода воздуха для различных потребителей

Потребитель	Характеристика	Давление, МПа	Расход воздуха, м ³ /мин
Ковочные и штамповочные молоты	Усилие, кН:	0,6	
	5		10,0
	7		13,0
	10		16,5
	15		20,0
	20		24,0
	30		30,0
	50		40,0
	100		55,0
	120		60,0
150	65,0		
Молотки: рубильно-чеканные клепальные	Мощность, кВт:	0,5...0,6	
	0,37...0,51		0,6...0,8
	0,12...0,74		0,7...1,5

Потребитель	Характеристика	Давление, МПа	Расход воздуха, м ³ /мин
Сверлильные машины	Наибольший диаметр сверления, мм: 8 10 13 22	0,5...0,6	0,5...0,8 0,6...0,9 0,7...1,0 0,9...1,7
Шлифовальные машины	Наибольший диаметр круга, мм: 25 50 125 150	0,5...0,6	0,6...0,8 1,0...1,3 1,6...2,1 1,7...2,2
Гайковерты и ключи	Наибольший диаметр резьбы, мм: 12...14 20...22 28...32	0,5...0,6	0,3...0,7 1,2...1,5 1,3...2,5
Напильники	Мощность 0,15 кВт	0,5...0,6	0,2...0,3
Вибраторы	-	0,5...0,6	До 5,0
Трамбовки	-	0,5...0,6	0,5...1,3
Формовочные машины	-	0,5...0,6	0,2...0,8 м ³ на одну опоку
Моторы	Мощность, кВт: 0,37 0,37...0,74 0,74...1,10 1,20...2,20 2,20		м ³ /кВт: 1,7...1,8 1,6...1,7 1,5...1,65 1,0...1,5 0,8...1,0
Подъемники	Грузоподъемность, кН: 10,0 20,0 50,0 100,0	0,6	м ³ на 1 м высоты подъема: 0,3...0,4 0,6...0,7 1,5...1,8 3,0...3,5
Пистолеты-краскораспылители	Производительность 0,5...2,0 м ³ окрашенной поверхности в час	0,3...0,4	0,1...0,8
Пескоструйные машины	Диаметр сопла, мм: 5 8 10 12	0,3...0,4	0,8 2,0 3,3 5,0
Обдувочные сопла	Диаметр сопла, мм: 4 8	0,3...0,4	0,6 2,3

Техническая характеристика пневмоцилиндров (ГОСТ 15608-81**)

Диаметр, мм		Усилие на штоке, Н							
цилиндра	штока	Теоретическое				Действительное (не менее)			
		толкающее	тянущее	толкающее	тянущее	толкающее	тянущее	толкающее	тянущее
		Давление, МПа							
		0,63		1,0		0,63		1,0	
25	10	310	260	490	410	240	200	390	320
32	10	500	450	800	720	400	360	640	570
40	12	790	720	1260	1140	630	570	1000	910
50	16	1250	1110	1960	1760	990	880	1560	1400
63	16	1960	1830	3110	2910	1560	1460	2480	2320
80	25	3170	2860	5030	4540	2780	2510	4420	3990
100	25	4950	4640	7850	7360	4350	4080	6900	6470
125	32	7730	7230	12270	11470	6800	6360	10790	10090
160	40	12670	11870	20110	18850	11650	10920	18500	17340
200	50	19790	18560	31420	28460	18200	17070	28900	27100
250	63	30920	28960	49090	45970	28440	26640	45160	42290
320	80	50660	47500	80420	75390	46600	43700	73980	69350
360	80	64120	61960	101780	96760	60910	57910	96690	91920
400	90	79160	75150	125660	119300	75200	71390	119370	113330

Примечание. Теоретическое усилие на штоке определено как произведение избыточного давления на площади поршня (толкающие) или на разность площадей поршня и штока (тянущее).

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Основы проектирования	4
1.1. Общие вопросы проектирования	4
1.2. Порядок построения технического задания	6
1.3. Проведение патентно-информационных исследований	7
1.4. Методы конструирования	16
1.5. Содержание курсового проекта	18
1.5.1. Состав проекта	18
1.5.2. Требования к чертежам и пояснительной записке	19
Вопросы для самоконтроля	26
2. Последовательность расчета технологического оборудования	27
2.1. Последовательность расчета моечной установки	27
2.2. Последовательность расчета конвейеров	27
2.3. Последовательность расчета тормозного стенда	28
2.4. Последовательность расчета стенда для балансировки валов	28
2.5. Последовательность расчета гайковертов	28
2.6. Последовательность расчета приспособлений для разборки и сборки прессовых соединений	29
2.7. Последовательность расчета винтовых домкратов и подъемников	30
2.8. Последовательность расчета гидравлических домкратов	30
2.9. Последовательность расчета гидравлических подъемников	30
2.10. Последовательность расчета стенда для испытания коробок передач по «замкнутому контуру»	31
2.11. Последовательность оборудования для лакокрасочных работ	31
3. Проектирование оборудования для моечно-очистительных работ	32
Вопросы для самоконтроля	53
4. Проектирования оборудования для механизации подъемно-транспортных работ	54
4.1. Расчет конвейеров	54
4.2. Расчет домкратов и подъемников	67
4.2.1. Винтовой домкрат	67
4.2.2. Винтовые электромеханические подъемники	73
4.2.3. Реечный домкрат	77
4.2.4. Гидравлический домкрат	81
4.2.5. Гидравлический подъемник	84
Вопросы для самоконтроля	89

5. Проектирование оборудования для разборочно-сборочных работ	90
5.1. Расчет гайковертов	90
5.2. Расчет стендов для разборки агрегатов	96
5.3. Расчет винтового пресса	98
5.4. Расчет съемников.....	102
Вопросы для самоконтроля	111
6. Проектирование контрольного оборудования и оснастки	112
6.1. Расчет роликовых стендов	112
6.1.1. Проектирование стендов для проверки мощности	113
6.1.2. Расчет основных параметров стендов для проверки тормозов	123
6.2. Расчет стендов для балансировки валов	128
Вопросы для самоконтроля	135
7. Проектирование оборудования для приработки и испытания узлов и агрегатов	136
Вопросы для самоконтроля	157
8. Проектирование оборудования для лакокрасочных работ	158
Вопросы для самоконтроля	169
9. Проектирование технологической оснастки	170
9.1. Расчет сил зажима и зажимных устройств	170
9.2. Проектирование технологической оснастки для механической обработки деталей	181
Вопросы для самоконтроля	191
10. Расчет элементов приводных устройств	192
10.1. Пневматические приводы	192
10.2. Гидравлические приводы	199
10.3. Пневмогидравлические приводы	202
10.4. Механогидравлические приводы	206
10.5. Электромеханические приводы.....	206
10.6. Механические центробежные приводы	207
Вопросы для самоконтроля	208
11. Технико-экономический расчет проектируемого оборудования	209
Вопросы для самоконтроля	213
Библиографический список	214
Приложения	217
Приложение 1. Параметры шероховатости	217
Приложение 2. Шероховатость поверхностей типовых машиностроительных деталей.....	218
Приложение 3. Сравнительные данные для выбора системы управления	220
Приложение 4. Технические требования к деталям, сопряженным с уплотнениями манжетного типа	221
Приложение 5. Технические характеристики шестеренчатых насосов типа НШ	222
Приложение 6. Параметры гидроцилиндров общего назначения на номинальное давление 10 и 16 МПа	222
Приложение 7. Предельные отклонения диаметров сопрягаемых деталей для неподвижных соединений	223
Приложение 8. Допускаемые отклонения диаметров уплотняемых устройств с возвратно-поступательным движением	223
Приложение 9. Размеры стальных бесшовных труб.....	224
Приложение 10. Средние значения расхода воздуха для различных потребителей	224
Приложение 11. Техническая характеристика пневмоцилиндров	226